

POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Energetica



Sviluppo di sistemi di iniezione olio
per compressori volumetrici

Relatore: Ing. Gianluca VALENTI
Co-relatore: Ing. Luigi COLOMBO
Tutor aziendale: Ing. Andrea CAPOFERRI

Tesi di Laurea Specialistica di:
Andrea SAMPIETRO Matr. 735028

Anno Accademico 2010-2011

a mio nonno

Indice

Sommario	IX
Abstract	XI
1 Introduzione	1
1.1 Ciclo a gas non solubile e liquido non volatile	2
1.2 La compressione bifase	6
1.2.1 Ipotesi	6
1.2.2 Definizioni	6
1.2.3 Modello	8
1.2.4 Confronto con altri processi di compressione	9
1.2.5 Esempio numerico	10
1.3 Compressori a palette	11
1.3.1 Funzionamento	12
1.3.2 Lubrificazione e raffreddamento	13
1.3.3 Vantaggi, svantaggi e confronti con altre tecnologie . .	14
2 Ricerca bibliografica	19
2.1 Compressori volumetrici	20
2.1.1 Singh, Bowman - 1986	20
2.1.2 Stosic et al. - 1988	22
2.1.3 Stosic et al. - 1992	26
2.1.4 Fujiwara, Osada - 1995	28
2.1.5 De Paepe et al. - 2004	29
2.1.6 Sun et al. - 2010	32
2.2 Compressori a palette	32
2.2.1 Cipollone et al. - 2009	32
3 Modello	35
3.1 Modello matematico	36
3.1.1 Ipotesi e definizioni	36
3.1.2 Parametri concentrati	36

3.1.3	Sistema di equazioni	38
3.2	Modello numerico	39
3.3	Il programma	41
3.3.1	Main	41
3.3.2	Volume	43
3.3.3	Volume a vano aperto	46
3.3.4	Beta	46
3.3.5	Sistema	47
3.3.6	Pulsione	53
3.3.7	Rendimenti	53
3.3.8	Tuttivani	55
4	Risultati	57
4.1	Validazione sperimentale	59
4.2	Risultati delle simulazioni numeriche	63
5	Ipotesi di sperimentazione	73
6	Conclusioni	75
	Bibliografia	77

Figure

1.1	Ciclo bifase sul diagramma T-s, Valenti.	4
1.2	Schema d'impianto semplificato, Valenti.	4
1.3	Dati di ingresso simulazione, Valenti.	5
1.4	Risultati simulazione, Valenti.	6
1.5	Confronto tra la compressione bifase ed altri processi, Valenti. . .	10
1.6	Schema generale del compressore a palette.	11
1.7	Compressione mediante riduzione del volume dei vani.	12
1.8	Compressione sul diagramma p-V.	13
1.9	Azione della forza centrifuga sulle palette.	14
1.10	Iniezione a getto.	15
1.11	Tenuta della paletta sulla zona di tangenza.	16
1.12	Accoppiamento diretto, compressore a palette.	16
1.13	Accoppiamento tramite moltiplicatore, compressore a vite. . . .	17
2.1	Velocità e dimensione delle gocce, Singh e Bowman.	21
2.2	Risultati delle simulazioni di Singh e Bowman.	22
2.3	Lavoro specifico e temperatura del gas, Singh e Bowman.	23
2.4	Risultati dell'analisi parametrica di Stosic et al.	23
2.5	Temperatura in funzione del rapporto fra le masse, Stosic et al. . .	24
2.6	Temperatura in funzione della temperatura dell'olio, Stosic et al. .	25
2.7	Temperatura in funzione dell'angolo d'iniezione, Stosic et al. . .	26
2.8	Temperatura in funzione della viscosità dell'olio, Stosic et al. . .	26
2.9	Ottimizzazione della portata di olio, Stosic et al.	27
2.10	Schema d'impianto del banco prova, Stosic et al.	27
2.11	Forma dei rotori studiati da Fujiwara e Osada.	29
2.12	Risultati riportati da Fujiwara e Osada.	29
2.13	Banco prova realizzato da De Paepe et al.	31
2.14	Risultati ottenuti da Cipollone et al.	33
3.1	Costruzione geometrica dell'area del vano.	44
3.2	Costruzione geometrica dell'area del vano intorno alla tangenza. .	47

