



Ricerca di Sistema elettrico

Studio teorico-sperimentale degli effetti derivanti dalla presenza di olio lubrificante in una pompa di calore a R744 dotata di gruppo multielettore

L. Saraceno, R. Trinchieri, G. Boccardi, D. Cirillo, A. Franchi,
A. Lattanzi, M. Morlacca, A. Scotini, L. Simonetti

STUDIO TEORICO-SPERIMENTALE DEGLI EFFETTI DERIVANTI DALLA PRESENZA DI OLIO LUBRIFICANTE IN UNA POMPA DI CALORE A R744 DOTATA DI GRUPPO MULTIEIETTORE

L. Saraceno, R. Trinchieri, G. Boccardi, A. Franchi, A. Lattanzi, M. Morlacca, A. Scotini, L. Simonetti (ENEA)
D. Cirillo (Università degli Studi di Napoli Federico II)

Settembre 2016

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2015

Area: Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici

Progetto: Utilizzo impianti di conversione di energia di piccola taglia

Obiettivo b.2: Applicazione di sistemi di separazione dell'olio di lubrificazione per migliorare le prestazioni di HP a R744 (CO₂)

Responsabile del Progetto: Ing.Gino Boccardi, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE	5
1.1 L'OLIO LUBRIFICANTE NEI SISTEMI DI REFRIGERAZIONE E CONDIZIONAMENTO	5
1.2 PROBLEMATICHE TRADIZIONALI CONNESSE CON IL TRASPORTO DELL'OLIO	8
1.3 I LUBRIFICANTI PER SISTEMI FRIGORIFERI OPERANTI CON R744	10
1.3.1 <i>Miscibilità tra olio lubrificante e R744</i>	11
1.3.2 <i>Viscosità oli lubrificanti impiegati con R744</i>	15
1.3.3 <i>Stabilità e fenomeni corrosivi</i>	19
1.3.4 <i>Effetto della presenza del lubrificante sullo scambio termico</i>	20
1.3.5 <i>Considerazioni finali sulla scelta dei lubrificanti per impianti frigoriferi a R744</i>	21
1.4 SEPARATORI DI OLIO	22
1.4.1 <i>Scelta del separatore d'olio e suo posizionamento</i>	26
2. DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SPERIMENTALI SVOLTE E ANALISI DEI RISULTATI	28
2.1. POMPA DI CALORE CON EIETTORI	28
2.2. SCELTA DEL SEPARATORE D'OLIO E SUA INSTALLAZIONE	32
2.3. PROVE SPERIMENTALI: MODALITÀ DI ESECUZIONE E ANALISI DEI RISULTATI	33
2.4. SISTEMA DI CAMPIONAMENTO E STIMA DELLA PERCENTUALE DI OLIO CIRCOLANTE	36
3. CONCLUSIONI.....	39
4. RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	40

Sommario

Nel presente report viene esposta l'attività di ricerca svolta per la valutazione teorico-sperimentale degli effetti, in termini finali di miglioramento dei rendimenti degli scambiatori nonché in toto nei sistemi di refrigerazione e condizionamento a R744 (anidride carbonica), derivanti dall'inserimento di dispositivi avanzati di separazione dell'olio e di regolazione del suo ritorno al carter. Le analisi teorico-sperimentali effettuate sono state rivolte a impianti di piccola taglia, operanti con cicli trascritici a pompa di calore. In particolare, i test sperimentali sono stati eseguiti sul prototipo di una pompa di calore reversibile di taglia 30 kW operante con fluido refrigerante R744 ed avente un gruppo di eiettori come organo di laminazione.

L'attività è stata realizzata nelle seguenti fasi:

- revisione e approfondimento preliminare delle problematiche generali connesse con la presenza dell'olio lubrificante all'interno di un circuito frigorifero e in particolare nei sistemi di refrigerazione che impiegano l'anidride carbonica (R744)
- scelta del separatore più idoneo al fluido di lavoro e alle condizioni termofluidodinamiche di processo che si realizzano all'interno della macchina al variare delle condizioni operative di funzionamento
- modifica della pompa di calore con inserimento del separatore di olio e relativo circuito di by-pass affinché la macchina possa agevolmente passare dalla condizione di funzionamento con separatore a quella senza
- progettazione di un circuito per il campionamento del refrigerante e predisposizione di opportuni punti di campionamento per la raccolta di campioni della miscela refrigerante/olio lubrificante
- esecuzione di una serie di test sperimentali per la valutazione preliminare dell'effetto dell'inserimento del separatore di olio
- esecuzione di una serie di test standard in camera climatica per la produzione di acqua calda sanitaria con condizioni ambientali fissate, con e senza l'intervento del separatore di olio lubrificante
- elaborazione dei dati sperimentali acquisiti
- analisi dei risultati ottenuti al fine di valutare qualitativamente e quantitativamente il miglioramento delle prestazioni della macchina derivante dall'impiego del separatore di lubrificante.

1 Introduzione

In un circuito frigorifero non tutto l'olio che assicura la lubrificazione delle parti in movimento del compressore rimane confinato all'interno del carter; in realtà, una parte è trascinata, miscelata, dal fluido refrigerante nel circuito frigorifero, con effetti di cui si deve tenere conto sia per il buon funzionamento del compressore (efficacia della lubrificazione) sia per la progettazione dell'intero circuito (dimensionamento degli scambiatori). Infatti, l'alterazione delle qualità delle proprietà fisiche e termodinamiche del fluido frigorifero, dovuta alla presenza in esso dell'olio, comporta una riduzione delle prestazioni degli scambiatori (evaporatori, condensatori ed eventuali recuperatori) a causa del decremento dei coefficienti di scambio termico e dell'incremento delle perdite di carico; occorre inoltre considerare l'effetto cosiddetto di sporramento, ossia la possibilità che nel tempo uno strato più o meno spesso si depositi sulle superfici interne degli scambiatori, contribuendo in tal guisa ad un ulteriore decremento dei rendimenti dei medesimi scambiatori. In alcuni casi (evaporatori ad alette) si è giunti a stimare anche perdite di rendimento globali fino al 30%. Da considerare inoltre che l'olio trascinato occupa parte dello spazio destinato al refrigerante nella portata oraria del sistema ma poiché l'olio non è soggetto a cambiamento di fase, esso non ha alcun potere frigorifero e quindi non contribuisce alla resa del sistema.

Da quanto sopra esposto, risulta evidente come l'inserimento di sistemi avanzati di separazione dell'olio lubrificante possa chiaramente condurre ad incrementi sostanziali delle prestazioni degli impianti di refrigerazione e condizionamento ovvero alla possibilità di ottenere, a parità di prestazioni, riduzioni di superficie per gli scambiatori e quindi minori costi/ingombri. Altre ricadute positive si potrebbero avere nella riduzione del pericolo di accumulo dell'olio in particolari situazioni e geometrie, ad esempio nel caso di macchine con sistemi di espansione ad eiettori multipli, che potrebbero portare a malfunzionamenti e cali di prestazione.

Il lavoro svolto e nel seguito esposto ha inteso giungere ad un'analisi teorico-sperimentale degli effetti, in termini finali di miglioramento dei rendimenti degli scambiatori nonché in toto nei sistemi di condizionamento a R744, derivanti dall'inserimento di dispositivi avanzati di separazione dell'olio e di regolazione del suo ritorno al carter del compressore. In particolare l'attività di ricerca e sperimentazione è stata rivolta a impianti di piccola taglia, operanti con cicli transcritici a pompa di calore.

E' stata quindi effettuata una campagna sperimentale con l'esecuzione di test di riferimento in camera climatica su un prototipo di pompa di calore a R744, realizzato e sviluppato in ambito PAR2014 [1], opportunamente modificato con l'inserimento di un separatore di olio lubrificante e con la realizzazione di opportuni punti di campionamento del fluido di lavoro, al fine di poter effettuare specifiche analisi per la quantificazione di lubrificante disperso nel refrigerante.

L'analisi dei risultati sperimentali ha consentito una prima valutazione indicativa degli effetti sui rendimenti della macchina derivanti dall'utilizzo o meno del separatore.

1.1 *L'olio lubrificante nei sistemi di refrigerazione e condizionamento*

La presenza dell'olio nei sistemi di refrigerazione è necessaria per la lubrificazione del compressore, intesa quest'ultima come separazione delle parti in movimento tramite un film di olio. Oltre alla riduzione dell'usura delle superfici metalliche a contatto, esso assicura la rimozione del calore dovuto all'attrito delle parti in movimento nonché la tenuta tra gli stadi di compressione, limitando le infiltrazioni del refrigerante fra le zone di alta e bassa pressione; infine rimuove le scorie dalle superfici a contatto e, spesso, contribuisce alla riduzione del livello di rumore prodotto all'interno del compressore.

Le due categorie più importanti di oli utilizzati per la lubrificazione dei compressori frigoriferi sono gli oli minerali e gli oli sintetici. Gli oli minerali si ottengono dalla lavorazione del petrolio grezzo e, per gli scopi di lubrificazione, sono in genere a base paraffinica oppure naftenica. Gli oli sintetici invece sono estratti da prodotti come il gas naturale e possono avere diverse basi quali alchilbenzenica, polialfaolefinica e glicole polialchilenica [2]. La tabella 1 [3] fornisce alcune indicazioni circa la loro idoneità con il refrigerante utilizzato nel circuito frigorifero: un vuoto nella tabella indica che il tipo di olio è in genere inadatto. Occorre rilevare che i tipi di olio riportati rappresentano ciascuno una famiglia di prodotti che possono

essere miscelati per ottenere la viscosità richiesta; generalmente, a seconda delle caratteristiche del compressore impiegato, è necessario utilizzare un appropriato prodotto all'interno della famiglia indicata. Ad esempio, gli oli poliesteri (POE) sono indicati come idonei per gli idrocarburi, ma un maggiore grado di viscosità sarà generalmente richiesto per idrocarburi rispetto a quello utilizzato per gli HFC. Inoltre, specifici additivi per migliorare la lubrificazione o che agiscono come inibitori (additivi antischiama) possono essere presenti in prodotti commerciali per l'impiego con compressori particolari.

Tabella 1. Tipologie di lubrificanti e loro compatibilità con i refrigeranti

Refrigerant type	Traditional mineral oil (MO)	Alkyl-benzine (AB)	MO + AB	Polyolester (POE)	Polyalphaolefin	Poly-alkalene-glycol (PAG)
CFCs and HCFCs	✓	✓	✓	(✓)	(✓)	
HCFC blends	(✓)	✓	✓	(✓)		
HFCs and HFC blends		(✓)		✓		(✓)
Hydrocarbons	✓	(✓)	(✓)	✓	✓	(✓)
Ammonia	✓	(✓)	(✓)		✓	(✓)
CO ₂				(✓)		(✓)

✓ Good suitability (✓) Applicable with limitations

Le proprietà dell'olio devono tenere adeguatamente conto del suo comportamento nel sistema, ossia del ritorno dell'olio dal sistema al compressore e dell'effetto dell'olio sul processo di trasferimento di calore nell'evaporatore e nel condensatore. Nel progetto del compressore si deve quindi garantire l'idoneità del lubrificante sia per il compressore che per il sistema.

Nelle condizioni operative di funzionamento il lubrificante è sempre una miscela di olio e di refrigerante e quindi la sua composizione e le sue proprietà sono governate da caratteristiche di solubilità a loro volta dipendenti dai valori correnti di pressione e temperatura. Le combinazioni tra oli minerali e refrigeranti come CFC, HCFC e ammoniaca sono state investigate a lungo in passato e il loro impiego è stato supportato da una lunga esperienza. I progettisti dei compressori avevano "sfruttato" appieno la combinazione delle eccellenti proprietà di viscosità e capacità lubrificante dei refrigeranti contenenti cloro, con ottimi risultati nella progettazione delle parti in movimento. Con l'avvento dei refrigeranti HFC si palesò la necessità di passare dagli oli minerali a quelli sintetici al fine di garantire la giusta miscibilità con il refrigerante e quindi un adeguato ritorno dell'olio dal sistema al compressore. Gli oli POE (Poliester oil, miscela di esteri derivati da una miscela di acidi) sono stati scelti per la maggior parte delle applicazioni, tenuto conto delle loro proprietà, costo e la disponibilità. I POE sono costituiti da acidi organici ed alcoli, combinati per produrre esteri e acqua; la formulazione dell'estere è determinata dalla struttura dell'acido originale.

Il comportamento di un olio lubrificante in un circuito frigorifero e la sua interazione fisica con il refrigerante sono fattori dominanti nella progettazione dei circuiti in generale e degli evaporatori in particolare. Un certo grado di solubilità del refrigerante nell'olio è auspicabile in quanto comporta una riduzione della viscosità della miscela nell'evaporatore, consentendole di diventare più mobile, il che aiuta il ritorno dell'olio al compressore. La proprietà più importante per il funzionamento del compressore è infatti la viscosità finale della miscela olio/refrigerante per la lubrificazione dei cuscinetti. Dal momento che la pressione in aspirazione cambia al variare della temperatura di evaporazione, la concentrazione del refrigerante nell'olio varierà anch'essa, influenzando a sua volta la viscosità della miscela olio/refrigerante. Un comportamento tipico per i refrigeranti a base di alocarburi (CFC, HCFC e HFC) è mostrato in figura 1. A basse pressioni una piccola quantità di refrigerante si discioglie nel lubrificante e questo ha un effetto

trascurabile sulla viscosità. A pressioni di evaporazione più elevate, l'olio assorbe via via quantità maggiori di refrigerante il che riduce notevolmente la viscosità, fino a valori molto ridotti rispetto a quello dell'olio base, con conseguente diminuzione della capacità di carico dei cuscinetti. Questi effetti vengono studiati con l'aiuto di diagrammi di viscosità / temperatura / pressione; nella figura 2, al solo scopo di illustrare la forma generale degli andamenti caratteristici, ne è mostrato un esempio relativo alla combinazione refrigerante R134a e olio POE.

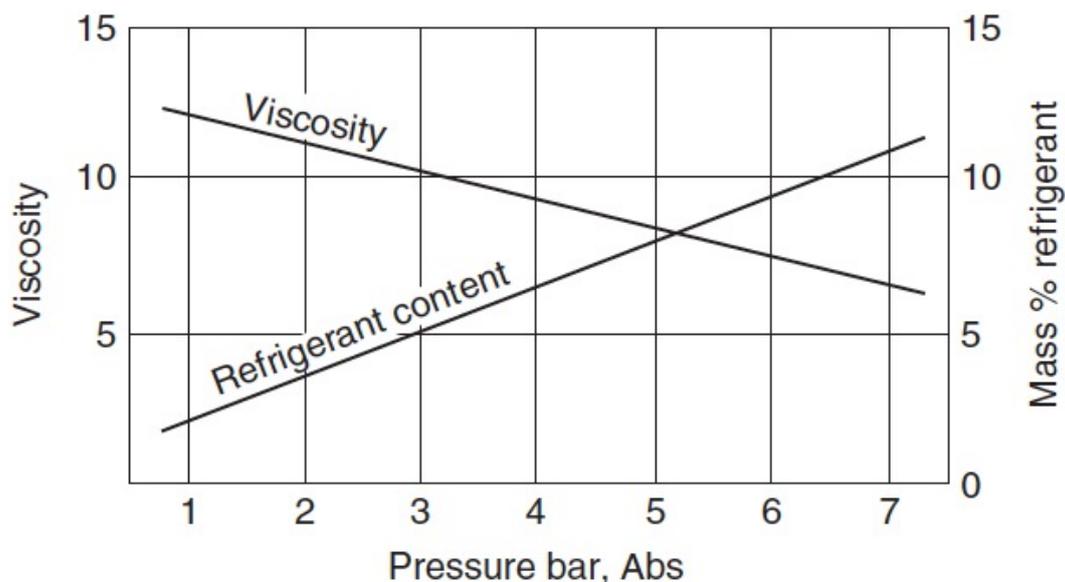


Figura 1. Tipico contenuto di refrigerante lato bassa pressione e viscosità della miscela olio/refrigerante

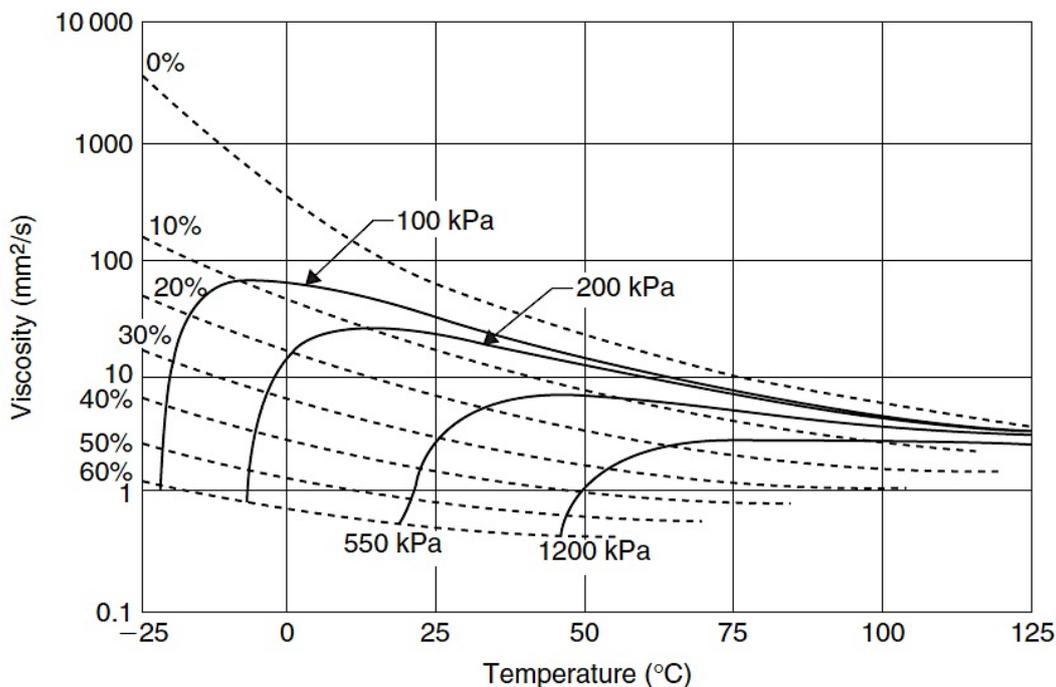


Figura 2. Diagramma viscosità/temperatura/pressione: mostra la percentuale di refrigerante nella miscela e la corrispondente viscosità

Quando lubrificanti e refrigeranti allo stato liquido sono mescolati insieme e lasciati stabilizzare, se si forma una miscela omogenea allora la coppia si dice *miscibile* alla temperatura e pressione corrente. In alternativa, si possono formare due fasi distinte, una delle quali è una soluzione ricca di olio, l'altra è una soluzione ricca di refrigerante. Nella maggior parte dei casi la soluzione ricca in refrigerante è più pesante e quindi sta in basso. Questo può causare problemi con i sistemi in cui il compressore è in un luogo freddo e il refrigerante si condensa nel carter durante l'arresto: se si lascia che l'olio si raffreddi durante la fermata, il refrigerante, e in particolare gli alocarburi, tende a sciogliersi nell'olio. All'avvio, la pompa dell'olio tenderà ad aspirare una miscela ricca in refrigerante dalla viscosità molto bassa mentre il refrigerante può andare in ebollizione, causando la schiumatura dell'olio e un suo possibile trascinarsi fuori dal compressore. Per ovviare a tale problema si ricorre a resistenze elettriche per il riscaldamento del carter e a cicli di svuotamento. Quanto sopra non avviene con l'ammoniaca poiché generalmente non si mescola con i lubrificanti tranne che in piccole quantità e l'olio tende ad accumularsi sul fondo degli scambiatori (evaporatori) da dove può essere agevolmente drenato.

