

PROVE SPERIMENTALI SU COMPRESSORI A PISTONI PER IDROCARBURI INSTALLATI SU UNA POMPA DI CALORE AD ALTA TEMPERATURA

Mauro Dallai
Officine Mario Dorin S.p.A.

Opeyemi Bamigbetan
NTNU. Dept. of Energy and Process Engineering, Trondheim, 7465, Norway
Christian Schlemminger
SINTEF Energy Research, 7465 Trondheim, Norway

1. Introduzione

Nei processi industriali, la richiesta di calore viene fornita da sistemi di riscaldamento convenzionali come le caldaie o il riscaldamento elettrico diretto. Questi sistemi non sono né efficienti nell'uso delle risorse energetiche, né sono ecologici quando i combustibili fossili vengono bruciati nelle caldaie o nella produzione di energia. Le pompe di calore offrono l'opportunità di produrre calore ad elevata temperatura utilizzando il calore di scarto che è un sottoprodotto nei processi industriali; l'utilizzo di questa tecnologia aumenterà l'efficienza di utilizzazione del calore del processo industriale e ridurrà la dipendenza dal calore dalla combustione di combustibili fossili.

Le pompe di calore attualmente disponibili non sono in grado di produrre calore ai livelli di temperatura richiesti, principalmente a causa dei limiti dei tradizionali compressori semiermetici che non sono in grado di funzionare a livelli termici così elevati; la elevata temperatura in aspirazione limita fortemente il raffreddamento all'avvolgimento del motore elettrico mentre la elevata temperatura di mandata può degradare il lubrificante e danneggiare i componenti meccanici del compressore. Però i recenti sviluppi di compressori transcritici per CO₂ hanno dimostrato che, con l'adozione di adeguate soluzioni che separino la zona di compressione dal resto del compressore, è possibile funzionare con la dovuta affidabilità a livelli di temperatura di mandata paragonabili. Lo sviluppo di un compressore che può operare all'interno di queste condizioni di alta temperatura con un'elevata efficienza può potenzialmente rendere le pompe di calore un'alternativa competitiva ai sistemi di riscaldamento convenzionali e quindi ridurre sia la richiesta di potenza che le emissioni di CO₂.

Questo documento riporta lo sviluppo di un prototipo di pompa di calore ad alta temperatura da 20 kW termici, con due circuiti in cascata, capace di produrre calore fino a 115°C. Il ciclo a bassa temperatura ha propano come fluido di lavoro, quello di alta temperatura utilizza invece butano come fluido refrigerante. Nella figura 1 seguente è schematizzata la pompa di calore in cascata.

Entrambi i compressori sono semiermetici a pistoncini; il compressore sul ciclo di alta è stato modificato per il funzionamento ad alta temperatura. Sono stati installati sensori di temperatura, pressione e flusso di massa per monitorare i parametri di funzionamento di entrambi i compressori e le loro prestazioni, anche se, per ovvie ragioni, in questo documento si riporteranno solo quelle relative al compressore per butano installato sul circuito di alta temperatura.