4.1	Sezione del compressore M111H MATTEI®.	58
4.2	Validazione, diametro delle gocce pari a 0,1 <i>mm</i>	60
4.3	Validazione, diametro delle gocce pari a 0,5 <i>mm</i>	61
4.4	Validazione, diametro delle gocce pari a 0,9 <i>mm</i>	62
4.5	<i>Caso 1</i> : risultati.	64
4.6	<i>Caso 2</i> : risultati.	65
4.7	<i>Caso 3</i> : risultati.	66
4.8	<i>Caso 4</i> : risultati.	67
4.9	<i>Caso 5</i> : risultati.	68
4.10	<i>Caso 6</i> : risultati.	69
4.11	lavoro specifico in funzione del rapporto massico olio/gas.	70
4.12	Potenza istantanea e media sul giro della macchina nel <i>caso 1</i>	72
4.13	Potenza istantanea e media sul giro della macchina nel <i>caso 6</i>	72

Tabelle

4.1	Dati geometrici del compressore M111H.	58
4.2	Proprietà dei fluidi e della macchina.	59
4.3	Dati di funzionamento <i>caso 0</i> e <i>caso 1</i>	63
4.4	Prestazioni dei casi studio: l, η_s^{GL}, η_s^G	71

Sommario

Sono presentati i risultati di alcune simulazioni effettuate con un modello matematico di un compressore a palette nel quale il gas è introdotto insieme ad olio finemente nebulizzato al fine di sottrarre calore al gas. In questo modo si vuole rendere la compressione quanto più possibile simile ad una trasformazione isoterma. I parametri che influenzano lo scambio termico tra gas ed olio sono variati allo scopo di quantificarne l'influenza sulle prestazioni della macchina, essi sono: la temperatura di iniezione dell'olio, la temperatura iniziale del gas, il diametro delle gocce, il rapporto tra le masse di olio e gas e la velocità relativa tra gocce e gas. Le prestazioni della macchina sono valutate monitorando diverse grandezze tra le quali le più importanti sono le seguenti: il lavoro specifico all'unità di massa di gas, il rendimento isoentropico della compressione gas-liquido e la temperatura di uscita del gas. Il modello è validato con dati sperimentali. Nelle simulazioni si ottiene un risparmio energetico del 23%.

Abstract

Some simulation results of mathematical modelling of a sliding vane compressor, in which the gas is introduced together with atomized oil in order to extract heat from the gas, are presented. This way the compression process aims at approaching as much as possible the isothermal one. Parameters having influence over heat exchange between gas and oil are varied to evaluate their influence over the compressor performances. These are: oil injection temperature, gas initial temperature, oil droplets diameter, oil to gas mass ratio, and relative velocity between droplets and gas. The compressor performances are evaluated monitoring various quantities, the most important of which are: mass specific work, isentropic efficiency of the gas-liquid compression, and gas final temperature. The model is validated with experimental results. The simulation results indicate that an energy saving as high as 23% is achievable.

Capitolo 1

Introduzione

Il presente elaborato riporta i risultati di un lavoro di ricerca volto a sviluppare una tecnologia innovativa di raffreddamento dei gas durante la loro compressione, allo scopo di incrementare l'efficienza energetica dei compressori industriali e di fornire valide indicazioni costruttive per le future applicazioni.

Lo studio si è svolto in collaborazione con la società Ing. Enea Mattei S.p.A.[®] che produce compressori volumetrici a palette per applicazioni industriali; l'azienda, leader nel proprio settore, è costantemente impegnata nello sviluppo tecnologico dei propri prodotti e l'efficienza energetica degli stessi è un argomento che la vede coinvolta in primo piano.

Diversi metodi sono stati sviluppati in passato per il raffreddamento dei gas elaborati dai compressori, tra questi l'interrefrigerazione è certamente il più adottato nelle applicazioni odierne ma presenta forti limiti impiantistici che si traducono in limiti economici, si pensi solo che una compressione interrefrigerata deve essere realizzata in diversi stadi di compressione alternati a fasi di raffreddamento mediante scambiatori di calore; tutto ciò rende questa tecnologia adatta solo a poche applicazioni specifiche.