Le proprietà desiderate per un lubrificante possono essere quindi riassunte come segue, tenendo anche conto che molte delle caratteristiche fisiche sono influenzate dal refrigerante di modo che le proprietà dell'olio non possono essere considerate in modo isolato:

1. Una viscosità adeguata alle temperature e pressioni nei cuscinetti, e un'adeguata capacità lubrificante per i contatti striscianti.
2. La stabilità, in modo che non si verifichino reazioni chimiche o decomposizioni alle condizioni di esercizio. Normalmente la temperatura e la pressione massima sono presenti allo scarico del compressore. La resistenza all'ossidazione è misurata con un apposito test di punto di infiammabilità.
3. Il lubrificante deve essere privo di umidità e incontaminato, per quanto è possibile.
4. Il lubrificante deve essere compatibile con i materiali utilizzati nel sistema. Ad esempio, punti particolari sono rappresentati dai componenti in gomma flessibile non metallica e in plastica come le guarnizioni.
5. La viscosità della miscela olio/refrigerante sul lato di bassa temperatura deve essere sufficientemente bassa per un adeguato ritorno dell'olio.
6. Si deve tenere conto di eventuali caratteristiche schiumogene.
7. Infine, è essenziale la disponibilità ad un costo accettabile.

Da quanto suddetto, si osserva che le caratteristiche di lubrificazione nell'ambiente di lavoro reale possono essere dimostrate solo tramite l'esperienza effettiva e / o test di durata, come è accaduto per il passaggio a refrigeranti HFC e oli POE.

1.2 Problematiche tradizionali connesse con il trasporto dell'olio

In questa sezione sono analizzate e discusse le possibili problematiche connesse con il trasporto e l'accumulo dell'olio di lubrificazione lungo il circuito frigorifero, con particolare attenzione a quanto accade nei sistemi di refrigerazione che utilizzano dei refrigeranti tradizionali. Nei successivi paragrafi sarà invece affrontato il discorso relativo all'impiego dei lubrificanti con sistemi di refrigerazione che operano con R744.

In generale ma soprattutto quando non sia previsto l'impiego di un separatore di olio, per permettere all'olio espulso dal compressore di ritornare nel carter è necessario progettare il circuito frigorifero in maniera tale che si abbiano, nelle diverse condizioni operative della macchina, velocità del refrigerante nelle tubazioni che permettano una corretta circolazione dell'olio trascinato dal refrigerante, specialmente quando il refrigerante è in fase gassosa perché la miscibilità con l'olio, in questo caso, è minore. Un esempio delle velocità di riferimento per macchine frigorifere tradizionali è riportato in figura 3.

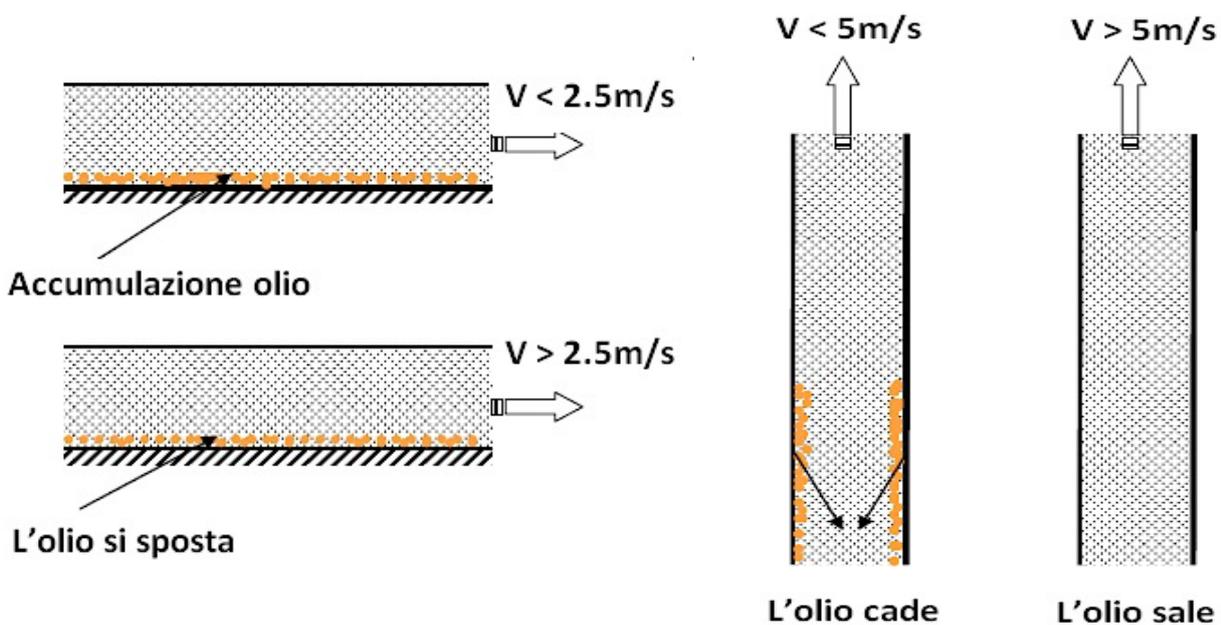


Figura 3. Trasporto dell'olio all'interno delle tubazioni di un circuito frigorifero [4]

In linea di principio, in uscita dal compressore, la linea di scarico deve essere diretta verso il basso: ciò eviterà un accumulo di olio o di liquido refrigerante nella testata di scarico del compressore durante i periodi d'inattività. Quando il condensatore è sopra il compressore, è necessario avere un'adeguata velocità nel tratto proveniente dal compressore per garantire che l'olio sia trascinato in avanti. Una valvola di non ritorno può essere inserita come salvaguardia per impedire il ritorno dell'olio. I tratti orizzontali del circuito frigorifero devono presentare una certa inclinazione verso il basso in direzione del flusso. Parte dell'olio che entra nel condensatore si deposita sulle superfici di raffreddamento, parte si dispone sul fondo come un liquido ovvero si discioglie nel refrigerante condensato. In entrambi i casi, i due liquidi passeranno poi alla valvola di espansione e nell'evaporatore. Qui il refrigerante cambia di fase, ma la maggior parte dell'olio rimane in una fase liquida che contiene del refrigerante disciolto. Lievi tracce di olio fuoriescono come vapore a bassa pressione con il gas di aspirazione. E' necessario quindi limitare l'accumulo di olio liquido nell'evaporatore al fine di evitare malfunzionamenti e una riduzione dell'efficienza dello scambiatore.

Il metodo più comune adottato per garantire il ritorno dell'olio dall'evaporatore al compressore è di "mantenerlo in movimento", garantendo una velocità minima continua del fluido refrigerante in tutte le parti del circuito utilizzando evaporatori ad espansione diretta. Questo metodo di circolazione dinamica è un fattore decisivo nella progettazione di quasi tutti gli evaporatori che utilizzano alocarburanti.

Le sezioni più critiche del circuito sono quelle dove non c'è sufficiente refrigerante liquido per contribuire a trascinare l'olio, cioè all'uscita dell'evaporatore e nella linea di aspirazione che torna al compressore. Le linee di aspirazione devono quindi essere inclinate verso il basso in direzione del compressore, ma in maniera tale da non consentire al liquido di inondare il compressore; in questo caso sono necessarie velocità minime del gas di circa 3.5 m/s.

Nei casi in cui l'evaporatore è posto su un livello inferiore rispetto al compressore, le sezioni delle tubazioni verticali devono essere tali da garantire velocità di trascinamento adeguate, tipicamente di almeno 7 m/s, al fine di assicurare che le goccioline di olio siano ricondotte al compressore dal vapore surriscaldato.

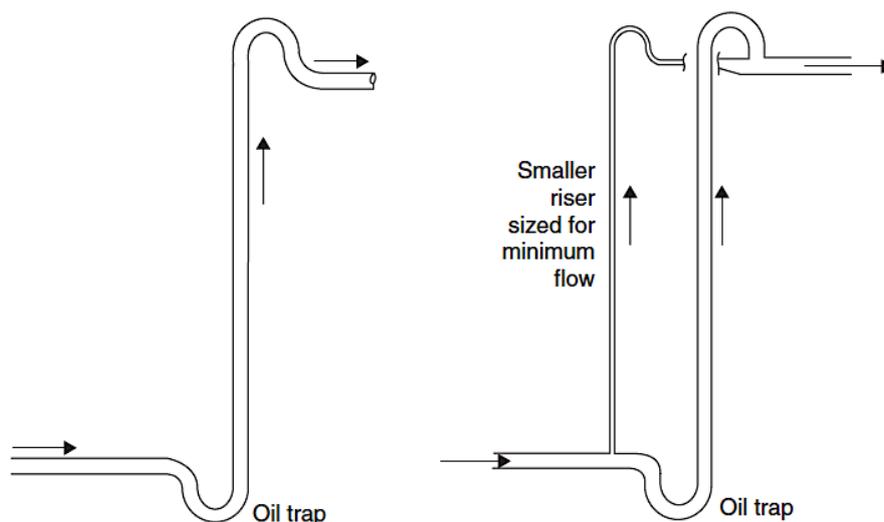


Figura 4. Esempio di layout di tubazioni verticali per il ritorno dell'olio [3]

La figura 4 illustra alcuni esempi di layout delle tubazioni per il trasporto verso l'alto del lubrificante. Se una linea di aspirazione o di scarico deve salire, la sezione del tubo deve essere ridotta per far accelerare il refrigerante; in caso di elevazioni superiori a 5 m, una trappola deve essere prevista in basso per raccogliere l'olio che ricade quando l'impianto si ferma. Le linee di aspirazione e di scarico saranno normalmente dimensionate per la piena capacità del compressore, e le velocità potrebbero essere troppo basse se si opera una riduzione della medesima. In tali casi si rendono necessarie colonne montanti doppie (fig.4), la più piccola dimensionata per la capacità minima del compressore e le due insieme per quella massima. Trappole in basso e sifoni in alto completano la disposizione: l'olio che non è trasportato lungo il montante principale ricadrà ed eventualmente bloccherà la trappola in fondo, lasciando libero il tubo più piccolo per il trasporto del flusso ridotto, con la sua quota di olio. Quando il sistema torna alla piena capacità, il tappo di olio in questa trappola viene spazzato via e reintrodotta nel sistema.

In alcune situazioni si utilizza un accumulatore in aspirazione per evitare che grandi quantità di olio e/o refrigerante possano improvvisamente entrare nel compressore all'avvio o ad esempio dopo un ciclo di sbrinamento. Questo comportamento del sistema è definito colpo di liquido e i compressori sono sempre progettati per gestire in una certa misura questo evento.

Nel caso di alcuni piccoli sistemi di refrigerazione, che possono funzionare con una portata di refrigerante ridotta quando se ne modula la potenza attraverso il controllo della frequenza del compressore, potrebbe non essere possibile mantenere la velocità minima per il ritorno dell'olio al compressore, con conseguente suo deposito lungo il circuito. Ciò è in particolare vero per macchine operanti con cicli frigoriferi reversibili, come ad esempio le pompe di calore per il condizionamento estivo/invernale: in questo caso occorre adottare particolari accorgimenti per la rimozione dell'olio depositato nel circuito come l'aumento o l'inversione periodica della portata del refrigerante.

1.3 I lubrificanti per sistemi frigoriferi operanti con R744

Il rinnovato interesse verso l'anidride carbonica come fluido refrigerante naturale da impiegare nei cicli frigoriferi ha comportato numerose sfide tecnologiche che hanno permesso di sfruttarne appieno i vantaggi e di ridurre il più possibile gli svantaggi [1][5]. Ricordiamo come l'utilizzo dell'anidride carbonica sia più problematico rispetto ai tradizionali fluidi frigoriferi; in particolare, la bassa temperatura del punto critico ($T_{crit} = 30.98$ [°C], $P_{crit} = 73.77$ [bar]) comporta di lavorare a pressioni molto più elevate (ad esempio in sistemi di condizionamento per autoveicoli la pressione operativa aumenta di un ordine di grandezza rispetto agli HFC, [6]). La maggiore resistenza meccanica richiesta per la realizzazione dei cicli transcritici a CO_2 viene però in parte controbilanciata dalla minore taglia dei componenti, dovuta alla minore portata

volumetrica richiesta.

Oltre allo sviluppo della componentistica standard (compressore, organi di laminazione, scambiatori di calore, etc.) è stato al contempo necessario approfondire gli studi per ottenere dei miglioramenti nel campo dei lubrificanti, finalizzati principalmente al loro uso con l'anidride carbonica negli impianti di refrigerazione industriale, nel condizionamento per *automotive* e nelle pompe di calore per la climatizzazione sia in ambito industriale che residenziale che nel terziario. Sono stati quindi investigati numerosi oli lubrificanti, passando da quelli minerali agli oli di sintesi come i poliesteri (POE), i polivinililesteri (PVE), i polialchilenglicoli (PAG), gli alchilbenzenici (AB) e i polialfaolefine (PAO), alla ricerca del lubrificante più adatto all'impiego con R744. La ricerca è tuttora in pieno svolgimento e la disponibilità di informazioni esaustive in letteratura è ancora piuttosto limitata.

In termini del tutto generali, è noto che un lubrificante deve possedere alcune proprietà precipue per essere utilizzato negli impianti frigoriferi a compressione di vapore:

- specifiche caratteristiche di lubrificazione del compressore (tribologia)
- idoneo comportamento per il ritorno dell'olio al compressore
- stabilità e compatibilità con i materiali normalmente in uso.

A causa delle elevate pressioni operative di un ciclo transcritico, il movimento delle parti interne al compressore e gli sforzi sugli accoppiamenti sono maggiormente gravosi rispetto all'utilizzo dei fluidi frigoriferi tradizionali. Infatti, maggiore è la pressione da generare, tanto più elevato è il carico per unità di superficie a contatto: ciò porta a fenomeni di usura non trascurabili. L'argomento è estremamente specialistico ed è di competenza dei costruttori di compressori.

In generale, come riportato anche nei paragrafi precedenti, è lecito affermare che l'azione lubrificante dell'olio è legata non tanto alla viscosità dell'olio puro ma piuttosto alla viscosità finale della miscela olio-fluido frigorifero che si viene a creare nelle varie sezioni del circuito frigorifero durante le fasi operative della macchina. In funzione della viscosità della miscela, che a sua volta dipende dalla solubilità del lubrificante nell'anidride carbonica, si ha una variazione anche sostanziale nell'efficienza della lubrificazione. La conoscenza del comportamento di tale miscela alle varie condizioni di funzionamento diviene inoltre elemento fondamentale anche per una corretta progettazione delle linee di ritorno dell'olio al compressore: il trasporto del lubrificante ne è infatti influenzato in modo importante poiché, per assicurare un buon ritorno nei sistemi di refrigerazione, la miscela olio-refrigerante deve essere caratterizzata da una bassa viscosità così da essere facilmente recuperata e aspirata dal compressore.

Infine è necessario avere la garanzia che l'utilizzo dei lubrificanti sia permesso e non vi sia la possibilità di corrosione o la presenza di fenomeni chimici che possano compromettere l'integrità dei componenti normalmente utilizzati negli impianti frigoriferi e nelle pompe di calore. L'anidride carbonica può, infatti, reagire con l'acqua presente sotto forma di umidità nell'aria, formando acido carbonico, il quale in combinazione con oli minerali o sintetici può portare alla formazione di acidi estremamente corrosivi.

1.3.1 Miscibilità tra olio lubrificante e R744

La miscibilità tra olio e fluido refrigerante è la proprietà fondamentale che caratterizza un lubrificante, poiché, a seconda del fluido di processo scelto, è necessario che la miscela prodotta dai due elementi abbia caratteristiche di viscosità e densità tali da non impattare negativamente sullo scambio termico all'interno degli scambiatori di calore e da non impedire il ritorno della miscela al separatore d'olio e al compressore.

Da un punto di vista qualitativo, si è soliti definire:

- refrigerante miscibile in olio: quando in condizioni di equilibrio termodinamico ad una certa pressione e temperatura la fase liquida ha composizione definita in modo univoco;
- refrigerante parzialmente miscibile in olio: nel momento in cui esistono valori di pressione e temperatura per i quali si ha la formazione di due fasi liquide di diversa composizione. Si parla allora di fenomeno della smiscelazione;
- refrigerante immiscibile in olio: quando le fasi liquide di diversa composizione sono presenti a qualsiasi temperatura e pressione.

