

Strategie di efficientamento nei sistemi ad aria compressa: il caso dei compressori a palette

Il lavoro illustra le potenzialità di risparmio energetico nei sistemi di produzione di aria compressa per applicazioni industriali. Con riferimento ai compressori rotativi volumetrici, le future direzioni di efficientamento passano attraverso la riduzione della potenza di attrito, quella relativa alla pressurizzazione dell'olio ed interventi sulla termodinamica del processo di compressione. A valle di un'analisi effettuata sui database internazionali che riferiscono sul comportamento energetico dei compressori presenti sul mercato, con specifico riferimento ai compressori a palette, l'articolo discute i benefici ottenibili tramite innovazioni che, facendo riferimento alla attuale tecnologia, risultano immediatamente trasferibili. Ciò viene effettuato tramite una complessa modellistica matematica della macchina oggetto di una intensa validazione sperimentale.

ENERGY SAVING STRATEGIES IN COMPRESSED AIR SYSTEMS: THE EXAMPLE OF SLIDING VANE ROTARY COMPRESSORS

The current research work deals with energy saving in industrial compressed air systems. The state of the art of electric consumptions due to air compressors was retrieved using performance data available from international databases of compressors manufacturers. Through a homogenization procedure, statistical data were compared and allowed to outline multiple energy saving strategies based on the reduction of friction and oil pressurization powers as well as a different thermodynamics of the compression process. The benefits due to these novel design configurations were estimated with reference to sliding vane rotary compressors by means of a comprehensive simulation platform experimentally validated.

INTRODUZIONE

L'aria compressa è un indispensabile vettore energetico la cui produzione incide, a livello nazionale, per il 10% sui consumi di energia elettrica nel settore industriale [1]. Allo stesso tempo, il recente improcrastinabile impegno nella riduzione della domanda di energia invita ad approfondire il miglioramento anche di tali sistemi di conversione dell'energia. Sebbene il potenziale di risparmio energetico complessivo nei sistemi di compressione dell'aria sia stato stimato tra il 30% ed il 35% dei consumi attuali [1], il raggiungimento di tale obiettivo prevedrebbe una molteplicità di interventi sulla stazione di compressione dell'aria (motori elettrici ad alta efficienza, inverter, recupero dei cascami termici), sulla linea di distribuzione (riduzione perdite di carico e di flusso) nonché sulle utenze (ottimizzazione livelli di pressione) [2,3]. In tal contesto, alla sezione di compressione compete circa il 30% del potenziale di efficientamento [3]. Il miglioramento dell'efficienza nei compressori attraverso interventi tecnologici, quindi, vale circa l'1% dei consumi totali; considerando, però, che molte delle azioni che caratterizzano il potenziale di risparmio appartengono a categorie di intervento che progressivamente vengono messe in atto (riduzione delle perdite di aria compressa, motori elettrici ad alta efficienza, macchine a velocità variabile, riduzione dei livelli di pressione dell'aria compressa, ecc.), una recente stima consente di quantificare l'attuale addizionale contributo di risparmio energetico associato alla scelta di macchine più efficienti al 50% del globale raggiungibile [5]. Pertanto, l'interesse verso compressori più efficienti, nel tempo, acquisisce una maggior importanza e rappresenta il settore dove i margini di intervento appaiono più significativi.

Le condizioni operative tipiche di un sistema di compressione dell'aria, espresse in termini di portata e livello di pressione, hanno condotto al consolidamento della tecnologia rotativa volumetrica come dominante.

In tale contesto, i compressori a vite hanno una diffusione incontrastata per diverse ragioni, anche squisitamente commerciali. Sono caratterizzati, infatti, da un elevato interesse scientifico a supporto delle prestazioni, elevata affidabilità, robustezza, piccole necessità di manutenzioni ordinarie. Va altresì osservato che queste macchine hanno la necessità di importanti manutenzioni straordinarie e potenzialità di miglioramento tecnologico che sembrano state già espresse, o con margini ormai ridotti [4].

A valle della caratterizzazione energetica dello stato dell'arte dei compressori rotativi volumetrici desunta dall'elaborazione di migliaia di dati disponibili da due organizzazioni internazionali operanti in ambito europeo (PNEUROPE - European Association of Manufacturers of Compressors, Vacuum Pumps, Pneumatic Tools and Air & Condensate Treatment Equipment) e statunitense (CAGI - Compressed Air & Gas Institute), in questo studio vengono evidenziate alcune potenziali residue strategie di efficientamento dei compressori a breve-medio termine. I settori di intervento riguardano l'aumento del rendimento meccanico attraverso la riduzione delle perdite di attrito, quello del miglioramento del rendimento organico e quello del miglioramento energetico della trasformazione di compressione attraverso il raffreddamento dell'aria durante il processo di compressione.

Questo lavoro fa riferimento alla tecnologia dei compressori a palette, marginalmente diffusa tra compressori rotativi volumetrici, del tutto allineata a quella più diffusa dei compressori a vite in termini di consumo energetico, ma in grado di beneficiare in modo più diretto degli interventi appena richiamati [6,7]. I potenziali benefici di efficientamento sono stati quantificati attraverso una piattaforma di simulazione molto ampia, validata sperimentalmente su macchine industriali e che ha già favorito miglioramenti appena introdotti sul mercato nelle due direzioni appena richiamate.

DIREZIONI DI MIGLIORAMENTO ENERGETICO

Nel settore dell'aria compressa ad uso industriale, un parametro di particolare interesse è rappresentato dall'energia elettrica specifica assorbita da un compressore, riferita, per caratteristiche di settore, all'unità di volume aspirato (a fissate condizioni di riferimento definite dalla norma ISO1217). In alcuni lavori precedenti [6,7] gli Autori hanno analizzato i dati di compressori industriali disponibili sui mercati statunitensi ed europei messi a disposizione in modo non sempre coordinato da CAGI e PNEUROP. Tali dati sono stati elaborati e ricondotti a riferimenti comuni (pressioni di mandata, temperatura in aspirazione, ecc.); essi rappresentano l'attuale stato dell'arte nella compressione dell'aria per usi industriali, al variare della pressione di mandata e della portata elaborata [4].