Il raffreddamento di un gas durante la compressione è utile, in prima istanza, a diminuire l'energia spesa dalla macchina per effettuare la compressione e secondariamente a scaricare il gas alla mandata ad una temperatura inferiore. L'energia spesa nel mondo per la compressione di aria o gas di varia natura è una quota non indifferente del fabbisogno energetico mondiale; il risparmio energetico ottenibile in questo settore ha un ordine di grandezza tutt'altro che trascurabile.

Si vuole ottenere il raffreddamento del gas mettendolo intimamente a contatto con un liquido durante tutta la compressione; il contatto è realizzato mediante la nebulizzazione fine del liquido nel gas, in questo modo si ottiene un'elevata area di scambio termico per unità di massa ed il liquido può sottrarre al gas il calore sviluppato per effetto della trasformazione, tendendo al limite ideale della compressione isoterma.

Il liquido deve presentare alcune caratteristiche fisiche: alto calore specifico, alta densità e bassa volatilità; queste caratteristiche sono quelle proprie di un liquido già presente all'interno dei compressori: l'olio di lubrificazione.

La compressione gas-liquido (come verrà chiamata nel seguito), se si dimostrasse efficace, sarebbe un metodo molto più economico, compatto ed efficiente della compressione interrefrigerata.

Questo lavoro di ricerca viene condotto cercando conferme della fattibilità tecnica dei concetti riportati sopra, in particolare si vuole ottenere una stima dell'aumento di efficienza delle macchine ed un'indicazione quantitativa dell'influenza dei vari parametri che regolano il fenomeno.

1.1 Ciclo a gas non solubile e liquido non volatile

Lo studio sui compressori presentato in questo lavoro di tesi rientra in un progetto nato all'interno del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano e condotto dall'Ing. Gianluca Valenti.

Il progetto è finalizzato alla realizzazione pratica di un ciclo termodinamico innovativo a gas non solubile e liquido non volatile ideato da Valenti [1]. Si tratta di un ciclo chiuso per la produzione di potenza meccanica che ben si presta alle sorgenti di calore a temperatura variabile, come per esempio i gas di scarico dei motori alternativi a biogas o i fumi di caldaie a biomassa, ed alle piccole taglie. I livelli di temperatura massima a cui può operare sono compresi tra i $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ e gli $800\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Il ciclo si differenzia dal ciclo Joule convenzionale nella fase di compressione che non avviene con solo gas, ma con una miscela bifase gas-liquido; tra i due fluidi non vi è nessuna interazione di tipo fisico-chimico, ma il gas e il liquido interagiscono solo termicamente. Le caratteristiche fondamentali dei due fluidi sono la non solubilità del gas e la non volatilità del liquido, in quanto, dove sono posti a contatto, essi devono formare due fasi distinte che possono poi essere facilmente separate.

La compressione bifase gas-liquido comporta due grossi vantaggi: in primo luogo la temperatura in uscita del compressore è sensibilmente ridotta, inoltre il lavoro specifico di compressione risulta diminuito, essendo il volume specifico più piccolo. La prima conseguenza permette di sfruttare meglio la sorgente termica, poiché viene raffreddata fino a temperature inferiori; la seconda invece comporta un miglioramento in termini di lavoro utile del ciclo.

La fase di compressione è effettuata da compressori volumetrici a palette, oggetto di studio del presente lavoro. In queste macchine il liquido è olio che viene iniettato con lo scopo di regimare termicamente la macchina, di

svolgere un'azione di lubrificazione e di garantire le tenute tra le parti mobili e quelle fisse.

Al termine della compressione le due fasi vengono quindi separate e i due fluidi seguono percorsi differenti. Da una parte il liquido viene raffreddato cedendo calore all'ambiente e rimandato all'inizio della compressione. Dall'altra parte il gas segue le trasformazioni di un ciclo Joule convenzionale, ovvero riscaldamento a pressione costante, espansione e successivo raffreddamento.

Di seguito vengono elencate le varie trasformazioni del ciclo, illustrate anche in figura 1.1, sotto l'ipotesi di idealità; sono indicate con T_{sup} , T_{inf} e T_{amb} rispettivamente la temperatura superiore a cui è disponibile la sorgente, la temperatura inferiore della stessa e la temperatura ambiente. Con C è indicata la capacità termica, ritenuta costante, della sorgente di calore.