Considerando le varie tipologie di oli presenti sul mercato, è possibile fare una classificazione a seconda che essi siano miscibili o meno con l’anidride carbonica.

Tabella 2. Miscibilità di alcuni lubrificanti con l’anidride carbonica

Lubrificante	Miscibilità
POE	Miscibile
Esteri	Miscibile
PVE	Miscibile
PAG	Parzialmente Miscibile
Alchilbenzene	Immiscibile
PAO	Immiscibile
Olio minerale	Immiscibile

In tabella 2 si elencano, in ordine di solubilità decrescente, i vari oli utilizzabili con l’anidride carbonica: POE, esteri, PVE, PAG, AB, PAO, olio minerale. I POE hanno quindi la più alta solubilità nella CO₂, la quale è insolubile nell’olio minerale.

Occorre qui sottolineare come il termine di miscibilità vada considerato legato al tipo di comportamento mostrato dalla miscela olio-refrigerante e non all’olio puro, mentre il termine di solubilità va utilizzato per esprimere la quantità di refrigerante in soluzione nello specifico olio lubrificante.

Alla luce di quanto sopra esposto, appare quindi di fondamentale importanza focalizzare l'attenzione sul comportamento dell’anidride carbonica con diversi tipi di olio in condizioni di pressione e di temperatura imposte, ovvero lo studio dell'equilibrio liquido-vapore e liquido-liquido della miscela binaria olio-CO₂; al fine di semplificare la trattazione, si considererà sempre l'olio come un componente puro, anche se in realtà gli oli sono sempre una miscela di componenti a catena molecolare diversa.

Hauk e Weidner [7] hanno presentato un interessante lavoro sulle proprietà termodinamiche e fluidodinamiche di miscele binarie composte da anidride carbonica e differenti lubrificanti sintetici. Nel loro articolo mostrano alcune interessanti foto ottenute ponendo il biossido di carbonio assieme ad una certa quantità di olio in una cella dove possono essere imposte pressione e temperatura attraverso dispositivi esterni. In tal modo, essendo temperatura e pressione imposte, garantendo un efficace rimescolamento dei due composti tramite un agitatore magnetico (la sferetta che compare nelle foto seguenti) si può ritenere che il sistema si trovi in condizioni di quasi-equilibrio termodinamico.

Gli oli considerati sono di tre tipi, tutti attualmente utilizzati nei sistemi frigoriferi operanti con CO₂: POE (polioletere), PAG (polialchilenglicole) e PAO (polialfaolefine). Tutte le foto sono state effettuate ad una temperatura imposta della cella di 5 °C.

Per quanto riguarda il sistema POE-CO₂ (fig. 5, foto 1) a pressione atmosferica, l'olio giace sul fondo della cella, mentre la parte superiore è composta da sola CO₂ gassosa. A 40 bar e 5 °C (fig. 5, foto 2) si osserva un comportamento per certi aspetti sorprendente: il livello del "lubrificante" è cresciuto rispetto al caso a pressione atmosferica, a causa della CO₂ che si è disciolta in olio. Sopra il lubrificante si osserva poi la coesistenza di una fase liquida con una fase gassosa di CO₂ pura. Si parla in queste condizioni di un limite (gap) di solubilità. A 5 °C e 50 bar si torna ad avere due sole fasi coesistenti (foto 3) con fase sovrastante composta per la maggior parte da CO₂ con disciolto un piccolo quantitativo di olio. La prova che una certa quantità di olio sia disciolta nella CO₂ nella fase liquida superiore è legata alla diminuzione del livello del lubrificante sottostante. Nella foto 4 si ha invece una sola fase omogenea composta da olio e CO₂. La situazione non cambia aumentando ulteriormente la pressione (foto 5 e 6 a 100 e 150 bar rispettivamente, T=5 °C). Le foto 2 e 3 indicano che la solubilità della CO₂ in olio POE è limitata in alcune condizioni operative (limitata miscibilità).

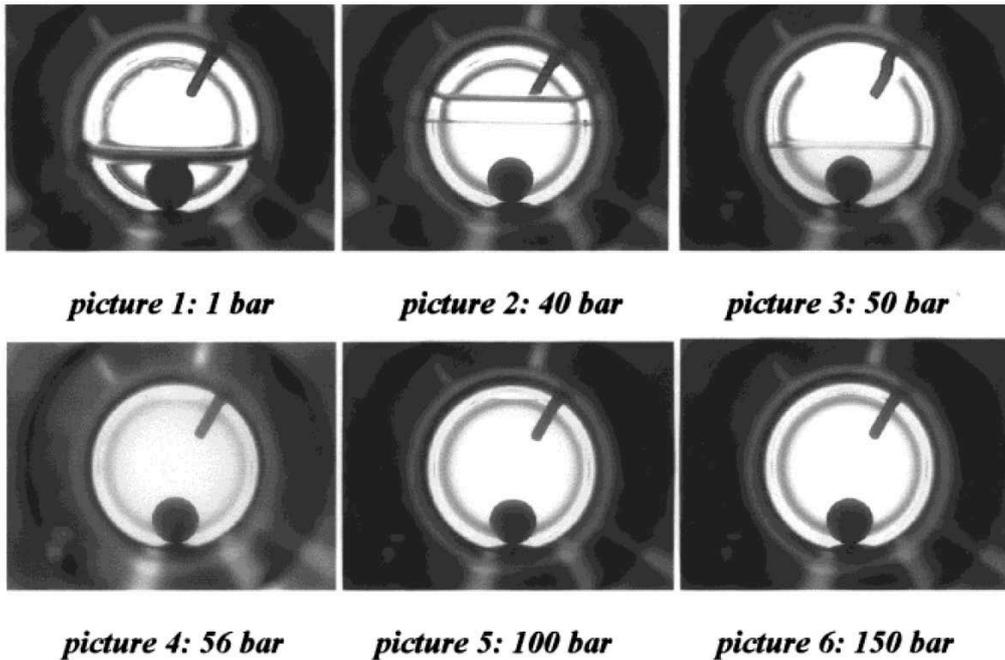


Figura 5. Comportamento di fase del sistema POE+CO₂ (T= 5°C)

La figura 6 illustra il comportamento del sistema PAG+CO₂. A 40 bar e 5 °C (fig. 6, foto 2) si osserva la coesistenza della miscela olio+CO₂ (strato inferiore) e di CO₂ liquida (strato intermedio) in equilibrio con il suo vapore. E' interessante osservare che il livello del "lubrificante" (strato inferiore) è più basso rispetto alla situazione analoga (40 bar, 5 °C) per il sistema POE+CO₂. Questo prova visivamente la minore solubilità della CO₂ in PAG a confronto con la solubilità in POE. Per pressioni da 50 a 150 bar (fig. 6, foto 3 e 4) la solubilità della CO₂ è sempre limitata.

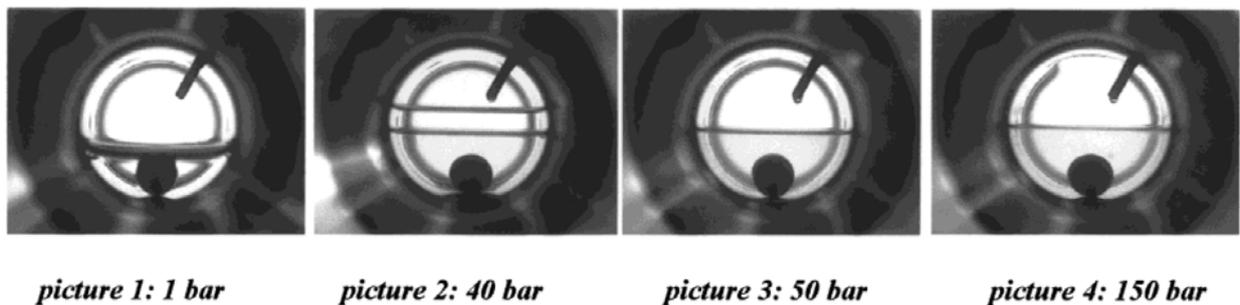


Figura 6. Comportamento di fase del sistema PAG+CO₂ (T= 5°C)

La concentrazione della CO₂ disciolta in olio può essere misurata in ciascuna delle situazioni considerate. Il risultato di tali raffinate tecniche di misura sono diagrammi come quello di figura 7 per il sistema POE+CO₂ e di figura 8 per il sistema PAG+CO₂.

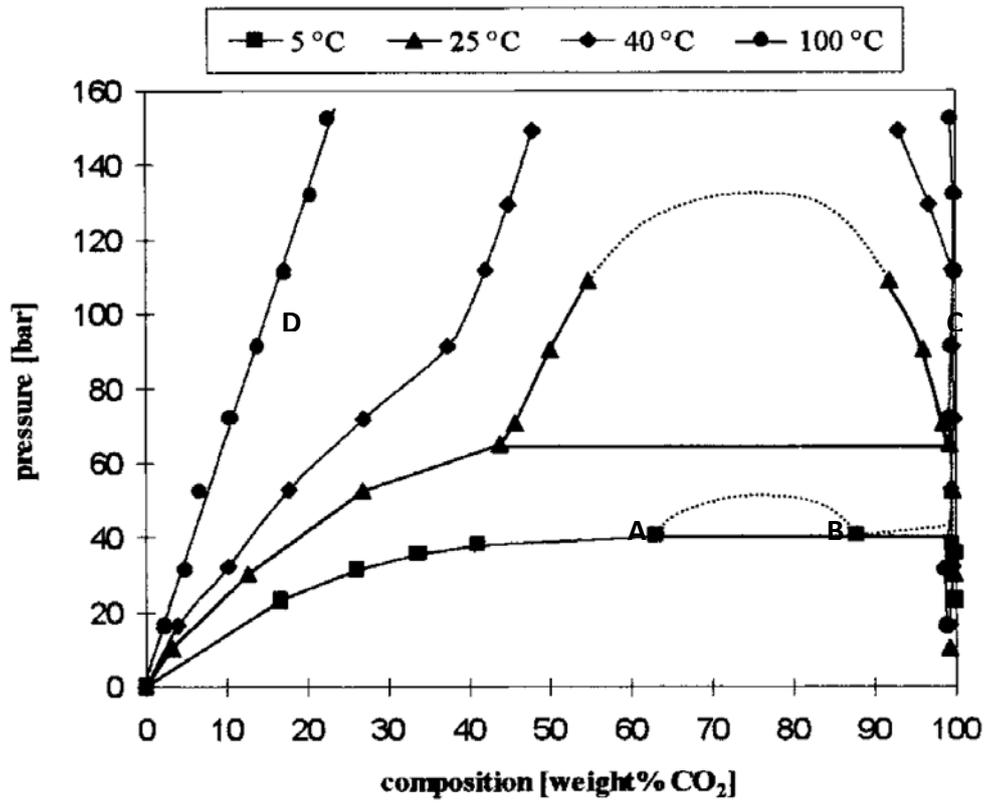


Figura 7. Diagramma pressione-composizione del sistema POE+CO₂

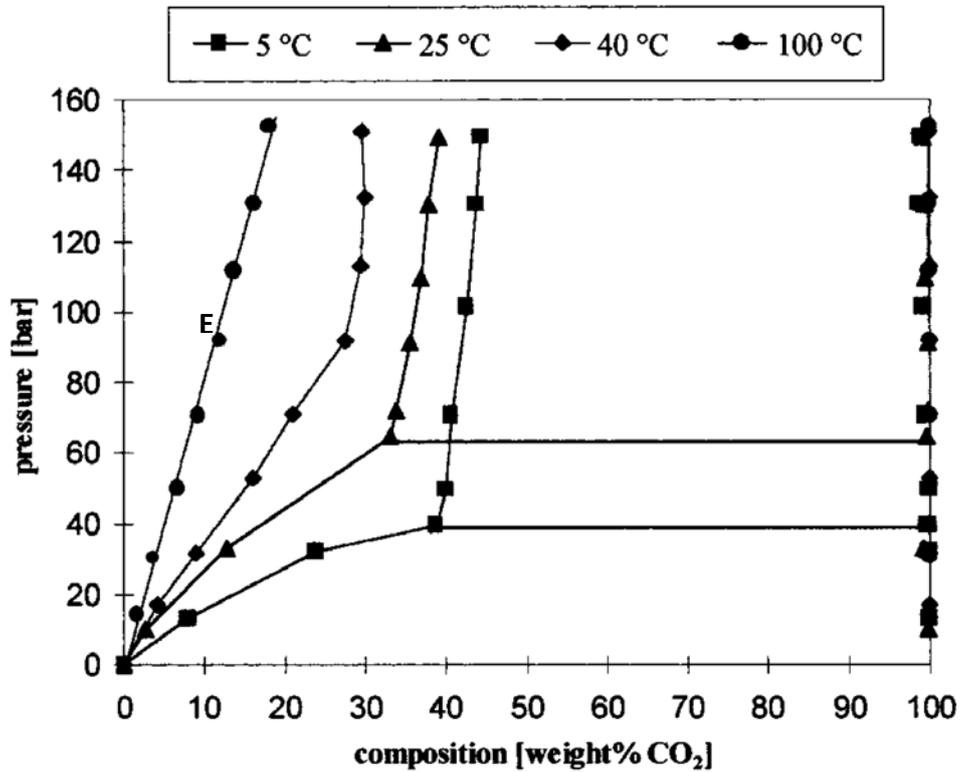


Figura 8. Diagramma pressione-composizione del sistema PAG+CO₂

Ad esempio, la linea tratteggiata che unisce i due punti sull'isoterma a 5 °C e 40 bar (indicati con A e B in fig. 7) indicano che la fase che giace sul fondo della cella è composta per circa il 60% in massa da CO₂ (punto A), mentre la fase liquida coesistente superiore contiene circa il 10% in massa di olio (punto B). A 90 bar e 100 °C, condizioni che potrebbero essere trovate alla mandata del compressore in cicli transcritici, CO₂ gassosa pura (supercritica) (punto C) coesiste con un lubrificante costituito da olio con circa il 15% in massa di CO₂ disciolta (punto D).

La figura 8 mette in evidenza la limitata solubilità della CO₂ in olio PAG. Infatti, a T=5°C la percentuale in massa di CO₂ disciolta nel olio aumenta con l'aumentare della pressione fino a 40 bar. Un ulteriore incremento della pressione non porta un apprezzabile aumento della concentrazione di CO₂ in olio.

A 100 °C e 90 bar (punto E), la concentrazione in massa di CO₂ in PAG è circa il 12% e quindi inferiore alla concentrazione di anidride carbonica disciolta in POE nelle stesse condizioni. Ovviamente i valori determinati in questo lavoro sono strettamente legati ai tipi di olio utilizzati. Si sottolinea, come già anticipato, che gli oli disponibili sono in realtà miscele di più specie chimiche con composizioni che possono differire in maniera sostanziale da produttore a produttore.

A titolo di esempio si riportano in figura 9 i dati presentati da Randles et al. [8] per un olio POE ISO 100. Dal grafico di destra della figura 9 si vede che a 100 °C e 90 bar il lubrificante contiene meno del 50% di olio. Dal grafico di sinistra nella stessa figura 9 si nota che nelle citate condizioni operative la miscela al 50% di olio ha una viscosità cinematica di circa 0.5 cSt, contro una viscosità di circa 10.5 cSt dell'olio puro.

Si noti come i valori di solubilità riportati nella figura 9 siano molto diversi da quelli della figura 7. Purtroppo in Hauk e Weidmer [7], le caratteristiche specifiche degli oli studiati non sono riportati: si può tuttavia ritenere che le forti differenze siano da imputare ad una differente formulazione di base del POE.

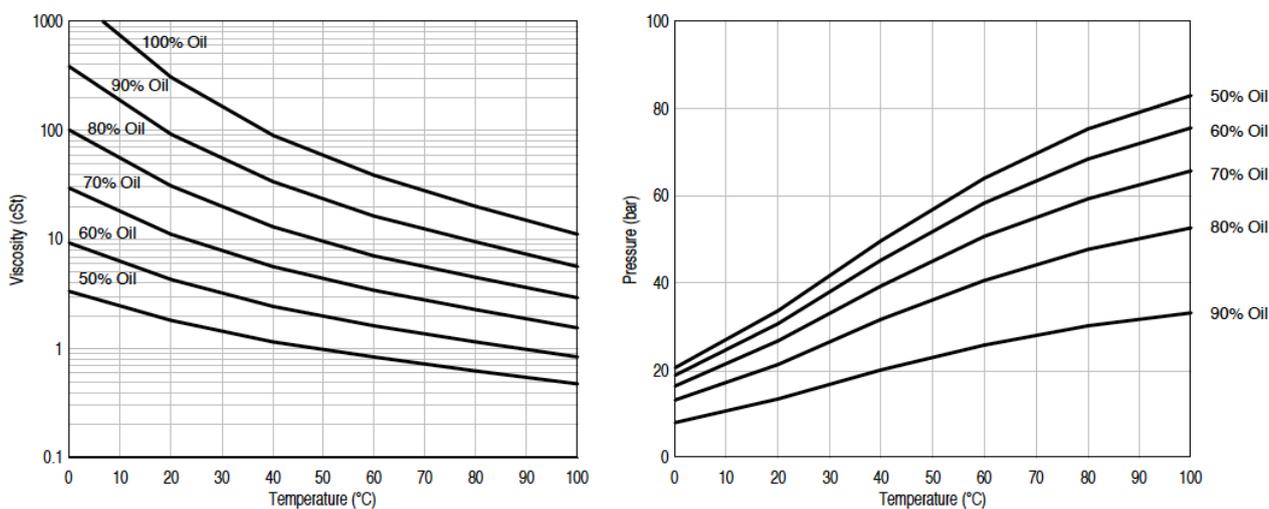


Figura 9. Solubilità (destra) e viscosità (sinistra) di CO₂ in un olio POE ISO 100

1.3.2 Viscosità oli lubrificanti impiegati con R744

Oltre alla miscibilità, un parametro cardine su cui si basa la scelta del miglior lubrificante da utilizzare con l'anidride carbonica è la viscosità della miscela che si forma. Essa dipende direttamente dalla temperatura, poiché con un aumento della temperatura della miscela si ottiene una diminuzione della sua viscosità. Considerando, quindi, che l'anidride carbonica allo stato liquido possiede una viscosità molto bassa, maggiore è il quantitativo di refrigerante che si dissolve nel lubrificante, maggiore è l'effetto di riduzione della viscosità della miscela a bassa temperatura.