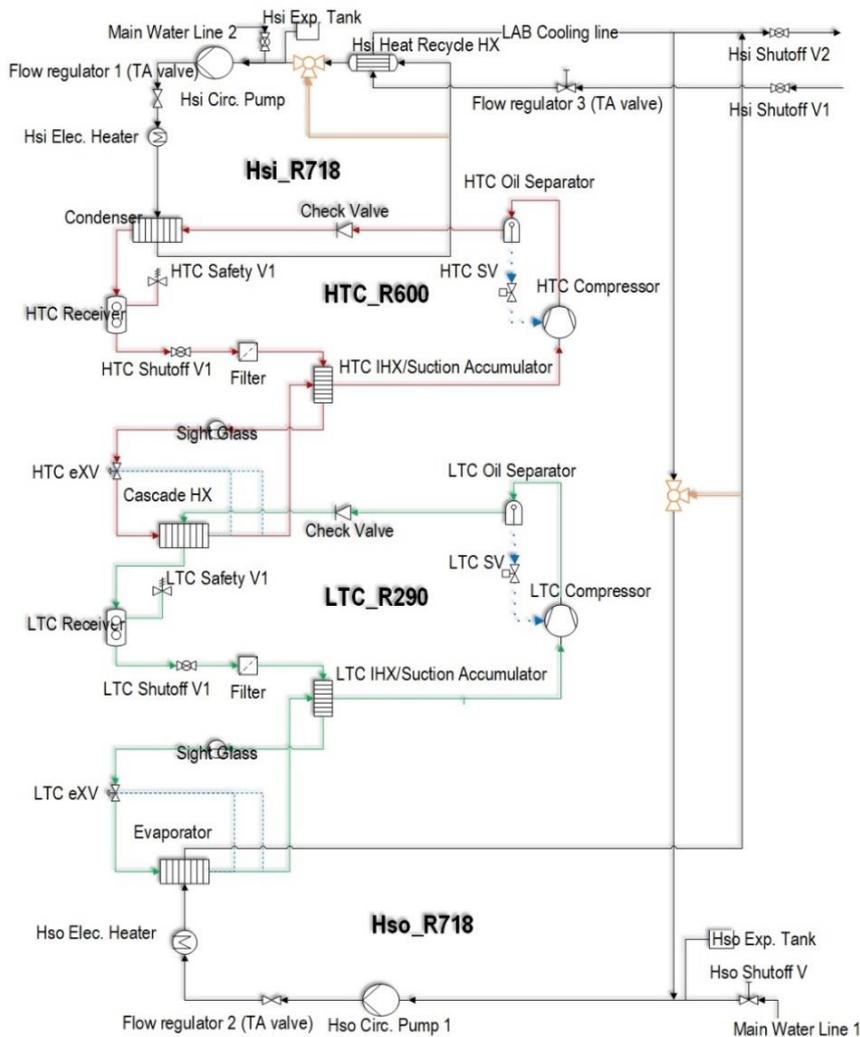


Figura 1. Rappresentazione schematica della pompa di calore

2. Descrizione del compressore per butano e relativa strumentazione

È un compressore semi-ermetico a pistone a 4 cilindri, progettato per il funzionamento in atmosfera esplosiva; ha una cilindrata di 48,8 m³/h a 50 Hz. Il compressore è dotato di un collettore esterno di scarico per poter funzionare alle alte temperature previste. Il motore elettrico è sovradimensionato rispetto alla potenza richiesta ed ha una soglia di allarme impostata a 140°C per potere lavorare alle elevate temperature di aspirazione previste. Ciò permetterà inoltre una migliore flessibilità del compressore per le diverse condizioni di test. Il compressore ha una protezione sulla temperatura di scarico a 160 °C. Sulla linea di mandata è installato per sicurezza un interruttore di alta pressione tarato a 28,6 bar. Il compressore è alimentato da inverter per potere modulare la frequenza tra 30 e 50Hz.

La lubrificazione del compressore viene fatta ricircolare verso il compressore da un separatore d'olio. Una valvola temporizzata controlla la portata di lubrificazione. Un punto di prelievo del lubrificante è installato per il campionamento del lubrificante e per valutare le condizioni delle parti meccaniche.

Sensori di temperatura sono collegati alla testa di scarico del compressore, alla tubazione di mandata (a circa 30 cm dalla testa), alla testa sul lato di aspirazione a valle dello scambio di calore con il motore elettrico, alla tubazione di aspirazione a 10 cm dal

compressore e alla camera di lubrificazione. La temperatura degli avvolgimenti del motore sono monitorate con 6 termocoppie interne. Entrambe le linee di aspirazione e scarico sono isolate con isolamento in lana minerale da 30 mm. I sensori di pressione sono collegati a entrambe le teste di aspirazione e scarico. Un misuratore di portata massica di Coriolis è installato nel ciclo prima della valvola di espansione e dopo il ricevitore ad alta pressione. Tutti i sensori sono collegati a un data logger per l'elaborazione dei dati.

La distribuzione dei sensori di pressione e temperatura per il compressore è illustrata nella Figura 2.

