



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DELL'AQUILA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE E DELL'INFORMAZIONE E DI
ECONOMIA

Dottorato di Ricerca in Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia
Curriculum Ingegneria meccanica, energetica e gestionale
XXXV ciclo

Titolo della tesi
Impianto di refrigerazione a CO₂
Analisi sperimentale e modellazione impiantistica per l'ottimizzazione energetica

SSD ING-IND/09

Dottoranda
Dott.ssa Simona Abbate

Coordinatrice del corso
Prof.ssa Katia Gallucci

Tutor
Prof. Roberto Carapellucci

a.a. 2021/2022

"Quando ti metterai in viaggio per Itaca devi augurarti che la strada sia lunga, fertile in avventure e in esperienze. I Lestrigoni e i Ciclopi o la furia di Nettuno non temere, non sarà questo il genere di incontri se il pensiero resta alto e un sentimento fermo guida il tuo spirito e il tuo corpo. In Ciclopi e Lestrigoni, no certo, né nell'irato Poseidone incapperai se non li porti dentro se l'anima non te li mette contro. Devi augurarti che la strada sia lunga. Che i mattini d'estate siano tanti quando nei porti – finalmente e con che gioia – toccherai terra tu per la prima volta: negli empori fenici indugia e acquista madreperle coralli ebano e ambre tutta merce fina, anche profumi penetranti d'ogni sorta; più profumi inebrianti che puoi, va in molte città egizie impara una quantità di cose dai dotti. Sempre devi avere in mente Itaca – raggiungerla sia il pensiero costante. Soprattutto, non affrettare il viaggio; fa che duri a lungo, per anni, e che da vecchio metta piede sull'isola, tu, ricco dei tesori accumulati per strada senza aspettarti ricchezze da Itaca. Itaca ti ha dato il bel viaggio; senza di lei, mai ti saresti messo sulla via. Nulla di più ha da darti. E se la trovi povera, non per questo Itaca ti avrà deluso. Fatto ormai savio, con tutta la tua esperienza addosso già tu avrai capito ciò che Itaca vuole significare."

[Costantino Kavafis - 1911]

"Istruitevi perché abbiamo bisogno di tutta la vostra intelligenza. Agitatevi perché abbiamo bisogno di tutto il nostro entusiasmo. Organizzatevi perché abbiamo bisogno di tutta la vostra forza."

[Antonio Gramsci - L'Ordine Nuovo, maggio 1919]

Indice

Elenco delle figure	7
Elenco delle tabelle	14
summary	18
Introduzione	20
1 Gli impatti ambientali della attività antropica e della refrigerazione	22
1.1 L'attività antropica e il suo impatto nei confronti del pianeta Terra	22
1.1.1 L'Effetto serra	24
1.1.2 L'Ozone depletion	30
I meccanismi di distruzione dell'Ozono	32
Gli effetti della riduzione della fascia di ozono	37
1.2 I parametri che misurano il potenziale di inquinamento dei gas	38
1.2.1 Il GWP: Global Warming Potential	38
1.2.2 L'ODP: Ozone Depletion Potentials	40
1.3 La normativa in merito alle emissioni e alla refrigerazione	42
1.4 L'industria della refrigerazione, numeri e potenziale	45
2 La refrigerazione industriale - gli impianti ad anidride carbonica	48
2.1 L'anidride carbonica e il suo uso come refrigerante	48
2.1.1 I fluidi refrigeranti	50
La classificazione dei fluidi frigoriferi	51
I clorofluorocarburi CFC	52
Gli idroclorofluorocarburi HCFC	52
Gli Idrofluorocarburi HFC	52
Le idrofluoro olefine HFO	52
Gli idrocarburi HC	53
L'Ammoniaca NH_3	53
GWP e ODP	53

2.1.2	Caratteristiche della CO_2 e confronto con gli altri fluidi refrigeranti	53
2.2	Caratteristiche degli impianti a CO_2	60
2.2.1	Il funzionamento in Subcritico e in Transcritico	60
2.2.2	L'efficienza del ciclo, il coefficiente di prestazione	62
	Le perdite di exergia: ciclo subcritico e transcritico	66
2.3	Layout impiantistici della refrigerazione	69
2.3.1	Layout specifici della refrigerazione ad anidride carbonica	72
	Sistema diretto a singolo stadio	73
	Sistema diretto a singolo stadio con by-pass del flash gas	74
	Sistemi booster a doppio stato	76
	Sistemi a cascata	77
	Sistemi secondari a pompa	78
3	L'impianto sperimentale di EPTA	80
3.1	Descrizione dell'impianto: componenti principali	80
3.1.1	Serbatoio ricevitore - separatore	80
3.1.2	Evaporatori	82
3.1.3	Valvola HPV di alta pressione	82
3.1.4	Valvola EVD di espansione serbatoio - evaporatori	84
3.1.5	Valvola RPRV di flash gas	84
3.1.6	Compressore	85
3.1.7	Gas Cooler	86
3.1.8	Separatore olio refrigerante	88
3.1.9	Circuito acqua e glicole	89
	Proprietà del fluido	90
	Dry cooler	90
3.2	Sistema di regolazione e acquisizione	91
3.2.1	I misuratori di portata Siemens	92
3.2.2	Il misuratore di livello del serbatoio separatore	92
3.2.3	Il sistema pRack	93
3.2.4	Regolazione della valvola HPV di alta pressione	93
3.2.5	Regolazione della valvola RPRV	95
3.3	Funzionamento dell'impianto	96
3.3.1	Funzionamento in subcritico	100
3.3.2	Funzionamento in transcritico	102
3.4	Le prestazioni dell'impianto	103
3.5	Limiti di funzionamento dell'impianto	105
3.5.1	Perdita di potenza termica	105

3.5.2	Limiti di funzionamento dell'impianto sotto gli 11°C	106
4	Potenzialità della modellazione tramite Gt - Suite di due compressori in parallelo	114
4.1	Modellazione Gt - Suite	119
4.1.1	Validazione	119
4.1.2	Soluzione 2	120
4.1.3	Soluzione 3	122
4.1.4	Collettore comune per compressori differenti	122
4.1.5	Analisi con due compressori uguali	122
4.2	Risultati della modellazione	125
5	Modifiche di impianto per migliorare l'efficienza: Interrefrigerazione e Subcooling	129
5.1	interrefrigerazione definizione e soluzioni impiantistiche	129
5.2	Il subcooling	133
5.3	Il modello implementato	135
5.3.1	Il modello base	136
5.3.2	Il modello 0	141
5.3.3	Il modello 1	145
5.3.4	Il modello 2	150
5.3.5	Il modello 3	154
5.3.6	Il modello 4	158
5.3.7	Il modello 5	163
5.3.8	Il modello 6	166
5.3.9	Il modello 7	170
5.4	Confronto fra le differenti configurazioni	175
6	La modellazione GT-Suite della centrale EPTA	179
6.1	Il software GT-Suite	179
6.1.1	Le equazioni alla base del software	180
6.2	Il serbatoio separatore	181
6.2.1	Analisi variando i parametri dell'impianto	183
6.3	Il compressore	185
6.4	Il gas cooler	187
6.5	Gli evaporatori	191
6.6	Le valvole di espansione	192
6.7	Condizioni al contorno	193

6.8 Futuri sviluppi del modello	194
Conclusioni	195
Bibliografia	197

Elenco delle figure

1.1	L'area verde rappresenta il confine sicuro, quella gialla la zona di incertezza che vede un rischio crescente mentre l'area rossa indica il rischio elevato	25
1.2	Sono rappresentati tutti i limiti planetari e le rispettive impronte ecologiche che misurano l'impatto di un determinato processo nei confronti di quello specifico limite planetario	26
1.3	A sinistra l'errata rappresentazione corrente dello sviluppo sostenibile dove i 3 elementi sono equivalenti e sullo stesso piano, a destra la corretta rappresentazione in cui le esigenze sociali sono vincolate dall'ambiente e vincolano gli aspetti economici	26
1.4	Schema effetto serra	27
1.5	Lo spettro elettromagnetico	28
1.6	Spettri del corpo nero rappresentativi del Sole (a sinistra) e della Terra (a destra). La scala della lunghezza d'onda è logaritmica e l'ordinata è stata moltiplicata per la lunghezza d'onda per mantenere la proporzionalità tra aree sotto la curva e l'intensità.	28
1.7	(a) Spettri del corpo nero del sole (a sinistra) e della Terra (a destra). (b) Spettro di assorbimento monocromatico dell'atmosfera che si trova sopra gli 11 km; (c) spettro di assorbimento monocromatico dell'intera atmosfera. La scala della lunghezza d'onda è logaritmica, e l'ordinata è stata moltiplicata per la lunghezza d'onda per mantenere la proporzionalità tra aree sotto la curva e l'intensità.	29
1.8	Bande di assorbimento dei principali gas serra	30
1.9	Prima immagine di ozone hole, 1983	31
1.10	Nella figura di sinistra è riportata la concentrazione dei maggiori gas responsabili della riduzione dello strato di ozono, mentre nell'immagine di destra è riportato l'andamento delle emissioni di questi gas	32
1.11	Nella figura di sinistra è riportata la concentrazione di alcuni HCFCs (quelli più impattanti), mentre nell'immagine di destra è riportato l'andamento delle emissioni di questi gas	32

1.12	Meccanismo di distruzione dell'ozono di tipo catalitico	34
1.13	Catena di reazioni catalitiche che avvengono in zone polari	36
1.14	Cronologia dell'area del buco dell'ozono nell'emisfero australe in milioni di km^2 in diversi anni [1]	36
1.15	(a)AGWP è calcolato integrando la RF a causa di emissioni nell'orizzonte temporale prescelto; per esempio, 20 e 100 anni (linee verticali). Il GWP è il rapporto tra AGWP per la componente i e AGWP per il gas di riferimento CO_2 . Il campo tratteggiato blu rappresenta la RF integrata a causa di un'emissione di CO_2 , mentre i campi verde e rosso rappresentano gas di esempio con 1,5 e 13 anni di vita. (b) rappresenta il GTP e si basa sulla risposta in temperatura ad un anno selezionato dopo l'emissione dell'impulso degli stessi gas; ad es. 20 o 100 anni (linee verticali)	39
1.16	Concentrazione di cloro in atmosfera al variare delle politiche attuate [2]	43
1.17	Date di applicazione dell'emendamento di Kigali [3].	44
1.18	Andamento del phase out dei CFCs [4].	44
1.19	Confronto dei consumi elettrici della refrigerazione con gli altri settori.	46
1.20	Distribuzione dei consumi elettrici di refrigerazione per settore.	47
2.1	Brevetto del 1834 numero 6662 depositato a Londra da Jacob Perkins	49
2.2	Time line della diffusione dei refrigeranti dal 1900 al 2008	50
2.3	Diagramma di fase della CO_2	55
2.4	Diagramma caratteristico della CO_2	56
2.5	Pendenza della curva dT/dP per i refrigeranti.	56
2.6	Pendenza della curva ρ_l/ρ_g per i refrigeranti.	57
2.7	Andamento della tensione superficiale, allo stato liquido saturo, al variare della temperatura per diversi refrigeranti.	57
2.8	Andamento del calore specifico dell'anidride carbonica in funzione della temperatura a differenti valori di pressione	58
2.9	Temperatura pseudo critica al variare della pressione	59
2.10	Schema di impianto commercializzato nel 2018 con due serbatoi separatori [5].	61
2.11	Tipico esempio di funzionamento in estate (rosso) e inverno (blu) di un impianto a CO_2	61
2.12	Scambio energetico fra fluido refrigerante (rosso) e aria (verde). Il caso a) è rappresentativo sia di un refrigerante naturale che della CO_2 in regime subcritico, mentre nel caso b) è illustrato lo scambio energetico nel caso di CO_2 transcritica	62
2.13	E) motore termico ideale; P frigorifero o pompa di calore ideale.	63

2.14	Ciclo ideale reversibile di Carnot: a) circuito b) diagramma temperatura-entropia.	63
2.15	Diagramma P-h dell'isobutano.	64
2.16	Prestazioni dell'impianto in transcritico a temperatura costante e variazione della pressione [6]	64
2.17	Due cicli transcritici con diversa pressione al gas cooler e uguale temperatura di uscita	65
2.18	Perdite per irreversibilità in un ciclo reale di una macchina frigorifera [7]	67
2.19	Perdite intrinseche di exergia di un ciclo frigorifero subcritico ideale. Π_{th} perdite dovute al processo di laminazione, Π_{ds} perdite dovute al processo di desurriscaldamento, W_{Carnot} lavoro teorico di Carnot	67
2.20	Perdite intrinseche di exergia di un ciclo frigorifero transcritico ideale.	68
2.21	Impianto di refrigerazione a compressione di vapore. A sinistra la configurazione di impianto con dei valori di riferimento di pressione e entalpia per il fluido refrigerante (R134a) a destra il ciclo nel diagramma P-h	70
2.22	Differenza fra un ciclo ideale e un ciclo reale in un diagramma T-S [8]	70
2.23	Impianto di refrigerazione con due stadi di compressione. A sinistra la configurazione di impianto, a destra il ciclo nel diagramma P-h [8]	72
2.24	Diagramma di un ciclo a cascata con fluido R404A [8]	72
2.25	Sistema diretto a singolo stadio di compressione	73
2.26	Diagramma p-h del sistema diretto a singolo stadio di compressione	74
2.27	Sistema diretto a singolo stadio di compressione con by-pass del flash gas	75
2.28	Diagramma p-h del sistema diretto a singolo stadio di compressione con by-pass del flash gas, caso transcritico	76
2.29	Diagramma p-h del sistema diretto a singolo stadio di compressione con by-pass del flash gas, caso subcritico	76
2.30	Sistema a booster	77
2.31	Sistema a cascata	78
2.32	Sistema secondario a pompa	79
3.1	Schema impianto presente nella sala motori dell'Università degli Studi dell'Aquila. In rosso il circuito CO_2 , in blu quello acqua e glicole	81
3.2	Dimensioni dell'evaporatore.	82
3.3	Dimensioni geometriche valvola Danfoss ICMTS 20A [9].	83
3.4	Caratteristiche valvola Danfoss ICMTS 20A [10].	84
3.5	Caratteristiche valvola Carel/ E^2V [11].	85
3.6	Caratteristiche valvola Carel/ E^3V45 [12].	85
3.7	Funzionamento del compressore alternativo.	86

3.8	Dimensioni del compressore installato.	86
3.9	Limiti di applicazione del compressore 4JTC-15K	87
3.10	Particolare del gas cooler con tubi a rigatura interna elicoidale [13].	87
3.11	Differenza di comportamento al gas cooler in condizioni transcritiche e subcritiche; la linea rossa identifica la CO_2 in condizione transcritiche, mentre la linea verde rappresenta il comportamento della CO_2 in subcritico o di un fluido refrigerante HFC [13].	88
3.12	Andamento del COP al variare della temperatura di uscita dal gas cooler e della pressione [13].	89
3.13	Caratteristiche del separatore d'olio.	90
3.14	Schema impianto con in risalto i punti di misura e le rispettive grandezze acquisite tramite Agilent	92
3.15	Componenti del misuratore di livello magnetico.	93
3.16	Diagramma Pressione e Entalpia dal quale si individuano i valori di setpoint per il funzionamento della valvola HPV [14]	94
3.17	Schema di impianto del solo circuito CO_2 , le frecce in verde individuano le principali trasformazioni dell'impianto.	96
3.18	Diagramma T/S e P/h del funzionamento dell'impianto in condizioni transcritiche e subcritiche.	98
3.19	Funzionamento dell'impianto in 24 ore, si nota che sopra i 26 °C l'impianto è in transcritico, mentre sotto in subcritico. Tutte le grandezze seguono l'andamento della temperatura esterna.	99
3.20	Funzionamento dell'impianto in 24 ore, si nota che sopra i 26 °C l'impianto è in transcritico, mentre sotto in subcritico. Tutte le grandezze graficate sono influenzate dall'andamento della pressione al gas cooler.	99
3.21	Funzionamento dell'impianto in condizioni subcritiche: arancione temperatura in uscita dal gas cooler, blu temperatura esterna, grigio pressione al gas cooler	100
3.22	Funzionamento dell'impianto in condizioni subcritiche: giallo temperatura esterna, arancione portata di CO_2 agli evaporatori. (Nell'asse orizzontale è riportato il numero di misura poiché ogni misura rappresenta la media dei 20 minuti precedenti, mentre nei grafici dove c'è orario misura sono riportate tutte le misure senza alcuna mediazione)	101
3.23	Funzionamento dell'impianto in condizioni subcritiche: giallo temperatura esterna, blu portata totale di CO_2 all'interno dell'impianto	101
3.24	Funzionamento dell'impianto in condizioni subcritiche: si nota che il COP aumenta al diminuire della temperatura (linea gialla).	102

3.25	Funzionamento dell'impianto in condizioni transcritiche: arancione temperatura in uscita dal gas cooler, blu temperatura esterna, grigio pressione al gas cooler	103
3.26	Funzionamento dell'impianto in condizioni transcritiche: giallo temperatura esterna, arancione portata di CO_2 agli evaporatori	103
3.27	Funzionamento dell'impianto in condizioni transcritiche: giallo temperatura esterna, blu portata totale di CO_2 all'interno dell'impianto	104
3.28	Funzionamento dell'impianto in condizioni transcritiche: si nota che il COP aumenta al diminuire della temperatura (linea gialla).	104
3.29	Funzionamento dell'impianto in condizioni transcritiche: si nota che il COP aumenta al diminuire della temperatura (linea gialla).	105
3.30	Andamento delle potenze termiche cedute e acquisite in 3 differenti giornate con differenti temperature esterne	108
3.31	Grafico del sistema di monitoraggio	109
3.32	Andamento delle temperature agli evaporatori, in blu lato CO_2 in arancione lato acqua. Nella figura a) la temperatura esterna è di $17^\circ C$, mentre nella b) di $9^\circ C$	109
3.33	Andamento delle temperature agli evaporatori lato sinistro e lato destro . . .	110
3.34	Andamento delle temperature agli evaporatori lato sinistro e lato destro. . .	111
3.35	Andamento della temperatura della miscela acqua e glicole in uscita agli evaporatori (linea gialla), della potenza termica (linea blu) e della portata di CO_2 agli evaporatori. La T_{ext} raggiunge gli $11^\circ C$ alle 12:30	112
3.36	Andamento della temperatura di fine evaporazione (linea verde), della pressione di evaporazione (linea blu) e della temperatura agli evaporatori. La T_{ext} raggiunge gli $11^\circ C$ alle 12:30	112
3.37	Andamento delle temperature agli evaporatori e delle potenze termiche nel caso in cui la temperatura esterna sia inferiore agli $11^\circ C$. La T_{ext} raggiunge gli $11^\circ C$ alle 12:30	113
4.1	Schema della soluzione standard	115
4.2	Schema della soluzione 2	115
4.3	Schema della soluzione 3	116
4.4	Modello dell'aspirazione di un compressore a CO_2 , individuazione degli input principali	117
4.5	Interfaccia di inserimento dati di input GT-Suite.	117
4.6	Caratteristiche compressore	118
4.7	Modello Gt-Suite, individuazione degli elementi principali	118
4.8	Soluzione standard, andamento delle pressioni	119

4.9	Soluzione 2, andamento delle pressioni	122
4.10	Soluzione 2, andamento delle pressioni	124
4.11	Andamento delle pressioni al variare delle dimensioni del flauto	124
5.1	Esempio di impianto con due compressori e interrefrigerazione a acqua	130
5.2	Diagramma p-h di un impianto a due compressori e interrefrigerazione ad acqua	131
5.3	Diagramma T-s di un impianto con interrefrigerazione [15]	131
5.4	Diagramma p-h di un impianto con interrefrigerazione [15]	132
5.5	Schema di impianto e corrispondente diagramma P-h [16]	133
5.6	Diagramma T-s ciclo frigorifero con subcooling	134
5.7	Schema di impianto [17]	135
5.8	Diagramma T-s dell'impianto esistente.	136
5.9	Diagramma p-h dell'impianto esistente	137
5.10	Schema di impianto modello 0	142
5.11	Diagramma T - s modello 0	143
5.12	Diagramma p - h modello 0	143
5.13	Schema di impianto modello 1	146
5.14	Diagramma T - s modello 1	146
5.15	Diagramma p - h modello 1	147
5.16	Schema di impianto modello 2	150
5.17	Diagramma T - s modello 2	151
5.18	Diagramma p - h modello 2	151
5.19	Schema di impianto modello 3	154
5.20	Diagramma T - s modello 3	155
5.21	Diagramma p - h modello 3	155
5.22	Schema di impianto modello 4	159
5.23	Diagramma T - s modello 4	159
5.24	Diagramma p - h modello 4	160
5.25	Schema di impianto modello 5	163
5.26	Diagramma T - s modello 5	164
5.27	Diagramma p - h modello 5	164
5.28	Schema di impianto modello 6	167
5.29	Diagramma T - s modello 6	168
5.30	Diagramma p - h modello 6	168
5.31	Schema di impianto modello 7	171
5.32	Diagramma T - s modello 7	171
5.33	Diagramma p - h modello 7	172
5.34	Andamento del COP al variare della temperatura esterna e del modello	175

5.35	Andamento del W al variare della temperatura esterna e del modello	176
6.1	Discretizzazione spaziale a "griglia sfalsata"	180
6.2	Refrigerant Phase Separator [18]	181
6.3	Modello virtuale implementato sul software	183
6.4	Quality in relazione al titolo e alla portata. L'asse delle ascisse identifica il titolo in ingresso (xinlet), l'ordinata la portata totale in kg/h e il colore identifica il quality.	184
6.5	LVF in relazione al titolo e alla portata. L'asse delle ascisse identifica quality, l'ordinata la portata totale in kg/h e il colore identifica il LVF.	184
6.6	Pressione in relazione al titolo e alla portata. L'asse delle ascisse identifica il titolo in ingresso (xinlet), l'ordinata la portata totale in kg/h e il colore identifica la pressione.	185
6.7	Quality in funzione del volume e della portata totale	185
6.8	LVF in funzione del volume e della portata totale	186
6.9	Schema del compressore	186
6.10	Interfaccia del software nella quale si definisce la mappa del compressore	187
6.11	Schema del gascooler	188
6.12	Interfaccia del software nella quale si definisce la geometria dello scambiatore	188
6.13	Caratteristiche richieste dal software per definire lo scambiatore: dimensioni orizzontali e verticali dello scambiatore	189
6.14	Schema dei due evaporatori	192
6.15	Caratteristiche richieste dal software per definire lo scambiatore	192
6.16	Schema della valvola	193

Elenco delle tabelle

1.1	GWP di alcuni gas per intervalli di 20,100 e 500 anni	40
1.2	Valori di ODP di diversi halocarbon normalizzati rispetto al CFC-11	41
1.3	Date di sospensione di produzione e consumo delle sostanze regolamentate dal protocollo di Montreal per i paesi industrializzati e in via di sviluppo	45
1.4	Numeri di impianti di refrigerazione [19]	46
1.5	Numeri di impianti di refrigerazione commerciale a CO_2	47
2.1	Valori di ODP e GWP dei principali refrigeranti. LT low temperature, HT high temperature, MT middle temperature	54
2.2	Confronto fra le caratteristiche della CO_2 e degli altri fluidi refrigeranti. (1) per <i>Calore latente volumetrico</i> si intende il calore latente diviso il volume specifico di vapore saturo secco; (2) valore riferito alla fase liquida.	59
2.3	Confronto fra le prestazioni di un ciclo frigorifero con due fluidi differenti a parità di condizioni	71
3.1	Caratteristiche dell'evaporatore installato nella centrale dell'Aquila.	83
3.2	Scheda tecnica del compressore Bitzer 4JTC - 15 K	87
3.3	Caratteristiche del gas cooler	89
3.4	Caratteristiche della miscela acqua e glicole 30% a 10°C e 0°C	90
3.5	Caratteristiche del dry cooler.	91
3.6	Dati acquisiti tramite sistema Agilent	91
3.7	Parametri impostati per la centrale installata nella Sala Motori dell'Università degli Studi dell'Aquila	95
3.8	Parametri impostati di impianto	97
3.9	Differenze di temperatura fra CO_2 e acqua e glicole agli evaporatori	107
4.1	Dati di input al compressore 1 e 2	116
4.2	Caratteristiche dei compressori	118
4.3	Soluzione standard, confronto dati sperimentali modello	120
4.4	Soluzione 2, confronto con i valori della soluzione standard	121
4.5	Soluzione 3, confronto con i valori della soluzione standard e della soluzione 2	123

4.6	Collettore comune e compressori differenti a confronto con la soluzione 3 . . .	125
4.7	Soluzione standard, soluzione 2 e soluzione 3 in caso di compressori uguali . .	126
4.8	Caso di collettore comune con compressori uguali	127
5.1	Valori puntuali dell'entalpia, metodo di calcolo del lavoro di compressione e valore. Il lavoro di compressione è calcolato considerando la portata unitaria	133
5.2	Descrizione delle trasformazioni che avvengono nell'impianto esistente con re- lativo colore e numerazione che si trova nelle figure che verranno descritte da qui in avanti	137
5.3	Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp per l'espansione 1-2 (con x si indica il titolo)	138
5.4	Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp per l'evapora- zione 2-3-4	138
5.5	Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp per la compres- sione 4-5	139
5.6	Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp per la conden- sazione/disenergizzazione 5-6'-6''-6	140
5.7	Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp per l'espansione di alta pressione HPV 6-7	140
5.8	Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp nella separa- zione di fase che avviene nel serbatoio ("trasformazione" 1-7-7')	141
5.9	Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp nella espansione RPRV 7'-7''	141
5.10	Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella prima compressione 4-5'	144
5.11	Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5''	144
5.12	Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella seconda compres- sione 5''-5'''	145
5.13	Parametri noti e calcolati del punto 3	147
5.14	Parametri noti e calcolati del punto 5'	148
5.15	Parametri noti e calcolati del punto 5''	149
5.16	Parametri noti e calcolati della seconda compressione 5''-5'''	149
5.17	Parametri noti e calcolati del punto 3	152
5.18	Parametri noti e calcolati del punto 5'	152
5.19	Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5'b	152
5.20	Parametri noti e calcolati del punto 5''	153
5.21	Parametri noti e calcolati della seconda compressione	153

5.22	Parametri noti e calcolati del punto 3	156
5.23	Parametri noti e calcolati del punto 5'	156
5.24	Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5'b	156
5.25	Grandezze note e calcolate che definiscono il punto 7*	157
5.26	Parametri noti e calcolati del punto 5''	157
5.27	Parametri noti e calcolati della seconda compressione	158
5.28	Parametri noti e calcolati del punto 3	160
5.29	Parametri noti e calcolati del punto 5'	161
5.30	Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5'a	161
5.31	Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5'b	161
5.32	Grandezze note e calcolate che definiscono il punto 7*	162
5.33	Parametri noti e calcolati del punto 5''	162
5.34	Parametri noti e calcolati della seconda compressione	162
5.35	Parametri noti e calcolati del subcooling	165
5.36	Parametri noti e calcolati del putno 4b	165
5.37	Parametri noti e calcolati della seconda compressione	166
5.38	Parametri noti e calcolati del subcooling	166
5.39	Parametri noti e calcolati del putno 4b	167
5.40	Parametri noti e calcolati del punto 5'	169
5.41	Parametri noti e calcolati del punto 5''	169
5.42	Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5''	170
5.43	Parametri noti e calcolati della seconda compressione	170
5.44	Parametri noti e calcolati del subcooling	172
5.45	Parametri noti e calcolati del putno 4b	172
5.46	Parametri noti e calcolati del punto 5'	173
5.47	Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5''	173
5.48	Parametri noti e calcolati del punto 5''	174
5.49	Parametri noti e calcolati della seconda compressione	174
5.50	Andamento del COP al variare della temperatura esterna e del modello, misure in subcritico	177
5.51	Andamento del COP al variare della temperatura esterna e del modello, misure in transcritico	178
6.1	Quadro riassuntivo delle correlazioni predittive utilizzate nel modello	191
6.2	Quadro riassuntivo delle correlazioni predittive utilizzate nel modello	193

6.3	Quadro riassuntivo delle correlazioni predittive utilizzate nel modello	193
-----	---	-----

Summary

This thesis work focuses on the optimization of CO_2 refrigeration systems. In particular, due to the Montreal Protocol, there is a need to abandon refrigerants with high ODP (Ozone Depletion Potential) and return to using natural and safe refrigerants.

After an initial analysis of why Carbon Dioxide is the optimal environmentally friendly and efficient refrigerant, a literature review was conducted to understand the state-of-the-art on the subject and the direction in which research is moving.

Subsequently, the focus shifted to experimental activities by developing a system located at the laboratories of the University of L'Aquila. Each individual component was analyzed, aiming to approach the operation of a commercial refrigeration system as closely as possible. Numerous experimental campaigns were conducted with the experimental setup, which allowed for understanding the limitations and operational difficulties of the system.

Once the experimental data was consolidated, the energy optimization of the system was carried out. Initially, a model was developed using VBA in Excel software to evaluate intercooling and subcooling systems. Later, the system was modeled using Gt-Suite software. This modeling, after careful validation, enabled simulating the operation of the system even under environmental and plant conditions that would be difficult to achieve and implement in L'Aquila.

Finally, thanks to the modeling, different system solutions suggested by EPTA S.p.A. could be evaluated without the need for laboratory analyses, simply by using the software and the developed model.

Introduzione

Se ci fermassimo solo un attimo a riflettere ci renderemmo conto che la direzione che abbiamo preso è quella che rischia di portarci all'autodistruzione, il disastro climatico ed ambientale è ormai presente nella nostra quotidianità eppure, se solo riflettessimo su quello che è stato ci renderemmo conto che cambiare tutto ciò è possibile. Lo abbiamo fatto con il protocollo di Montreal, l'unica volta in cui ci siamo impegnati veramente come umanità a salvare il nostro pianeta, il buco dell'ozono è ormai chiuso grazie a una decisione collettiva con una road map chiara per tutti i paesi. È quindi possibile "collettivizzare" una decisione e raggiungere degli obiettivi, cosa che oggi andrebbe fatto anche per le emissioni climalteranti.

La scienza ha sempre provato a suggerire la strada al mondo politico, quando questo si è mostrato "sensibile" alle argomentazioni degli scienziati ha dato luogo a degli accordi internazionali che hanno invertito la rotta sulle emissioni dannose per l'Ozono atmosferico. Negli anni la fiducia nella scienza è venuta meno, la politica e gli interessi economici hanno sovrastato e spesso annullato le prove scientifiche e le persone che le diffondono. Se questo lavoro di tesi è incentrato sulla refrigerazione, e in particolare sull'utilizzo della anidride carbonica come fluido refrigerante, è perché l'umanità, come dicevo, ha ascoltato gli scienziati e ha deciso di smettere di utilizzare i gas ad elevato ODP; lo stesso ci si augura che accada anche per le emissioni climalteranti.

Se da un lato il lavoro è incentrato sull'utilizzo di un fluido a basso ODP, dall'altro abbiamo cercato di ridurre l'impatto ambientale anche in termini di riduzione dei consumi. Abbiamo lavorato al fine di ottimizzare i processi di refrigerazione rendendoli più efficienti e riducendo il loro dispendio energetico.

Il lavoro è stato molto lungo e impegnativo, la fase sperimentale ha incontrato diversi ostacoli legati alla difficoltà impiantistica, ma soprattutto alle condizioni meteorologiche di una città come L'Aquila dove le temperature sono sempre molto rigide. Ciò ha permesso la sperimentazione solo in limitati periodi estivi, ma bisogna considerare che, anche quando la temperatura raggiungeva picchi elevati durante il giorno, la notte l'impianto tornava al suo funzionamento in subcritico. Non è stato mai possibile misurare più di 6 ore in transcritico.

La fase finale, in merito alla modellazione, pone le basi per un futuro sviluppo della modellistica dell'impianto. Avere un software che riproduce fedelmente il funzionamento

dello stesso permetterà di fare analisi virtuali e senza sostituire singoli pezzi. Questo modello potrà essere molto utile sia ai fini commerciali che per ulteriori approfondimenti di ricerca.

Capitolo 1

Gli impatti ambientali della attività antropica e della refrigerazione

"La terra fornisce abbastanza per soddisfare i bisogni di ogni uomo, ma non l'avidità di ogni uomo" - Mahatma Gandhi. In questo capitolo si analizza la problematica dell'impatto che l'uomo e le attività antropiche hanno nei confronti del nostro pianeta e si comprende come la refrigerazione industriale alimenta i cambiamenti climatici. Oltre al consumo energetico e alle emissioni legate alla produzione di energia elettrica (se non prodotta da fonti rinnovabili), la refrigerazione, ha due impatti principali legati ai fluidi di servizio che vengono usati per effettuare gli scambi termici: i gas utilizzati nella refrigerazione sono fortemente climalteranti e hanno un effetto forte nella riduzione dello strato di ozono stratosferico.

1.1 L'attività antropica e il suo impatto nei confronti del pianeta Terra

Le scelte di vita, l'attuale **modello economico** capitalista e consumista, la prevaricazione sfrenata sia in ambito industriale che in ambito umano, sono tutti fattori che lasciano una impronta indelebile nel nostro pianeta, nell'ambiente e nelle persone. Tutto ciò è insostenibile, qualcuno direbbe alienante; la dimensione umana si perde nei meandri delle scelte dettate dall'economia. Tutta la nostra vita, la nostra quotidianità è inserita in una catena di montaggio dettata dalle leggi di mercato che la rendono senza ombra di dubbio insostenibile. Lo stesso James O'Connor, fondatore della rivista *Capitalism Nature Socialism*, definì il contrasto fra ambiente e capitalismo come *la seconda grande contraddizione*, seconda rispetto alla prima (quella tra capitale e lavoro) perché emerge dopo la prima in senso temporale, senza tuttavia sostituirla [20].

Non serve concentrarci sulla differenza nord e sud del mondo, sulla vicenda migrazioni, basta guardare la vita di noi che ci riteniamo fortunati per comprendere che abbiamo ritmi

frenetici e facciamo scelte imposte dal mercato, dall'economia e da altri. La **globalizzazione** ci ha travolto senza darci il tempo di costruire gli strumenti correttivi per difendere non solo le identità culturali e economiche degli stati, ma anche per tutelare i singoli ingranaggi di quella che si può definire la catena di montaggio del mondo. Il dispiegarsi della globalizzazione ha consentito alle imprese e alle loro associazioni di riconquistare il potere di azione, finora addomesticato con gli strumenti della politica e dello Stato Sociale, di un capitalismo organizzato democraticamente. Secondo Ulrich Beck la globalizzazione rende possibile ciò che per il capitalismo forse è sempre stato valido in modo latente, ma che è rimasto finora ingabbiato in uno schema socio-statale democratico. Le imprese, in particolare quelle che agiscono globalmente, detengono un ruolo chiave non solo nell'organizzazione dell'economia, ma anche in quella della società nel suo complesso; sia pure "solo" in ragione del fatto che possono sottrarre alla società le risorse materiali (capitale, tasse, posti di lavoro)[21]. La politica non persegue più le scelte migliori (indipendentemente dall'ideale) per le popolazioni e gli stati, ma è asservita alle leggi di mercato, parafrasando Marx "*la politica che segue la natura delle cose*" nel nostro secolo segue la natura della globalizzazione.

L'idea che per anni ha contraddistinto il nostro modello economico e sociale è stata quella della **crescita illimitata**, ad oggi questo mito sta mostrando tutta la sua fallacità, in particolare uno dei limiti o meglio una delle conseguenze sulle quali si sta indagando è l'inquinamento. Ovviamente il modello è fallace sotto quasi tutti i punti di vista, ma quello che concretamente ci riguarda in questo studio e che in questi mesi sta travolgendo l'intera popolazione mondiale è quello ambientale. Da qualche anno ci si sta occupando del legame fra ambiente e economia, in particolare dei rapporti esistenti tra crescita economica e inquinamento: una maggiore produzione derivante da una crescita economica potrebbe richiedere un maggiore consumo di risorse. Nella prima metà degli anni settanta c'era una forte paura legata all'esaurimento dei giacimenti fossili, oggi è legata al fattore inquinamento in quanto non potremmo bruciare tutte le risorse senza prima superare il limite di 1.5°C.

Già quando nel 1968 il Club di Roma commissionò "*I limiti dello sviluppo*", successivamente corretto e intitolato "*I limiti alla crescita*", ci si rese conto che il mondo ha dei limiti invalicabili, il libro ha messo in evidenza per la prima volta che con il business as usual si sarebbe rischiato di oltrepassare i confini ecologici del pianeta [22]. Purtroppo già due anni dopo, 1970, l'umanità vive l'ultimo anno in cui la sua impronta ecologica globale, non è stata in debito con il pianeta Terra.

Nel 2009 è stato pubblicato uno studio [23] che evidenzia e caratterizza i limiti del nostro pianeta (figura 1.1). Nella figura si mettono in risalto i principali processi che regolano o minacciano la stabilità e la resilienza del sistema terrestre. I processi identificati sono nove:

- cambiamento climatico;
- acidificazione degli oceani;

- riduzione della fascia di ozono nella stratosfera;
- modifica del ciclo biogeochimico dell'azoto e del fosforo;
- consumo globale di acqua dolce che altera il ciclo idrologico terrestre;
- cambiamenti nell'uso dei suoli;
- diffusione di aerosol atmosferici;
- inquinamento chimico e rilascio di nuove entità;
- perdita di integrità della biosfera e estinzioni.

In questo lavoro di tesi ci si concentrerà principalmente sui due impatti maggiori che hanno i fluidi refrigeranti: riduzione della fascia di ozono nella stratosfera e cambiamento climatico.

Nel corso degli anni sono state individuate delle metriche che vanno a misurare l'impronta di un processo/prodotto, queste metriche coprono tutti i 9 limiti planetari e permettono di guidare le scelte tecnologiche e non, al fine di non superare i limiti planetari [24]. Nella figura 1.2 sono riportati i limiti e le rispettive footprint.

Per evitare di raggiungere i limiti irreversibili che renderebbero il nostro pianeta invivibile, o comunque molto diverso da quello che conosciamo, dobbiamo uscire dall'equivoco secondo cui lo sviluppo sostenibile è dato dall'equilibrio fra esigenze economiche, sociali ed ambientali, tutte sullo stesso piano. L'ambiente non è una componente come le altre, ma è il sovra sistema che ha leggi e limiti entro cui i processi economici e sociali trovano il loro spazio (figura 1.3) [25].

1.1.1 L'Effetto serra

A differenza di quanto troppo spesso si sente, l'effetto serra non è una conseguenza delle azioni umane e non è neanche un fattore negativo per il pianeta Terra e la nostra specie; è un fenomeno naturale che ha permesso non solo lo sviluppo del pianeta, così come lo conosciamo noi, ma anche la nascita della vita. È l'attuale composizione della nostra atmosfera che rende la vita possibile sul terzo pianeta del Sistema Solare ed è proprio la sua diversità, rispetto a quella degli altri pianeti, che ci permette di comprendere cosa significhi effetto serra e quando il termine deve avere una accezione negativa e quando una positiva.

L'effetto serra avviene allorché un certo mezzo risulta trasparente alle componenti di breve lunghezza d'onda dello spettro della radiazione solare (per es. alla parte ultravioletta e visibile), ma è opaco rispetto a radiazioni di maggiore lunghezza d'onda come la radiazione infrarossa: un mezzo con queste caratteristiche, trattiene la radiazione infrarossa emessa

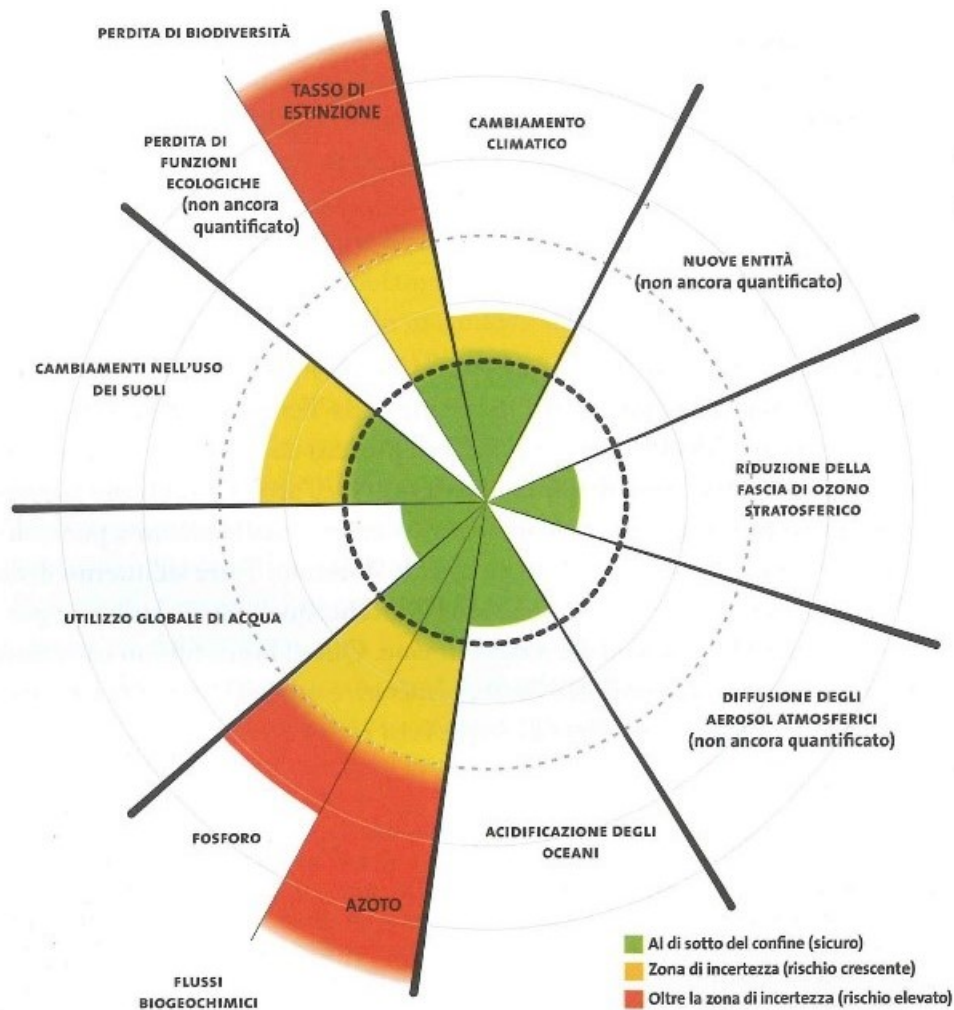


Figura 1.1: L'area verde rappresenta il confine sicuro, quella gialla la zona di incertezza che vede un rischio crescente mentre l'area rossa indica il rischio elevato

dai corpi riscaldati in seguito all'assorbimento della radiazione di minore lunghezza d'onda, questo comporta un conseguente aumento della temperatura sottostante. È un particolare fenomeno di regolazione della temperatura di un pianeta (o satellite) provvisto di atmosfera, che consiste nell'accumulo all'interno della stessa atmosfera di una parte dell'energia termica proveniente dalla stella attorno alla quale orbita il corpo celeste. I gas che permettono questo fenomeno sono definiti **gas serra**. Risulta facile quindi capire che nel momento in cui questi gas serra vengono aumentati, l'energia termica accumulata aumenta e si passa da un effetto serra naturale ad un effetto serra artificiale.

Per comprendere il fenomeno dell'effetto serra basti pensare che un corpo nero ideale posto alla stessa distanza della Terra dal Sole avrebbe una temperatura di circa -18°C . Poiché sulla Terra circa il 33% della energia solare incidente è riflesso verso lo spazio dall'atmosfera terrestre, il 24% è assorbito dall'atmosfera e il restante 43% è assorbito dalla superficie

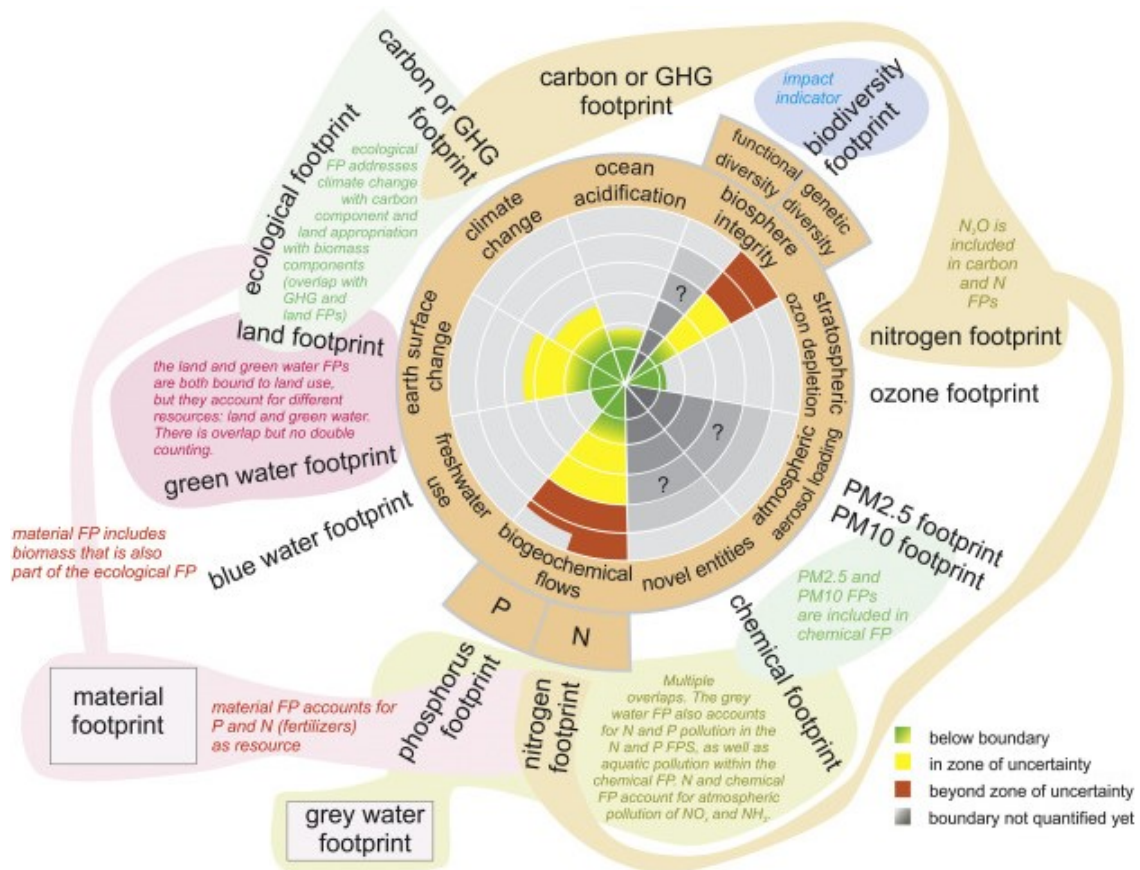


Figura 1.2: Sono rappresentati tutti i limiti planetari e le rispettive impronte ecologiche che misurano l'impatto di un determinato processo nei confronti di quello specifico limite planetario

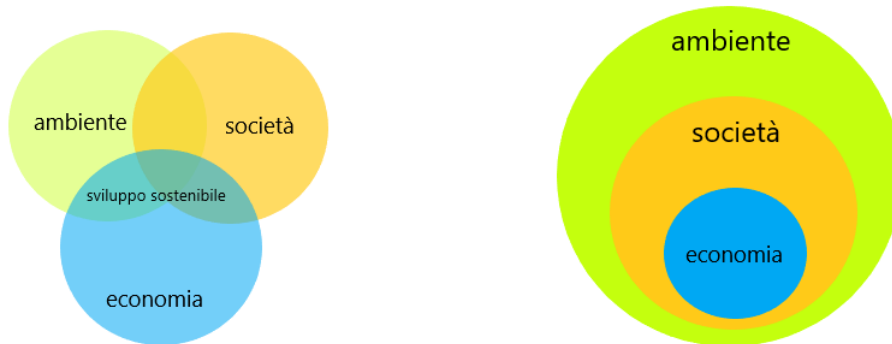


Figura 1.3: A sinistra l'errata rappresentazione corrente dello sviluppo sostenibile dove i 3 elementi sono equivalenti e sullo stesso piano, a destra la corretta rappresentazione in cui le esigenze sociali sono vincolate dall'ambiente e vincolano gli aspetti economici

terrestre (figura 1.4), la temperatura superficiale di questo ipotetico pianeta è di 33 ° C al di sotto della temperatura superficiale effettiva della Terra (che è di circa 14° C). L'effetto serra è il contributo dei gas serra a questa differenza.

Su scala planetaria, sia la superficie terrestre sia l'atmosfera cedono una quantità di ener-

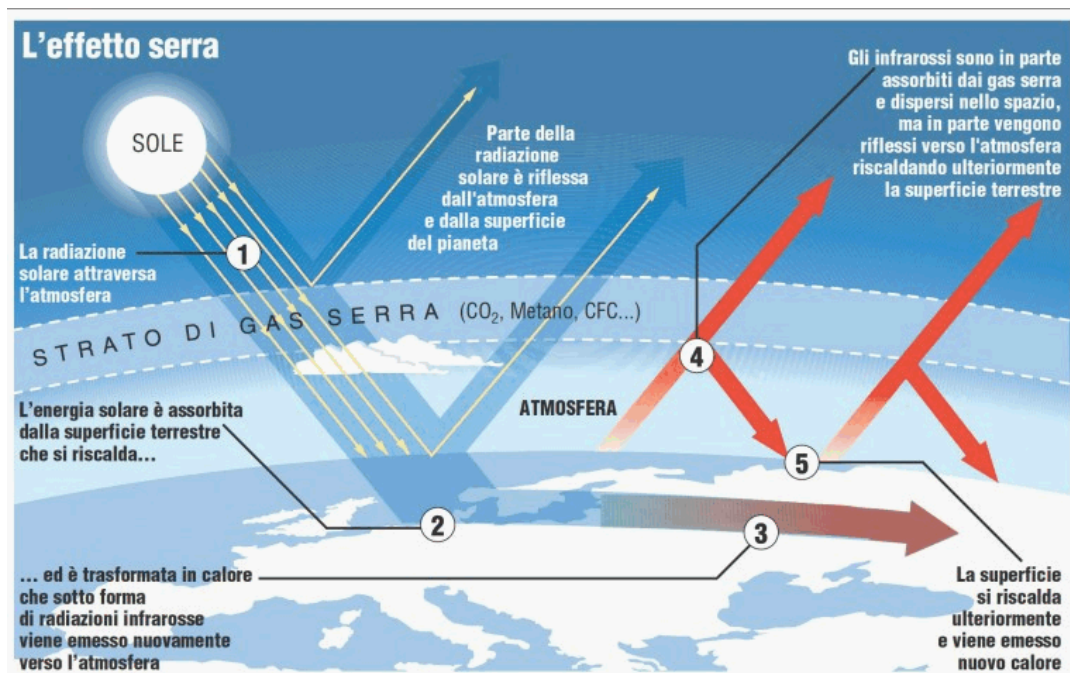


Figura 1.4: Schema effetto serra

gia pari a quella ricevuta, così da mantenere costante il valore medio della loro temperatura. La superficie terrestre perde energia soprattutto emettendo verso l'atmosfera una radiazione compresa in un intervallo spettrale spostato verso l'infrarosso. I componenti dell'atmosfera sono abbastanza trasparenti alle radiazioni nella banda del visibile (quindi alla radiazione solare incidente), mentre presentano bande di forte assorbimento sull'infrarosso, ovvero nel campo caratteristico dell'emissione terrestre. Perciò la maggior parte dell'emissione della superficie terrestre è assorbita dall'atmosfera, che emette a sua volta sia verso lo spazio esterno sia verso la superficie terrestre.

Il nostro pianeta, dovendo emettere una quantità di energia superiore a quella effettivamente ricevuta dalla radiazione solare incidente, assume una temperatura superiore a quella corrispondente a un'assenza di scambi energetici fra superficie terrestre e atmosfera. Pertanto, nel sistema climatico terrestre si stabilisce un vero e proprio effetto serra in virtù del quale la temperatura superficiale della Terra, che dovrebbe essere di -18°C in assenza di atmosfera, è attualmente (e favorevolmente) di circa $+15^{\circ}\text{C}$.

Un elemento essenziale per capire la dinamica dell'effetto serra è lo spettro elettromagnetico (figura 1.5), e in particolare è fondamentale sapere che il sole emette fra $0.15\mu\text{m}$ e $4\mu\text{m}$ mentre la Terra emette fra $5\mu\text{m}$ e $95\mu\text{m}$ (figura 1.6).

Per comprendere bene l'effetto serra bisogna osservare la figura 1.7 e in particolare i due grafici in basso dove si può notare come i vari gas presenti in atmosfera assorbono o lasciano passare le radiazioni di Terra e Sole a determinate lunghezze d'onda. In particolare si può notare come l'ozono filtra tutti i raggi UV provenienti dal sole, mentre l'aumento della

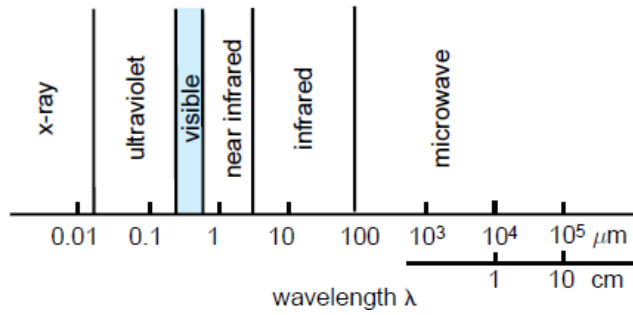


Figura 1.5: Lo spettro elettromagnetico

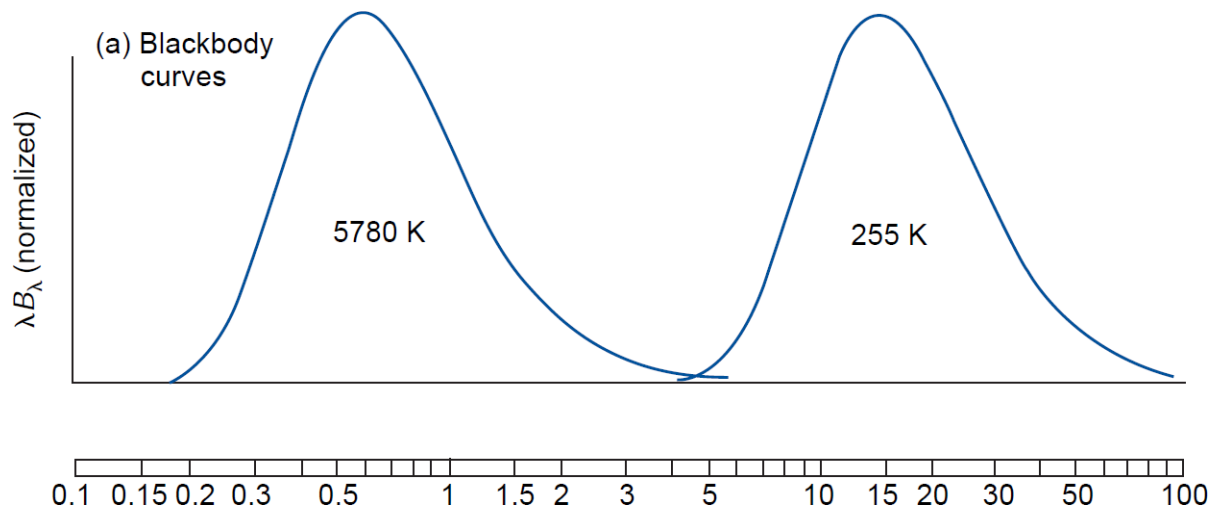


Figura 1.6: Spettri del corpo nero rappresentativi del Sole (a sinistra) e della Terra (a destra). La scala della lunghezza d'onda è logaritmica e l'ordinata è stata moltiplicata per la lunghezza d'onda per mantenere la proporzionalità tra aree sotto la curva e l'intensità.

concentrazione dei gas serra interagisce con le emissioni nel campo dell'infrarosso del nostro pianeta, infatti tende a ridurre la finestra di radiazioni che dalla Terra vengono riemesse verso l'atmosfera [26].

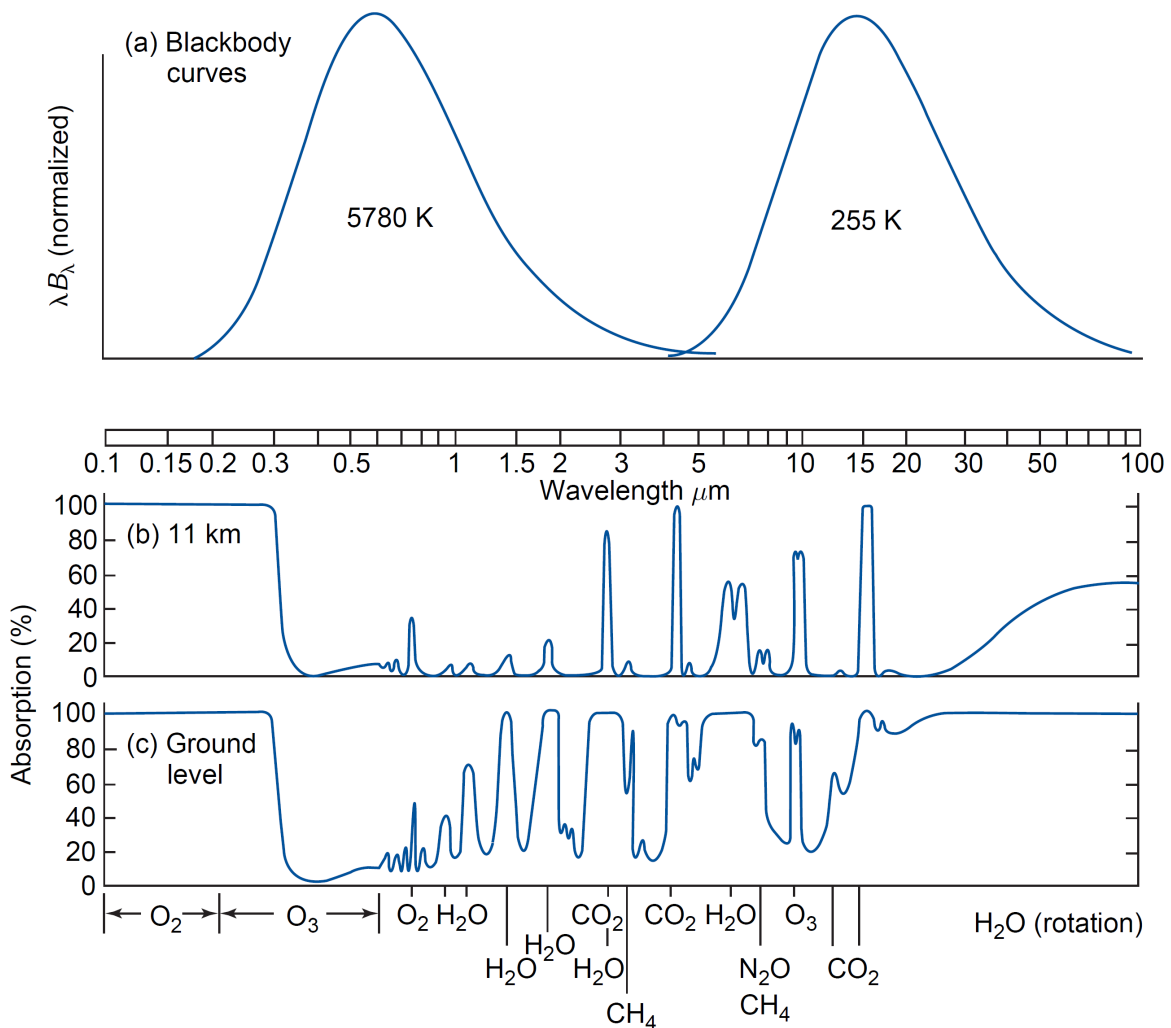


Figura 1.7: (a) Spettri del corpo nero del sole (a sinistra) e della Terra (a destra). (b) Spettro di assorbimento monocromatico dell'atmosfera che si trova sopra gli 11 km; (c) spettro di assorbimento monocromatico dell'intera atmosfera. La scala della lunghezza d'onda è logaritmica, e l'ordinata è stata moltiplicata per la lunghezza d'onda per mantenere la proporzionalità tra aree sotto la curva e l'intensità.

Come maggiormente visibile nella figura 1.8 possiamo notare le bande di assorbimento dei vari gas serra. In particolare si nota come la CO_2 e l' H_2O siano i principali gas che assorbono la radiazione negli infrarossi della Terra aumentando l'effetto serra.

In conclusione si può affermare che l'effetto serra è un fenomeno naturale ed essenziale per la vita sulla terra, ma andando ad incrementare la concentrazione dei gas climalteranti in atmosfera si va a ridurre la finestra di emissione di infrarossi dalla terra verso l'esterno, quindi aumenta sempre di più l'energia che si accumula e la temperatura media del globo. I

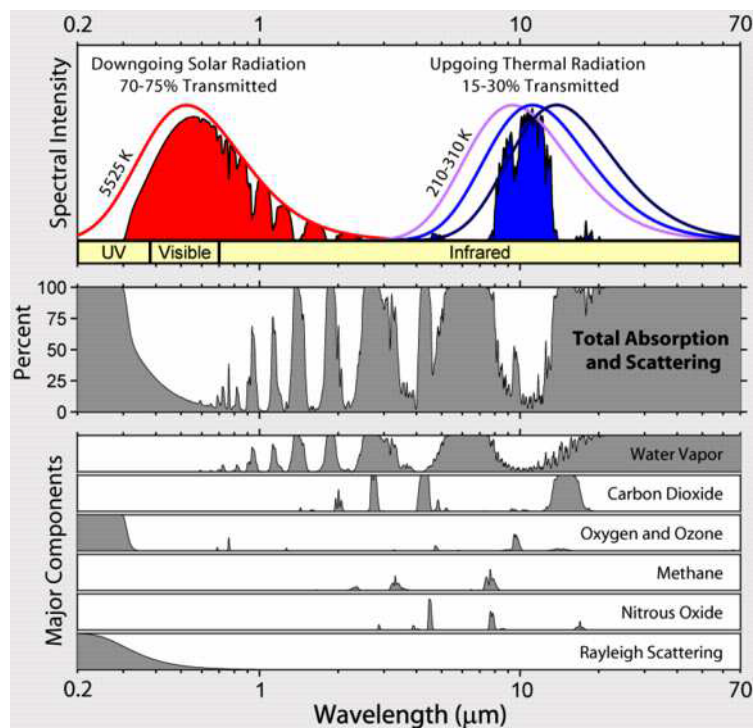


Figura 1.8: Bande di assorbimento dei principali gas serra

vari GHG prodotti contribuiscono all'effetto serra in modo differente per la diversa quantità con cui vengono emessi, per il diverso potere di assorbimento degli infrarossi e per il tempo di permanenza in atmosfera, altrimenti detto "*vita media atmosferica*". Nel paragrafo 1.2 si analizzerà una metrica univoca per poter uniformare l'impatto dei differenti gas serra.

1.1.2 L'Ozone depletion

L'ozone depletion, o più comunemente buco dell'ozono, rappresenta un assottigliamento dello strato di ozono presente in stratosfera. Questo assottigliamento crea numerosi danni alla vita sul pianeta (paragrafo 1.1.2), ma per comprendere bene il fenomeno bisogna guardare la figura 1.7. La radiazione ultravioletta del sole (lato sinistro della curva) si suddivide in 3 categorie ad energia crescente: UV-A, UV-B e UV-C. La UV-A è a bassa energia e dà luogo a minimi effetti biologici; la UV-C, quella a più alta energia, è assorbita dall'ossigeno presente nell'atmosfera e non riesce a raggiungere il pianeta, mentre la UV-B causa danni agli organismi viventi e ai materiali, ed è quella che viene totalmente filtrata dall'ozono presente nella stratosfera.

Il primo articolo in merito al "buco dell'ozono" fu pubblicato nel 1983: riportava una grande riduzione nello strato di ozono sopra la stazione di Halley Bay nell'Antartide [27]. Fu il primo lavoro a trattare dell'argomento e il primo a tentare di dare una spiegazione sul perché il fenomeno si intensificasse nei mesi di settembre e ottobre [28]. Ad agosto dello

stesso anno fu mostrata al mondo la prima immagine satellitare della riduzione dello strato di ozono (figura 1.9) [29].

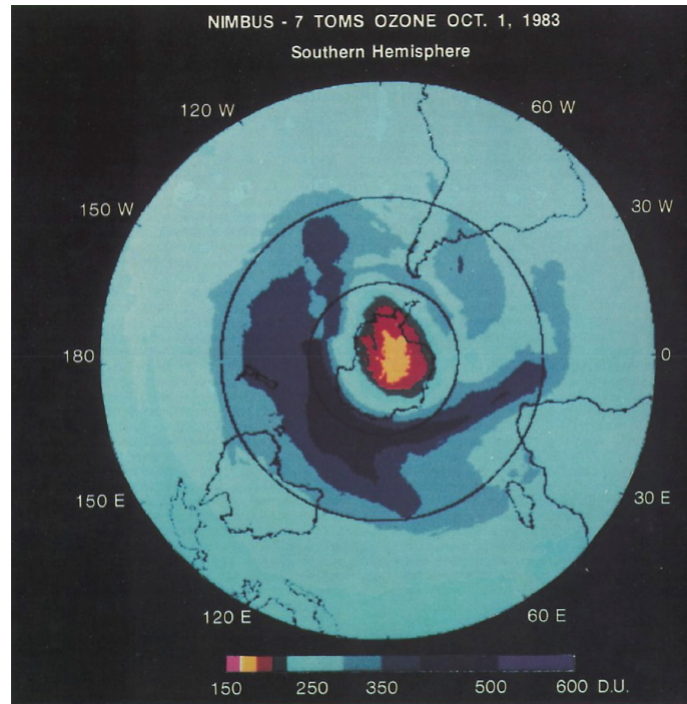


Figura 1.9: Prima immagine di ozone hole, 1983

Gli studi che si susseguirono mostrarono che i principali responsabili della riduzione dell'ozono sono i CFCs, questi sono stati dichiarati "illegali" dal Protocollo di Montreal (paragrafo 1.3) nel 1996 per i paesi industrializzati e nel 2010 per quelli in via di sviluppo.

Nella figura 1.10 si può notare l'andamento delle emissioni dei maggiori responsabili della riduzione dell'ozono e la loro concentrazione in atmosfera. Si nota che il CFC-12 è il fluido che raggiunge il picco sia in termini di emissioni che di concentrazione, questo gas è stato il più usato come refrigerante. Il picco di concentrazione in atmosfera è stato raggiunto nel 2003 con il valore di 540 ppm. La differenza dell'anno di picco è legata al tempo di vita della specifica sostanza e all'uso che se ne è fatto [30]: ad esempio il CFC-11 è il primo a ridurre la propria concentrazione in atmosfera poiché ne è stato proibito sin da subito l'utilizzo. Per i clorati riportati sempre in figura 1.10, questi sono stati principalmente utilizzati come solventi e sono stati proibiti fra il 2010 e il 2015.

Durante la prima fase del protocollo di Montreal i CFCs sono stati rimpiazzati dagli HCFCs, i più impattanti sono quelli riportati in figura 1.11. Questi gas seguiranno una riduzione per gli stati industrializzati dal 2020 e per quelli in via di sviluppo dal 2030.