Come visto in precedenza, l'anidride carbonica è molto solubile negli oli poliesteri (POE) comportando una marcata riduzione della viscosità. Per quanto riguarda i PAG, l'anidride carbonica possiede una minore solubilità nei loro confronti, rendendone possibile l'uso senza particolari preoccupazioni, come risulta dallo

studio effettuato da Hauk e Weider in cui sono evidenziati gli effetti dell'uso dei PAG, già utilizzati nell'industria automobilistica con l'R134a [7].

Nel momento in cui si scelgono oli che garantiscono un'elevata miscibilità con l'anidride carbonica e una bassa viscosità alla miscela olio-refrigerante, si ottiene un'ottima lubrificazione che permette al compressore di evitare forti usure nonostante le alte pressioni sviluppate. Allo stesso tempo, però, si hanno maggiori difficoltà nelle operazioni di separazione dell'olio dalla miscela e ciò implica un aumento del rischio di accumulo di lubrificante negli scambiatori di calore, relativi al gas cooler e all'evaporatore, con conseguente diminuzione dell'efficienza dello scambio termico e delle prestazioni globali dell'impianto.

L'esperienza nell'uso dei POE con gli HFC ha abituato alla scelta di POE a bassa viscosità (es. ISO 32, 55 o 68); alla luce delle osservazioni effettuate in precedenza non deve però sorprendere che con l'anidride carbonica siano normalmente utilizzati POE ISO 100 e 120. Purtroppo non sono disponibili in letteratura molti grafici come quello di figura 9.

Di seguito sono riportati i diagrammi di equilibrio Liquido-Vapore (VLE) (fig. 10) e Pressione di Vapore/Temperatura (VPT) (fig. 11) per oli POE, diesteri e PAG ISO 32 [9].

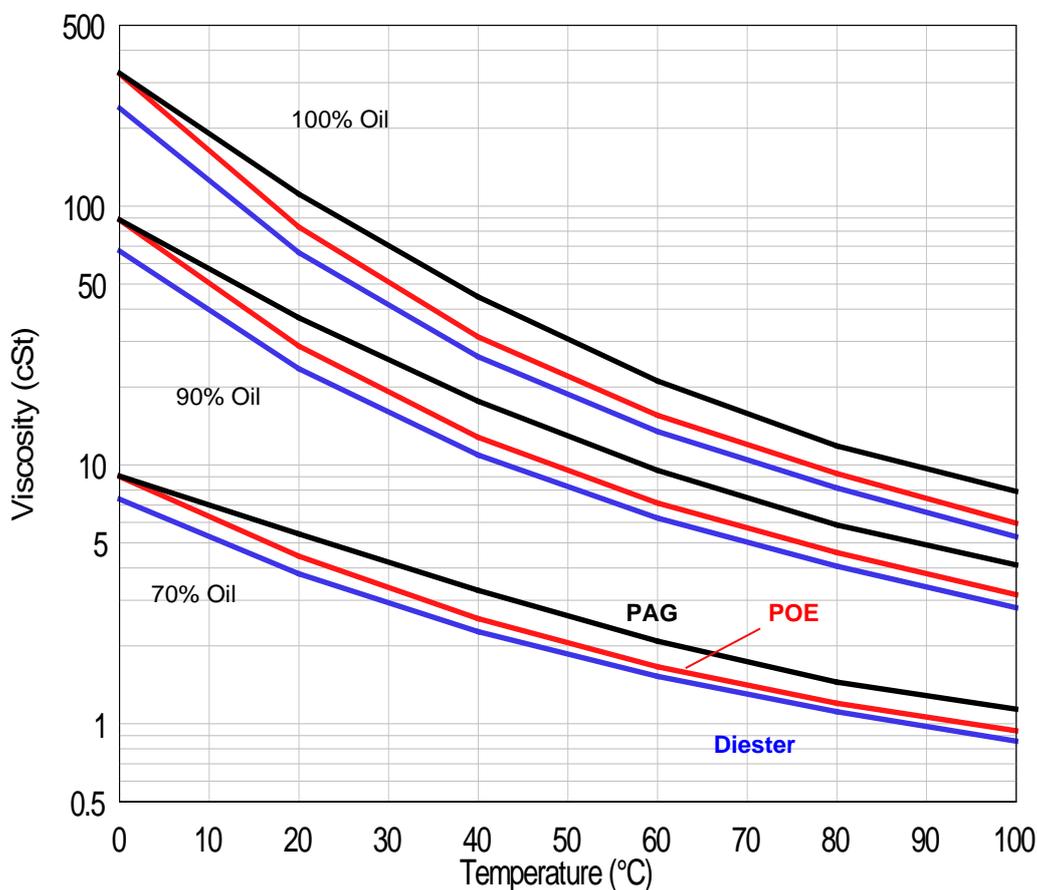


Figura 10. Diagramma VLE (equilibrio Liquido-Vapore) per oli POE, diesteri e PAG in CO₂

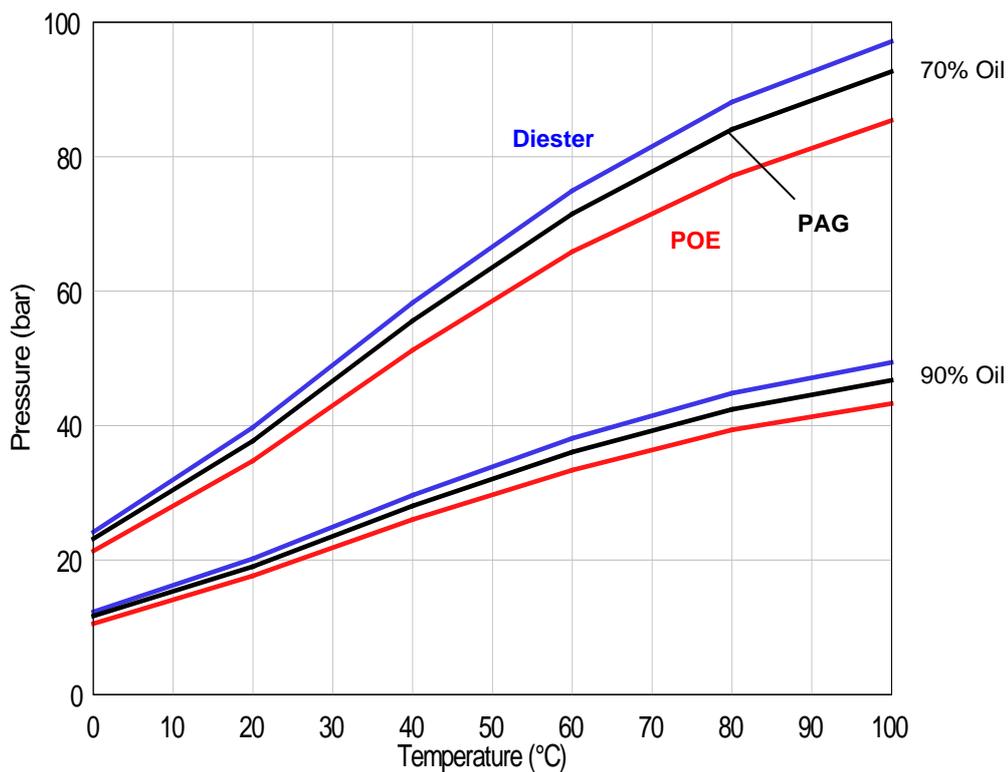


Figura 11. Diagramma VPT (Pressione di Vapore/Temperatura) per oli POE, diesteri e PAG in CO₂

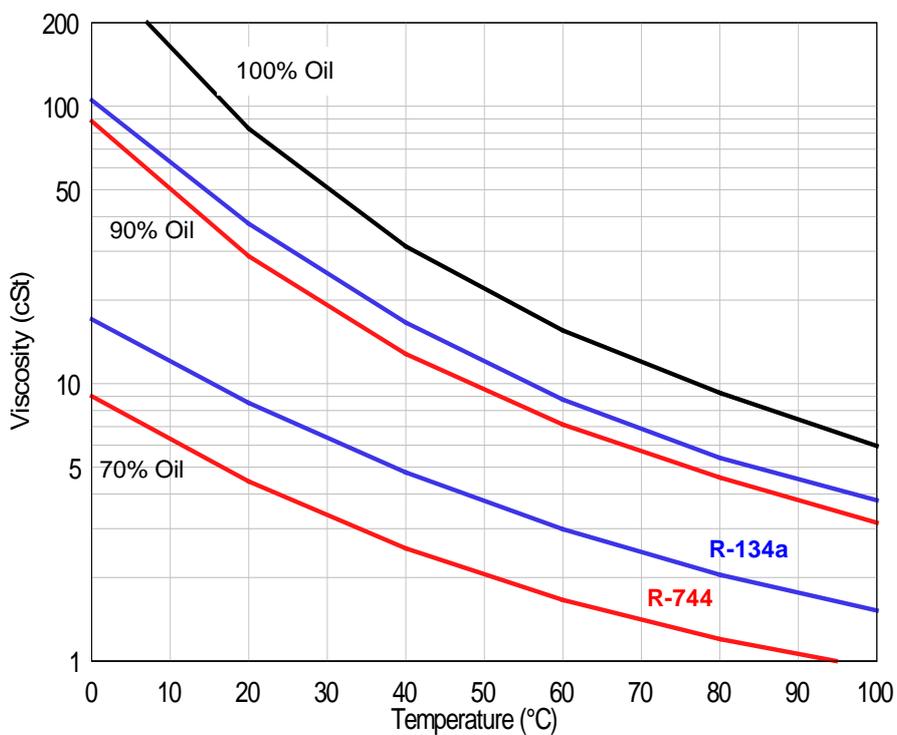


Figura 12. Diagramma VLE di un POE ISO32 con R-134a e con CO₂

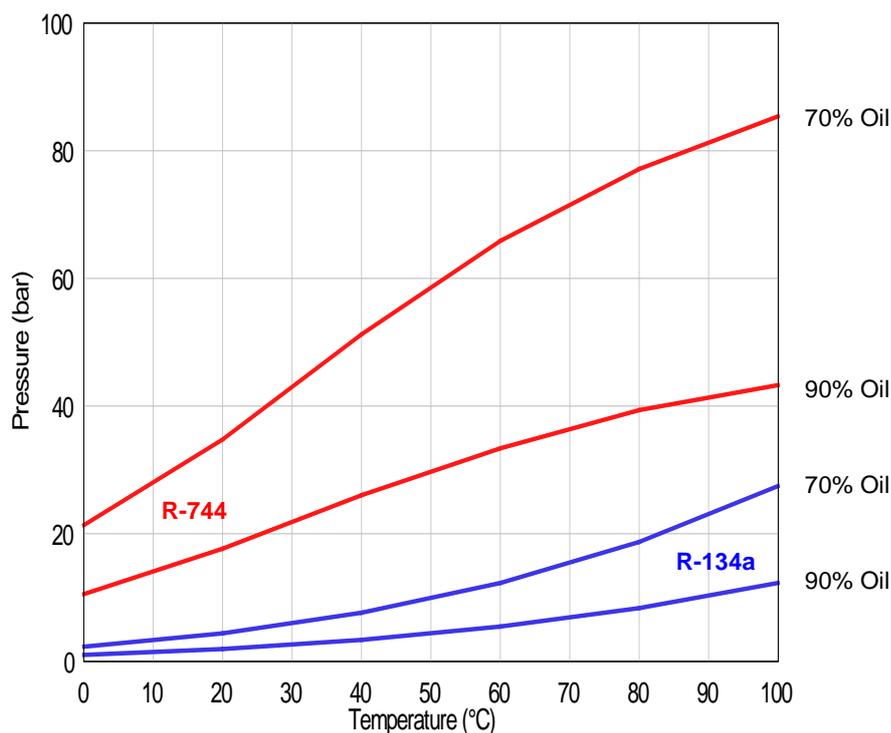


Figura 13. Diagramma VPT di un POE ISO32 con R-134a e con CO₂

Dato che la viscosità della CO₂ allo stato liquido è molto bassa, maggiore è il quantitativo di CO₂ che si dissolve nel lubrificante maggiore è l'effetto di riduzione della viscosità della miscela.

I poliolesteri (POE) sono molto solubili nella CO₂ e ciò può comportare una marcata riduzione della viscosità. Come si può vedere nella figura 12, con un lubrificante ISO32 la CO₂ riduce la viscosità della miscela in maniera più marcata dell'R-134a. Questo fenomeno deve essere bilanciato mediante la scelta di un lubrificante con viscosità più elevata.

L'alta solubilità della CO₂ nei poliolesteri in alcuni sistemi può portare alla formazione di schiuma; ci può essere evitato, se necessario, con l'impiego di additivi antischiama. Gli alti carichi in alcuni sistemi possono portare a problemi di usura, che possono parimenti essere risolti con adeguati additivi.

Se da un lato opportune viscosità e solubilità della miscela olio-anidride carbonica sono fondamentali per una buona lubrificazione del compressore, dal punto di vista del **ritorno dell'olio al compressore** stesso, la solubilità gioca un ruolo meno importante: in questo caso un'elevata solubilità della CO₂ in olio e una conseguente bassa viscosità della miscela facilitano il ritorno dell'olio all'evaporatore e lungo la linea di aspirazione. Nelle condizioni di bassa temperatura e di relativamente bassa pressione che si realizzano in questa zona del circuito risulta comunque fondamentale che sia garantita una adeguata miscibilità dell'olio con la CO₂. In termini di miscibilità, l'olio minerale crea notevoli complicazioni per il ritorno dell'olio stesso al compressore. Accorgimenti impiantistici sono necessari anche con l'impiego dei PAO e degli AB, mentre i PAG e i POE non creano particolari preoccupazioni.

Un ulteriore aspetto, riguardante il ritorno dell'olio che si verifica in particolar modo nei circuiti dotati di ricevitori di bassa pressione o nei sistemi bistadio con separatore intermedio, concerne il fenomeno dell'**inversione di fase**. Esso consiste nella variazione della densità dell'anidride carbonica rispetto a quella degli oli refrigeranti al variare delle condizioni di temperatura della miscela. Questo fenomeno può portare al galleggiamento dello stesso refrigerante soprattutto se la miscibilità a determinate temperature con gli oli è piuttosto bassa; si possono avere maggiori difficoltà nel processo di separazione dell'olio ma può essere evitato con l'utilizzo di lubrificanti completamente miscibili.

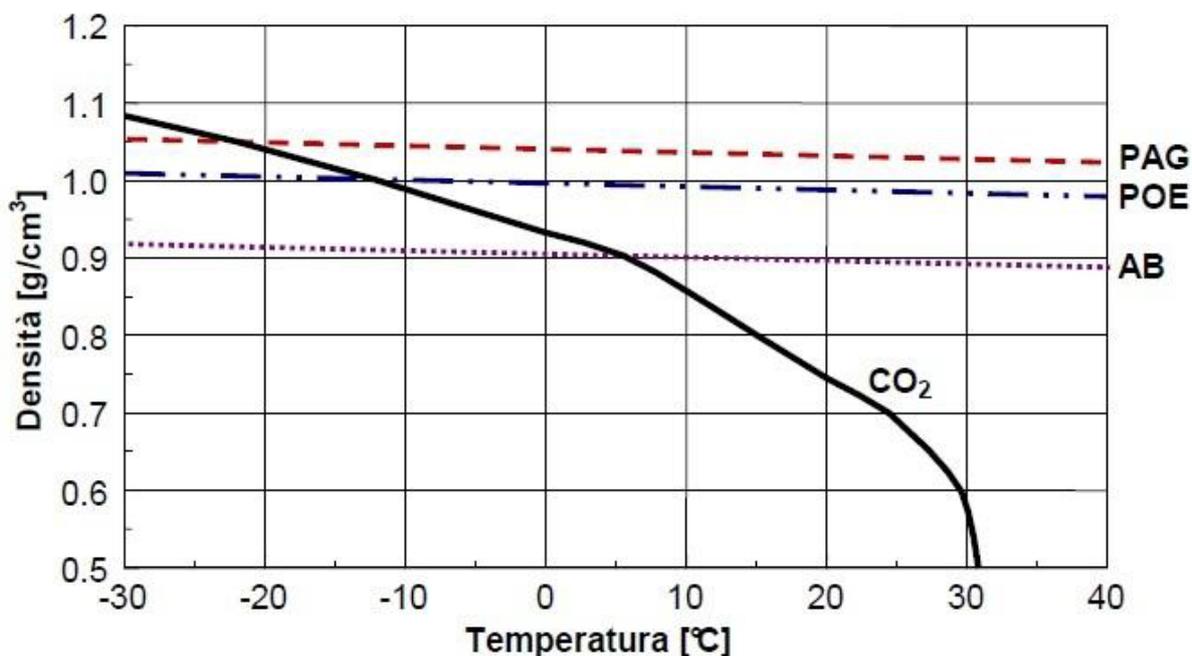


Figura 14. Fenomeno dell'inversione di fase: densità della CO₂ e dei lubrificanti in funzione della temperatura

Come si può notare nel grafico di figura 14 [10], mentre la densità degli oli puri subisce una leggera variazione con l'aumento della temperatura, quella dell'anidride carbonica allo stato liquido in condizioni di saturazione è soggetta un ampio intervallo di variazione, per il quale corrisponde una netta diminuzione della densità: da 1076 kg/m³ a condizioni di temperatura di -30 °C, si passa ad un valore di 468 kg/m³ al punto critico. Di conseguenza, la CO₂ liquida galleggia sul PAG puro per temperature superiori a -20 °C, mentre tende a porsi al di sotto di un AB già a +5 °C. Il problema è ancora più marcato con le PAO, di solito caratterizzate da densità inferiori a 850 kg/m³. Qualora fosse la CO₂ ad occupare la parte inferiore del ricevitore sarebbe impossibile drenare il lubrificante attraverso i condotti di ritorno dell'olio normalmente collegati al fondo del ricevitore. Il problema più evidente si verifica con gli oli PAO, caratterizzati da densità inferiori a 850 kg/m³. Infatti, qualora fosse la CO₂ ad occupare la parte inferiore del ricevitore dell'olio, sarebbe impossibile drenare il lubrificante attraverso i condotti di ritorno dell'olio, normalmente collegati al fondo del ricevitore stesso. Ciò porta a sconsigliare l'adozione sia dei lubrificanti di tipo PAO che degli oli minerali nelle applicazioni a temperatura elevata con anidride carbonica. I PAO e gli AB sono però utilizzati nelle applicazioni per la refrigerazione a bassa temperatura, per la quale non si presentano queste problematiche, ma per cui devono comunque essere adottati accorgimenti atti a fornire il ritorno dell'olio verso il compressore.