L'osservazione di tali dati induce alle seguenti considerazioni:

- l'energia specifica diminuisce con l'aumento della portata. Macchine di maggiori dimensioni hanno maggiori rendimenti. A titolo di esempio: a 5 m³/min, 20 m³/min e 50 m³/min il valore medio per l'energia specifica è pari a 7.7 kW/(m³/min), 7.0 kW/(m³/min) e 6.5 kW/(m³/min). Per le stesse taglie di macchine raffreddate ad acqua si ottiene 7.0 kW/(m³/min), 6.7 kW/(m³/min) e 6.5 kW/(m³/min). Questa tendenza è più sensibile per compressori raffreddati ad aria ed operanti ad elevate pressioni;
- le differenze tra le varie macchine sono sensibili, a parità di pressione di lavoro e portata. Ad esempio, ad 8 bar per una portata di 10 m³/min, il valore medio tra i vari costruttori è pari a 6.8 kW/(m³/min), con differenze che arrivano a 1.2 kW/(m³/min): ciò dimostra l'opportunità di una scelta accurata essendo commercialmente disponibili macchine con prestazioni energetiche molto diverse. All'aumentare della portata, le differenze tra le varie macchine si riducono per giungere ad un valore quasi asintotico (a 50 m³/min il valore medio del consumo specifico è 6.2 kW/(m³/min) con una differenza tra le varie macchine pari a 0.5 kW/(m³/min)). Per portate maggiori, le differenze tra vari costruttori diventano trascurabili. Nel caso di macchine raffreddate ad acqua, tali differenze si riducono di un ordine di grandezza;
- al crescere della pressione operativa, le differenze energetiche tra macchine raffreddate a acqua ed a aria aumentano, invitando ad una scelta ben precisa. Ad esempio, a 9 bar per una portata di 30 m³/min, il valore medio è pari a 6.6 kW/(m³/min) con una dispersione di 0.4 kW/(m³/min).

In generale, si può concludere che la tecnologia è decisamente non allineata ai migliori standard: una possibile ragione risiede nel fatto che macchine concepite molti anni fa sono ancora commercialmente appetibili, indipendentemente dalle prestazioni energetiche.

Rispetto alle macchine di migliori prestazioni per portate desunte, le ulteriori potenzialità di risparmio energetico possono essere evinte osservando i vari termini che compongono il rendimento globale (η_{glob}). In particolare, suddividendo i processi all'interno del compressore secondo una tradizione culturale consolidata, è possibile esprimere il rendimento globale come in Equazione 1.

$$\eta_{glob} = \eta_{vol} \eta_{ad-is} \eta_{mec} \eta_{org} \eta_{el} \quad (1)$$

Relativamente ai vari termini, si può osservare che:

a) il valore del rendimento volumetrico (η_{vol}) è prossimo all'unità nelle macchine "premium". L'estrema corrispondenza tra il valore della portata volumetrica desunta da misurazioni e quella geometrica, valutabile una volta nota la geometria della macchina, consente di poter trascurare i potenziali ulteriori miglioramenti raggiungibili (comunque legati alla tipologia di macchina);

b) nelle reali condizioni di lavoro, la trasformazione che si realizza durante la fase di compressione e di espansione a volume chiuso è molto prossima ad una adiabatica [8]. Parimenti, la fase di aspirazione si può considerare con ottima approssimazione come un'isobara. Per la fase di scarico, la natura della trasformazione dipende dalla differenza di pressione che esiste tra il vano e la pressione nel plenum di scarico, all'apertura della luce di scarico [9]. Ad ogni modo, usualmente queste differenze di pressione sono tali da poter trascurare l'influenza di fenomeni dinamici durante la fase di scarico. Pertanto, il rendimento adiabatico isoentropico (η_{ad-is}) può ritenersi vicino all'unità;

c) il rendimento meccanico (η_{mec}), che tiene in conto delle perdite per attrito, offre margini sostanziali all'incremento delle prestazioni energetiche del compressore. A seconda della tecnologia di compressione considerata, tali miglioramenti sono raggiungibili attraverso una molteplicità di accorgimenti legati a parametri operativi, geometrici e tribologici della macchina;

d) il rendimento organico (η_{org}) dipende fondamentalmente dal lavoro di compressione dell'olio che circola all'interno della macchina, il cui quantitativo è spesso definito sulla base di parametri operativi (intervalli di manutenzione e degradazione dell'olio) piuttosto che prestazionali (potenze di attrito e rendimento volumetrico). A tal proposito, potenziali efficientamenti potrebbero derivare da un'ottimizzazione energetico-economica della portata di lubrificante;

e) il rendimento elettrico (η_{el}) è strettamente legato alla taglia e classe di efficienza della macchina elettrica. Gli elevati valori oggi raggiunti delineano limitati ulteriori miglioramenti.

In Figura 1.a sono riportati alcuni riferimenti che consentono di individuare le direzioni di intervento per una decisa riduzione dei consumi:

a) I simboli rappresentano le prestazioni energetiche delle migliori macchine oggi operanti (a piena portata) sul mercato, indipendentemente dalla taglia della macchina stessa. Tali andamenti possono essere rappresentati con un rendimento globale del compressore, a velocità variabile o fissa, rispettivamente pari a 78.6% ed 81.7% se raffreddati ad aria, nonché pari a 81.3% e 82.9% se raffreddati ad acqua. Le differenze dall'unità sono sostanzialmente attribuibili ai rendimenti meccanico, organico ed elettrico;

b) Prendendo a riferimento le macchine a velocità fissa e raffreddate ad aria, nella Figura 1.b si riportano gli andamenti relativi a: (1) rendimento dei compressori con rendimento globale (adiabatico isoentropico per la parte relativa alla trasformazione termodinamica) unitari (linea tratto-punto); (2) rendimento dei compressori con rendimento globale (isotermo per la parte relativa alla trasformazione termodinamica) unitari (linea tratto-tratto-punto); (3) rendimento dei compressori con rendimento globale (isotermo per la parte relativa alla trasformazione termodinamica) derivante dalla seguente assunzione:

$\eta_{isof}=1, \eta_{vol}=1, \eta_{mec} \eta_{org} \eta_{el} = 0.813$ (linea tratteggiata).