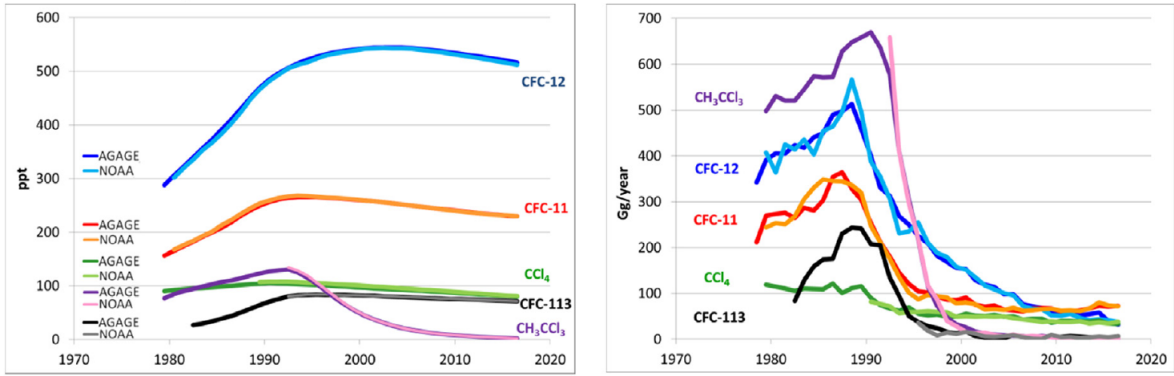


Figura 1.10: Nella figura di sinistra è riportata la concentrazione dei maggiori gas responsabili della riduzione dello strato di ozono, mentre nell'immagine di destra è riportato l'andamento delle emissioni di questi gas

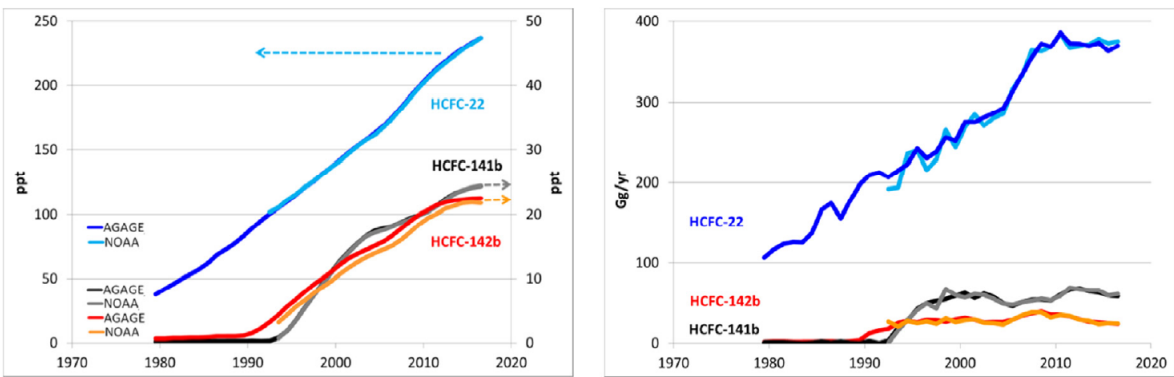
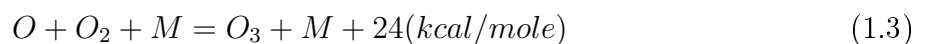
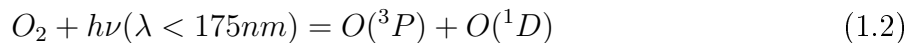
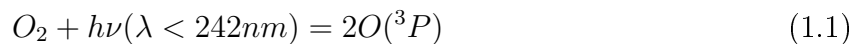
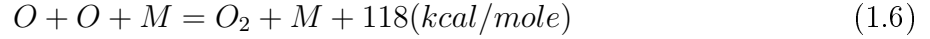
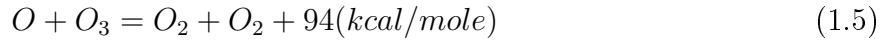


Figura 1.11: Nella figura di sinistra è riportata la concentrazione di alcuni HCFCs (quelli più impattanti), mentre nell'immagine di destra è riportato l'andamento delle emissioni di questi gas

I meccanismi di distruzione dell'Ozono

La concentrazione dell'ozono nell'atmosfera è determinata dall'equilibrio tra processi di formazione, distruzione e trasporto. Nella stratosfera l'equilibrio è fondamentalmente dovuto a una serie di reazioni chimiche e fotochimiche studiate inizialmente, nel 1930, da Sydney Chapman e costituiscono il cosiddetto modello di Chapman [31]:





essendo h la costante di Planck, ν e λ rispettivamente, la frequenza e la lunghezza d'onda del fotone assorbito; M indica una specie molecolare di fondo (di fatto, N_2).

Le reazioni 1.1, 1.2 e 1.4 esprimono la capacità della radiazione solare di lunghezza d'onda appropriata di fotodissociare sia l' O_2 sia l' O_3 . In particolare, uno dei due atomi di ossigeno prodotti dalla reazione 1.2 si trova nello stato eccitato $O(^1D)$ e ha un elevato grado di reattività. In pratica processi di formazione e distruzione di ozono sono costanti e avvengono con la stessa frequenza in atmosfera, generando un equilibrio.

La distribuzione globale di ozono mostra valori minimi nelle zone equatoriali e valori massimi nelle zone subpolari. Ciò non è in accordo con quanto ci si attenderebbe sulla base del modello di Chapman, che prevede concentrazioni maggiori nelle zone equatoriali, dove la fotochimica è più intensa a causa della maggiore insolazione. Tale discrepanza è dovuta al fatto che la teoria di Chapman non tiene conto degli effetti della circolazione dell'atmosfera sul trasporto dell'ozono. Difatti, le concentrazioni massime alle alte latitudini, sono dovute al trasporto dell'ozono dall'alta stratosfera equatoriale, dove vi è la maggior produzione di ozono, alla bassa e media stratosfera nelle regioni polari, dove l'ozono risulta relativamente inerte dal punto di vista fotochimico. Il massimo delle alte latitudini è maggiore nell'emisfero Nord che nell'emisfero Sud a causa del più efficace mescolamento orizzontale che si ha in quell'emisfero, e ciò è, a sua volta, una conseguenza del diverso rapporto terre emerse-oceano (si noti, peraltro, la scarsa densità di stazioni di rilevamento nell'emisfero australe). Per la variazione media, si vede un forte massimo a circa $70^\circ N$ nel periodo primaverile e un massimo simile, ma a latitudine minore e meno intenso, nell'emisfero Sud.

Nelle relazioni di Chapman, in particolare nella relazione 1.1 e nella 1.6, viene coinvolto solo l'ossigeno ed energia sotto forma di calore e di radiazione. In realtà la stratosfera è piena di altre specie chimiche che rendono più complesso il fenomeno.

Un ruolo importante è legato ai **radicali liberi** che, prodotti nell'atmosfera per decomposizione fotochimica, manifestano la capacità di spostare gli equilibri di altre specie. In particolare, la concentrazione dell'ozono può essere fortemente condizionata da **cicli catalitici**, espressi genericamente nella forma seguente:



Il catalizzatore X è rappresentato da specie quali H, OH, NO, NO_2 , Cl e Br, presenti nell'atmosfera in quantità ridottissime. I gas OH e H hanno origine dal metano e dal vapor d'acqua, gli NO_x (NO e NO_2) dallo N_2O prodotto dalla biosfera, il Cl e il ClO prevalentemente da prodotti industriali, come il cloruro di metile (CH_3Cl), il tetracloruro di carbonio (CCl_4) e i clorofluorocarburi (CFC o freon), mentre il bromo ha origine dagli Halon, anch'essi di produzione industriale. La caratteristica del catalizzatore è d'intervenire nella catena di reazioni chimiche uscendone alla fine inalterato; la sua presenza anche in piccole quantità, in certi casi può spostare gli equilibri fino alla scomparsa di alcune specie chimiche. Questo processo è riassunto nella figura 1.12, la chimica dell'ozono è controllata oltre che dalle reazioni fotochimiche di Chapman anche da reazioni distruttive di tipo catalitico causate da alcuni radicali che si formano nella stratosfera a seguito della scomposizione di alcuni gas sorgente di origine troposferica che raggiungono la stratosfera attraverso moti convettivi.

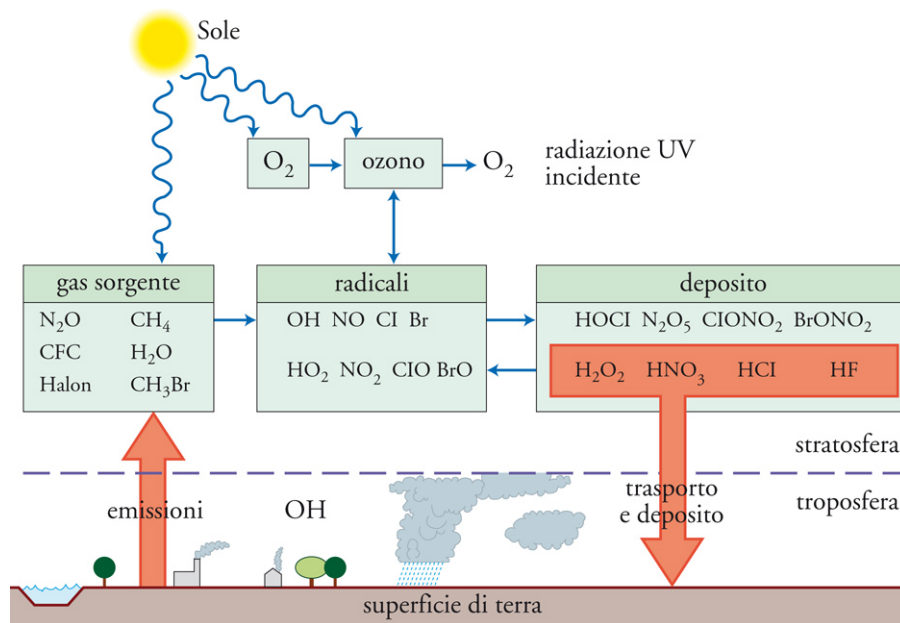


Figura 1.12: Meccanismo di distruzione dell'ozono di tipo catalitico

I primi a prendere in considerazione il ciclo catalitico del cloro come meccanismo di distruzione dell'ozono furono Richard S. Stolarsky e Ralph J. Cicerone [32] e si diffuse a seguito della pubblicazione di Frank S. Rowland e Mario J. Molina [33] che segnalavano come i fluidi che trovano un largo impiego nei processi industriali, nella refrigerazione, nei dispositivi antincendio, nelle plastiche termoisolanti, ma anche per usi non essenziali (confezioni spray ecc.) potevano creare una forte riduzione nello strato di ozono.

Nel corso degli anni si osservarono delle anomalie stagionali legate al contenuto di ozono registrato nelle stazioni antartiche. Nel 1985 Farman e i suoi collaboratori del British Antarctic Survey mettevano in evidenza la progressiva e sostanziale diminuzione del contenuto

colonnare di ozono nella stazione di Halley Bay: il fenomeno si manifestava in occasione della primavera antartica, e cioè nel periodo settembre-ottobre, con regolarità e ampiezza crescente a partire dal 1979. Tali risultati erano attribuiti all'effetto catalitico del cloro presente nella stratosfera in seguito alla fotodissociazione dei CFC [27]. Nel 1987 la riduzione dell'ozono nei mesi di settembre-ottobre raggiungeva livelli del 55% nell'intera colonna e intorno al 100 % in un ristretto intervallo di quote. L'entità, l'estensione geografica e il carattere progressivo del fenomeno costituirono un segnale inatteso e allarmante. Per spiegare questo fenomeno bisogna osservare che le zone antartiche sono caratterizzate da alcune peculiarità rispetto al resto del pianeta:

- Il ritmo semestrale nell'assenza o presenza della radiazione solare;
- la relativa regolarità geografica dell'emisfero Sud, evidenziata dall'ininterrotta estensione degli oceani in un'ampia fascia di latitudini; nell'inverno antartico la circolazione è caratterizzata dalla presenza di un vortice stabile e regolare, senza le perturbazioni tipiche dell'emisfero settentrionale che producono un continuo rimescolamento di masse d'aria tra le diverse latitudini;
- nella stratosfera antartica si raggiungono temperature invernali estremamente basse, tali da consentire la condensazione dell'acido nitrico e dell'acqua, dando luogo alla formazione di nubi stratosferiche polari (che coincidono con le cosiddette nubi madreperlacee che erano state osservate fin dall'Ottocento).

In sostanza, nella lunga notte invernale, l'Antartide è un sistema isolato dal punto di vista sia radiativo sia dinamico e la sovrastante stratosfera si comporta come un grande e ideale reattore chimico; ne consegue che essa è un luogo ove gli equilibri sono più delicati e dove le tendenze climatiche dovrebbero manifestarsi in anticipo e con maggiore evidenza. Campagne di misurazione effettuate nelle zone polari hanno posto in risalto il ruolo delle nubi stratosferiche polari nel convertire i composti del cloro da forme non attive a forme attive. Una scoperta importante è stata il rilevare all'interno del vortice antartico concentrazioni di ClO 500 volte maggiori che all'esterno. La grande quantità di Cl e di ClO può essere giustificata mediante reazioni eterogenee tra $ClONO_2$ e H_2O e tra HCl e NO_2 in presenza di nubi polari formate dalla solidificazione dell'acido nitrico 3-idrato ($HNO_3 + 3H_2O$). La deposizione del condensato formatosi in queste nubi provoca una denitrificazione della stratosfera. Al termine della notte polare, la presenza della radiazione e di elevate concentrazioni di cloro in forma attiva per il mancato effetto inibitore dell'azoto innesca la catena di reazioni catalitiche illustrata nella figura 1.13. Di fatto, nella stratosfera antartica il processo catalitico descritto dalle reazioni 1.7 con $X = Cl$ risulta poco importante, a causa della ridotta presenza di ossigeno; viceversa, sembra più efficace un ciclo basato sul dimero Cl_2O_2 .

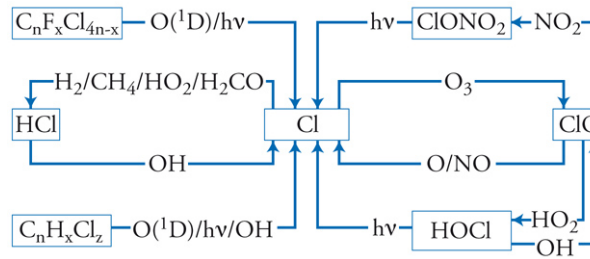


Figura 1.13: Catena di reazioni catalitiche che avvengono in zone polari

In conclusione, durante la stagione primaverile dell'emisfero australe (agosto - ottobre) il buco dell'ozono sopra l'Antartico aumenta di dimensioni, raggiungendo un massimo tra metà settembre e metà ottobre. Quando le temperature elevate nell'atmosfera (stratosfera) iniziano a salire nella tarda primavera dell'emisfero australe, l'esaurimento dell'ozono rallenta, il vortice polare si indebolisce e quindi si rompe. Alla fine di dicembre i livelli di ozono tornano alla normalità. Tuttavia, nel 2020, un vortice polare forte, stabile e freddo ha mantenuto la temperatura dello strato di ozono sull'Antartide costantemente fredda, impedendo la miscelazione dell'aria impoverita di ozono sopra l'Antartide con l'aria ricca di ozono proveniente dalle latitudini più elevate. Per gran parte della stagione 2020, le concentrazioni di ozono stratosferico a circa 20-25 km di altitudine (50-100 hPa) hanno raggiunto valori prossimi allo zero con una profondità dello strato di ozono di appena 94 unità Dobson (un Dobson corrisponde ad uno spessore di 0.01 mm di ozono, nel momento in cui tutto l'ozono di una colonna viene compresso e considerato in condizioni normali, 0°C e 1 atm), ovvero circa un terzo del suo valore normale (figura 1.14).

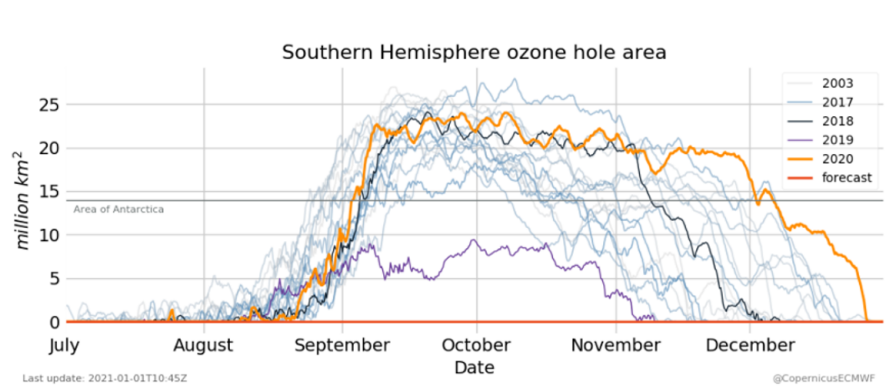


Figura 1.14: Cronologia dell'area del buco dell'ozono nell'emisfero australe in milioni di km² in diversi anni [1]

Gli effetti della riduzione della fascia di ozono

La riduzione dell'ozono nella stratosfera, provocata dalle emissioni di clorofluorocarburi (CFC) e idroclorofluorocarburi (HCFC), ha portato a un incremento della quantità di radiazione UV-B che raggiunge la superficie terrestre, con conseguenze molto gravi. La più immediata, per l'uomo, è l'aumento del rischio di tumore della pelle. Negli USA ogni anno vengono diagnosticati più casi di tumore della pelle che di tumore al seno, alla prostata, ai polmoni e al colon messi insieme: in pratica ne muore un americano ogni ora [34].

La radiazione UV-B influenza anche i processi fisiologici e di sviluppo delle piante. Nonostante i meccanismi per ridurre o riparare questi effetti e la capacità di adattarsi a livelli più elevati di UV-B, la crescita delle piante può esserne influenzata.

I cambiamenti indiretti causati dagli UV-B (come i cambiamenti nella forma, il modo in cui i nutrienti sono distribuiti all'interno della pianta, i tempi delle fasi di sviluppo e il metabolismo secondario) possono essere uguali agli effetti dannosi diretti, o talvolta persino più importanti. Questi cambiamenti possono avere rilevanti implicazioni per l'equilibrio competitivo delle piante, le loro malattie e i cicli biogeochimici, con possibili conseguenze sulla produzione alimentare. Si è dimostrato che nel fitoplancton, che costituisce la base delle catene alimentari acquatiche, l'esposizione alle radiazioni solari UV-B influenza sia l'orientamento sia la motilità, con conseguente riduzione dei tassi di sopravvivenza [35]; ed è noto che ciò contribuisce all'aumento del riscaldamento globale a causa della minore produzione di dimetilsolfuro.

Si è pure scoperto che le radiazioni UV-B causano danni ai primi stadi di sviluppo di pesci, gamberetti, granchi, anfibi e altri animali marini che vivono vicino alla superficie. Gli effetti più gravi sono la ridotta capacità riproduttiva e l'alterazione dello sviluppo larvale [35].

Per fermare l'assottigliamento dello strato di ozono stratosferico e, possibilmente, ripristinarlo, nel 1987 il Protocollo di Montreal, aveva imposto una progressiva riduzione nella produzione e nell'utilizzo di tutte le sostanze che minacciano lo strato di ozono, e in particolare dei CFC. Tuttavia, poiché le molecole di CFC hanno una vita di 20-100 anni nella stratosfera, il danno fatto nei decenni precedenti continua ad avere un impatto, e quindi la riformazione dello strato di ozono richiede del tempo. Il problema è che si è registrato un ritardo, in questo pur lento recupero. Secondo uno studio pubblicato su Nature, dal 2012 in poi il declino del CFC sarebbe stato del 50% rispetto a quanto previsto: come se qualcuno stesse immettendo questa sostanza in atmosfera, nonostante sia stata bandita [36]. La ragione di questo fenomeno, secondo alcuni, potrebbe risiedere nel riciclo di frigoriferi in Cina [37] e non solo. Ma c'è anche un'altra ragione nella lentezza con cui si ripristina lo strato di ozono: il ruolo del protossido di azoto. Questo gas non è solo un gas serra, ma contribuisce anche alla riduzione dello strato di ozono e ad oggi le emissioni di questa sostanza sono in

aumento [38].

1.2 I parametri che misurano il potenziale di inquinamento dei gas

Al fine di andare a valutare l'impatto dei gas emessi in atmosfera nei confronti dell'effetto serra e della riduzione dell'ozono sono state introdotte due metriche che permettono di andare a confrontare tutti i gas esistenti fra di loro. Per quanto riguarda l'effetto serra si parlerà di *Global Warming Potential*, mentre per la riduzione di ozono dell' *Ozone Depletion Potential*.

1.2.1 Il GWP: Global Warming Potential

Per analizzare gli effetti di emissioni differenti in una scala comune usiamo la "*CO₂ equivalent emissions*": l'emissione della componente i E_i può essere moltiplicata con un fattore di normalizzazione metrica M_i :

$$M_i \times E_i = CO_{2eq_i} \quad (1.8)$$

idealmente gli effetti climatici della CO_2 equivalente sono gli stessi nonostante il mix di elementi emessi, ma vari componenti hanno proprietà fisiche differenti e una metrica che stabilisce l'equivalenza rispetto a un effetto, non può garantire l'equivalenza rispetto ad altri effetti e per lunghi periodi di tempo [39].

Una delle metriche utilizzate dall'IPCC che tiene conto della differenza dei vari componenti e le conseguenze in rapporto alla temperatura è il **GWP** *Global Warming Potential Concept*.

Il GWP è definito come l'integrale nel tempo del forcing radiativo RF dovuto all'emissione di un dato componente relativamente all'emissione di un uguale massa di CO_2 , semplificando è la massa necessaria di anidride carbonica che riversata in atmosfera produce lo stesso incremento di effetti causato dall'emissione di 1Kg di uno specifico gas, integrato in un determinato intervallo temporale [26].

$$GWP_i(H) = \frac{AGWP_i(H)}{AGWP_{CO_2}(H)} = \frac{\int_0^H RF_i(t)dt}{\int_0^H RF_{CO_2}(t)dt} \quad (1.9)$$

l'espressione del GWP può essere meglio compresa osservando la figura 1.15.

Con $AGWP$ si definisce l'*Absolute Global Warming Potential*, l'integrale nel tempo del forcing radiativo dovuto ad 1 Kg di emissioni di gas i . Il GWP di un gas i si ottiene come visto nella 1.9 dividendo $AGWP_i$ con $AGWP$ di un gas di riferimento, normalmente CO_2 ;

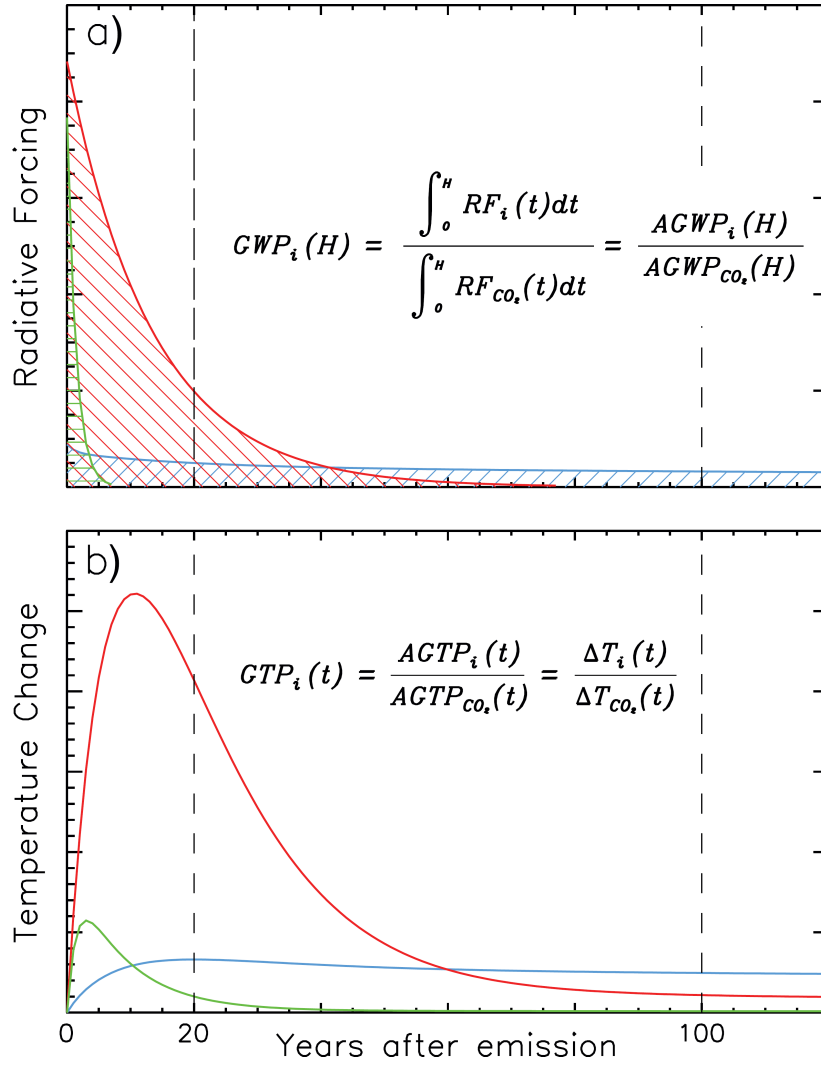


Figura 1.15: (a) AGWP è calcolato integrando la RF a causa di emissioni nell'orizzonte temporale prescelto; per esempio, 20 e 100 anni (linee verticali). Il GWP è il rapporto tra AGWP per la componente i e AGWP per il gas di riferimento CO_2 . Il campo tratteggiato blu rappresenta la RF integrata a causa di un'emissione di CO_2 , mentre i campi verde e rosso rappresentano gas di esempio con 1,5 e 13 anni di vita. (b) rappresenta il GTP e si basa sulla risposta in temperatura ad un anno selezionato dopo l'emissione dell'impulso degli stessi gas; ad es. 20 o 100 anni (linee verticali)

H rappresenta l'orizzonte temporale, RF_i il forcing radiativo dovuto all'emissione di gas i ed è dato da [40]:

$$RF_i = A_i R_i \quad (1.10)$$

dove A_i è RF_i per unità di massa e R_i è la frazione delle specie che restano nell'atmosfera dopo le emissioni. Per molte specie R_i è espresso da una semplice decadenza esponenziale:

$$R_i(t) = \exp\left(-\frac{t}{\tau_i}\right) \quad (1.11)$$

dove τ_i è la durata della perturbazione e quindi si ha che

$$AGWP_i(H) = \int_0^H RF_i(t)dt = A_i\tau \left(1 - \exp\left(-\frac{H}{\tau}\right)\right) \quad (1.12)$$

mentre per la CO_2 si ha

$$AGWP_{CO_2}(H) = A_{CO_2} \left\{ a_0 H + \sum_{i=1}^l \alpha_i \tau_i \left(1 - \exp\left(-\frac{H}{\tau_i}\right)\right) \right\} \quad (1.13)$$

Questo indice non viene condiviso totalmente dalla comunità scientifica in quanto combina tanti valori differenti; inoltre il GWP non porta all'equivalenza con la temperatura o altre variabili climatiche pertanto, definirlo "Potenziale di riscaldamento globale" potrebbe essere un po' fuorviante, mentre potrebbe essere più appropriato "indice di forzante cumulativa relativa" [41]. Nella tabella 1.1 si riporta il GWP di alcuni gas per intervalli di 20,100 e 500 anni.

GAS	Radiative efficiency	Lifetime [yr]	GWP_{20}	GWP_{100}	GWP_{500}
CO_2	0.0155	—	1	1	1
CH_4	0.37	12	62	23	7
NO_2	3.1	114	275	296	156
$CFC - 12$	320	100	10200	10600	5200
$HCFC - 21$	170	2	700	210	65

Tabella 1.1: GWP di alcuni gas per intervalli di 20,100 e 500 anni

1.2.2 L'ODP: Ozone Depletion Potentials

L'ODP è utilizzato come metrica equivalente per andare a classificare i gas che interferiscono con l'ozono presente in atmosfera. L'ODP è definito come la variazione dell'ozono totale per unità di massa di emissione di una sostanza specifica rispetto alla variazione dell'ozono totale per unità di emissione di CFC-11. In sostanza si compara il gas in esame con il potenziale distruttivo del CFC-11.

Il calcolo dell'ODP può essere fatto tramite modello matematico che valuta la variazione di ozono per unità di sostanza emessa, ma nel 1992 è stato ipotizzato un approccio semi empirico per il calcolo dell'ODP [42]:

$$ODP = \Phi \cdot \alpha \cdot \frac{\tau_x}{\tau_{CFC-11}} \frac{M_{CFC-11} n_x}{M_x} \frac{1}{3} \quad (1.14)$$

Con τ il tempo di vita del gas, M il peso molecolare, n il numero di atomi alogeni e α l'efficienza relativa di qualsiasi composto alogeno rispetto al cloro. Nella tabella 1.2 è riportato il valore dell'ODP calcolato tramite modello matematico, metodo semi empirico [43] e i valori presi in considerazione per elaborare il protocollo di Montreal.

Halocarbon	Steady-State ODPs		
	WMO Model	Semi - Empirical	Montreal Protocol
CFC-11		1	1
CFC-12	0.82	1	1
CFC-113	0.90	1	0.8
CFC-114	0.94		1
CFC-115	0.44		0.6
Halon-1301	12	12	10
Halon-1211	5.1	5.3	3
Halon-2402		<8.6	6
Halon-1202		1.3	
CCl_4	1.20	0.73	1.1
CH_3CCl	0.11	0.12	0.1
HCFC-22	0.034	0.05	0.055
HCFC-123	0.012	0.02	0.02
HCFC-124	0.026	0.02	0.022
HCFC-141b	0.086	0.12	0.11
HCFC-142b	0.043	0.07	0.065
HCFC-225ca	0.017	0.02	0.025
HCFC-225cb	0.017	0.03	0.033
CH_3Cl		0.02	
CH_3Br	0.37	0.38	0.6

Tabella 1.2: Valori di ODP di diversi halocarbon normalizzati rispetto al CFC-11

1.3 La normativa in merito alle emissioni e alla refrigerazione

Alla luce dei due principali impatti che hanno i fluidi refrigeranti (GWP e OPD) si analizza quali sono state le evoluzioni nel corso degli anni della normativa. In particolare, alla luce del protocollo di Kyoto prima e di tutti i successivi accordi internazionali, compresa la storica COP di Parigi, ci si è posto l'obiettivo di limitare l'uso dei fluidi ad alto GWP. Questa scelta non è specifica sui fluidi refrigeranti, ma li coinvolge indirettamente poiché legata alla necessità di ridurre l'impatto ambientale dell'uomo, in particolare le emissioni antropiche [44]. In merito all'ozono depletion, invece, essendo stati i fluidi refrigeranti (utilizzati per molteplici scopi) fra i maggiori responsabili, i vari accordi internazionali ne hanno normato il loro specifico utilizzo e il phase out. A seguito della convention di Vienna del 1985 sulla protezione dello strato di ozono il mondo decide di dover agire in maniera concreta e solo due anni dopo, nel 1987, viene stipulato il **Protocollo di Montreal** che ha dato un grande segnale all'industria nell'investire in ricerca e tecnologia per trovare una alternativa a quei fluidi con elevato ODP che erano diventati indispensabili nella vita dell'uomo [45] [46]. Questo accordo è stato il primo esempio storico di come scienza, politica e diplomazia possono interagire per salvaguardare la vita dell'uomo sul pianeta e raggiungere obiettivi importanti e tangibili [47].

Il protocollo è stato firmato nel 1987, divenendo operativo nel 1989, ed è stato modificato più volte: 1990 (Londra), 1992 (Copenaghen), 1995 (Vienna), 1997 (M.) e 1999 (Pechino). Trova fondamento sia nei contributi scientifici dei premi Nobel per la chimica F.S. Rowland e M.J. Molina, che negli anni 1970 per primi provarono il legame tra immissioni in atmosfera di sostanze refrigeranti, come i CFC, e assottigliamento della fascia di ozono, sia negli esiti della convenzione di Vienna del 1985 (anno in cui venne per la prima volta evidenziato il cosiddetto "buco dell'ozono" nell'area antartica), entrata in vigore nel 1988 dopo la ratifica da parte di 196 Stati.

Il protocollo comprende disposizioni relative alle misure di controllo (articolo 2), al calcolo dei livelli di controllo (articolo 3), al controllo degli scambi con i paesi terzi (articolo 4), alla situazione speciale dei paesi in via di sviluppo (articolo 5), alla comunicazione dei dati (articolo 7), alla non conformità (articolo 8), alla assistenza tecnica (articolo 10) e ad altri temi [3]. Le sostanze disciplinate dal protocollo sono elencati negli allegati in particolare [48]:

- Allegato A: clorofluorocarburi (CFC) e halon.
- Allegato B: altri CFC completamente alogenati, tetracloruro di carbonio e tricloroetano.

- Allegato C: idroclorofluorocarburi (HCFC), idrobromofluorocarburi (HBFC) e bromoclorometano.
- Allegato E: bromuro di metilene.
- Allegato F: HFC

Per la riduzione del consumo e di produzione delle sostanze che riducono lo strato di ozono sono previsti calendari diversi per i paesi in via di sviluppo (indicati come parti nell'articolo 5) e per i paesi sviluppati (indicati come non-parti nell'allegato 5). Fra i vari emendamenti al protocollo di Montreal diventa fondamentale quello di Copenaghen del 1992 che anticipa la cessazione di produzione e consumo di CFC al 1996, nella figura 1.16 si nota come questo emendamento sia stato fondamentale rispetto al protocollo di Montreal per ridurre la concentrazione di cloro in atmosfera.

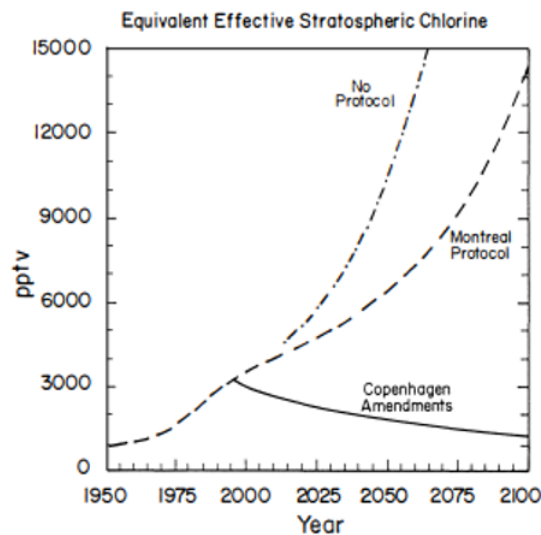


Figura 1.16: Concentrazione di cloro in atmosfera al variare delle politiche attuate [2]

Un altro emendamento fondamentale è quello di Kigali del 2017, con esso anche gli HFC rientrano nel gruppo di sostanze controllate dal Protocollo, fino ad ora esclusi perché non lesivi dello strato di ozono. Nella figura 1.17 sono riportate le principali date di applicazione dell'emendamento di Kigali, mentre nella tabella 1.3 sono riportate le date di phase out dei diversi gas responsabili della riduzione del buco dello ozono. Nella figura 1.18 è riportato l'andamento del phase out dei CFCs sia per i paesi industrializzati che per quelli in via di sviluppo.

Nel 1990 è stato istituito il **Fondo Multilaterale Ozono** per aiutare i Paesi in via di sviluppo a conformarsi agli impegni di eliminazione delle sostanze ODP. Il Fondo ad oggi ha erogato finanziamenti per 3.2 miliardi di dollari per circa 7000 progetti.

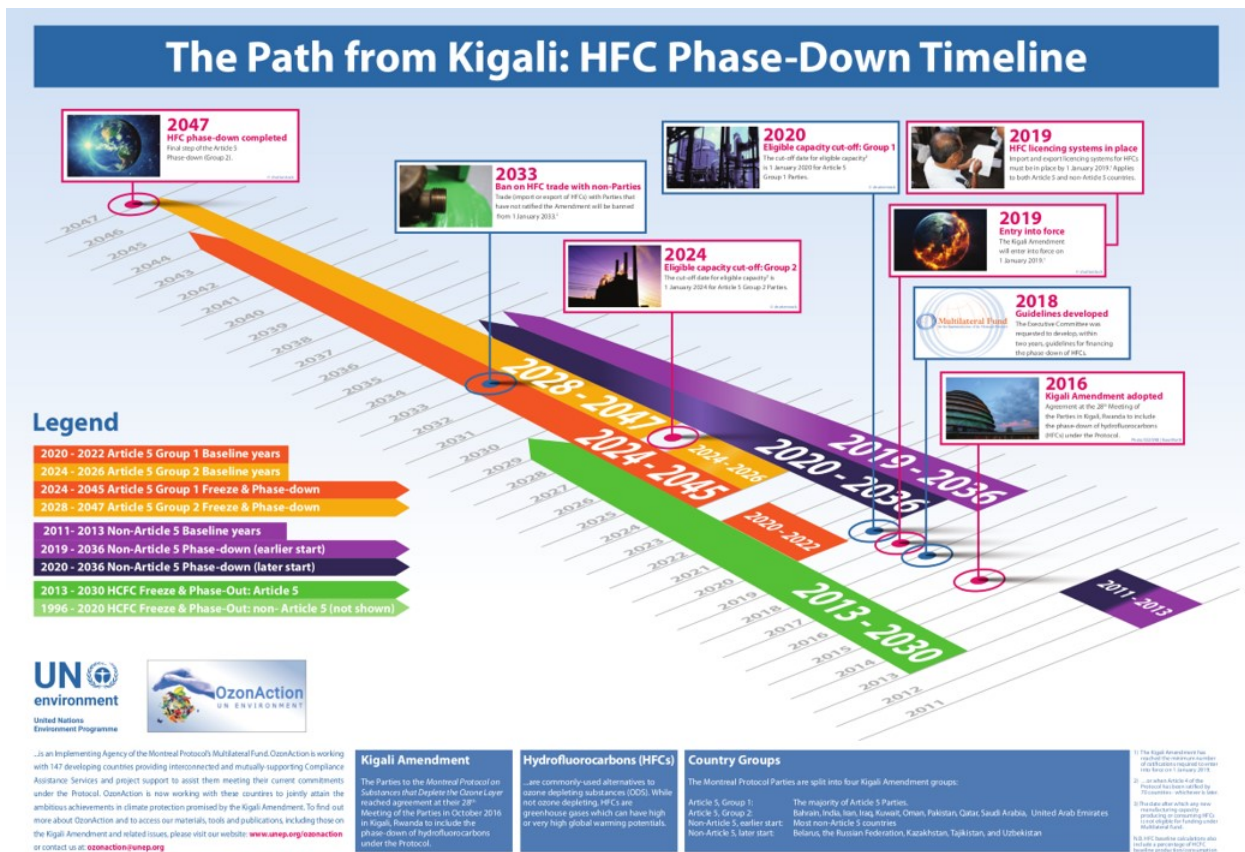


Figura 1.17: Date di applicazione dell'emendamento di Kigali [3].

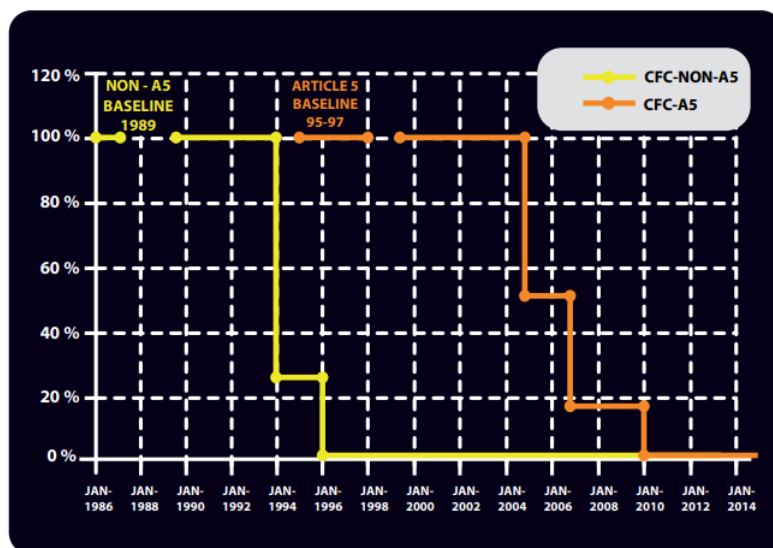


Figura 1.18: Andamento del phase out dei CFCs [4].

Grazie all'attuazione senza ripensamenti del protocollo si ipotizza che il livello dell'ozono tornerà ai valori pre 1980 fra il 2050 e il 2070, inoltre, l'applicazione delle restrizioni eviterà circa 2 milioni di casi di cancro alla pelle entro il 2030 [45].

Sostanze regolamentate	Paesi industrializzati	Paesi in via di sviluppo
	Inizio della sospensione di produzione e consumo	
CFC, tetracloruro di carbonio	1996	2010
Halons	1994	2010
Tricloroetano	1996	2015
Bromuro di metilene	2005	2015
HCFC	2030	2040
Bromoclorometano	2002	2002
	Riduzione della produzione e del consumo (% della quantità iniziale)	
HFC	2036 (15%)	2045 (20%)
		2047 (15%)

Tabella 1.3: Date di sospensione di produzione e consumo delle sostanze regolamentate dal protocollo di Montreal per i paesi industrializzati e in via di sviluppo

A seguito degli accordi internazionali la Comunità europea ha adottato una normativa molto precisa: il 20 maggio 2014, è stato pubblicato sulla Gazzetta Ufficiale dell'Unione Europea il Regolamento (UE) n. 517/2014 sui gas fluorurati a effetto serra, che ha abrogato il Regolamento (CE) n. 842/2006. Rispetto al precedente Regolamento (CE) n. 842/2006, il Regolamento (UE) n. 517/2014, mantiene l'obiettivo di protezione dell'ambiente rafforzando e introducendo specifiche disposizioni volte alla riduzione delle emissioni dei gas fluorurati a effetto serra (F-gas).

I principali settori in cui sono utilizzati i gas con elevato ODP sono la refrigerazione, il condizionamento, schiume, aerosol, schiume antincendio e solventi [49]. Come si vedrà anche nel paragrafo 2.1.1 i fluidi refrigeranti hanno sia un elevato GWP che ODP, per questo motivo la normativa in merito alla riduzione delle emissioni ha avuto effetti sulla refrigerazione. In particolare, di seguito, sono riportati i principali passaggi internazionali in merito alla riduzione dei gas responsabili sia dell'effetto serra che della riduzione dell'ozono stratosferico.

1.4 L'industria della refrigerazione, numeri e potenziale

La richiesta energetica per il settore della refrigerazione è più che triplicata fra il 1990 e il 2016, passando da 600 TWh a 2000 TWh [50]. Nel 2018 la richiesta totale di "refrigerazione" ha generato un consumo globale di energia elettrica pari a 3900 TWh/year, circa il 17% della domanda totale di elettricità [19]; questo numero è destinato a triplicare entro il 2050 per due motivi: il riscaldamento medio globale porterà a un aumento di richiesta di case e uffici

Applicazione	Settore	Numero di impianti
Refrigerazione per il cibo	Domestico	2 miliardi
	Commerciale	120 milioni
	Trasporto	6.2 milioni
Refrigerazione per salute	Medicine	50 000

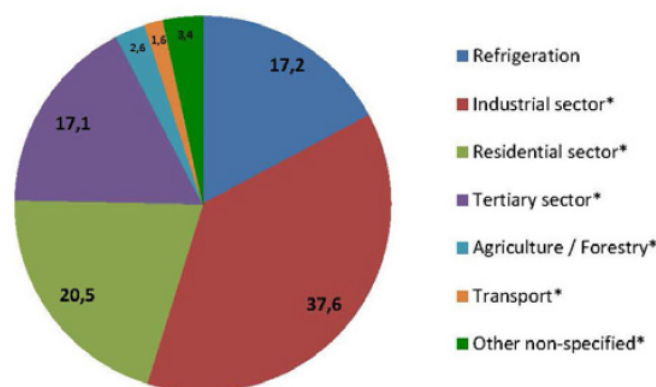
Tabella 1.4: Numeri di impianti di refrigerazione [19]

condizionati e il rispetto dei Sustainable Development Goals (SDGs) porterà a un aumento, soprattutto nei paesi in via di sviluppo, della refrigerazione per la conservazione dei cibi.

Per quanto riguarda la refrigerazione commerciale, questa è caratterizzata dallo stoccaggio di alimenti e bevande a diversi livelli di temperatura. Le dimensioni di questi impianti variano approssimativamente da 10 m^2 a 20000 m^2 e la potenza va da centinaia di watt a valori di circa 1.5 MW. [51]. Nella refrigerazione commerciale/industriale rientra anche la necessità di mantenere a temperatura controllata i farmaci, problematica risultata di rilevante importanza per lo stoccaggio dei vaccini COVID-19 [52]. Nella tabella 1.4 sono riportati i numeri di unità/impianti di refrigerazione installati a livello globale.

Considerando anche pompe di calore e aria condizionata il mondo della refrigerazione coinvolge 12 milioni di persone. Secondo i report di lavoro del governo americano, negli Stati Uniti si avrà una crescita di operai e tecnici, in questo settore, del 21% [53].

Se si ragiona in termini di energia, il 17% dei consumi di energia mondiali sono legati alla refrigerazione (figura 1.19): di questi consumi, il 45% riguardano il settore residenziale, il 39.6% il terziario e il 15.4% il settore industriale (figura 1.20) [19].



* Refrigeration sector consumption excluded

Figura 1.19: Confronto dei consumi elettrici della refrigerazione con gli altri settori.

Ovviamente il consumo energetico non avrebbe impatti ambientali se fosse tutta energia da fonti energetiche rinnovabili, ma purtroppo ad oggi nei mix energetici dei singoli stati la

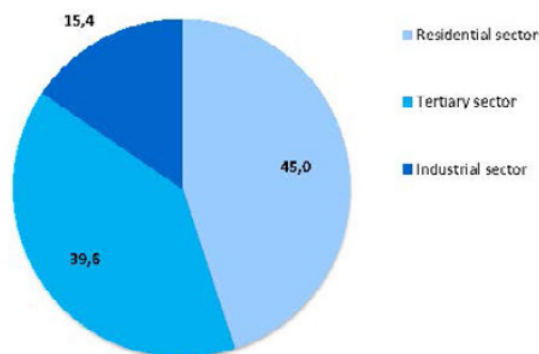


Figura 1.20: Distribuzione dei consumi elettrici di refrigerazione per settore.

percentuale di rinnovabile è ancora troppo bassa. Quindi nell'analisi LCA degli impianti di refrigerazione, si può notare l'impatto importante anche della fase operativa dell'impianto oltre a quella di produzione dello stesso e dei vari trasporti. Facendo una analisi LCA legata solo alla carbonfootprint si nota che le emissioni di CO_2 sono legate per il 65-86% proprio alla fase di consumo energetico [54]. Confrontando impianti con fluidi refrigeranti differenti, quello che ha un impatto ambientale minore risulta quello ad anidride carbonica, in quanto il GWP di questo fluido è inferiore rispetto agli altri [55]. Per questo motivo gli impianti di refrigerazione, in particolare nella grande distribuzione, stanno crescendo tantissimo; fra il 2015 e il 2018 i soli Stati Uniti sono passati da 52 impianti a oltre 370, nella tabella 1.5 sono riportati i numeri di impianti a livello globale e l'andamento di crescita; si può notare che l'Europa, grazie all'attenzione maggiore all'impatto ambientale, già nel 2015 aveva 55000 impianti di refrigerazione commerciale a CO_2 [56].

Regione	2015	2018	Percentuale di crescita [%]
USA	52	370+	612
Canada	139	245+	76
Europa	5500	16000+	190
Nuova Zelanda	9	40+	344
Australia	4	20+	400
Giappone	1500	3530+	135

Tabella 1.5: Numeri di impianti di refrigerazione commerciale a CO_2

Capitolo 2

La refrigerazione industriale - gli impianti ad anidride carbonica

In questo capitolo si analizza l'utilizzo della CO_2 come fluido refrigerante, valutandone le potenzialità in confronto con gli altri fluidi refrigeranti. Si approfondiscono i principali aspetti della refrigerazione e i progressi della ricerca in questo campo.

2.1 L'anidride carbonica e il suo uso come refrigerante

Il diossido di carbonio, più comunemente noto come anidride carbonica, è una molecola in cui ogni atomo di ossigeno ha un doppio legame covalente con l'atomo di carbonio. Prendendo in considerazione i parametri ODP e GWP descritti ampiamente nel capitolo 1 è facile intuire perché, nel rispetto dell'ambiente, l'anidride carbonica è tornata in auge negli ultimi anni. Il suo contributo all'effetto serra è inferiore rispetto agli altri fluidi refrigeranti ($GWP = 1$) e la sua capacità di danneggiare l'ozono è pari a zero ($ODP=0$). La non tossicità e la non infiammabilità del fluido hanno permesso la sua classificazione in base all'articolo 13, paragrafo 1, lettera b della Direttiva Europea PED/2014/68EU, come fluido refrigerante appartenente al Gruppo 2 ed indicato nell'appendice E della norma ENN 378-1 come facente parte del Gruppo A1.

L'Anidride Carbonica (R744) è uno dei 6 fluidi refrigeranti naturali, gli altri 5 sono l'anidride solforosa, l'ammoniaca, l'acqua, l'aria e l'etere etilico. Nel corso degli anni l'utilizzo dei fluidi refrigeranti naturali ha permesso l'evolversi della tecnologia frigorifera. La prima macchina frigorifera risale al 1805: Oliver Evans propose il primo ciclo per la refrigerazione, ma questa ipotesi fu brevettata solo nel 1834 dal suo amico Jacop Perkins [57], la macchina utilizzava Etere Etilico come fluido refrigerante (nella figura 2.1 è riportato il disegno originale del brevetto). Negli anni si susseguirono diversi studi e ricerche che portarono ad un

traguardo importante: nel 1876 avvenne il primo trasporto refrigerato, tre mesi di viaggio in piroscampo per un carico di carne argentina in Francia.

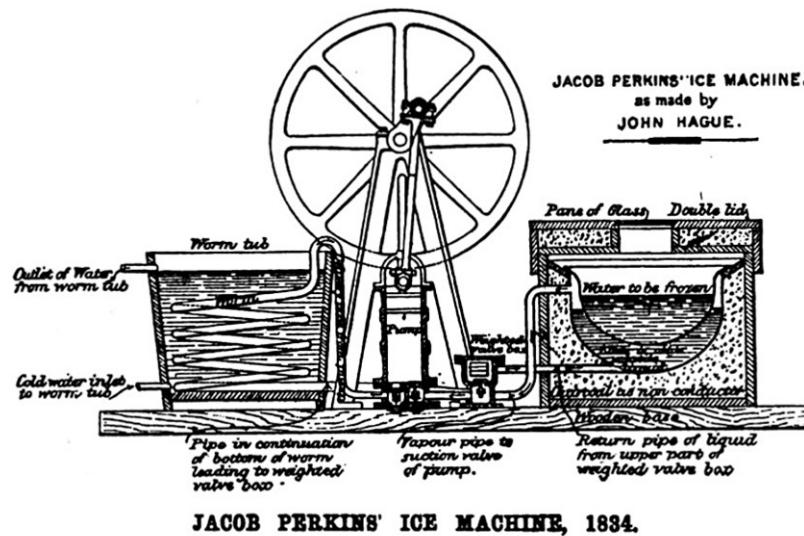


Figura 2.1: Brevetto del 1834 numero 6662 depositato a Londra da Jacob Perkins

Il primo passo dell'utilizzo della CO_2 come fluido refrigerante fu fatto nel XVIII secolo grazie a due fisici Eilliam Cullen e James Black, quest'ultimo scoprì questa sostanza definendola "fixed air", ma la svolta nel suo utilizzo si ebbe solo nel 1866 quando venne adattato un compressore ad idrogeno per la CO_2 . L'anidride carbonica si iniziò a sviluppare molto nel mercato marittimo intorno al 1880, ma il primo brevetto per un compressore a CO_2 [58] fu pubblicato solo nel 1886 da Franz Windhausen. Da qui in poi la diffusione dell'anidride carbonica come refrigerante ebbe un'impennata, scalzando anche altri fluidi naturali, ma più pericolosi, come l'ammoniaca. Infatti, nel 1932 per rispondere agli standard di sicurezza in merito all'utilizzo dell'ammoniaca come fluido refrigerante la Frick Company introdusse nel mercato dei sistemi ibridi anidride carbonica e ammoniaca. Utilizzando la CO_2 per la sezione di impianto a bassa temperatura e una parte di impianto più piccola, ad ammoniaca, per condensare l'anidride carbonica a basse temperature e pressioni [59].

Negli anni 30, però, i fluidi refrigeranti naturali vennero soppiantati da dei fluidi sintetici denominati CFC, successivamente dagli HCFC e dagli HFC. Nel paragrafo 2.1.1 si entrerà nel dettaglio di questi fluidi. Ad oggi, visto l'elevato impatto di questi gas a livello di ozono depletion ed effetto serra, considerando i conseguenti accordi internazionali (capitolo 1) e tenendo conto delle numerose restrizioni normative, l'anidride carbonica è ridiventata uno dei principali fluidi utilizzati e sui quali si è riconcentrata la ricerca. Uno dei pionieri della refrigerazione con anidride carbonica è stato Gustav Lorentz che già nel 1990 ha pubblicato il primo brevetto per un sistema a CO_2 transcritica [60]: nella figura 2.2 è ricostruita una time line dei refrigeranti dal 1900 al 2008.

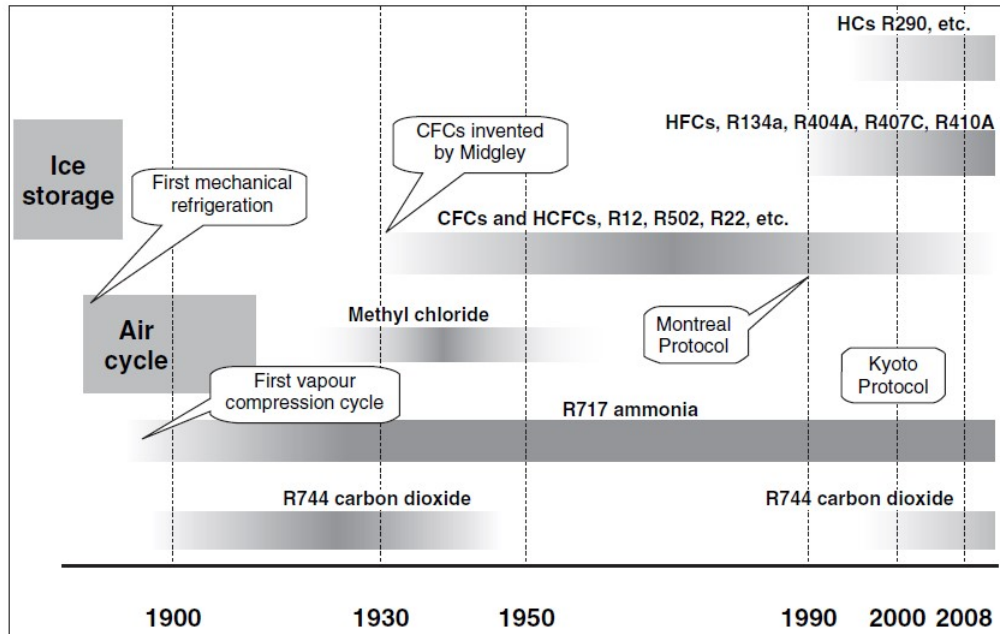


Figura 2.2: Time line della diffusione dei refrigeranti dal 1900 al 2008

2.1.1 I fluidi refrigeranti

Tutti i fluidi possono essere utilizzati come refrigeranti, a patto che ci sia coesistenza della fase liquido-vapore nel range di temperatura delimitato dalle sorgenti termiche entro cui si vuole far lavorare il ciclo frigorifero. Una definizione esaustiva di fluidi refrigeranti è la seguente:

Un buon fluido frigorifero deve presentare nel suo campo di impiego una curva caratteristica pressione-temperatura (in condizioni di saturazione) tale da non dar luogo a pressioni di condensazione troppo elevate e pressioni di evaporazione troppo basse. Alla temperatura di evaporazione il calore di cambiamento di fase deve essere elevato ed il volume specifico del vapore saturo secco deve essere basso, in modo che sia bassa la portata volumetrica a parità di potenza frigorifera. Inoltre il fluido frigorifero, e ciò per evidenti motivi di sicurezza, non deve essere tossico e non deve formare con l'aria miscele esplosive; dovrebbe inoltre essere inerte rispetto ai più comuni materiali impiegabili nei circuiti frigoriferi. [61]

Per identificare il fluido ottimale bisogna, come prima cosa, valutarne la fattibilità tecnica legata alle seguenti disuguaglianze:

$$\begin{cases} T_{ptrefrig} < T_{sorg.fredda} \\ T_{pcrefrig} > T_{sorg.calda} \end{cases} \quad (2.1)$$

con pt: punto triplo; pc: punto critico. Qualora il ciclo si trovi a lavorare in condizione transcritiche si accetterebbe solo la prima disuguaglianza. Il fluido deve inoltre essere adatto

a lavorare con i materiali e le sostanze utilizzati nell'industria del freddo, deve essere economico, sicuro (sia per la salute umana che per quella del nostro pianeta), deve far lavorare il compressore in modo efficiente e deve avere un'ottima capacità di trasferire il calore.

La classificazione dei fluidi frigoriferi

A livello internazionale è stata riconosciuta una classificazione tramite normativa ASHRAE che permette di andare ad identificare in maniera univoca i fluidi.

Per individuare i fluidi sintetici puri si utilizza una sigla specifica, inizia con la lettera R seguita da un numero a due o a tre cifre in funzione della composizione chimica della molecola:

$$R - I - II - III - IV - V - VI \quad (2.2)$$

Con:

- Classe I: si pone una C nel caso in cui si abbiano derivati ciclici; altrimenti 0 che viene omesso;
- Classe II: si intende il numero di legami doppi meno uno, se uguale a 0 si omette;
- Classe III: si inserisce il numero di atomi di carbonio meno 1;
- Classe IV: si inserisce il numero di atomi di idrogeno più uno;
- Classe V: si inserisce il numero di atomi di fluoro;
- Classe VI: vanno inserite una o più lettere dell'alfabeto minuscole o una lettera maiuscola a seconda della struttura della molecola del refrigerante. Questo perché è possibile ottenere fluidi frigoriferi con la stessa composizione chimica, ma con differente struttura molecolare, per cui è necessario distinguerli.

Questa nomenclatura viene utilizzata anche per i fluidi differenti dai refrigeranti sintetici puri, ma sono suddivisi in base alla famiglia di appartenenza secondo un opportuno numero di serie:

- serie 200 per i propani
- serie 400 per le miscele zeotropiche
- serie 500 per le miscele azeotropiche
- serie 600 per i composti organici
- serie 700 per composti inorganici

Spesso la R viene sostituita con i simboli CFC, HCFC e HFC, questo permette di distinguere subito i fluidi completamente alogenati (CFC) da quelli parzialmente alogenati (HCFC) e quelli privi di cloro (HFC).

I clorofluorocarburi CFC

I CFC sono composti organici semplici costituiti da 3 elementi chimici: cloro, fluoro e carbonio. Essi derivano dagli idrocarburi per sostituzione di tutti gli atomi di idrogeno con gli atomi di cloro e fluoro. Questi fluidi hanno un basso punto di ebollizione alla pressione atmosferica e permettono un ottimo rendimento. Oltre ad essere stabili chimicamente, sono non infiammabili e non tossici, hanno una bassa temperatura di ebollizione e hanno costi di produzione molto più contenuti. Sono stati banditi dal Protocollo di Montreal a causa del loro enorme contributo rispetto alla riduzione del buco dell'ozono.

Gli idroclorofluorocarburi HCFC

Gli HCFC sono i fluidi di transizione perché hanno sostituito i clorofluorocarburi prima dei fluidi sintetici di nuova generazione. Anche essi come i CFC prendono origine dagli idrocarburi, ma gli atomi di idrogeno presenti in questi ultimi non vengono tutti sostituiti dal cloro e fluoro, bensì solo in parte. Il loro ODP risulta quindi più basso poiché, nel momento in cui sono immessi nell'ambiente, questi sono più facilmente attaccabili dagli agenti atmosferici pertanto più difficilmente intaccheranno l'ozono negli strati alti dell'atmosfera. Il valore di GWP di questi fluidi è mediamente elevato.

Gli Idrofluorocarburi HFC

Gli HFC sono composti chimici di origine sintetica formulati da atomi di carbonio, fluoro e idrogeno. Rispetto ai CFC e HCFC sono completamente assenti gli atomi di cloro. Per quanto il valore di ODP di questi fluidi risulti nullo, hanno un GWP che può arrivare anche a 15000. Questi fluidi hanno proprietà termodinamiche differenti rispetto ai fluidi da cui sono stati soppiantati, pertanto il retrofit di impianti esistenti risulta spesso complicato.

Le idrofluoro olefine HFO

I refrigeranti derivati dal propano sono composti da idrogeno, fluoro e carbonio e sono indicati dalla sigla HFO. Sono, a causa della loro struttura chimica, molto instabili nel momento in cui vengono rilasciate in atmosfera e quindi si decompongono rapidamente. Il loro valore quindi risulta essere basso sia in termini di ODP che di GWP.

Gli idrocarburi HC

Sono dei fluidi con caratteristiche energetiche ed ambientali molto interessanti, ma peccano in termini di sicurezza poiché risultano altamente infiammabili a contatto con l'aria. Il rischio maggiore, nel loro impiego come refrigeranti, si ha nel momento in cui si effettuano lavori a fiamma libera attorno all'impianto o sulle condutture dello stesso.

L'Ammoniaca NH_3

L'ammoniaca è un fluido naturale a GWP e ODP nulli, ma il suo impiego è complesso in quanto è un fluido ad elevata tossicità per gli esseri umani ed esplosivo. Nonostante questo il suo impiego è diffuso nella impiantistica industriale dove gli standard di sicurezza sono meno restrittivi rispetto alla refrigerazione commerciale.

GWP e ODP

La discriminante ad oggi fondamentale per la scelta del fluido refrigerante ricade sui valori di ODP e GWP (1). Nella tabella 2.1 sono riportate le principali applicazioni dei fluidi refrigeranti con i rispettivi valori di impatto ambientale. Osservando la tabella è di facile comprensione come la scelta ricada sulla anidride carbonica.

2.1.2 Caratteristiche della CO_2 e confronto con gli altri fluidi refrigeranti

L'utilizzo della CO_2 non solo ha radici storiche molto profonde, ma è legato al fatto che la sostanza è particolarmente abbondante in natura. È un prodotto di scarto di tanti processi produttivi, pertanto il suo costo risulta molto basso. È una sostanza compatibile con i materiali utilizzati comunemente per i sistemi di refrigerazione. Non è né infiammabile né tossica; l'unico aspetto negativo è che in condizioni atmosferiche risulta 1,5 volte più pesante dell'aria e, quindi, in caso di perdita si accumula nella parte bassa e causa soffocamento per mancanza di ossigeno [62].

In condizioni ambiente è un fluido che si presenta allo stato gassoso, e il suo diagramma di stato è quello visibile in figura 2.3. Il punto triplo del fluido si ha alla pressione di 5.185 bar, superiore a quella atmosferica, e a temperatura di $-56.57\text{ }^\circ\text{C}$. Il punto critico, invece, si ha a una pressione di 73.82 bar e a una temperatura di $31.06\text{ }^\circ\text{C}$. Questo valore è indicativo della più grande differenza che c'è fra l'anidride carbonica e gli altri fluidi refrigeranti: la maggioranza dei refrigeranti presenta un punto critico a più alta temperatura, in particolare a temperature superiori a quelle canoniche della condensazione ad aria verso l'ambiente esterno ($25 \div 55\text{ }^\circ\text{C}$). Per questo si può parlare di condensazione ad aria solo per fluidi diversi

Refrigerante	Composizione	Applicazione	ODP	GWP
HCFCs				
basso contenuto di cloro				
R22	CH_2ClF_2	HT, MT, LT	0.05	1500
R22 Miscela	R22 + HFCs	MT	0.03 to 0.05	970 to 1770
R22 Miscela	R22 + HFCs	LT	0.02 to 0.03	1960 to 3570
HFCs				
senza cloro				
R134a	CF_3CH_2F	HT, MT	0	1300
R404A	R134a/125/134a	LT	0	3260
R407C	R32/125/134a	HT	0	1525
R410A	R32/125	HT	0	1725
altre miscele R32	R32 + HFCs	LT	0	1770 - 2280
altre miscele R125	R125 + HFCs	HT, MT, LT	0	1830 - 3300
HCs				
senza alogenati				
R290	C_3H_8 propano	HT, MT	0	3
R1270	C_3H_6 propilene	LT	0	3
R600a	C_4H_{10} isobutano	MT	0	3
R290 Miscela	R290 + HCs	HT, LT, MT	0	3
Altri fluidi senza alogenati				
R717	NH_3 ammoniac	LT (MT, HT)	0	0
R744	CO_2 anidride carbonica	HT, MT, LT	0	1

Tabella 2.1: Valori di ODP e GWP dei principali refrigeranti. LT low temperature, HT high temperature, MT middle temperature

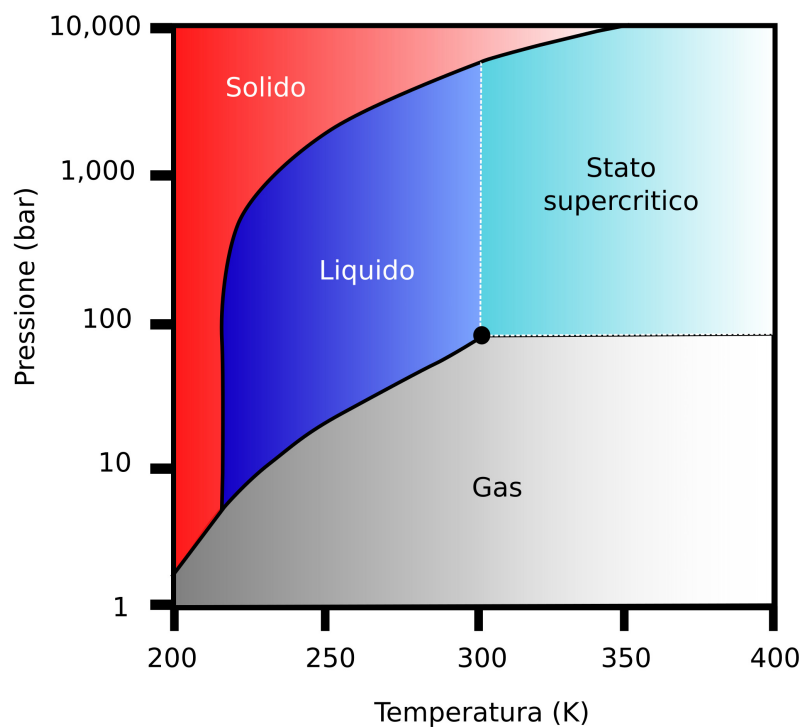


Figura 2.3: Diagramma di fase della CO_2

dalla CO_2 , mentre per l'anidride carbonica a temperature maggiori di quella critica non si raggiunge il ramo bifase e dunque non si avrà luogo a una condensazione isoterma bifase, bensì a un semplice desurriscaldamento isobaro monofase.

L'impiego della CO_2 come refrigerante implica, quindi, la realizzazione di impianti vincolati alle caratteristiche di questo particolare fluido (tabella 2.2 e figura 2.4 [57]). Riassumendo, quindi, nel caso della CO_2 la temperatura critica è più bassa rispetto agli altri fluidi refrigeranti ad oggi utilizzati, per questo motivo l'impianto si trova a lavorare sia sopra che sotto il punto critico. Quando la temperatura esterna è elevata l'impianto si trova a lavorare al di sopra della temperatura critica e avverrà solo un processo di disenergizzazione a pressione costante superiore a quella critica, questo avviene quando l'impianto è in funzionamento transcritico, viceversa se si ha la condensazione ci si troverà in condizioni subcritiche (paragrafo 2.2.1).

A pressione atmosferica il passaggio dal solido al gas (processo di sublimazione) avviene alla temperatura di $-78.9^{\circ}C$ (figura 2.4), e l'effetto di raffreddamento viene sfruttato nel cosiddetto ghiaccio secco. Nella refrigerazione meccanica ciò significa che, in caso di collasso di un circuito, i residui di CO_2 solidi si trovano nell'impianto a circa $-79^{\circ}C$, sublimando successivamente nell'atmosfera.