I lubrificanti di tipo POE e PAG, sembrano invece essere i più promettenti nell'impiego dei cicli transcritici. Tuttavia occorre tener presente che l'elevata solubilità dell'anidride carbonica nei POE comporta una riduzione della viscosità e il rischio di schiumatura durante l'avvio del compressore. Tale aspetto è molto più contenuto nei PAG in quanto la bassa solubilità non permette al tal fenomeno di espletarsi.

1.3.3 Stabilità e fenomeni corrosivi

Nei sistemi a CO₂ si ha un maggior contenuto di umidità nel lubrificante, causato dalla bassa affinità dell'acqua contenuta nell'aria con il refrigerante, rispetto agli HFC. Inoltre l'acqua può reagire con l'anidride carbonica a formare acido carbonico (H₂CO₃); vi sono quindi legittimi dubbi in merito a possibili problemi di stabilità e di *copper plating* che possono derivare dalla presenza dell'acqua.

Si possono verificare diverse reazioni chimiche a seconda degli elementi che reagiscono fra di loro e delle concentrazioni d'acqua che sono presenti all'interno del circuito. In un primo momento l'acido carbonico formato da H₂O e CO₂ comporta un effetto piuttosto blando sulle strutture metalliche dei componenti dell'impianto; nel momento in cui, tuttavia, l'acido carbonico reagisce chimicamente con una quantità

sufficiente d'acqua, si ottiene una certa quantità di bicarbonato (HCO_3^-) e di ioni di idrogeno (H^+), composti molto acidi che sono in grado di corrodere in modo serio i materiali di cui è costruito l'impianto.

Con una più alta concentrazione d'acqua, dovuta ad un'elevata igroscopicità dell'olio lubrificante, si può formare un gas idrogenato, il carbon dioxide gas hydrate ($\text{CO}_2(\text{H}_2\text{O})_8$) che si presenta sotto forma di ghiaccio e può persistere anche a temperature più elevate di 0 °C. Questo particolare composto può creare problemi di intasamenti ai filtri e alle canalizzazioni dell'impianto.

L'igroscopicità dell'olio può, inoltre, far subire reazioni chimiche anche allo stesso lubrificante. Utilizzando olio minerale, ad esempio, il lubrificante può reagire chimicamente con l'ossigeno presente nell'aria e produrre acido organico e acqua, la quale a sua volta può dar forma ad acido carbonico.

Utilizzando olio estere si può ottenere una reazione chimica fra il lubrificante e l'acqua con la produzione di acido organico e alcol.

Prove in sistemi per autoveicoli hanno dimostrato che i PAG "double end-capped" danno risultati positivi [11]. Sono preferibili lubrificanti "double end-capped" in quanto, non presentando alcun gruppo idrossile terminale, migliorano la stabilità grazie alla minor propensione ad una reazione chimica (i gruppi OH residui possono reagire con l'acido carbonico) e grazie alla ridotta affinità con l'umidità.

L'utilizzo degli esteri può dar luogo a preoccupazioni per eventuali problemi di idrolisi, anche se la esperienza con gli HFC mostra che il problema non è rilevante come si era inizialmente pensato. Seguendo adeguate procedure di manipolazione, gli esteri hanno mostrato di poter dare risultati positivi. In effetti, gli esteri (così come i PAG) vengono impiegati da anni come lubrificanti di processo per la CO_2 senza problemi. E' inoltre necessaria una selezione accurata degli additivi antiusura, dato che essi tendono ad essere più sensibili all'idrolisi dei lubrificanti stessi. Come nei sistemi tradizionali ad HFC, un deattivatore per i metalli può essere utilizzato laddove vi siano problemi di *copper plating*.

1.3.4 Effetto della presenza del lubrificante sullo scambio termico

Gli effetti del lubrificante sullo scambio termico a livello di gas cooler ed evaporatore devono essere tenuti in considerazione durante la progettazione dell'impianto, poiché a seconda del lubrificante utilizzato viene a formarsi una miscela di una precisa composizione con l'anidride carbonica, la quale non opera, quindi, uno scambio termico ideale all'interno dello scambiatore. Va, infatti, tenuto presente che un cambiamento concernente la composizione della sostanza che funge da fluido operativo comporta una mutazione riguardante le sue caratteristiche e proprietà termodinamiche.

Nel caso specifico, poiché l'anidride carbonica si miscela con il lubrificante, lo scambio termico e le caratteristiche termodinamiche presenti a pressioni e temperature massime di ciclo e di evaporazione non sono le stesse di quelle vigenti nel caso si operi con l'anidride carbonica pura. Ciò comporta di conseguenza a livello di progettazione un differente dimensionamento degli scambiatori di calore in modo da mantenere lo scambio di potenza termica voluto.

Nello studio presentato da Dang et al. [12] si mostra la relazione presente fra il coefficiente di scambio termico e la percentuale di lubrificante presente nella miscela olio - refrigerante. L'analisi dimostra come l'influenza del lubrificante sullo scambio termico dipenda dal diametro delle canalizzazioni utilizzate e dalla superficie interna dei tubi stessi, che può essere liscia o corrugata, a seconda dell'incremento di scambio termico desiderato.

Lo studio ha evidenziato che alla diminuzione del diametro delle canalizzazioni corrisponde una riduzione drastica del coefficiente di scambio termico della miscela anidride carbonica - olio. Ciò è dovuto al fatto che il lubrificante tende a depositarsi lungo le pareti dello scambiatore di calore creando una pellicola d'olio che funge da isolante e riduce lo scambio termico. L'analisi è stata effettuata utilizzando un olio di tipo PAG.

Sperimentalmente si sono valutate, quindi, le variazioni del coefficiente di scambio termico al variare della pressione, della concentrazione di olio in circolo, del diametro delle tubazioni e della portata massica del fluido refrigerante. I risultati sono riportati nella seguente tabella 3.

Tabella 3. Variazione del coefficiente di scambio termico in funzione della percentuale di olio, al variare del diametro della tubazione e della pressione

ID (mm)	Mass flux ($\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$)	Heat flux (kW m^{-2})	Pressure (MPa)					
			8		9		10	
			$x = 1\%$	$x = 3\%$	$x = 1\%$	$x = 3\%$	$x = 1\%$	$x = 3\%$
6	200	12	94%	84%	100%	83%	108%	90%
		24	96%	89%	106%	84%	102%	96%
	400	12	91%	74%	96%	73%	108%	80%
		24	110%	80%	95%	76%	112%	93%
800	12	52%	32%	35%	32%	72%	51%	
	24	52%	32%	35%	32%	72%	51%	
4	400	12	86%	30%	102%	39%	88%	47%
		12	94%	35%	110%	50%	80%	47%
	800	12	113%	40%	113%	60%	94%	70%
		24	113%	40%	113%	60%	94%	70%
1200	12	113%	52%	135%	60%	94%	70%	
	24	113%	52%	135%	60%	94%	70%	
2	800	12	72%	27%	70%	31%	59%	34%
	1200	12	62%	31%	65%	37%	62%	40%
1	800	12	53%	29%	75%	42%	67%	40%
		24	80%	25%	75%	42%	67%	40%
	1200	12	47%	28%	47%	41%	54%	38%

È interessante notare come il coefficiente di scambio termico dipenda dalla percentuale di olio disciolta nella miscela e come questa variazione derivi dal valore del diametro della tubazione. Per piccoli diametri il coefficiente di scambio termico è caratterizzato da un più basso valore, che diminuisce fino al 50% rispetto alla condizione ideale senza olio; al contrario con l'aumento della sezione (e quindi del diametro) della canalizzazione il coefficiente di scambio termico, invece, tende ad attestarsi su valori tipici della condizione ideale, in cui nello scambiatore scorre solo anidride carbonica.

1.3.5 Considerazioni finali sulla scelta dei lubrificanti per impianti frigoriferi a R744

Volendo sintetizzare quanto esposto in precedenza, la scelta del lubrificante più adatto deve essere effettuata tenendo presente differenti fattori:

- il miglior compromesso possibile fra la miscibilità dell'anidride carbonica con l'olio lubrificante e la viscosità della miscela che si forma;
- l'effetto del lubrificante sullo scambio termico a livello di gas cooler ed evaporatore;
- la resistenza dei componenti dell'impianto agli acidi corrosivi che si generano con l'utilizzo dell'anidride carbonica;
- l'inversione delle fasi a seconda della temperatura e delle pressioni di utilizzo.

Si può ritenere che l'uso dell'olio minerale sia problematico con l'anidride carbonica. I PAO e gli AB sono stati considerati per l'impiego nella refrigerazione a bassa temperatura a seguito della lunga esperienza nell'uso di questi oli nei sistemi industriali di processo utilizzando gas compressi. I POE e i PAG sembrano essere più promettenti nell'impiego in cicli transcritici. Tuttavia, occorre tenere presente che la solubilità particolarmente elevata della CO_2 nel POE comporta, oltre ai citati problemi di riduzione della viscosità, anche il rischio di inaccettabile schiumatura durante gli avvii del compressore. Tale aspetto è sicuramente più ridotto con i PAG, vista la loro bassa solubilità.

L'igroscopicità dei POE è ben nota a tutti gli utilizzatori di HFC: in tal senso, si osserva che il contenuto di umidità della anidride carbonica N35 per usi alimentari normalmente utilizzata anche nei circuiti frigoriferi (umidità < 10 ppm) è dello stesso ordine dei valori normalmente accettati per gli HFC (umidità < 10 ppm). I PAG, specie i cosiddetti "double capped" presentano una igroscopicità molto inferiore.

I più recenti lavori apparsi in letteratura sembrano quindi indicare i PAG come lubrificanti più adatti per i compressori di piccola e media taglia nelle applicazioni con CO_2 transcritica.

Generalmente le pompe di calore sono caratterizzate dall'uso di lubrificanti tipo PAG, ma con lo sviluppo degli ultimi anni degli studi e delle applicazioni riguardanti gli impianti operanti ad anidride carbonica, la

ricerca e le sperimentazioni hanno identificato altri oli lubrificanti in grado di sostituire i PAG, ovvero i PVE e gli ECP, nonostante il fatto che i primi siano comunque utilizzati per la costruzione di compressori di piccola potenza e che per le applicazioni di grossa taglia (elevate potenze frigorifere) si tenda ad impiegare tuttora gli oli tipo PAO.

Dang, Hoshika et al. [13] hanno analizzato queste tipologie di lubrificanti identificando alcune proprietà di interesse. Come si nota dalla tabella 4, per ciò che concerne i lubrificanti di tipo PAG, si conferma ciò che è stato detto in precedenza, ovvero che sono caratterizzati da un'elevata viscosità soprattutto per temperature molto elevate. Al contrario gli oli di tipo PVE e ECP presentano indici di viscosità molto inferiori rispetto ai PAG sia per le basse che per le elevate temperature. È in ogni modo evidente che i valori di conduttività termica di tutti questi oli sono equivalenti e molto elevati sia per le alte che per le basse temperature.

Tabella 4. Confronto tra le proprietà rilevanti degli oli tipo PAG, PVE e ECP

Oil type	PAG 100	PVE 100	ECP 100
Molecular structure	$\text{CH}_3\text{-O-(CH-CH}_2\text{-O)}_m\text{-(CH}_2\text{-CH}_2\text{-O)}_n\text{-CH}_3$	$\text{H-(CH-CH}_2\text{)}_m\text{-(CH-CH}_2\text{)}_n\text{-H}$ $\begin{array}{c} \\ \text{OEt} \end{array}$ $\begin{array}{c} \\ \text{OBu} \end{array}$	$\text{Me-(O-CH-CH}_2\text{)}_s\text{-O}$ $\begin{array}{c} \text{CH}_3 \\ \\ \text{R}_1\text{-CH-CH}_2\text{-(CH-CH}_2\text{)}_m\text{-R}_3 \\ \\ \text{O} \\ \\ \text{R}_2 \end{array}$
Viscosity at 40 °C	106.5 mm ² s ⁻¹	99.2 mm ² s ⁻¹	100.5 mm ² s ⁻¹
Viscosity at 100 °C	20.47 mm ² s ⁻¹	10.5 mm ² s ⁻¹	12.63 mm ² s ⁻¹
Viscosity index	218	86	120
Thermal conductivity at 20 °C ^a	0.156 W m ⁻¹ K ⁻¹	0.159 W m ⁻¹ K ⁻¹	0.158 W m ⁻¹ K ⁻¹
Thermal conductivity at 80 °C ^a	0.145 W m ⁻¹ K ⁻¹	0.149 W m ⁻¹ K ⁻¹	0.148 W m ⁻¹ K ⁻¹

L'analisi effettuata dagli autori ha dimostrato che:

- l'olio influenza le performance di scambio termico;
- operando a livello pseudo critico non si ottiene la formazione d'olio che tende ad accumularsi negli scambiatori e a penalizzare lo scambio termico;
- gli oli PAG, che sono meno miscibili e più viscosi, formano uno strato d'olio superiore rispetto PVE e ECP; quest'ultimi quindi comportano prestazioni migliori e quindi sono adatti ad essere impiegati come sostituti dei PAG nei csaraicli trascritti ad anidride carbonica.

1.4 Separatori di olio

Durante la fase di compressione di una macchina alternativa, il gas compresso si riscalda e parte dell'olio sulla parete del cilindro fuoriesce con il gas di scarico. Il trascinarsi dell'olio avviene in maniera più o meno marcata con tutti i tipi di compressori lubrificati e in piccoli sistemi autonomi si riesce facilmente a garantire il suo rapido ritorno al compressore.

Tuttavia, l'avvio del compressore dopo un lungo periodo d'inattività può comportare, per un breve periodo, notevoli fuoriuscite di olio a causa della formazione di schiuma. Con i sistemi più complessi di grandi dimensioni, con evaporatori "distanti" dal compressore, è auspicabile quindi montare un separatore d'olio nella linea di scarico per ridurre la quantità di olio trasportato lungo il sistema.

Il separatore, intercettando l'olio trascinato dal gas compresso e restituendolo con regolarità al carter della macchina, concorre ad assicurare l'efficace lubrificazione degli organi in movimento del compressore; inoltre, eliminando o riducendo il film d'olio sulle superfici di scambio del condensatore e dell'evaporatore, mantiene elevato il coefficiente di trasmissione termica di tali apparecchi. Sempre a tale scopo, ove temperature molto elevate di fine compressione comportino la formazione di vapori d'olio, è consigliabile l'adozione di un separatore di capacità eccedente rispetto ai valori di tabella. Infine, il separatore d'olio, smorzando le pulsazioni delle valvole, riduce la rumorosità degli impianti con compressore aperto o

ermetico accessibile. L'impiego del separatore d'olio si traduce quindi in maggiore durata del compressore, migliore resa dell'impianto e conseguente risparmio energetico, maggiore silenziosità per riduzione dell'effetto pulsante.

In generale, il tipo di separatore d'olio che è impiegato tradizionalmente sulla linea di scarico di un compressore alternativo, è costituito da un piccolo serbatoio entro cui avvengono brusche variazioni di direzione del refrigerante carico di olio in modo da separare le gocce di olio e farle precipitare. Dopodiché l'olio raccolto nel serbatoio è fatto ritornare periodicamente al carter del compressore. In uscita da questo tipo di separatore si ha una concentrazione di olio nel refrigerante che varia da 50 a 80 ppm.

La figura 15 mostra lo spaccato di un separatore d'olio standard. Il gas caldo in entrata viene fatto incidere su una spirale in modo da perdere sulla superficie della spirale, grazie alla forza centrifuga, gran parte dell'olio in esso contenuto. Circa il 95-98% dell'olio trascinato può essere separato dal gas caldo e, cadendo sul fondo, può essere fatto ritornare al carter del compressore. La linea di ritorno dell'olio è controllata dalla valvola a galleggiante, o può avere un orifizio di spurgo. In entrambi i casi, il dispositivo deve essere corredato da un'elettrovalvola che effettua la chiusura ermetica quando il compressore si arresta, poiché il separatore è alla pressione di scarico e la coppa dell'olio del compressore alla pressione di aspirazione.