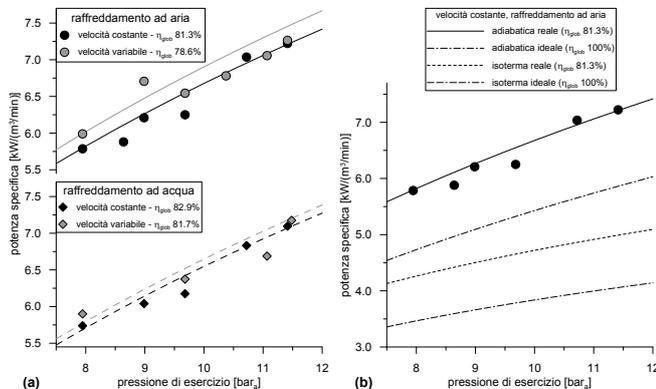


FIGURA 1 - Stato dell'arte dei consumi energetici per compressori rotativi volumetrici (a) e strategie di efficientamento (b)

Dagli andamenti è possibile formulare le seguenti osservazioni:

A) i miglioramenti ottenibili sui rendimenti meccanico, organico ed elettrico risultano pienamente significativi in quanto circa il 20% della potenza elettrica viene dispersa nelle varie voci di perdita e, soprattutto, indipendentemente dalla pressione di mandata della macchina. Relativamente al caso di Figura 1.b, il potenziale di miglioramento massimo agendo su questi fattori, quantificabile attraverso la distanza tra le curve adiabatiche reale ed ideale, è circa pari a 1 kW/(m³/min); B) a parità di comportamento reale (stessi rendimenti meccanico, organico ed elettrico), una compressione isoterma consentirebbe un'ulteriore sensibile riduzione dei consumi. Relativamente al caso di Figura 1.b, il potenziale di efficientamento massimo agendo sulla termodinamica del processo di compressione, quantificabile attraverso la distanza tra le curve reali adiabatica ed isoterma, è circa pari a 1.5 kW/(m³/min). Questo intervento, sebbene virtuoso dal punto di vista teorico, ha intrinseche complessità di attuazione. Tuttavia, contrariamente ad altre tecnologie di compressione, nelle macchine a palette una deviazione dal trend adiabatico risulta possibile.

Nel presente lavoro vengono presentati i risultati di attività teoriche e sperimentali relative al miglioramento delle prestazioni energetiche di compressori a palette per uso industriale. Per quanto l'attenzione in letteratura non sia parimenti estensiva come per i compressori a vite, recentemente va rilevato un rilancio di interesse per tali macchine soprattutto se di piccole dimensioni e per applicazioni domestiche. Lo sviluppo negli anni di un piattaforma software con un elevato grado di dettaglio e la validazione sperimentale che ha riguardato la tra-

sformazione termodinamica, la potenza dissipata per attrito e quella relativa alla pressurizzazione dell'olio hanno consentito di mettere a punto alcune nuove tecnologie di recente introduzione nel mercato.

MODELLO MATEMATICO DELLE MACCHINE A PALETTE

La piattaforma di simulazione e prototipazione virtuale per compressori rotativi a palette si compone di differenti approcci modellistici per la molteplicità di fenomeni fisici coinvolti, le cui interazioni sono sintetizzate in Figura 2.

La geometria del gruppo pompante, nella sua essenzialità composta da statore, rotore e palette, viene descritta con approcci analitici e trigonometrici che consentono di riprodurre le traiettorie dei sopra citati componenti in modalità parametrica. Ciò consente la simulazione delle prestazioni di più macchine industriali nonché l'esplorazione di nuove soluzioni progettuali quali pale inclinate nel rotore, differenti rapporti di forma, luci di aspirazione e mandata frontali o radiali ecc.

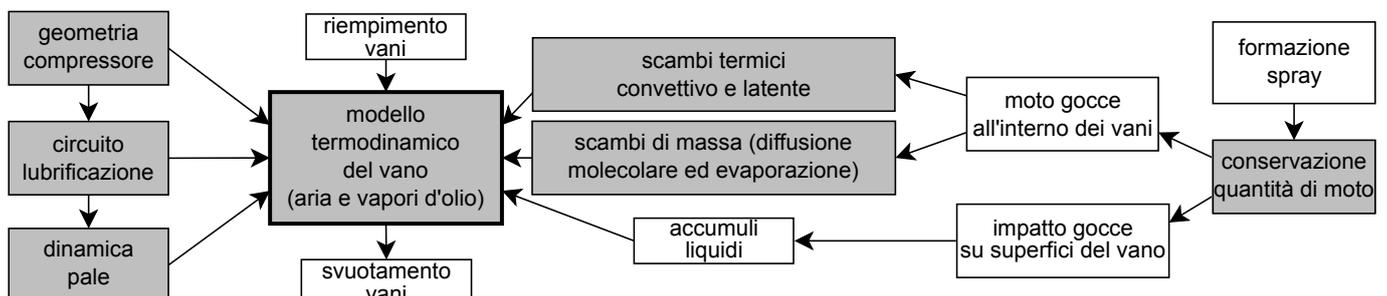
Il riempimento e svuotamento dei vani di compressione vengono descritti attraverso un modello monodimensionale quasi-propagatorio, il quale risolve analiticamente la fluidodinamica non stazionaria nei condotti di aspirazione e mandata considerando le caratteristiche capacitive (pressione derivante da bilanci di massa), inerziali (portata massica legata alle differenze di pressione) e resistive (perdite di carico e scambi termici) dei flussi. In tal modo, è possibile stimare le oscillazioni di pressione la cui entità sarebbe sensibilmente manifesta durante lo svuotamento del vano qualora esistesse una differenza di pressione tra il valore di mandata e quello realizzato dalla compressione volumetrica.