La pressione di vapore saturo della anidride carbonica è più alta rispetto a quella degli

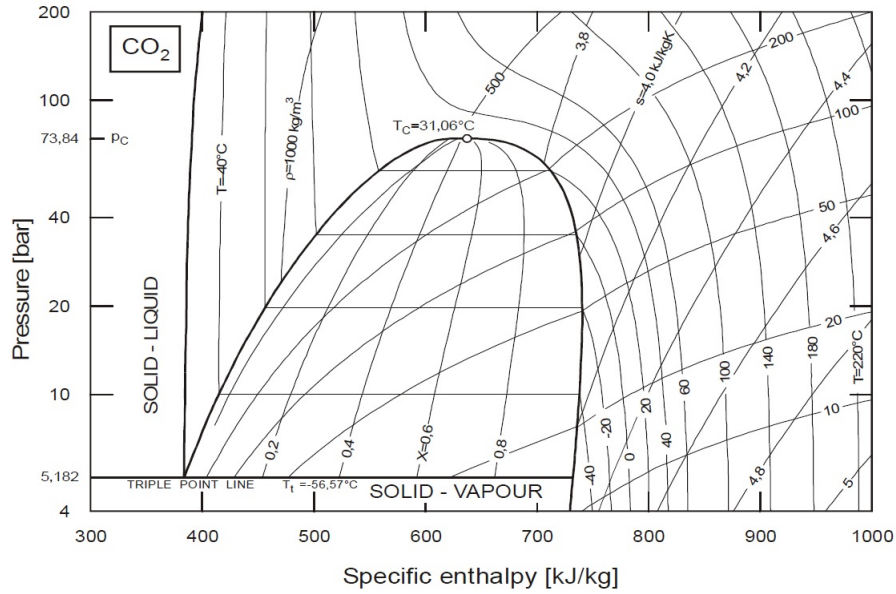


Figura 2.4: Diagramma caratteristico della CO_2

altri fluidi e, nelle vicinanze del punto critico, la curva ha maggior pendenza. Questo comporta, a parità di ΔP , una variazione di temperatura più contenuta rispetto agli altri fluidi. Questo è visibile nella figura 2.5: fissata la temperatura a $0^\circ C$, ad una riduzione di 1 kPa si ha un abbassamento di temperatura di $0.001^\circ C$, a parità di caduta di pressione per il fluido R410a si ha una variazione di temperatura quattro volte maggiore, mentre per R134a di 10 volte maggiore [63]. Risultano, quindi, accettabili perdite di carico maggiori rispetto ai valori consentiti con i tradizionali fluidi sintetici, questo permette l'utilizzo di condotti di diametro ridotto, ma con conseguenti elevati valori di portata specifica.

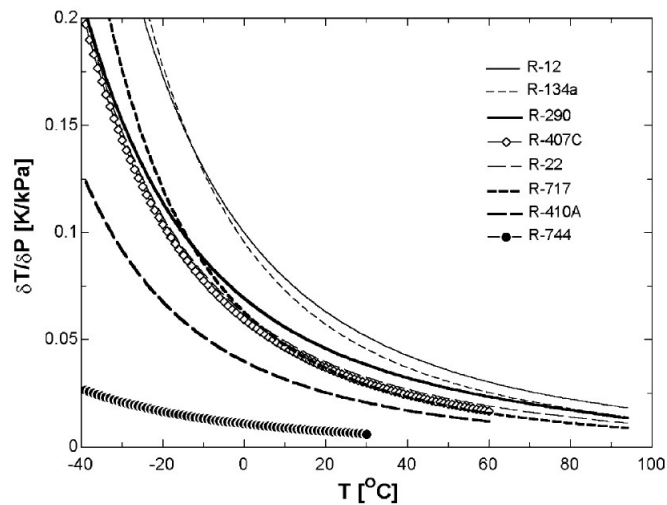


Figura 2.5: Pendenza della curva dT/dP per i refrigeranti.

Considerando il rapporto fra la densità del liquido e la densità del vapore si può notare in figura 2.6 che è di gran lunga inferiore rispetto a quello degli altri refrigeranti.

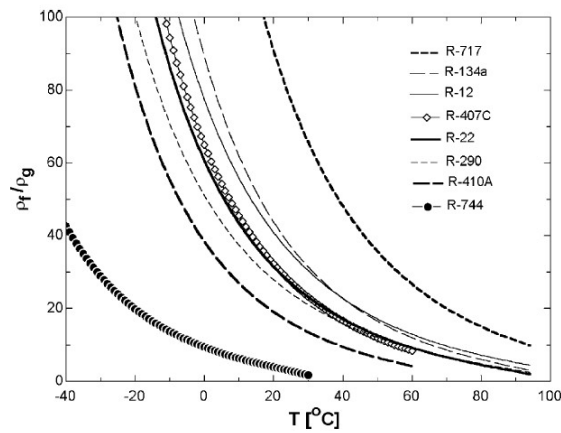


Figura 2.6: Pendenza della curva ρ_l/ρ_g per i refrigeranti.

Come per gli altri fluidi refrigeranti la tensione superficiale diminuisce all'aumentare della temperatura, ma per il diossido di carbonio questa risulta essere inferiore (figura 2.7). Questa caratteristica influenza le proprietà di ebollizione del fluido bi fase. La bassa tensione superficiale dell'R744 ha un duplice effetto, uno negativo e uno positivo; se da un lato si riduce il surriscaldamento richiesto per la nucleazione e la crescita delle bolle di vapore, influenzando positivamente sullo scambio termico agli evaporatori, da un altro si riduce la stabilità della superficie del liquido e si aumenta la formazione e il trascinarsi di goccioline sulle pareti dello scambiatore, riducendo la superficie utile per lo scambio termico [63]. Nella figura 2.7 si nota che la tensione superficiale della anidride carbonica si annulla quando si raggiunge la temperatura critica.

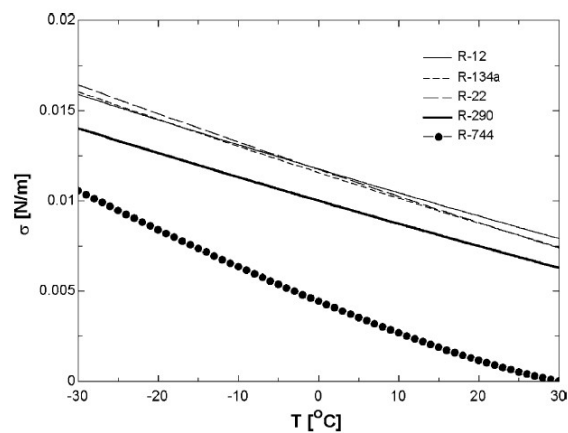


Figura 2.7: Andamento della tensione superficiale, allo stato liquido saturo, al variare della temperatura per diversi refrigeranti.

È noto che l'andamento del calore specifico C_p in funzione della temperatura varia a seconda della pressione; nel caso in esame, per certi valori di temperature il C_p cresce molto. Questo aspetto è fondamentale nella scelta e nel dimensionamento degli scambiatori di calore [64]. In particolare (figura 2.8), analizzando valori di C_p a pressioni superiori a quella critica, ci si accorge che il valore cambia sì con la temperatura, ma a pressioni più elevate le differenze sono minori. A ridosso della pressione critica il valore del calore specifico sarà più alto a temperature più basse.

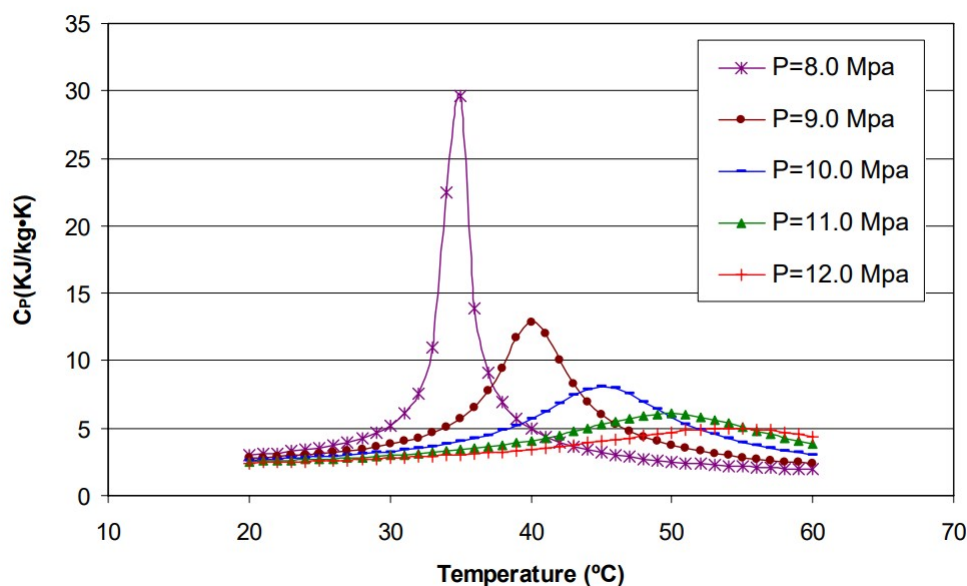


Figura 2.8: Andamento del calore specifico dell'anidride carbonica in funzione della temperatura a differenti valori di pressione

Per individuare la temperatura in cui il C_p , ad una data pressione, assume il valore massimo è stata introdotta la relazione di Lorentzen [7], questa temperatura viene definita *temperatura pseudo critica*; la relazione è la seguente (equazione 2.3) ed è diagrammata in figura 2.9.

$$T_{psc} = -122.6 + 6.12p - 0.1657p^2 + 0.01773p^2.5 - 0.0005608p^3 \quad (2.3)$$

con:

- p : pressione in bar
- T_{psc} : temperatura pseudo-critica in °C

La CO_2 ha un calore latente volumetrico, dato dal rapporto del calore latente e il volume specifico di vapore saturo secco, elevato rispetto agli altri refrigeranti (tabella 2.2), pertanto, a parità di potenza termica scambiata, la portata che deve elaborare il compressore è inferiore rispetto all'utilizzo di altri gas [65]. L'elevata densità, unita all'alto calore specifico,

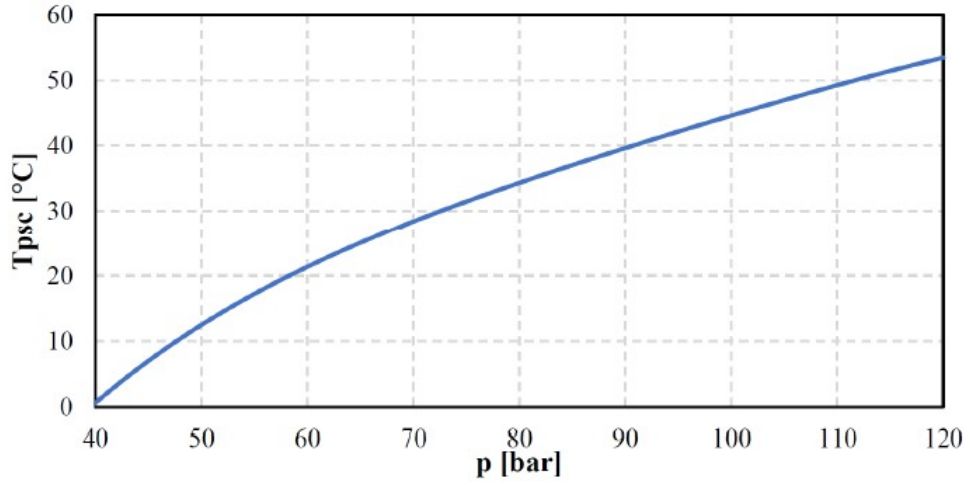


Figura 2.9: Temperatura pseudo critica al variare della pressione

consentono a parità di potenza termica, di operare con portate massiche inferiori rispetto agli altri refrigeranti [63]. Sempre per quanto riguarda i compressori, rispetto agli altri fluidi, la pressione media è elevata, ma i rapporti di pressione sono notevolmente più piccoli [65].

	Temperatura critica [°C]	Pressione critica [bar]	Pressione di saturazione		Calore latente volumetrico (1) [kJ/m ³]	Massa molecolare [kg/kmol]
			-20 °C [bar]	+30 °C [bar]	-20 °C	
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
NH ₃	132.25	113.33	1.901	11.672	2131	17.03
R-410a	71.36	49.03	4.007(2)	18.89(2)	3756	72.59

Tabella 2.2: Confronto fra le caratteristiche della CO₂ e degli altri fluidi refrigeranti. (1) per Calore latente volumetrico si intende il calore latente diviso il volume specifico di vapore saturo secco; (2) valore riferito alla fase liquida.

Negli evaporatori e nel gas cooler l'utilizzo della CO₂ ha come vantaggio il fatto che, negli scambiatori di calore di opportuna geometria, il coefficiente di scambio termico è elevato, spesso superiore a quelli comunemente ottenuti con refrigeranti sintetici tradizionali. Gli elevati valori ottenibili per i coefficienti di scambio termico, unitamente ad un'opportuna configurazione (vicina alla controcorrente), portano la temperatura in uscita dal gas cooler entro 1–2 gradi Celsius. La vicinanza fra la temperatura esterna e quella in uscita dal gas cooler ha un effetto sul COP del ciclo: più le temperature sono vicine più il COP è eleva-

to (si vedrà meglio nel paragrafo 2.2.2). Naturalmente anche nell'evaporatore una ridotta differenza di temperatura media effettiva contribuisce ad aumentare l'efficienza energetica dell'apparecchiatura. Un buon trasferimento di calore contribuisce alla riduzione del rapporto di compressione, con un ulteriore vantaggio nell'efficienza isoentropica della compressione [62].

2.2 Caratteristiche degli impianti a CO_2

La principale differenza di funzionamento di un impianto a CO_2 e uno tradizionale risiede nella valvola di laminazione di alta pressione. Nella configurazione classica la pressione di condensazione è legata alle caratteristiche del condensatore e del fluido impiegato, negli impianti transcritici la valvola ha la funzione di massimizzare il COP variando la pressione del gas cooler. Pertanto la valvola non ha più il compito di mantenere costante l'alimentazione degli evaporatori, ma viene inserito un ulteriore elemento, un serbatoio, che assolve a questo compito. Nella figura 2.10 è visibile un impianto a doppio stadio di temperatura con l'inserimento di ben due serbatoi separatori, questo per garantire agli evaporatori di entrambe le linee un afflusso in fase liquida.

Un'ulteriore caratteristica dell'anidride carbonica è data dalle elevate perdite di carico nella valvola di alta pressione, per questo si sta sviluppando un ramo della ricerca che prevede la sostituzione di quel componente con un espansore [5].

Nel prosieguo del paragrafo ci si concentrerà proprio sulla peculiarità del funzionamento in transcritico e subcritico e nel calcolo del coefficiente di prestazione dell'impianto.

2.2.1 Il funzionamento in Subcritico e in Transcritico

Dalle caratteristiche del fluido refrigerante viste in precedenza consegue che gli impianti a CO_2 lavorano sia in subcritico, quando la temperatura del fluido nella fase isoterma dopo la compressione è inferiore alla temperatura critica, sia in transcritico, quando la temperatura in uscita dal gas cooler è superiore a $31^\circ C$. Questa specifica caratteristica implica un funzionamento definito "estivo" ed uno "invernale" [66] (figura 2.11).

A differenza dei fluidi tradizionali, nella fase di cessione di calore all'aria (gas cooler) la CO_2 effettua una condensazione isoterma bifase solo in condizioni subcritiche, in transcritico avremo un desurriscaldamento isobaro monofase. Come meglio illustrato nella figura 2.12, nella condizione transcritica non si ha il passaggio di stato, ma solo una riduzione di temperatura; nei fluidi tradizionali e nel caso in subcritico, invece, si ha il passaggio allo stato liquido. Questo ne aumenta il rendimento poichè lo scambio termico fra i due fluidi (aria- CO_2) avviene a temperature "più vicine" [6].

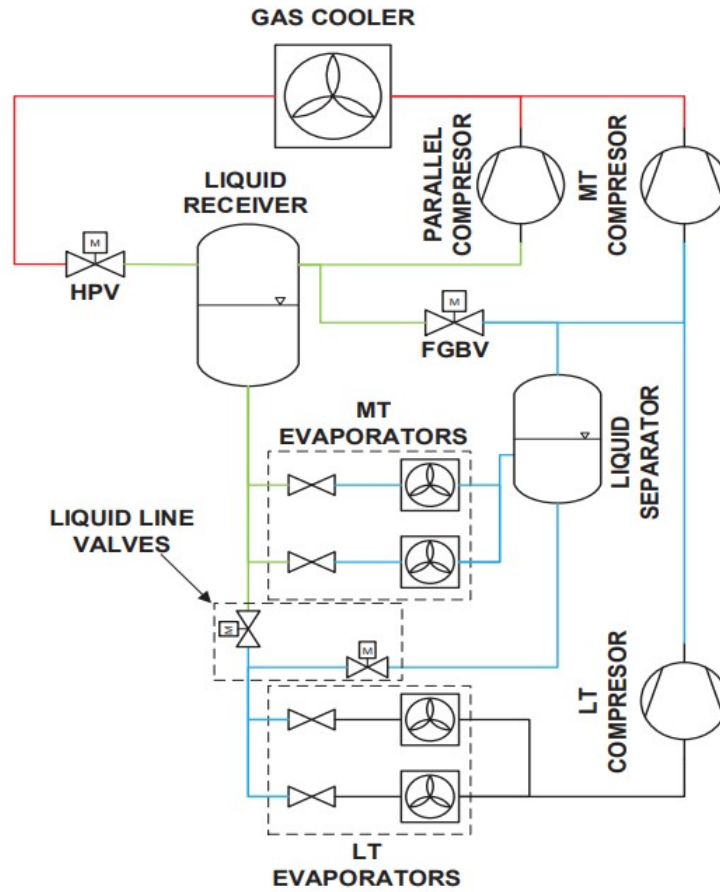


Figura 2.10: Schema di impianto commercializzato nel 2018 con due serbatoi separatori [5].

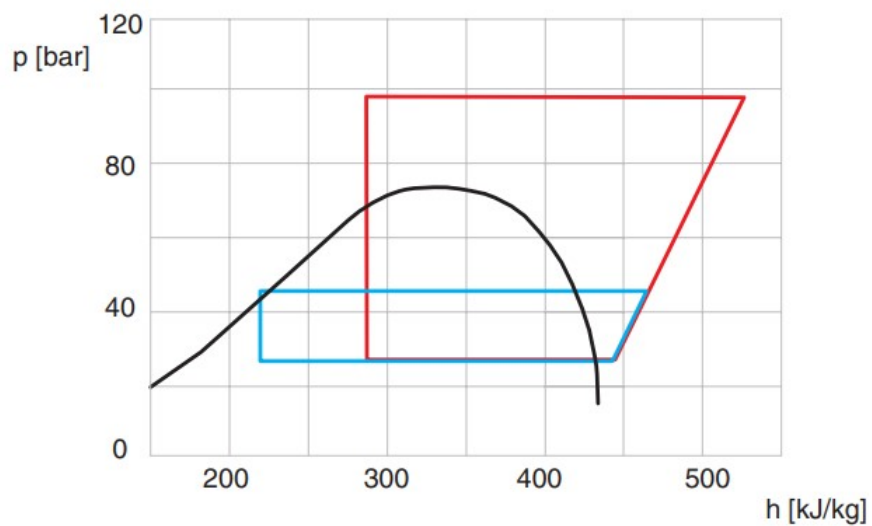


Figura 2.11: Tipico esempio di funzionamento in estate (rosso) e inverno (blu) di un impianto a CO_2

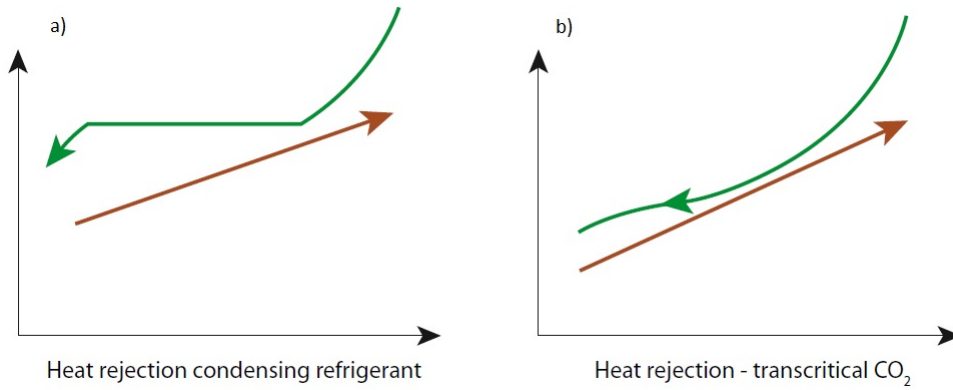


Figura 2.12: Scambio energetico fra fluido refrigerante (rosso) e aria (verde). Il caso a) è rappresentativo sia di un refrigerante naturale che della CO₂ in regime subcritico, mentre nel caso b) è illustrato lo scambio energetico nel caso di CO₂ transcritica

La peculiarità del funzionamento in transcritico è l'esistenza di un valore ottimo di pressione al gas cooler che massimizza il COP dell'impianto [62]; il sistema di controllo, una volta ricavata la pressione ottimale, procede a regolare tutti gli altri parametri dell'impianto.

2.2.2 L'efficienza del ciclo, il coefficiente di prestazione

L'efficienza dei cicli frigoriferi viene individuata dal coefficiente di prestazione dato dal rapporto fra il calore "estratto" e il lavoro speso. Prendendo in considerazione una macchina frigorifera (figura 2.13) si nota che, come descritto da Kelvin, il lavoro minimo necessario per "sollevare" una quantità di calore Q_2 dalla temperatura T_0 alla temperatura T_1 è data da:

$$W = \frac{Q_2(T_1 - T_0)}{T_0} \quad (2.4)$$

Prendendo in considerazione un ciclo ideale (figura 2.14) il coefficiente di prestazione è dato da [67]:

$$COP = \frac{Q_2}{W} = \frac{T_0}{(T_1 - T_0)} \quad (2.5)$$

Il coefficiente di prestazione di un impianto di refrigerazione, quindi, è dato dal rapporto dell'effetto utile (potenza termica scambiata agli evaporatori) e il lavoro di compressione speso per portare il fluido alla massima temperatura e pressione:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (2.6)$$

L'efficienza dei cicli frigoriferi è regolata dalle condizioni di desurriscaldamento, in particolare dalla pressione e dalla temperatura di uscita dal gas cooler/condensatore.

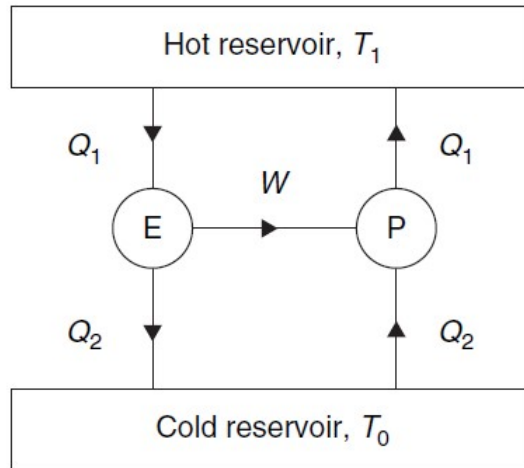


Figura 2.13: E) motore termico ideale; P frigorifero o pompa di calore ideale.

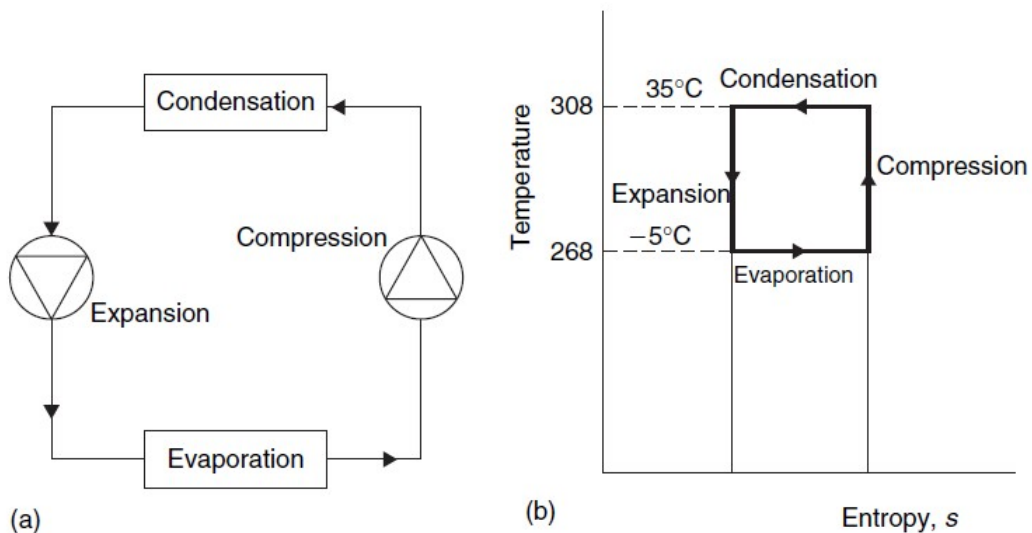


Figura 2.14: Ciclo ideale reversibile di Carnot: a) circuito b) diagramma temperatura-entropia.

Considerando l'impianto in condizioni subcritiche si hanno due condizioni di funzionamento: a ridosso del punto critico e a basse pressioni; nel primo caso la condizione ottimale è quella con la pressione più prossima al punto critico. Per comprendere cosa accade a basse pressioni, lontano dalle condizioni critiche, si può osservare il diagramma p-h dell'isobutano (figura 2.15): tutte le isoterme diventano verticali a valle del punto di liquido saturo, non vi è, quindi, alcun punto di pressione ottimale individuabile. Per questo motivo il punto di liquido saturo diventa quello ottimale [68].

Osservando la figura 2.16, fissata una temperatura di uscita dal gas cooler, si individuano diversi cicli a diverse pressioni di desurriscaldamento e a parità di portata di fluido refrigerante. Si osserva che partendo dal ciclo in marrone e aumentando la pressione si ha un

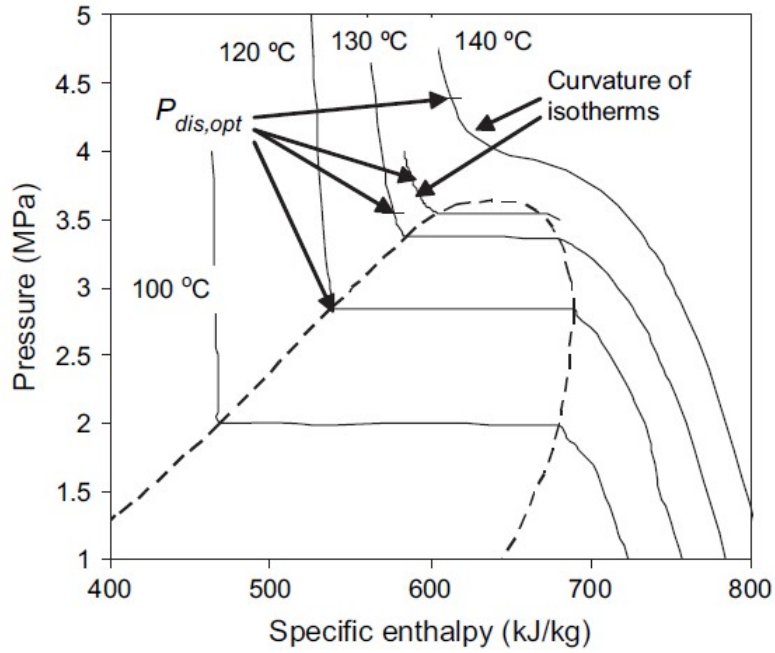


Figura 2.15: Diagramma P-h dell'isobutano.

aumento della resa agli evaporatori maggiore rispetto all'aumento del lavoro di compressione: aumenta di più il ΔH_{evap} rispetto al ΔH_{comp} , il COP quindi aumenta. Quando però si supera la pressione in verde il comportamento cambia e il ΔH_{comp} diventa maggiore rispetto al ΔH_{evap} , pertanto nel ciclo in viola si ha una diminuzione del COP. In conclusione, per ogni temperatura di uscita dal Gas Cooler, l'impianto si autoregola per andare ad individuare la pressione che massimizza il COP dello stesso [69].

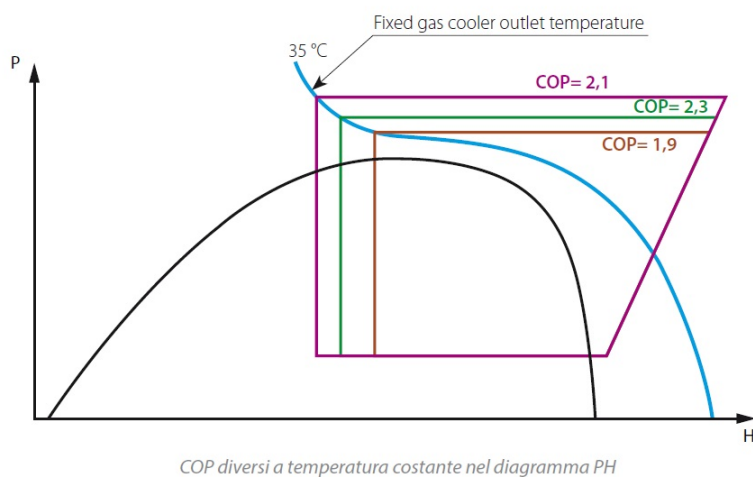


Figura 2.16: Prestazioni dell'impianto in transcritico a temperatura costante e variazione della pressione [6]

Mettendo a confronto due cicli transcritici, che hanno differenti pressioni al gas cooler e uguale temperatura esterna, si nota come esiste una pressione ottimale di funzionamento dell'impianto affinché il COP sia massimo. Prendendo due cicli come in figura 2.17, possiamo notare che per il ciclo 1-2-3-4 la pressione del gas cooler è pari a 90 bar, mentre nel ciclo 1'-2'-3'-4' è di 100 bar, con l'aumento della temperatura aumenta sia l'effetto refrigerante che il lavoro di compressione (ΔQ e ΔW). L'aumento o la diminuzione del COP dipende dalla variazione di queste due quantità, che a loro volta dipendono da tutte le condizioni specifiche che definiscono il ciclo considerato (temperatura di evaporazione, eventuale surriscaldamento del gas di aspirazione del compressore, efficienza di compressione isoentropica, temperatura del gas all'uscita del dispositivo di raffreddamento del gas, ecc.). Il valore della pressione massima ottimale può essere stimato, in funzione della temperatura di evaporazione e della temperatura di uscita dal gas cooler dall'equazione:

$$p_{opt} = (2.778 - 0.0157 \cdot T_e) \cdot T_{gce} + (0.381 \cdot T_e - 9.34) \quad (2.7)$$

con T_e temperatura di evaporazione [°C] compresa fra -40°C e +5 °C, T_{gce} temperatura di uscita dal gas cooler [°C] compresa fra 31 °C e 50 °C e p_{popt} pressione ottimale [bar]. L'equazione 2.7 è valida solo per cicli con compressione isoentropica e vapore saturo in aspirazione ai compressori [70] ed è frutto di una analisi termodinamica di un ciclo ideale transcritico che non tiene conto dei componenti dell'impianto.

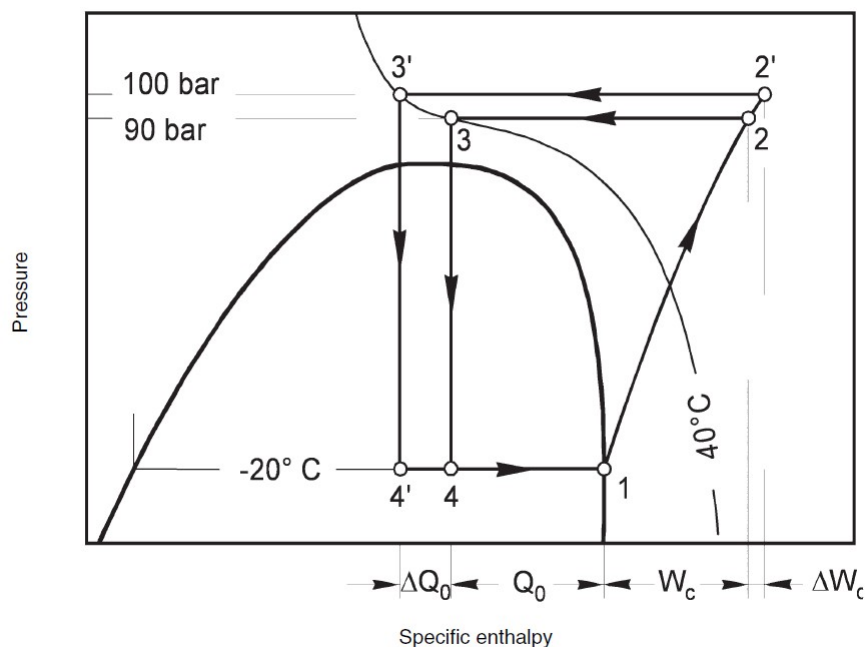


Figura 2.17: Due cicli transcritici con diversa pressione al gas cooler e uguale temperatura di uscita

Una leggera sovrappressione nel gas cooler rispetto all'ottimale, non penalizza troppo l'efficienza del ciclo, d'altra parte, una pressione di raffreddamento al gas cooler inferiore al valore ottimale penalizza, a volte anche drasticamente, l'efficienza del ciclo. Un controllo adeguato del livello di alta pressione è indispensabile per sfruttare al meglio la tecnologia di refrigerazione a CO_2 [62].

Le perdite di exergia: ciclo subcritico e transcritico

Nel prendere in considerazione il ciclo di refrigerazione bisogna prestare molta attenzione anche alle perdite date dalla irreversibilità, l'entità di queste perdite dipende dalle proprietà termiche del refrigerante. Prendendo in considerazione un ciclo a singolo stadio le perdite sono elencate di seguito (con T_0 si indica la temperatura ambiente) [7]:

1. Perdite per compressione $\Delta S_{comp}T_0$: dipendono dal valore della pressione assoluta, dalle proprietà termiche del mezzo di lavoro e dai parametri di progettazione;
2. Perdite al condensatore $\Delta S_{cond}T_0$: dipendono dalla temperatura esterna e dalle proprietà di trasferimento di calore dello scambiatore;
3. Perdite di laminazione ΔS_eT_0 : dipendono dal rapporto fra la capacità termica specifica del liquido e l'entalpia di evaporazione (c_p/r);
4. Perdite all'evaporatore $\Delta S_{ev}T_0$: dipendono dalla temperatura esterna e dalle proprietà del fluido.

Dalle proprietà del refrigerante, in particolare dalla massa molare, dipendono anche le perdite per resistenza al flusso. Tutte queste perdite sono influenzate dal design dei singoli componenti e sono riportate in figura 2.18.

Se si prende in considerazione un ciclo subcritico e si assume idealmente che la temperatura di condensazione sia pari a quella ambiente si possono individuare (figura 2.19) in maniera chiara le perdite di exergia. In particolare le aree denominate Π_{th} e Π_{ds} rappresentano rispettivamente le perdite dovute al processo di laminazione e di condensazione. Il rettangolo con le linee orizzontali rappresenta il lavoro teorico di Carnot necessario per ottenere l'effetto frigorifero $h_2 - h_3$.

Se si prende in esame un ciclo in transcritico si riescono a vedere, oltre alle perdite di exergia intrinseche, anche quelle legate al processo di compressione e a quello di evaporazione. In figura 2.20 sono riportate tutte le perdite di un ciclo transcritico in particolare:

- *Perdite per compressione* π_{com}
- *Perdite al condensatore/gas cooler* π_{gc}

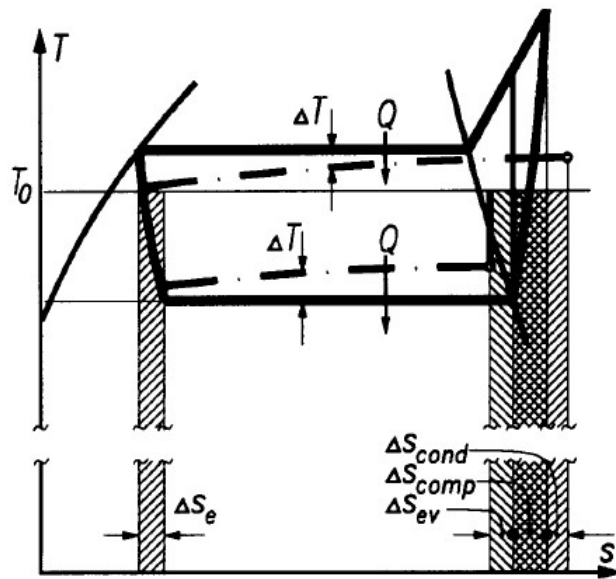


Figura 2.18: Perdite per irreversibilità in un ciclo reale di una macchina frigorifera [7]

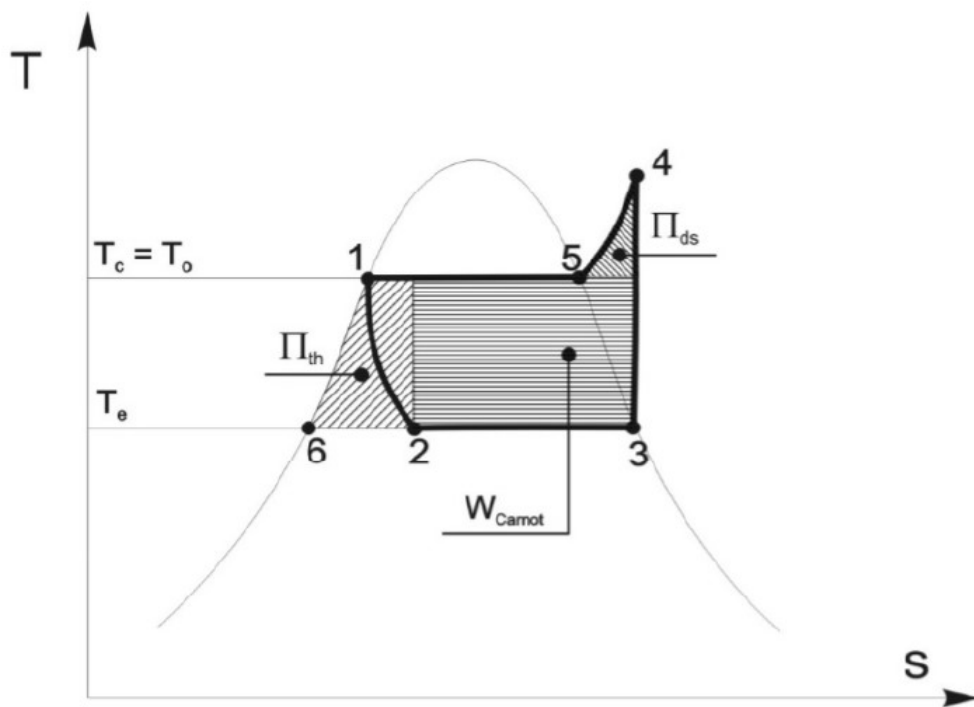


Figura 2.19: Perdite intrinseche di exergia di un ciclo frigorifero subcritico ideale. Π_{th} perdite dovute al processo di laminazione, Π_{ds} perdite dovute al processo di desurriscaldamento, W_{Carnot} lavoro teorico di Carnot

- Perdite di laminazione π_t
- Perdite all'evaporatore π_{ev}

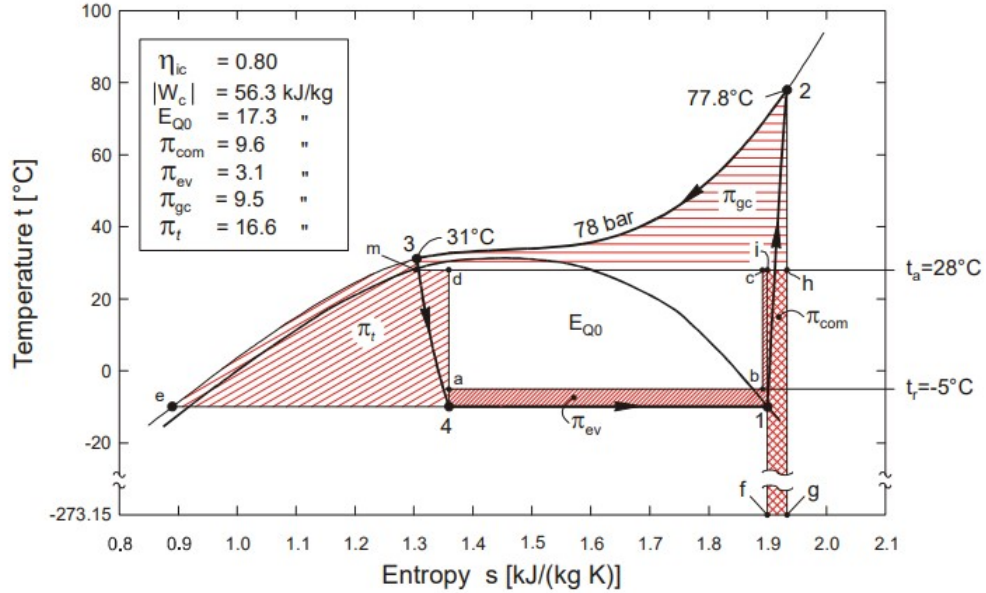


Figura 2.20: Perdite intrinseche di exergia di un ciclo frigorifero transcritico ideale.

Queste grandezze possono essere individuate dalle seguenti relazioni (i punti del ciclo sono quelli individuati in figura 2.20):

$$\pi_{com} = T_a(s_2 - s_1) \quad (2.8)$$

$$\pi_{gc} = h_2 - h_3 - T_a(s_2 - s_3) \quad (2.9)$$

$$\pi_t = T_a(s_4 - s_3) \quad (2.10)$$

$$\pi_{ev} = T_a \left(s_1 - s_4 - \frac{|Q_0|}{T_r} \right) \quad (2.11)$$

Con $Q_0 = h_1 - h_2$, T_a la temperatura ambiente in valori assoluti e T_r la temperatura della sorgente fredda in valori assoluti. L'exergia totale ricevuta per unità di massa di refrigerante è pari a [57]:

$$E_{Q_0} = |Q_0| \left(\frac{T_0}{T_r} - 1 \right) \quad (2.12)$$

Alla luce di quanto visto, si può dedurre che un fluido che effettua un ciclo frigorifero in transcritico ha un numero di irreversibilità maggiori rispetto ad un ciclo subcritico. Considerando che l'anidride carbonica ha il punto critico a pressioni basse, è facile verificare che, a parità di condizioni, le prestazioni della CO_2 risultano inferiori rispetto ai fluidi tradizionali e rispetto a un convenzionale ciclo a compressione di vapore [71]. Effettuando un confronto numerico come quello riportato in tabella 2.3, si nota che nel primo il COP dell'impianto risulta inferiore a causa delle perdite termodinamiche [62].

2.3 Layout impiantistici della refrigerazione

Le configurazioni impiantistiche degli impianti di refrigerazione sono molteplici [71], qui si accennerà a quelle base e si entrerà nel dettaglio specifico dei layout della refrigerazione a CO_2 .

Gli impianti di refrigerazione sono composti da 4 trasformazioni principali (visibili anche nel ciclo ideale di Carnot visto nel paragrafo 2.2.2):

- compressione
- evaporazione
- condensazione/raffreddamento
- espansione

Queste trasformazioni possono essere ben visibili in un semplice ciclo a compressione di vapore con fluido refrigerante R134a (figura 2.21). Il processo di vaporizzazione del refrigerante avviene a pressione costante ed è rappresentato dalla linea orizzontale in basso, nel processo di compressione viene aumentata la temperatura e l'entalpia del fluido, pertanto a fine compressione il fluido sarà in condizioni supercritiche. Prima della condensazione c'è una prima fase di raffreddamento, questa è la differenza fra un ciclo ideale e uno reale.

La differenza fra un ciclo reale ed uno ideale è ben visibile nel diagramma T-S (figura 2.22). La differenza rispetto al ciclo di Carnot è quella campita, la compressione continua anche oltre la temperatura di condensazione. Il triangolo in più, riempito con le linee in figura 2.22, rappresenta il lavoro in eccesso rispetto al ciclo ideale. Per quanto riguarda l'espansione, è un processo isoentalpico ed è rappresentato da una linea verticale nei diagrammi p-h. Non vi è scambio di calore durante l'espansione, il liquido passa semplicemente attraverso una valvola di laminazione [8].

Quando il rapporto di compressione è elevato si può optare per una compressione a due fasi; questi impianti devono prevedere anche la presenza di uno scambiatore di calore ulteriore poiché il fluido in uscita dal primo compressore va disenergizzato prima di essere inviato

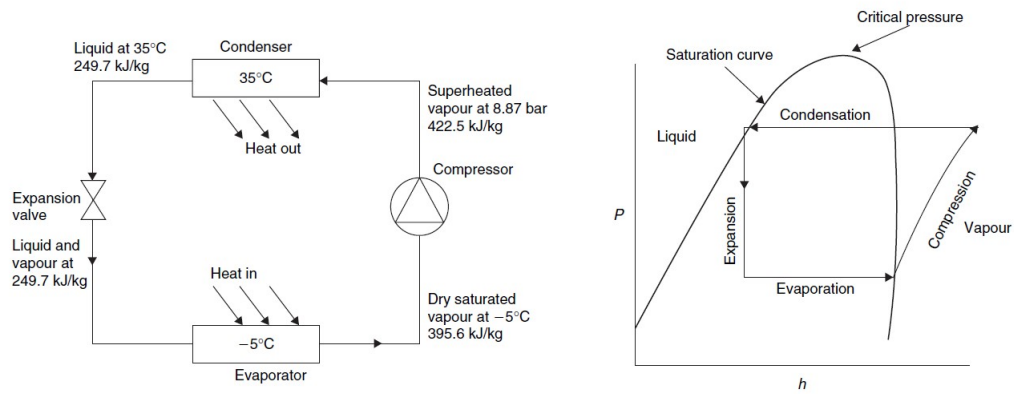


Figura 2.21: Impianto di refrigerazione a compressione di vapore. A sinistra la configurazione di impianto con dei valori di riferimento di pressione e entalpia per il fluido refrigerante (R134a) a destra il ciclo nel diagramma P-h

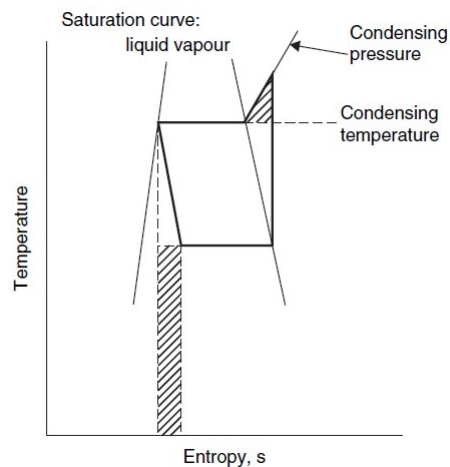


Figura 2.22: Differenza fra un ciclo ideale e un ciclo reale in un diagramma T-S [8]

Punti	Descrizione	Refrigerante
		CO_2 $R - 22$
4 - 1	Evaporazione isobarica	$t_e = -10^\circ C$ $t_e = -10^\circ C$
1 - 2	Compressione adiabatica isentropica	$\eta_{ic} = 0.80$ $\eta_{ic} = 0.80$
3	Condensazione isobara (solo R - 22)	$t_c = 43^\circ C$
2 - 3	Condensazione gas cooler (solo CO_2)	$p_{gc} = 78bar$ $t_{geent} = 31^\circ C$
1	Surriscaldamento in ingresso ai compressori	$t_1 = 0^\circ C$ $t_1 = 0^\circ C$
3	Sottoraffreddamento in uscita dal condensatore (solo R - 22)	
	Temperatura costante della sorgente fredda	$t_r = -5^\circ C$ $t_r = -5^\circ C$
	COP	2.52 3.04

Tabella 2.3: Confronto fra le prestazioni di un ciclo frigorifero con due fluidi differenti a parità di condizioni

al secondo compressore. Una soluzione più efficiente energeticamente è quella prevista nella figura 2.23, dove una parte del refrigerante liquido in uscita dal condensatore viene inviato nel subcooler: la maggior parte del fluido viene raffreddato seguendo la trasformazione E-F grazie al fluido che esegue la trasformazione G-C; il raffreddamento E-F aumenta la potenza dell'evaporatore A-H poiché il salto entalpico della trasformazione sarà maggiore; il miscelamento del fluido in uscita dal primo compressore con il fluido proveniente dal sub cooler

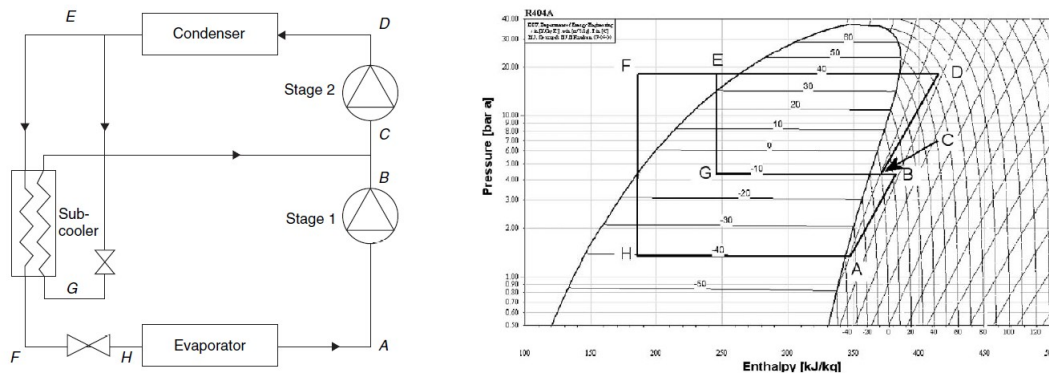


Figura 2.23: Impianto di refrigerazione con due stadi di compressione. A sinistra la configurazione di impianto, a destra il ciclo nel diagramma P-h [8]

genera un raffreddamento pari a B-C. Il vantaggio di questa configurazione sta nel fatto che la massa che fluisce nel primo compressore è inferiore rispetto a quella del secondo.

Una configurazione impiantistica molto diffusa è quella che viene definita *ciclo a cascata*. Questo è l'unione di due cicli frigoriferi che lavorano con lo stesso fluido refrigerante e uno funziona come condensatore del secondo [8].

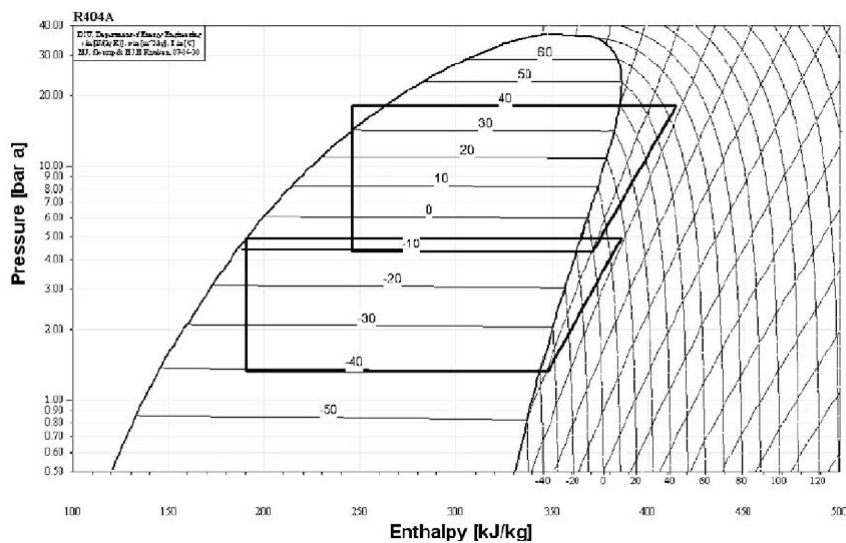


Figura 2.24: Diagramma di un ciclo a cascata con fluido R404A [8]

2.3.1 Layout specifici della refrigerazione ad anidride carbonica

Ad oggi le principali configurazioni di impianto a CO_2 sono le seguenti:

1. sistema diretto a singolo stadio;
2. sistema diretto a singolo stadio con by - pass del flash gas;

3. sistema booster a doppio stadio;
4. sistema a cascata
5. sistemi secondari a CO_2 "pompata"
6. sistemi con eiettore

Sistema diretto a singolo stadio

Il sistema diretto a singolo stadio di compressione presenta la configurazione base di un impianto di refrigerazione con un unico livello di temperatura di evaporazione ed uno stadio di compressione. Seguendo lo schema d'impianto in figura 2.25, la CO_2 viene compressa fino alle pressioni operative massime. Uno scambiatore di calore (Gas Cooler) raffredda, mediante una trasformazione isobara, il refrigerante cedendo potenza termica alla sorgente a temperatura superiore (generalmente, l'ambiente esterno). La valvola di espansione lamina il fluido fino al livello minimo di pressione e di temperatura e, in uscita, la CO_2 è in condizioni di miscela bifasica. L'effetto utile del sistema avviene nell'evaporatore dove il refrigerante assorbe la potenza frigorifera dalla sorgente a temperatura inferiore, evaporando e surriscaldandosi leggermente. Il surriscaldamento avviene al fine di assicurare l'assenza di particelle liquide in aspirazione al compressore. Talvolta, è presente uno scambiatore di calore interno tra il refrigerante in uscita dal Gas Cooler e l'aspirazione del compressore. Questo impianto realizza il ciclo termodinamico di figura 2.26.

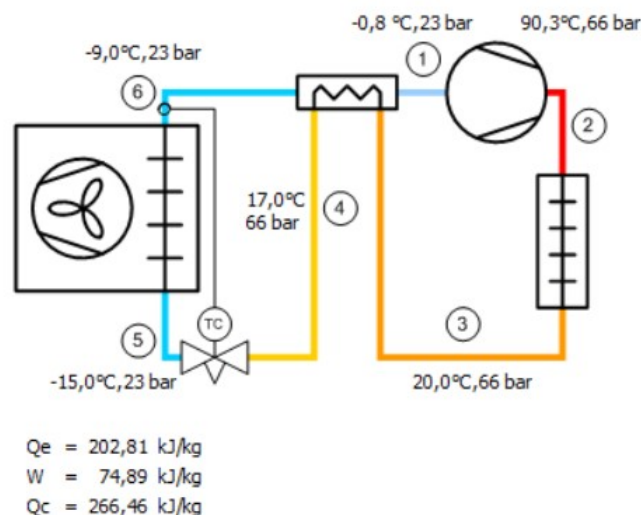


Figura 2.25: Sistema diretto a singolo stadio di compressione

Nelle figure 2.25 e 2.26 è stato simulato un ciclo tramite software *Simple CO₂ one stage plant* in condizioni subcritiche; le impostazioni effettuate nel software sono le seguenti:

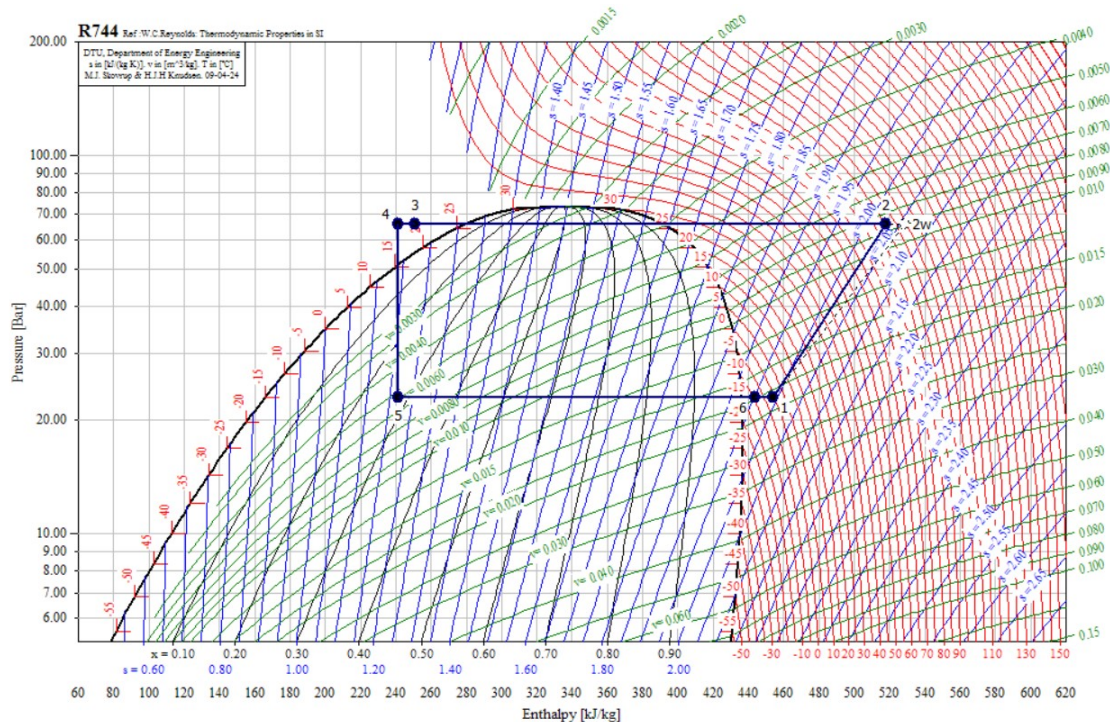


Figura 2.26: Diagramma p-h del sistema diretto a singolo stadio di compressione

temperatura di evaporazione pari a -10°C , pressione al gas cooler di 66 bar, con rendimento isoentropico del 67%, surriscaldamento a valle degli evaporatori 6° (che garantisce il funzionamento ottimale del compressore), e temperatura di uscita dal gas cooler pari a 20°C . Con questa configurazione il COP dell'impianto è pari a:

$$COP = \frac{Q_e}{W} = \frac{202.81[\text{kJ/kg}]}{74.89[\text{kJ/kg}]} = 2.71 \quad (2.13)$$

Qualora lo stesso impianto, a parità di effetto utile, si trovi a funzionare in condizioni transcritiche, cioè ad elevata pressione ($P_{max} = 90\text{bar}$) al gas cooler, la potenza termica scambiata agli evaporatori tende ad aumentare ($Q_e = 2.09$), ma aumenta anche il lavoro che viene ceduto al fluido ($W = 100.42$), pertanto il COP diminuisce arrivando a 2.09 .

Sistema diretto a singolo stadio con by-pass del flash gas

Questa configurazione prevede una complessità maggiore causata dal by pass del flash gas. Il ciclo termodinamico lavora ad un unico livello di temperatura, generalmente quella MT. I dispositivi aggiuntivi, rispetto alla configurazione precedente, sono: un serbatoio ricevitore, la valvola di alta pressione HPV e la valvola di by pass del flash gas FGV (figura 2.27). Rispetto al sistema più semplice, sono presenti due valvole. La valvola HPV controlla la pressione nel Gas Cooler, nell'impianto e lamina il refrigerante fino alla pressione intermedia

del serbatoio ricevitore. Il vapore saturo raccolto nella parte superiore del serbatoio viene prelevato ed inviato al condotto di by-pass dove è presente una valvola FGV per il controllo della pressione intermedia e per la laminazione del vapore fino alla pressione minima. La portata di Flash Gas e la portata agli evaporatori vengono miscelate a monte della sezione di aspirazione del compressore.

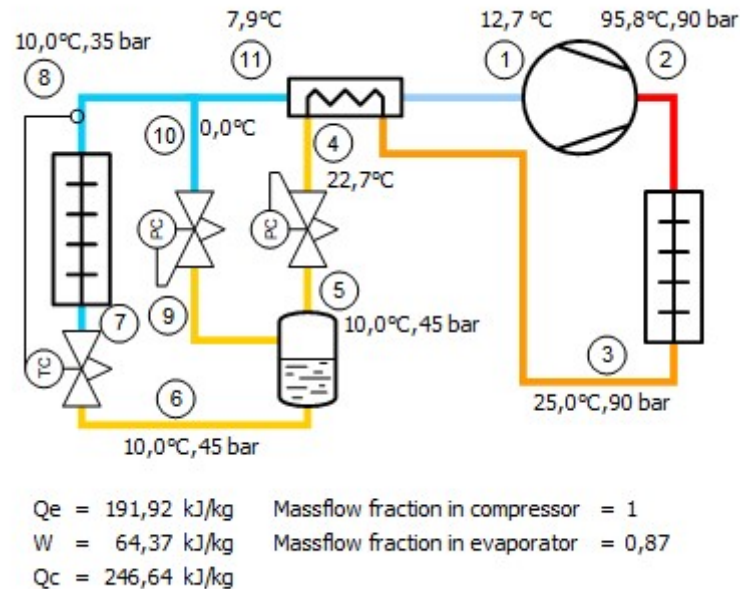


Figura 2.27: Sistema diretto a singolo stadio di compressione con by-pass del flash gas

La figura 2.27 riporta lo schema di impianto elaborato tramite software *Simple CO₂ one stage plant*; le impostazioni effettuate nel software sono le seguenti: temperatura di evaporazione pari a 0°C, pressione al gas cooler di 90 bar, compressione con rendimento isoentropico del 67%, surriscaldamento a valle degli evaporatori di 10 gradi, e temperatura di uscita dal gas cooler pari a 25 °C. Con questa configurazione il COP dell'impianto è pari a:

$$COP = \frac{Q_e}{W} = \frac{191.92[kJ/kg]}{64.37[kJ/kg]} = 2.98 \quad (2.14)$$

In relazione alla pressione massima ed alla temperatura esterna, l'impianto può realizzare cicli transcritici (2.28) o subcritici (2.29) nel caso in cui la pressione massima sia, rispettivamente, maggiore o minore della pressione critica della CO_2 (73,8 bar). Anche in questo caso nella situazione transcritica appena descritta il COP risulta essere inferiore rispetto al caso subcritico. A parità di effetto utile, variando solo la pressione al gas cooler (portandola da 90 bar a 66), si passa da un valore di 2.98 (transcritico) a 4.27.

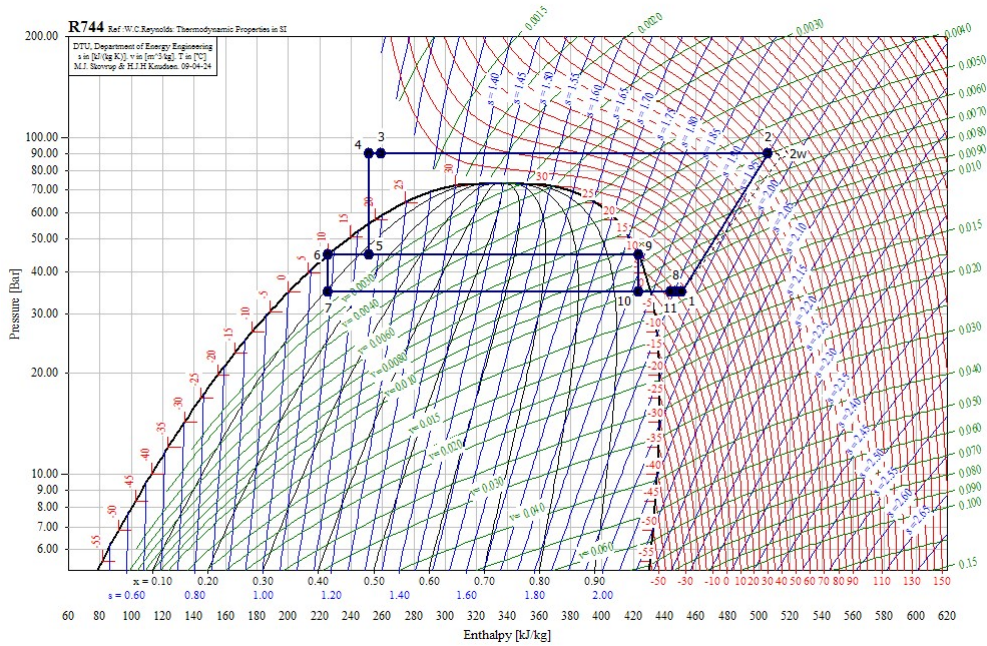


Figura 2.28: Diagramma p-h del sistema diretto a singolo stadio di compressione con by-pass del flash gas, caso transcritico

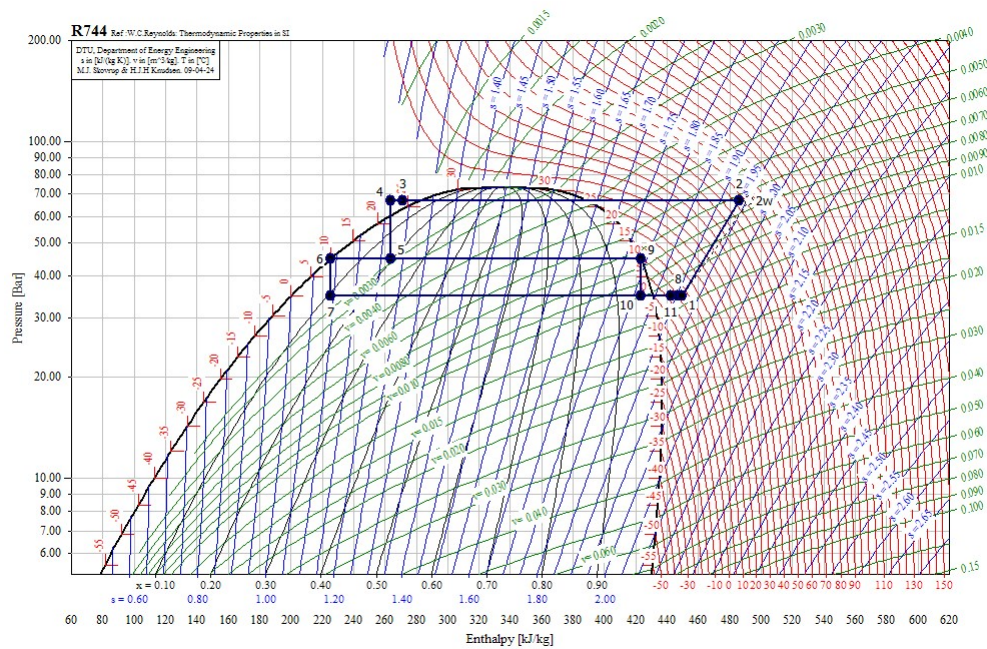


Figura 2.29: Diagramma p-h del sistema diretto a singolo stadio di compressione con by-pass del flash gas, caso subcritico

Sistemi booster a doppio stato

Per garantire le esigenze commerciali di due livelli di temperatura si utilizzano i sistemi booster a doppio stadio di compressione con un ramo di by-pass del flash gas. I due livelli

di temperatura sono definiti comunemente MT per le esigenze di refrigerazione e LT per il congelamento. Nella figura 2.30 è raffigurato un sistema booster con due stadi di compressione. Il refrigerante dalla bassa temperatura viene inviato al primo banco di compressori "low stage" e successivamente a quelli di "high stage" mentre il fluido della linea di media temperatura MT viene inviato direttamente alla aspirazione della "high stage" [72].

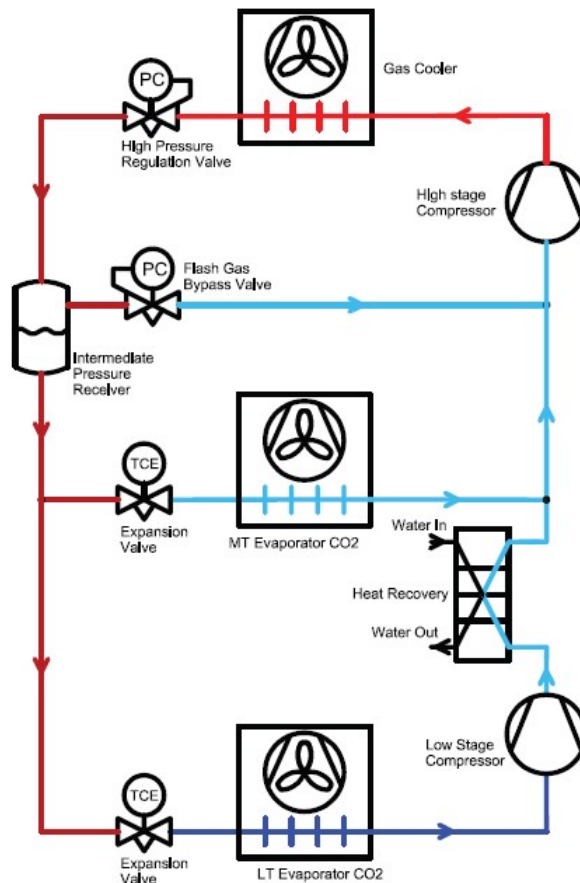


Figura 2.30: Sistema a booster

Sistemi a cascata

In questa configurazione è possibile l'utilizzo di due fluidi refrigeranti diversi, la prassi vede l'utilizzo della CO_2 per gli stadi di bassa temperatura con una aspirazione ai compressori di $-30/-35$ °C. Come visibile in figura 2.31 il sistema prevede due circuiti di refrigerazione connessi da uno scambiatore di calore comune. Questo scambiatore, nello stadio di bassa pressione, ha la funzione di condensatore, il calore ceduto al fluido di alta pressione permette un aumento della temperatura in ingresso ai compressori e un aumento del COP dell'impianto complessivo [73].