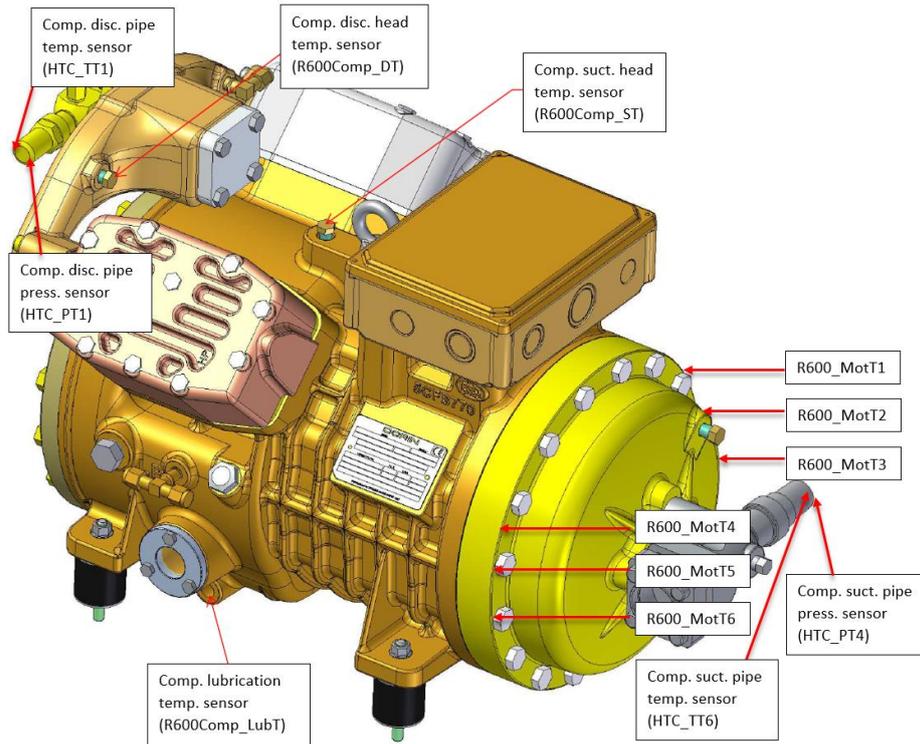


Figura 2. Sensori di pressione e temperatura installati sul compressore

La tipologia di sensori, il range e l'accuratezza dei vari sensori sono presentati nella Tabella 1. La potenza elettrica assorbita dal compressore viene letta direttamente dal convertitore di frequenza.

Tipo di sensore	Modello	N° di sensori	di	Accuratezza	Range
Sensore temperatura	Termocoppia tipo K	5		+/- 2,2K	
	Termocoppia tipo J	6		+/- 2,2K	
Sonde di pressione		4		+/- 0,2% FS	0 -30 bar
Misuratore di massa	Coriolis	1		+/- 0,2%	30 – 3000 kg/h

Tabella 1. Strumentazione installata sul compressore

3. Risultati delle prove

3.1 Temperature di funzionamento.

Se la temperatura di aspirazione è contenuta entro 80°C, la temperatura di mandata si mantiene quasi sempre entro 140°C. Questi valori sono quelli massimi previsti dal progetto del compressore. Solo con surriscaldamento molto elevato, la temperatura eccede 140°C. La differenza media tra tubo e testa è intorno a 8K sul lato aspirazione e rappresenta il calore ceduto dal motore per il raffreddamento degli avvolgimenti.

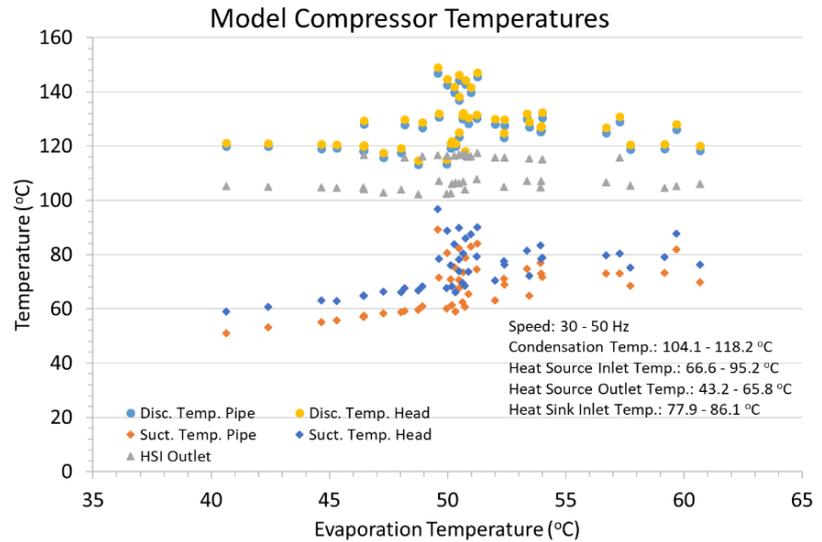


Figura 3. Temperature di aspirazione e mandata in funzione della evaporazione

3.2 Temperatura dell'olio.

La temperatura viene presa all'interno della vite di prelievo dell'olio dal carter. La temperatura cresce all'aumentare della temperatura di aspirazione e si mantiene sotto a 100°C con surriscaldamento contenuto. Il vapore in aspirazione raffredda tutto il compressore e di conseguenza anche l'olio. I valori superiori a 100°C sono quelli relative a funzionamento con elevato surriscaldamento in aspirazione.