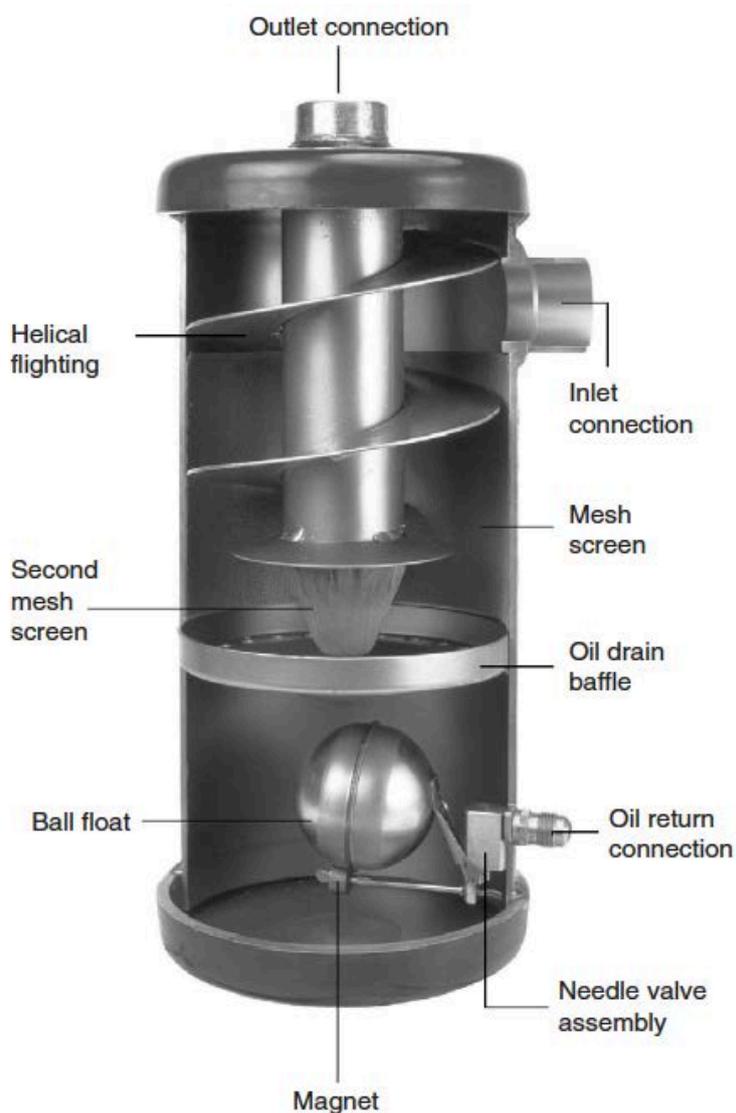


Figura 15. Esempio di separatore d'olio

In fase di arresto, il gas ad alta pressione nel separatore si raffredda e in parte si condensa, diluendo così l'olio rimasto nella parte inferiore. Quando il compressore viene riavviato, quest'olio diluito passerà al carter. Per limitare questa diluizione, nei grandi impianti un riscaldatore elettrico è comunemente montato nella base del separatore, in maniera tale da evitare un'eccessiva condensazione del refrigerante gassoso.

I compressori a vite a iniezione d'olio necessitano sempre di separatori che gestiscano il continuo ritorno di olio dal processo d'iniezione. Essi sono spesso incorporati al gruppo compressore, particolarmente con i tipi semi-ermetici per le applicazioni nel settore del condizionamento; il ricircolo alle porte di iniezione e ai cuscinetti avviene in maniera continua. Nei compressori a vite per applicazioni a bassa temperatura, l'olio è normalmente raffreddato durante il processo di ricircolo.

Per quelle installazioni che potrebbero essere molto sensibili ad eventuali accumuli di olio, può essere installato un separatore di olio a due stadi che arriva a garantire una rimozione dell'olio trascinato fino al 99,7%. In ogni caso, per quanto efficiente sia il processo di separazione, una piccola quantità di olio sarà sempre trascinato lungo il circuito e la progettazione del sistema deve tener sempre conto di tale circostanza.

Volendo fare un sintetico stato dell'arte delle diverse tecniche adottate nella progettazione e nella produzione dei separatori olio, è possibile fare riferimento a quattro principali modalità di separazione dell'olio:

- a) la coalescenza: fenomeno che permette a due sostanze identiche ma disperse di riunirsi;
- b) la centrifugazione: questa tecnica utilizza la forza centrifuga per separare dei fluidi che hanno densità diversa;
- c) il cambiamento di velocità: permette alle molecole più pesanti di proseguire, grazie alla loro inerzia, nella loro traiettoria e alle molecole più leggere di andare all'interno del separatore
- d) cambiamento di direzione: questa tecnica, combinata con la precedente, permette una migliore separazione dell'olio. Le goccioline conservano la loro traiettoria iniziale, sotto l'effetto della loro massa e della loro velocità iniziale, mentre il vapore si dirige verso l'uscita del separatore.

I produttori di separatori d'olio sovente utilizzano una o più tecniche di separazione secondo il grado di prestazioni richiesto dall'applicazione finale.



Setaccio molecolare



Cartuccia coalescente

Figura 16. Componenti per separatori a coalescenza

Il separatore coalescente, che riduce la concentrazione dell'olio fino a circa 5 ppm, fu sviluppato in concomitanza dell'apparizione dei compressori a vite a iniezione di olio, che richiedono una separazione di olio molto più efficiente. Questo tipo di separatore è al momento disponibile in commercio anche per i compressori alternativi ed è molto impiegato nei nuovi impianti.

La coalescenza è generalmente realizzata tramite una cartuccia metallica o una cartuccia coalescente (fig. 16). La particolare forma delle cartucce e la loro costituzione permettono di bloccare anche le particelle più piccole di olio; sfruttando il fenomeno della coalescenza, le particelle aumentano di volume fino a diventare gocce le quali, per gravità, cadono nella parte sottostante del separatore e, quindi, attraverso la valvola a spillo (galleggiante), ritornano al compressore. Il separatore a cartuccia permette anche di "pulire" il circuito frigorifero nel caso in cui esso sia stato inquinato o contaminato da vari fattori accidentali.

L'adozione dei separatori a cartuccia coalescente (fig. 17) permette di ottenere la massima efficienza del processo di separazione anche al variare delle velocità di passaggio del fluido di lavoro, contrariamente ai sistemi convenzionali dove al diminuire della velocità diminuisce il potere filtrante. Tenuto conto della particolarità costruttiva della cartuccia atta ad ottenere l'elevato potere filtrante, occorre considerare attentamente le cadute di pressione dovute all'inserimento del separatore nel circuito frigorifero al fine di ottimizzare le prestazioni del sistema.

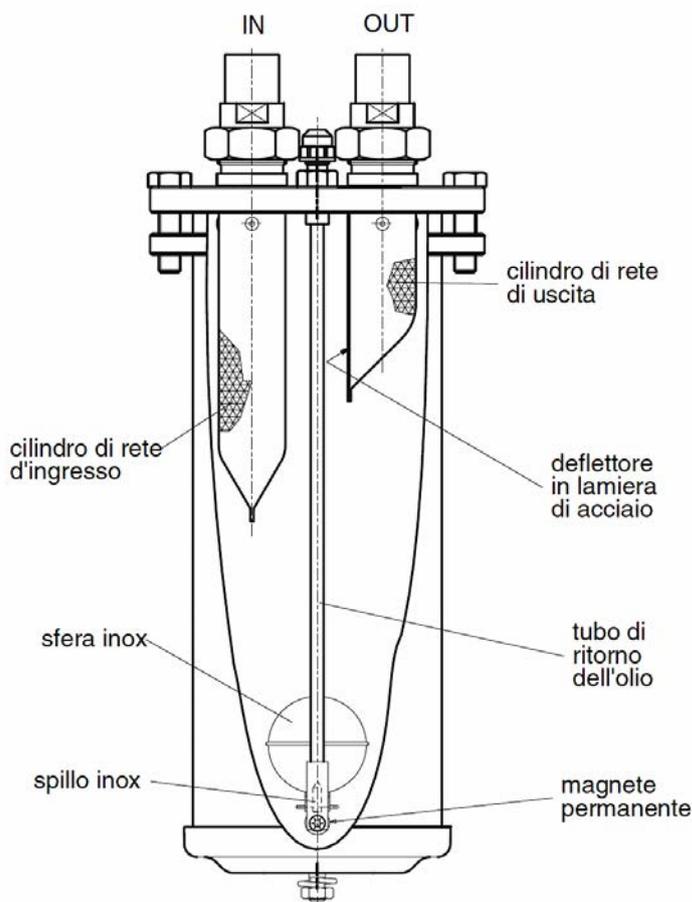


Figura 17. Separatore d'olio a coalescenza [14]

La centrifugazione invece può essere realizzata con l'ausilio di generatori di turbolenze, di sistemi elicoidali o particolari sistemi di separazione (ciclone) (fig.18).



Figura 18. Componenti per separatori a centrifugazione

1.4.1 Scelta del separatore d’olio e suo posizionamento

Il separatore d’olio deve essere dimensionato, per una temperatura di fine compressione assegnata, sulla base della velocità del gas riferita alla sezione lorda del separatore d’olio (è consigliabile che detta velocità non superi i 0.5 m/s, al fine evitare eccessivi fenomeni di turbolenza [14]). Questa grandezza sarà calcolata in funzione delle caratteristiche del compressore installato, soprattutto in funzione della potenza frigorifera del sistema per le condizioni operative prefissate (temperatura di saturazione alla mandata, temperatura di saturazione all’aspirazione, eventuale sottoraffreddamento del liquido, surriscaldamento del vapore aspirato).

In generale, assegnata la potenzialità frigorifera del compressore, in funzione del tipo di refrigerante e delle condizioni operative si determina la portata volumetrica Q del gas compresso con la seguente relazione:

$$Q = \frac{P}{\Delta H} v_g \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

dove:

P = potenzialità frigorifera, [kW]

ΔH = effetto frigorifero unitario, dedotto dal ciclo (fig. 19), [kJ/kg]

v_g = volume specifico del gas compresso, all’ingresso del separatore, [m³/kg].

La verifica della velocità del gas, riferita alla sezione lorda del separatore, si ottiene con:

$$v = Q/S \quad [\text{m}/\text{s}]$$

con:

S = sezione lorda del corpo separatore, [m²]

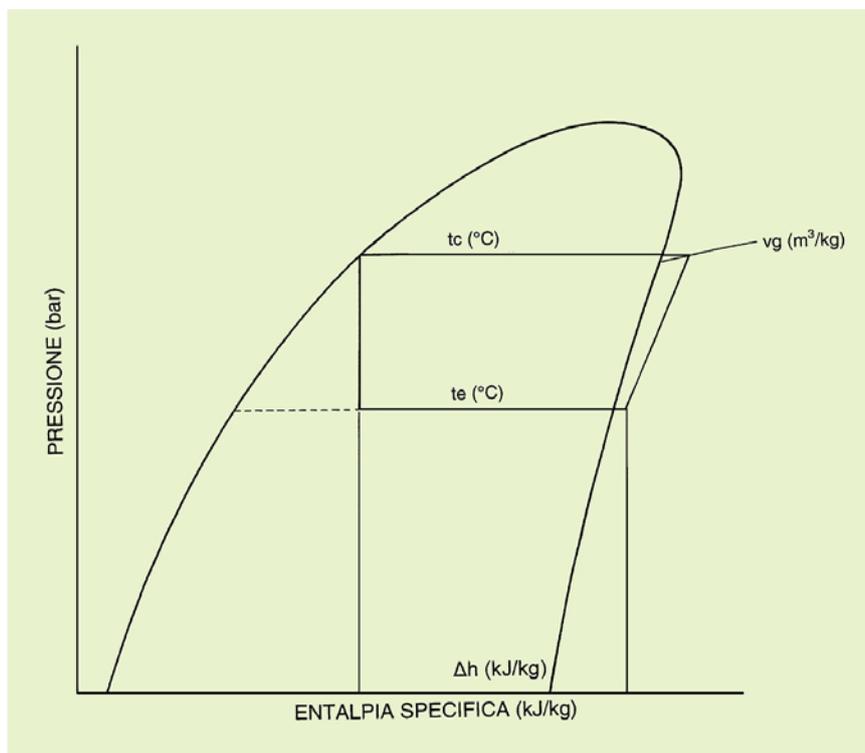


Figura 19. Esempio di diagramma p-h per il calcolo della portata volumetrica del refrigerante

I separatori d'olio devono essere installati sulla linea di mandata fra compressore e condensatore, in posizione verticale e il più vicino possibile al compressore stesso. Per evitare il ritorno al separatore di refrigerante liquido dal condensatore, durante i periodi di fermata, è consigliabile installare una valvola di ritegno fra separatore e condensatore. Poiché il separatore d'olio funziona correttamente quando lavora a una temperatura prossima alla temperatura di mandata del compressore, occorre evitare, per quanto possibile, installazioni che possano causare il raffreddamento del corpo del separatore e provocare quindi la condensazione del refrigerante. Se ciò non è possibile, si deve dotare il separatore delle soluzioni ritenute più opportune (coibentazione, elementi riscaldanti, etc.) atte a prevenire la condensazione del refrigerante. Prima di installare un separatore d'olio è sempre necessario immettere al suo interno la quantità di lubrificante specificata nelle tabelle del costruttore: è molto importante effettuare correttamente questa precarica se si vuole ottenere il buon funzionamento del separatore ed evitare il danneggiamento del meccanismo galleggiante.

In funzione dell'architettura del sistema di refrigerazione, la linea di ritorno dell'olio è collegata direttamente al carter del compressore ovvero alla linea d'aspirazione a monte del compressore ovvero al ricevitore d'olio se è presente un sistema centralizzato di controllo e distribuzione dell'olio ai compressori in caso di circuiti multi-compressori. In quest'ultimo caso, infatti, per distribuire in modo sicuro l'olio tra più compressori è necessario raccoglierlo prima in un unico serbatoio e da qui, con vari metodi, portarlo al compressore o ai compressori nei quali il livello è basso [15].

La prima possibilità, maggiormente impiegata, è quella di separare l'olio in alta pressione, mediante un apposito separatore con riserva olio, separata o integrata, e regolatori di livello. Gli svantaggi di tale metodo sono:

- il costo, dovuto alla pressione di progetto maggiore (la massima del circuito) dei vari componenti separatore, ricevitore di olio, valvola differenziale e relative tubazioni di collegamento;
- la separazione dell'olio dal refrigerante non è completa e quindi una parte non trascurabile dell'olio espulso dai compressori entra in circolo nel circuito frigorifero, per cui non si può comunque fare a meno di progettare la rete di tubazioni in modo tale che l'olio sia riportato ai compressori;

- il by-pass che si verifica tra l'alta e la bassa pressione per effetto del refrigerante disciolto nell'olio, quando apre la valvola che immette l'olio nei compressori o nel ricevitore dell'olio, comporta una certa perdita di efficienza; oltre a questo l'olio tendenzialmente è caldo, e quindi si può avere innalzamento di temperatura dell'olio esistente nel carter, a meno di non utilizzare uno scambiatore di raffreddamento;
- criticità del sistema: specialmente nella versione con ricevitore dell'olio incorporato nel separatore le differenze di pressione sono notevoli, e in caso di mancata tenuta o trafileamento di una delle valvole si può avere un eccessivo riempimento del carter, oltre a un by-pass tra mandata e aspirazione del sistema.

La seconda possibilità è quella di separare l'olio in bassa pressione. Questo sistema richiede una maggiore accortezza nel progetto del sistema frigorifero, ma presenta il vantaggio di essere più semplice del metodo descritto in precedenza.

Gli svantaggi, evidenti, sono:

- tutto l'olio scaricato dai compressori va in circolo. Quando i compressori trascinano molto olio oppure quando il circuito è molto esteso può essere necessario disporre di una riserva di olio in aspirazione, tale da permettere ai compressori di funzionare regolarmente fino al raggiungimento di una condizione di equilibrio. Normalmente la frazione di olio trasportata (portata di olio / portata di refrigerante x 100) non supera il 2%, per cui la quantità di olio da tenere in riserva non è molto alta, almeno per impianti normali;
- c'è la necessità di separare l'olio dall'eventuale refrigerante allo stato liquido in aspirazione, situazione peraltro presente in parte anche nei sistemi con separazione in alta pressione;

Generalmente il costo di un sistema con separazione in bassa pressione è sensibilmente inferiore a uno con separazione di olio in alta pressione, e un sistema correttamente progettato è più affidabile, dato il minor numero di componenti. Il metodo della separazione in bassa pressione è invece da evitare quando si operi con evaporatori allagati e in particolare quando l'olio presenti una minore densità del refrigerante e quindi risulti impossibile spillare miscela ricca di olio. Quest'ultima situazione è presente tuttavia solo su grossi impianti industriali.

2. Descrizione delle attività sperimentali svolte e analisi dei risultati

L'attività di ricerca svolta comprende una campagna sperimentale per la valutazione degli effetti derivanti dall'impiego di un separatore di olio in una pompa di calore a R744 (CO₂). I test sperimentali sono stati condotti su un prototipo di pompa di calore reversibile di taglia 30 kW. Il prototipo impiegato presenta caratteristiche tecniche avanzate e innovative: in particolare si distingue dalle pompe di calore tradizionali e, più in generale, dalle macchine a compressione di vapore, per l'evoluto sistema di laminazione utilizzando un gruppo di eiettori per la realizzazione della fase di espansione necessaria alla chiusura del ciclo termodinamico. Tale soluzione appare particolarmente adatta a cicli termodinamici utilizzando CO₂.

La presenza di quantità rilevanti di olio nel refrigerante potrebbe però condizionare il funzionamento degli eiettori a causa dei loro ridotti diametri di gola.

La parte sperimentale s'inserisce nell'altra attività di ricerca *"Sviluppo di sistemi a multieiettori per pompe di calore reversibili ad R744 per la climatizzazione e la produzione di acqua calda sanitaria. Caratterizzazione termofluidodinamica sperimentale dei componenti e modellizzazione della HP con sistema di espansione ad eiettori multipli"* utilizzando gli impianti e la pompa di calore in prova. Per maggiori dettagli si rimanda al report RdS/PAR2015/170 [16].

2.1. Pompa di calore con eiettori

Il sistema di laminazione utilizzando un gruppo di eiettori ~~soluzione~~ appare particolarmente adatto a cicli termodinamici utilizzando CO₂, che è caratterizzata da una temperatura critica molto bassa rispetto agli altri fluidi frigorigeni: questo comporta un alto valore delle perdite exergetiche di ciclo, in particolare di quelle legate al processo di laminazione [17]. Per la riduzione di tali perdite e per il recupero di energia dalla trasformazione di espansione sono state proposte varie soluzioni. Oltre alla possibilità di utilizzare organi mobili, che presentano però lo svantaggio di avere delle parti in movimento (minore affidabilità), la

possibilità di utilizzare un eiettore come organo di laminazione appare applicabile con relativa semplicità [1] [16].