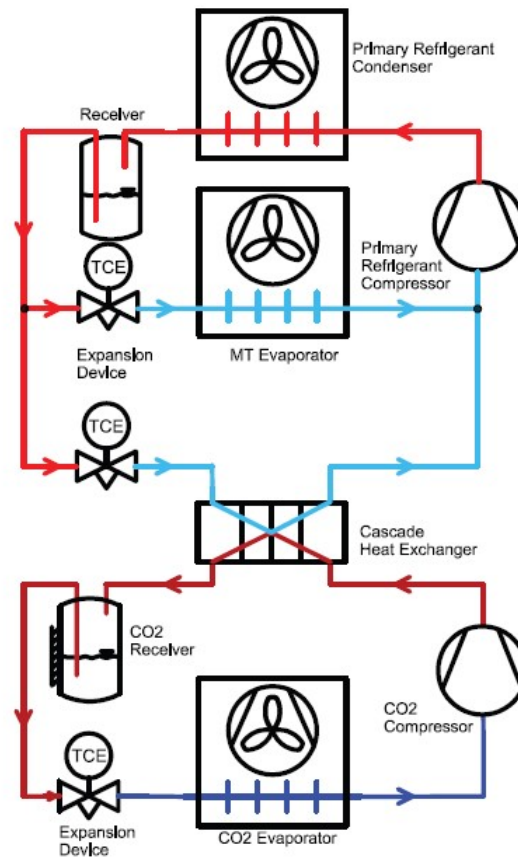


Figura 2.31: Sistema a cascata

Sistemi secondari a pompa

L'utilizzo della anidride carbonica per gli stadi di LT e MT si ha nei sistemi subcritici a pompa. Sono sistemi secondari in cui il circuito primario è alimentato da HFC/HC e ha il compito di raffreddare la CO_2 liquida. Questa viene poi pompata all'interno del sistema attraverso uno scambiatore di calore al quale però si aggiungono un ricevitore di liquido e un'apposita pompa. L'R744 viene in genere raffreddato a $-3\text{ }^\circ\text{C}$ per il carico a media temperatura (MT) e a $-25\text{ }^\circ\text{C}$ per il carico a bassa temperatura (LT). Le utenze MT sono alimentate da CO_2 liquida pompata, mentre le utenze di bassa temperatura LT sono dotate di valvole di espansione per raggiungere i livelli termici richiesti dalla specifica applicazione (figura 2.32) [74].

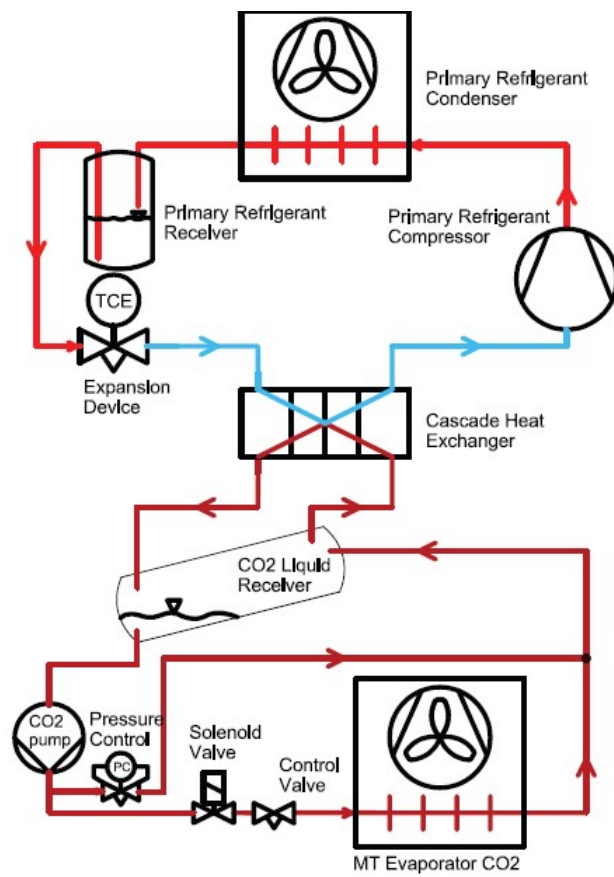


Figura 2.32: Sistema secondario a pompa

Capitolo 3

L'impianto sperimentale di EPTA

In questo capitolo è riportata la descrizione dell'impianto sperimentale installato presso il laboratorio del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Informazione e di Economia dell'Università degli Studi dell'Aquila, sia nelle proprie componenti che nelle caratteristiche di funzionamento. Si entra nel dettaglio del sistema di controllo e, illustrandone i vantaggi, vengono analizzati anche i limiti tecnologici e di funzionamento ai quali si è andati incontro durante la sperimentazione.

3.1 Descrizione dell'impianto: componenti principali

La centrale utilizzata per il lavoro di ricerca è stata realizzata dalla società EPTA s.p.a. ed ha una classica configurazione di tipo CO_2 booster per applicazioni commerciali ed industriali. La potenza frigorifera nominale è pari a $18 kW_t$, mentre quella elettrica massima è di $17 kW_e$.

Lo schema d'impianto della centrale è riportato in figura 3.1, in particolare in azzurro è rappresentato il circuito acqua e glicole al 30% che va a simulare il carico frigorifero, mentre in rosso il circuito del fluido refrigerante. Di seguito verrà analizzata la componentistica dell'intero impianto e le singole caratteristiche.

3.1.1 Serbatoio ricevitore - separatore

Il serbatoio ricevitore è un recipiente in pressione inserito a valle della valvola di alta pressione. L'espansione nella valvola HPV genera una miscela bifase che entra nel serbatoio posto a circa 36 bar. Le fasi liquide e vapore si separano all'interno del serbatoio per gravità e densità.

Il serbatoio ricevitore - separatore ha anche altre 3 funzioni:

1. alimentare l'impianto in caso di blocchi macchina;

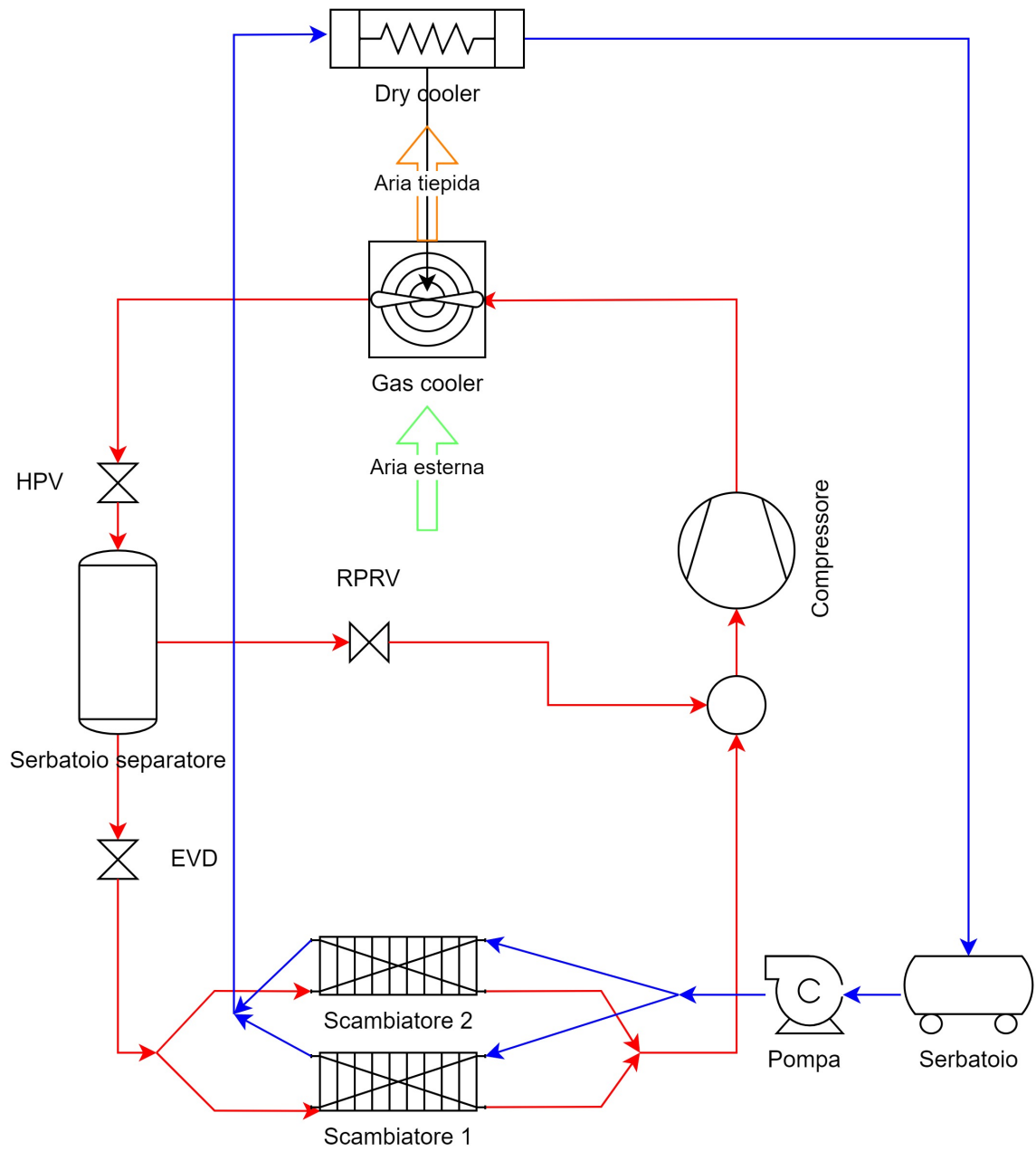


Figura 3.1: Schema impianto presente nella sala motori dell'Università degli Studi dell'Aquila. In rosso il circuito CO₂, in blu quello acqua e glicole

2. regolare il funzionamento dell'unità sebbene questa sia influenzata dalla variabilità della richiesta frigorifera e della temperatura ambiente;
3. regolare la variabilità della portata agli evaporatori.

Il serbatoio installato nella centrale oggetto di studio è di forma cilindrica, ha una altezza pari a 140 cm e un raggio di 22.6 cm; la capacità volumetrica nominale è di 110 litri, il range di temperatura di funzionamento va da -20 °C a 120 °C con una pressione massima di 45 bar e una di collaudo di 64.35 bar.

3.1.2 Evaporatori

Negli evaporatori avviene l'effetto utile dell'impianto. Quelli installati presso la sala motori "C. Caputo" sono una coppia di SWEP modello B9Hx32/1P, collegati in parallelo e ciascuno con potenza di 9 kW. In questo elemento il refrigerante a bassa temperatura evapora ed assorbe potenza termica dal fluido secondario (acqua e glicole). Le caratteristiche dello scambiatore sono riportate nella tabella 3.1, le dimensioni del singolo scambiatore sono nella figura 3.2.

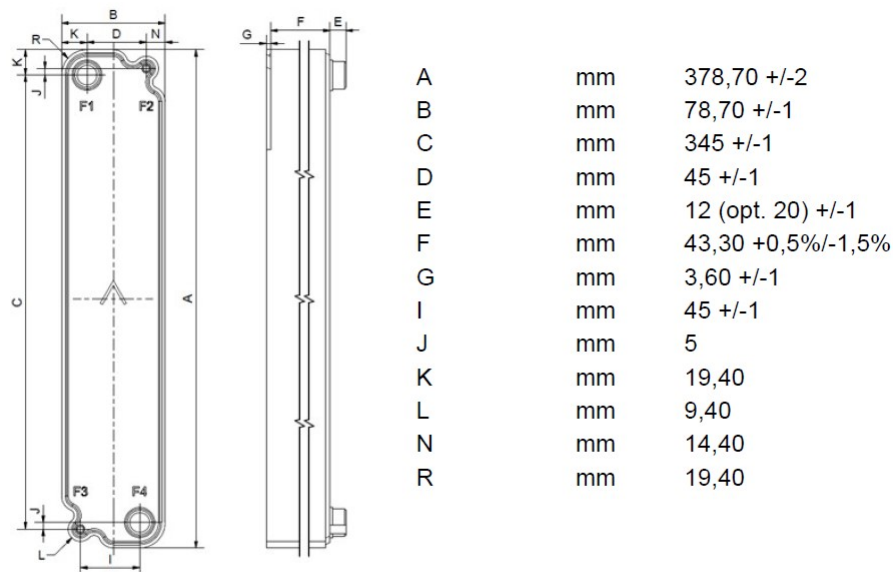


Figura 3.2: Dimensioni dell'evaporatore.

3.1.3 Valvola HPV di alta pressione

La valvola HPV è l'elemento che regola il funzionamento in transcritico o in subcritico dell'impianto. È situata a valle del gas cooler. In transcritico la valvola si comporta in modo

Caratteristica	Unità di misura	Valore
Carico termico	kW	9
Surriscaldamento	K	10
Portata	kg/s	0.03516
Pressione massima	kPa	190
Superficie totale di scambio termico	m^2	0.807
Flusso di calore	kW/m^2	11.2
ΔT_{in}	K	17.80

Tabella 3.1: Caratteristiche dell'evaporatore installato nella centrale dell'Aquila.

tale da ottenere il massimo rendimento, invece in subcritico il suo funzionamento regola il sottoraffreddamento. In uscita dal gas cooler si ha un fluido ad elevata pressione, per realizzare il ciclo si deve effettuare una laminazione tramite una espansione fino al valore di pressione del serbatoio. La valvola installata nell'impianto è motorizzata Danfoss ICMTS 20A (figura 3.3).

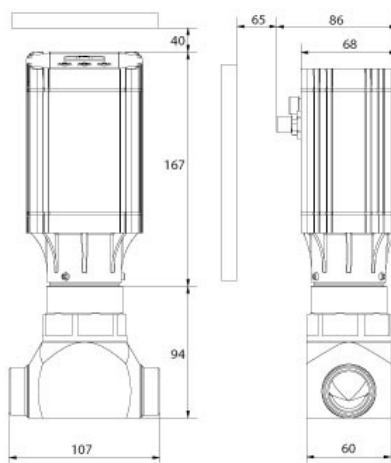


Figura 3.3: Dimensioni geometriche valvola Danfoss ICMTS 20A [9].

Grazie alla figura 3.4 si può comprendere il funzionamento della valvola; la forza motrice dell'attuatore viene trasferita, tramite un accoppiamento magnetico (a), attraverso l'alloggiamento superiore in acciaio inossidabile (b). Il movimento rotazionale dell'accoppiamento magnetico (a) è trasferito su un albero (c) che a sua volta fornisce il movimento verticale del cono (d) e della piastra della valvola (e), per aprire e chiudere la valvola. La forza di chiusura dell'attuatore, combinata con la piastra (e) e la sede della valvola (f), fornisce una tenuta efficace per evitare perdite attraverso il foro della valvola, quando questa è in posi-

zione chiusa. La pressione di ingresso della valvola (P_1) che agisce sul lato inferiore della piastra (e) passa anche attraverso il cono cavo (d) sulla parte superiore del pistone (g) e bilancia la pressione che agisce sul pistone (g) (le lettere della descrizione sono riportate in figura 3.4).

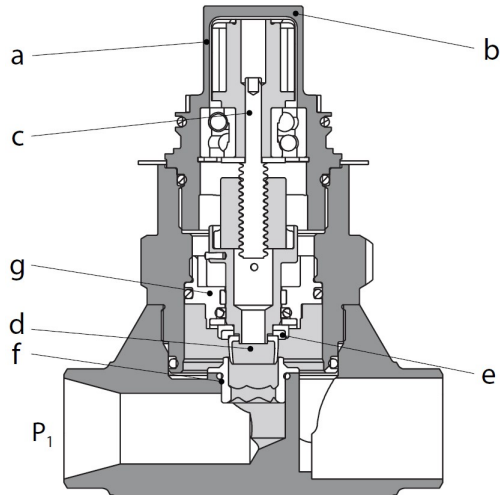


Figura 3.4: Caratteristiche valvola Danfoss ICMTS 20A [10].

Questa può essere definita la valvola che regola le prestazioni dell'impianto poiché, in transcritico, va ad individuare la pressione ottimale per ottimizzare il COP dell'impianto [75].

3.1.4 Valvola EVD di espansione serbatoio - evaporatori

La valvola EVD lamina il refrigerante fino al livello termico desiderato. La valvola regola la portata agli evaporatori affinché sia garantito il livello di surriscaldamento desiderato. La modulazione del flusso di refrigerante è effettuata grazie ad un ugello accoppiato con un otturatore ad ogiva di oltre 15 mm di lunghezza. Il meccanismo interno di movimento viene montato in sospensione su molle calibrate con cuscinetto a sfere. La pressione differenziale massima, quella di funzionamento della valvola, è pari a 35 bar, mentre quella assoluta è di 45 bar. In figura 3.5 sono riportate le dimensioni della valvola.

3.1.5 Valvola RPRV di flash gas

Questa valvola ha la funzione di regolare la pressione del serbatoio ricevitore. La valvola installata nell'impianto è una E3V45 della Carel, la cui massima pressione di lavoro è 145 bar, mentre quella differenziale massima è pari a 90 bar. Le dimensioni della valvola sono riportate in figura 3.6.

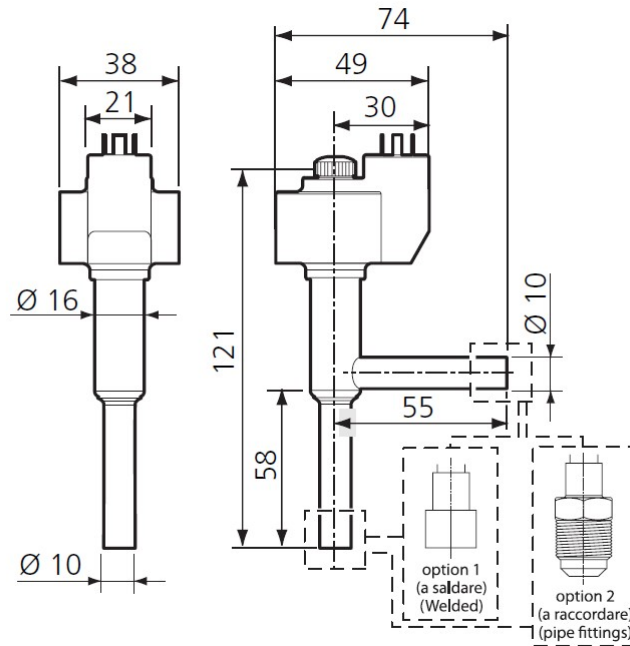


Figura 3.5: Caratteristiche valvola Carel/E²V [11].

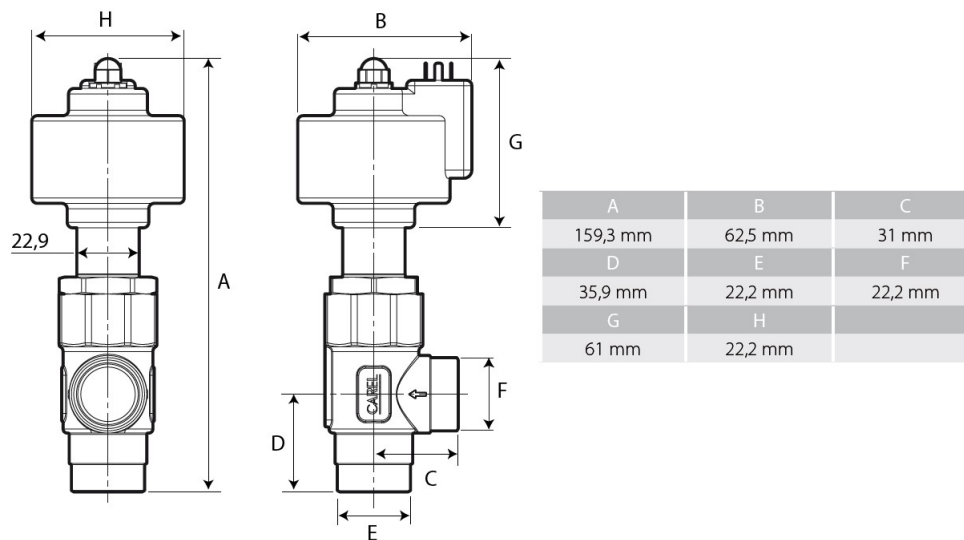


Figura 3.6: Caratteristiche valvola Carel/E³V45 [12].

3.1.6 Compressore

Il compressore presente nell'impianto in esame è un compressore a pistoni semi ermetico Bitzer 4JTC-15K. I compressori a pistoni sono i più utilizzati nella refrigerazione grazie alla loro robustezza e semplicità di funzionamento. È essenzialmente costituito da un cilindro entro il quale scorre un pistone dotato di un moto alterno. Nella parte superiore del cilindro sono presenti due valvole: aspirazione e mandata. Nel condotto di aspirazione fluisce la por-

tata proveniente dagli evaporatori, mentre nel condotto di mandata il refrigerante è inviato al gas cooler. Il pistone è collegato all'albero mediante un meccanismo di biella-manovella che ha la funzione di trasformare il moto rotatorio del motore in un moto alternativo all'interno del cilindro (figura 3.7).

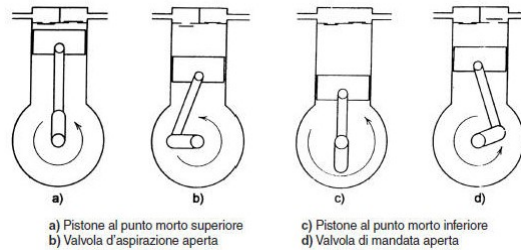


Figura 3.7: Funzionamento del compressore alternativo.

L'aggettivo semi-ermetico identifica una macchina in cui motore e stadio di compressione sono in un corpo separato ermeticamente ma, a differenza dei modelli ermetici, non saldato. In questo modo si possono effettuare operazioni di manutenzione alle componenti del compressore. Nella figura 3.8 e nella tabella 3.2 sono riportate le dimensioni della macchina installata nell'impianto sperimentale oggetto di tesi.

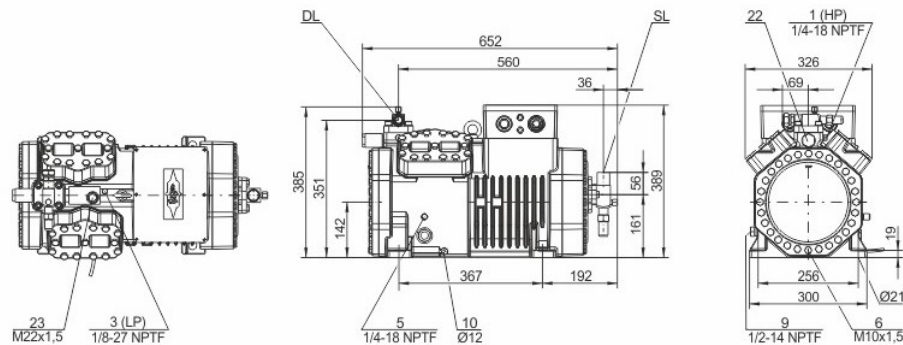


Figura 3.8: Dimensioni del compressore installato.

Tramite software proprietario della azienda costruttrice del compressore è possibile individuare il funzionamento dello stesso, i dati tecnici e i limiti di funzionamento. Nella figura 3.9 sono riportati, in funzione della pressione di aspirazione (p_o) e di quella di mandata (p_c), i limiti di applicazione di questo compressore.

3.1.7 Gas Cooler

La CO_2 in uscita dal compressore deve subire una disenergizzazione, per farlo il fluido viene condotto attraverso uno scambiatore di calore che effettua lo scambio termico con l'aria

Dati tecnici	Valore	Unità di misura
Volume spostato (1450 g/min 50 Hz)	9.2	m^3/h
Volume spostato (1750 g/min 60 Hz)	11.1	m^3/h
N° cilindri x alesaggio x corsa	4 x 36 x 26	mm
Peso	157	kg
Max pressione (BP/AP)	100/160	bar
Max corrente di lavoro	30.2	A
Massima potenza assorbita	17.7	kW
Livello di potenza sonora (-10°C / 90 bar)	82	dB
Livello di potenza sonora a 1m (-10°C / 90 bar)	74	dB

Tabella 3.2: Scheda tecnica del compressore Bitzer 4JTC - 15 K

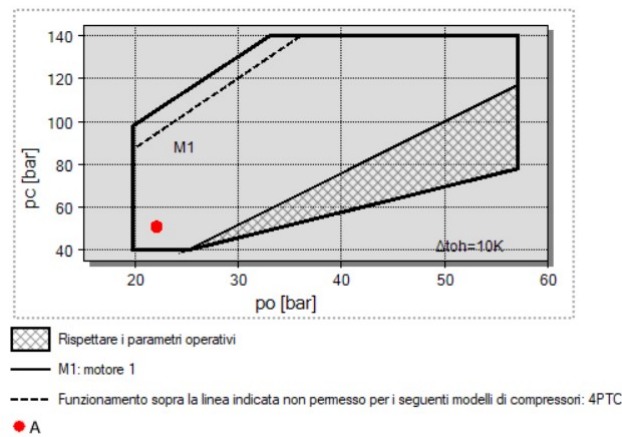


Figura 3.9: Limiti di applicazione del compressore 4JTC-15K

esterna. Questo condensatore ventilato, chiamato gas cooler, è caratteristico degli impianti per la refrigerazione. In particolare lo scambiatore in oggetto è di tipo LU-VE caratterizzato da alette e tubi con rigatura interna elicoidale che ne aumenta l'efficienza, permette una elevata potenza anche a basse portate di aria e ne riduce il consumo elettrico e il rumore [13].

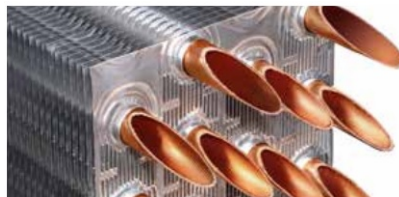


Figura 3.10: Particolare del gas cooler con tubi a rigatura interna elicoidale [13].

In un impianto a CO_2 la pressione massima di esercizio di un gas cooler è di 120 bar e la temperatura massima di $150^\circ C$. Rispetto ai normali fluidi refrigeranti la CO_2 raggiunge le condizioni critiche a temperature più basse, questo permette anche di effettuare un riscaldamento dell'aria esterna. Come visibile in figura 3.11, quando il fluido è CO_2 ad alte pressioni (linea rossa) lo scambio termico può innalzare la temperatura dell'aria esterna, quando invece il fluido refrigerante è un HFC o la CO_2 in regime subcritico (linea verde), il riscaldamento dell'aria sarà inferiore. Questo ha dei vantaggi notevoli poiché si va a ridurre l'area dello scambiatore, la potenza elettrica richiesta e l'emissione sonora dello stesso.

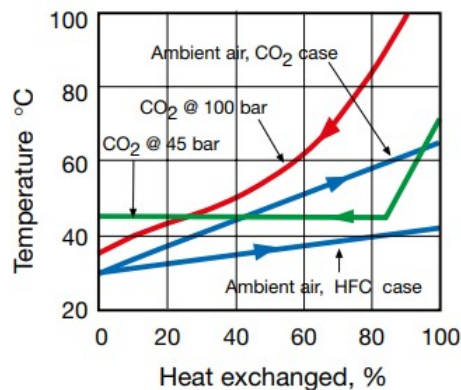


Figura 3.11: Differenza di comportamento al gas cooler in condizioni transcritiche e subcritiche; la linea rossa identifica la CO_2 in condizione transcritiche, mentre la linea verde rappresenta il comportamento della CO_2 in subcritico o di un fluido refrigerante HFC [13].

La forte influenza della temperatura esterna sulle prestazioni dell'impianto avviene in questa trasformazione, in particolare influisce sull'efficienza dell'impianto (COP). Nella figura 3.12 è riportato l'andamento del COP al variare della pressione e della temperatura di uscita dal gas cooler. Più la temperatura di uscita è bassa più il COP è alto, mentre a parità di temperatura di uscita dal gas cooler, più la pressione dello stesso è alta più il COP è elevato.

Il gas cooler installato nel nostro impianto è il modello LUVE EAV5N 5311 H, il codice indica un gas cooler ventilato con 500 mm di diametro e a installazione orizzontale. La potenza installata è di circa 30 kW, nella tabella 3.3 sono riportate le caratteristiche principali.

3.1.8 Separatore olio refrigerante

Il separatore d'olio è installato a valle del compressore per limitare l'ingresso dell'olio agli evaporatori poiché particelle di olio potrebbero depositarsi sulle pareti del gas cooler e degli

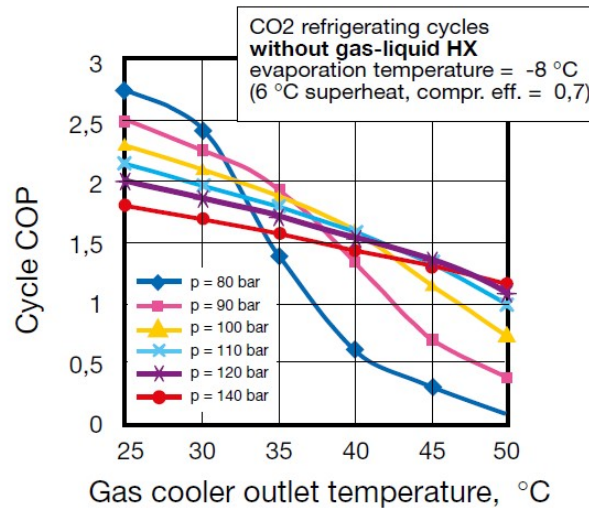


Figura 3.12: Andamento del COP al variare della temperatura di uscita dal gas cooler e della pressione [13].

	Valore	Unità di misura
Potenza	32.9 - 29.3	kW
Portata d'aria	7600 - 6400	m^3/h
Assorbimento motori	1.4 - -0.8	A
	640 - 500	W
Livello pressione sonora	30 - 26	dB

Tabella 3.3: Caratteristiche del gas cooler

evaporatori riducendo le prestazioni di entrambi e quindi lo scambio termico. Il separatore installato è il modello Temprite 135A ed ha le caratteristiche riportate in figura 3.13.

3.1.9 Circuito acqua e glicole

Il circuito acqua e glicole è costruito in parallelo a quello del refrigerante (linea blu figura 3.1). Nei due evaporatori a piastre interagiscono i due fluidi creando il cosiddetto *carico frigorifero*. La portata di questo fluido può essere variata tramite un inverter collegato alla pompa, in questo modo è possibile valutare le prestazioni dell'impianto a diversi carichi. Oltre all'inverter e alla pompa, questo circuito comprende un serbatoio da 100 litri e un dry cooler che ha la funzione di riscaldare il fluido prima che torni al serbatoio e poi agli evaporatori. Questo si rende necessario altrimenti il fluido, una volta uscito dagli evaporatori, vi rientrerebbe alla stessa temperatura e questo non permetterebbe lo scambio termico. Di seguito sono riportate le caratteristiche del fluido e del dry cooler.

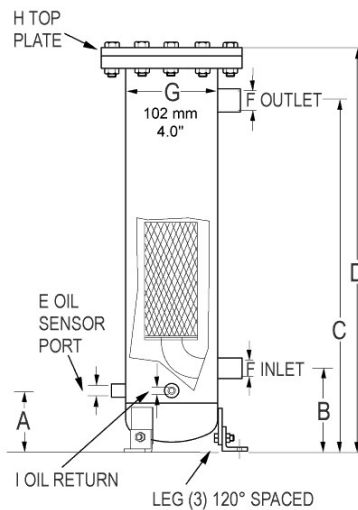


Figura 3.13: Caratteristiche del separatore d'olio.

Proprietà del fluido

La scelta di usare una miscela di acqua e glicole etilenico al 30% si è resa necessaria poiché l'impianto scende al di sotto della temperatura di solidificazione dell'acqua pura (0°C). Di seguito nella tabella 3.4 sono riportate le principali caratteristiche della miscela in considerazione.

	Valore	Unità di misura
T	10	°C
ρ	$1.0426 \cdot 10^3$	kg/m^3
C_p	$3.6816 \cdot 10^3$	J/kgK
T	0	°C
ρ	$1.0471 \cdot 10^3$	kg/m^3
C_p	$3.6485 \cdot 10^3$	J/kgK

Tabella 3.4: Caratteristiche della miscela acqua e glicole 30% a 10°C e 0°C

Dry cooler

Il dry cooler ha la funzione di scaldare acqua e glicole, è installato superiormente al gas cooler in modo tale che l'aria calda in uscita da quest'ultimo venga aspirata dal dry cooler riscaldando la soluzione proveniente dagli evaporatori. Il Dry cooler installato è della LU-Ve, è composto da 3 ventole di tipo SAL5S 4431 le cui caratteristiche sono riportate nella tabella seguente (3.5).

Caratteristica	Unità di misura	Valore
Potenza	kW	20,66
Portata di aria	m^3/h	15 390
Pressione massima operativa	bar	10
Pressione massima del fluido	bar	53,2

Tabella 3.5: Caratteristiche del dry cooler.

3.2 Sistema di regolazione e acquisizione

Per regolare e acquisire i dati durante il funzionamento dell'impianto ci si appoggia a due sistemi: il pRack e l'Agilent.

Il primo è un sistema della Carel appositamente creato per controllare, monitorare e regolare gli impianti di refrigerazione. In particolare il sistema di gestione dell'impianto studiato è il pR300T che è in grado di gestire impianti sia in subcritico che in transcritico, nei paragrafi successivi si entrerà meglio nel dettaglio di come il sistema regoli apertura e chiusura delle valvole per ottenere prestazioni migliori dall'impianto. Il secondo è invece un sistema di acquisizione dati Agilent che è stato installato inizialmente per poter acquisire i dati del circuito acqua e glicole, e successivamente è stato configurato per acquisire la portata di CO_2 agli evaporatori e subito prima della valvola HPV. È importante sottolineare che questo strumento non effettua regolazione dell'impianto e del circuito, ma solo acquisizione dati. In particolare, vengono acquisite le grandezze della seguente tabella (3.6), nella figura 3.14 sono riportati i punti in cui vengono prese le misure.

Parametro	Descrizione	Unità di misura
DCin	Temperatura in ingresso al Dry cooler	°C
DCout	Temperatura in uscita al Dry cooler	°C
Evap in	Temperatura a valle della pompa prima della biforcazione in ingresso ai due evaporatori	°C
m CO2 tot	Portata totale di CO_2 a valle del Gas cooler	kg/h
Evap out 2	Temperatura in uscita dall'evaporatore 2	°C
Evap out 1	Temperatura in uscita dall'evaporatore 1	°C
m H2O	Portata di acqua e glicole	l/m
m CO2	Portata di CO_2 agli evaporatori	kg/h

Tabella 3.6: Dati acquisiti tramite sistema Agilent

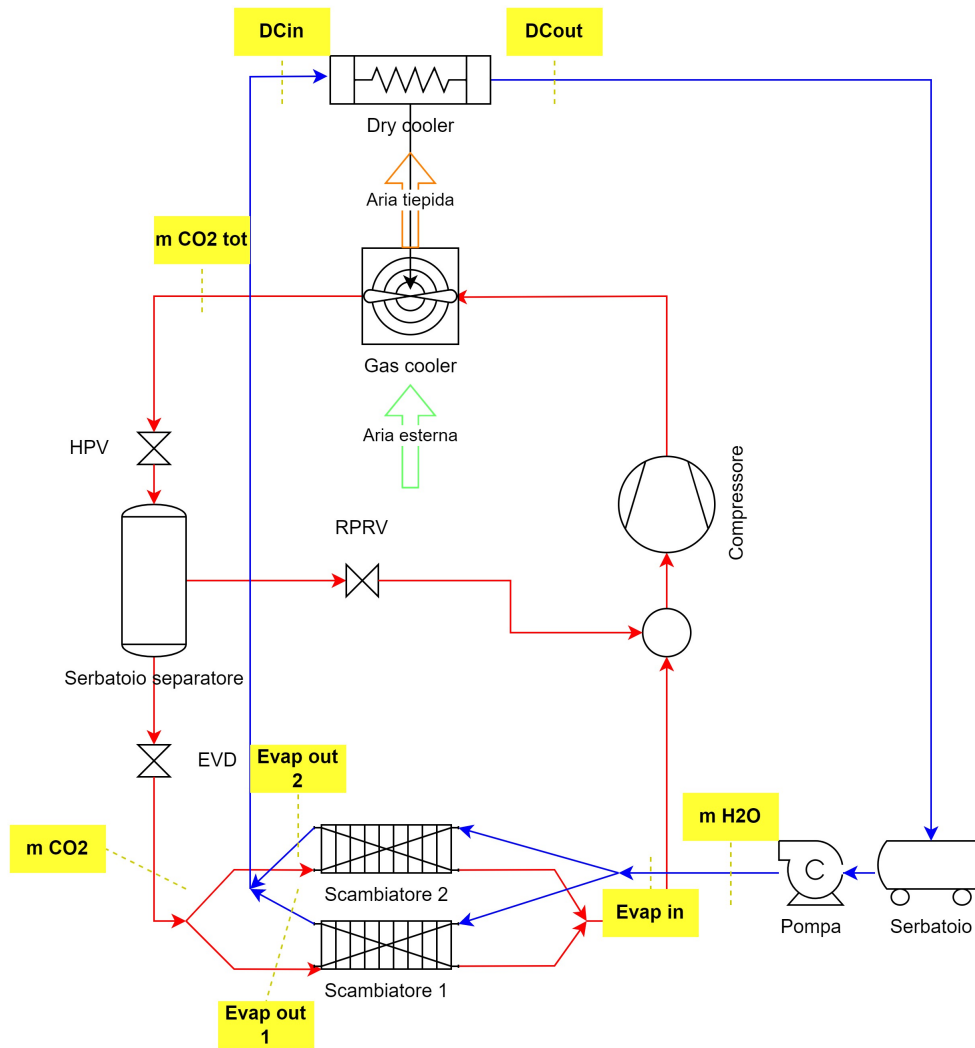


Figura 3.14: Schema impianto con in risalto i punti di misura e le rispettive grandezze acquisite tramite Agilent

3.2.1 I misuratori di portata Simens

I misuratori di portata installati sono modello *Sitrans F C Massflow Mass 2100* con dimensione nominale connettore di processo (DN) pari a 6 e valore di pressione del sensore (PN) di 100. Lo strumento può raggiungere una misura massima di 1000 kg/h con un errore massimo di 0,05 kg/h [76].

3.2.2 Il misuratore di livello del serbatoio separatore

Per poter al meglio comprendere il livello di liquido e vapore all'interno del serbatoio è stato installato un misuratore magnetico di livello della *Weka*. Il serbatoio (1) è connesso tramite due tubi (1A e 1B) con questo strumento e, seguendo il principio dei vasi comunicanti, indica sempre lo stesso livello del serbatoio. Il galleggiante (3) si muove al variare del livello,

e trasferisce il valore alle tacche esterne tramite un accoppiamento magnetico. Il magnete all'interno del galleggiante è simile ad una bussola (3B) che fa ruotare le alette (4A) che indicano il livello, la rotazione di 180 gradi delle alette permette di individuare il livello del liquido. Nella figura 3.15 sono meglio dettagliati gli elementi del misuratore.

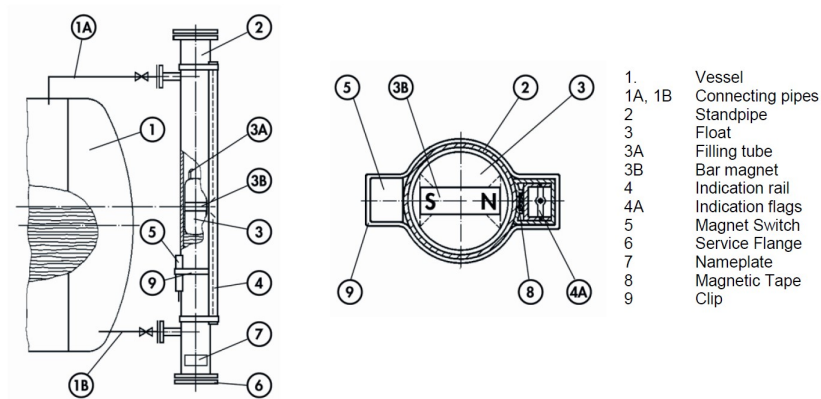


Figura 3.15: Componenti del misuratore di livello magnetico.

3.2.3 Il sistema pRack

Il sistema di regolazione pRack della Carel permette non solo di settare dei parametri di funzionamento, ma è il vero e proprio cuore della centrale frigorifera in quanto gestisce la dinamica dell'impianto al fine di ottimizzarne il funzionamento rispettando i vincoli imposti. PRack gestisce l'apertura e la chiusura delle valvole, l'on-off dell'unità, il sistema di ventilatori del gas cooler, il sistema d'olio e i compressori. Tramite l'interfaccia del BOSS è possibile interagire con l'impianto e verificare tutti i parametri.

3.2.4 Regolazione della valvola HPV di alta pressione

La valvola di alta pressione, HPV, separa la parte di alta pressione del circuito da quella di bassa pressione. È l'elemento che regola il funzionamento in transcritico o subcritico della centrale. Nel primo caso la valvola si comporta al fine di ottenere il massimo rendimento, mentre in modalità subcritica la regolazione controlla il sottoraffreddamento; nel caso in analisi l'impianto è impostato affinché garantisca un sottoraffreddamento di 3.5°C. Il setpoint di funzionamento ottimizzato della valvola è stato effettuato secondo quanto indicato in figura 3.16. La valvola è gestita secondo la zona individuata in base ai valori di temperatura di uscita e pressione del gas cooler. Si individuano i due valori di pressione $P_{100\%}$ e P_{max} , le temperature T_{12} e T_{23} e le due temperature T_{min} e $T_{100\%}$. Nel seguito con T_{gc} e P_{gc} si indicheranno la temperatura e la pressione del gas cooler.

Il comportamento della valvola HPV nelle varie zone è il seguente:

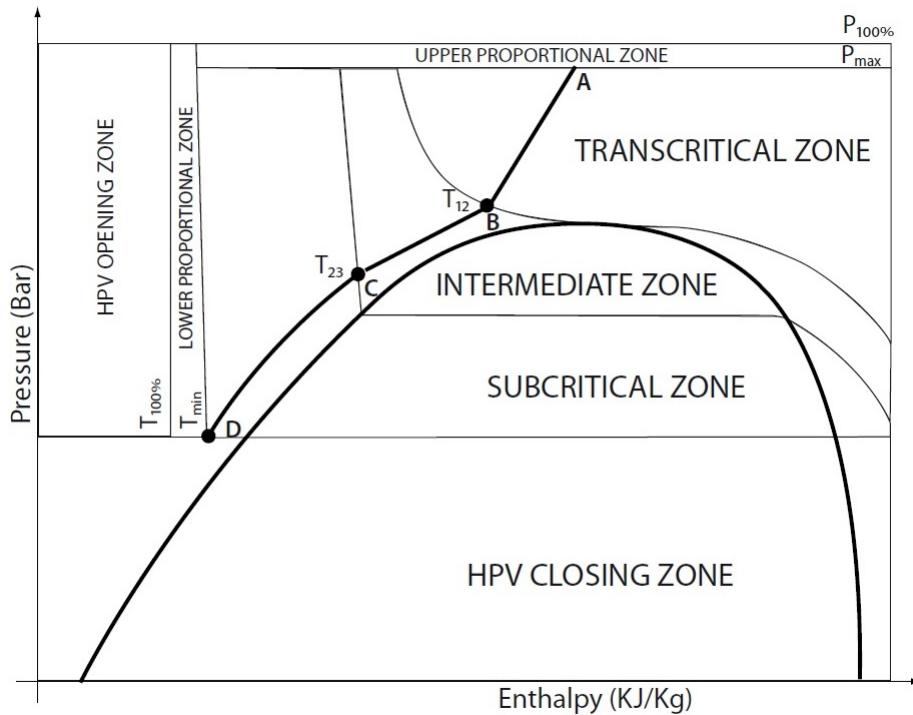


Figura 3.16: Diagramma Pressione e Entalpia dal quale si individuano i valori di setpoint per il funzionamento della valvola HPV [14]

- **Zona transcritica**, individuata da $T_{gc} \geq T_{12}$ e $P_{gc} \leq P_{max}$: la valvola lavora in modo da mantenere il COP massimo.
- **Zona subcritica**, individuata da $T_{min} \leq T_{gc} \leq T_{23}$: la valvola lavora in modo da mantenere costante il sottoraffreddamento.
- **Zona di transizione**, individuata da $T_{23} \leq T_{gc} \leq T_{12}$: la valvola lavora con un setpoint di pressione individuato come congiungimento dei due punti B e C in figura 3.16, ottenuti calcolando le pressioni ottimali al limite delle zone transcritica e subcritica. In questa zona lo strumento tenta di mantenere il passaggio dal subcritico al transcritico il più "dolce" possibile vista la natura del refrigerante in questa zona che non è né allo stato liquido né gassoso.
- **Zona proporzionale superiore**, definita da $P_{max} < P_{gc} < P_{100\%}$: la valvola lavora tra il valore di apertura raggiunto alla pressione P_{max} e il valore massimo di apertura alla pressione $P_{100\%}$. Nel caso in cui la pressione diminuisca, il valore di apertura della valvola HPV rimane costante finché non si rientra nella zona transcritica, in cui la regolazione riprende come descritto in precedenza.

- **Zona proporzionale inferiore**, definita da $T_{100\%} < T_{gc} < T_{min}$: la valvola lavora tra il valore di apertura raggiunto alla temperatura T_{min} e il valore massimo di apertura alla temperatura $T_{100\%}$. Nel caso in cui la pressione aumenti, il valore di apertura della valvola HPV rimane costante finché non si rientra nella zona subcritica, in cui la regolazione riprende come descritto in precedenza.

Nella tabella 3.7 sono riportati tutti i parametri impostati per la centrale studiata in questo lavoro di ricerca.

Parametro	Descrizione	Valore	Unità di misura
$P_{100\%}$	Limite superiore di pressione	108	bar
P_{max}	Pressione per la definizione della zona proporzionale superiore	104	bar
P_{critic}	Pressione ottima calcolata alla temperatura di passaggio fra la zona intermedia e la zona transcritica	78	bar
T_{12}	Temperatura limite tra zona transcritica e zona intermedia	31	°C
T_{23}	Temperatura limite tra zona intermedia e zona subcritica	20	°C
T_{min}	Temperatura per la definizione della zona proporzionale inferiore	6	°C
$T_{100\%}$	Temperatura per la definizione della zona di apertura completa della valvola	-10	°C
Delta	Sottoraffreddamento per regolazione ottimizzata	3.5	°C

Tabella 3.7: Parametri impostati per la centrale installata nella Sala Motori dell'Università degli Studi dell'Aquila

3.2.5 Regolazione della valvola RPRV

La valvola RPRV, o valvola di Flash gas, regola la pressione del serbatoio ricevitore, in condizioni estreme può modificare le condizioni di funzionamento della valvola HPV in modo da mantenere correttamente funzionante l'intero sistema. Nell'impianto in sperimentazione i valori settati come massima e minima pressione ammessa sono 44,5 bar e 29 bar.

3.3 Funzionamento dell'impianto

Per poter descrivere al meglio il funzionamento dell'impianto si individuano 7 punti fondamentali in modo da descrivere le singole trasformazioni (figura 3.17).

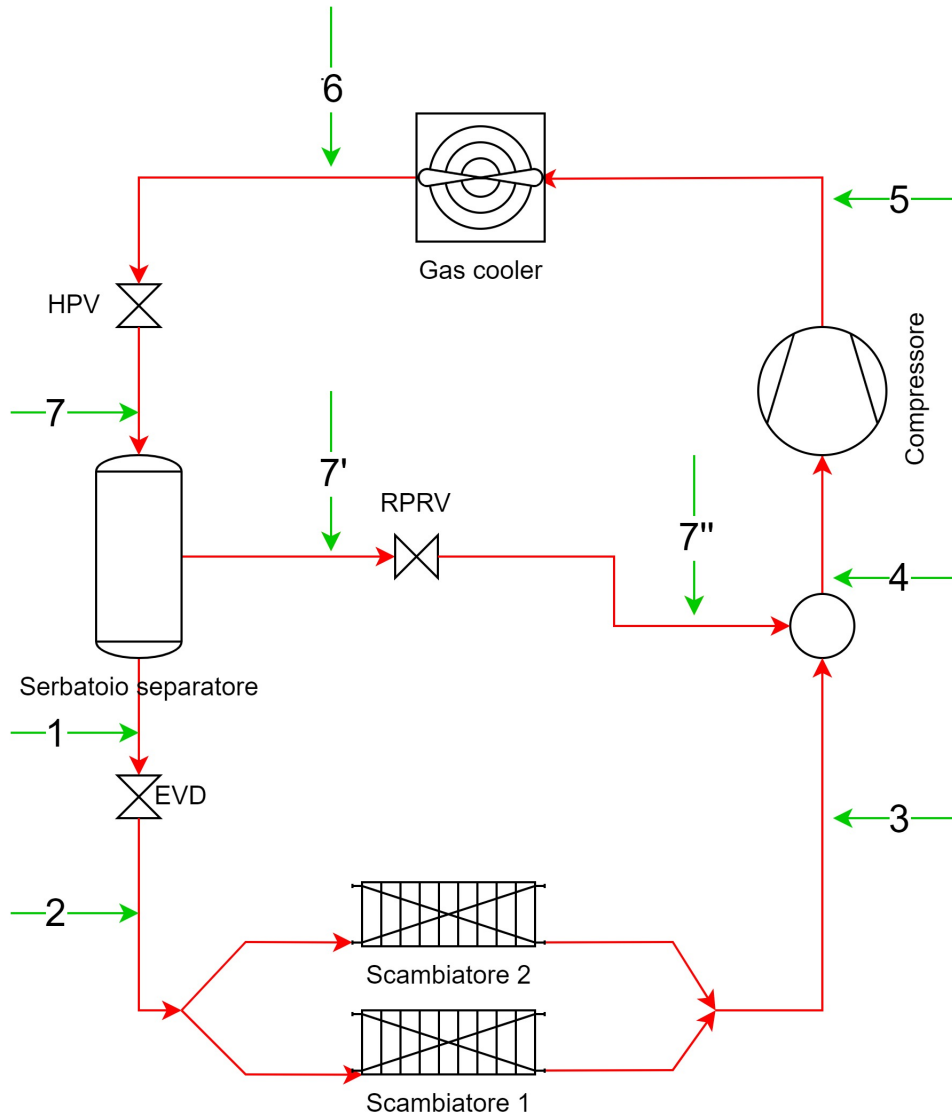


Figura 3.17: Schema di impianto del solo circuito CO₂, le frecce in verde individuano le principali trasformazioni dell'impianto.

Di seguito sono riportate le trasformazioni e una breve spiegazione:

- **ESPANSIONE EVD (1-2):** in questa trasformazione si effettua l'espansione del liquido saturo dalla pressione del serbatoio ricevitore fino alla pressione di evaporazione.
- **EVAPORAZIONE (2-3):** è qui che avviene l'effetto utile dell'impianto, l'evaporatore permette al refrigerante di sottrarre calore dalla miscela di acqua e glicole, compiere il passaggio di stato ed effettuare il surriscaldamento preimpostato.

- **MISCELAMENTO (3-4 e 7"-4)**: il fluido in uscita dagli evaporatori non viene mandato direttamente in aspirazione, ma subisce un miscelamento con il fluido proveniente dalla valvola di flash gas.
- **COMPRESSIONE (4-5)**: la CO_2 viene compressa per raggiungere la pressione opportuna affinché, in uscita dal gas cooler ci sia una temperatura superiore a quella esterna di 3-7 gradi.
- **CONDENSAZIONE (5-6)**: il fluido viene disenergizzato fino a raggiungere la temperatura esterna a meno di 3-7 ° C. Questa trasformazione sarà tutta in transcritico qualora le temperature esterne siano superiori ai 26°C, negli altri casi la condensazione avviene con un passaggio di stato all'interno della campana e un sottoraffreddamento dai 3 ai 6 °C.
- **EVAPORAZIONE (6-7)**: il fluido in condizioni di alta pressione viene inviato al serbatoio dove evolve in una miscela bifase, questo avviene tramite una espansione ad alta pressione.
- **SEPARAZIONE (7-1 e 7-7')**: non è una vera e propria trasformazione, ma all'interno del serbatoio ricevitore, in cui vigono condizioni di saturazione, la fase liquida si accumula, per gravità, sul fondo, mentre la fase vapore nella zona superiore. La percentuale di liquido e di vapore presente nello stesso è individuabile dal titolo di vapore nella miscela in quella specifica situazione.
- **ESPANSIONE (7'- 7'')**: per poter miscelare il vapore proveniente dal ramo di flash gas e quello che esce dagli evaporatori si deve portare il primo alle stesse pressioni del secondo, pertanto si effettua una espansione.

Nella figura 3.18 sono riportate le trasformazioni appena descritte in due condizioni di funzionamento: subcritico a sinistra e transcritico a destra, rispettivamente nei diagrammi temperatura/entropia e pressione/entalpia.

Nella tabella 3.8 sono riportati i range di funzionamento dell'impianto, la pressione di aspirazione dei compressori coincide con quella di evaporazione.

	Valore	Unità di misura
Pressione serbatoio ricevitore	29 - 44.5	bar
Pressione di aspirazione compressori	25 - 29.6	bar
Temperatura di evaporazione	-10	°C

Tabella 3.8: Parametri impostati di impianto

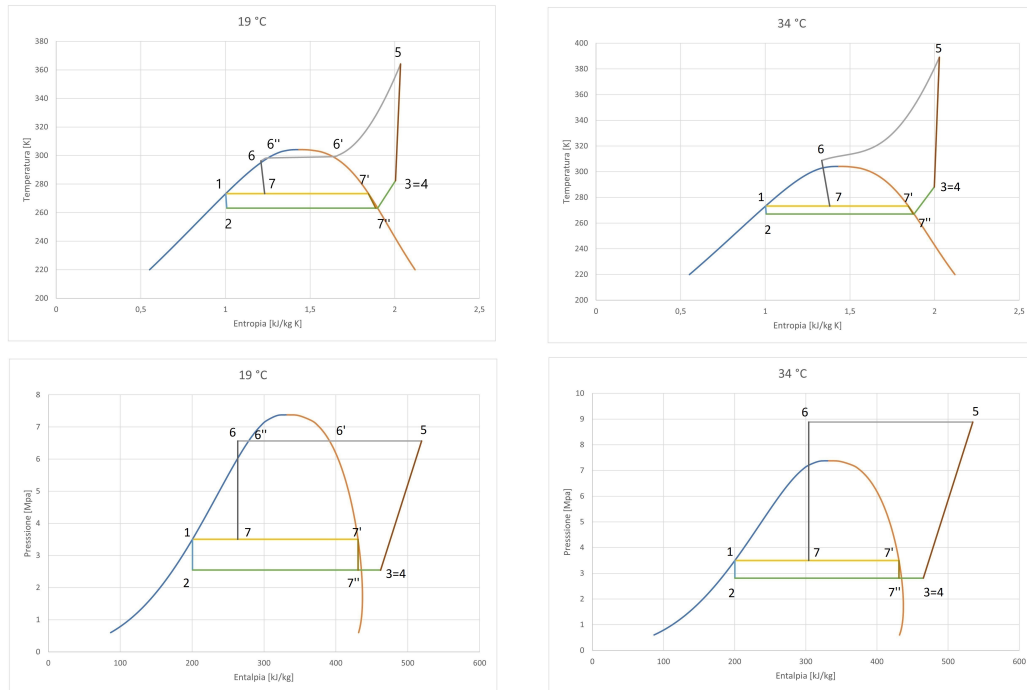


Figura 3.18: Diagramma T/S e P/h del funzionamento dell'impianto in condizioni transcritiche e subcritiche.

Il funzionamento dell'impianto è strettamente legato alla temperatura esterna, tutti i parametri, eccetto quelli impostati di default, sono infatti legati alle variazioni delle condizioni esterne. È importante ricordare che è proprio la temperatura esterna a decretare il funzionamento dell'impianto in condizioni subcritiche e transcritiche. Nel nostro caso al superamento dei 26°C di temperatura esterna l'impianto aumenterà la pressione del gas cooler superando il valore di 73.8 bar che individua la pressione critica della CO_2 . Nella figura 3.19 si può notare come anche la temperatura di evaporazione (linea gialla), seppur con una variazione minima, segue l'andamento della temperatura esterna. Un'altra osservazione importante riguarda la differenza di temperatura in uscita dal gas cooler e quella esterna (distanza fra la linea arancione e quella blu): più la temperatura esterna è alta più le due temperature si avvicinano, più è bassa più tendono ad allontanarsi. Questa è una caratteristica degli impianti transcritici e delle impostazioni di quello in esame: sopra i 73.8 bar l'impianto mantiene un ΔT di 3 gradi celsius mentre sotto varia fra i 3 e i 7°C .

La stessa analisi può essere fatta con la pressione, in particolare (figura 3.20) si può notare che la pressione al gas cooler, quella che regola l'intero funzionamento dell'impianto, segue praticamente l'andamento della temperatura esterna. In conseguenza di questo andamento, tende a variare il grado di apertura delle due valvole.

- Valvola HPV: questa valvola, posta a valle del gas cooler, ha la funzione di regolare la

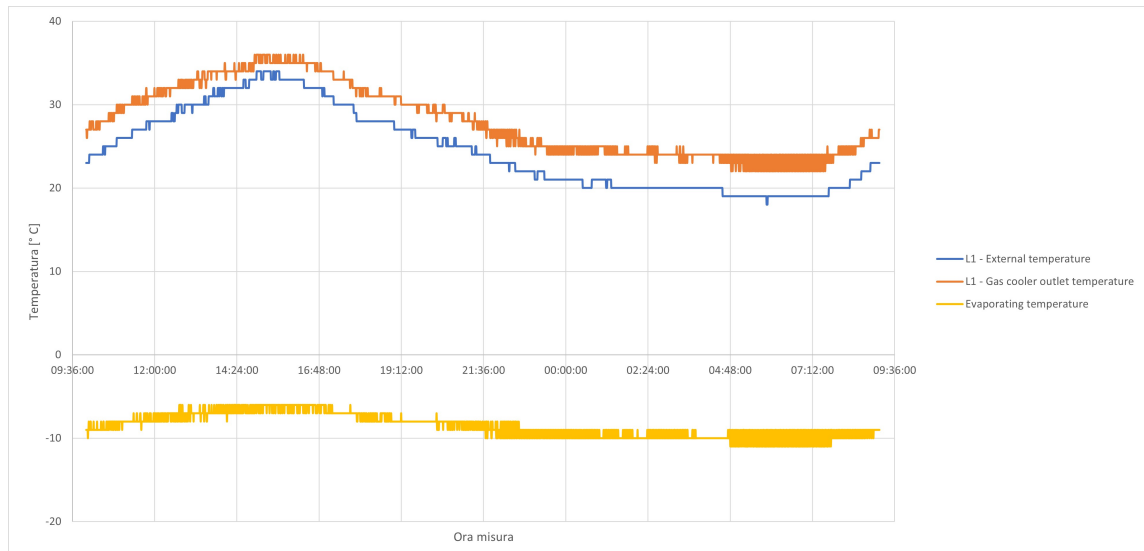


Figura 3.19: Funzionamento dell'impianto in 24 ore, si nota che sopra i 26 °C l'impianto è in transcritico, mentre sotto in subcritico. Tutte le grandezze seguono l'andamento della temperatura esterna.

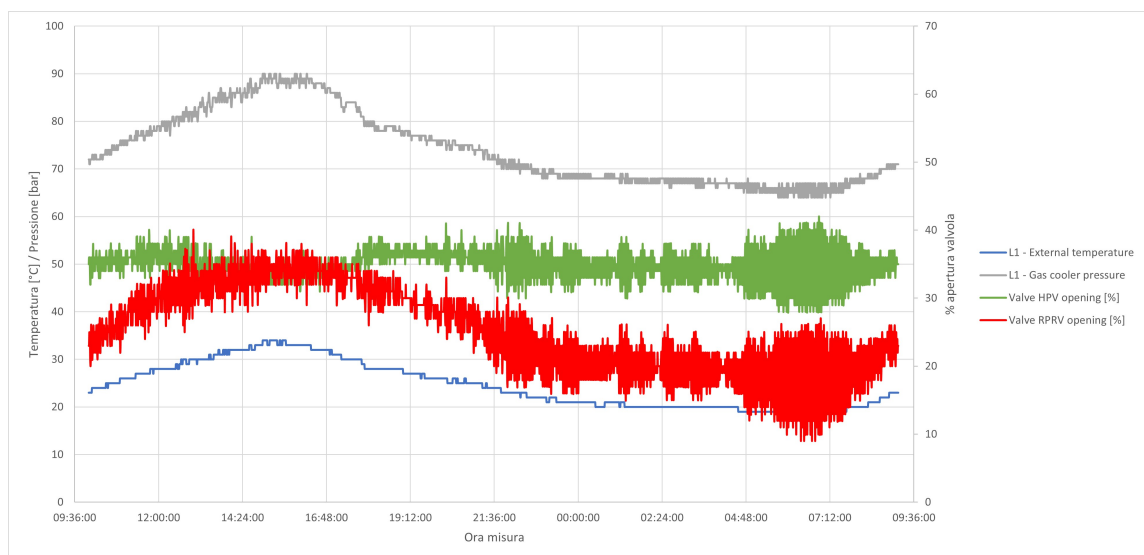


Figura 3.20: Funzionamento dell'impianto in 24 ore, si nota che sopra i 26 °C l'impianto è in transcritico, mentre sotto in subcritico. Tutte le grandezze graficate sono influenzate dall'andamento della pressione al gas cooler.

pressione dello stesso, pertanto si chiude quando la pressione aumenta e, viceversa, si apre quando la pressione diminuisce;

- Valvola RPRV: questa valvola ha la funzione di regolare la pressione del serbatoio ricevitore che deve rimanere costante, pertanto all'aumentare della pressione in uscita dal gas cooler la valvola tende ad aprirsi, viceversa quando la pressione diminuisce

tende a chiudersi.

Si descriveranno meglio il comportamento transcritico e quello subcritico nei paragrafi successivi.

3.3.1 Funzionamento in subcritico

In questo caso l'impianto lavora al di sotto del punto critico, pertanto si ha un passaggio di stato nella trasformazione 5-6. L'andamento della pressione e della temperatura al gas cooler segue l'andamento delle temperature esterne come riportato in figura 3.21.

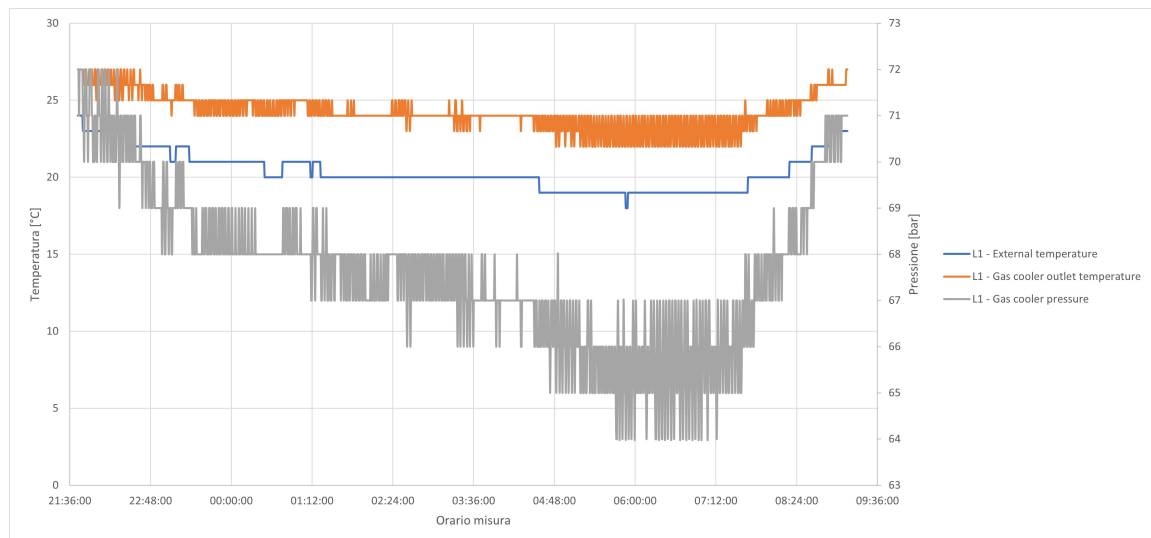


Figura 3.21: Funzionamento dell'impianto in condizioni subcritiche: arancione temperatura in uscita dal gas cooler, blu temperatura esterna, grigio pressione al gas cooler

Per comprendere al meglio il funzionamento dell'impianto si effettuano delle medie dei valori acquisiti, in particolare i valori sono mediati ogni 20 minuti. Andando ad analizzare l'andamento delle portate di CO_2 (figure 3.22 e 3.23) si può notare che, anche se con variazioni minime, seguono un andamento strettamente legato alla temperatura esterna: la portata agli evaporatori aumenta al diminuire della temperatura esterna (da 0.048 a 0.051 kg/s); mentre la portata totale diminuisce al diminuire della temperatura esterna (da 0.0725 a 0.0705 kg/s).

Una analisi fondamentale da effettuare per comprendere il pieno funzionamento dell'impianto è valutare la variazione del coefficiente di prestazione (COP) al variare della temperatura esterna. Dalla figura 3.24 si può notare un aumento del COP al diminuire della temperatura esterna, questa è subordinata al fatto che il valore medio di compressione passa da 4.36 kW a 4.02 kW (diminuisce), mentre la potenza termica scambiata aumenta da 12.71 kW a 13.31 kW. Il COP passa da 2.91 a 3.31. È infatti ad alte temperature che impianti di

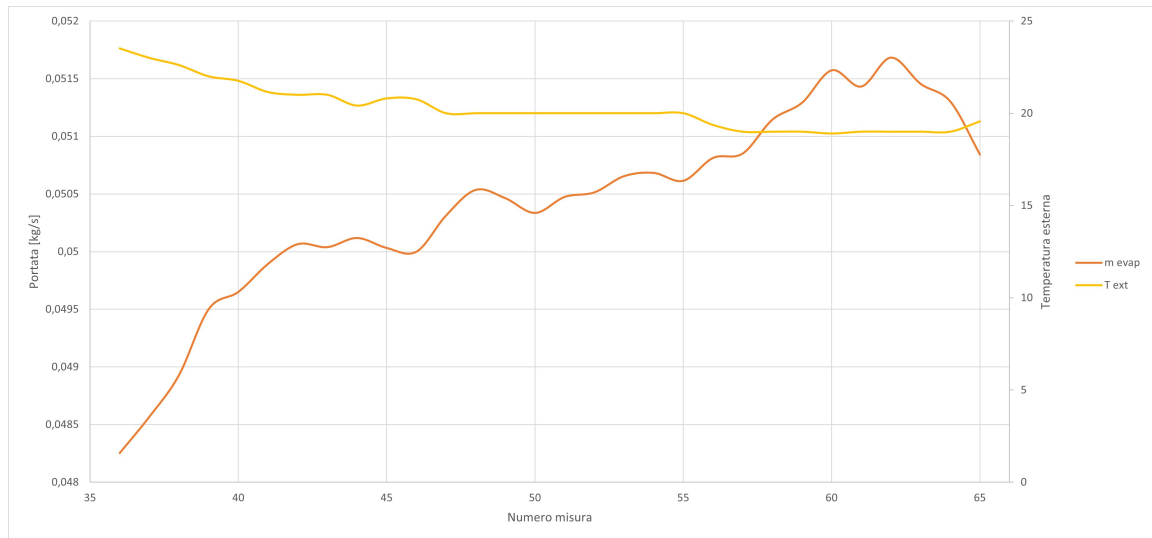


Figura 3.22: Funzionamento dell'impianto in condizioni subcritiche: giallo temperatura esterna, arancione portata di CO_2 agli evaporatori. (Nell'asse orizzontale è riportato il numero di misura poiché ogni misura rappresenta la media dei 20 minuti precedenti, mentre nei grafici dove c'è orario misura sono riportate tutte le misure senza alcuna mediazione)

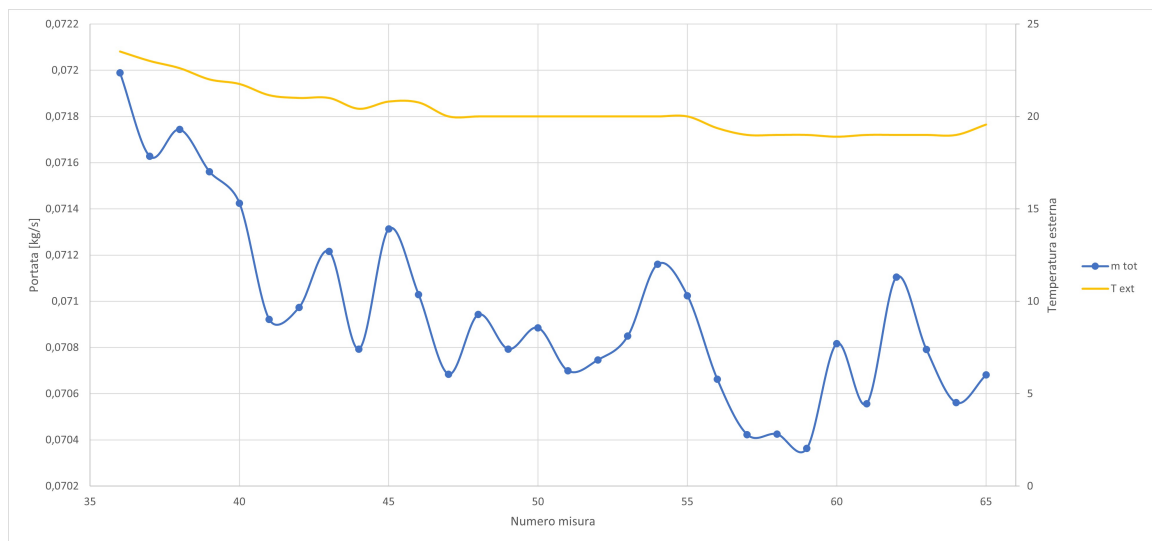


Figura 3.23: Funzionamento dell'impianto in condizioni subcritiche: giallo temperatura esterna, blu portata totale di CO_2 all'interno dell'impianto

questo genere hanno prestazioni peggiori poiché vi è necessità di aumentare molto la pressione al gas cooler, da questo consegue che anche la temperatura in uscita ai compressori sarà elevata e quindi la condensazione (trasformazione 5-6) rischia di non finire ad una temperatura prossima a quella esterna, ma a temperature superiori. Questo comporta che nel punto 6 e conseguentemente nel 7 del ciclo si avranno entalpie e entropie maggiori, e all'interno

del serbatoio ricevitore si avrà una quantità di liquido inferiore rispetto ai casi precedenti. La portata agli evaporatori tenderà, quindi, a diminuire e conseguentemente diminuirà la potenza termica scambiata.