Il nucleo della piattaforma di simulazione è quindi rappresentato da un bilancio energetico rispetto alla cella di compressione la cui formulazione è riportata in Equazione 2 sotto forma di potenze (l'apostrofo indica la derivazione temporale, es. $x' = dx/dt$). Essa contempla lo scambio di energia tra fluido (miscela di aria e vapori d'olio) e organi mobili (pV'), i lavori di pulsione durante i processi di aspirazione e scarico ($m'_{ing} h'_{ing}$, $m'_{usc} h'_{usc}$), lo scambio termico con le superfici metalliche (q'_{est}), quello che si instaura tra aria ed olio se nebulizzato ($q'_{aria-olio}$) ed eventualmente quello imputabile a vaporizzazione o condensazione dei vapori d'olio (q'_{evap}) [8].

$$E' = m'_{ing} h'_{ing} - m'_{usc} h'_{usc} - q'_{aria-olio} - q'_{evap} - q'_{est} - pV' \quad (2)$$

Sebbene studiata anche in altre tecnologie di compressione quali quella a vite, l'iniezione spray di fluido lubrificante risulta particolarmente vantaggiosa nei compressori rotativi a palette. A parità di portata

FIGURA 2 - Schema a blocchi della modellistica sviluppata per compressori rotativi a palette



d'olio, infatti, grazie ad una maggior superficie di scambio termico complessiva delle gocce rispetto ad un getto solido, l'atomizzazione rende il lubrificante non solo mediatore di attriti e garante della tenuta tra i vani ma anche un assorbitore di parte della potenza termica che si sviluppa durante il processo di compressione così da farlo tendere verso una trasformazione isoterma, energeticamente più virtuosa [10, 11]. Le potenzialità di efficientamento del processo di compressione per via termodinamica vengono contemplate nella piattaforma di simulazione per macchine rotative a palette con una modellistica lagrangiana che, a valle della formazione dello spray, discretizza le gocce per classi di diametro e ne segue le traiettorie all'interno delle celle del compressore risolvendo simultaneamente equazioni di moto nonché bilanci di massa (diffusione molecolare o vaporizzazione) e di energia (convezione forzata o scambi termici latenti) tra aria e olio [12]. La potenza termica scambiata tra aria e olio confluisce dunque nel termine $q'_{aria-olio}$ riportato in Equazione 2.

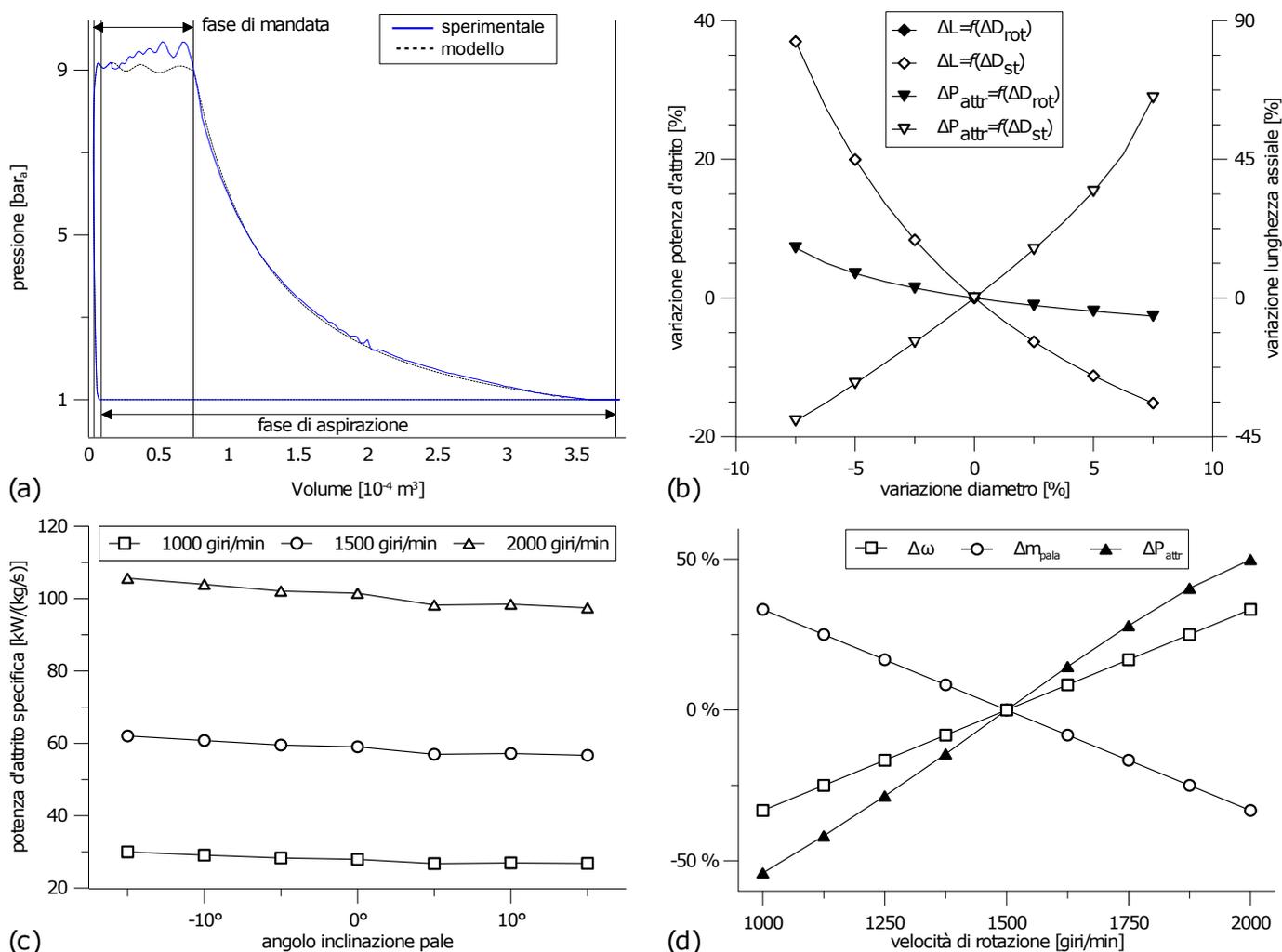
Dalla risoluzione dell'Equazione 2, noto il profilo angolare di pressione

all'interno dei vani, il modello matematico per compressori rotativi a palette stima inoltre le prestazioni energetiche della macchina valutando anche le dissipazioni per attrito tra componenti in moto relativo, nella fattispecie tra pale, statore e rotore: la palette viene considerata come un corpo rigido soggetto all'azione di forze di pressione, inerziali e fittizie (centrifuga e di Coriolis) che vengono a scaricarsi sullo statore, per quanto concerne l'apice della pala, e sul rotore relativamente ai punti di contatto sui fianchi anteriore e posteriore della pala stessa [13]. Il coefficiente d'attrito, assunto univoco in tutti i punti di contatto, è stato calibrato sperimentalmente ad un valore di 0.065.