L'eiettore è un organo fisso dotato di un tratto di tubo convergente, seguito da un brevissimo tratto rettilineo e da un successivo tratto divergente; esso è dotato di due sezioni d'ingresso: nella primaria è immesso il fluido ad elevata pressione e nel tratto convergente tale energia di pressione viene trasformata in energia cinetica; la conseguente depressione viene utilizzare per aspirare fluido dall'altra sezione di ingresso e, in seguito al mescolamento nel tratto rettilineo di tubo, tutto il fluido viene nuovamente rallentato nel tratto divergente riacquistando energia di pressione prima di essere avviato al compressore. Tra l'altro, con tale meccanismo si ottiene il vantaggio di avviare al compressore un fluido avente pressione maggiore rispetto a quella di evaporazione, garantendosi così prestazioni del compressore senz'altro migliori. Tra i principali problemi nell'impiego dell'eiettore va segnalato invece la possibilità che il sistema lavori efficientemente soltanto in corrispondenza del punto di dimensionamento, mentre potrebbe portare scarsi miglioramenti quando si lavora lontano da tale punto. Per ovviare in parte a tale possibile debolezza si è provveduto a dotare la macchina di un gruppo eiettore contenente quattro eiettori di diversa geometria, gestiti in maniera automatica dal software di controllo della macchina in test.

I principali componenti della macchina testata (fig. 20-21), assemblata dalla ENEX, sono [1] [16]:

- compressore semiermetico alternativo della DORIN CD1300H dotato di inverter;
- due scambiatori alettati, funzionanti rispettivamente da condensatore/gas cooler in modalità frigorifera e da evaporatore in modalità pompa di calore (figura 22);
- due scambiatori a piastre per lo scambio termico CO₂-acqua, che funzionano da evaporatore in modalità frigorifera e da gas-cooler in modalità pompa di calore;
- uno scambiatore interno a piastre;
- uno scambiatore recuperatore a tubi e mantello;
- un gruppo eiettori costituito da quattro eiettori attivabili in maniera indipendente dal controllore installato a bordo macchina (figura 23);
- un ricevitore di liquido, installato in uscita dal gruppo eiettori;
- una valvola elettronica come ulteriore organo di laminazione.



Figura 20. Prototipo di pompa di calore reversibile da 30 kW (prima dell'inserimento del separatore d'olio)



Figura 21. Prototipo di pompa di calore reversibile da 30 kW (prima dell'inserimento del separatore d'olio)



Figura 22. Batterie alettate



Figura 23. Particolare del pacco eiettori

In figura 24 è riportato lo schema circuitale della macchina: viene indicato il percorso del fluido refrigerante quando la macchina lavora in modalità riscaldamento (pompa di calore).

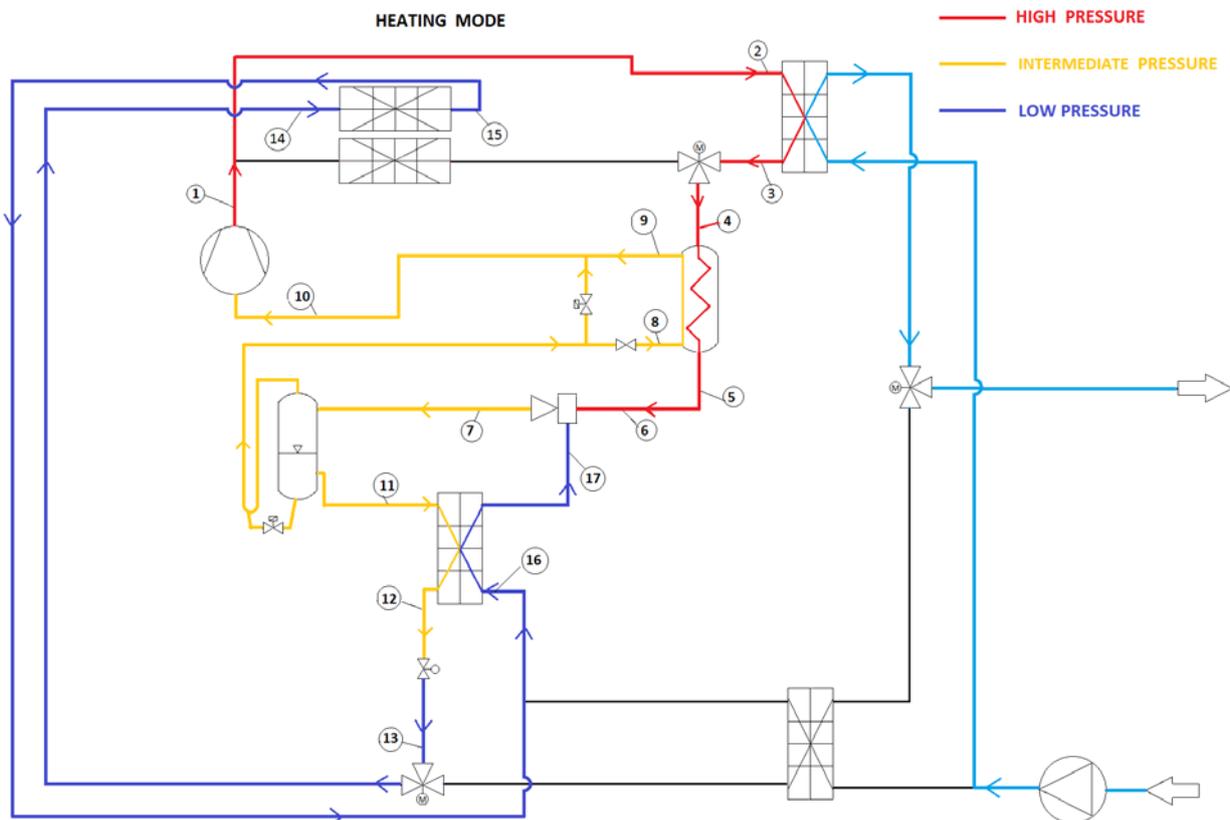


Figura 24. Schema circuitale prototipo in funzionamento pompa di calore

2.2. Scelta del separatore d'olio e sua installazione

Lo schema della macchina modificata con l'inserimento del separatore di olio è riportato in figura 25 (in modalità riscaldamento): il separatore è stato inserito tra aspirazione e mandata compressore. L'olio lubrificante utilizzato dal costruttore del compressore (DORIN) è un PAG 68 double end-capped. Tale lubrificante, alla luce di quanto esposto nel corso della precedente trattazione, è, ad oggi, la migliore scelta possibile nelle applicazioni con CO₂ transcritica.

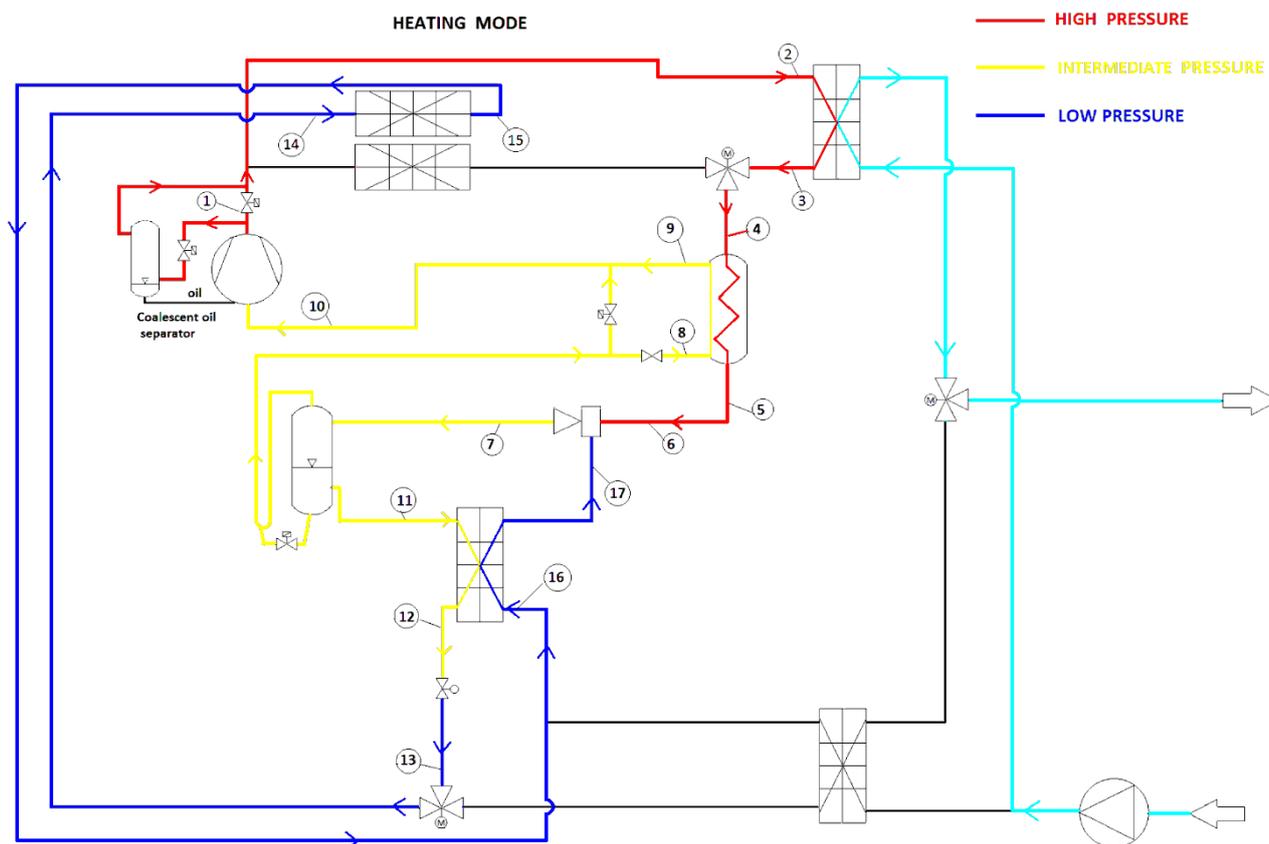


Figura 25. Schema circuitale prototipo con separatore d'olio

Il separatore installato è stato selezionato in collaborazione con il fornitore della pompa di calore utilizzata per i test (fig.26). Trattasi di un separatore a coalescenza della Temprite®, modello 135A; di seguito vengono riportate le sue principali caratteristiche:

- progettato specificatamente per applicazioni con CO₂ (R744) transcritica ad alte medie e basse temperature;
- separazione olio-CO₂ per coalescenza;
- filtraggio meccanico con ritenzione di particolato fino a 0.3 micron;
- pressione massima esercizio di 140 bar;
- efficienza separazione nominale pari al 98.5 %;
- monitoraggio interno del livello dell'olio;
- precarica di olio di 0.6 l.

Il separatore scelto mantiene un'elevata efficienza di separazione anche al variare della portata di refrigerante all'interno di un ampio intervallo di valori, minimizzando la quantità di olio presente nell'evaporatore e migliorando quindi l'efficienza del medesimo. E' possibile inoltre cambiare il filtro una volta catturato lo sporco in eccesso circolante nell'impianto. Il serbatoio dell'olio con la porta sensore

integrata consente il monitoraggio del livello interno dell'olio e il ritorno controllato dell'olio pulito al carter del compressore per una continua e corretta lubrificazione delle parti in movimento.

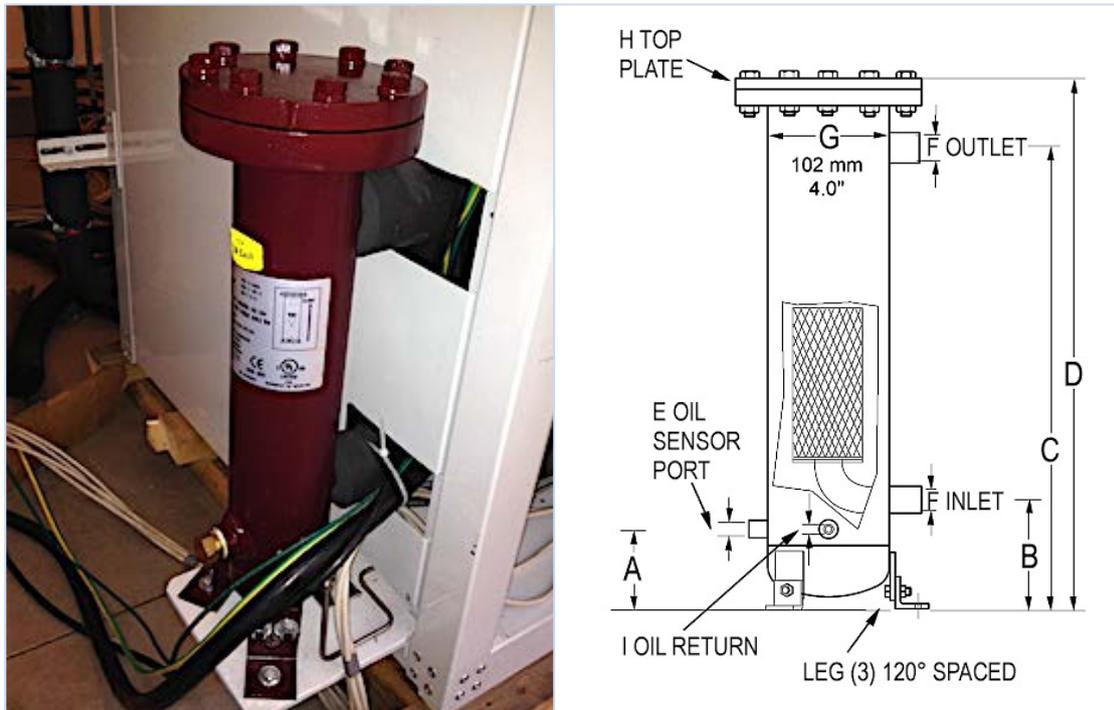


Figura 26. Separatore d'olio a coalescenza Temprite® - modello 135A

2.3. Prove sperimentali: modalità di esecuzione e analisi dei risultati

L'impianto "Calorimetro ENEA" [1], allestito presso l'edificio F40 del Centro Ricerche Casaccia di Roma, ha consentito l'esecuzione dei test sperimentali secondo le normative di riferimento per il test di pompe di calore aria/acqua (UNI EN 14511-parte 2 [18] e parte 3 [19] e UNI EN 14825 [20]). Tali test, eseguiti secondo le condizioni di prova richieste dalla norma, permettono di valutare le prestazioni della macchina in una specifica condizione (COP per le pompe di calore ed EER per i refrigeratori di liquido) per poi calcolare gli indici stagionali SCOP e SEER, nonché rilasciarne la certificazione energetica.

Per il test di pompe di calore di questo tipo si deve poter disporre di condizioni al contorno stabili. Deve cioè essere garantito un flusso d'acqua avviato al condensatore a temperatura e portata fissata e stabile e si deve assicurare un flusso d'aria all'evaporatore anch'esso di portata e temperatura definita e stabile e avente una velocità entro i limiti posti dalle norme. Per l'ottenimento delle condizioni richieste sull'acqua, è stato realizzato un circuito apposito in grado di produrre e rendere disponibile un idoneo flusso d'acqua a temperatura controllata.

Invece, per controllare la temperatura e l'umidità dell'aria avviata all'evaporatore ci si è avvalsi di una camera climatica all'interno della quale fosse possibile alloggiare i prototipi da testare. La gestione simultanea della camera climatica, del loop idronico e della macchina in test avviene a mezzo di una logica di controllo piuttosto avanzata, che consente di automatizzare le fasi di preparazione dell'acqua e di coordinare l'accensione o lo spegnimento di ogni singolo componente.

Per l'attività di ricerca in oggetto, sono stati condotti test in differenti condizioni ambientali esterne (temperatura e umidità), in modalità pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria. I dati sperimentali sono stati acquisiti ed elaborati per la valutazione delle prestazioni della macchina (COP), in una specifica condizione di lavoro, **con e senza l'utilizzo del separatore di olio**, come specificato nel seguito. L'esclusione o meno del separatore è ottenuta operando sul circuito di by-pass appositamente realizzato dal costruttore della macchina per questa linea di attività (fig.27).



Figura 27. Sezione di by-pass del separatore d’olio

Dopo aver installato il separatore sono state eseguite delle prime prove per valutare sia il suo corretto funzionamento sia la sua influenza sulla regolarità e qualità di esecuzione delle prove. In effetti si è evidenziato che le modalità di ritorno dell’olio al carter, effettuato tramite una valvola temporizzata sul ramo di collegamento, causano delle complicazioni sulla stabilità delle prove. Il superamento di questi problemi comporterà degli interventi sulla regolazione non realizzabili nei tempi previsti per l’attività. Si sono comunque effettuate alcune prove di orientamento, intervenendo manualmente sul sistema, operazione da effettuare con estrema attenzione comportando dei rischi per il compressore e quindi non standardizzabile.

In sostanza sono state effettuate tre prove standard (tabella 5) per la produzione di acqua calda a due temperature ambiente fissate (una è una prova “ripetuta” di controllo) con e senza il separatore. $T_{in\ water}$ e $T_{out\ water}$ sono rispettivamente le temperature d’ingresso e di uscita dell’acqua nella pompa di calore. Si sono impostate temperature ambiente, T_{amb} , relativamente alte poiché si è visto che permettevano prove più stabili consentendo un miglior controllo manuale del ritorno dell’olio.

Tabella 5. Quadro sinottico delle prove effettuate

Separatore	T_{amb}	$T_{in\ water}$	$T_{out\ water}$	Inverter
	°C	°C	°C	Hz
on	15	30	60	50
off	15	30	60	50
on	7	30	60	50
off	7	30	60	50
on	7	30	60	50
off	7	30	60	50

Questo tipo di prove consente di vedere in maniera diretta, a parità di richiesta dell'utenza (T_{in} e T_{out}) e di condizioni esterne (T_{amb}) come l'inserimento del separatore influisca sulle prestazioni della pompa di calore. Nella figura 28 è riportato l'incremento della perdita di carico dovuto all'inserimento del separatore; i valori misurati sono quasi indipendenti dalla T_{amb} e relativamente bassi.