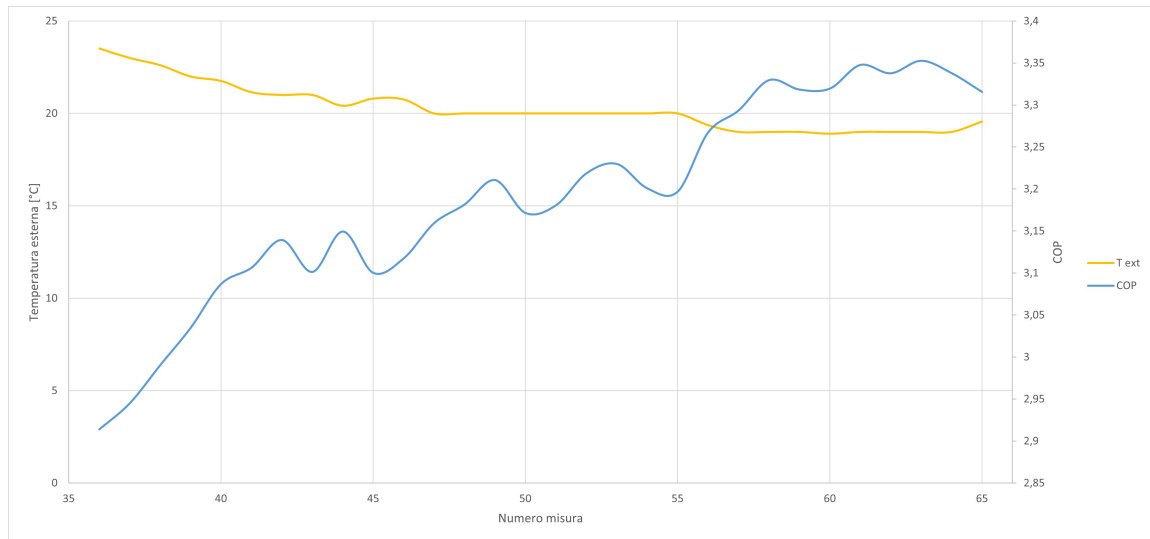


Figura 3.24: Funzionamento dell'impianto in condizioni subcritiche: si nota che il COP aumenta al diminuire della temperatura (linea gialla).

3.3.2 Funzionamento in transcritico

Le condizioni transcritiche sono quelle in cui il fluido di lavoro supera la pressione critica, non si ha più passaggio di stato al gas cooler e si raggiungono le pressioni operative massime all'aumentare della temperatura. In figura 3.25 è riportato l'andamento della pressione e della temperatura in uscita dal gas cooler, si può notare come la linea arancione e quella blu siano più vicine rispetto al caso subcritico.

Utilizzando lo stesso approccio delle medie ogni 20 minuti, visto nel paragrafo precedente, si possono andare ad indagare gli andamenti delle portate di CO_2 :

- la portata agli evaporatori tende a diminuire alle massime temperature, passando da un valore di 0,048 a 0,041 kg/s (figura 3.26)
- la portata totale aumenta all'aumentare della temperatura passando da 0.72 a 0.75 kg/s (3.27)

Come già detto in precedenza sono questi i casi in cui l'impianto va più in sofferenza, pertanto, come riportato in figura 3.28, si nota una diminuzione del COP all'aumentare della temperatura esterna (si passa da 2.9 a 2.1). Questo è conseguenza del fatto che il lavoro di compressione passa da 4.45 a 5.2 kW e la potenza agli evaporatori diminuisce da 12.73 a 10.81 kW.

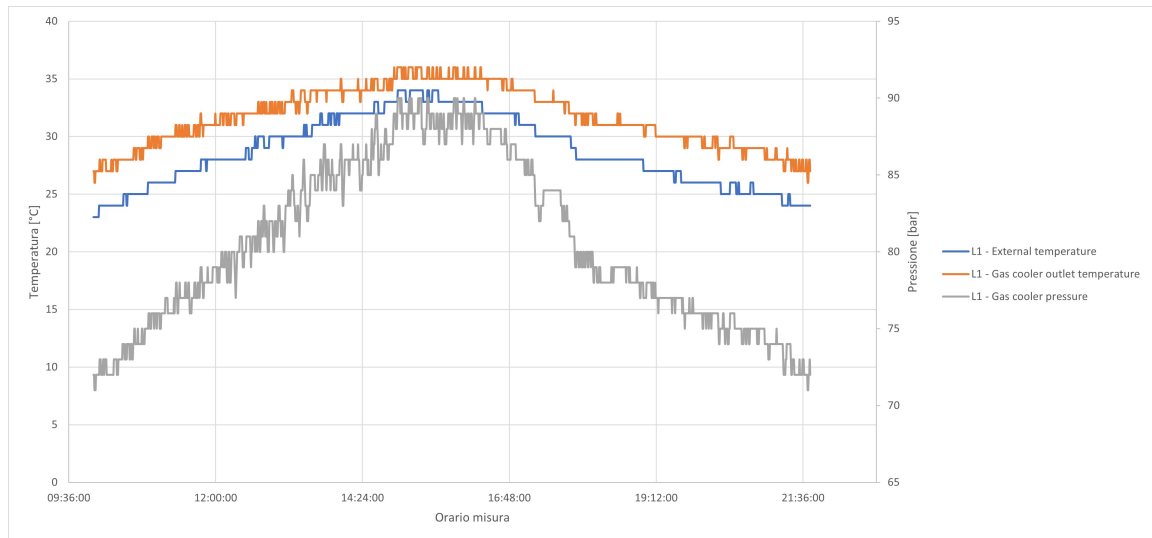


Figura 3.25: Funzionamento dell'impianto in condizioni transcritiche: arancione temperatura in uscita dal gas cooler, blu temperatura esterna, grigio pressione al gas cooler

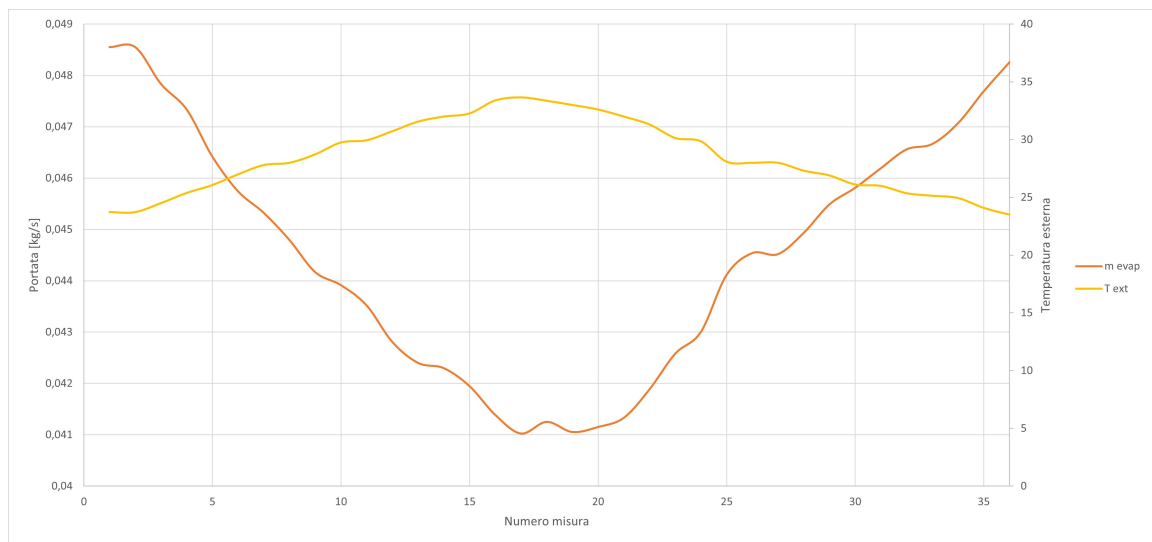


Figura 3.26: Funzionamento dell'impianto in condizioni transcritiche: giallo temperatura esterna, arancione portata di CO_2 agli evaporatori

3.4 Le prestazioni dell'impianto

Per comprendere al meglio le prestazioni dell'impianto in oggetto di studio si analizza il coefficiente di prestazione durante una giornata tipo, in questo esempio l'impianto ha effettuato sia il funzionamento in subcritico che in transcritico. Si può notare come i valori di COP diminuiscono all'aumentare della temperatura esterna (figura 3.29).

Questa discrepanza di prestazioni fra il periodo estivo e quello invernale è il primo obiettivo di ottimizzazione di questo lavoro di tesi. Il motivo di urgenza è legato a due motivi:

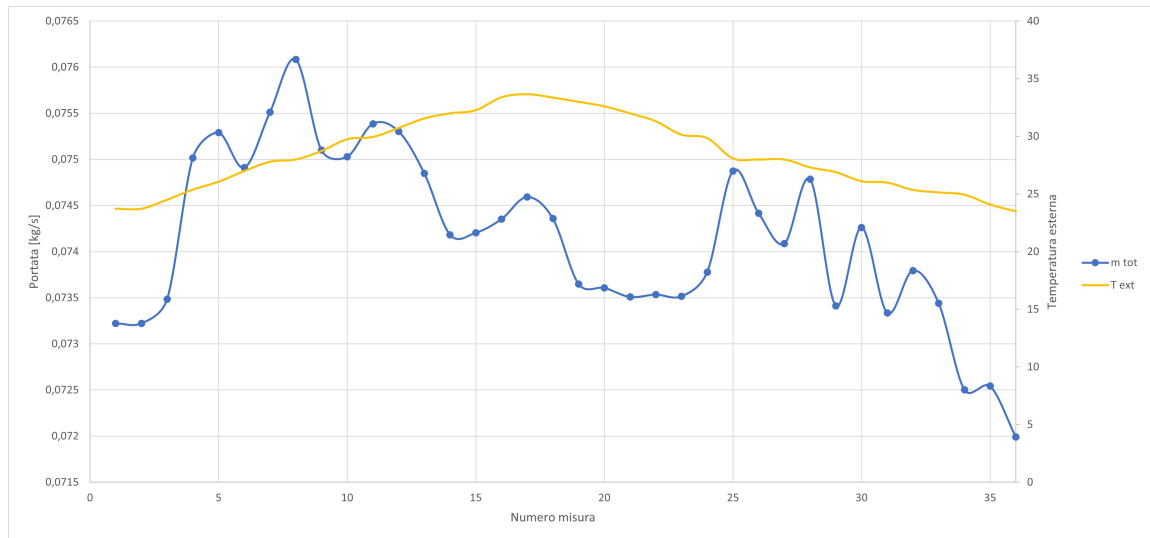


Figura 3.27: Funzionamento dell'impianto in condizioni transcritiche: giallo temperatura esterna, blu portata totale di CO₂ all'interno dell'impianto

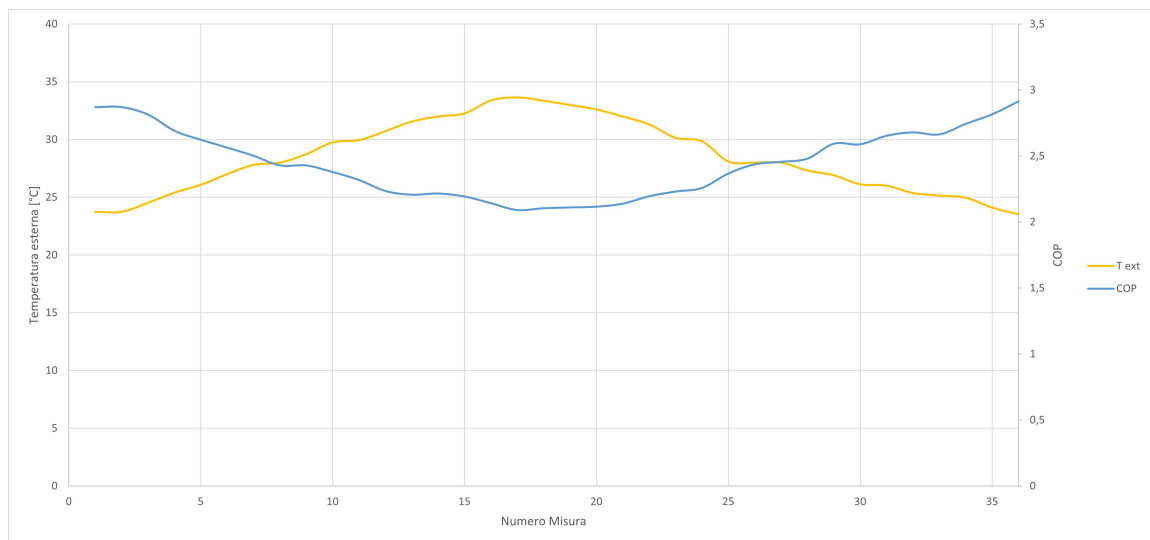


Figura 3.28: Funzionamento dell'impianto in condizioni transcritiche: si nota che il COP aumenta al diminuire della temperatura (linea gialla).

diffusione degli impianti in paesi in via di sviluppo e estati sempre più torride. Se si vuole diffondere l'utilizzo di impianti di questo tipo anche in altre parti del mondo, soprattutto in paesi in via di sviluppo, se ne devono migliorare le prestazioni anche ad elevate temperature; lo stesso discorso deve essere fatto anche perché la temperatura media delle nostre estati sta aumentando sempre di più e quindi questi impianti devono essere efficienti anche sopra i 35°C.

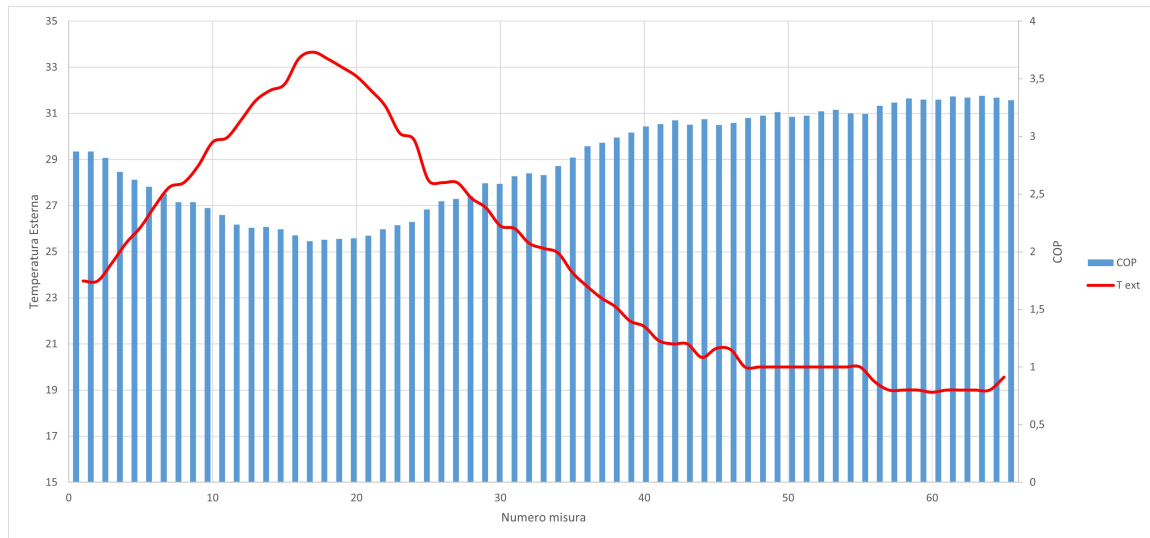


Figura 3.29: Funzionamento dell'impianto in condizioni transcritiche: si nota che il COP aumenta al diminuire della temperatura (linea gialla).

3.5 Limiti di funzionamento dell'impianto

In questo paragrafo si analizzano le limitazioni tecnologiche presenti nella configurazione impiantistica in esame. Durante le analisi di laboratorio sono sorte delle incongruenze nei dati pertanto è stato necessario approfondire queste discrepanze che hanno mostrato dei limiti di funzionamento dell'impianto. Questi vincoli sono legati alla costruzione dell'impianto: il liquido di servizio è fortemente dipendente dalle condizioni atmosferiche del laboratorio ed esterne. La consapevolezza di questi limiti ha permesso di programmare la campagna sperimentale che è stata possibile solo ed esclusivamente quando la temperatura esterna ha superato gli 11°C. Consapevoli delle condizioni atmosferiche del laboratorio presso cui è installato l'impianto, questo è possibile solo durante l'estate.

3.5.1 Perdita di potenza termica

Da un rapido confronto fra la potenza termica che la CO_2 assorbe e quella che il sistema acqua e glicole cede, è possibile evidenziare una leggera discrepanza (figura 3.30).

Questo è dovuto al fatto che lato acqua e glicole i tubi non sono perfettamente isolati prima dell'ingresso e dell'uscita dagli evaporatori, quindi la potenza termica ceduta comprende anche uno scambio termico che viene effettuato con l'aria della stanza nella quale l'impianto è allocato. Ai fini dell'analisi quindi, la potenza termica da prendere in considerazione è quella che la CO_2 assorbe poiché meno soggetta a perdite di carico e meno influenzata dalla temperatura della stanza dove si trova l'impianto.

3.5.2 Limiti di funzionamento dell'impianto sotto gli 11°C

L'impianto in analisi ha dei limiti di funzionamento legati alla "costruzione", in maniera artificiosa, del carico frigorifero tramite sistema acque a glicole. Le impostazioni dell'impianto prevedono che, lato CO_2 , la temperatura sia fissa intorno ai -10°C e il surriscaldamento sia di almeno 10 °C, quando quest'ultima scende sotto i 6 °C il sistema di monitoraggio inizia ad inviare messaggi di allarme. Nel momento in cui la temperatura esterna scende sotto gli 11°C il sistema non riesce a garantire che il fluido in ingresso ai compressori sia opportunamente surriscaldato. Nella figura 3.31 è riportato l'output grafico del sistema di monitoraggio; tutti i parametri a partire dalle 19:00 (quando la temperatura esterna scende sotto gli 11°C) iniziano ad avere un andamento fortemente disomogeneo.

Questo fenomeno è spiegabile confrontando cosa accade agli evaporatori nel caso in cui l'impianto sia a pieno regime e quando ci sono dei malfunzionamenti. Nella figura 3.32 si riporta in a) il caso con una temperatura esterna di 17°C e in b) di 9 °C. Si può notare come, nel caso b, in uscita dagli evaporatori, la temperatura della CO_2 sia troppo bassa (punto 3b). Questa rischia di subire anche degli ulteriori abbassamenti poiché, a valle dell'uscita dagli scambiatori, la CO_2 effettua un rimiscelamento con il vapore proveniente dal flash gas. Questo ulteriore contributo è pressoché trascurabile in un funzionamento dell'impianto a regime e a temperature esterne superiori agli 11°C, mentre rischia di essere problematico nel caso in cui il fluido in uscita agli evaporatori non risulti opportunamente surriscaldato.

Confrontando i due casi di figura 3.32 si nota che nel caso b la miscela acqua e glicole ha, in ingresso agli evaporatori (1b), 6 °C meno del caso a, mentre la temperatura di evaporazione è di un solo grado inferiore. Questo implica che nel lato sinistro la differenza di temperatura fra ingresso CO_2 (4a e 4b) e uscita acqua e glicole (2a e 2b) sia inferiore.

Nelle figure 3.33 e 3.34 è riportato l'andamento delle temperature e la loro differenza rispettivamente lato sinistro e destro degli scambiatori; nella prima immagine la temperatura esterna supera gli 11°C solo dopo le 12:30, mentre nella seconda si è sempre sopra la temperatura limite di funzionamento. Confrontando questi due set di misure, ci si rende conto come, il ΔT lato sinistro, nel caso non funzionante sia molto più basso, mentre il ΔT lato destro sia maggiore e permetterebbe un aumento di temperatura del surriscaldamento senza inficiare il funzionamento degli scambiatori (tabella 3.9). L'impianto quindi, deve aumentare il surriscaldamento (punto 3b figura 3.32), ma deve evitare di raggiungere prima il ΔT_{pp} nel lato sinistro e poi del lato destro.

In una prima fase si avrà, quindi, una riduzione della portata di CO_2 agli evaporatori al fine di diminuire la potenza termica scambiata e innalzare la temperatura di uscita lato acqua, come riportato in figura 3.35; si nota che la T_{out,H_2O} aumenta quando le potenze termiche scambiate sono inferiori. A questo punto l'impianto non ricade nei limiti tecnologici riconducibili al ΔT_{pp} lato sinistro, quindi procede ad aumentare temperatura e pressione della

	$\Delta T_{sinistra}$	ΔT_{destra}
Caso con $T > 11^\circ\text{C}$	15-20	10-15
Caso con $T < 11^\circ\text{C}$	10-13	15-20

Tabella 3.9: Differenze di temperatura fra CO_2 e acqua e glicole agli evaporatori

trasformazione di evaporazione per garantire il minimo surriscaldamento (figura 3.36).

Questo adeguamento, però, dura poco per due motivi: il primo riguarda i limiti costruttivi, poiché si raggiunge il ΔT_{pp} lato destro che impedisce lo scambio termico ottimale, nella 3.33 si nota che quando il valore di surriscaldamento è alto il ΔT ha valori molto bassi; il secondo motivo è che si tende sempre a tornare ai parametri di progetto agli evaporatori e quindi si torna ciclicamente alle stesse condizioni iniziali. In figura 3.37 sono riportate tutte le caratteristiche che condizionano il funzionamento agli evaporatori, in particolare le potenze termiche la temperatura di surriscaldamento T_3 e quella di uscita dell'acqua T_{outH_2O} .

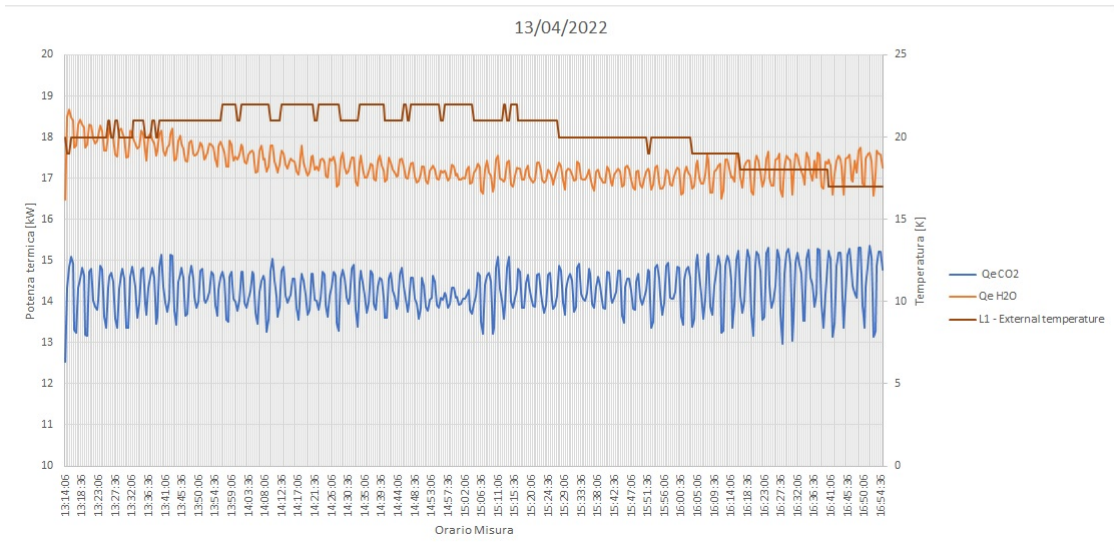
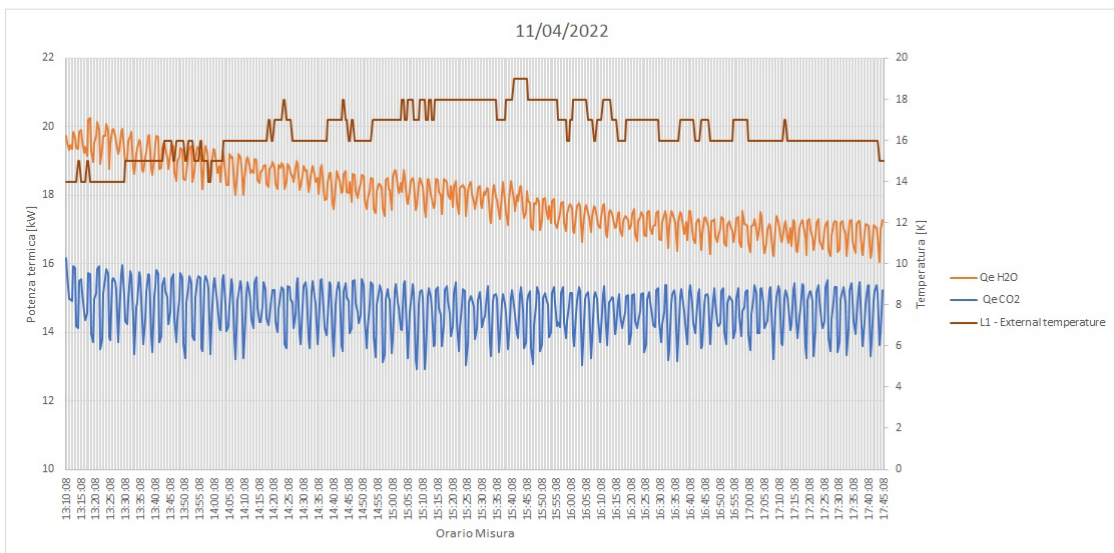
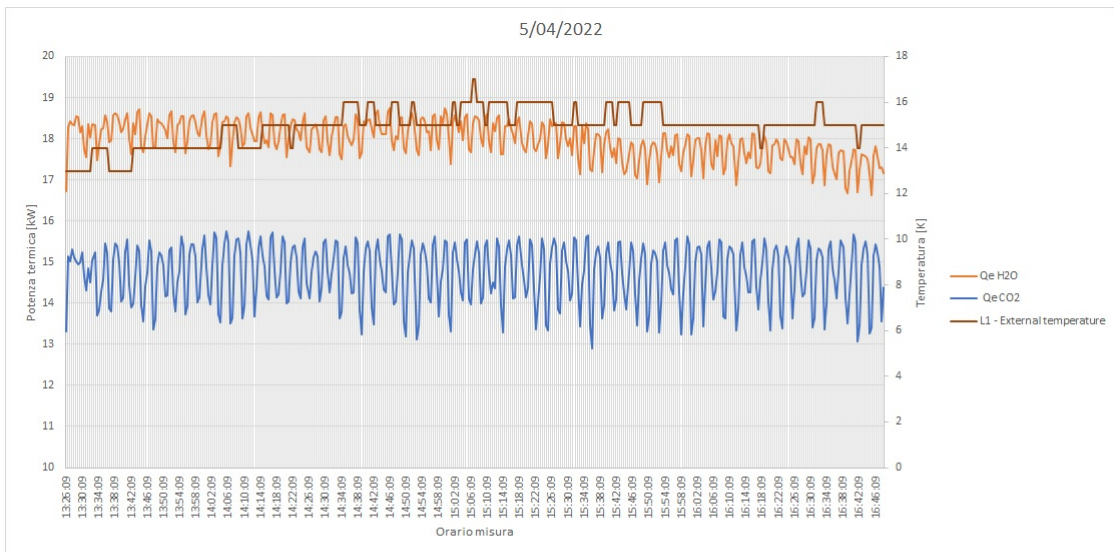


Figura 3.30: Andamento delle potenze termiche cedute e acquisite in 3 differenti giornate con differenti temperature esterne

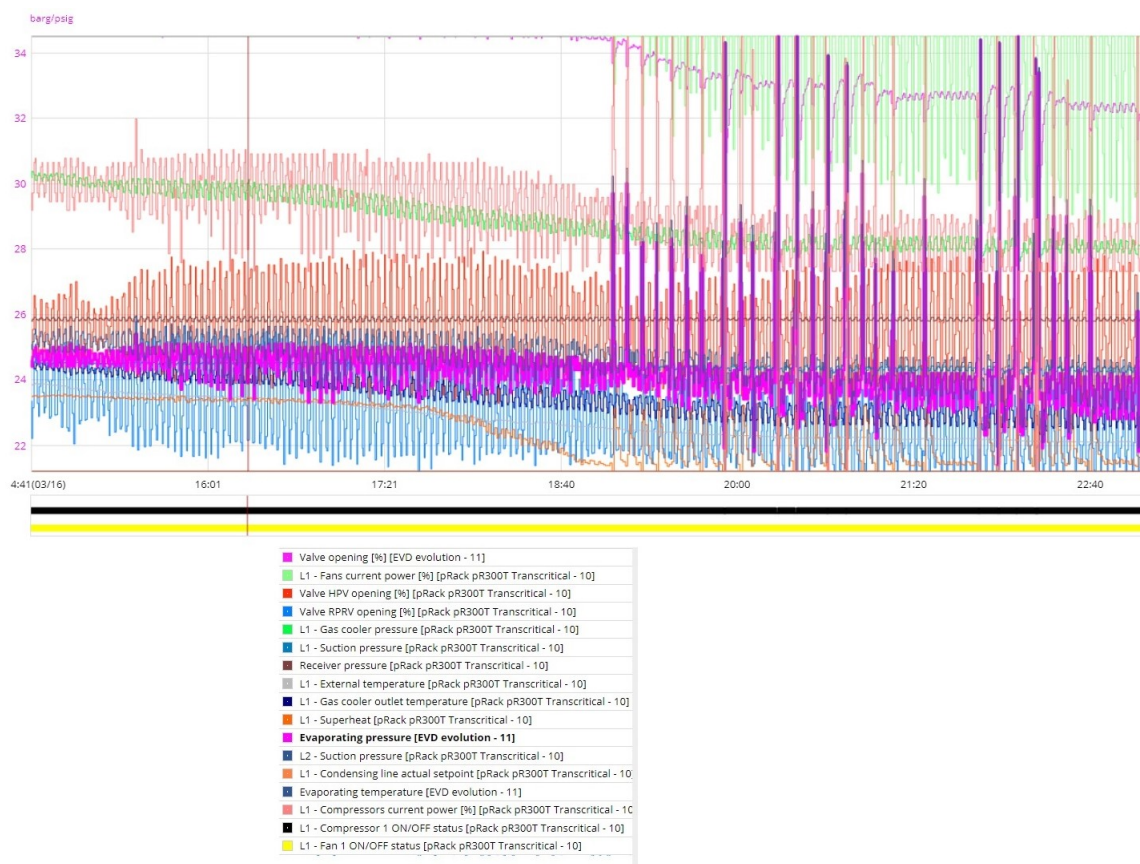


Figura 3.31: Grafico del sistema di monitoraggio

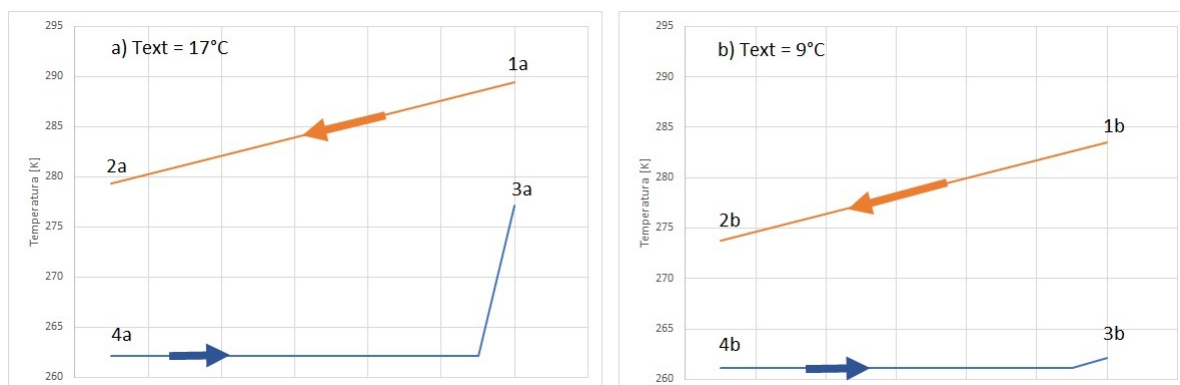


Figura 3.32: Andamento delle temperature agli evaporatori, in blu lato CO_2 in arancione lato acqua. Nella figura a) la temperatura esterna è di $17^\circ C$, mentre nella b) di $9^\circ C$.

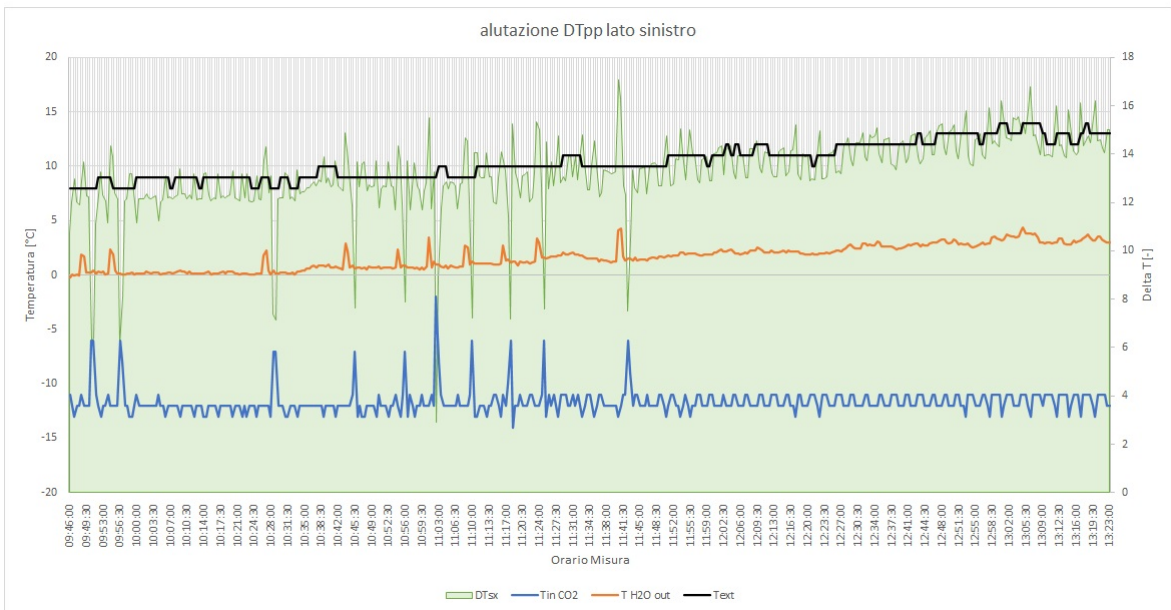
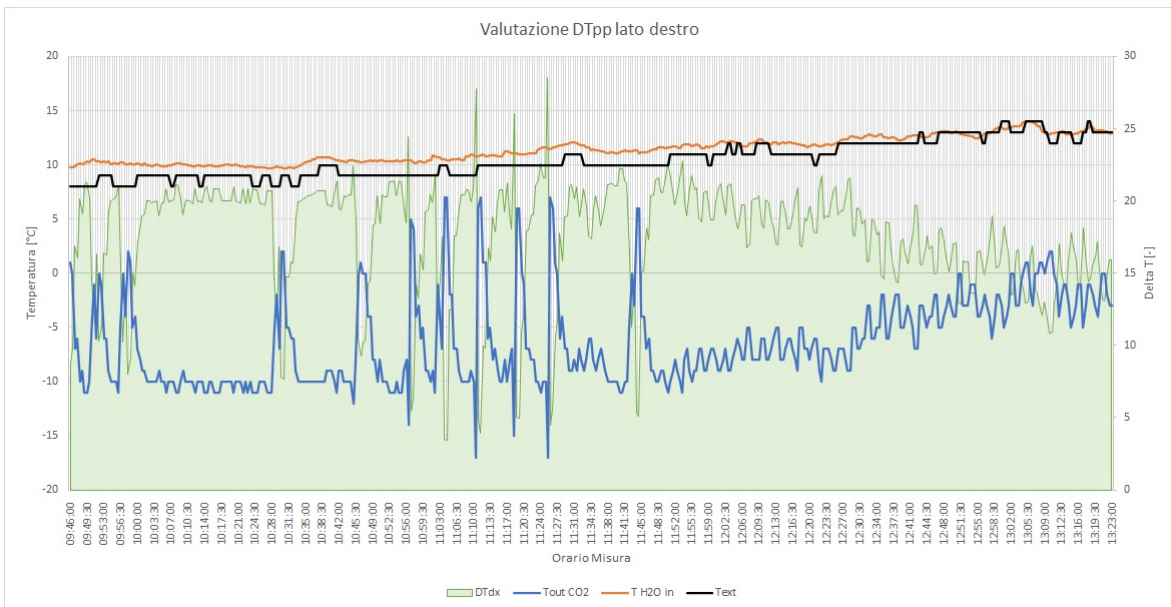


Figura 3.33: Andamento delle temperature agli evaporatori lato sinistro e lato destro

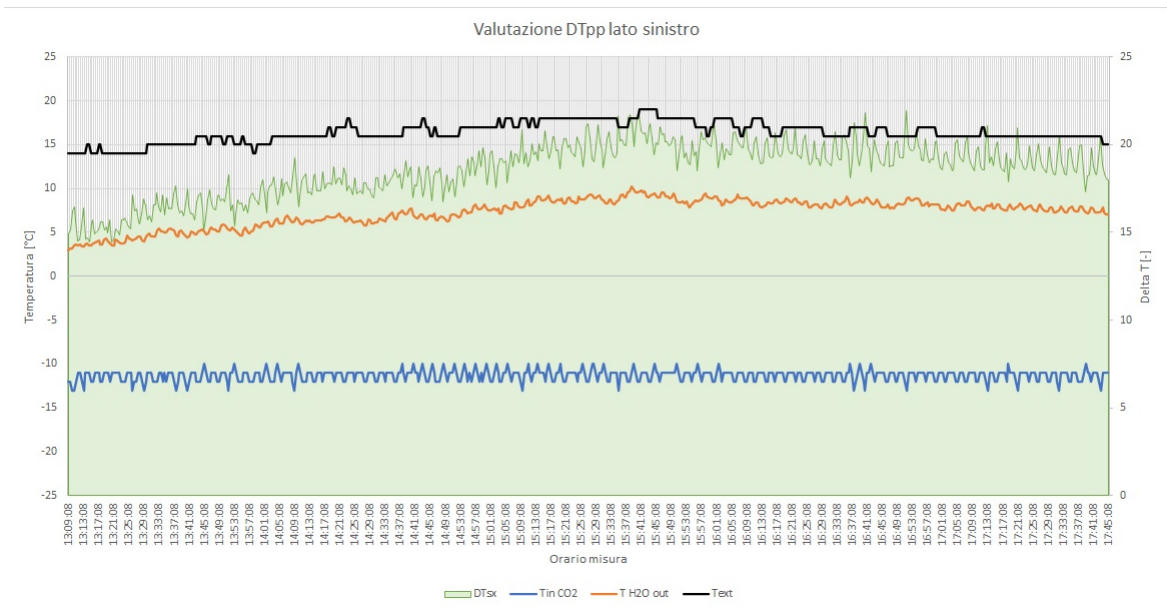
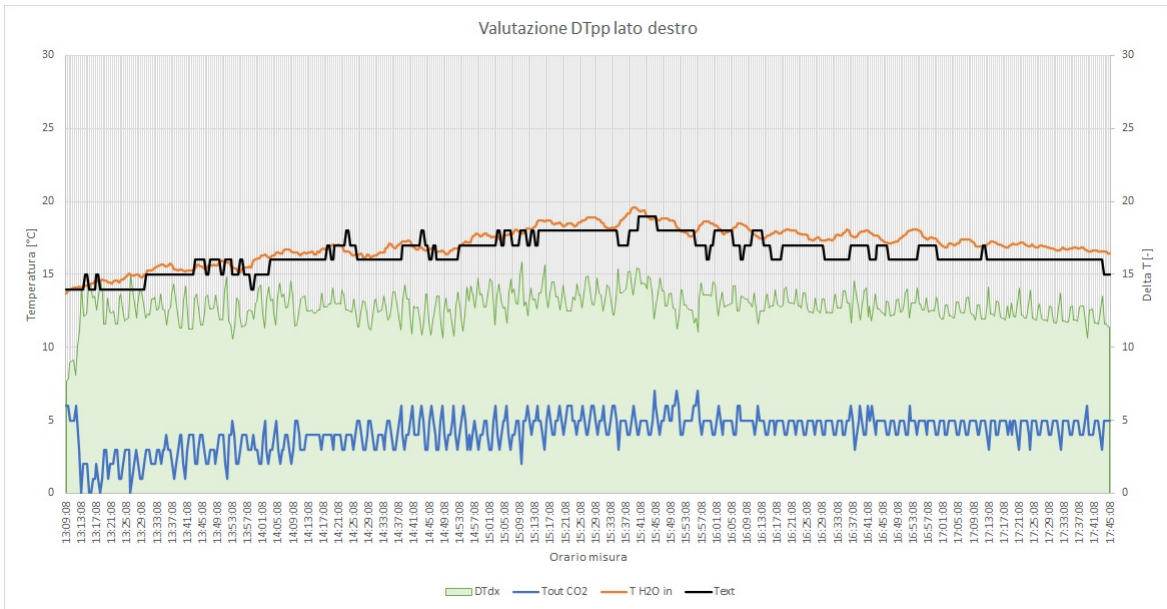


Figura 3.34: Andamento delle temperature agli evaporatori lato sinistro e lato destro.

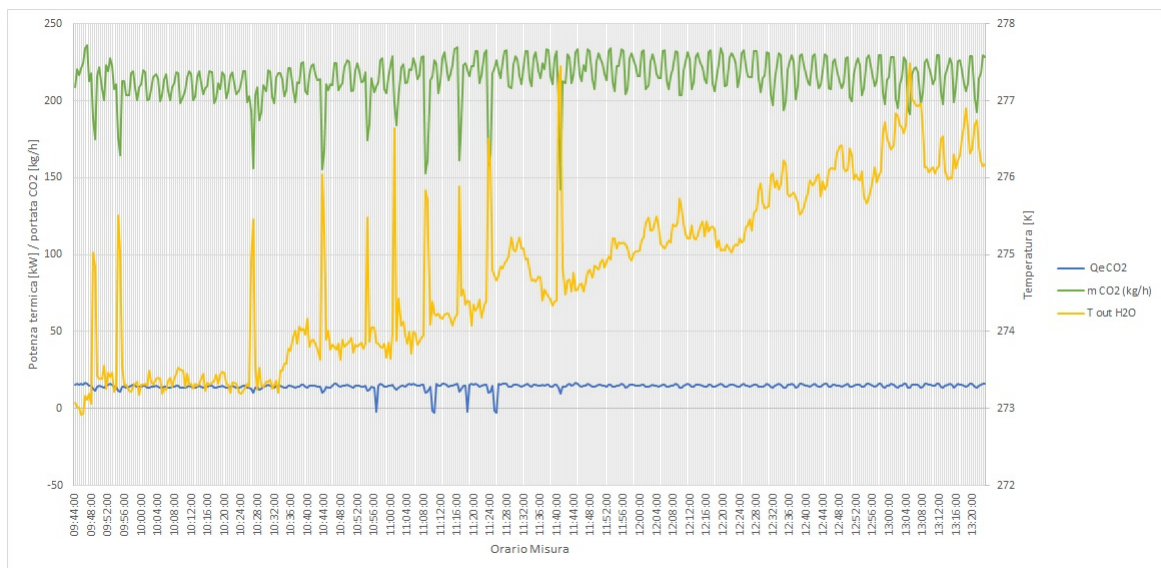


Figura 3.35: Andamento della temperatura della miscela acqua e glicole in uscita agli evaporatori (linea gialla), della potenza termica (linea blu) e della portata di CO_2 agli evaporatori. La T_{ext} raggiunge gli $11^\circ C$ alle 12:30

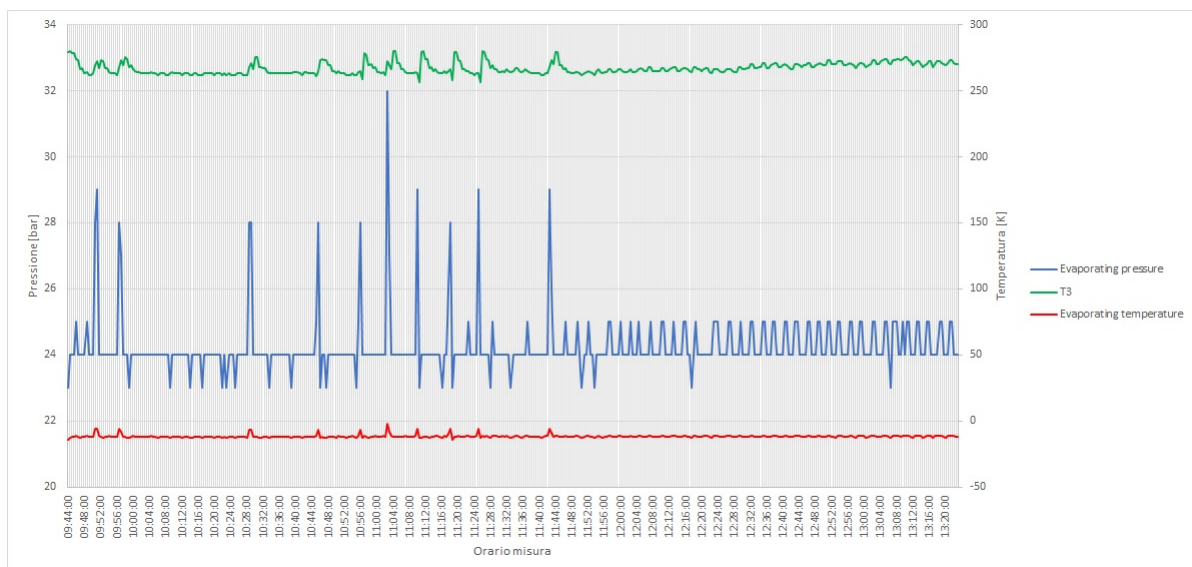


Figura 3.36: Andamento della temperatura di fine evaporazione (linea verde), della pressione di evaporazione (linea blu) e della temperatura agli evaporatori. La T_{ext} raggiunge gli $11^\circ C$ alle 12:30

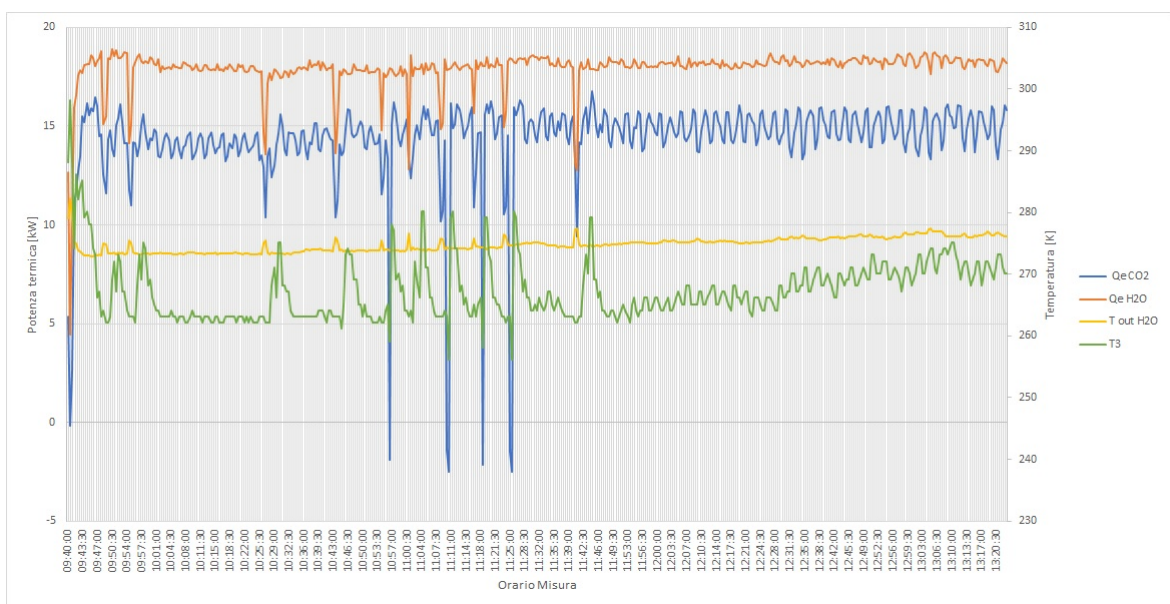


Figura 3.37: Andamento delle temperature agli evaporatori e delle potenze termiche nel caso in cui la temperatura esterna sia inferiore agli 11, °C. La T_{ext} raggiunge gli 11°C alle 12:30

Capitolo 4

Potenzialità della modellazione tramite Gt - Suite di due compressori in parallelo

Una prima analisi delle potenzialità del software GT - Suite ¹, che è poi stato utilizzato per la modellazione completa dell'impianto (capitolo 6), è stata effettuata tramite la modellazione di compressori in parallelo. In questa sezione della tesi è illustrato una applicazione ristretta dell'applicativo limitandosi all'analisi di due compressori in parallelo con diverse soluzioni impiantistiche suggerite dalla Epta Refrigeration s.p.a.

Le soluzioni impiantistiche analizzate sono state 3 e di seguito chiamate *soluzione standard* (figura 4.1), *soluzione 2* (figura 4.2) e *soluzione 3* (figura 4.3).

Di seguito una breve descrizione delle 3 proposte:

- *Soluzione standard*: questa soluzione prevede un tubo di diametro 22 mm comune ai due compressori dal quale partono i due tubi di aspirazione identici con diametro 16 mm.
- *Soluzione 2*: questa soluzione prevede una tubazione comune di 22 mm di diametro fino all'aspirazione del primo compressore, il condotto prosegue poi con un diametro di 12 mm fino al secondo compressore; il condotto di aspirazione al primo compressore è di 12mm.
- *Soluzione 3*: in questo caso fra i due condotti di aspirazione dei compressori vi è un flauto comune di diametro 22 mm dal quale partono i due condotti di aspirazione, entrambi di 11 mm.

I due compressori sono descritti dai parametri riportati nella tabella 4.1.

Il modello elaborato nel software prevede l'impostazione di una serie di condizioni al contorno (figura 4.4):

¹Per una migliore comprensione del funzionamento del software si rimanda al capitolo 6

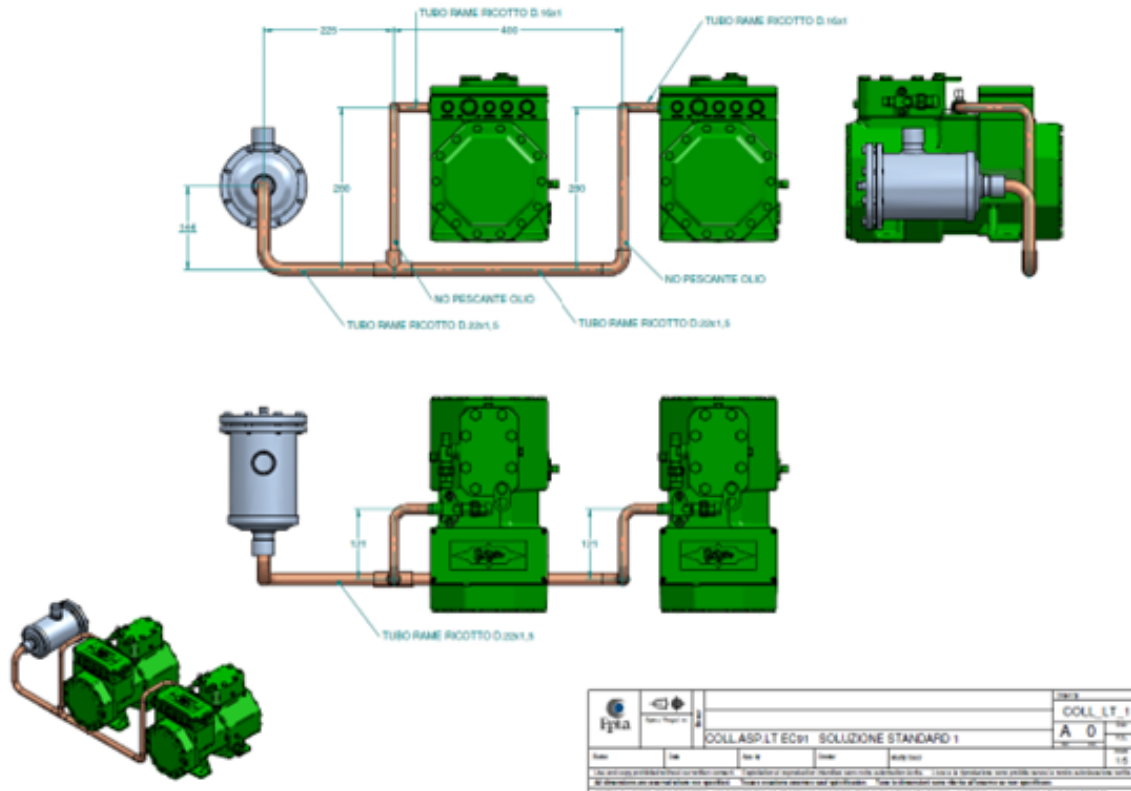


Figura 4.1: Schema della soluzione standard

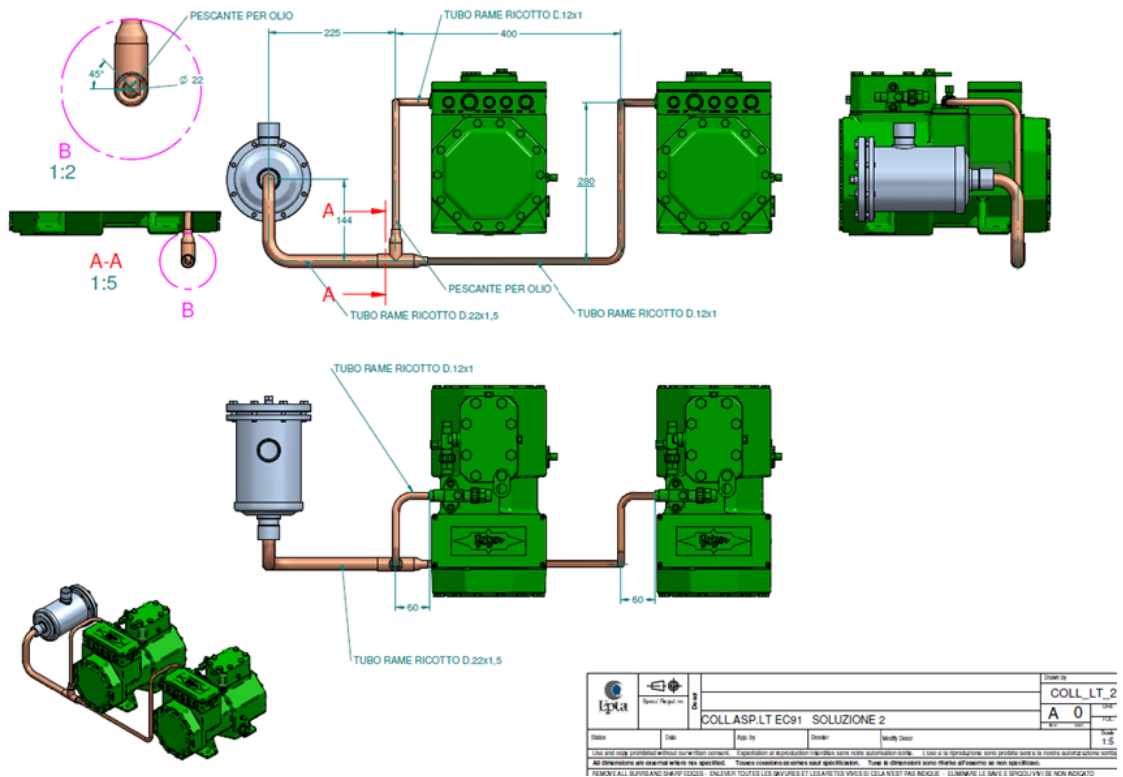


Figura 4.2: Schema della soluzione 2

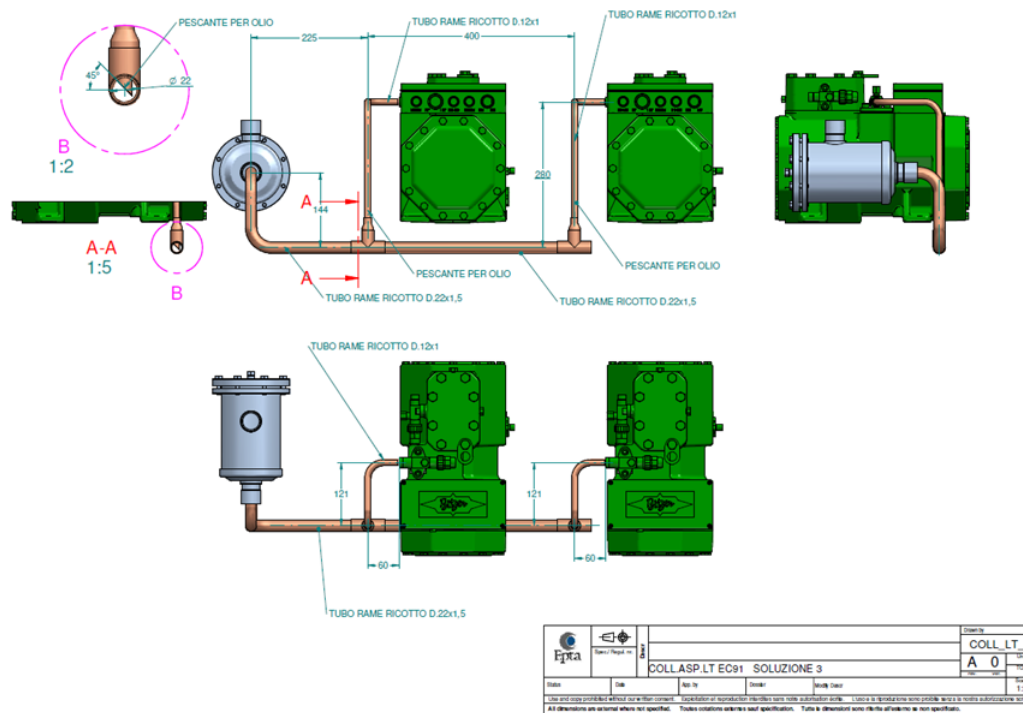


Figura 4.3: Schema della soluzione 3

	COMPRESSORE 1	COMPRESSORE 2
Temperatura in aspirazione (°C)	- 4	- 4
Pressione in aspirazione (bar)	14.3	14.3
Pressione in mandata (bar)	28	28
Giri motore (g/min)	1450	1450
Portata volumetrica (m^3/h)	1.73	2.71
Portata massica (kg/h)	43	72

Tabella 4.1: Dati di input al compressore 1 e 2

- pressione totale in ingresso al flauto e in uscita dai compressori;
- temperatura in ingresso al flauto e in uscita dai compressori;
- caratteristiche del fluido.

Nella figura 4.5 sono riportati i dati inseriti per una singola simulazione, è ovvio che ipotizzare delle condizioni al contorno potrebbe indurre a degli errori nell'elaborazione dei dati, mentre una modellazione completa di tutto l'impianto eviterebbe queste imprecisioni. Questa parte di lavoro nasce proprio dall'esigenza di testare le potenzialità del software e capire se la modellazione è conforme al comportamento reale dell'impianto. Ci si è limitati

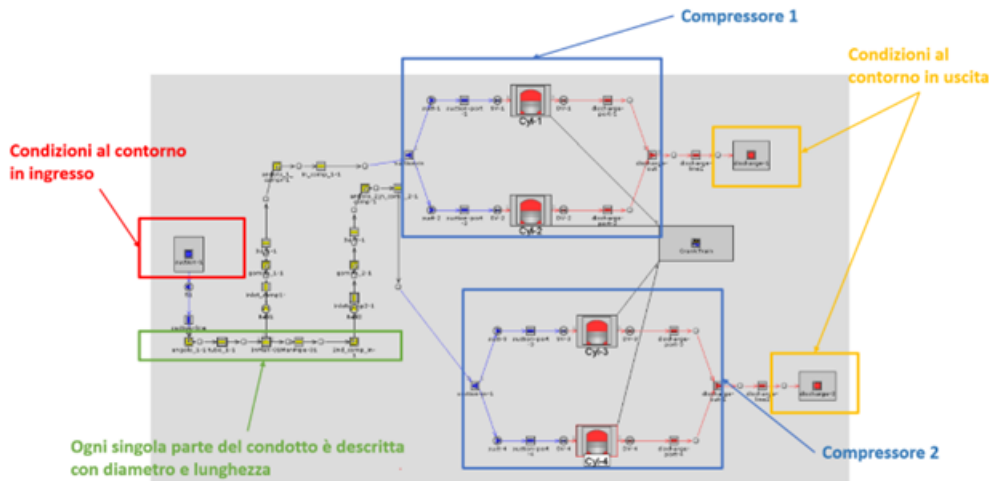


Figura 4.4: Modello dell'aspirazione di un compressore a CO₂, individuazione degli input principali

ad una piccola parte e non a tutto l'impianto appunto per comprendere se il software era applicabile al tipo di studio.

Oltre alle condizioni al contorno sono stati configurati i due compressori per i quali, tramite la conoscenza della portata è stato possibile calcolare alesaggio e corsa, parametri richiesti dal modello (figura 4.6, tabella 4.2).

Parameter	Unit	Description	Case 1
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends	1450 RPM; Pd = 28 b... 14
RPM	RPM	Compressor Speed	1450 ...
compressor_discharge_P	bar	Compressor Discharge Pressure	28 ...
compressor_discharge_T	C	Compressor Discharge Temperature	63.4 ...
compressor_suction_P	bar	Compressor Suction Pressure	14.3 ...
compressor_suction_T	C	Compressor Suction Temperature	-4 ...
T-ambient	K	Ambient Temperature	298 ...
Twall-init-suction	C	Initial Suction Wall Temperature	-4 ...
Twall-init-discharge	C	Initial Discharge Wall Temperature	50 ...
d1	mm	Length	16 ...
d2	mm	Diameter at Inlet End	16 ...
d3	mm	Diameter at Inlet End	22 ...
d4	mm	Diameter at Inlet End	22 ...
reference_pressure	bar	Pressure (Absolute)	14.3 ...
reference_temperature	C	Temperature	-4 ...

Figura 4.5: Interfaccia di inserimento dati di input GT-Suite.

La tubazione è quella sulla quale le simulazioni si sono incentrate, in particolare variando i diametri e le lunghezze dei singoli tratti dei condotti di aspirazione e della tubazione comune

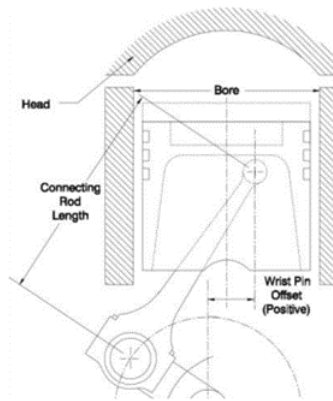


Figura 4.6: Caratteristiche compressore

Compressore	Alesaggio	Corsa
Compressore 1	22 mm	24 mm
Compressore 2	30 mm	22 mm

Tabella 4.2: Caratteristiche dei compressori

(figura 4.7) sono stati analizzati i comportamenti dei due compressori e le portate elaborate degli stessi. Per ogni singolo tratto del condotto è descritta con diametro e lunghezza, questa discretizzazione permette molteplici simulazioni variando anche solo un tratto del condotto.

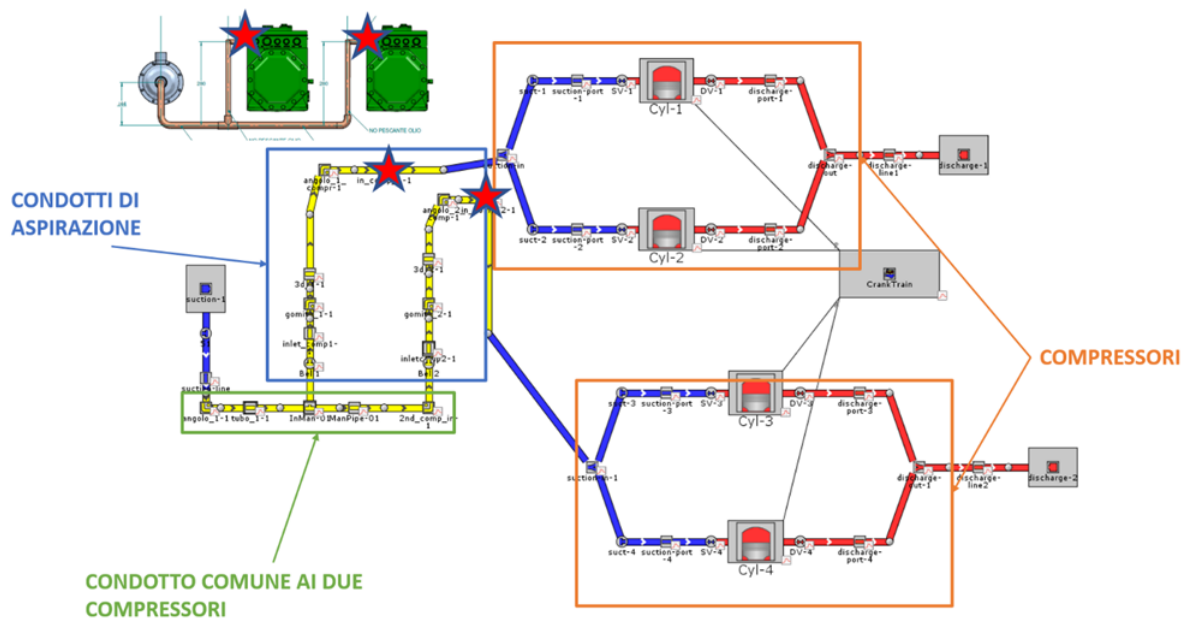


Figura 4.7: Modello Gt-Suite, individuazione degli elementi principali

4.1 Modellazione Gt - Suite

In una prima fase sono state effettuate una serie di simulazioni che riproducono i casi reali, questa analisi si è resa necessaria al fine di validare il modello e successivamente sono state elaborate delle ipotesi di configurazione che prevedono un collettore comune. Si è analizzato l'andamento della portata nel caso di collettori uguali o differenti.

4.1.1 Validazione

Il primo step ha previsto la validazione del modello confrontando i dati reali e quelli frutto della modellazione, il discostamento risulta essere trascurabile, come visibile nella tabella 4.3. Si può notare come la differenza maggiore fra i dati sperimentali e quelli di output del modello riguardi le portate. In particolare, analizzando le portate massiche, si nota che l'errore medio è inferiore al 3% (2.58-1.86), valori accettabili ai fini della simulazione.