Il gas esegue:

- espansione adiabatica da T_{sup} , 1-2;
- raffreddamento fino a T_{amb} (se necessario), 2-3;
- contatto col liquido, 3-4B;
- compressione adiabatica col liquido, 4B-5C;
- separazione dal liquido, 5C-6;
- compressione adiabatica fino a T_{inf} (se necessario), 6-7;
- riscaldamento isobaro da T_{inf} a T_{sup} , 7-1.

Il liquido invece esegue:

- contatto col gas, A-4B;
- compressione adiabatica col gas, 4B-5C;
- separazione dal gas, 5C-D;
- espansione (con o senza estrazione di lavoro), D-E;
- raffreddamento isobaro fino a T_{amb} , E-A.

La compressione, come già affermato, viene effettuata mediante compressori volumetrici. Se venisse utilizzato un espansore anch'esso volumetrico, si potrebbero calettare la macchina sullo stesso albero, il quale, essendo basso il numero di giri, sarebbe collegabile direttamente all'alternatore. In questo modo si otterrebbe una notevole semplificazione impiantistica ma ad oggi non è ancora stato provato il funzionamento di un tale espansore a questi livelli di temperatura.

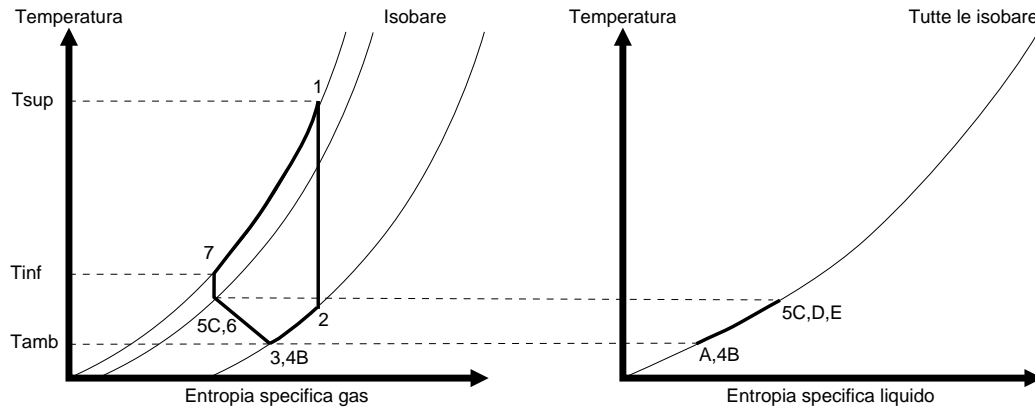


Figura 1.1. Rappresentazione del ciclo sui diagrammi termodinamici temperatura-entropia specifica del gas e del liquido, Valenti [1].

Per quanto riguarda il fluido di lavoro, può essere utilizzato un gas biatomico, aria o azoto, oppure monoatomico (più adatto), ad esempio argon, che presenta variazioni di volume specifico e di pressione limitate al variare della temperatura. Il liquido, invece, è un convenzionale olio di lubrificazione.

In figura 1.2 è mostrato uno schema funzionale semplificato di una possibile realizzazione del ciclo in oggetto.

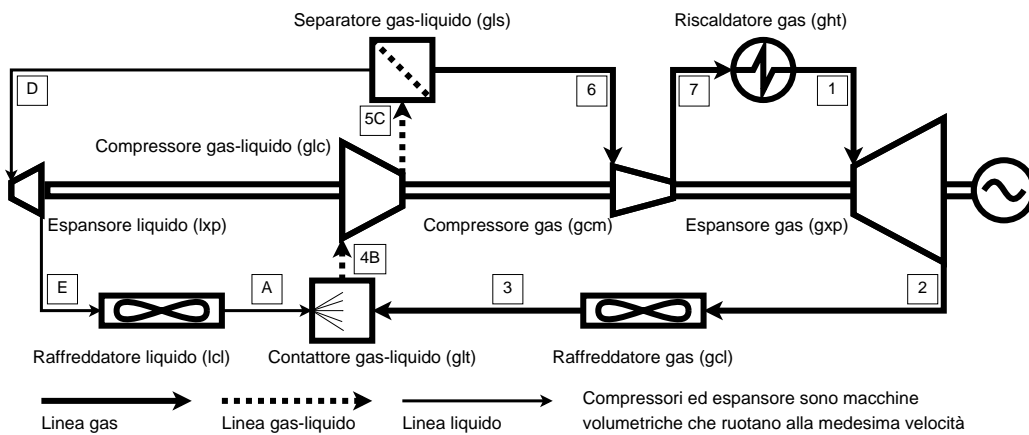


Figura 1.2. Schema d'impianto semplificato per il ciclo gas-liquido, Valenti [1].