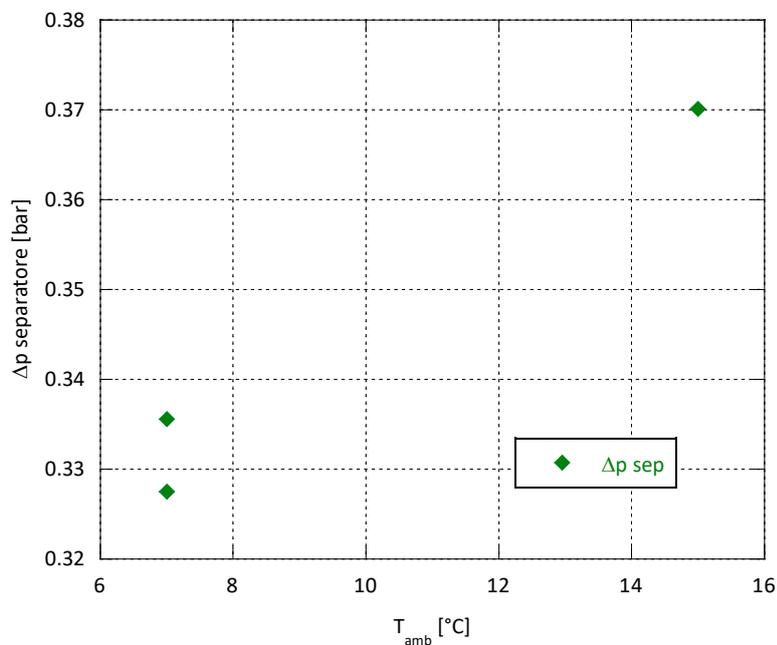


Figura 28. Perdite di carico dovute all'inserimento del separatore d'olio

La figura 29 mostra la variazione del COP dovuta all'inserimento del separatore; anche in questo caso le variazioni rilevate sono minime.

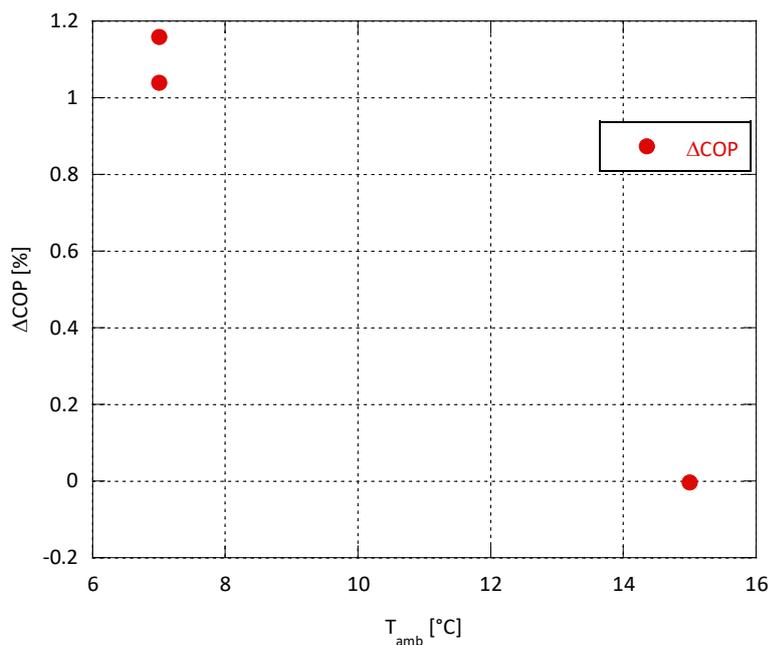


Figura 29. Effetto sul COP della macchina derivante dall'inserimento del separatore

Per avere un'indicazione qualitativa dell'effetto del separatore sull'efficienza del gas cooler, dalla relazione che lega il calore scambiato W_{gc} al coefficiente di scambio termico globale U , alla superficie totale di scambio S e alla differenza di temperatura media logaritmica ΔT_{lm}

$$W_{gc} = US \Delta T_{lm}$$

si è calcolato il valore del prodotto US e quindi la variazione delle condizioni di scambio con e senza separatore (figura 30). Si può notare come la presenza del separatore porti a dei leggeri miglioramenti nell'efficienza del gas cooler, soprattutto in condizioni di basse temperature ambientali.

I risultati, sia pure con tutte le cautele dovute ai limiti già detti sul numero e modalità di esecuzione delle prove, sono comunque tali da incoraggiare un approfondimento che dovrà inevitabilmente partire da un miglioramento delle condizioni di prova.

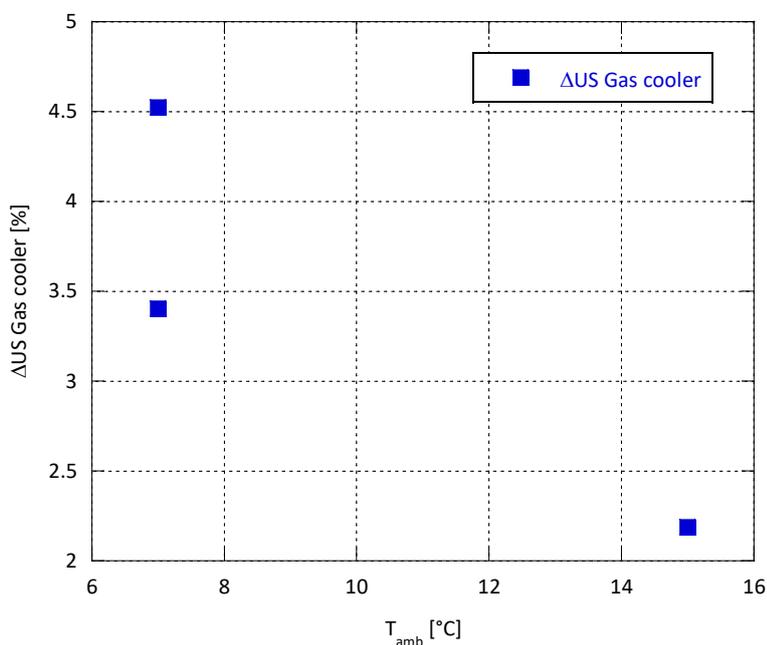


Figura 30. Effetto sull'efficienza del Gas Cooler della macchina derivante dall'inserimento del separatore

2.4. Sistema di campionamento e stima della percentuale di olio circolante

Nel corso dell'attività di ricerca svolta sono stati studiati e realizzati sul prototipo di pompa di calore opportuni punti di campionamento del fluido di lavoro, al fine di poter effettuare in seguito specifiche analisi per la quantificazione di lubrificante disperso nel refrigerante. Le figure 31 e 32 mostrano rispettivamente i punti di campionamento predisposti nel ramo in alta pressione ovvero all'uscita dello scambiatore rigenerativo interno post gas cooler, e quello nel ramo in bassa pressione, all'uscita del separatore di liquido posto a valle del gruppo multieietto.

Per la scelta della componentistica da utilizzare nella realizzazione del sistema di campionamento sono state seguite le indicazioni fornite dalla norma di riferimento internazionale ANSI/ASHRAE Standard 41.4-2015, "Standard Method for Measuring the Proportion of Lubricant in Liquid Refrigerant" [21], che descrive la metodologia per misurare la percentuale di lubrificante in un refrigerante liquido. La norma utilizza il metodo gravimetrico come metodo primario, ma non esclude l'impiego di metodi alternativi per la valutazione della quantità di olio che circola con il refrigerante a patto che tali metodi siano stati calibrati contro il metodo principale. La norma ANSI/ASHRAE fornisce inoltre tutte le prescrizioni e le procedure cui attenersi per una corretta misurazione dei campioni.



Figura 31. Punto di campionamento in alta pressione



Figura 32. Punto di campionamento in bassa pressione

In figura 33 è riportato lo schema che identifica i componenti del gruppo di campionamento e mostra il suo collegamento al circuito frigorifero della pompa di calore.

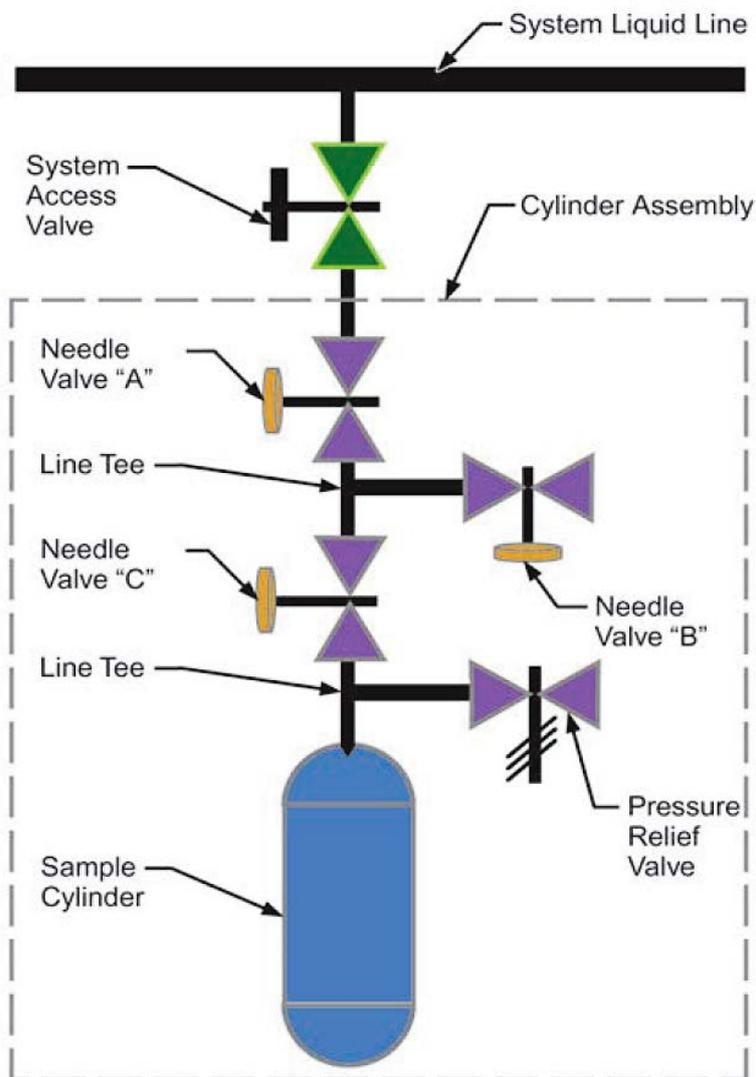


Figura 33. Sistema di campionamento del fluido di lavoro [21]

La figura 34 mostra una panoramica della componentistica scelta ed acquistata per la realizzazione del circuito di campionamento.

La scelta del *sample cylinder* per la raccolta dei campioni è stata fatta tenendo conto sia della massima pressione d’esercizio dell’impianto che del miglior compromesso possibile tra volume del *sample cylinder* e suo peso, in maniera da poter ottenere misure di peso le più accurate possibili.



Figura 34. Componentistica Swagelok per il circuito di campionamento

3. Conclusioni

L'attività di ricerca svolta ha affrontato diverse problematiche legate alla presenza di olio lubrificante nel ciclo di esercizio di una pompa di calore a CO₂ e alla opzione di prevedere un separatore dell'olio che ne limiti la presenza nel fluido al solo compressore.

È stato effettuato dapprima uno studio dedicato all'analisi delle fenomenologie e delle possibili problematiche riconducibili alla presenza di olio lubrificante in una pompa di calore a R744. Si sono valutati i vantaggi e gli svantaggi derivanti dall'utilizzo delle diverse tipologie di oli lubrificanti attualmente in commercio utilizzabili con l'anidride carbonica. Lo studio è stato focalizzato su impianti di piccola taglia operanti con cicli transcritici a pompa di calore.

Si è inoltre provveduto alla scelta del separatore più idoneo al fluido di lavoro e alle condizioni termofluidodinamiche di processo che si realizzano all'interno della macchina al variare delle condizioni operative di funzionamento. Il separatore è stato quindi installato sulla macchina modificandone contestualmente anche il layout per la realizzazione di un circuito di by-pass del medesimo separatore. Durante la fase di modifica del prototipo sono stati anche predisposti dei punti di campionamento per la raccolta di campioni della miscela refrigerante/olio lubrificante. In quest'ottica è stato quindi progettato un piccolo circuito per il campionamento secondo gli standard internazionali di riferimento, provvedendo al contempo all'approvvigionamento dei componenti necessari alla sua realizzazione ed assemblaggio.

A supporto del lavoro di revisione e approfondimento delle problematiche generali connesse con la presenza dell'olio lubrificante all'interno di un circuito frigorifero di cui sopra, è stata condotta una breve campagna sperimentale con l'esecuzione di test di riferimento in camera climatica su un prototipo di HP

reversibile da 30 kW a R744 dotato di gruppo multieiettore come organo di laminazione, prototipo realizzato e sviluppato nell'ambito del PAR2014. Le prove sono state eseguite con la pompa di calore in modalità riscaldamento per la produzione di acqua calda sanitaria, variando le condizioni ambientali: ciascuna prova è stata poi ripetuta "attivando" il separatore di olio.

I risultati sperimentali, per quanto molto preliminari e incompleti a causa di problemi di rientro dell'olio al carter legati alla gestione predefinita dal controllore della macchina, hanno evidenziato come l'inserimento del separatore influisca sulle prestazioni della pompa di calore, contribuendone ad un modesto miglioramento in determinate condizioni di carico esterno e temperatura ambiente. Si sono inoltre avute interessanti indicazioni qualitative dell'effetto del separatore sull'efficienza del gas cooler, che è stato il componente che più ha beneficiato dell'inserimento del separatore.

Resta inteso che per una valutazione più approfondita ed esaustiva dei reali benefici derivanti dall'impiego dei separatori di olio in sistemi così innovativi e complessi come le pompe di calore reversibili a R744 con multieiettori, sia assolutamente necessario effettuare altre serie di test sperimentali ad hoc, partendo inevitabilmente da un miglioramento e da una "standardizzazione" delle condizioni di prova che tengano anche conto delle informazioni raccolte sulla gestione del rientro dell'olio al carter.

Indicazioni complementari molto importanti potranno sicuramente derivare dall'esecuzione e dall'analisi di prove di campionamento sul campo durante lo svolgimento della campagna di prova di cui al punto precedente.

4. Riferimenti bibliografici

1. N. Calabrese, R. Trinchieri, L. Saraceno, G. Boccardi, N. Pragliola, "Test in camera climatica di un prototipo di PdC ad R744 reversibile (caldo/freddo) dotato di un eiettore per il recupero dell'energia di espansione: potenzialità 30 kW", Report RdS/PAR2014/235.
2. 2014 ASHRAE Handbook - Refrigeration: Chapter 12, Lubricants in Refrigerant Systems (SI).
3. G.F. Hundy, A.R. Trott, and T.C. Welch, "Refrigeration and Air Conditioning", Fourth Edition, Buncrworth-Ucincmann, Elsevier, 2008.
4. Fonte: <http://www.carly-sa.it>
5. N. Calabrese, R. Trinchieri, L. Saraceno, M. Pieve, G. Boccardi, "Produzione di acqua calda sanitaria (ACS) in modalità istantanea a mezzo di una pompa di calore a CO₂ (R744)", Report RdS/PAR2013/097.
6. S. Komatsu, M. Tsunoda and S. Yamamoto, "Development of automotive air conditioning system using carbon dioxide", The international symposium on HCFC alternative refrigerants and environmental technology, The Japan Refrigeration and Air Conditioning Industry Association, Kobe, 2000, paper 4.2, pp 80-83.
7. Hauk, E. Weidner, "Thermodynamic and fluid-dynamic properties of carbon dioxide with different lubricants in cooling circuits for automobile application", Ind. Eng. Chem Res., 2000, 39, pp. 4646-4651.
8. S.J. Randles, S.J. McTavish, T.W. Dekleva, "A Critical Assessment of Synthetic Lubricant Technologies for Alternative Refrigerants", <http://www.tpc-nacg.com/ashrae/homepage.html>, 2003.
9. S.J. Randles, S. Pasquin S., Gibb P.T.: "A Critical Assessment of Synthetic Lubricant Technologies for Alternative Refrigerants", <http://studylib.net/doc/7659201/dr-s.-j.-randles-uniqema>.
10. T. Hagita, H. Kobayashi, M. Takeuti, T. Itiyangi, N. Horaguti and T. Ukai, "The development of CO₂ scroll compressor for automotive air-conditioning systems", The international symposium on HCFC alternative refrigerants and environmental technology 2000, The Japan Refrigeration and Air Conditioning Industry Assosiation, Kobe, 2000, paper 2.4, pp 48-51.
11. Y. Kawaguchi, M. Takesue, M. Kaneko and T. Tazaeki, "Performance study of refrigeration oils with CO₂", Society of Automotive Engineers, <http://www.sae.org/misc/ac/presentations/idemitsu.pdf>, 2000.

12. C. Dang, K. Iino, K. Fukuoka, E. Hihara, "Effect of lubricating oil on cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide", International Journal of Refrigeration, 30, 2007, pp.724-731.
13. C. Dang, K. Hoshika, E. Hihara, 2012, "Effect of lubricating oil on the flow and heat-transfer characteristics of supercritical carbon dioxide", International Journal of Refrigeration, 35, 2012, pp.1410-1417.
14. Fonte: www.castel.it
15. <http://www.centrogalileo.it/nuovapa/Articoli%20tecnic/CECCHINATO%204-7-07/REGOLAZIONE%20OLIO.htm>
16. R. Trinchieri, G. Boccardi, F. D'Annibale, A. Franchi, A. Lattanzi, G. Lillo, M. Morlacca, G. Petroni, L. Saraceno, A. Scotini, L. Simonetti, "Caratterizzazione sperimentale del funzionamento di un sistema ad eiettori multipli in una pompa di calore aria-acqua a CO₂", Report Rds/2015/ 170
17. A. Cavallini, C. Zilio, "Carbon dioxide as a natural refrigerant", International Journal of Low-Carbon Technologies, Vol. 2, N. 3, 2007, pag. 225-249.
18. UNI EN 14511 (novembre 2011) - "Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti". Parte seconda: Condizioni di prova.
19. UNI EN 14511 (novembre 2011) - "Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti". Parte terza: Metodi di prova.
20. UNI EN 14825 (gennaio 2013) - "Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling - Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance".
21. ANSI/ASHRAE Standard 41.4-2015, "Standard Method for Measuring the Proportion of Lubricant in Liquid Refrigerant", ISSN 1041-2336.