RISULTATI E DISCUSSIONE

Preliminarmente alle strategie di ottimizzazione energetica, la piattaforma di simulazione è stata sperimentalmente validata attraverso una campagna di misurazioni condotte su un compressore rotativo a palette industriale equipaggiato con trasduttori di pressione e temperatura, flussimetri aria e olio nonché un torsionometro per la misurazione della

FIGURA 3 - Validazione della piattaforma di prototipazione virtuale (a) e analisi parametriche rispetto al caso sperimentale espresse in termini di potenza d'attrito specifica relativamente a variazioni del rapporto di forma (b), inclinazione delle pale e velocità di rotazione (c) e massa delle pale (d)



potenza meccanica assorbita dalla macchina. In aggiunta a tale sensoristica, sono stati installati dei trasduttori piezoelettrici per la rilevazione del ciclo indicato del compressore.

Il grafico in Figura 3.a riporta un confronto tra i diagrammi indicati simulato e sperimentale riferiti ad un punto operativo a 1500 giri/min e 9 bar assoluti in mandata. In tali condizioni, si è riscontrata una potenza meccanica all'albero di 21.8 kW ed un rendimento meccanico del compressore, definito come rapporto tra la potenza indicata e quella meccanica dell'86.3%. In particolare, si nota una soddisfacente sovrapposizione delle due curve relativamente alla fase di aspirazione e durante la trasformazione di compressione, la quale evolve con comportamento pressoché adiabatico. Tale andamento si giustifica in seguito alla velocità della trasformazione che previene fenomeni di scambio termico rilevanti. Durante la fase di scarico dell'aria compressa, la complessità dei fenomeni non stazionari allo scarico produce una deviazione del trend numerico dal dato sperimentale.

Ottimizzazione meccanica

Allo scopo incrementare il rendimento meccanico del compressore, sono stati individuati molteplici possibilità di efficientamento della macchina agendo sul rapporto di forma, sull'inclinazione delle pale, nonché sulla massa delle stesse.

Il grafico in Figura 3.b mostra i risultati di simulazione rispetto al caso sperimentale in Figura 3.a variando il rapporto di forma del compressore in termini di diametro statore e diametro rotore. Volendo garantire una paragonabilità dei risultati a parità di portata massica elaborata, la lunghezza assiale della macchina è stata conseguentemente modificata. In particolare, ad una riduzione del diametro statorico è corrisposta una diminuzione della lunghezza assiale; viceversa per le variazioni di diametro del rotore. Essendo il punto di contatto tra apice pala e statore la sede d'attrito con maggiore velocità periferica, l'influenza del diametro statorico risulta preponderante sulla potenza complessivamente dissipata per attrito. Riducendo quindi del 5% il diametro dello statore, a fronte di un'estensione assiale della macchina del 45%, si potrebbe giungere ad una riduzione degli attriti di circa il 20% rispetto alla situazione sperimentale, a cui corrisponderebbe un incremento del rendimento meccanico del compressore di quasi due punti percentuali. Al contrario, una modifica sul diametro rotorico non comporterebbe effetti significativi sulle prestazioni energetiche della macchina.

Considerando, invece, un'inclinazione delle pale positiva o negativa rispetto alla configurazione radiale (con angolo di valore positivo se crescente in senso antiorario) si giungerebbe ad una modificata distribuzione delle forze agenti sulla pala stessa e, quindi, ad una variazione della potenza di attrito. Questo effetto, sebbene apprezzato dalle simulazioni di Figura 3.c, risulta marginalmente rilevante in termini energetici. La redistribuzione delle forze d'attrito è, infatti, secondaria rispetto all'influenza

delle velocità di strisciamento le quali dipendono in primis dalla velocità di rotazione della macchina (imposta dalla frequenza di rete e dalla tipologia di macchina elettrica che muove il compressore) e, come evidenziato precedentemente in Figura 3.b, dalle caratteristiche geometriche della macchina. Ad ogni modo, dal grafico in Figura 3.c si nota come inclinazioni positive della pala condurrebbero a minimali incrementi del rendimento del compressore.

Un'ulteriore strategia di riduzione dei consumi energetici della macchina attraverso la minimizzazione degli attriti ha riguardato l'influenza della massa delle pale che definiscono, quando espulse durante la rotazione, i vani del compressore. Tale miglioramento, perseguibile prevedendo degli alleggerimenti sulle pale esistenti o attraverso l'adozione di materiali più leggeri a parità di caratteristiche termo-meccaniche, è stato anch'esso studiato mediante la piattaforma di prototipazione virtuale. Sebbene la potenza d'attrito sia influenzata e dalla massa della pala e dalla velocità di rotazione, mentre la dipendenza dal primo fattore è lineare quella dovuta al secondo è quadratica sulla forza centrifuga e lineare sulle velocità relative nelle sedi d'attrito. Tuttavia, come riportato nelle simulazioni in Figura 3.d, a parità di capacità volumetrica della macchina, il legame tra velocità di rotazione e potenza d'attrito diventa anch'esso lineare per tener conto della variazione della lunghezza assiale che avviene in maniera inversamente proporzionale al regime di rotazione del compressore. A tal proposito, considerando una densità lineare costante della pala, i benefici derivanti da velocità di rotazione inferiori vanno decurtati dal contributo sulla potenza d'attrito dovuti a pale di massa maggiore.

Conducendo invece un'analisi sui soli effetti della velocità di rotazione, il vantaggio conseguibile a bassi regimi sarebbe indubbiamente più rilevante. Con riferimento alla Tabella 1, che riassume i benefici sul rendimento meccanico complessivo della macchina per tutte le strategie di efficientamento esaminate, si nota come il passaggio da 1500 giri/min a 1000 giri/min comporterebbe un incremento del rendimento meccanico del compressore del 10%, contro il 6% raggiungibile se si tenesse conto anche dell'influenza della massa delle pale.