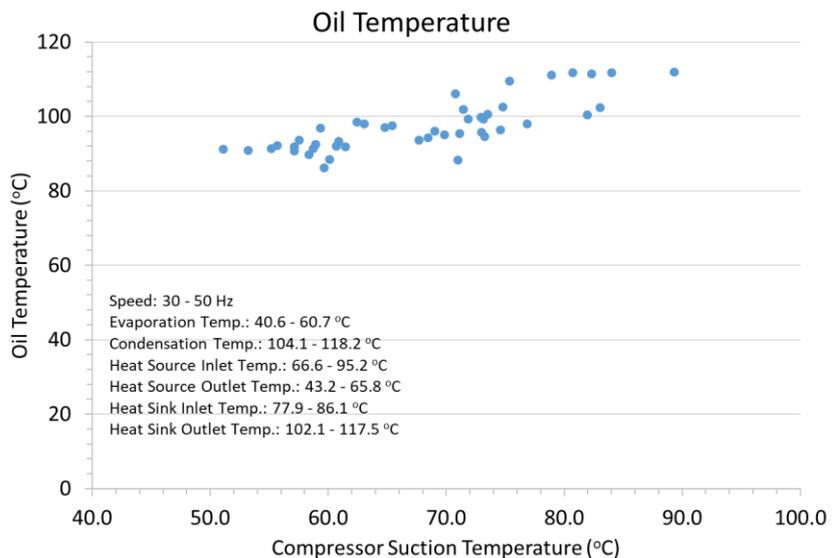


Figura 4. Temperatura olio in funzione della temperature di aspirazione

3.3 Efficienza volumetrica.

Il rendimento volumetrico è definito come il rapporto tra la portata volumetrica del compressore ed il volume spostato teorico. La portata in volume è calcolata come rapporto tra la portata in peso misurata col flussimetro e la densità in aspirazione. Il valore misurato varia tra 0,87 e 0,76 in funzione del rapporto di compressione.

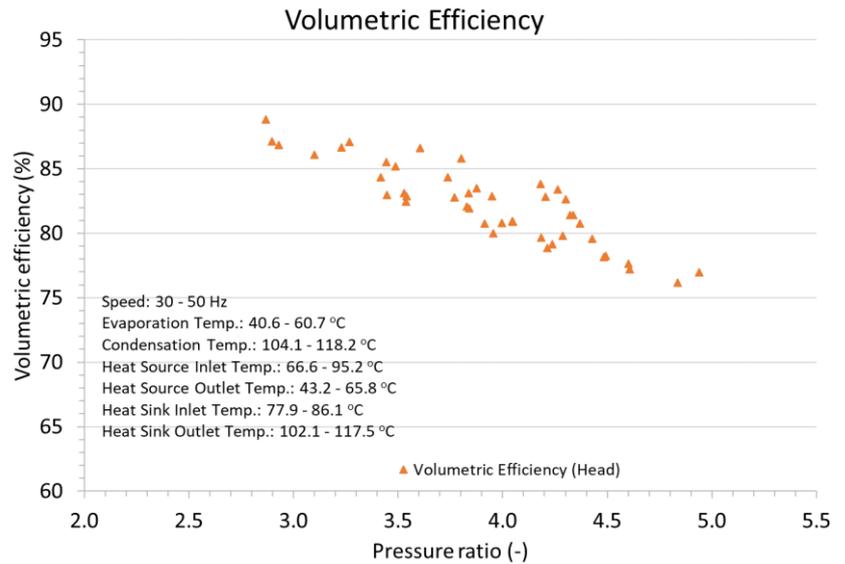


Figura 5. Efficienza volumetrica in funzione del rapporto di compressione

3.4 Efficienza energetica.

Il rendimento globale di compressione rappresenta la misura dell'efficienza del compressore quando tutte le perdite (meccaniche, elettriche, attriti, scambi di calore, ecc.) sono considerate. E' definito come il prodotto tra la portata in massa ed il salto entalpico isoentropico diviso la potenza elettrica assorbita dal motore. Il rendimento è calcolato sia con i valori misurati sulla testa che sulle tubazioni con valori medi, rispettivamente del 74% e del 71%.