Il modello ci permette di andare ad analizzare l'andamento di diverse grandezze, questa versatilità è il punto di forza della modellazione che permette una analisi di diversi aspetti del sistema. Valutando l'andamento delle pressioni all'interno dei pistoni e in aspirazione si può comprendere a pieno la dinamica del processo all'interno dei compressori e subito a monte e a valle degli stessi (figura 4.8).

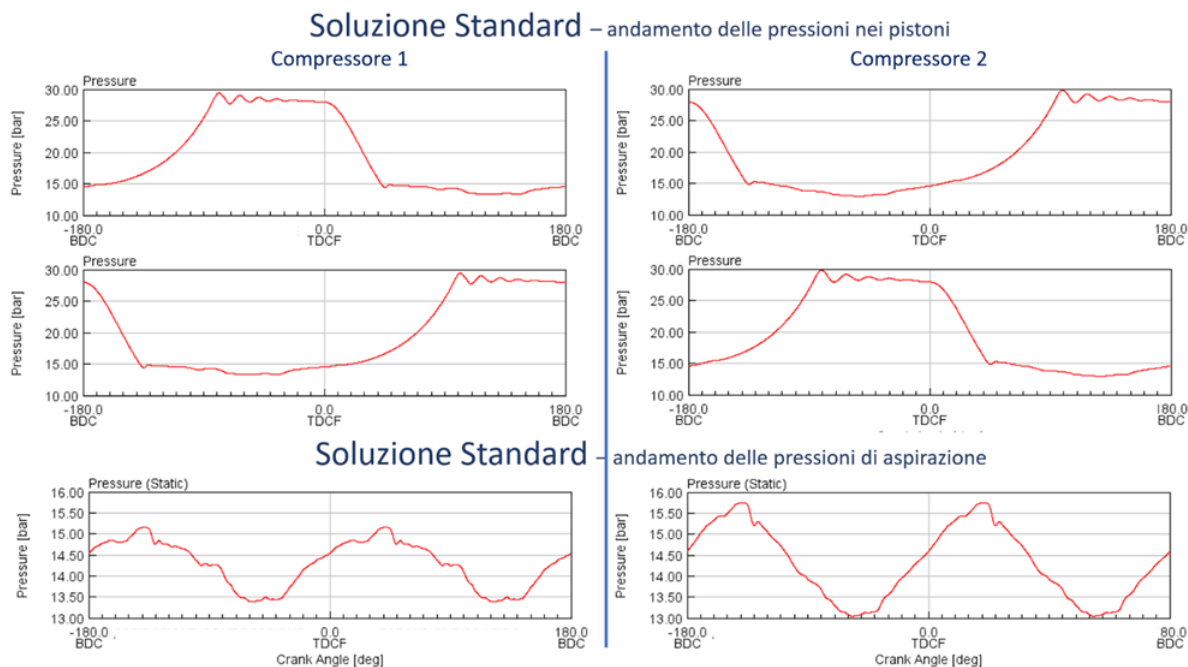


Figura 4.8: Soluzione standard, andamento delle pressioni

Come si può vedere dall'andamento delle pressioni nei pistoni, lo svuotamento è più rapido del riempimento, la sigla BDC indica il punto morto inferiore mentre quella TDCF

	Dati sperimentali				Calcolati soluzione standard	
	comp 1	comp 2	comp 1	comp 2	comp 1	comp 2
temperatura in aspirazione	°C	-4.00	-4.00	-4.05	-4.05	-4.56
pressione in aspirazione	bar	14.30	14.30	14.29	14.29	14.31
Pressione in mandata	bar	28.00	28.00	28.00	28.00	28.00
portata massica	kg/h	43.00	72.00	41.89	41.89	73.34
portata volumetrica	m^3/h	1.73	2.71	1.34	1.34	2.37

Tabella 4.3: Soluzione standard, confronto dati sperimentali modello

il punto morto superiore; l'andamento dei due compressori è sfasato per dare continuità operativa al sistema. Per quanto riguarda le pressioni di aspirazione si nota che non restano costanti, ma seguono la stessa dinamica dei pistoncini. La pressione del secondo compressore risulta di 2 bar superiore rispetto a quella del primo.

4.1.2 Soluzione 2

Questa seconda soluzione prevede una riduzione del diametro dei due condotti di aspirazione ai compressori. Il modello ci permette di effettuare un confronto fra questa soluzione e

quella standard precedente; rispetto alla prima questa configurazione impiantistica prevede una variazione di portata massica dello 0,42% al primo compressore e del 6.56% al secondo (tabella 4.4). Anche in questo caso è possibile un confronto fra diverse grandezze (figura 4.9).

	Calcolati soluzione standard		Calcolati soluzione 2	
	comp 1	comp 2	comp 1	comp 2
temperatura in aspirazione	°C	-4.05	-4.56	-4.50
pressione in aspirazione	bar	1429	14.31	14.25
Pressione in mandata	bar	28.00	28.00	28.00
portata massica	kg/h	41.89	73.34	78.15
portata volumetrica	m ³ /h	1.34	2.37	2.61
variazione portata massica	%		0.42	6.56

Tabella 4.4: Soluzione 2, confronto con i valori della soluzione standard

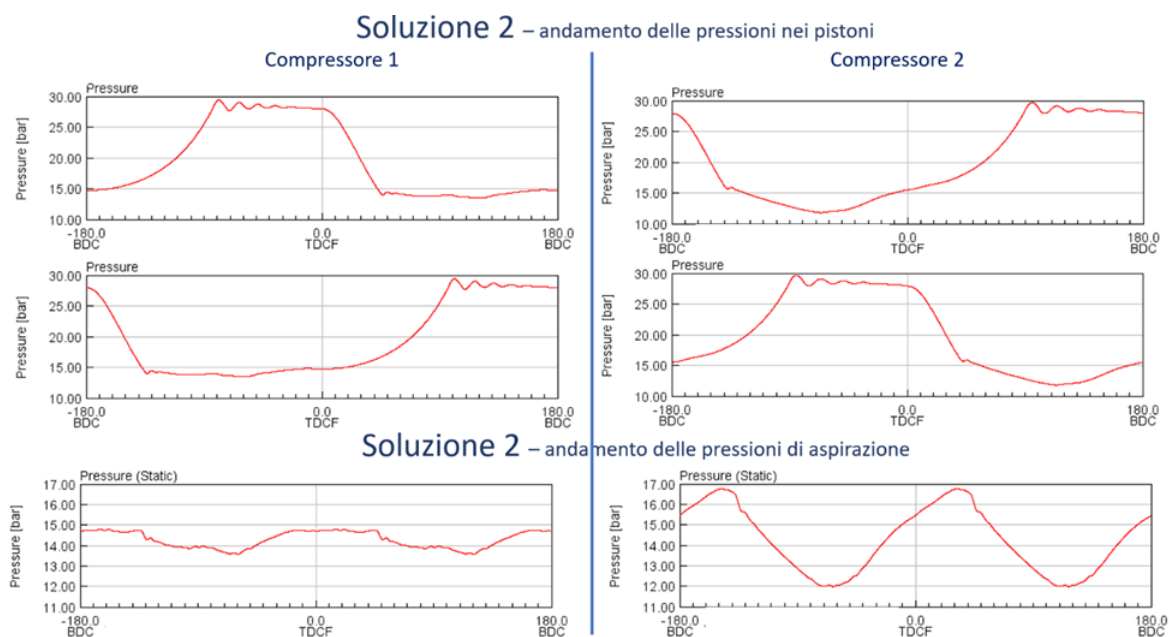


Figura 4.9: Soluzione 2, andamento delle pressioni

4.1.3 Soluzione 3

La soluzione 3 opta per la realizzazione di un collettore comune ai due compressori dal quale partono due condotti di aspirazione; il modello ci permette di effettuare un confronto fra questa soluzione e quella standard, rispetto alla prima questa configurazione impiantistica prevede una variazione di portata massica dell'8,21% al primo compressore e dello 12,43% al secondo (tabella 4.5). Anche in questo caso è possibile un confronto fra diverse grandezze (figura 4.10).

4.1.4 Collettore comune per compressori differenti

In questo studio, partendo dalla soluzione 3, si è effettuata una analisi sul condotto comune al fine di comprendere le variazioni di pressione e portate al variare di lunghezza e diametro dello stesso. Ci si rende conto dalla tabella 4.6 e dalla figura 4.11 che la variazione di dimensioni non va a compensare la differenza di portata fra i due compressori.

4.1.5 Analisi con due compressori uguali

È stata effettuata un'analisi sostituendo alla *soluzione standard*, *soluzione 2* e *soluzione 3* un secondo compressore identico al primo (tabella 4.7). La stessa cosa è stata effettuata nel caso di *flauto comune* (tabella 4.8) ed è stato possibile apprezzare come la variazione di portata

	Calcolati soluzione standard		Calcolati soluzione 2		Calcolati soluzione 3		
	comp 1	comp 2	comp 1	comp 2	comp 1	comp 2	
temperatura in aspirazione	°C	-4.05	-4.56	-4.52	-4.50	-3.77	-3.48
pressione in aspirazione	bar	1429	14.31	14.29	14.25	14.29	14.31
Pressione in mandata	bar	28.00	28.00	28.00	28.00	28.00	28.00
portata massica	kg/h	41.89	73.34	42.07	78.15	45.33	82.46
portata volumetrica	m^3/h	1.34	2.37	1.36	2.61	1.49	2.76
variazione portata massica	%			0.42	6.56	8.21	12.43

Tabella 4.5: Soluzione 3, confronto con i valori della soluzione standard e della soluzione 2

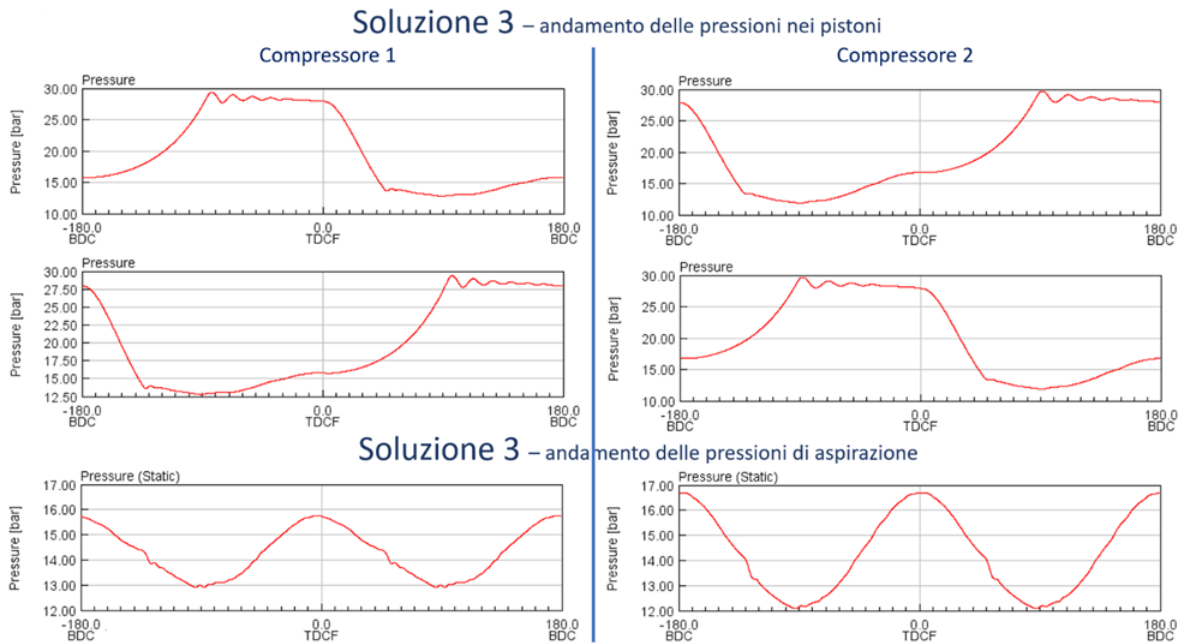


Figura 4.10: Soluzione 2, andamento delle pressioni

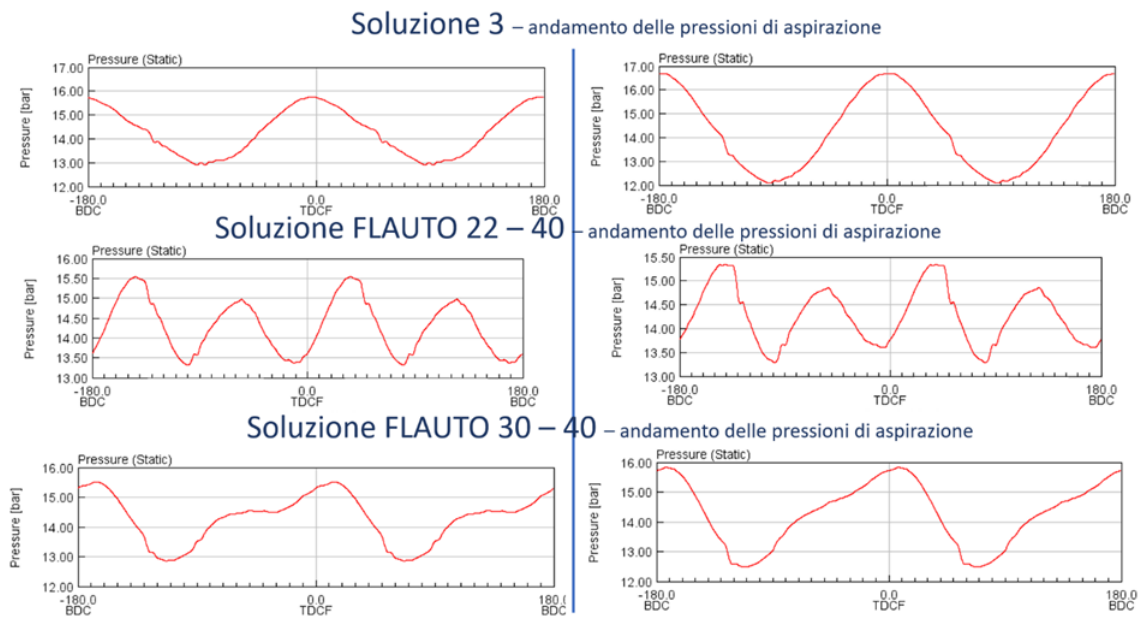


Figura 4.11: Andamento delle pressioni al variare delle dimensioni del flauto

si possa gestire andando semplicemente ad analizzare un opportuno dimensionamento del collettore comune.

	Calcolati soluzione 3					
	comp 1	comp 2	comp 1	comp 2	comp 1	comp 2
temperatura in aspirazione	°C	-3.77	-3.48	-4.07	-4.34	-4.13
pressione in aspirazione	bar	14.29	14.31	14.29	14.28	14.29
Pressione in mandata	bar	28.00	28.00	28.00	28.00	28.00
portata massica	kg/h	45.33	82.46	41.82	69.98	77.42
portata volumetrica	m^3/h	1.49	2.76	1.33	2.24	2.55
variazione portata massica	%			-7.75	-15.13	-6.11

Tabella 4.6: Collettore comune e compressori differenti a confronto con la soluzione 3

4.2 Risultati della modellazione

Lo sviluppo del modello matematico, realizzato in ambiente Gt-Suite, ha permesso di rappresentare le configurazioni di due compressori operanti in parallelo. Le due macchine sono alimentate da diversi sistemi di tubazioni includendo in esse tubazioni di lunghezza e diametro differente, piccoli volumi di giunzione tra tubazioni, geometrie diverse caratterizzate da

	standard	soluzione 2		soluzione 3			
		comp 1	comp 2	comp 1	comp 2		
temperatura in aspirazione	°C	-4.11	-4.38	-4.52	-3.51	-3.97	-3.23
pressione in aspirazione	bar	14.30	14.31	14.29	14.29	14.29	14.32
Pressione in mandata	bar	28.00	28.00	28.00	28.00	28.00	28.00
portata massica	kg/h	41.55	42.50	42.23	45.92	44.48	46.99
portata volumetrica	m^3/h	1.33	1.36	1.37	1.54	1.46	1.55
variazione portata massica	%			1.64	8.04	7.05	10.56

Tabella 4.7: Soluzione standard, soluzione 2 e soluzione 3 in caso di compressori uguali

differenti perdite di carico concentrate e distribuite. Nel modello sviluppato è stato anche simulato, in modo transitorio, il comportamento dei compressori; sono stati rilevati i cicli indicati, le oscillazioni di pressione e quelle di portata connesse al funzionamento alternativo dei compressori. Si è ritenuto, infatti, che determinate differenze di alimentazione tra le due macchine dipendano da comportamenti transitori periodicamente stabilizzati. Il modello sviluppato ha consentito la rappresentazione di fenomeni dei quali si aveva una determinazione sperimentale cogliendo le differenze di alimentazione tra due compressori che derivavano da

	soluzione 3						
	comp 1	comp 2	comp 1	comp 2	comp 1	comp 2	
temperatura in aspirazione	°C	-3.97	-3.23	-3.99	-3.93	-4.17	-4.08
pressione in aspirazione	bar	14.29	14.32	14.30	14.30	14.30	14.30
Pressione in mandata	bar	28.00	28.00	28.00	28.00	28.00	28.00
portata massica	kg/h	44.48	46.99	42.14	42.46	43.34	44.21
portata volumetrica	m ³ /h	1.46	1.55	1.35	1.36	1.41	1.44
variazione portata massica	%			-5.26	-9.64	-2.57	-5.92

Tabella 4.8: Caso di collettore comune con compressori uguali

diversi layout di aspirazione.

Al variare del semplice dimensionamento di un collettore comune di aspirazione (lunghezza e diametro) è stato possibile osservare delle variazioni di portata e di pressione in alimentazione ai due compressori "apparentemente" operanti in parallelo. Anche le caratteristiche del fluido all'interno delle macchine, durante la fase di compressione (ciclo indicato), risentono delle differenze di alimentazione, questo influisce anche sulla potenza assorbita. Ciò è stato osservato in corrispondenza di determinate condizioni al contorno messe a punto

durante la validazione.

Riducendo i diametri in aspirazione ai compressori "*soluzione 2*" si nota un aumento della portata di aspirazione, incremento che risulta più evidente se la riduzione delle dimensioni riguarda solo i condotti di aspirazione e non il collettore comune, "*soluzione 3*". L'inserimento di un "*flauto*" comune ai due compressori riduce le differenze di aspirazione alle due macchine, ma se le dimensioni vanno oltre un definito volume si osserva una riduzione delle portate in aspirazione ai compressori per incapacità di riempimento dello stesso.

Il modello sviluppato ha anche messo in evidenza che, data la sua natura non stazionaria, la pressione in aspirazione in un compressore risulta sempre maggiore di quella che caratterizza l'altro, ciò determina una maggiore portata elaborata da una macchina.

In definitiva lo strumento sviluppato consente di dimensionare la sezione di aspirazione dei due compressori in modo tale che le due macchine operino realmente in parallelo (sia nelle pressioni di aspirazione che nella portata) realizzando una soluzione impiantistica che non introduce differenze di alimentazione. Lo strumento sarebbe anche in grado di garantire, con semplici accorgimenti geometrici sulla linea di aspirazione, il funzionamento in parallelo a diversa velocità di rotazione, amplificando in tal modo la portata elaborata.

Capitolo 5

Modifiche di impianto per migliorare l'efficienza: Interrefrigerazione e Subcooling

Al fine di massimizzare le prestazioni di un impianto di refrigerazione e ridurre i consumi energetici dello stesso, nel corso degli anni sono state prese in considerazione diverse soluzioni impiantistiche. Esse si basano generalmente sulla realizzazione di una compressione in più stadi con refrigerazione intermedia (interrefrigerazione) o di una diminuzione della temperatura in uscita al gas cooler (subcooling). In particolare, la compressione viene genericamente divisa in più fasi e la refrigerazione fra le due o più compressioni viene effettuata o con aria esterna o con lo stesso fluido refrigerante preso da differenti sezioni dell'impianto. In questo capitolo si andranno ad analizzare differenti schemi di impianto al fine di valutare gli effetti sulle prestazioni che derivano dall'adozione della interrefrigerazione e del subcooling. In particolare sono stati presi i dati della campagna sperimentale e tramite una modellazione termodinamica sono state analizzate le differenti configurazioni al fine di valutare quella migliore in termini di efficienza.

5.1 interrefrigerazione definizione e soluzioni impiantistiche

Per interrefrigerazione si definisce la fase di refrigerazione fra più stadi di compressione; in particolare, nella refrigerazione industriale, si intende la divisione della compressione in più macchine e la presenza di una fase di refrigerazione o con fluidi di processo più freddi o con fluidi spillati da parti differenti dell'impianto. In figura 5.1 possiamo vedere uno schema di un impianto con interrefrigerazione: fra il compressore 1 e il compressore 2 avviene un

raffreddamento del fluido con acqua. Nella figura 5.2 vediamo il ciclo riportato sul diagramma p-h, si nota che fra la fine della prima compressione (punto 2) e l'inizio della seconda compressione (punto 4) c'è una disenergizzazione del fluido con l'acqua esterna (2-3) e successivamente un ulteriore raffreddamento con il passaggio del fluido nel serbatoio separatore (3-4). Questo passaggio avviene nella isobara che rappresenta la pressione massima della compressione 1 e quella minima della compressione 2.

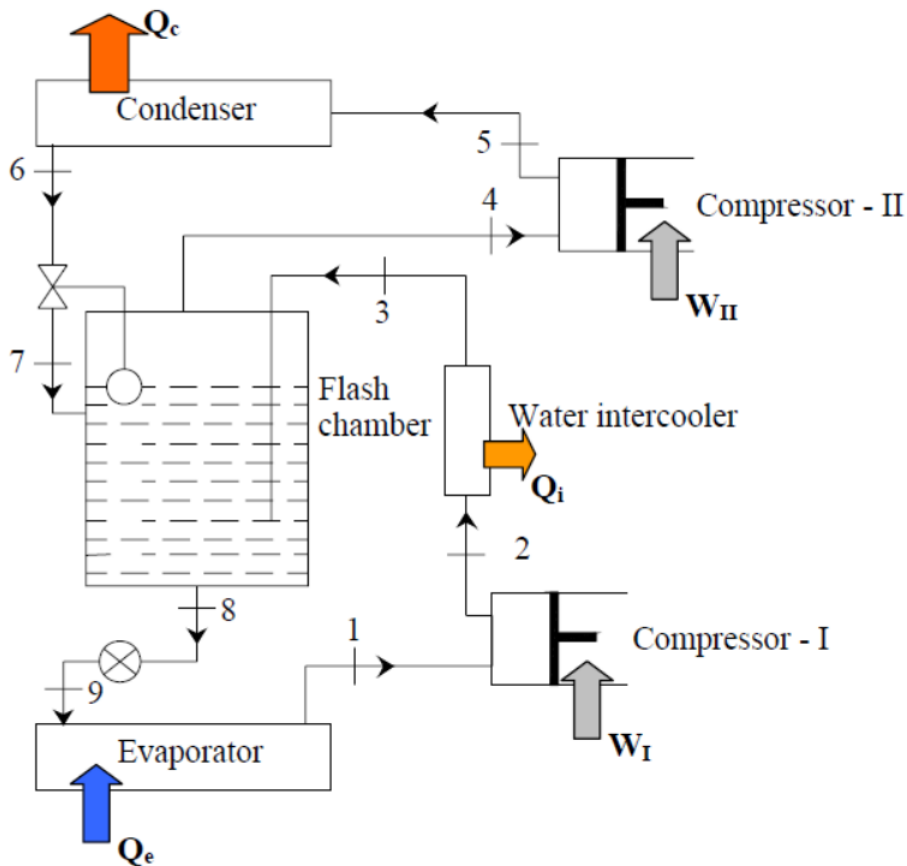


Figura 5.1: Esempio di impianto con due compressori e interrefrigerazione a acqua

L'obiettivo della interrefrigerazione è quello di massimizzare il COP, questo avviene poiché si va a ridurre il valore del lavoro di compressione W_{comp} . Osservando le figure 5.3 e 5.4 si può comprendere il motivo dell'aumento del COP: la compressione tra le pressioni di uscita dal primo stadio di compressione ($p_{5'}$) e la pressione massima del ciclo (p_5) avviene a partire da una temperatura inferiore ($T_6 < T_{5'}$) e, di conseguenza, sarà minore il salto entalpico richiesto

Partendo dalla equazione 5.1

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (5.1)$$

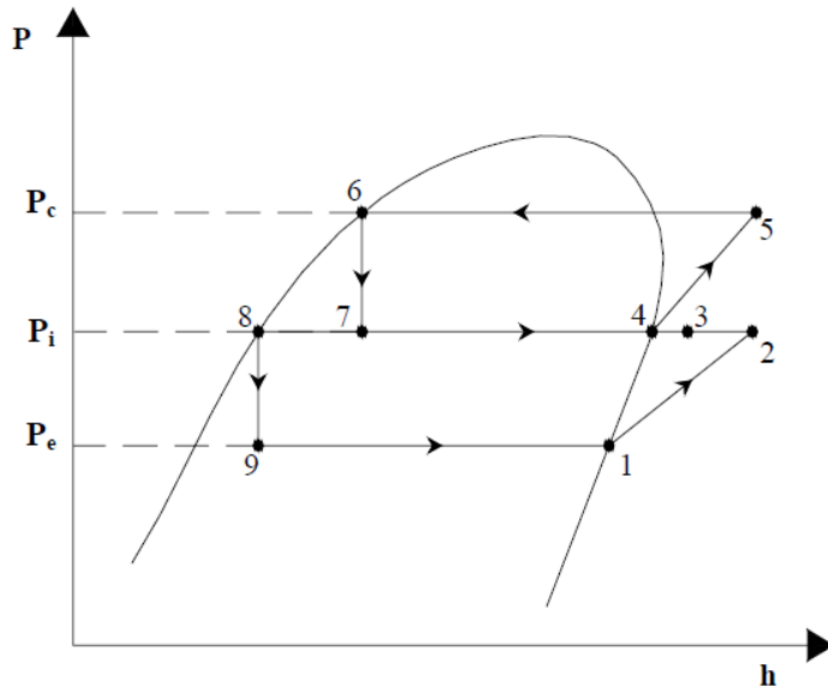


Figura 5.2: Diagramma p-h di un impianto a due compressori e interrefrigerazione ad acqua

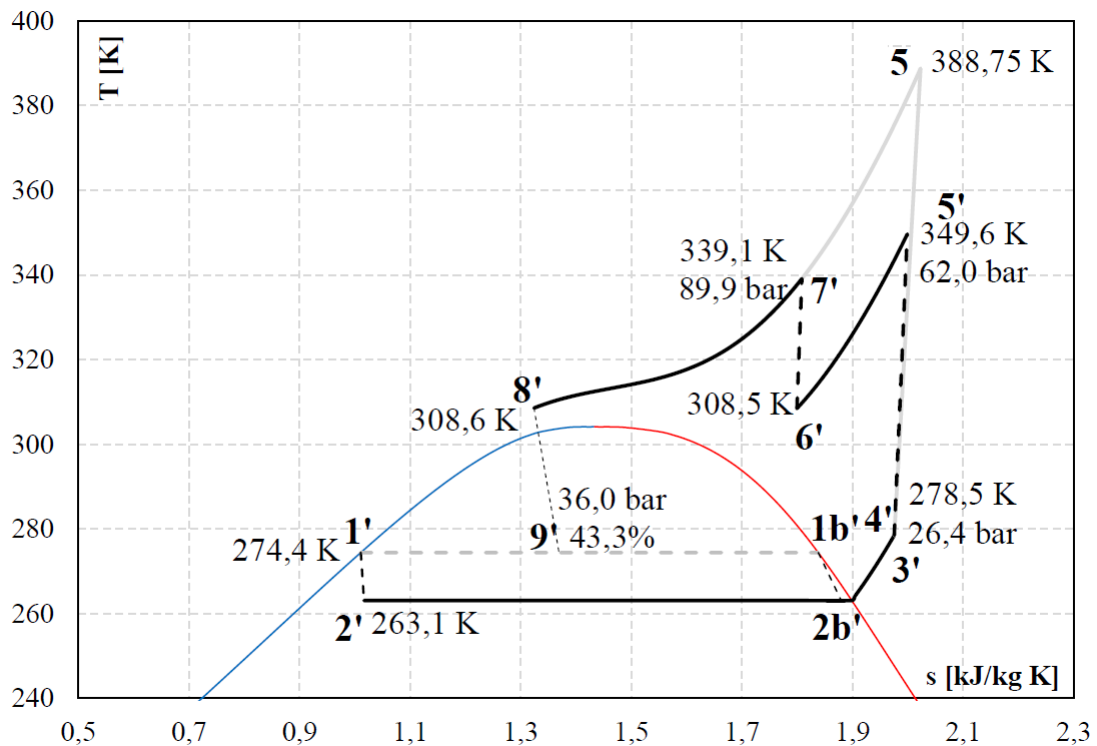


Figura 5.3: Diagramma T-s di un impianto con interrefrigerazione [15]

si scrive il valore di W_{comp} per l'impianto con un'unica compressione e quello a due stadi [77], [16] (i pedici indicano gli stadi del processo delle figure 5.3 e 5.4).

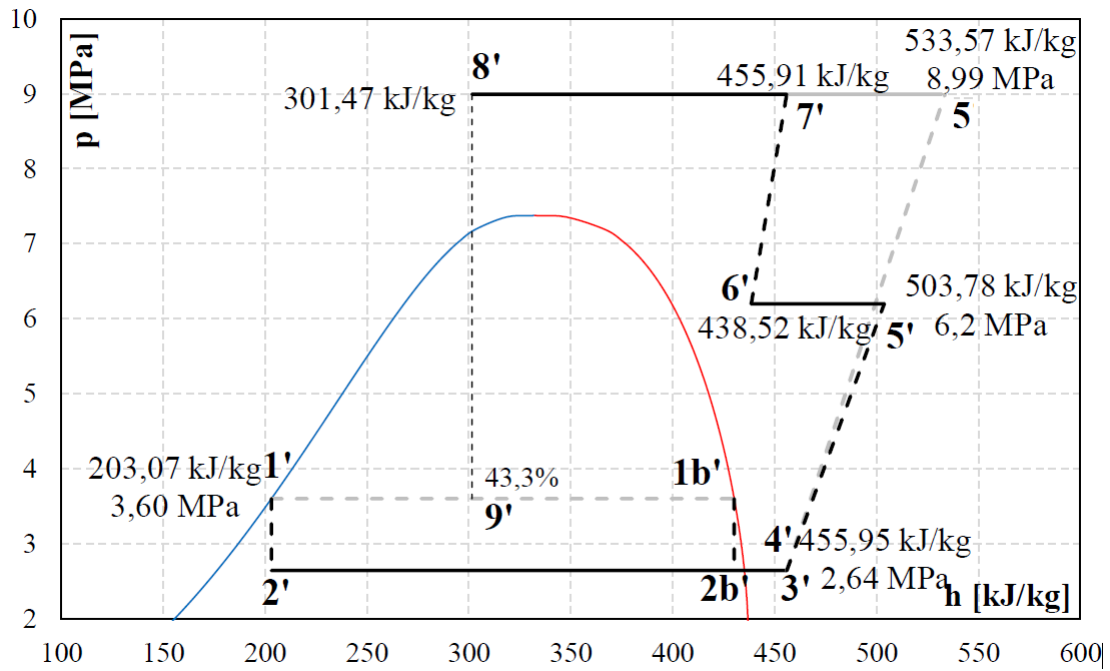


Figura 5.4: Diagramma p-h di un impianto con interrefrigerazione [15]

Nel caso di una sola compressione si avrà:

$$W_{1comp} = \dot{m}_{comp} \cdot (h_5 - h_{4'}) \quad (5.2)$$

e quindi:

$$COP_{1comp} = \frac{Q_{evap}}{W_{1comp}} = \frac{Q_{evap}}{\dot{m}_{comp} \cdot (h_5 - h_{4'})} \quad (5.3)$$

Mentre nel caso di due compressioni:

$$W_{2comp} = \dot{m}_{comp} \cdot [(h'_5 - h_{4'}) \cdot (h_{7'} - h_{6'})] \quad (5.4)$$

e quindi:

$$COP_{2comp} = \frac{Q_{evap}}{W_{2comp}} = \frac{Q_{evap}}{\dot{m}_{comp} \cdot [(h'_5 - h_{4'}) \cdot (h_{7'} - h_{6'})]} \quad (5.5)$$

Considerando la portata ai compressori unitaria, si possono confrontare i due salti entalpici e i rispettivi valori di W_{comp} . Nella tabella 5.1 sono riportati i valori dei due casi in esame:

Un'ulteriore vantaggio della interrefrigerazione la si ha se la portata che fluisce ai compressori non è quella totale, bensì nella prima compressione si considera solo la portata minima che permetta lo scambio termico sufficiente per il funzionamento dell'impianto. Questo è ben visibile nella figura 5.5, il compressore LP tratta il vapore saturo in uscita dagli evaporatori e poi il fluido si unisce al resto della CO_2 proveniente dal punto 3 (in condizioni

Caso	h_5 [kJ/kg]	h'_4 [kJ/kg]	h'_5 [kJ/kg]	h'_6 [kJ/kg]	h'_7 [kJ/kg]	calcolo W	W [kW]
1 compressore	533.57	455.95				relazione 5.2	77.62
2 compressori		455.95	503.78	438.52	455.91	relazione 5.4	65.22

Tabella 5.1: Valori puntuali dell'entalpia, metodo di calcolo del lavoro di compressione e valore. Il lavoro di compressione è calcolato considerando la portata unitaria

di vapore saturo), avviene il miscelamento e il fluido in condizioni di vapore surriscaldato (punto 4) entra nel secondo compressore. Solo quest'ultimo tratta tutto il fluido presente nell'impianto, pertanto il lavoro di compressione totale risulta inferiore rispetto al caso in cui ci fosse soltanto un compressore. In questo caso il COP sarebbe (partendo dalla 5.4):

$$COP_{spillamento} = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{Q_{evap}}{[\dot{m}_{evap}(h_{2a} - h_1)] \cdot [\dot{m}_{tot} \cdot (h_{5a} - h_4)]} \quad (5.6)$$

Considerando $\dot{m}_{tot} = 1$, la massa transitante agli evaporatori sarà pari a $\dot{m}_{evap} < \dot{m}_{tot}$, quindi il lavoro di compressione sarà, a parità di \dot{m}_{tot} , inferiore rispetto al caso con 1 compressore (relazione 5.2) o con 2 compressori (5.4) visto in precedenza.

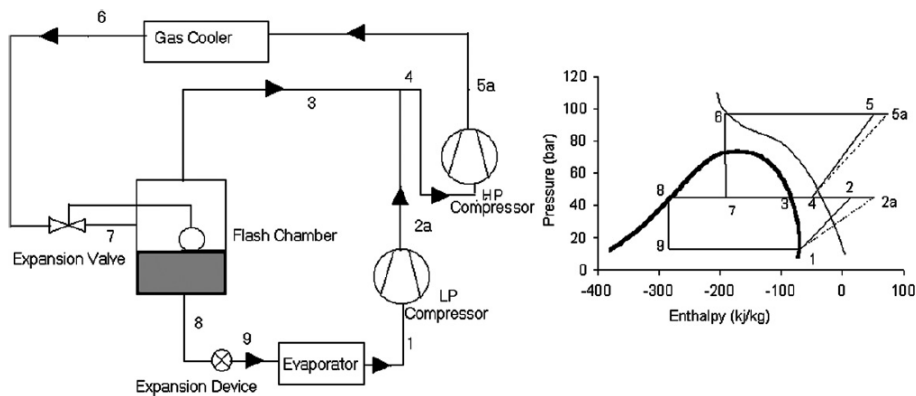


Figura 5.5: Schema di impianto e corrispondente diagramma P-h [16]

Si deve considerare che l'interrefrigerazione la si può applicare anche in sistemi complessi, come quelli a doppio stadio con più fluidi [78], anche in questo caso le prestazioni dell'impianto con queste soluzioni aumentano [79].

5.2 Il subcooling

Una ulteriore implementazione che va ad aumentare le prestazioni dell'impianto è quella di diminuire la temperatura in uscita al gas cooler [80] [81]. Questa scelta impiantistica va ad

aumentare il COP dell'impianto in quanto la portata agli evaporatori è maggiore rispetto al caso base [82] , questo è comprensibile osservando la figura 5.6

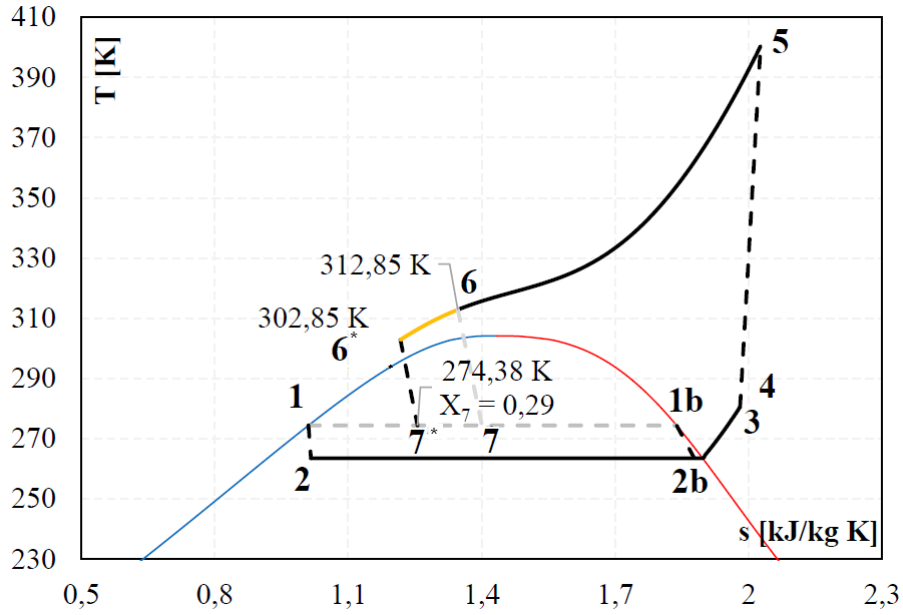


Figura 5.6: Diagramma T-s ciclo frigorifero con subcooling

il COP di un impianto senza subcooling sarebbe quello che prende in considerazione il titolo nel punto 7, in particolare:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{\dot{m}_{evap} \cdot \Delta h_{evap}}{\dot{m}_{comp} \Delta \cdot h_{comp}} \quad (5.7)$$

con Q_{evap} potenza termica scambiata agli evaporatori e W_{comp} lavoro di compressione.

Effettuando un bilancio entalpico al serbatoio ricevitore nel caso senza subcooling, si possono esprimere le portate massiche in funzione del titolo di vapore nel punto 7 del ciclo di figura 5.6:

$$\dot{m}_{comp} h_7 = \dot{m}_{evap} h_1 + (\dot{m}_{comp} - \dot{m}_{evap}) h_{1b} \quad (5.8)$$

dove

$$\frac{\dot{m}_{evap}}{\dot{m}_{comp}} = \frac{(h_7 - h_{1b})}{(h_1 - h_{1b})} = (1 - x_7) \quad (5.9)$$

con x_7 titolo nel punto 7 pari a:

$$x_7 = \frac{(h_1 - h_7)}{(h_1 - h_{1b})} \quad (5.10)$$

Pertanto sostituendo nella 5.7 si ottiene:

$$COP = (1 - x_7) \frac{(h_4 - h_2)}{(h_5 - h_4)} \quad (5.11)$$

Nel momento in cui si ha il subcooling che sposta il punto 6 \rightarrow 6*, come conseguenza l'espansione sarà anch'essa spostata più a sinistra e il punto 7* avrà un titolo più basso (come visibile nella relazione 5.11).

Per entrare meglio nel dettaglio di impianti con sistema di subcooling basta osservare la figura 5.7, si può vedere come a valle del gas cooler sia posizionato uno scambiatore di calore che scambia potenza termica con un refrigerante esterno.

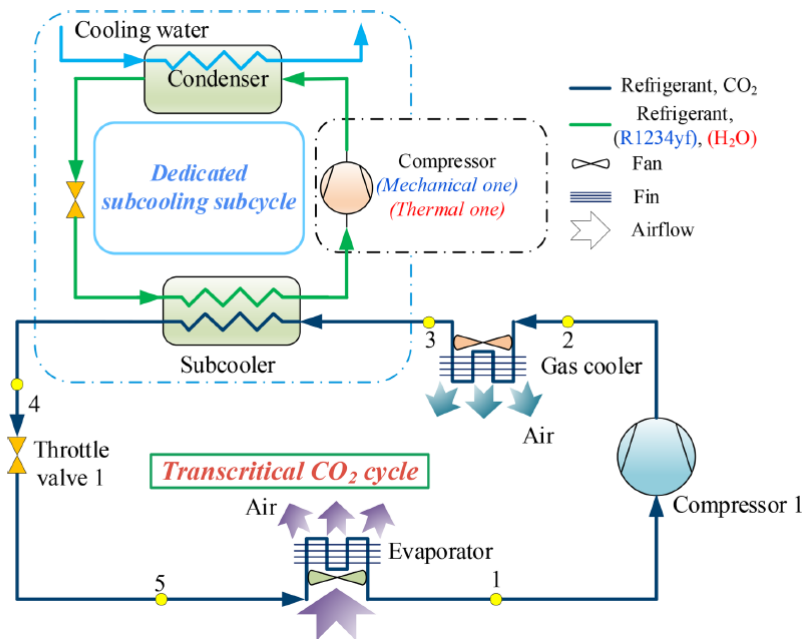


Figura 5.7: Schema di impianto [17]

5.3 Il modello implementato

L'approccio seguito per trovare la soluzione impiantistica ottimale non solo guarda alla compressione a più stadi, ma prende in analisi anche scambi di calore con il fluido frigorifero spillato da parti differenti dell'impianto [83] [84]. Pertanto sono state messe a sistema nozioni in merito alla interrefrigerazione e al subcooling.

Alla base del modello elaborato, come in diversi lavori di letteratura [77] [16] [78], sono state utilizzate le relazioni base della termodinamica.

Per procedere alla valutazione di schemi di impianto differenti è stato implementato un modello in ambiente Microsoft Excel. In una prima fase il modello andava a descrivere l'impianto esistente per poi sviluppare modelli via via più complessi che vanno a descrivere soluzioni impiantistiche sempre e più efficienti.

5.3.1 Il modello base

Il modello base va a descrivere tutte le trasformazioni dell'impianto realmente esistente.

Una approssimazione importante, effettuata a seguito di molteplici osservazioni e analisi è stata considerare la fine della evaporazione (punto 3) coincidente con l'aspirazione al compressore (punto 4). In realtà a valle della evaporazione avviene il miscelamento con il fluido proveniente dalla valvola di flash gas, questo abbassa in maniera praticamente trascurabile la pressione e la temperatura in ingresso ai compressori. Prendendo diversi casi sperimentali ci si è accorti che questa variazione è dell'ordine di 0.01 – 0.07 bar e 0.02 – 0.05 K, inferiori alla precisione dello strumento di misura.

Di seguito sono riportate le figure (figura 5.8 e figura 5.9) che descrivono il ciclo termodinamico dell'impianto. Le trasformazioni presenti sono individuate da colori diversi e riportate nella tabella 5.2.

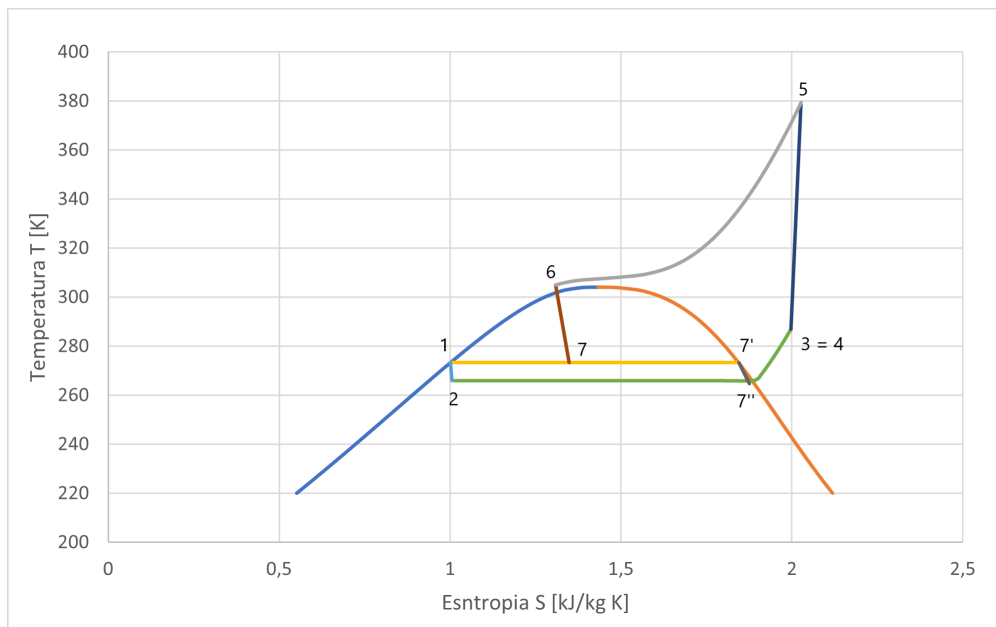


Figura 5.8: Diagramma T-s dell'impianto esistente.

L'espansione EVD 1-2 La trasformazione 1-2 di laminazione è descritta da una espansione isoentropica. Noti il titolo e la pressione nel punto 1 tramite software RefProp è stato possibile calcolare entalpia, temperatura ed entropia dello stesso punto. Ipotizzando l'espansione di tipo isoentropico, nel punto 2 sono note l'entalpia (la stessa del punto 1), la pressione e la temperatura e quindi è stata individuata l'entropia. In tabella 5.3 sono riportati i dati acquisiti e quelli calcolati .

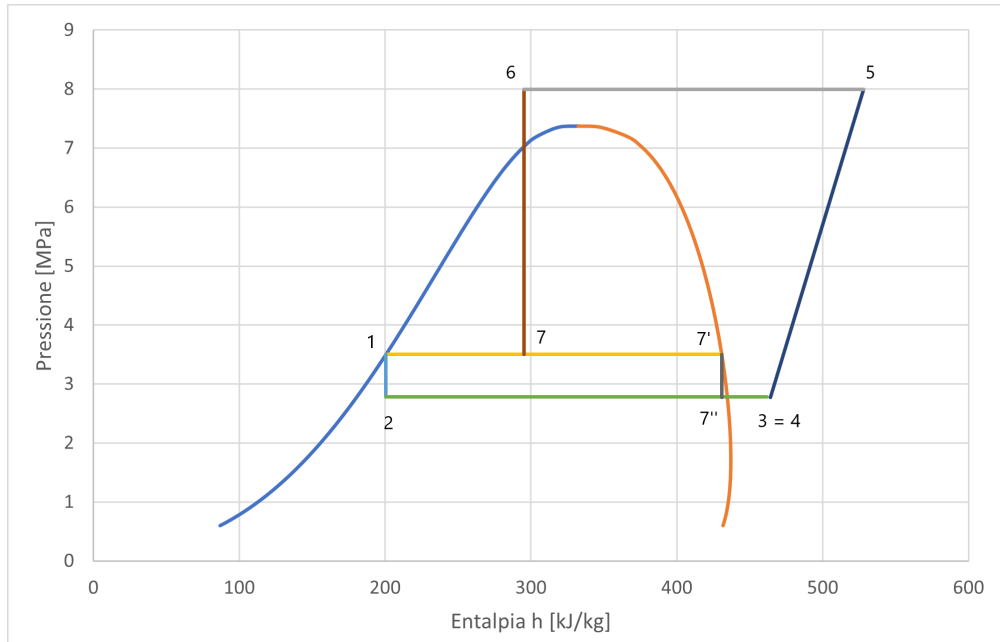


Figura 5.9: Diagramma p-h dell'impianto esistente

Trasformazione	Macchinario	Colore	Numero trasformazione
Espansione EVD	Valvola EVD	Azzurro	1-2
Evaporazione	Evaporatori	Verde	2-3
Miscelamento	-	-	3-4
Compressione	Compressore	Blu	4-5
Disenergizzazione	Gas Cooler	Grigio	5-6
Espansione HPV	Valvola HPV	Marrone	6-7
Separazione bi fase	Serbatoio	Giallo	7-7'
Espansione RPRV	Valvola RPRV	Nero	7'-7''

Tabella 5.2: Descrizione delle trasformazioni che avvengono nell'impianto esistente con relativo colore e numerazione che si trova nelle figure che verranno descritte da qui in avanti

L'evaporazione 2-3-4 L'evaporazione è l'effetto utile dell'impianto, la trasformazione segue l'isobara data dalla pressione di evaporazione e termina nel punto a temperatura $T_{evap} + T_{surr}$. Successivamente si ha un miscelamento con il fluido proveniente dal flash gas che, solo in alcuni casi e in maniera lieve, riduce la temperatura e pressione in ingresso al compressore. Essendo noti tutti i parametri per individuare il punto 3, si è effettuato un confronto fra questo punto e il 4 e ci si è resi conto che la differenza fra i due è trascurabile, pertanto si è deciso di approssimare i due punti come coincidenti.

Il punto 2 è noto dal paragrafo precedente, il punto 4, invece è individuato partendo dalla temperatura e dalla pressione di evaporazione che coincide, salvo una piccola approssima-

Punto	Dati acquisiti	Nome parametro di acquisizione	Dati calcolati
1	x	l liquido saturo	
	p	"recevier pressure"	
			T = f(p,x) h = f(p,x) s = f(p,x)
2			x = f(p,h)
	p	"evaporating pressure"	
	T	"evaporating temperature"	
	h	è nota poiché espansione isoentalpica	s = f(p,x)

Tabella 5.3: Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp per l'espansione 1-2 (con x si indica il titolo)

zione, con quella di aspirazione. In tabella 5.4 sono riportati i parametri acquisiti e quelli calcolati.

Punto	Dati acquisiti	Nome parametro di acquisizione	Dati calcolati
4	x	-	
		"evaporating pressure"	
	p	"suction pressure"	
	T	"suction temperature"	
			h = f(T,p) s = f(T,p)

Tabella 5.4: Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp per l'evaporazione 2-3-4

Compressione 4-5 Di questa trasformazione si acquisiscono tutti i dati, ma individuando un 5_{is} , frutto di una compressione isoentropica, è possibile anche calcolare il rendimento adiabatico isoentropico:

$$\eta_{ad-is} = (h_{5_{is}} - h_4)/(h_5 - h_4) \quad (5.12)$$

I valori del rendimento della macchina in esame sono elevati, dell'ordine di 0.85 - 0.93

In tabella 5.5 sono riportati i parametri acquisiti e calcolati del punto 5, che insieme al punto 4 visto prima, permettono di definire l'intera trasformazione di compressione.

Punto	Dati acquisiti	Nome parametro di acquisizione	Dati calcolati
	x	-	
	p	"gas cooler pressure"	
5	T	"discharge temperature"	
			$h = f(T,p)$
			$s = f(T,p)$

Tabella 5.5: Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp per la compressione 4-5

Disenergizzazione 5-6 Questa trasformazione ha un duplice comportamento a seconda se sia in condizioni trascritiche o subcritiche (come detto nel paragrafo 3.3). Nel caso in cui ci si trova in condizione subcritiche fra il punto 5 e 6 si individuano altri due punti: 6' punto di vapore saturo e 6'' punto di liquido saturo. Il punto 6 è a valle del punto di liquido saturo con ΔT di sottoraffreddamento. In entrambi i comportamenti il sistema di acquisizione ci permette di individuare in maniera precisa la trasformazione, in particolare nota l'isobara a cui avviene la trasformazione, la temperatura di mandata del compressore e quella di uscita dal gas cooler è possibile ricostruire l'intera trasformazione sia in subcritico che in trascritico. I punti 6' e 6'' sono calcolati solo quando si vuole approfondire il funzionamento dell'impianto, altrimenti per individuare tutta la trasformazione basta conoscere i punti 5 e 6, ovvero valutare l'intero salto entalpico associato alla refrigerazione; in tabella 5.6 sono riportati tutti i punti e i parametri misurati o calcolati.

Espansione di alta pressione HPV 6-7 Una volta disenergizzata tutta l'anidride carbonica questa viene laminata in una valvola di alta pressione. Questa trasformazione, come la 1-2, è una espansione isoentalpica pertanto nel punto 7 avremo la stessa entalpia del punto 6. La fine dell'espansione coincide con il serbatoio separatore di cui è nota la pressione ed è fissa al variare della temperatura esterna. Noti questi parametri, come riportato in tabella 5.7, è possibile identificare facilmente il punto 7.

Separazione 1-7-7' Il tratto giallo identifica non una trasformazione termodinamica, bensì il processo di separazione che avviene all'interno del serbatoio separatore. Nota la pressione del serbatoio, come visto prima il punto 1 si identifica facilmente poiché è sulla curva di liquido saturo, allo stesso modo si ragiona per il punto 7' dove si è in condizioni di vapore saturo. In tabella sono riportati i parametri acquisiti e quelli calcolati.

Espansione RPRV 7'-7'' Il vapore in uscita dal serbatoio si trova ad una pressione maggiore rispetto a quella di evaporazione, per questo motivo si effettua una laminazione. Anche in questo caso, come per le due viste in precedenza si tratta di una trasformazione

Punto	Dati acquisiti	Nome parametro di acquisizione	Dati calcolati
6	x	-	
	p	"gas cooler pressure"	
	T	"discharge temperature"	
			h = f(T,p) s = f (T,p)
6'	x	1 vapore saturo	
	p	"gas cooler pressure"	
			T = f(p,x) h = f(p,x) s = f(p,x)
6''	x	0 liquido saturo	
	p	"gas cooler pressure"	
	T	"saturated condensing temperature"	
			h = f(p,x) s = f(p,x)

Tabella 5.6: Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp per la condensazione/disenergizzazione 5-6'-6''-6

Punto	Dati acquisiti	Nome parametro di acquisizione	Dati calcolati
7			x = f(p,h)
	p	"receiver pressure"	
	h	è nota poiché espansione isoentalpica	
			T = f(p,h) s = f (x,p)

Tabella 5.7: Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp per l'espansione di alta pressione HPV 6-7

isoentalpica, quindi nota l'entalpia e la pressione, come visibile dalla tabella 5.9, si può facilmente caratterizzare a pieno il punto 7'.

A partire dal modello base si sono introdotte numerose modifiche andando a modellare soluzioni impiantistiche differenti. nei paragrafi successivi si entrerà nel dettaglio delle soluzioni impiantistiche e i conseguenti modelli elaborati, alla fine si effettuerà un confronto al fine da comprendere quale soluzione risulta essere quella più efficiente.

Calcolo del COP Nel modello base il Coefficiente di prestazione dell'impianto viene calcolato come:

Punto	Dati acquisiti	Nome parametro di acquisizione	Dati calcolati
	x	1 vapore saturo	
	p	"receiver pressure"	
7'			$T = f(p,x)$
			$h = f(p,x)$
			$s = f(x,T)$

Tabella 5.8: Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp nella separazione di fase che avviene nel serbatoio ("trasformazione" 1-7-7')

Punto	Dati acquisiti	Nome parametro di acquisizione	Dati calcolati
			$x = f(p,h)$
	p	"suction pressure"	
7'			$T = f(p,x)$
	h	è nota poiché espansione isoentalpica	
			$s = f(x,p)$

Tabella 5.9: Parametri noti e parametri calcolati tramite software RefProp nella espansione RPRV 7'-7''

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (5.13)$$

con

$$Q_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_4 - h_1) \quad (5.14)$$

$$W_{comp} = \dot{m}_{tot} \cdot (h_5 - h_4) \quad (5.15)$$

5.3.2 Il modello 0

Si definisce "modello 0" quello più semplice fra i tanti elaborati. Rispetto al modello base si effettua una inter refrigerazione ad aria e la pressione alla quale terminare la compressione la si individua in modo da massimizzare il COP dell'impianto. Nella figura 5.10 è riportata una ipotesi di schema di impianto, si nota che le componenti e le trasformazioni termodinamiche sono principalmente le stesse viste per il modello base, ad eccezione delle trasformazioni: 4-5', 5'-5'' e 5''-5'''. I parametri vengono mantenuti tutti fissi rispetto alla configurazione sperimentale, in particolare la pressione in 4 e quella in 5''' corrispondono rispettivamente a quella di evaporazione e quella del gas cooler. Nella figura 5.11 è riportato il diagramma T-s mentre in quella 5.12 il diagramma p-h. Come per lo schema di impianto si nota che le

uniche modifiche rispetto al modello base sono nella doppia compressione e nella temperatura massima raggiunta dall'impianto che scende, grazie alla seconda compressione effettuata a valle della refrigerazione intermedia.

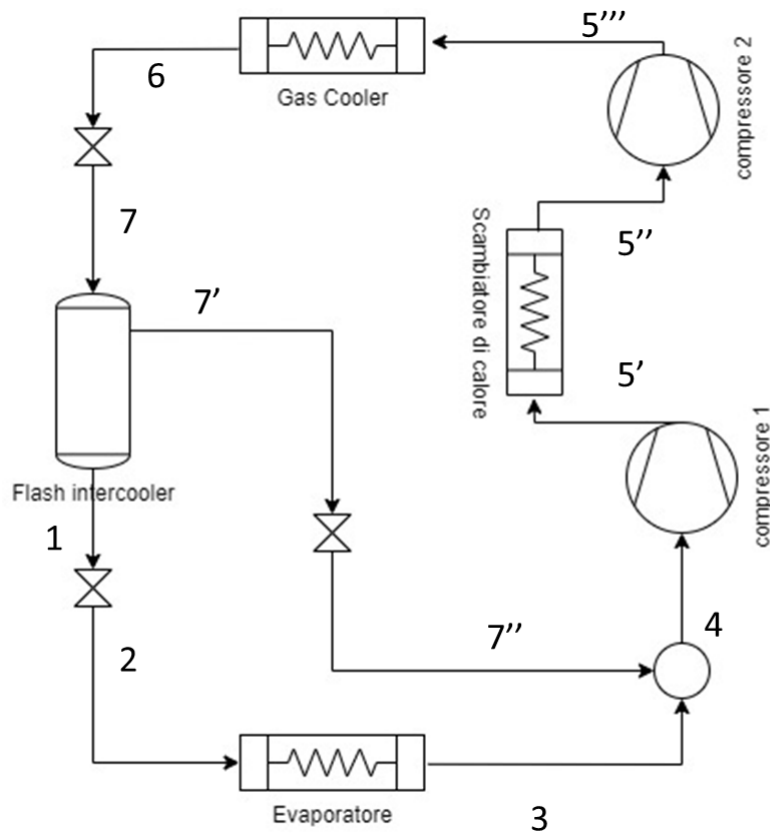


Figura 5.10: Schema di impianto modello 0

Per poter ricostruire il modello in termini termodinamici si parte dalle considerazioni in merito ai compressori: i rendimenti adiabatici isoentropici per compressori volumetrici semi-ermetici a pistoncini possono essere calcolati in funzione del rapporto di compressione [85]. In particolare, al variare del rapporto di compressione β si applicano formulazioni differenti:

- Se $\beta > 2$ [86], [17]:

$$\eta_{ad-is} = 0.9343 - 0.04478 \cdot \beta \quad (5.16)$$

- Se $\beta \simeq 1.5$ [87] [84]:

$$\eta_{ad-is} = 1.003 - 0.121 \cdot \beta \quad (5.17)$$

Prima compressione 4-5' Noto quindi il rapporto di compressione β è possibile risalire al rendimento adiabatico isoentropico η_{ad-is} . In particolare definito il punto 4 come visto nel paragrafo precedente e nota la pressione del punto 5' grazie a una ottimizzazione che prevede la massimizzazione del COP è possibile proseguire come segue:

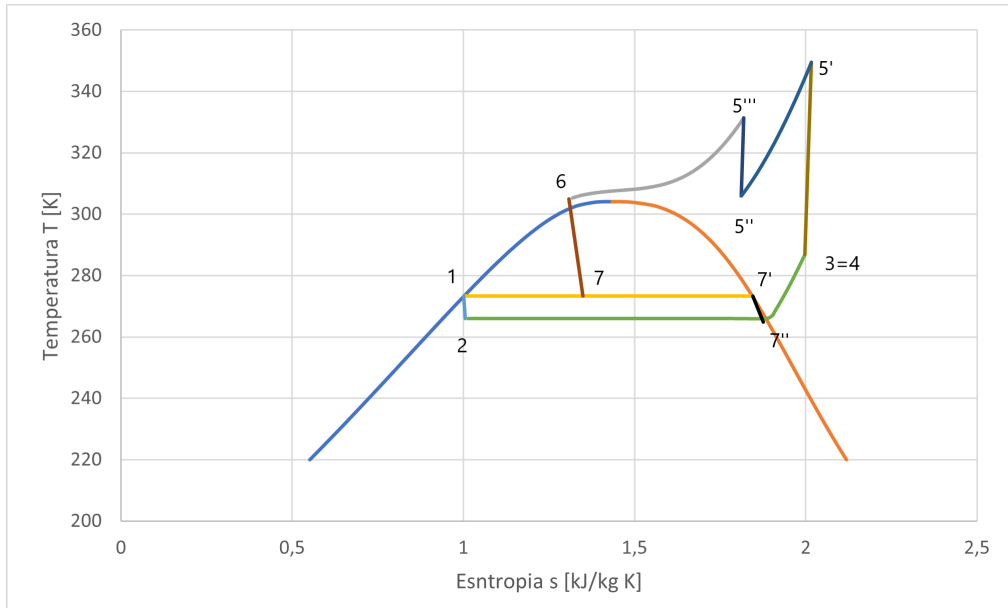


Figura 5.11: Diagramma $T - s$ modello 0

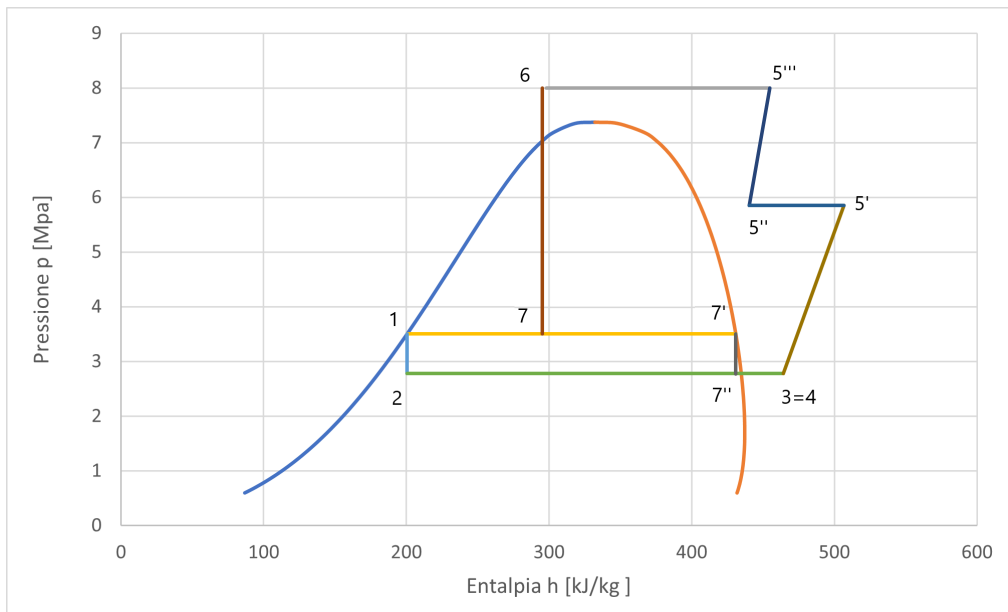


Figura 5.12: Diagramma $p - h$ modello 0

1. Si calcola il punto $5'_{is}$, nota entropia e pressione si ricavano rispettivamente temperatura ed entalpia.
2. Si calcola il punto $5'$ partendo dal valore del rendimento adiabatico isoentropico calcolato con le entalpie

$$\eta_{ad-is} = \frac{h_{5'is} - h_4}{h_{5'} - h_4} \quad (5.18)$$

si ricava l'entalpia del punto 5'

$$h_{5'} = h_4 + (h_{5'is} - h_4) / \eta_{ad-is} \quad (5.19)$$

Nella tabella 5.10 sono riportati i dati acquisiti e quelli calcolati per definire a pieno la prima compressione e in particolare il punto 5'.

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5'	p	p funzione obiettivo COP massimo	
	$h_{5'}$	relazione 5.19	$T = f(p, h)$ $s = f(h, p)$

Tabella 5.10: Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella prima compressione 4-5'

Scambio termico 5'-5'' Per il calcolo della disenergizzazione 5'-5'' si parte da un parametro fisso ovvero la differenza di temperatura fra l'aria esterna (che viene utilizzata come fluido di servizio dello scambiatore) e la CO_2 in uscita dallo scambiatore; la differenza si definisce come $\Delta T_{pp} \text{ aria} - CO_2$ e la si impone, per motivi costruttivi e tecnologici, pari a 4 °C.

Partendo da questo assunto che ci definisce la temperatura e nota l'isobara della trasformazione del punto 5'' sono noti tutti i parametri (tabella 5.11).

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''	p	p funzione obiettivo COP massimo	
	T	$T = T_{ext} + 4$	$h = f(T, p)$ $s = f(T, p)$

Tabella 5.11: Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5''

Seconda compressione 5''-5''' L'approccio che si ha con la seconda compressione è analogo a quello adottato nella prima, partendo dai rendimenti adiabatici isoentropici è possibile calcolare il punto 5''' come riportato nella equazione seguente (relazione 5.19) e nella tabella 5.12 è mostrato come sono ricavate tutte le grandezze caratteristiche del punto 5'''.

si ricava l'entalpia del punto 5''':

$$h_{5'''} = h_{5''} + (h_{5''is} - h_{5''})/\eta_{ad-is} \quad (5.20)$$

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''	p	"gas cooler pressure"	
	h	relazione 5.20	T = f(p,h)
			s = f(h,p)

Tabella 5.12: Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella seconda compressione 5''-5'''

Calcolo del COP Nel modello 0 il Coefficiente di prestazione dell'impianto viene calcolato come:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (5.21)$$

con

$$Q_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_4 - h_1) \quad (5.22)$$

$$W_{comp} = \dot{m}_{tot} \cdot [(h_5' - h_4) + (h_{5'''} - h_{5''})] \quad (5.23)$$

5.3.3 Il modello 1

Il modello 1 è quello che unisce alla interrefrigerazione uno scambio termico con la CO_2 dell'impianto, in particolare con il vapore saturo proveniente dal serbatoio ricevitore separatore (figura 5.13).