Un'ulteriore considerazione riguarda il potenziale di miglioramento del rendimento organico. In alcune tipologie di macchine rotative volumetriche quali quelle a palette, l'olio viene pressurizzato dall'aria compressa in mandata che, essendo ad una pressione superiore a quella dei vani durante la compressione, ne consente l'iniezione all'interno degli stessi. Pertanto, l'olio viene pressurizzato approssimativamente con lo stesso rendimento meccanico che caratterizza la compressione

TABELLA 1 - Sommario delle strategie di efficientamento meccanico

	Parametri di simulazione	Rendimento meccanico (%)
test per validazione sperimentale	riferimento	86.3
Fattore di forma	-5% diametro statore, +45% lunghezza assiale	88.0
Inclinazione pale	+10°	86.8
Velocità di rotazione + inclinazione pale	1000 giri/min pale inclinate a +10°	95.5
Velocità di rotazione, massa pala costante	1000 giri/min	95.2
Velocità di rotazione, massa pala variabile	1000 giri/min, +50% massa pala	91.5

dell'aria. Dalla caratterizzazione sperimentale del compressore utilizzato per la validazione della piattaforma di simulazione, si è riscontrato che la portata d'olio iniettata è funzione della pressione di mandata dell'aria compressa ma non della velocità di rotazione. In termini prestazionali, alla pressurizzazione dell'olio compete una percentuale di potenza meccanica che varia dal 3% al 7% [13]. Una riduzione della portata d'olio circolante del 30% consentirebbe, dunque, una potenziale riduzione dei consumi energetici dall'1% al 2.5%.

Ottimizzazione termodinamica

Per esplicitare le potenzialità di scambio termico intrinseche al processo di iniezione olio nei compressori rotativi a palette, la stessa macchina industriale testata per validare il modello matematico è stata ulteriormente strumentata con degli ugelli atomizzatori di tipologia pressure-swirl distribuiti sul tratto intermedio dell'intervallo angolare in cui si verifica la fase di compressione a volume chiuso (Figura 4). Per accentuare lo scambio termico attraverso un'atomizzazione più fine, è stata impiegata una pompa ausiliaria così da poter raggiungere pressioni di iniezione cospicuamente maggiori di quelle standard (20 bar anziché 7 bar). In tal modo, l'andamento di pressione adiabatico è stato modificato in una trasformazione politropica tendente ad un processo isoterma. Come si evince dal diagramma indicato in Figura 4, l'area sottesa tra la curva adiabatica e quella politropica nella fase di compressione a volume chiuso è indicazione della potenza termica scambiata tra aria e olio e, di conseguenza, del risparmio di potenza di compressione conseguibile con questa innovativa tecnologia di iniezione. In particolare, non decurtando la potenza di pressurizzazione

dell'olio, si è notata una riduzione di potenza meccanica all'albero del compressore pari al 7.2% (1.7 kW assoluti).

Rispetto al tracciato misurato di Figura 4, sebbene non in grado di riprodurre le irregolarità sperimentali del processo di compressione, il modello matematico risulta in grado di interpolare il trend globale della trasformazione e di raggiungere un analogo valore di pressione a monte dell'apertura della luce di mandata. Sulla base di tale validazione, sono state condotte delle analisi parametriche sulle grandezze caratteristiche del processo di iniezione al fine di indirizzare futuri affinamenti della tecnologia.

In particolare, la Figura 5.a mostra l'influenza di pressione e temperatura di iniezione sulle caratteristiche di atomizzazione dell'ugello pressure-swirl. Nota la distribuzione dimensionale delle gocce d'olio, tra i parametri sintetici di caratterizzazione dello spray, il diametro medio di Sauter (SMD - Sauter Mean Diameter) è quello che meglio ne identifica le potenzialità di scambio termico. Per definizione, l'SMD è quel diametro il cui rapporto volume/superficie è quello dell'intero spray. A tal proposito, un SMD contenuto è sinonimo di un processo di atomizzazione fine e, conseguentemente, di una maggior superficie di scambio termico complessiva dell'intero spray. Nel definire la variazione dell'SMD, sia la pressione che la temperatura di iniezione contribuiscono in maniera significativa: il primo parametro aumenta la velocità del getto d'olio durante il fenomeno di break-up mentre il secondo ne influenza la viscosità dinamica e la tensione superficiale. L'influenza dei parametri di iniezione sulla potenza complessivamente scambiata tra aria e spray di olio durante la fase di compressione a volume chiuso sono altresì riportati in Figura 5.c.