Nelle simulazioni condotte al calcolatore si è assunto comportamento volumetrico ideale dei fluidi (gas ideale e liquido incomprimibile), differenze minime di temperatura negli scambiatori e le macchine sono state caratterizzate dal proprio rendimento isoentropico. Il caso preso in esame è un recupero

termico dai fumi di scarico di un motore alternativo a biogas della potenza di 325-350 kW. In figura 1.3 sono elencati i valori assunti per la simulazione, scelti in base all'esperienza ingegneristica e da contatti con costruttori ma comunque affetti da incertezza. I risultati relativi al caso ottimo, con rapporto tra le portate massiche di liquido e gas pari a 3 e con rapporto di espansione pari a 4, sono riportati in figura 1.4 e mostrano un rendimento di primo principio del 10% e di secondo principio del 20-25%, valori in linea con le altre tecnologie pre-commerciali sviluppate per simili applicazioni.

Tabella 1. Ipotesi per la simulazione di recupero termico dai fumi di scarico di un motore alternativo a biogas.

<i>Sorgente termica ed ambiente</i>		
Capacità termica, C	kW/K	0.59 ^a
Temperatura superiore, T_{sup}	°C	500
Temperatura inferiore, T_{inf}	°C	100
Temperatura ambiente, T_{amb}	°C	15
<i>Gas di lavoro</i>		
Nome		Argon
Massa molare	kg/kmol	39.948
Calore specifico	J/(kg K)	520.3
<i>Liquido di lavoro</i>		
Nome		Olio lubrificante
Densità	kg/m ³	959
Calore specifico	J/(kg K)	2800
<i>Condizioni di lavoro</i>		
Pressione scarico espansore	bar	2
<i>Efficienze adiabatiche delle macchine volumetriche</i>		
Espansore gas (gxp)	%	86
Compressore gas-liquido (glic)	%	84
Compressore gas (gcm)	%	82
Espansore liquido (lxp)	%	0
<i>Minime differenze di temperatura</i>		
Raffreddatori gas (gcl) e liquido (lcl)	°C	10
Riscaldatore gas (ght)	°C	30
<i>Perdite di pressione percentuali</i>		
Raffreddatori gas (gcl) e liquido (lcl)	%	4
Separatore gas-liquido (gls)	%	6
Riscaldatore gas (ght)	%	5

^a Scarico di un motore da 325-350 kW di potenza meccanica

Figura 1.3. Dati di ingresso della simulazione effettuata da Valenti [1].

Una campagna sperimentale sarà condotta per ricavare dei dati che serviranno a convalidare le previsioni fatte. Importanti miglioramenti possono essere ottenuti studiando nuove soluzioni da adottare sulle macchine volumetriche, obiettivo del presente lavoro. Il ciclo prospetta costi di gestione contenuti per la sua semplicità impiantistica e per i fluidi di lavoro a basso costo e di facile gestione.

Tabella 2. Risultati per potenze termica e meccanica riferiti all'esempio di applicazione di Tabella 1.

Rapporto di espansione = 4 Rapporto massico liquido-gas = 3	Potenza	Potenza	Perdite	
	termica ^a kW	meccanica ^a kW	potenza meccanica kW	%
Espansore gas (gxp)		160.50	16.78	19.37
Raffreddatore gas (gcl)	102.05		27.05	31.22
Contattore gas-liquido (glt)			0.00	0.00
Compressore gas-liquido (gic)		-115.02	17.19	19.85
Separatore gas-liquido (gls)			4.35	5.02
Compressore gas (gcm)		-19.95	3.04	3.51
Riscaldatore gas (ght)	-236.00		11.01	12.71
Espansore liquido (lxp)		0.00	1.58	1.83
Raffreddatore liquido (lcl)	108.42		5.61	6.48
Totale	-25.53	25.53^b	86.62	100.00

^a presa positiva se uscente dal ciclo, negativa se entrante

^b equivalente ad un rendimento di primo principio di 10.82% e di secondo principio di 22.76%

Figura 1.4. Risultati della simulazione effettuata da Valenti [1].