Nella figura 5.14 è rappresentato il ciclo sul piano T-s mentre nella figura 5.15 nel piano p-h

Compressione 3-5' In questo caso la piccola incertezza fra punto 3 e 4 scompare poiché non si ha più il rimiscelamento con il vapore saturo proveniente dal serbatoio separatore. Il punto 3 è univocamente definito dai dati registrati dal sistema di acquisizione, in particolare la temperatura è data da:

$$T_3 = T_{evap} + T_{surr} \quad (5.24)$$

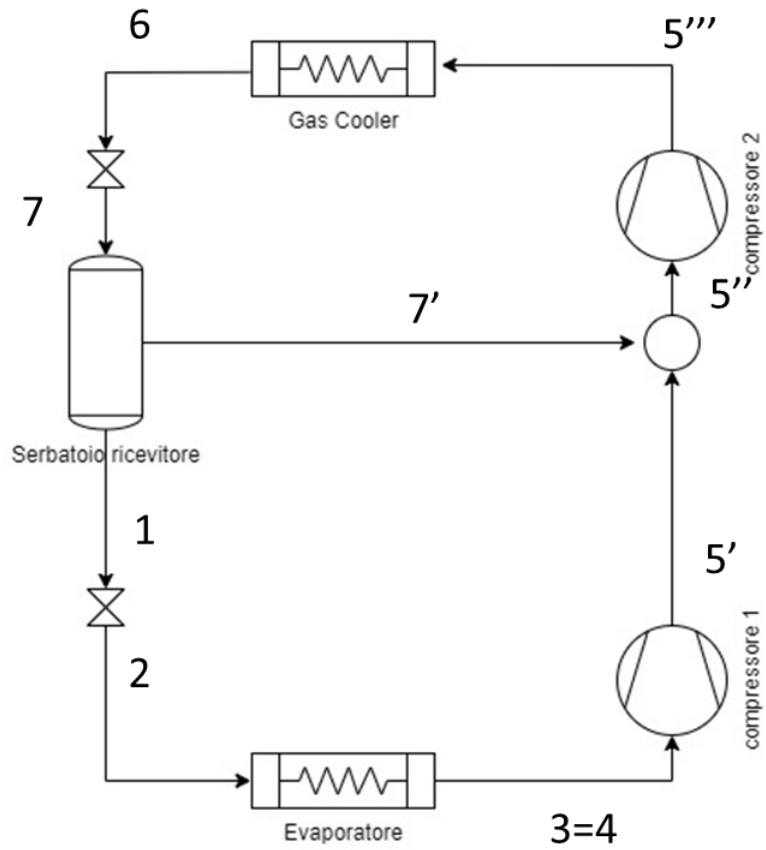


Figura 5.13: Schema di impianto modello 1

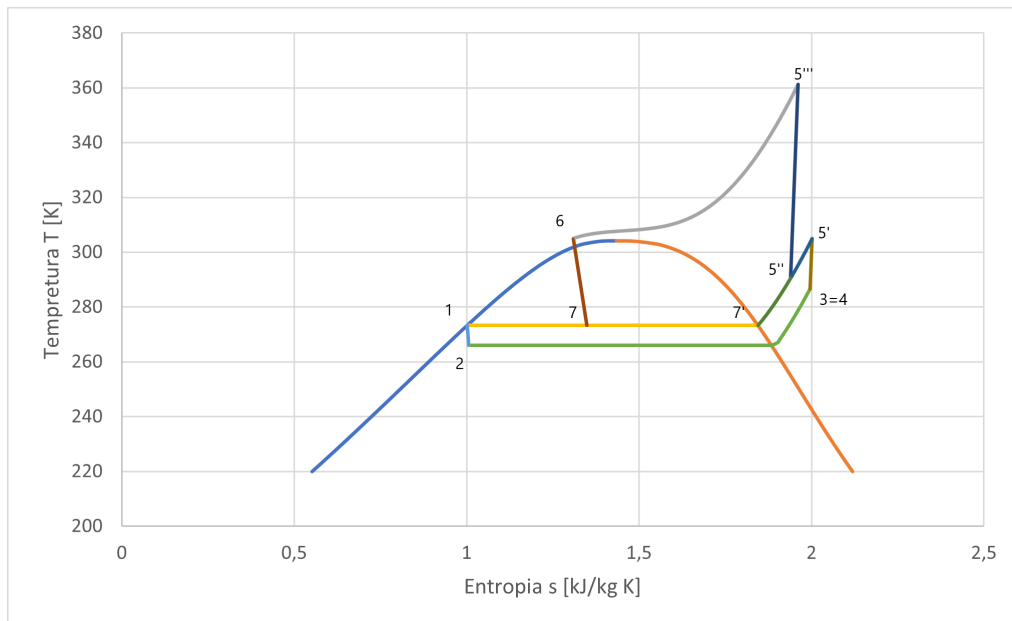


Figura 5.14: Diagramma $T - s$ modello 1

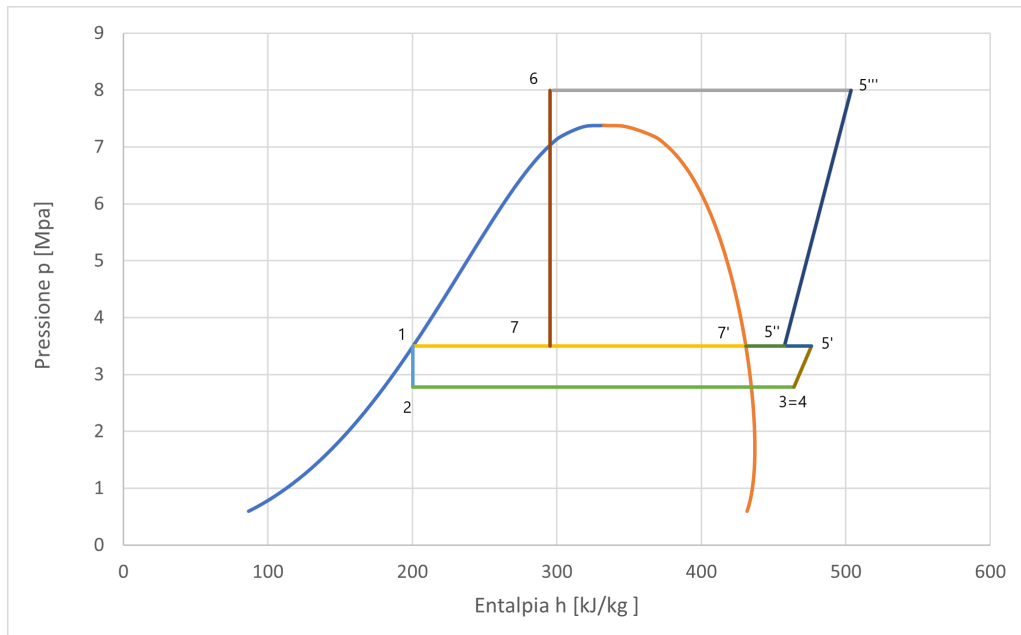


Figura 5.15: Diagramma p - h modello 1

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
	p	"evaporating pressure"	
3=4	T	T= f ("evaporating temperature" , "superheat") relazione 5.24	h = f(p,T) s = f (T,p)

Tabella 5.13: Parametri noti e calcolati del punto 3

con T_{evap} e T_{surr} si identificano rispettivamente la temperatura di evaporazione e di surriscaldamento definite dall'interfaccia BOSS; in tabella 5.13 sono riportate le relazioni e i dati noti che definiscono univocamente il punto 3.

La pressione del punto 5' è quella del serbatoio ricevitore ed è fissata dai parametri di progetto dell'impianto. Per individuare le altre grandezze che specificano il punto 5' si utilizzano le relazioni dei rendimenti adiabatico isoentropici viste precedentemente (relazioni 5.17 e 5.16) in particolare l'entalpia viene calcolata come:

$$h_{5'} = h_4 + (h_{5'is} - h_4) / \eta_{ad-is} \quad (5.25)$$

Nella tabella 5.14 è meglio specificato il metodo di calcolo del punto 5'.

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5' _{is}	p	"receiver pressure"	T = f(s,P) h = f(s,P)
	s	s = s ₃	
5'	p	"receiver pressure"	T = f(p,h)
	h	relazione 5.25	
	s		s = f(p,h)

Tabella 5.14: Parametri noti e calcolati del punto 5'

Scambio termico 5'-5'' A questo punto si effettua un miscelamento fra il vapore saturo proveniente dal serbatoio e la CO₂ in uscita dal primo compressore. Da un bilancio termico si individua il punto 5'':

$$\dot{m}_{evap}(h_{5'} - h_{5''}) = \dot{m}_{gas}(h_{5''} - h_{7'}) \quad (5.26)$$

\dot{m}_{evap} è la portata agli evaporatori mentre \dot{m}_{gas} è la differenza fra la portata totale e quella agli evaporatori:

$$\dot{m}_{gas} = \dot{m}_{tot} - \dot{m}_{evap} \quad (5.27)$$

sapendo che:

$$\dot{m}_{tot} = (1 - x_7)\dot{m}_{tot} + x_7\dot{m}_{tot} \quad (5.28)$$

poiché:

$$\dot{m}_{evap} = (1 - x_7)\dot{m}_{tot} \quad (5.29)$$

$$\dot{m}_{gas} = x_7\dot{m}_{tot} \quad (5.30)$$

Quindi il valore dell'entalpia nel punto 5'' è pari a:

$$h_{5''} = h_{5'} + x_7h_{7'} - x_7h_{5'} \quad (5.31)$$

Come riportato in tabella 5.15 sono individuate tutte le grandezze che caratterizzano il punto 5''.

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''	p	"receiver pressure"	T = f(h,P) s = f(h,P)
	h	relazione 5.31	

Tabella 5.15: Parametri noti e calcolati del punto 5''

Compressione 5''-5''' L'approccio che si ha con la seconda compressione è analogo a quello adottato nella prima, partendo dai rendimenti adiabatici isoentropici è possibile calcolare il punto 5''' come riportato nella equazione seguente (5.32) e nella tabella 5.16 è mostrato come sono ricavate tutte le grandezze caratteristiche del punto 5'''.

Si ricava l'entalpia del punto 5'''

$$h_{5'''} = h_{5''} + (h_{5''is} - h_{5''})/\eta_{ad-is} \quad (5.32)$$

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''' _{is}	p	"gas cooler pressure"	T = f(s,P) h = f(s,P)
	s	s = s _{5''}	
5'''	p	"gas cooler pressure"	T = f(p,h) s = f(p,h)
	h	relazione 5.32	
	s		

Tabella 5.16: Parametri noti e calcolati della seconda compressione 5''-5'''

Calcolo del COP Nel modello 1 il Coefficiente di prestazione dell'impianto viene calcolato come:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (5.33)$$

con

$$Q_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_4 - h_1) \quad (5.34)$$

$$W_{comp} = \dot{m}_{evap} \cdot (h'_5 - h_4) + \dot{m}_{tot}(h_{5'''} - h_{5''}) \quad (5.35)$$

5.3.4 Il modello 2

Il modello 2 è una unione fra l'interrefrigerazione ad aria del modello 0 e lo scambio termico con la CO_2 dell'impianto del modello 1; in particolare il vapore saturo, proveniente dal serbatoio ricevitore separatore, si miscela con il fluido proveniente dagli evaporatori, ma questo fluido ha subito anche una sidenergizzazione con uno scambiatore di calore che ha come fluido di servizio l'aria esterna (figura 5.16). Il principio ispiratore di questa soluzione impiantistica è quello di effettuare una refrigerazione intermedia spinta, utilizzando l'aria esterna prima (in un campo di temperature più elevate) e la stessa CO_2 in un secondo momento (con temperature inferiori).

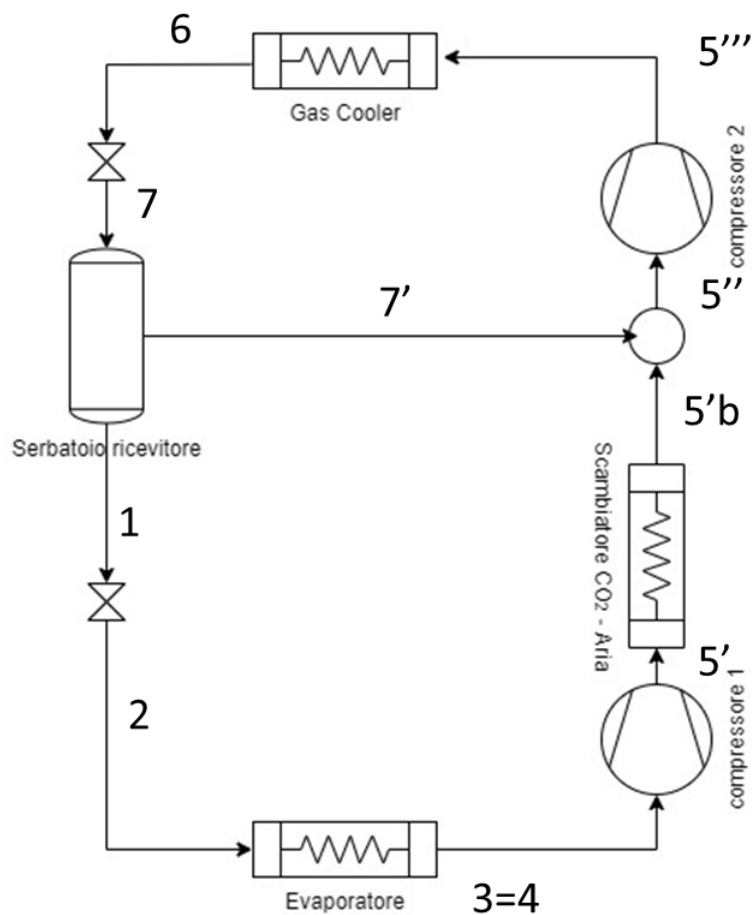


Figura 5.16: Schema di impianto modello 2

Nella figura 5.17 è rappresentato il ciclo sul piano T-s mentre nella figura 5.18 nel piano p-h

Compressione 3-5' Questa compressione è analoga a quella vista nel modello 1 pertanto si riportano in questo paragrafo soltanto le tabelle riassuntive (tabella 5.17 e tabella

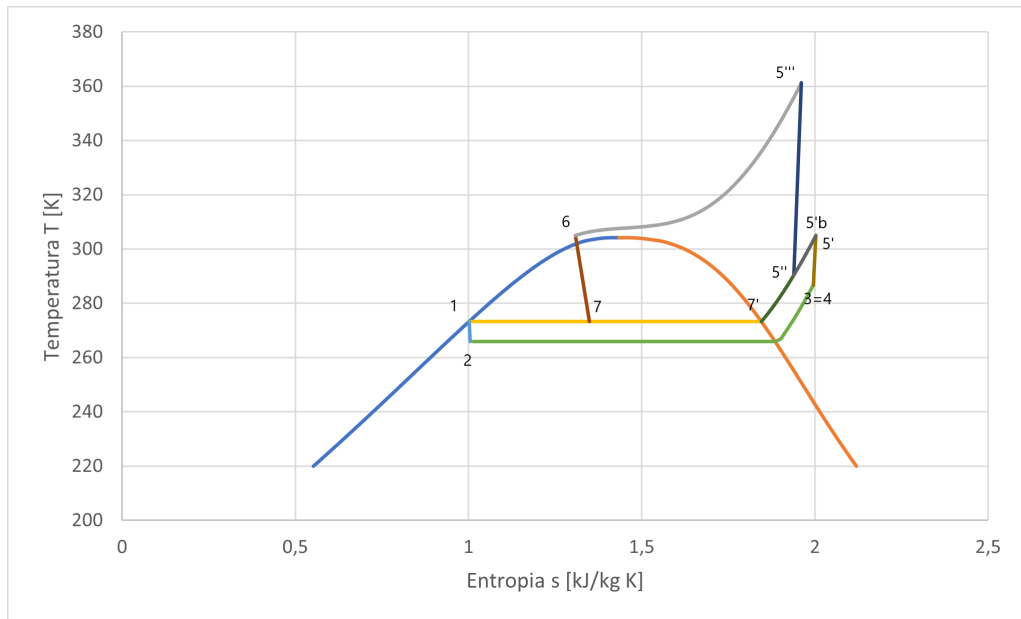


Figura 5.17: Diagramma $T - s$ modello 2

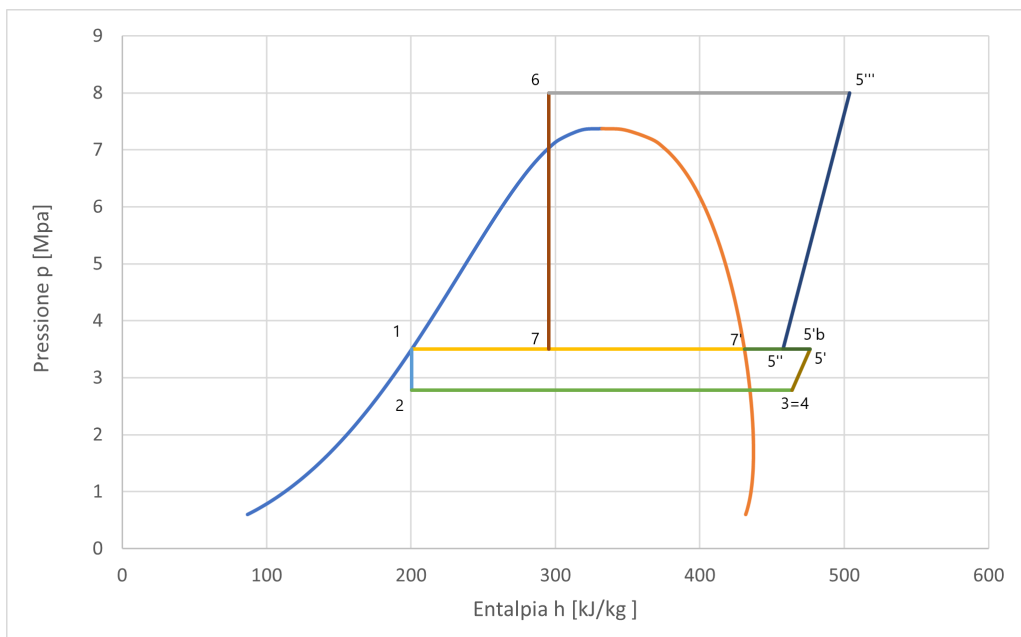


Figura 5.18: Diagramma $p - h$ modello 2

5.18)

Scambio termico con l'aria esterna 5'-5'b L'inserimento di questo scambiatore di calore ricorda il modello 0, infatti per la disenergizzazione 5'-5'b si usa una procedura analoga a quanto visto nel modello 0 legata al $\Delta T_{pp,aria - CO_2}$ che si impone per motivi costruttivi e tecnologici pari a 4 °C. Pertanto il punto 5'b è univocamente definito come

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
3=4	p	"evaporating pressure"	
	T	$T = f(\text{"evaporating temperature"}, \text{"superheat"})$ relazione 5.24	$h = f(p, T)$ $s = f(T, p)$

Tabella 5.17: Parametri noti e calcolati del punto 3

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5' _{is}	p	"receiver pressure"	$T = f(s, P)$ $h = f(s, P)$
	s	$s = s_3$	
5'	p	"receiver pressure"	$T = f(p, h)$
	h	relazione 5.25	
	s		$s = f(p, h)$

Tabella 5.18: Parametri noti e calcolati del punto 5'

riportato nella tabella 5.19

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5'b	p	p funzione obiettivo COP massimo	
	T	$T = T_{ext} + 4$	$h = f(T, p)$ $s = f(T, p)$

Tabella 5.19: Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5'b

Miscelamento 5'b - 5' Lo scambio termico per miscelamento fra il vapore saturo proveniente dal serbatoio e la CO_2 in uscita dallo scambiatore di calore con l'aria è dato da un bilancio termico 5.26 analogo a quello descritto nel modello 1, cambiano solo i pedici di alcuni parametri, la relazione 5.31 diventa:

$$h_{5''} = h_{5'b} + x_7 h_{7'} - x_7 h_{5'b} \quad (5.36)$$

In tabella 5.20 sono individuate tutte le grandezze che caratterizzano il punto 5''.

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''	p	"receiver pressure"	T = f(h,P) s = f(h,P)
	h	relazione 5.36	

Tabella 5.20: Parametri noti e calcolati del punto 5''

Compressione 5'' - 5''' L'approccio che si ha con la seconda compressione è lo stesso del modello precedente: partendo dai rendimenti adiabatici isoentropici è possibile calcolare il punto 5''' come riportato nella equazione (5.32). Nella tabella 5.21 è mostrato come sono ricavate tutte le grandezze caratteristiche del punto 5'''.

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''' _{is}	p	"gas cooler pressure"	T = f(s,P) h = f(s,P)
	s	s = s _{5''}	
5'''	p	"gas cooler pressure"	T = f(p,h)
	h	relazione 5.32	
	s		s = f(p,h)

Tabella 5.21: Parametri noti e calcolati della seconda compressione

Calcolo del COP Nel modello 2 il Coefficiente di prestazione dell'impianto viene calcolato come:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (5.37)$$

con

$$Q_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_4 - h_1) \quad (5.38)$$

$$W_{comp} = \dot{m}_{evap} \cdot (h'_5 - h_4) + \dot{m}_{tot}(h_{5'''} - h_{5''}) \quad (5.39)$$

5.3.5 Il modello 3

Questo modello prende in considerazione la presenza di un flash intercooler che prevede la sostituzione del serbatoio separatore con un serbatoio che ha anche la funzione di scambiatore di calore. In questo modo il serbatoio assolve a due obiettivi: raffreddare l'anidride carbonica proveniente dal primo compressore e riscaldare il fluido nel separatore aumentando la portata di vapore saturo. Nella figura 5.19 è riportato lo schema di impianto del modello 3.

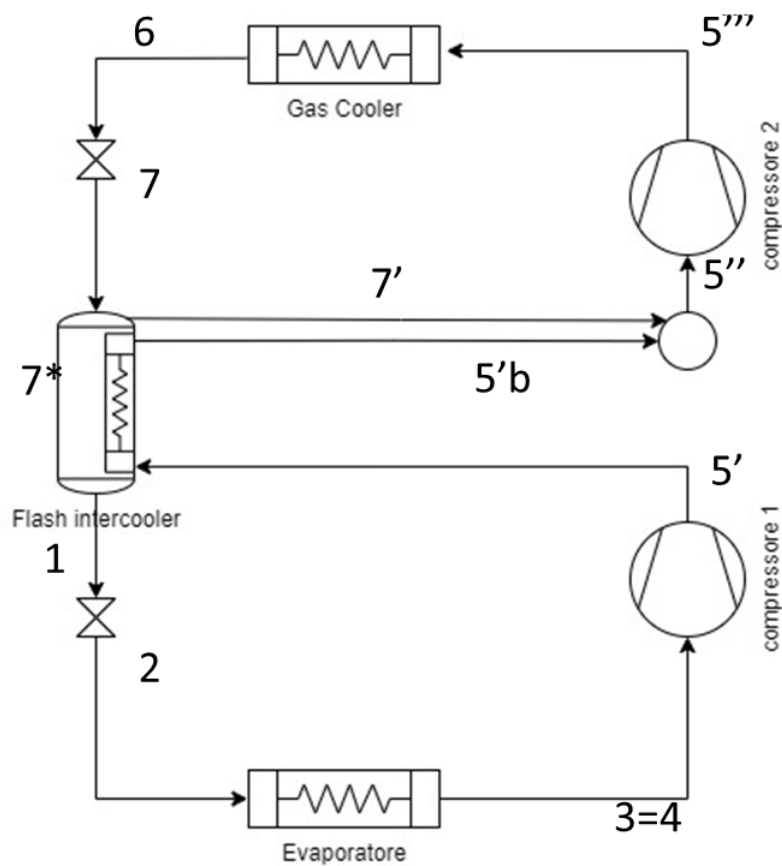


Figura 5.19: Schema di impianto modello 3

Nella figura 5.20 è rappresentato il ciclo sul piano T-s mentre nella figura 5.21 nel piano p-h

Compressione 3-5' Questa compressione è analoga a quella vista nel modello 1 pertanto si riportano in questo paragrafo soltanto le tabelle riassuntive (tabella 5.22 e tabella 5.23)

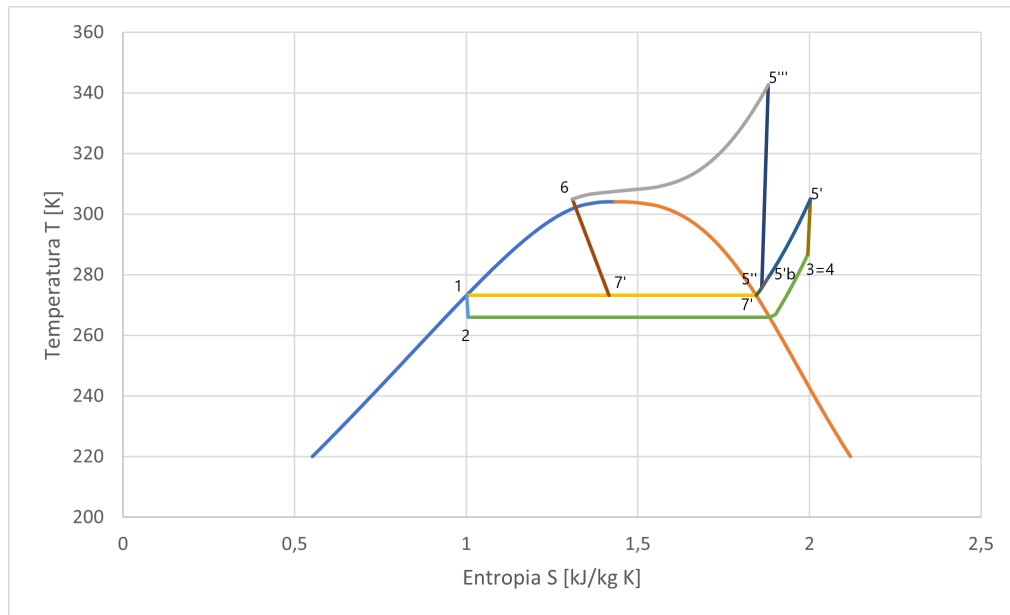


Figura 5.20: Diagramma $T - s$ modello 3

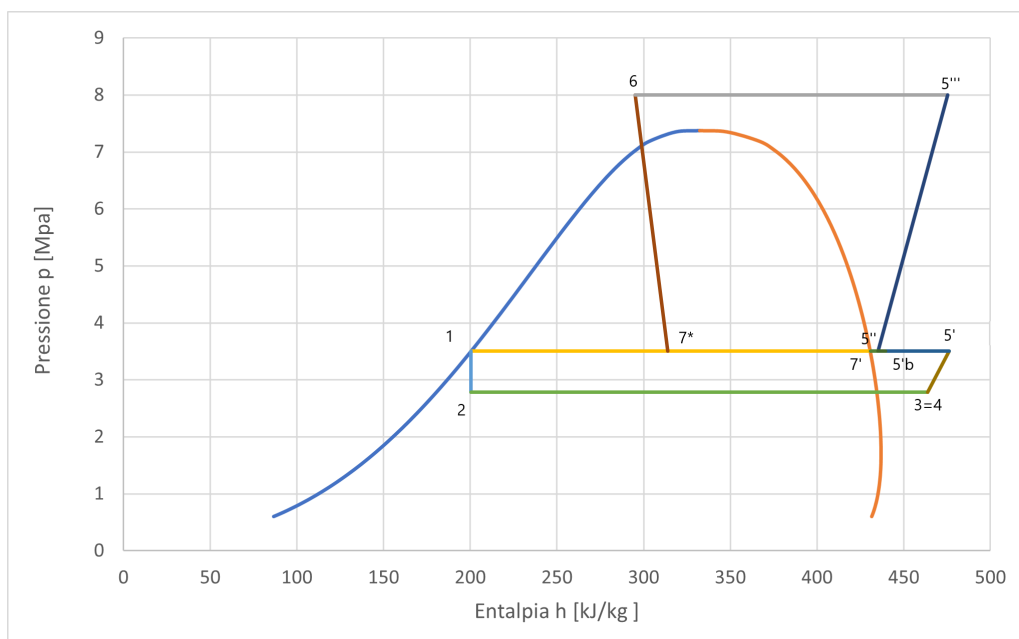


Figura 5.21: Diagramma $p - h$ modello 3

Scambio termico ne flash intercooler 5'-5'b L'inserimento di questo scambiatore di calore all'interno del serbatoio separatore ha una duplice funzione: raffreddare la CO_2 in uscita dalla prima compressione, con conseguente riduzione del lavoro di compressione, e aumentare la quantità di vapore saturo in uscita dal serbatoio, con inevitabile riduzione dell'effetto utile all'evaporatore.

Il punto 5'b si individua impostando un $\Delta T_{pp,serbatoio} - CO_2$ che si impone per

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
3=4	p	"evaporating pressure"	
	T	T= f ("evaporating temperature" , "superheat") relazione 5.24	h = f(p,T) s = f (T,p)

Tabella 5.22: Parametri noti e calcolati del punto 3

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5' _{is}	p	"receiver pressure"	T = f(s,P) h = f(s,P)
	s	s = s ₃	
5'	p	"receiver pressure"	T = f(p,h)
	h	relazione 5.25	
	s		s = f(p,h)

Tabella 5.23: Parametri noti e calcolati del punto 5'

motivi costruttivi e tecnologici pari a 5 °C. Pertanto il punto 5'b è univocamente definito come riportato nella tabella 5.24

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''	p	p funzione obiettivo COP massimo	
	T	$T = T_{serb} + 5$	h = f(T,p) s = f (T,p)

Tabella 5.24: Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5'b

Riscaldamento del serbatoio punto 7* Il riscaldamento del serbatoio separatore modifica le caratteristiche all'interno dello stesso, in particolare il titolo all'interno sarà maggiore rispetto ai casi precedenti.

Effettuando un bilancio del serbatoio si ha:

$$h_7 = x_{7^*}h_{7'} + (1 - x_{7^*})h_1 - (1 - x_{7^*})(h_{5'} - h_{5'b}) \quad (5.40)$$

dove $(1 - x_{7^*})(h_{5'} - h_{5'b})$ è la potenza termica scambiata fra il fluido in uscita dal primo compressore e il serbatoio.

quindi il titolo all'interno del serbatoio sarà dato da:

$$x_{7^*} = \frac{h_7 - h_1 + h_{5'} - h_{5'b}}{h_{7'} - h_1 + h_{5'} - h_{5'b}} \quad (5.41)$$

Le grandezze che caratterizzano il punto 7^* sono riassunte nella tabella 5.25

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
	p	"receiver pressure"	
7^*	x	relazione 5.41	$T = f(p,x)$
			$h = f(p,x)$
	s		$s = f(p,x)$

Tabella 5.25: Grandezze note e calcolate che definiscono il punto 7^*

Miscelamento 5''b - 5'' Lo scambio termico per miscelamento fra il vapore saturo proveniente dal serbatoio e la CO_2 in uscita dallo scambiatore di calore all'interno del serbatoio è dato da un bilancio termico 5.26 analogo a quello descritto nel modello 1, cambiano solo i pedici di alcuni parametri, la relazione 5.31 diventa:

$$h_{5''} = h_{5'b} + x_{7^*}h_{7'} - x_{7^*}h_{5'b} \quad (5.42)$$

In tabella 5.26 sono individuate tutte le grandezze che caratterizzano il punto $5''$.

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
$5''$	p	"receiver pressure"	
			$T = f(h,P)$
	h	relazione 5.42	$s = f(h,P)$

Tabella 5.26: Parametri noti e calcolati del punto $5''$

Compressione 5'' - 5''' L'approccio che si ha con la seconda compressione è lo stesso del modello precedente: partendo dai rendimenti adiabatici isoentropici è possibile calcolare il punto 5''' come riportato nella equazione (5.32). Nella tabella 5.27 è mostrato come sono ricavate tutte le grandezze caratteristiche del punto 5'''.

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''' _{is}	p	"gas cooler pressure"	T = f(s,P) h = f(s,P)
	s	s = s _{5''}	
5'''	p	"gas cooler pressure"	T = f(p,h)
	h	relazione 5.32	
	s		s = f(p,h)

Tabella 5.27: Parametri noti e calcolati della seconda compressione

Calcolo del COP Nel modello 3 il Coefficiente di prestazione dell'impianto viene calcolato come:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (5.43)$$

con

$$Q_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_4 - h_1) \quad (5.44)$$

$$W_{comp} = \dot{m}_{evap} \cdot (h'_5 - h_4) + \dot{m}_{tot}(h_{5'''} - h_{5''}) \quad (5.45)$$

5.3.6 Il modello 4

Questo modello è analogo al precedente, ma è inserito uno scambiatore di calore con l'aria esterna in uscita dal primo compressore. Nella figura 5.22 è riportato lo schema di impianto del modello 3.

Nella figura 5.23 è rappresentato il ciclo sul piano T-s mentre nella figura 5.24 nel piano p-h.

Compressione 3-5' Questa compressione è analoga a quella vista nei modelli precedenti pertanto si riportano in questo paragrafo solo le tabelle riassuntive (tabella 5.28 e tabella 5.29)

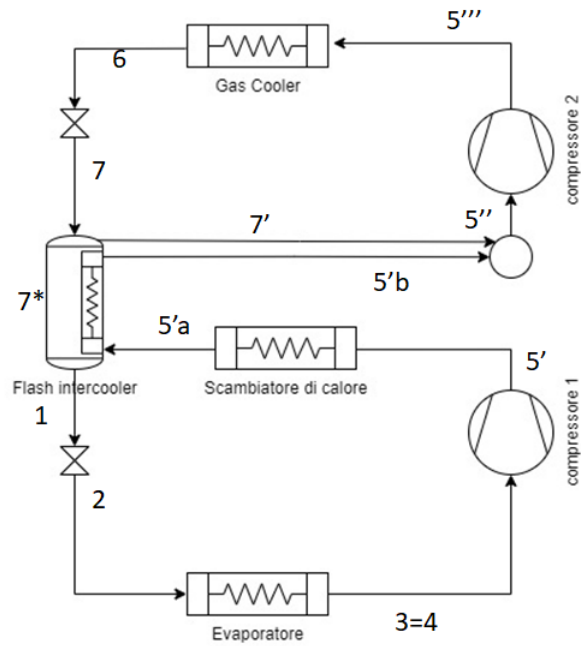


Figura 5.22: Schema di impianto modello 4

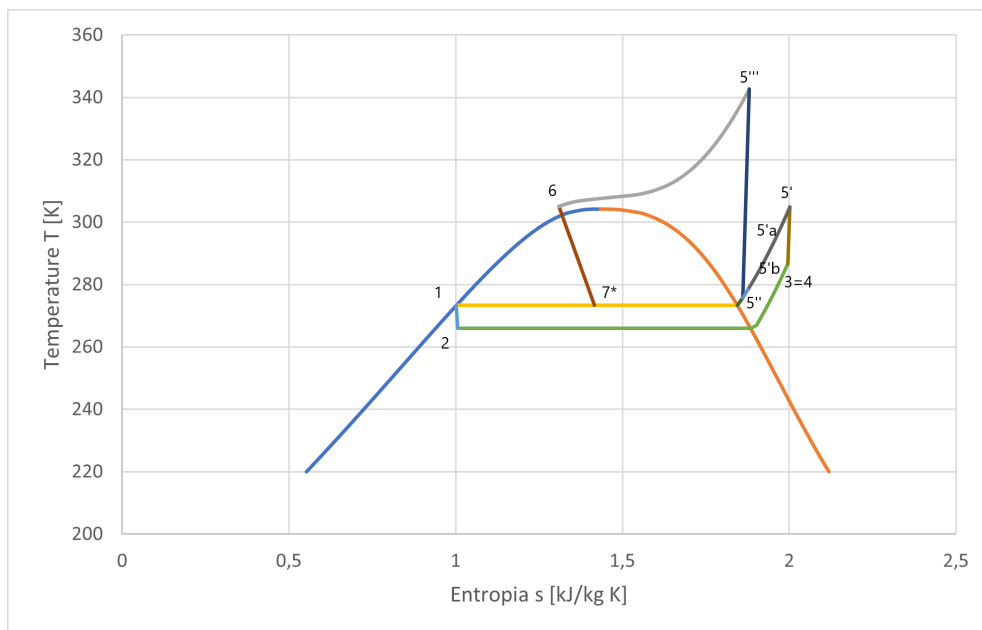


Figura 5.23: Diagramma $T - s$ modello 4

Scambio termico con l'aria esterna 5'-5'a La disenergizzazione 5'-5'b si usa una procedura analoga a quanto visto nel modello 0 legata al $\Delta T_{pparia - CO_2}$ che si impone per motivi costruttivi e tecnologici pari a 4 °C. Pertanto il punto 5'b è univocamente definito come riportato nella tabella 5.30

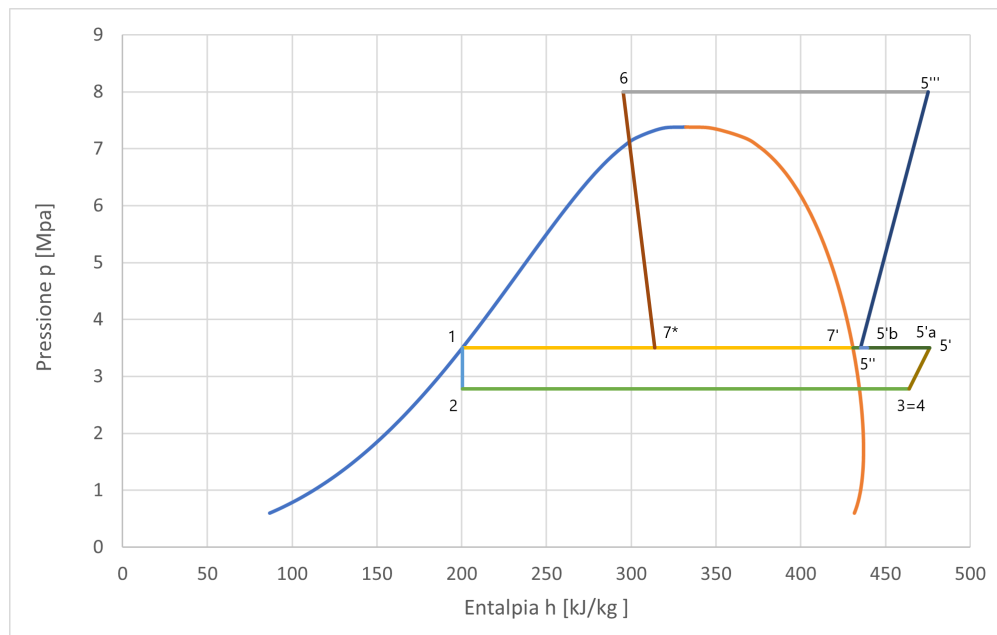


Figura 5.24: Diagramma $p - h$ modello 4

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
	p	"evaporating pressure"	
3=4	T	T = f ("evaporating temperature" , "superheat") relazione 5.24	h = f(p,T) s = f (T,p)

Tabella 5.28: Parametri noti e calcolati del punto 3

Scambio termico ne flash intercooler 5a'-5'b Il funzionamento di questo scambiatore è analogo a quello precedente, pertanto di seguito si riporta esclusivamente la tabella che riassume i calcoli effettuati 5.31.

Riscaldamento del serbatoio punto 7* Come visto nel caso precedente, il riscaldamento del serbatoio separatore modifica le caratteristiche all'interno dello stesso, in particolare il titolo all'interno sarà maggiore rispetto ai casi precedenti.

Le grandezze che caratterizzano il punto 7* sono riassunte nella tabella 5.32

Miscelamento 5'b - 5'' Lo scambio termico per miscelamento fra il vapore saturo proveniente dal serbatoio e la CO_2 in uscita dallo scambiatore di calore è analogo a quello

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5' _{is}	p	"receiver pressure"	
			T = f(s,P) h = f(s,P)
	s	s = s ₃	
5'	p	"receiver pressure"	
			T = f(p,h)
	h	relazione 5.25	
	s		s = f(p,h)

Tabella 5.29: Parametri noti e calcolati del punto 5'

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5'a	p	p funzione obiettivo COP massimo	
	T	$T = T_{ext} + 4$	h = f(T,p) s = f(T,p)

Tabella 5.30: Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5'a

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''	p	p funzione obiettivo COP massimo	
	T	$T = T_{serb} + 5$	h = f(T,p) s = f(T,p)

Tabella 5.31: Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5'b

del modello precedente pertanto si riporta esclusivamente la tabella riassuntiva 5.33 sono individuate tutte le grandezze che caratterizzano il punto 5''.

Compressione 5'' - 5''' L'approccio che si ha con la seconda compressione è lo stesso del modello precedente: partendo dai rendimenti adiabatici isoentropici è possibile calcolare il punto 5''' come riportato nella equazione (5.32). Nella tabella 5.34 è mostrato come sono ricavate tutte le grandezze caratteristiche del punto 5'''.

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
7*	p	"receiver pressure"	
	x	relazione 5.41	$T = f(p,x)$
	s		$h = f(p,x)$ $s = f(p,x)$

Tabella 5.32: Grandezze note e calcolate che definiscono il punto 7*

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''	p	"receiver pressure"	
	h	relazione 5.42	$T = f(h,P)$ $s = f(h,P)$

Tabella 5.33: Parametri noti e calcolati del punto 5''

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''' _{is}	p	"gas cooler pressure"	
	s	$s = s_{5''}$	$T = f(s,P)$ $h = f(s,P)$
5'''	p	"gas cooler pressure"	
	h	relazione 5.32	$T = f(p,h)$
	s		$s = f(p,h)$

Tabella 5.34: Parametri noti e calcolati della seconda compressione

Calcolo del COP Nel modello 4 il Coefficiente di prestazione dell'impianto viene calcolato come:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (5.46)$$

con

$$Q_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_4 - h_1) \quad (5.47)$$

$$W_{comp} = \dot{m}_{evap} \cdot (h'_5 - h_4) + \dot{m}_{tot}(h_{5''} - h_{5'}) \quad (5.48)$$

5.3.7 Il modello 5

Questo modello prende in considerazione la presenza di un subcooling che riduce la temperatura di uscita al gas cooler, per effettuare questo sottoraffreddamento si effettua uno scambio termico con il fluido in uscita dagli evaporatori, pertanto la compressione non inizierà più nel punto 3=4, ma nel punto 4b (figura 5.25).

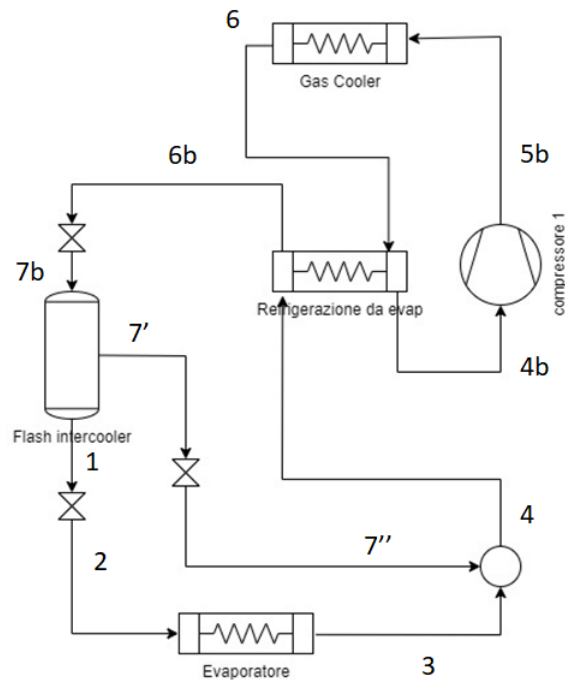


Figura 5.25: Schema di impianto modello 5

Nella figura 5.26 è rappresentato il ciclo sul piano T-s mentre nella figura 5.27 nel piano p-h.

Subcooling 6-6b Prima di procedere a comprendere come viene modificato il ciclo si va ad identificare il raffreddamento a valle del gas cooler. Considerando che lo scambio termico avviene fra l'anidride carbonica in uscita dal gas cooler (punto 6) e quella in uscita dagli evaporatori (punto 4), per motivi legati alle specifiche tecniche dello scambiatore, si impone che la temperatura minima raggiungibile in uscita dallo scambiatore aggiuntivo (6b) potrà essere al massimo di 5 °C superiore rispetto a quella in uscita dagli evaporatori:

$$T_{6b} = T_4 + 5 \quad (5.49)$$

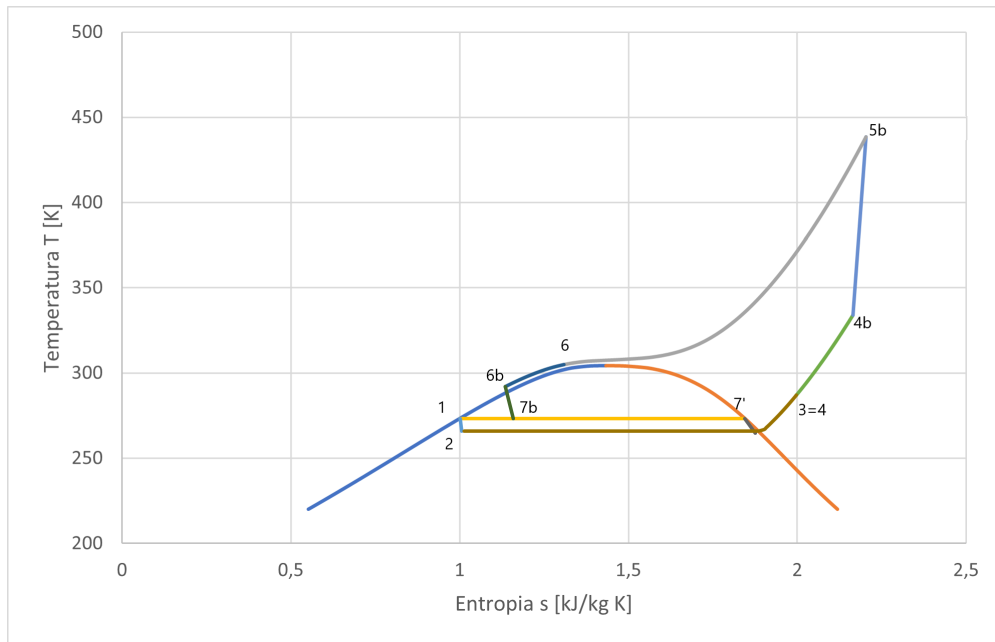


Figura 5.26: Diagramma $T - s$ modello 5

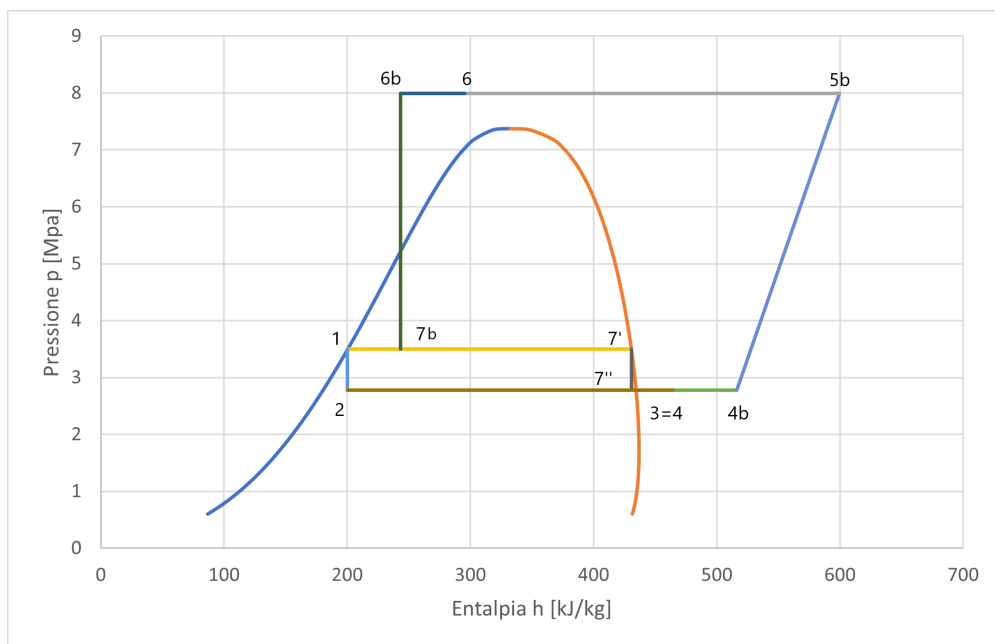


Figura 5.27: Diagramma $p - h$ modello 5

Pertanto il punto 6b è univocamente definito come riportato nella tabella (5.35).

Scambio termico 4-4b La CO_2 in uscita dagli evaporatori viene utilizzata per disenergizzare l'anidride carbonica in uscita dal gas cooler. Questo scambio termico è regolato dal seguente scambio termico:

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
6b	p	"gas cooler pressure" relazione 5.49	
	s		h = f(p,t) s = f(p,t)

Tabella 5.35: Parametri noti e calcolati del subcooling

$$\dot{m}_{tot} \cdot (h_6 - h_{6b}) = \dot{m}_{tot}(h_{4b} - h_4) \quad (5.50)$$

quindi l'entalpia del punto 4b è definita:

$$h_{4b} = h_6 - h_{6b} + h_4 \quad (5.51)$$

Pertanto il punto 4b è univocamente definito come descritto in tabella (5.36):

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
4b	p	"evaporating pressure" relazione 5.51	
	s		T = f(p,h) s = f(p,h)

Tabella 5.36: Parametri noti e calcolati del punto 4b

Compressione 4b-5b Questa compressione è analoga a quella vista nei modelli precedenti: noto il rapporto di compressione e le formule relative ai rendimenti adiabatici di compressione si ricava il punto 5b_{is} e poi il punto 5b, essendo nota la trattazione si riporta solo la tabella riassuntiva (5.37).

Calcolo del COP Nel modello 5 il Coefficiente di prestazione dell'impianto viene calcolato come:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (5.52)$$

con

$$Q_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_4 - h_1) \quad (5.53)$$

$$W_{comp} = \dot{m}_{tot}(h_{5b} - h_{4b}) \quad (5.54)$$

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5b _{is}	p	"gas cooler pressure"	T = f(s,P) h = f(s,P)
	s	$s = s_{4b}$	
5b	p	"gas cooler pressure"	T = f(p,h)
	h	relazione 5.32	
	s		s = f(p,h)

Tabella 5.37: Parametri noti e calcolati della seconda compressione

5.3.8 Il modello 6

Questo modello prende in considerazione sia la presenza di un subcooling sia la doppia compressione. Il raffreddamento della CO_2 in uscita dalla prima compressione è eseguito con l'aria esterna mentre, come per il caso 5, a valle del gas cooler c'è uno scambio termico fra anidride carbonica in uscita dall'evaporatore e CO_2 in uscita dal gas cooler (figura 5.28). In questo modello la pressione intermedia fra le due compressioni è tale da massimizzare il COP dell'impianto.

Nella figura 5.29 è rappresentato il ciclo sul piano T-s mentre nella figura 5.30 nel piano p-h.

Tutte le relazioni termodinamiche utilizzate sono le stesse dei casi precedenti pertanto si riportano solo le tabelle dei casi che si differenziano dal modello sperimentale descritto all'inizio del capitolo.

Subcooling 6-6b Il punto 6b è univocamente definito come riportato nella tabella (5.38).

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
6b	p	"gas cooler pressure"	
	s	relazione 5.49	h = f(p,t) s = f(p,t)

Tabella 5.38: Parametri noti e calcolati del subcooling

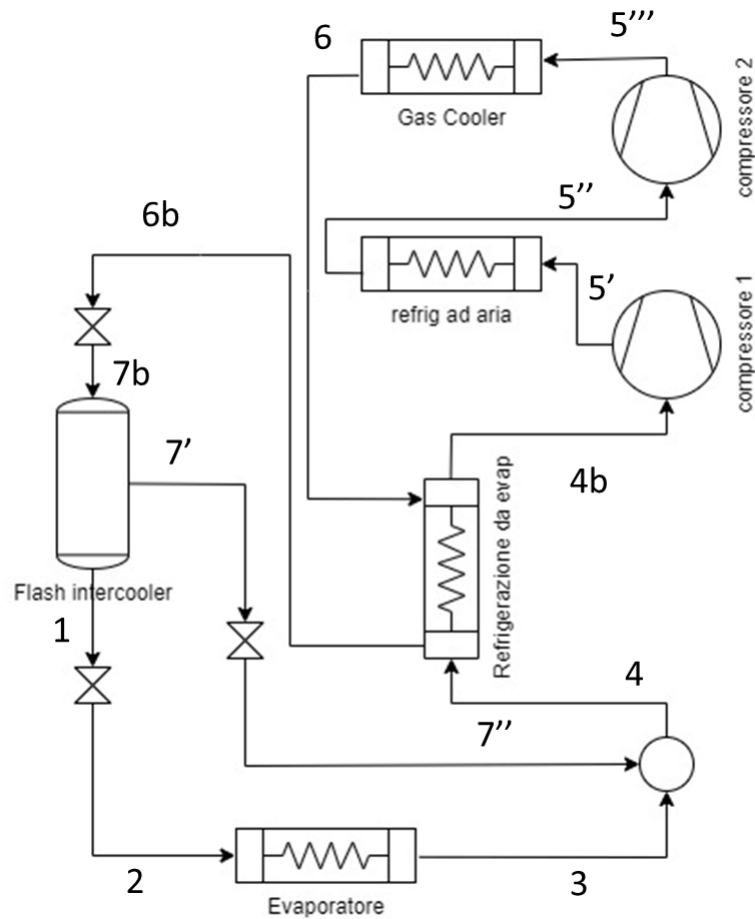


Figura 5.28: Schema di impianto modello 6

Scambio termico 4-4b Il punto 4b è univocamente definito come descritto in tabella (5.39):

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
4b	p	"evaporating pressure"	
		relazione 5.51	$T = f(p,h)$
	s		$s = f(p,h)$

Tabella 5.39: Parametri noti e calcolati del punto 4b

Prima compressione 4b-5' Questa compressione è analoga a quella vista nei modelli precedenti pertanto si riporta in questo paragrafo solo la tabella riassuntiva (tabella 5.40)

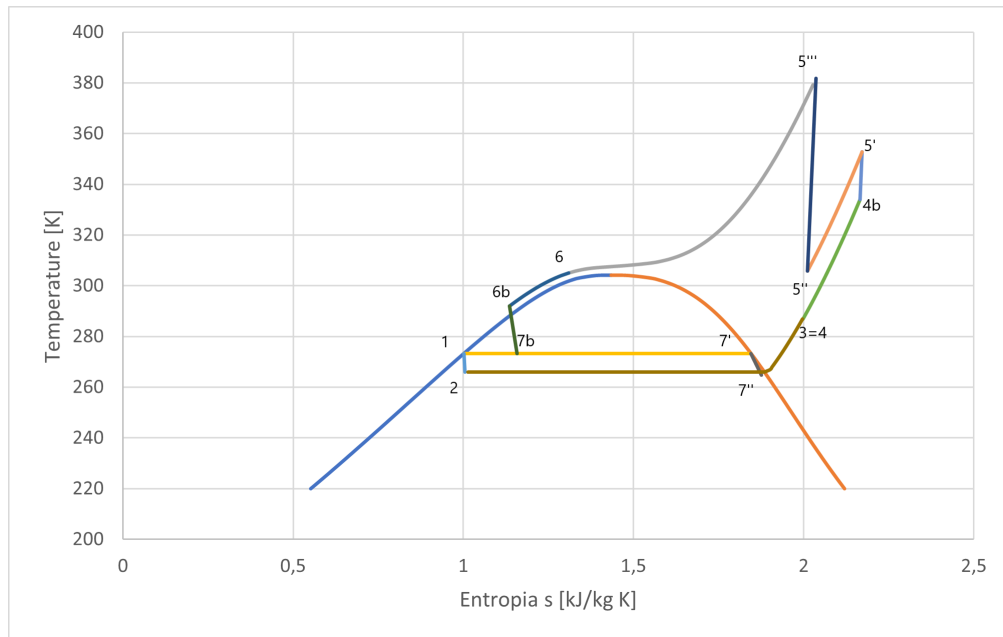


Figura 5.29: Diagramma $T - s$ modello 6

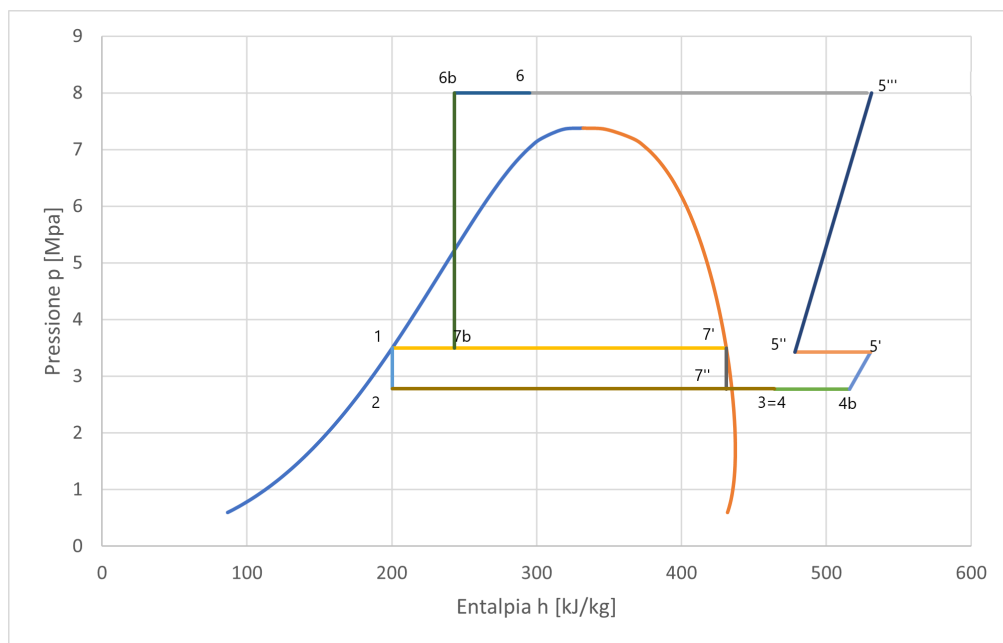


Figura 5.30: Diagramma $p - h$ modello 6

Seconda compressione 5''-5''' Questa compressione è analoga a quella vista nei modelli precedenti pertanto si riporta in questo paragrafo solo la tabella riassuntiva (tabella 5.40)

Scambio termico 5'-5'' Come nel modello 0, per il calcolo della disenergizzazione 5'-5'', si parte da un parametro fisso ovvero la differenza di temperatura fra l'aria esterna

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
$5'_{is}$	p	funzione obiettivo COP massimo	$T = f(s,P)$ $h = f(s,P)$
	s	$s = s_4b$	
5'	p	funzione obiettivo COP massimo	$T = f(p,h)$
	h	relazione 5.25	
	s		$s = f(p,h)$

Tabella 5.40: Parametri noti e calcolati del punto 5'

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
$5'_{is}$	p	funzione obiettivo COP massimo	$T = f(s,P)$ $h = f(s,P)$
	s	$s = s_4b$	
5''	p	funzione obiettivo COP massimo	$T = f(p,h)$
	h	relazione 5.25	
	s		$s = f(p,h)$

Tabella 5.41: Parametri noti e calcolati del punto 5''

(che viene utilizzata come fluido di servizio dello scambiatore) e la CO_2 in uscita dallo scambiatore; la differenza si definisce come $\Delta T_{pp} \text{ aria} - CO_2$ e la si impone, per motivi costruttivi e tecnologici, pari a 4 °C.

Partendo da questo assunto che ci definisce la temperatura e nota l'isobara della trasformazione del punto 5'' sono noti tutti i parametri (tabella 5.42).

Seconda compressione 5''-5''' L'approccio che si ha con la seconda compressione è lo stesso del modello precedente: partendo dai rendimenti adiabatici isoentropici è possibile calcolare il punto 5''' come riportato nella equazione (5.32). Nella tabella 5.43 è mostrato come sono ricavate tutte le grandezze caratteristiche del punto 5'''.

Calcolo del COP Nel modello 6 il Coefficiente di prestazione dell'impianto viene calcolato come:

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''	p	p funzione obiettivo COP massimo	
	T	$T = T_{ext} + 4$	h = f(T,p) s = f (T,p)

Tabella 5.42: Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5''

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''' _{is}	p	"gas cooler pressure"	T = f(s,P) h = f(s,P)
	s	$s = s_{5''}$	
5'''	p	"gas cooler pressure"	T = f(p,h)
	h	relazione 5.32	
	s		s = f(p,h)

Tabella 5.43: Parametri noti e calcolati della seconda compressione

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (5.55)$$

con

$$Q_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_4 - h_1) \quad (5.56)$$

$$W_{comp} = \dot{m}_{tot} [(h_{5'} - h_{4b}) + (h_{5'''} - h_{5''})] \quad (5.57)$$

5.3.9 Il modello 7

Questo modello è un mix di tutti quelli visti fino ad ora. Il fluido in uscita dagli evaporatori effettua un primo scambio termico per ridurre la temperatura in uscita dal gas cooler, dopodichè entra nella prima compressione effettua il miscelamento e prosegue verso la seconda compressione (figura 5.31).

Nella figura 5.29 è rappresentato il ciclo sul piano T-s mentre nella figura 5.30 nel piano p-h.

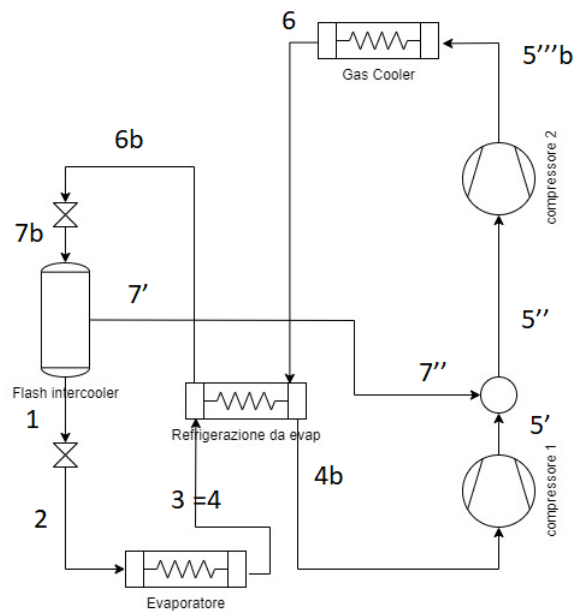


Figura 5.31: Schema di impianto modello 7

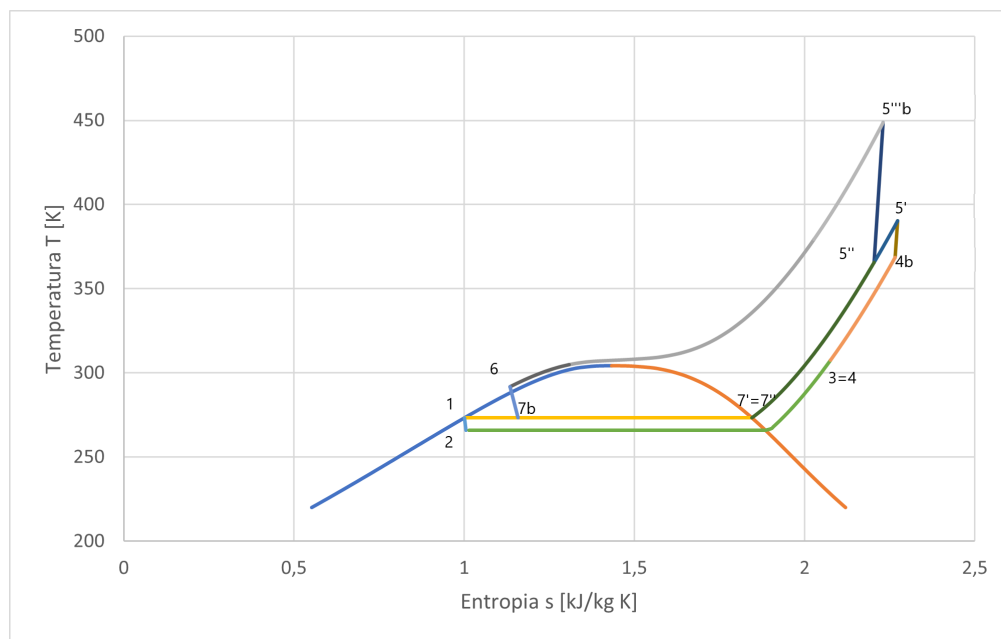


Figura 5.32: Diagramma $T - s$ modello 7

Tutte le relazioni termodinamiche utilizzate sono le stesse dei casi precedenti per tanto si riportano solo le tabelle dei casi che si differenziano dal modello sperimentale descritto all'inizio del capitolo.

Subcooling 6-6b Il punto 6b è univocamente definito come riportato nella tabella (5.44).

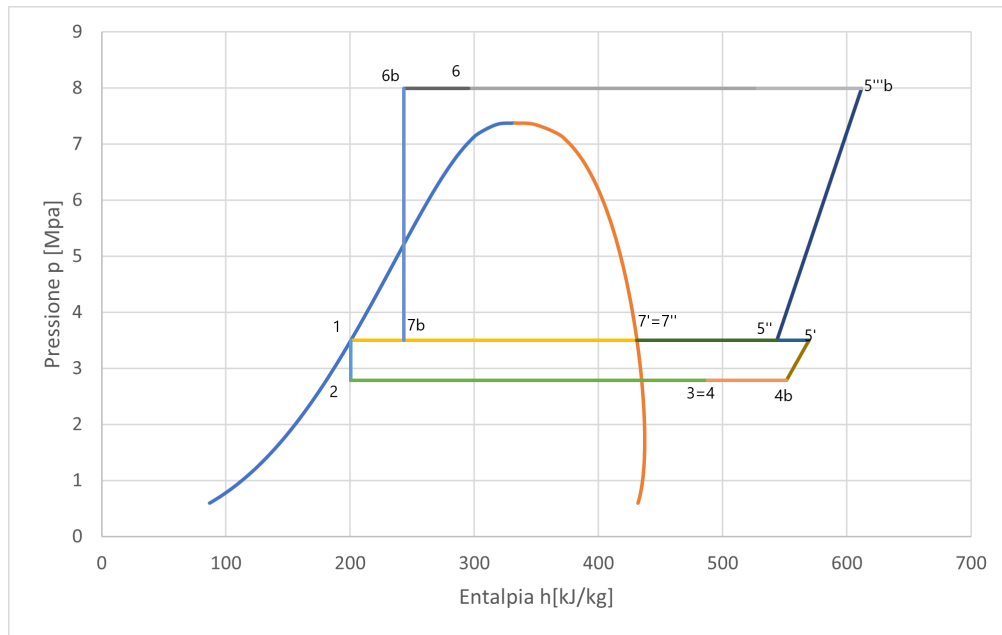


Figura 5.33: Diagramma p - h modello 7

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
6b	p	"gas cooler pressure"	
		relazione 5.49	$h = f(p, t)$
	s		$s = f(p, t)$

Tabella 5.44: Parametri noti e calcolati del subcooling

Scambio termico 4-4b Il punto 4b è univocamente definito come descritto in tabella (5.45):

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
4b	p	"evaporating pressure"	
		relazione 5.51	$T = f(p, h)$
	s		$s = f(p, h)$

Tabella 5.45: Parametri noti e calcolati del punto 4b

Prima compressione 4b-5' Questa compressione è analoga a quella vista nei modelli precedenti pertanto si riporta in questo paragrafo solo la tabella riassuntiva (tabella 5.46).

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5' _{is}	p	funzione obiettivo COP massimo	T = f(s,P) h = f(s,P)
	s	$s = s_4b$	
5'	p	funzione obiettivo COP massimo	T = f(p,h)
	h	relazione 5.25	
	s		s = f(p,h)

Tabella 5.46: Parametri noti e calcolati del punto 5'

Scambio termico 5'-5'' Come nel modello 0, per il calcolo della disenergizzazione 5'-5'', si parte da un parametro fisso ovvero la differenza di temperatura fra l'aria esterna (che viene utilizzata come fluido di servizio dello scambiatore) e la CO₂ in uscita dallo scambiatore; la differenza si definisce come $\Delta T_{pp} \text{ aria} - CO_2$ e la si impone, per motivi costruttivi e tecnologici, pari a 4 °C.

Partendo da questo assunto che ci definisce la temperatura e nota l'isobara della trasformazione del punto 5'' sono noti tutti i parametri (tabella 5.47).

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
5''	p	p funzione obiettivo COP massimo	
	T	$T = T_{ext} + 4$	h = f(T,p) s = f(T,p)

Tabella 5.47: Parametri noti e calcolati tramite software RefProp nella disenergizzazione 5'-5''

Seconda compressione 5''-5''' Questa compressione è analoga a quella vista nei modelli precedenti pertanto si riporta in questo paragrafo solo la tabella riassuntiva (tabella 5.48)

Seconda compressione 5''-5''' L'approccio che si ha con la seconda compressione è lo stesso del modello precedente: partendo dai rendimenti adiabatici isoentropici è possibile calcolare il punto 5''' come riportato nella equazione (5.32). Nella tabella 5.49 è mostrato come sono ricavate tutte le grandezze caratteristiche del punto 5'''.

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
$5''_{is}$	p	funzione obiettivo COP massimo	$T = f(s,P)$ $h = f(s,P)$
	s	$s = s_{4b}$	
$5''$	p	funzione obiettivo COP massimo	$T = f(p,h)$
	h	relazione 5.25	
	s		$s = f(p,h)$

Tabella 5.48: Parametri noti e calcolati del punto $5''$

Punto	Dati calcolati o acquisiti	Nome parametro di acquisizione o metodo di calcolo	Dati calcolati tramite RefProp
$5'''_{is}$	p	"gas cooler pressure"	$T = f(s,P)$ $h = f(s,P)$
	s	$s = s_{5''}$	
$5'''$	p	"gas cooler pressure"	$T = f(p,h)$
	h	relazione 5.32	
	s		$s = f(p,h)$

Tabella 5.49: Parametri noti e calcolati della seconda compressione

Calcolo del COP Nel modello 7 il Coefficiente di prestazione dell'impianto viene calcolato come:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (5.58)$$

con

$$Q_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_4 - h_1) \quad (5.59)$$

$$W_{comp} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_{5'} - h_{4b}) + \dot{m}_{tot} [(h_{5'''b} - h_{5''})] \quad (5.60)$$

5.4 Confronto fra le differenti configurazioni

Per poter comprendere quale degli 8 modelli risulta essere il più vantaggioso si è effettuato il confronto di differenti prove sperimentali. Per semplicità e chiarezza sono state scelte solo 3 misure in subcritico e 2 in transcritico. Nelle tabelle 5.50 e 5.51 sono riportate le misure sperimentali con i rispettivi COP al variare del modello.