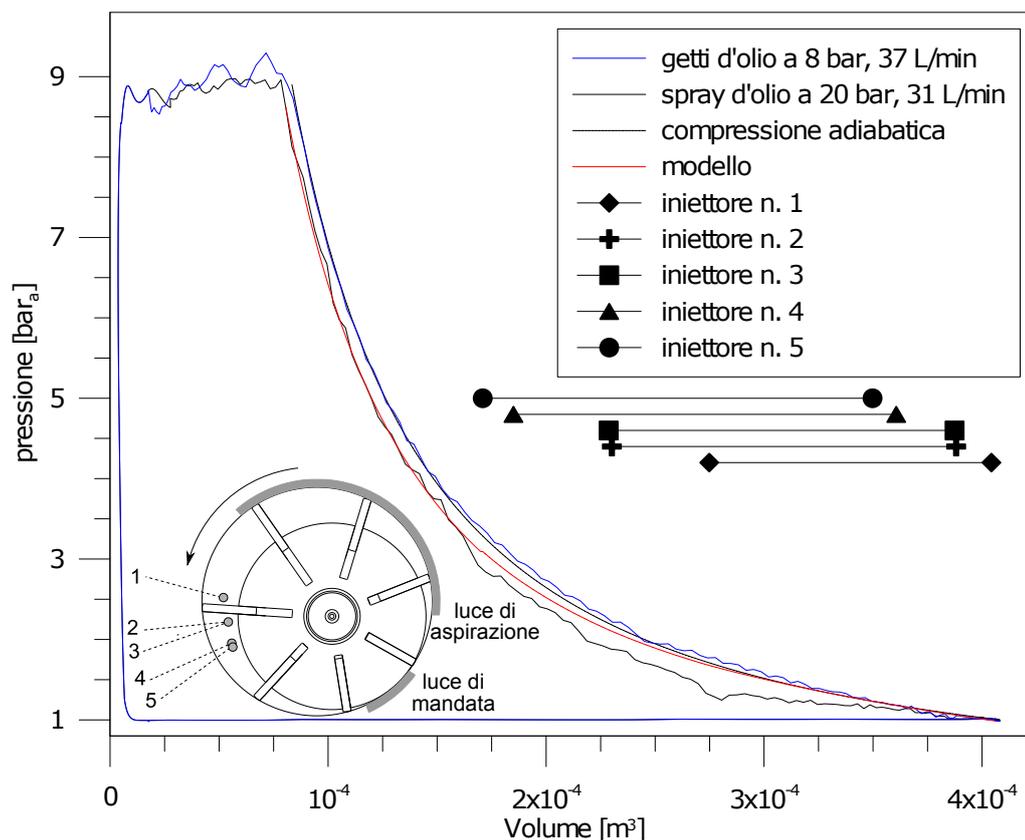


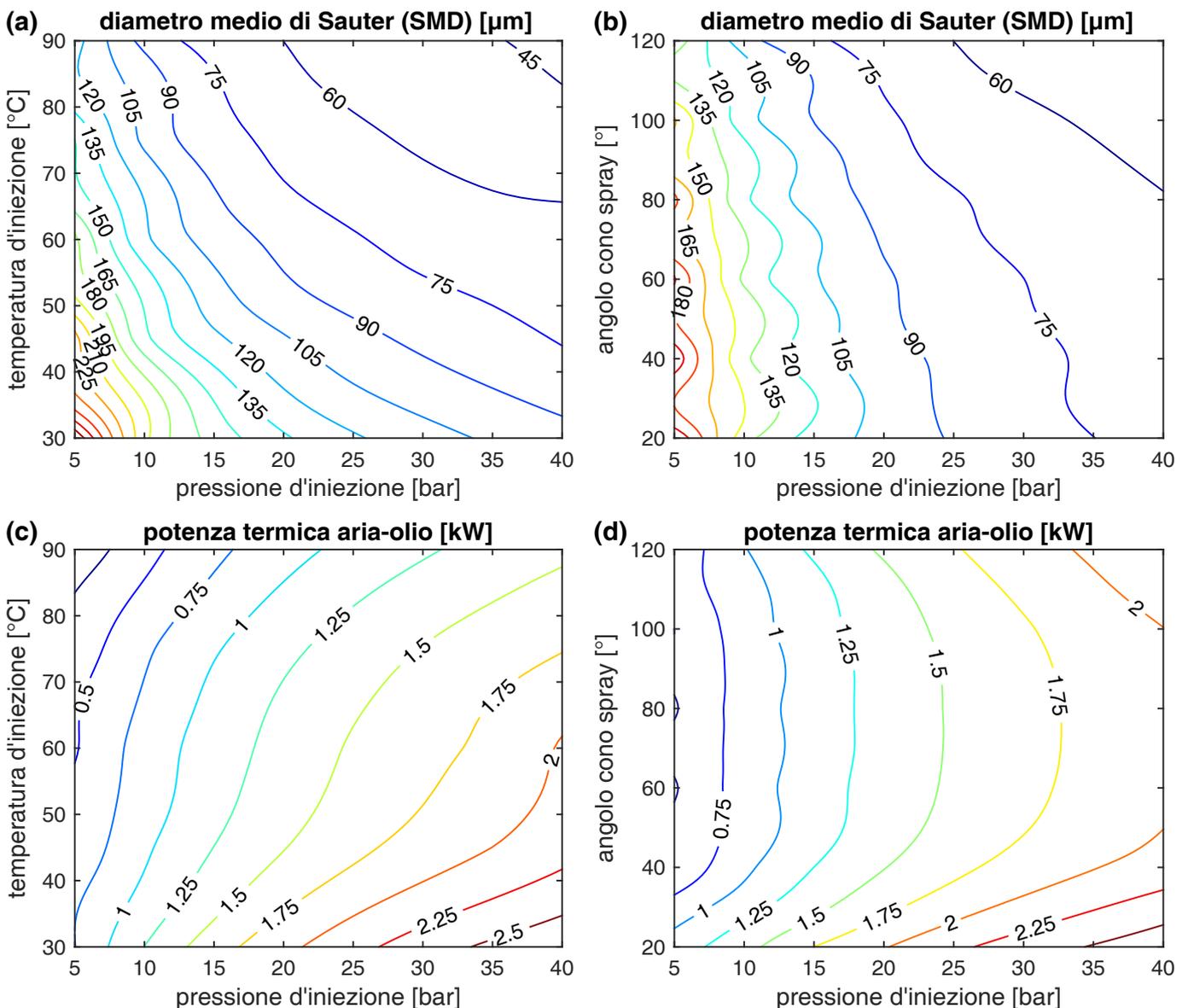
FIGURA 4 - Validazione della piattaforma di prototipazione virtuale nel caso di iniezione olio nebulizzata

Nelle condizioni di iniezione sperimentali (20 bar, 70°C) l'SMD dello spray sarebbe stato di 78µm. In una configurazione del sistema di iniezione in cui la pressurizzazione dell'olio avvenisse utilizzando l'aria compressa alla pressione di mandata e, quindi, a spese della potenza meccanica del compressore (10 bar, 70°C), l'SMD dello spray sarebbe di 112µm. Questo valore è stato recentemente validato attraverso analisi diffrattometriche sugli stessi ugelli "pressure swirl" installati sul compressore [14]. La seconda soluzione progettuale, sebbene meno virtuosa in termini di scambio termico complessivo (1.3 kW a 20 bar, 0.8 kW a 10 bar), comporta tuttavia benefici energetici sul rendimento complessivo del sistema (nonché sui costi d'investimento) in quanto depurata dalla presenza della pompa elettrica di pressurizzazione dell'olio.

Un ulteriore parametro progettuale di cruciale importanza risiede

nell'angolo di apertura del cono dell'ugello. Infatti, durante la propagazione dell'olio lungo la lunghezza assiale del compressore, lo spray tende ad intersecare le superfici metalliche che definiscono le celle della macchina formando, di conseguenza, degli accumuli di olio liquido che, sebbene funzionali alla lubrificazione tra i componenti in moto relativo ed a garantire la tenuta dei vani, ne annullano le peculiarità di scambio termico. Per contro, ugelli "pressure-swirl" con cono ampio generano atomizzazioni più fini (Figura 5.b). Pertanto, come riportato in Figura 5.d, l'effetto dell'atomizzazione prevale su quello della formazione di accumuli liquidi dell'olio oltre 80° di apertura. Ugelli con angoli di apertura del cono dello spray da 20° a 40°C consentirebbero di massimizzare i tempi di residenza delle gocce d'olio nei vani di compressione e, quindi, il risparmio energetico conseguibile mediante lo scambio termico convettivo tra aria e olio.