di compressione rappresenta la misura dell'efficienza del

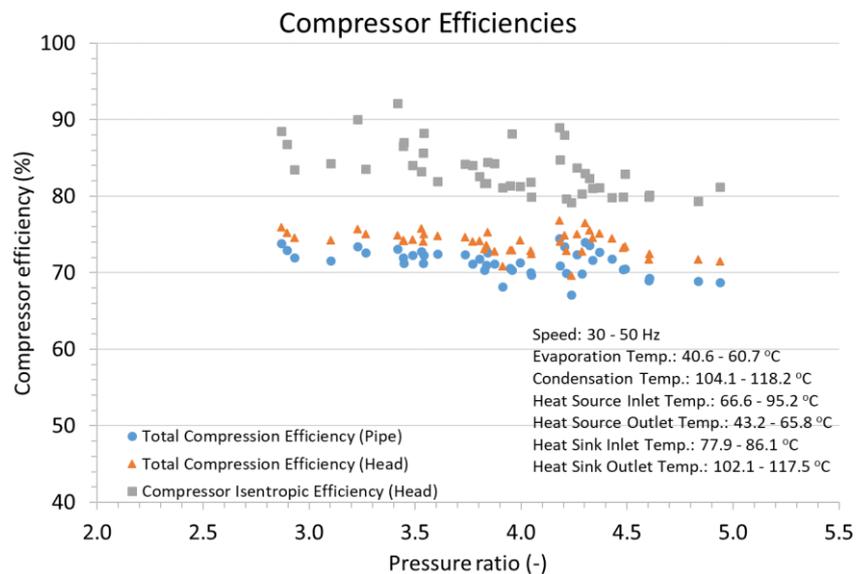


Figura 6. Efficienza energetica in funzione del rapporto di compressione

4. Conclusioni

Questo rapporto presenta i risultati di una campagna sperimentale condotta su un compressore prototipo in versione speciale per pompa di calore ad alta temperatura. Il compressore, funzionante con butano, è installato sul circuito di alta pressione di un ciclo in cascata di una pompa di calore ad alta temperatura, con una potenza termica di 20 kW. Il prototipo del compressore, azionato da inverter per permettere il funzionamento a velocità variabile, è strumentato con 11 sensori di temperatura e 2 di pressione per registrare con cura i parametri operativi ed il livello termico. Inoltre è installato un misuratore di massa per potere calcolare i valori di potenza ed efficienza.

Le misure effettuate sui tutti i punti operativi provati, indicano un rendimento globale medio di compressione pari al 71%. Con una temperatura di uscita del fluido riscaldato di 115°C, la temperatura di scarico del compressore è mediamente di 127°C. La temperatura di scarico può superare i 140°C quando il vapore in aspirazione è eccessivamente surriscaldato e la temperatura di aspirazione eccede gli 80°C; non c'è nessun vantaggio a lavorare in queste condizioni. I valori della pressione in mandata si mantengono entro i 22 bar ed il rapporto di compressione è sempre inferiore a 5. Il valore del rendimento volumetrico varia dal 75% al 85% a seconda del rapporto di compressione.

Dopo circa 250 ore di marcia il compressore prototipo è stato ispezionato; nonostante l'elevato livello termico tutti i componenti sono in buono stato senza usure significative. Un campione di olio, prelevato dal compressore ed analizzato in laboratorio, non indica variazioni significative di viscosità né presenza di metalli.

Sono previste ulteriori verifiche sperimentali con estensione della temperatura di uscita del fluido riscaldato possibilmente fino a 125°C per valutare la resistenza del compressore prototipo a condizioni così severe e valutare le prestazioni del lubrificante in termini di viscosità e di stabilità termica.

5. Ringraziamenti

Questo documento è stato finanziato da HighEFF - Centro per un'industria efficiente dal punto di vista energetico e concorrenziale per il futuro, un centro di ricerca di 8 anni nell'ambito del programma FME (Centro per la ricerca sull'energia rispettosa dell'ambiente, 257632 / E20). Gli autori riconoscono con gratitudine il sostegno finanziario del Consiglio di ricerca norvegese e i partner utenti di HighEFF.

Gli autori desiderano inoltre ringraziare il Consiglio di ricerca norvegese e i partner industriali Equinor AS, Hydro Aluminium AS, Statkraft Varme AS, Vedde AS, membro del gruppo TripleNine Vedde AS, Mars GmbH, TINE SA, Cadio AS, Hybrid Energy AS e EPCON Evaporation Technology AS attraverso la concessione NFR-243679