In subcritico i modelli più efficienti sono il 4, il 2 e il 6 in questo preciso ordine. Questo avviene perché in subcritico la presenza del subcooling influenza relativamente l'impianto; ci si trova già ad operare a ridosso della curva del liquido saturo e quindi il titolo del punto 7 si riduce meno rispetto alle condizioni transcritiche. In transcritico, quindi, il subcooling riesce ad aumentare notevolmente le prestazioni dell'impianto. Nel caso a 29°C (tabella 5.51) il COP passa da 2.43 a 3.17, un aumento del 30.4%.

Come visibile dalla figura 5.34 pur modificando l'impianto il COP resta più alto a valori più bassi, ma si nota come i modelli 4 e 6 siano quelli più vantaggiosi. Resta, infatti, che pur con tutte le modifiche di impianto il COP nel modello 6 a 29 °C è inferiore al modello base con temperatura esterna di 16 °C, abbiamo infatti un COP massimo nel modello 6 a $T_{ext} = 29^\circ\text{C}$ pari a 3.17 mentre nel modello base a $T_{ext} = 16^\circ\text{C}$ il COP era pari a 3,42.

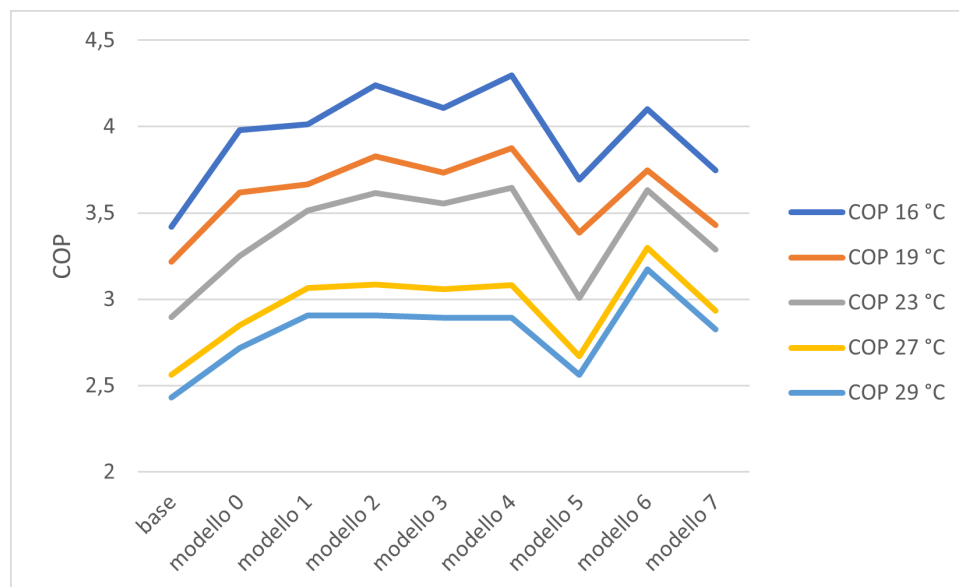


Figura 5.34: Andamento del COP al variare della temperatura esterna e del modello

Nella figura 5.35 è ben visibile come sia il lavoro di compressione quello che influenza maggiormente il COP, infatti i modelli 4 e 6 sono quelli a w minore.

Nella scelta della soluzione impiantistica migliore si deve anche prendere in considerazione la complessità tecnologica; senza ombra di dubbio gli ultimi modelli sono quelli che hanno una complessità tale per la quale, nella scelta fra la soluzione 4 e la 6 si potrebbe optare per la prima poiché molto meno dispendiosa. Ovviamente questa scelta necessiterebbe di ulteriori

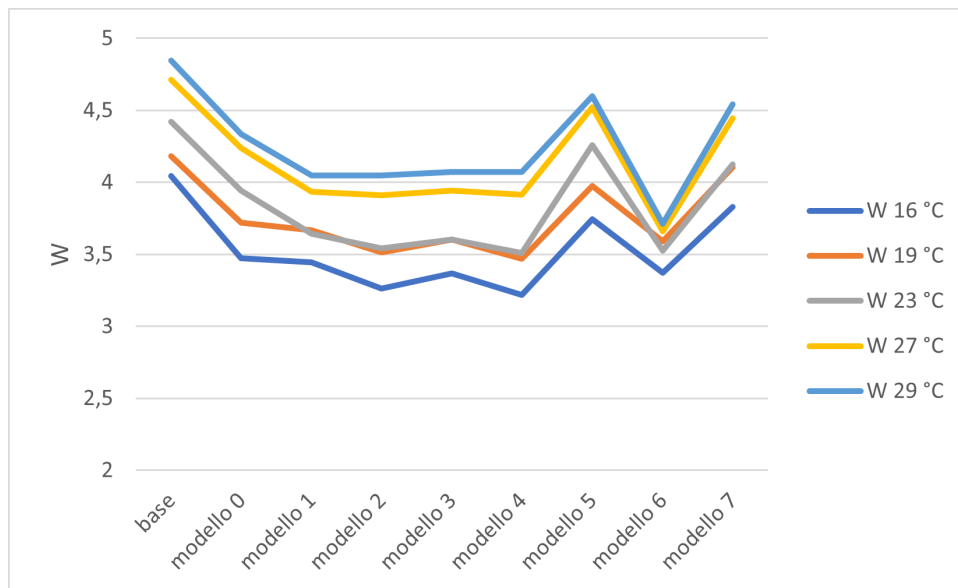


Figura 5.35: Andamento del W al variare della temperatura esterna e del modello

approfondimenti in termini economici ed è anche fondamentale studiare la location dove l'impianto verrà realizzato: essendo così legato alla temperatura esterna non è necessario optare per impianti complessi quando la temperatura esterna dell'ambiente non raggiunge mai temperature elevate, viceversa, in zone calde, la maggiore complessità impiantistica potrebbe essere giustificata dal beneficio in termini di efficienza energetica.

T_{ext}	modello	COP
16	base	3.42
	0	3.98
	1	4.01
	2	4.24
	3	4.11
	4	4.30
	5	3.70
	6	4.10
19	base	3.22
	0	3.62
	1	3.67
	2	3.83
	3	3.73
	4	3.88
	5	3.38
	6	3.75
23	base	2.90
	0	3.25
	1	3.51
	2	3.61
	3	3.55
	4	3.64
	5	3.00
	6	3.63
	7	3.30

Tabella 5.50: Andamento del COP al variare della temperatura esterna e del modello, misure in subcritico

T_{ext}	modello	COP
27	base	2.56
	0	2.85
	1	3.06
	2	3.08
	3	3.06
	4	3.08
	5	2.67
	6	3.30
29	base	2.43
	0	2.72
	1	2.91
	2	2.91
	3	2.89
	4	2.89
	5	2.56
	6	3.17
	7	2.82

Tabella 5.51: Andamento del COP al variare della temperatura esterna e del modello, misure in transcritico

Capitolo 6

La modellazione GT-Suite della centrale EPTA

In questo capitolo si entra nel dettaglio della modellazione dell'impianto in esame tramite software GT-Suite, in particolare si descrive ogni singola componente e se ne analizza il comportamento.

Una volta che l'impianto è completamente descritto dal software, il modello virtuale permette di effettuare simulazioni del funzionamento reale supportando la sperimentazione e la prototipazione. Questo consente di simulare modifiche di impianto con componenti anche costosi con un pochissimo dispendio di tempo e denaro.

6.1 Il software GT-Suite

La piattaforma utilizzata è quella GT-Suite, software multiphysics CAE della Gamma Technologies. È uno strumento di simulazione rivolto ad una vasta gamma di applicazioni (fluidodinamica, gestione delle problematiche termiche, meccanica dei corpi, sistemi di propulsione, sistemi integrati), le quali possono essere modellate in ambienti 0-D, 1-D e 3-D.

Il software mette a disposizione numerose librerie da cui poter selezionare ed estrarre i componenti per la realizzazione del modello virtuale. Ogni oggetto presente in libreria richiede dei dati di input per essere utilizzato; oltre alla definizione della geometria (diametro, lunghezza curvatura), sono fondamentali i dati sperimentali o di letteratura, che sono utilizzati per validare il modello, in modo che questo possa riprodurre effettivamente il comportamento reale. Per la costruzione del modello di un singolo componente bisogna quindi seguire tre passaggi fondamentali:

1. Costruzione del modello fisico (termo-fluo-dinamico), nel nostro caso il modello riproduce fisicamente il layout impiantistico;

2. Calibrazione del modello con parametri specifici;
3. Validazione del comportamento del modello con dati esterni (sperimentali, letteratura, etc.).

Nel caso di studio la validazione è stata effettuata solo del componente più complesso, il serbatoio, si è proseguito poi a ricreare tutto il layout di impianto e si è lasciata ad una sperimentazione futura (supportata da maggiori dati sperimentali) la validazione dell'intero modello.

6.1.1 Le equazioni alla base del software

Il codice di calcolo si basa sulla risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes che esprimono la conservazione della portata, della quantità di moto e dell'energia, applicata a condotti monodimensionali. La loro soluzione fornisce il campo di moto del fluido, da cui è poi possibile risalire a tutte le altre grandezze che caratterizzano il flusso. Queste equazioni sono scritte con un approccio monodimensionale, assumendo quindi un valore uniforme per tutte le quantità nella sezione trasversale alla dimensione caratteristica del condotto (la sua lunghezza). Il modello fluidodinamico viene risolto mediante una preliminare discretizzazione lineare del condotto. L'intero sistema viene quindi suddiviso in piccoli volumi in contatto tra loro, che racchiudono le porzioni di fluido; ogni condotto è diviso in uno o più volumi, mentre ogni punto di diramazione del flusso è rappresentato da un singolo volume. Le quantità scalari (pressione, temperatura, densità, energia interna, ecc.) si assumono uniformi all'interno di ciascun volume, mentre le grandezze vettoriali (velocità, portata massica, ecc.) sono calcolate su ogni interfaccia. Questo tipo di discretizzazione è definito a griglia sfalsata ed è visibile in figura 6.1.

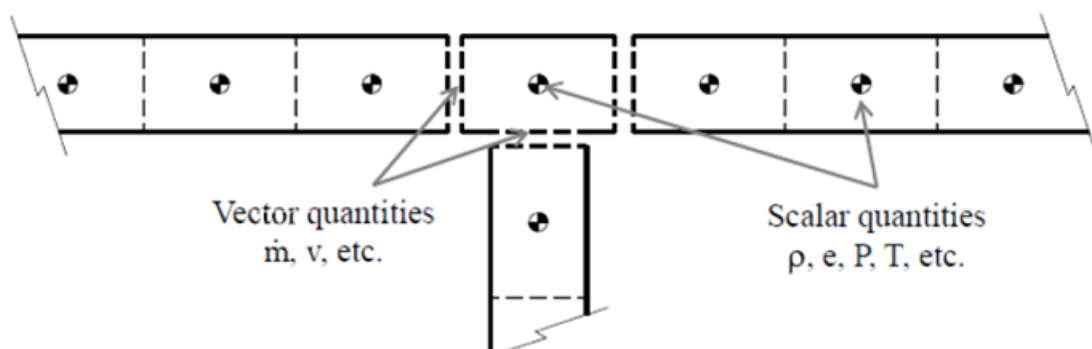


Figura 6.1: Discretizzazione spaziale a "griglia sfalsata"

6.2 Il serbatoio separatore

Come visto nel paragrafo 3.1.1 il serbatoio separatore è caratterizzato da 3 condotti: uno di input, attraverso il quale l'anidride carbonica giunge al serbatoio a seguito della laminazione della valvola di alta pressione, e due di output. Il primo permette la fuoriuscita del vapore che viene inviato ad una valvola di laminazione subito prima del miscelamento con il fluido proveniente dagli evaporatori; il secondo condotto conduce la fase liquida ad un'ulteriore valvola di laminazione che conduce il fluido agli evaporatori.

Questa componente era quella di cui si sono trovate meno informazioni sia sui report tecnici che in letteratura, pertanto il lavoro ha richiesto un'analisi molto dettagliata delle componenti in libreria. È stato scelto dalla libreria il *Phase Separator Refrig* riportato in figura 6.2, che meglio descrive l'elemento dell'impianto sperimentale.

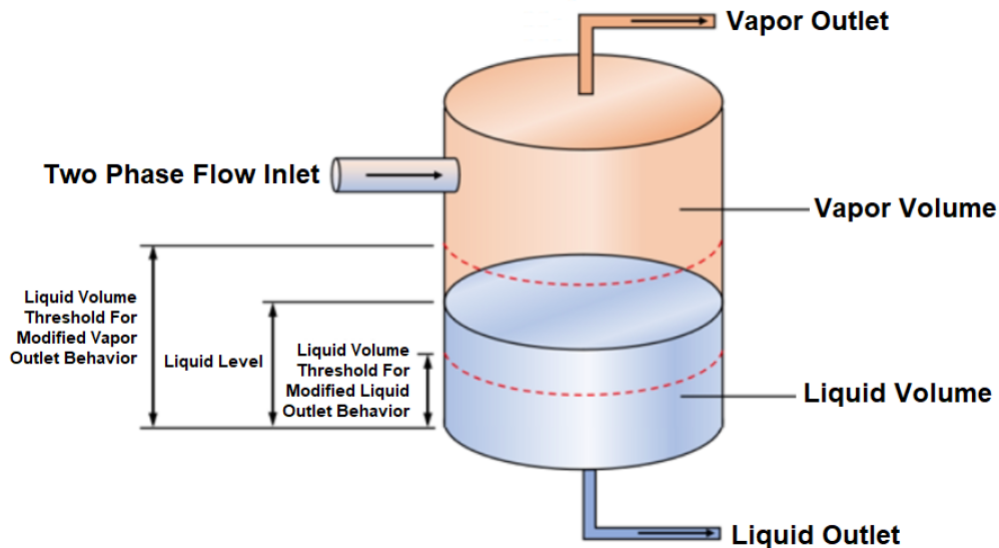


Figura 6.2: Refrigerant Phase Separator [18]

Per effettuare la modellazione sono richieste due soglie:

- la soglia LVF di volume liquido (su volume totale) per cui si avrebbe aspirazione, e perciò miscelazione, di liquido e vapore nel condotto del flash gas. La LVF è definita come il rapporto fra il volume di liquido e la somma di quest'ultimo con quello di vapore:

$$LVF = \frac{V_{liquid}}{V_{liquid} + V_{vapour}} \quad (6.1)$$

- la soglia per cui si avrebbe mescolamento nel secondo condotto destinato agli evaporatori.

Nel caso una delle due soglie, o entrambe vengano raggiunte sono possibili due alternative:

- ridurre il flusso attraverso l'orifizio mantenendo la fase desiderata in uscita dai due condotti: liquida verso gli evaporatori e vapore verso i compressori;
- permettere alla miscela liquido - vapore di evolvere nei condotti di output mantenendo la portata iniziale.

Dopo un'attenta analisi delle diverse impostazioni, confrontando i risultati con i dati sperimentali, si è optato per selezionare la prima opzione che, seppur meno realistica, è valida per lo studio in esame. Nella seconda opzione si è osservato che la distribuzione delle portate non rispettava il titolo osservato sperimentalmente infatti, se la frazione di volume di liquido è inferiore alla soglia proposta, si ha un mescolamento e una portata agli evaporatori maggiore e una portata al flash gas inferiore. Il valore delle soglie impostate sono 95% per il lato vapore e 5% per il liquido diretto agli evaporatori.

Un'ulteriore scelta nella modellazione riguarda il ritorno di fluido, questa condizione, a valle delle osservazioni sperimentali, è stata preclusa. Ultima impostazione del componente in esame è stata che il serbatoio è assunto automaticamente adiabatico dal software.

Per poter al meglio comprendere il funzionamento del serbatoio si è scelto di estrapolarlo dal modello completo e validarlo rispetto al comportamento del componente reale. Il componente richiede i seguenti parametri:

- informazioni in input al serbatoio: portata massica totale, titolo di vapore e tipo di fluido
- output in fase liquida: pressione e temperatura in uscita in fase liquida
- output in fase vapore: pressione e temperatura in uscita fase vapore

Lo schema del modello è riportato in figura 6.3

Le grandezze di interesse nell'individuare il comportamento del componente sono:

- Q (Quality): il titolo di vapore all'interno del serbatoio definito come il rapporto fra la massa di vapore e la massa totale nel serbatoio (per evitare ambiguità chiameremo quality il titolo all'interno del serbatoio e titolo quello impostato in input di modello). Questo valore è funzione del titolo impostato in input, della portata massica e delle dimensioni del serbatoio;
- LFV: la frazione di volume di liquido all'interno del serbatoio espressa in percentuale;
- P: la pressione media all'interno del serbatoio.

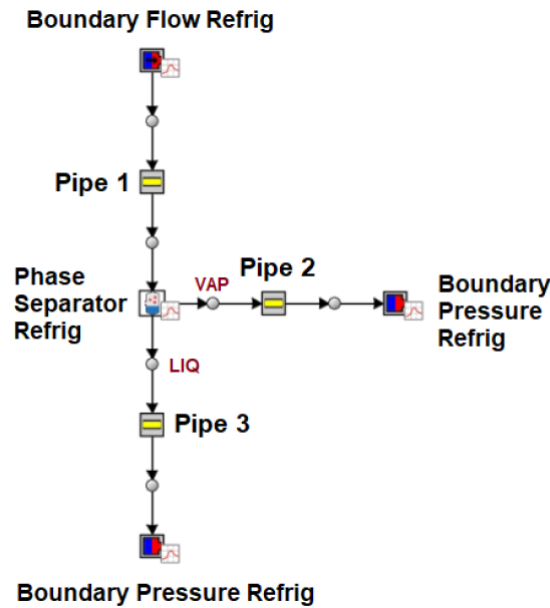


Figura 6.3: Modello virtuale implementato sul software

Dalle numerose simulazioni si nota che il quality, in condizioni stazionarie, si discosta dal titolo, questo perché, come visto in precedenza, il serbatoio ha il duplice compito: separare e accumulare. Questo significa che il quality è diverso dal titolo perché avviene un accumulo interno e quindi va ad indicare l'accumulo che si ha nel serbatoio non la fase del fluido all'interno dello stesso. Nella figura 6.4 è rappresentata la relazione che vi è fra tutti i parametri in gioco: quality, titolo e portata di input. Si osserva che, a parità di titolo, all'aumentare della portata totale, il quality si riduce. Quanto più il titolo è basso, tanto più la riduzione del quality è marcata.

Ad una diminuzione del quality (conseguente dell'aumento della portata in ingresso) si ha un incremento dell'altezza di liquido nel serbatoio (LVF) necessaria per ospitare il liquido in eccesso (figura 6.5).

Anche il valore della pressione è legato al titolo e alla portata totale: all'aumentare della portata, a parità di titolo, si verifica un incremento della pressione dovuto all'aumento della frazione di volume liquido (figura 6.6).

6.2.1 Analisi variando i parametri dell'impianto

Per comprendere al meglio la dinamica del componente e validare il modello sono state fatte numerose analisi, in particolare sono risultate molto esaustive quelle al variare delle dimensioni del serbatoio.

Ad un aumento del volume si va a favorire l'evaporazione, di conseguenza il quality interno al serbatoio (che indica la quantità di vapore) aumenta: come si evince dalla figura

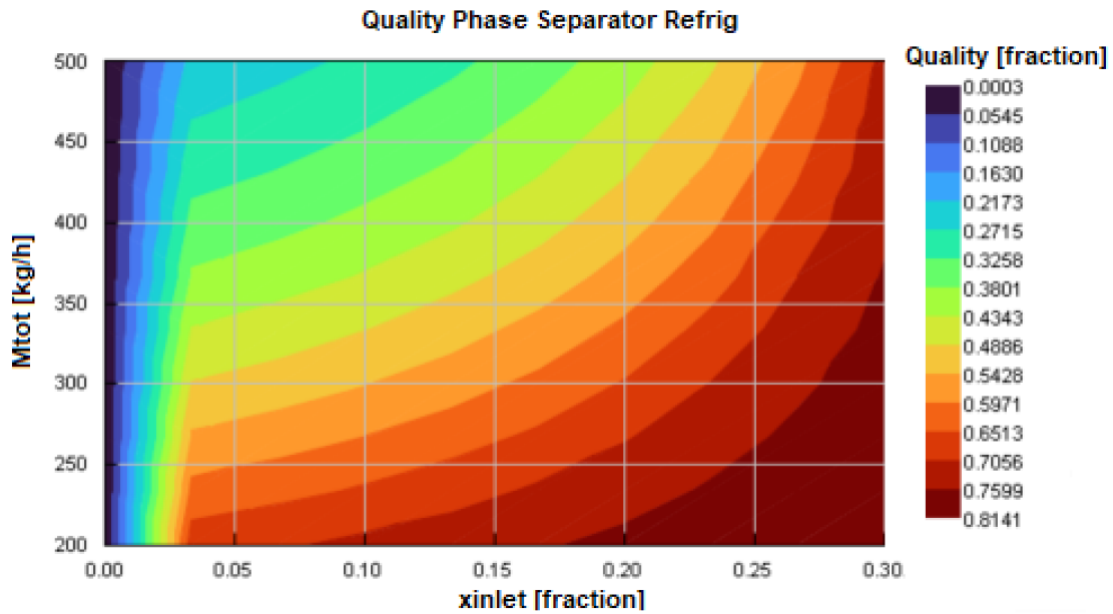


Figura 6.4: Quality in relazione al titolo e alla portata. L'asse delle ascisse identifica il titolo in ingresso (x_{inlet}), l'ordinata la portata totale in kg/h e il colore identifica il quality.

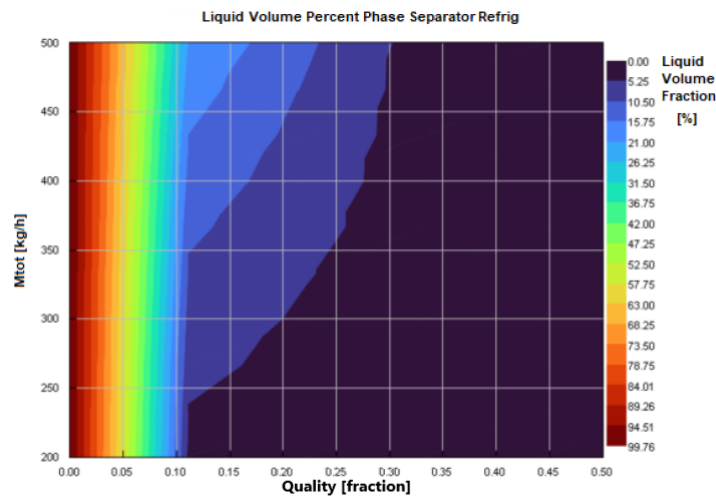


Figura 6.5: LVF in relazione al titolo e alla portata. L'asse delle ascisse identifica quality, l'ordinata la portata totale in kg/h e il colore identifica il LVF.

6.7 al crescere del volume del serbatoio (a parità di portata) il quality aumenta, mentre diminuisce al crescere della portata (a parità di volume).

Riducendo le dimensioni del serbatoio, invece, si ha una riduzione del quality poiché aumenta la frazione del volume liquido all'interno dello stesso. In figura 6.8 si può notare che la frazione di volume liquido diminuisce al crescere del volume (a parità di portata) e aumenta al crescere della portata a parità di volume.

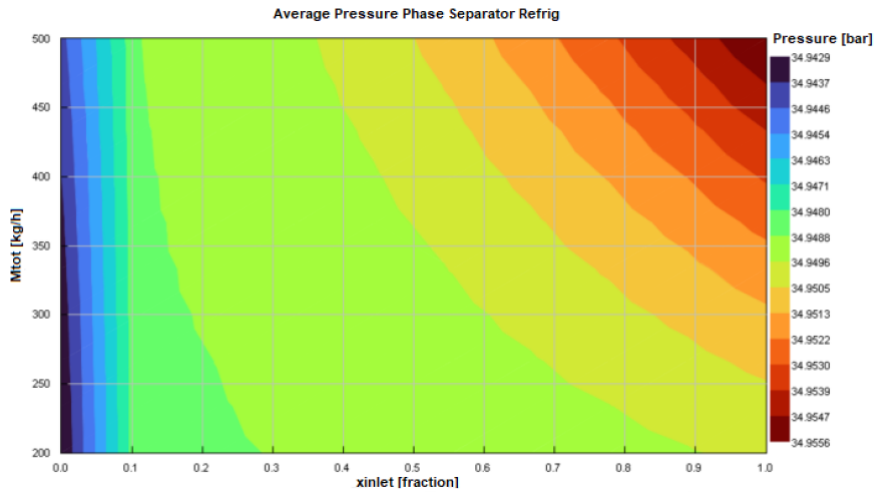


Figura 6.6: Pressione in relazione al titolo e alla portata. L'asse delle ascisse identifica il titolo in ingresso (x_{inlet}), l'ordinata la portata totale in kg/h e il colore identifica la pressione.

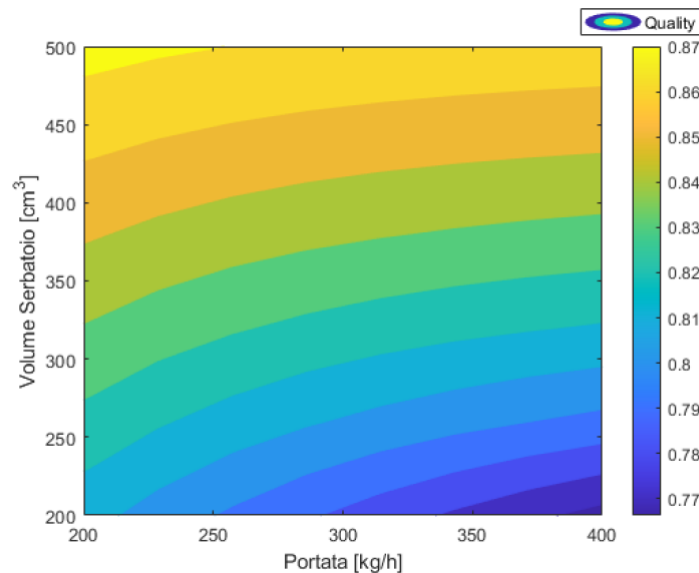


Figura 6.7: Quality in funzione del volume e della portata totale

6.3 Il compressore

Il template usato per descrivere questo componente è chiamato *"VarDispComprefrig"*. Questo componente è adatto per applicazioni come quelle in esame in particolare per sistemi di refrigerazione. La schematizzazione che il software dà a questa componente è quella riportata nella figura 6.9.

Il dato, che va ripetuto in ogni componente, riguarda il tipo di fluido di processo che è appunto l'anidride carbonica.

I primi dati da imporre sono quelli del "imposed compressor displacement" e "compressor

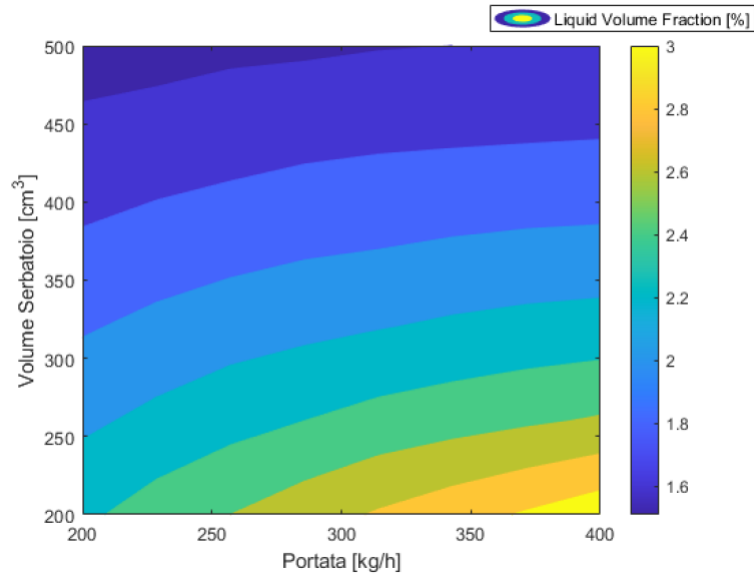


Figura 6.8: LVF in funzione del volume e della portata totale

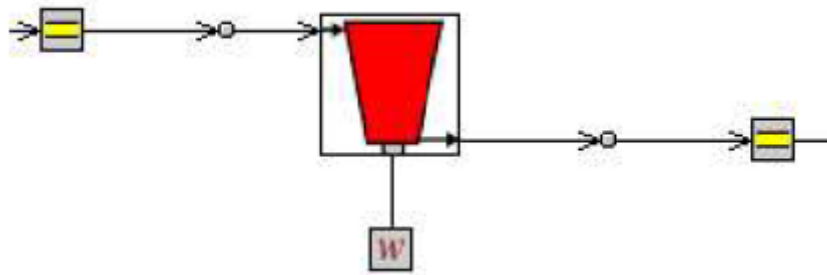


Figura 6.9: Schema del compressore

maximum displacement" che sono stati desunti dalle schede tecniche del compressore e sono uguali a 105859 cm^3 . Successivamente si è passati a definire la mappa del compressore (figura 6.10) andando ad inserire i dati di diverse misure in particolare:

- velocità del compressore in RPM
- portata elaborata in kg/s
- pressione di aspirazione in MPa
- temperatura di aspirazione in °C
- pressione di mandata in MPa
- temperatura di mandata in °C

- potenza totale assorbita in kW

Tutti dati acquisiti o facilmente ricavabili dai dati sperimentali.

Attri...	Compressor Speed	Mass Flow Rate	Suction Pressure	Suction Temperature	Discharge Pressure	Discharge Temperature	Total Shaft Power Input
	RPM	kg/s	MPa	C	MPa	C	kW
1	1450.0	0.071262	2.585366	284.3939	7.039024	370.9549	4.299019
2	1450.0	0.07319	2.61707	285.052	7.22195	372.613	4.44738
3	1450.0	0.07597	2.77317	286.906	7.99512	379.271	4.84727
4	1450.0	0.07142	2.53170	281.393	6.41463	361.589	4.00418
5	1450.0	0.07322	2.61463	285.15	7.21707	372.784	4.45674
6	1450.0	0.07322	2.61463	285.15	7.21707	372.784	4.45674
7	1450.0	0.07348	2.62682	285.15	7.33902	373.393	4.47654
8	1450.0	0.07501	2.67804	285.345	7.48780	374.515	4.63489
9	1450.0	0.07529	2.7	286.15	7.61951	375.906	4.66639
10	1450.0	0.07491	2.71463	286.15	7.70487	376.784	4.69739
11	1450.0	0.07551	2.73414	286.15	7.82682	377.662	4.77611
12	1450.0	0.07608	2.73902	286.540	7.91951	378.930	4.85692
13	1450.0	0.07510	2.76829	287.101	8.05609	379.881	4.79580
14	1450.0	0.07502	2.77073	287.101	8.15853	381.198	4.86846
15	1450.0	0.07538	2.79512	287.15	8.27804	382.223	4.95201
16	1450.0	0.07530	2.79512	287.198	8.43170	384.174	5.05426
17	1450.0	0.07484	2.80243	287.491	8.51463	385.296	5.07293
18	1450.0	0.07418	2.80487	287.589	8.57073	385.784	5.04086
19	1450.0	0.07420	2.81463	287.710	8.65365	386.271	5.04774
20	1450.0	0.07435	2.81951	288.101	8.83170	387.979	5.10606
21	1450.0	0.07459	2.81951	288.15	8.88048	388.979	5.19217
22	1450.0	0.07435	2.81707	288.15	8.83414	388.881	5.18661
23	1450.0	0.07364	2.82682	288.15	8.88780	389.101	5.14265
24	1450.0	0.07360	2.81707	288.15	8.83658	389.003	5.14478
25	1450.0	0.07350	2.80243	288.15	8.74146	388.467	5.11697

Figura 6.10: Interfaccia del software nella quale si definisce la mappa del compressore

Nella seconda schermata di impostazione si è definito il tipo di compressore, il software permetteva due opzioni: radial e positive displacement; visto il tipo di compressore in uso nell'impianto si è optato per la seconda scelta.

6.4 Il gas cooler

Il gas cooler è composto da due separate componenti un "*HxOldMain*" e un "*HxOldSecondary*" dove il main indica il lato principale, nel nostro caso quello dove transita l'anidride carbonica, mentre il secondary identifica il lato dove transita l'aria. Nella figura 6.11 è riportato lo schema di come il software riproduce lo scambiatore di calore, nella parte bassa c'è il Main dove transita la CO_2 , mentre nella parte alta il secondary.

L'elaborazione del gas cooler passa attraverso la definizione della sua geometria che viene fatta nella scheda riportata nella figura 6.12:

- Nell'Heat Exchanger Geometry Object si definisce la geometria;

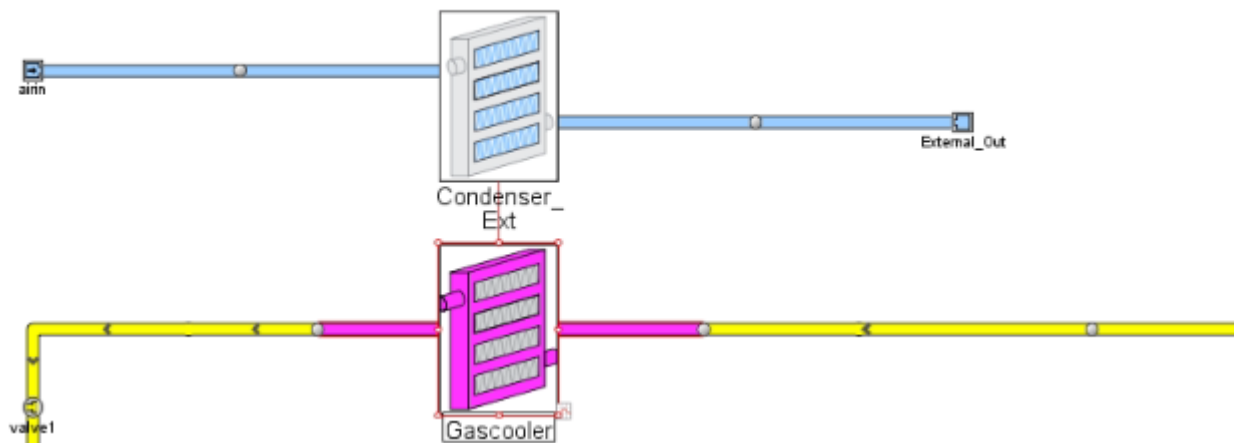


Figura 6.11: Schema del gascooler

- Nell'Heat Trasfert Data Object si definiscono le correlazioni per il coefficiente di scambio termico;
- Nel Main (Internal) Pressure Drop Data Object si definisce la caduta di pressione lato freddo (ovvero lato fluido refrigerante);
- Nel Secondary (External) Pressure Drop Data Object si definisce la caduta di pressione lato caldo (ovvero lato aria).

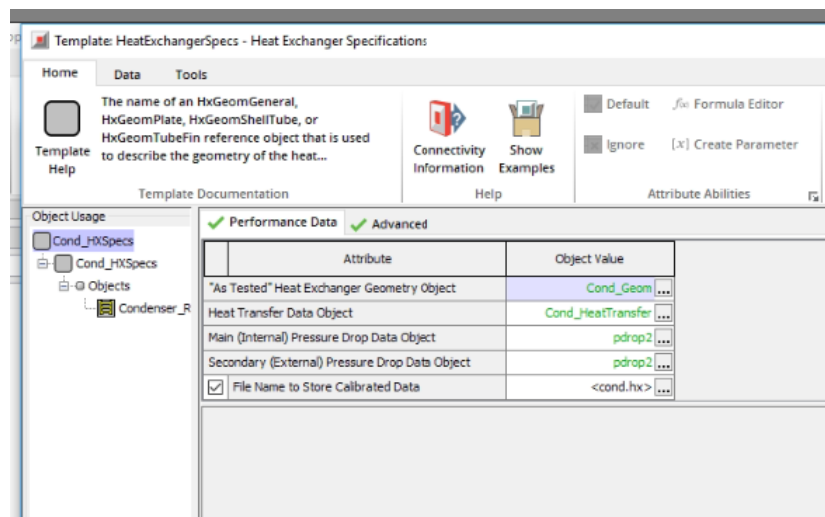


Figura 6.12: Interfaccia del software nella quale si definisce la geometria dello scambiatore

Grazie alle nozioni tecniche che si sono acquisite sul gas cooler è stato possibile schematizzare lo stesso all'interno del software come segue (le lettere fanno riferimento alla figura 6.13):

- height (H) 350 mm;
- width (W) 601 mm;
- total heat exchanger depth (D) 15 mm;
- inlet connection diameter (D_{m1}) 15 mm;
- outlet connection diameter (D_{m2}) 10 mm;
- dry mass of tube and fin material 1 kg.

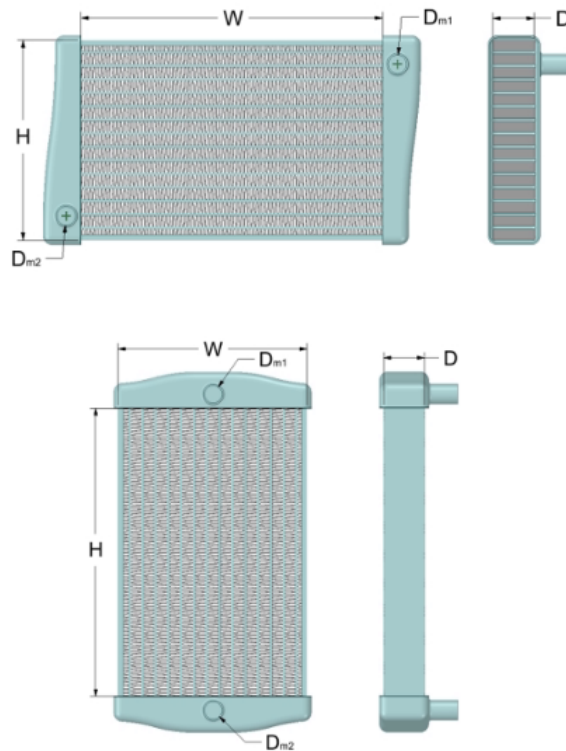


Figura 6.13: Caratteristiche richieste dal software per definire lo scambiatore: dimensioni orizzontali e verticali dello scambiatore

Successivamente sono state definite le correlazioni predittive dello scambio termico. Si fa riferimento a delle relazioni già presenti nel software e disponibili in letteratura, queste sono distinte in base al tipo di scambiatore di calore, di fluido, allo stato fisico e al tipo di trasformazione termodinamica che avviene durante lo scambio termico.

Nella tabella 6.1 sono riportate le relazioni utilizzate nel main. In particolare di seguito si entra nello specifico delle relazioni:

- **fluido in fase liquida:** si è scelta la relazione *Dittus-Boelter*[88] dove il coefficiente di scambio termico h è definito dalla seguente equazione:

$$h = 0.023 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.3} \frac{k}{D} \quad (6.2)$$

valida per $L/D \geq 10$, $0.6 \leq Pr \leq 160$ e $Re \geq 10000$. Questa relazione è poco accurata quando la differenza fra i due fluidi è elevata, ma poiché per costruzione la temperatura in uscita al gas cooler sarà solo di 3 gradi superiore a quella ambiente la si ritiene valida e sufficientemente accurata per l'applicazione in analisi.

- **fluido in fase vapore:** si è scelta la relazione di *Dittus-Boelter* [88] dove il coefficiente di scambio termico h è definito dalla relazione precedente 6.2.
- **fluido bifase in condensazione:** in questo caso, visto il tipo di scambiatore, è consigliata la relazione *Tube, Shah, 1979* [89]. In questo caso il coefficiente di scambio termico h è dato dalla seguente relazione:

$$h = Nu_l \left((1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr_d^{0.38}} \right) \frac{k_l}{D} \quad (6.3)$$

con $Nu_l = 0.023 \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4}$ e valida per: $0.002 < Pr_d < 0.44$; $0 < x < 1$; $10.8 \frac{kg}{m^2s} < G < 1599 \frac{kg}{m^2s}$; $Re_l > 350$; $Pr_l > 0.5$.

- **fluido bifase in evaporazione:** in questo caso, visto il tipo di scambiatore, è consigliata la relazione *vertical tube, Shah, 1982* [90]. Il valore del coefficiente di scambio termico viene definito in base al valore del coefficiente N :

– se $N > 1$ h è il valore massimo fra h_{nb} e h_{cb}

$$h_{nb} = 230 \cdot Bo^{0.5} h_{lo} \quad (6.4)$$

con $Bo > 0.3 \times 10^{-4}$, altrimenti

$$h_{nb} = (1 + 46 \cdot Bo^{0.5}) h_{lo} \quad (6.5)$$

con $Bo < 0.3 \times 10^{-4}$ mentre

$$h_{cb} = \frac{1.8}{N^{0.8}} h_{lo} \quad (6.6)$$

– se $0.1 < N \leq 1$ h è il valore massimo fra h_{bs} e h_{cb}

$$h_{bs} = F \cdot Bo^{0.5} e^{(2.74N^{0.1})} h_{lo} \quad (6.7)$$

– se $N \leq 0.1$ h è il valore massimo fra h_{bs} e h_{cb}

$$h_{bs} = F \cdot Bo^{0.5} e^{(2.74N^{0.15})} h_{lo} \quad (6.8)$$

Il coefficiente F è dipendente dal numero di Boiling:

- * se $Bo \geq 11 \times 10^{-4}$ allora $F = 14.7$
- * se $Bo < 11 \times 10^{-4}$ allora $F = 15.43$

Il coefficiente di scambio termico h_{lo} è calcolato con la relazione 6.2.

- **fluido in singola fase supercritica:** si è scelta la relazione di *Dittus Boelter* e il coefficiente di scambio termico è definito dalla relazione 6.2 vista in precedenza.

fluido in fase liquida	Dittus-Boelter
fluido in fase vapore	Dittus-Boelter
fluido bifase in condensazione	Tube, Shah, 1979
fluido bifase in evaporazione	Vertical Tube, Shah, 1982
fluido in singola fase supercritica	Dittus-Boelter

Tabella 6.1: Quadro riassuntivo delle correlazioni predittive utilizzate nel modello

Il secondary è l'elemento che descrive lo scambio termico con il fluido di servizio (in questo caso aria), trovandoci in una situazione di singola fase e in particolare di flussi di aria si usa la relazione di *Dittus-Boelter*:

$$N_u = 0.023 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (6.9)$$

valida per $L/D \geq 10$, $0.6 \leq Pr \leq 160$ e $Re \geq 10000$.

Per il secondary si vanno a definire le condizioni iniziali: pressione e temperatura in ingresso che sono rispettivamente la pressione e la temperatura ambiente.

6.5 Gli evaporatori

Gli evaporatori sono due componenti impiantistiche uguali. A livello modellistico sono costituite da due elementi analoghi al gas cooler. Come visibile dalla figura 6.14 lo schema è lo stesso visto in precedenza per il gas cooler: main e secondary.

In questo caso la geometria da dare come input al software è differente poiché si tratta di uno scambiatore a piastre. Nell'immagine 6.15 sono riportate le caratteristiche necessarie per definire sul software il componente, nel nostro caso sono stati usati i seguenti dati:

- plate length (L) 370.7 mm;
- plate width (W) 78.7 mm;
- plate wall thickness (t) 3.6 mm;

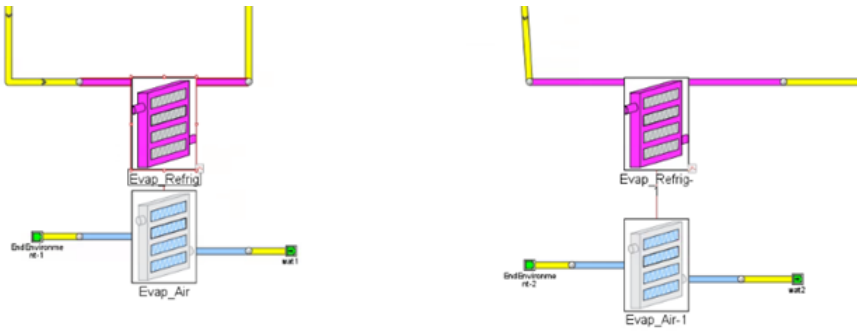


Figura 6.14: Schema dei due evaporatori

- connection diameter: main (D_m) 19.4 mm;
- connection diameter: secondary (D_s) 19.4;
- dry mass of plate material 0.128 kg.

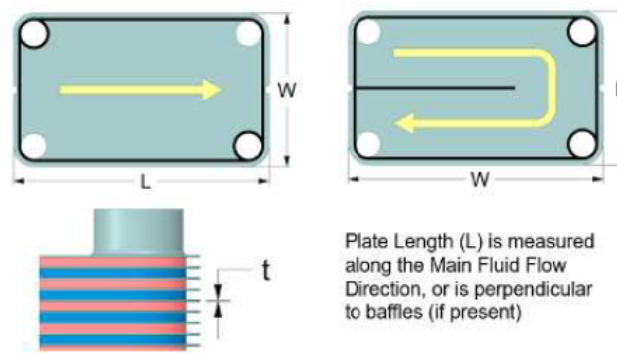


Figura 6.15: Caratteristiche richieste dal software per definire lo scambiatore

Successivamente sono state definite le correlazioni predittive dello scambio termico. Anche in questo caso si fa riferimento alle relazioni presenti nel software e disponibili in letteratura. Nella tabella 6.2 sono riportate tutte le relazioni usate nel main. Si tralascia la trattazione di ogni singola relazione poichè sono le stesse trattate nel paragrafo precedente.

Nel secondary, lavorando con un fluido che può avere il passaggio di stato, si utilizzano diverse relazioni riportate nella tabella 6.3. Anche in questo caso, essendo le stesse relazioni del paragrafo precedente, se ne tralascia la relazione.

6.6 Le valvole di espansione

Per modellare tutte e 3 le valvole è stato usato lo stesso componente riportato nella figura 6.16. Questo componente modella un orifizio, definito dal diametro o dall'area e dai coeffi-

fluido in fase liquida	Dittus-Boelter
fluido in fase vapore	Dittus-Boelter
fluido bifase in condensazione	Tube, Shah, 1979
fluido bifase in evaporazione	Vertical Tube, Shah, 1982
fluido in singola fase supercritica	Dittus-Boelter

Tabella 6.2: Quadro riassuntivo delle correlazioni predittive utilizzate nel modello

fluido in fase liquida	Dittus-Boelter
fluido in fase vapore	Dittus-Boelter
fluido bifase in condensazione	Tube, Shah, 1979
fluido bifase in evaporazione	Vertical Tube, Shah, 1982
fluido in singola fase supercritica	Dittus-Boelter

Tabella 6.3: Quadro riassuntivo delle correlazioni predittive utilizzate nel modello

cienti di scarico, che calcola la portata massica tra i volumi di flusso adiacenti. Per calcolare la portata attraverso l'orifizio, si risolve l'equazione della quantità di moto.



Figura 6.16: Schema della valvola

Per modellare questo componente si è proceduto tramite la definizione del diametro dell'orifizio.

6.7 Condizioni al contorno

Per poter procedere con la validazione si devono impostare le condizioni al contorno al gas cooler, all'evaporatore e al compressore. Di seguito sono elencate le condizioni al contorno utilizzate.

- gas cooler, lato aria: portata in ingresso, temperatura in ingresso, pressione in uscita;
- compressore: velocità di rotazione;
- evaporatore, lato acqua: pressione in uscita, portata in ingresso e temperatura in ingresso.

Purtroppo non si è a conoscenza delle relazioni che regolano il funzionamento delle valvole, pertanto il processo di validazione è fondamentale poiché con l'individuazione dei parametri che permettono un funzionamento conforme alla realtà, sarà possibile creare una mappa che andrà a descrivere il funzionamento delle valvole e che permetterà di analizzare il comportamento delle stesse.

6.8 Futuri sviluppi del modello

In conclusione si può dire che il modello rispecchia in parte il reale funzionamento dell'impianto, la validazione complessiva dovrà essere effettuata solo a valle di una cospicua raccolta di dati sperimentali. Tutte le componenti sono state modellate e validate singolarmente, ad eccezione delle valvole, pertanto, una volta che il modello è avviato, risultano esserci delle discrepanze con la realtà che sarà possibile risolvere solo con una lunga campagna sperimentale. Sarà di fondamentale importanza acquisire ulteriori dati, perfezionare il metodo di misura delle portate e andare ad individuare un modo per poter controllare l'apertura e il funzionamento delle singole valvole.

Conclusioni

L'analisi teorica e le indagini sperimentali condotte nel lavoro di tesi hanno permesso di approfondire differenti aspetti della refrigerazione con anidride carbonica. In una prima fase di laboratorio è stato messo a punto un impianto sperimentale con opportuni sensori di monitoraggio. Questa attività ha permesso una completa conoscenza del sistema e una raccolta corposa di dati da utilizzare per la ricerca scientifica.

Sono stati implementati dei sistemi di modellistica matematica che, a partire dalla configurazione sperimentale e dai dati raccolti, sono stati utilizzati per analizzare il comportamento dell'impianto e successivamente ipotizzare modifiche dello stesso per migliorarne le performance. Nella prima fase di modellistica di base sono state analizzate, prioritariamente, l'interrefrigerazione e il subcooling; è stato possibile individuare soluzioni impiantistiche meno dispendiose a livello energetico e più efficienti ad alte temperature.

In particolare si è dimostrato come, sfruttando spillamenti di fluido a bassa temperatura in specifiche sezioni dell'impianto e inserendo scambiatori o miscelatori, è possibile aumentare il coefficiente di prestazione del sistema. Modifiche di questo tipo si ritengono essenziali per poter utilizzare la macchina quando la temperatura esterna è molto elevata; pertanto lo sviluppo di questa tecnologia è necessario in zone più vicine all'equatore o nelle estati che diventeranno sempre più calde anche nel nostro continente. Queste modifiche di impianto permettono non solo una spendibilità maggiore della refrigerazione a CO_2 , ma ne consentono anche la diffusione in ambienti dove lo sviluppo della refrigerazione è fondamentale per conservare cibi e, soprattutto, per mantenere alla giusta temperatura vaccini e medicine. Una tecnologia a basso impatto ed efficiente come quella studiata sarebbe fondamentale in paesi del centro Africa.

La modellistica sviluppata nella fase finale del lavoro diventa di importanza fondamentale nell'industria frigorifera poiché, grazie al modello elaborato, è possibile simulare modifiche di impianto o situazioni ambientali particolari senza dover mettere in campo lunghe e costose analisi di laboratorio. Il lavoro sviluppato è una prima modellazione di base che prevede ulteriori analisi di approfondimento e finalizzazione prima di essere utilizzata a livello industriale e commerciale, ma le basi fanno ben sperare per un imminente sviluppo. Un'analisi di questo tipo è unica nel suo genere, essendo stato utilizzato per la prima volta un software

come GT - Suite per la modellazione di impianti di refrigerazione; pertanto compiere ulteriori sviluppi e rendere fruibile su larga scala lo strumento permetterebbe dei passi avanti nella ricerca.

Il lavoro di tesi è nato nel contesto di una crisi climatica globale e quindi dalla necessità di ridurre l'impatto che, come esseri umani, abbiamo nell'ambiente che ci circonda. Lavorare ad impianti con fluidi rispettosi dell'ambiente a livello di ODP e cercare di ottimizzarne i consumi è sicuramente la strada per il futuro. Serve però un cambio di passo e tanto coraggio, serve abbandonare il modello economico e industriale attuale e dare ascolto alla scienza, solo continuando ad investire in infrastrutture che siano realmente sostenibili e poco impattanti potremmo garantire un pianeta vivibile alle future generazioni.

Bibliografia

- [1] Copernicus Atmosphere Monitoring Service (CAMS). Southern hemisphere ozone hole area, 2019.
- [2] United States. National Oceanic and Atmospheric Administration. *Scientific Assessment of Ozone Depletion, 1994*. Number 37. National Oceanic and Atmospheric Administration, 1995.
- [3] UN Environment programme. The montreal protocol, 2022.
- [4] UNEP. Manual for Refrigeration Servicing Technicians. 2010.
- [5] Armin Hafner and Ángel Álvarez Pardinas. CO2 refrigeration technology: Possible innovations. *Refrigeration Science and Technology*, 2019-April:173–180, 2019.
- [6] CAREL. Tutto per le applicazioni retail CO 2. Technical report, 2015.
- [7] Gustav Lorentzen. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International journal of refrigeration*, 17(5):292–301, 1994.
- [8] G.F. Hundy, A.R. Trott, and T.C. Welch. The Refrigeration Cycle. *Refrigeration and Air-Conditioning*, pages 15–29, 2008.
- [9] Danfoss. Shut-off Solenoid and valves regulating valves for for Industrial Industrial Refrigeration Refrigeration. Technical report, 2018.
- [10] Danfoss. Motor operated valve, type ICMTS with actuator, type ICAD 600A-TS. 25:1–18, 2016.
- [11] CAREL. Valvola di espansione elettronica proporzionale. Technical Report April, 2011.
- [12] CAREL. Il controllo più efficace per ogni applicazione transcritica ad anidride carbonica laminazione per CO 2 transcritica. 2011.
- [13] LU-VE S.p.A. Certify all air cooled condensers.

- [14] CAREL. Manuale d'uso pRack pR300T, per la gestione di impianti a CO₂ in regime transcritico. Technical report, 2017.
- [15] Fabrizio Santini, Davide Di Battista, Carlo Villante, and Maurizio Orlandi. Transcritical co₂ refrigeration plants: Experimental campaign and model-based evaluations of new technologies. In *AIP Conference Proceedings*, volume 2191, page 020136. AIP Publishing LLC, 2019.
- [16] Neeraj Agrawal, Souvik Bhattacharyya, and J Sarkar. Optimization of two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycles. *International Journal of Thermal Sciences*, 46(2):180–187, 2007.
- [17] CaOXuheng Huang, Zeyu Li, Zhihao Ye, and Ruiting Wang. Thermodynamic study of carbon dioxide transcritical refrigeration cycle with dedicated subcooling and cascade recooling. *International Journal of Refrigeration*, 137:80–90, 2022.
- [18] *Help manual GT-Suite*.
- [19] D Coulomb, JL Dupont, and A Pichard. 29th informatory note on refrigeration technologies. *The Role of Refrigeration in the Global Economy*, 2015.
- [20] James O'Connor. La seconda contraddizione del capitalismo: cause e conseguenze. *Capitalismo Natura Socialismo*, (6), 1992.
- [21] Ulrich Beck. Che cos' è la globalizzazione. *Rischi e prospettive della società planetaria*, page 162, 1999.
- [22] Donella H Meadows, Dennis L Meadows, Jørgen Randers, and William W Behrens. The limits to growth. In *Green planet blues*, pages 25–29. Routledge, 2018.
- [23] Johan Rockström, Will Steffen, Kevin Noone, Åsa Persson, F Stuart Chapin III, Eric Lambin, Timothy M Lenton, Marten Scheffer, Carl Folke, Hans Joachim Schellnhuber, et al. Planetary boundaries: exploring the safe operating space for humanity. *Ecology and society*, 14(2), 2009.
- [24] Davy Vanham, Adrian Leip, Alessandro Galli, Thomas Kastner, Martin Bruckner, Aïmable Uwizeye, Kimo Van Dijk, Ertug Ercin, Carole Dalin, Miguel Brandão, et al. Environmental footprint family to address local to planetary sustainability and deliver on the sdgs. *Science of the Total Environment*, 693:133642, 2019.
- [25] Federico Butera. *Affrontare la complessità: per governare la transizione ecologica*. Edizioni Ambiente, 2021.

- [26] John M Wallace and Peter V Hobbs. *Atmospheric science: an introductory survey*, volume 92. Elsevier, 2006.
- [27] Joseph C Farman, Brian G Gardiner, and Jonathan D Shanklin. Large losses of total ozone in antarctica reveal seasonal clox/nox interaction. *Nature*, 315(6016):207–210, 1985.
- [28] Susan Solomon. The discovery of the antarctic ozone hole, 2019.
- [29] PK Bhartia, DF Heath, and AF Fleig. Observation of anomalously small ozone densities in south polar stratosphere during october 1983 and 1984. In *Symposium on Dynamics and Remote Sensing of the Middle Atmosphere, 5th Scientific Assembly*, volume 517, 1985.
- [30] Stefan Reimann, James W Elkins, Paul J Fraser, Bradley D Hall, Michael J Kurylo, Emmanuel Mahieu, Stephen A Montzka, Ronald G Prinn, Matthew Rigby, Peter G Simmonds, et al. Observing the atmospheric evolution of ozone-depleting substances. *Comptes Rendus Geoscience*, 350(7):384–392, 2018.
- [31] Sydney Chapman. Xxxv. on ozone and atomic oxygen in the upper atmosphere. *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, 10(64):369–383, 1930.
- [32] Ralph J Cicerone, Richard S Stolarski, and Stacy Walters. Stratospheric ozone destruction by man-made chlorofluoromethanes. *Science*, 185(4157):1165–1167, 1974.
- [33] F Sherwood Rowland and Mario J Molina. Chlorofluoromethanes in the environment. *Reviews of Geophysics*, 13(1):1–35, 1975.
- [34] US EPA. Health effects of uv radiation, 2022.
- [35] US EPA. Health and environmental effects of ozone layer depletion, 2022.
- [36] Stephen A Montzka, Geoff S Dutton, Pengfei Yu, Eric Ray, Robert W Portmann, John S Daniel, Lambert Kuijpers, Brad D Hall, Debra Mondeel, Carolina Siso, et al. An unexpected and persistent increase in global emissions of ozone-depleting cfc-11. *Nature*, 557(7705):413–417, 2018.
- [37] Huabo Duan, T Reed Miller, Gang Liu, Xianlai Zeng, Keli Yu, Qifei Huang, Jian Zuo, Yufei Qin, and Jinhui Li. Chilling prospect: climate change effects of mismanaged refrigerants in china. *Environmental science & technology*, 52(11):6350–6356, 2018.

- [38] Bruce M Campbell, Douglas J Beare, Elena M Bennett, Jason M Hall-Spencer, John SI Ingram, Fernando Jaramillo, Rodomiro Ortiz, Navin Ramankutty, Jeffrey A Sayer, and Drew Shindell. Agriculture production as a major driver of the earth system exceeding planetary boundaries. *Ecology and Society*, 22(4), 2017.
- [39] AR Lauder, IG Enting, JO Carter, N Clisby, AL Cowie, BK Henry, and MR Raupach. Offsetting methane emissions—an alternative to emission equivalence metrics. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 12:419–429, 2013.
- [40] Gunnar Myhre, Drew Shindell, François-Marie Bréon, William Collins, Jan Fuglestedt, Jianping Huang, Dorothy Koch, Jean-Francois Lamarque, David Lee, Blanca Mendoza, et al. Anthropogenic and natural radiative forcing. *Climate change*, 423:658–740, 2013.
- [41] Thomas F Stocker, Dahe Qin, Gian-Kasper Plattner, Melinda Tignor, Simon K Allen, Judith Boschung, Alexander Nauels, Yu Xia, Vincent Bex, Pauline M Midgley, et al. Climate change 2013: The physical science basis, 2013.
- [42] S Solomon, M Mills, LE Heidt, WH Pollock, and AF Tuck. On the evaluation of ozone depletion potentials. *Journal of Geophysical Research: Atmospheres*, 97(D1):825–842, 1992.
- [43] WMO; National Oceanic and Atmospheric Administration. Scientific Assessment of Ozone Depletion : 2010 Executive Summary. (47), 2010.
- [44] Guus JM Velders, Stephen O Andersen, John S Daniel, David W Fahey, and Mack McFarland. The importance of the montreal protocol in protecting climate. *Proceedings of the National Academy of Sciences*, 104(12):4814–4819, 2007.
- [45] Tina Birmpili. Montreal protocol at 30: The governance structure, the evolution, and the kigali amendment. *Comptes Rendus Geoscience*, 350(7):425–431, 2018.
- [46] Montreal Protocol et al. Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer. *Washington, DC: US Government Printing Office*, 26:128–136, 1987.
- [47] Kurt J Beron, James C Murdoch, and Wim PM Vijverberg. Why cooperate? public goods, economic power, and the montreal protocol. *Review of Economics and Statistics*, 85(2):286–297, 2003.
- [48] EUR LEX. Protocollo di montreal relativo a sostanze che riducono lo strato di ozono, 2022.
- [49] Bert Metz, Lambert Kuijpers, Susan Solomon, Stephen O Andersen, Ogunlade R Davidson, Jose Pons, David de Jager, Tahl Kestin, Martin Manning, and Leo Meyer.

- Safeguarding the ozone layer and the global climate system: Special report of the intergovernmental panel on climate change. 2005.
- [50] UNEP IEA. Cooling Emissions and Policy Synthesis Report: Benefits of cooling efficiency and the Kigali Amendment Homes Workplace Medicine Institutions Transport Data centers Food Cooling Emissions and Policy Synthesis Report. 2020.
- [51] Montreal Protocol and Ozone Layer. Refrigeration, air conditioning and heat pumps technical options committee. *UN Environment Programme*.
- [52] Vaccines Cold Chain Subcommittee and Ozone Secretariat. Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer report of the refrigeration technical options committee vaccines cold chain subcommittee addendum to the teap 2021 progress report september 2021. 2021.
- [53] US Department of Labor, Bureau of Statistics Staff, and United States. Bureau of Labor Statistics. *Occupational outlook handbook*. Bernan Press (PA), 2015.
- [54] Xiaomin Wu, Shan Hu, and Shaojia Mo. Carbon footprint model for evaluating the global warming impact of food transport refrigeration systems. *Journal of cleaner production*, 54:115–124, 2013.
- [55] M Beshr, V Aute, V Sharma, O Abdelaziz, B Fricke, and R Radermacher. A comparative study on the environmental impact of supermarket refrigeration systems using low gwp refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 56:154–164, 2015.
- [56] K Zolcer Skačanová and M Battesti. Global market and policy trends for co2 in refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 107:98–104, 2019.
- [57] Alberto Cavallini. Properties of co2 as a refrigerant. In *European Seminar-CO2 as a refrigerant: theoretical and design aspects*, 2004.
- [58] A Cavallini and F Steimle. Natural working fluids in a historic perspective. *Science et technique du froid*, pages 37–42, 1998.
- [59] Andy Pearson. Carbon dioxide—new uses for an old refrigerant. *international Journal of Refrigeration*, 28(8):1140–1148, 2005.
- [60] Gustav Lorentzen. Trans-critical vapour compression cycle device, 1990.
- [61] Alberto Cavallini and Lino Mattarolo. *Termodinamica applicata*. Cleup editore, 1990.
- [62] Alberto Cavallini and Claudio Zilio. Carbon dioxide as a natural refrigerant. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2(3):225–249, 2007.

- [63] Man-Hoe Kim, Jostein Pettersen, and Clark W Bullard. Fundamental process and system design issues in co2 vapor compression systems. *Progress in energy and combustion science*, 30(2):119–174, 2004.
- [64] Yang Chen and Per Lundqvist. Analysis of supercritical carbon dioxide heat exchangers in cooling process. 2006.
- [65] J Pettersen. Experimental results of carbon dioxide in compression systems. In *ASH-RAE/NIST Conference Refrigerants for the 21st Century, Gaithersburg, MD*, pages 27–37, 1997.
- [66] Bitzer. Reciprocating compressors CO2 semi-hermetic. Technical report, Germany, 2018.
- [67] G.F. Hundy, A.R. Trott, and T.C. Welch. Refrigeration and Air conditioning - chapter 1. *Refrigeration and Air-Conditioning*, pages 1–14, 2008.
- [68] J Sarkar, Souvik Bhattacharyya, and M Ram Gopal. Natural refrigerant-based subcritical and transcritical cycles for high temperature heating. *International journal of refrigeration*, 30(1):3–10, 2007.
- [69] G F Hundy, A R Trott, and T C Welch. Chapter 3 - Refrigerants BT - Refrigeration and Air-Conditioning (Fourth Edition). pages 30–40, 2008.
- [70] Shengming Liao and Arne Jakobsen. Optimal heat rejection pressure in transcritical carbon dioxide air conditioning and heat pump systems. In *Natural Working Fluids' 98*, 1998.
- [71] Binbin Yu, Jingye Yang, Dandong Wang, Junye Shi, and Jiangping Chen. An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical co2 refrigeration cycle. *Energy*, 189:116147, 2019.
- [72] David Snyder, Andrew Pansulla, and Charles Allgood. Thermodynamic comparison of transcritical carbon dioxide booster architectures to an r-513a booster system in commercial refrigeration. 2021.
- [73] Laura Nebot-Andrés, Rodrigo Llopis, Daniel Sánchez, Jesús Catalán-Gil, and Ramón Cabello. Co2 with mechanical subcooling vs. co2 cascade cycles for medium temperature commercial refrigeration applications thermodynamic analysis. *Applied sciences*, 7(9):955, 2017.
- [74] Emerson Climate Technologies. Commercial CO₂ Refrigeration Systems. 2016.

- [75] Luca Cecchinato, Manuel Chiarello, and Marco Corradi. Design and experimental analysis of a carbon dioxide transcritical chiller for commercial refrigeration. *Applied Energy*, 87(6):2095–2101, 2010.
- [76] Siemens. Sitrans F C Mass 2100 Di 3-40 Operating instruction. Technical Report 7; 2010, 2010.
- [77] Nilesh Purohit, Dileep Kumar Gupta, and Mani Sankar Dasgupta. Effect of inter-stage pressure on the performance of a two stage refrigeration cycle using inter cooler. *Energy Procedia*, 90:171–178, 2016.
- [78] SM Hojjat Mohammadi and Mehran Ameri. Energy and exergy performance comparison of different configurations of an absorption-two-stage compression cascade refrigeration system with carbon dioxide refrigerant. *Applied Thermal Engineering*, 104:104–120, 2016.
- [79] Stefan Elbel and Pega Hrnjak. Flash gas bypass for improving the performance of transcritical r744 systems that use microchannel evaporators. *International Journal of Refrigeration*, 27(7):724–735, 2004.
- [80] Yonghee Jang, Eungyeol Lee, Simon Chin, and Samchul Ha. Effects of flash and vapor injection on the air-to-air heat pump system. 2010.
- [81] Si-Yu Zhao and Qun Chen. Design criteria of different heat exchangers for the optimal thermodynamic performance of regenerative refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, 93:1164–1174, 2016.
- [82] Hongli Wang, Yitai Ma, Jingrui Tian, and Minxia Li. Theoretical analysis and experimental research on transcritical co2 two stage compression cycle with two gas coolers (tscc+ tg) and the cycle with intercooler (tscc+ ic). *Energy conversion and Management*, 52(8-9):2819–2828, 2011.
- [83] Luca Cecchinato, Manuel Chiarello, Marco Corradi, Ezio Fornasieri, Silvia Minetto, Paolo Stringari, and Claudio Zilio. Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles. *International Journal of refrigeration*, 32(5):1058–1067, 2009.
- [84] M Goodarzi, A Gheibi, and M Motamedian. Comparative analysis of an improved two-stage multi-inter-cooling ejector-expansion trans-critical co2 refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, 81:58–65, 2015.

- [85] Samer Sawalha. Theoretical evaluation of trans-critical co2 systems in supermarket refrigeration. part i: Modeling, simulation and optimization of two system solutions. *international journal of refrigeration*, 31(3):516–524, 2008.
- [86] J Steven Brown, Samuel F Yana-Motta, and Piotr A Domanski. Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with co2 and r134a. *International Journal of refrigeration*, 25(1):19–32, 2002.
- [87] SM Liao, TS Zhao, and Arne Jakobsen. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. *Applied Thermal Engineering*, 20(9):831–841, 2000.
- [88] Sarah Mokry, Igor Pioro, Pavel Kirillov, and Yevgeniy Gospodinov. Supercritical-water heat transfer in a vertical bare tube. *Nuclear Engineering and Design*, 240(3):568–576, 2010.
- [89] M Mohammed Shah. An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes. *Hvac&R Research*, 15(5):889–913, 2009.
- [90] M Mohammed Shah. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE Trans.:(United States)*, 88(CONF-820112-), 1982.