FIGURA 5 - Influenza dei parametri di iniezione sulle potenzialità di scambio termico degli spray di olio



CONCLUSIONI

Nei sistemi ad aria compressa, responsabili del 10% sui consumi elettrici industriali, ad interventi di efficientamento sul compressore corrisponde circa il 50% del potenziale di risparmio energetico conseguibile nei moderni impianti. L'analisi dello stato dell'arte della tecnologia relativa ai compressori rotativi volumetrici, effettuata elaborando i dati relativi ai mercati europei e nordamericani, dimostra che nelle macchine più efficienti per segmento di portata il valore del rendimento globale (adiabatico isoentropico relativamente alla trasformazione termodinamica) si aggira intorno all'80% ed è indipendente dalla pressione di mandata. Tale valore dipende quasi esclusivamente dalle perdite meccaniche, organiche ed elettriche. Un confronto con le potenzialità di una trasformazione termodinamica isoterma (che avvenga in macchine ideali o reali con un rendimento globale pari a 0.8) dimostra l'interesse verso una pur parziale refrigerazione dell'aria durante il processo di compressione.

L'articolo ha fatto riferimento ai compressori a palette che, nonostante un ruolo marginale sul mercato internazionale in termini di volumi di vendita, hanno potenzialità tecnologiche in grado di esprimere maggiori miglioramenti sui consumi energetici specifici.

Facendo riferimento ad una piattaforma di prototipazione virtuale che modella i principali fenomeni nei compressori a palette, sono state delineate nuove soluzioni progettuali in grado di:

a) migliorare il rendimento meccanico considerando variazioni del rapporto di forma del compressore, inclinazione e massa pale nonché velocità di rotazione della macchina. L'aumento massimo di prestazioni energetiche può essere stimato vicino al 9% mediante una riduzione della velocità di rotazione da 1500 giri/min a 1000 giri/min e relativamente ad una configurazione con pale inclinate di 10°; ulteriori benefici sino al 2.5% sono raggiungibili tramite una riduzione della portata di olio circolante, senza compromettere la sua funzione di lubrificante e di tenuta;

b) ridurre la potenza di compressione (a volume chiuso) tramite il raffreddamento dell'aria ottenuto attraverso una nebulizzazione fine dell'olio. A tal proposito, è stata messa a punto un'innovativa tecnologia di iniezione del lubrificante tramite l'adozione di ugelli atomizzatori piuttosto che un convenzionale sistema ad orifizi calibrati. Determinazioni teoriche sul complesso meccanismo di formazione del getto e di interazione termica con l'aria durante il processo di compressione hanno consentito la messa a punto dei parametri di iniezione ed una loro ottimizzazione a valle della validazione sperimentale in cui, nel caso di iniezione assistita a 20 bar, è risultata una riduzione della potenza meccanica del compressore pari al 7.2%. Confidando nella sola pressione di mandata del compressore, a 10 bar con olio a 70°C si otterrebbe un risparmio sulla potenza di compressione di circa 4%.

L'aumento delle prestazioni energetiche relative a quanto descritto consente un beneficio complessivo del 15%, risultato di particolare interesse se si considera che quanto proposto può essere realizzato con riferimento all'attuale tecnologia della macchina.

RINGRAZIAMENTI

Gli autori ringraziano il dott. ing. Giulio Contaldi, Amministratore

Delegato di Ing. Enea Mattei S.p.A., per il continuo sostegno alle attività di ricerca.

BIBLIOGRAFIA

1. N. Anglani e P. Mura, *Opportunità di ottimizzazione dei consumi nella produzione, distribuzione, utilizzo dell'aria compressa nei settori industriali più sensibili*, Report Rds 2010/222, 2010.
2. R. Saidur e N.A. Rahim et al., *A review on compressed-air energy use and energy savings*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, volume 14, edizione 4, pagg. 1135-1153, ISSN 1364-0321, 2010.
3. P. Radgen e E. Blaustein, *Compressed air systems in the European Union*, LOG_X, 2001.
4. R. Cipollone, *Sliding vane rotary compressor technology and energy saving*, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering* 0954408914546146, 2015.
5. R. Cipollone, *Carbon and energy saving markets in compressed air*, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, volume 90, edizione 1, pagg. 12085-12095, 2015.
6. R. Cipollone e D. Vittorini, *Energy Saving Potential in Existing Compressors*, In: 22° International Compressor Engineering Conference, 2014.
7. D. Vittorini e G. Bianchi et al., *Energy Saving Potential in Existing Volumetric Rotary Compressors*, In: 69° congresso annuale ATI, *Energy Procedia* (in stampa)
8. G. Bianchi e R. Cipollone, *Theoretical modeling and experimental investigations for the improvement of the mechanical efficiency in sliding vane rotary compressors*, *Applied Energy*, volume 142, pagg. 95-107, ISSN 0306-2619, 2015.
9. R. Cipollone e G. Bianchi et al., *Ottimizzazione Energetica di Compressori a Palette*. In: In: 67° congresso annuale ATI, ISBN 978-88-907676-0-9, 2012.
10. G. Bianchi e R. Cipollone et al., *Development of an internal air cooling sprayed oil injection technique for the energy saving in sliding vane rotary compressors through theoretical and experimental methodologies*, *International Journal of Refrigeration*, volume 52, pagg. 11-20, ISSN 0140-7007, 2015.
11. R. Cipollone e G. Valenti et al., *Energy saving in sliding vane rotary compressors using pressure swirl oil atomizers*, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, volume 229, edizione 2, pagg. 96-103, ISSN 0954-4089, 2015.
12. R. Cipollone e G. Bianchi et al., *Sliding Vane Rotary Compressor Energy Optimization*. In: ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, volume 6, pagg. 69-80, 2012.
13. G. Bianchi e R. Cipollone, *Friction power modeling and measurements in sliding vane rotary compressors*, *Applied Thermal Engineering*, volume 84, pagg. 276-285, ISSN 1359-4311, 2015.
14. G. Bianchi e R. Cipollone, *Experimental assessments on a pressure swirl oil atomizer for positive displacement vane compressors*, In: 70° congresso annuale ATI, *Energy Procedia* (in stampa).