1.2 La compressione bifase

In questo paragrafo viene illustrato il modello utilizzato nei calcoli durante le simulazioni del ciclo per descrivere la compressione gas-liquido e successivamente viene svolto un confronto con altri processi di compressione.

1.2.1 Ipotesi

Il modello si basa sulle seguenti ipotesi:

- il gas è ideale e con calore specifico costante;
- il liquido è incomprimibile e ha calore specifico costante;
- il gas non è solubile nel liquido;
- il liquido non evapora;
- la temperatura di ingresso e uscita dal compressore è la stessa per i due fluidi;
- il processo è adiabatico.

1.2.2 Definizioni

Di seguito vengono definite le grandezze che vengono utilizzate nel modello. Nella trattazione compariranno la costante universale dei gas $R_u = 8314 J/(kmolK)$, la massa molare del gas $MM_g [kg/kmol]$, il calore specifico a volume costante del gas $c_v^g [J/(kgK)]$, il calore specifico a pressione costante

del gas c_p^g [$J/(kgK)$], la densità del liquido ρ^l [kg/m^3], il calore specifico del liquido c^l [$J/(kgK)$].

Per una trasformazione adiabatica, l'esponente della politropica Θ [$adim$] è:

$$\Theta = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{R_g}{c_p^g} \quad (1.1)$$

dove R_g [$J/(kgK)$] è la costante del gas e γ [$adim$] è il rapporto dei calori specifici del gas:

$$R_g = \frac{R_u}{MM_g} \quad (1.2)$$

$$\gamma = \frac{c_p^g}{c_v^g} \quad (1.3)$$

Date rispettivamente le portate di liquido e gas, \dot{m}^l [kg/s] e \dot{m}^g [kg/s], si definiscono il rapporto massico liquido-gas ε_m [$adim$] e il rapporto tra i calori specifici ε_c [$adim$]:

$$\varepsilon_m = \frac{\dot{m}^l}{\dot{m}^g} \quad (1.4)$$

$$\varepsilon_c = \frac{c^l}{c_p^g} \quad (1.5)$$

definendo il rapporto liquido-gas complessivo ε [$adim$] come:

$$\varepsilon = \varepsilon_c \varepsilon_m \quad (1.6)$$

si introduce un calore specifico equivalente della miscela bifase \hat{c} [$J/(kgK)$], dato dalla seguente relazione:

$$\hat{c} = c_p^g(1 + \varepsilon) \quad (1.7)$$

ed il parametro equivalente a Θ della compressione adiabatica gas-liquido, $\hat{\Theta}$ [$adim$]:

$$\hat{\Theta} = \frac{R_g}{\hat{c}} \quad (1.8)$$

Le condizioni iniziali di temperatura e pressione sono indicate rispettivamente con T_i [K] e P_i [Pa], mentre temperatura e pressione finali con T_f [K] e P_f [Pa]. Il rapporto di compressione β è quindi:

$$\beta = \frac{P_f}{P_i} \quad (1.9)$$

La potenza richiesta dal compressore è indicata con \dot{L}^{\leftarrow} [W], i flussi di ingresso e uscita dell'entalpia con \dot{H}_i e \dot{H}_f , mentre quelli di entropia con \dot{S}_i e \dot{S}_f .

1.2.3 Modello

Essendo il processo adiabatico e trascurando le differenze dei termini cinetici e potenziali, il bilancio di energia si riduce alla forma:

$$\dot{L}^{\leftarrow} = \dot{H}_f - \dot{H}_i \quad (1.10)$$

mentre il bilancio di entropia è:

$$\Delta \dot{S} = \dot{S}_f - \dot{S}_i \quad (1.11)$$

applicando le proprietà termodinamiche del gas e del liquido le due espressioni assumono la seguente forma:

$$\dot{L}^{\leftarrow} = \dot{m}^g c_p^g (T_f - T_i) + \dot{m}^l \left[c^l (T_f - T_i) + \frac{P_f - P_i}{\rho^l} \right] \quad (1.12)$$

$$\Delta \dot{S} = \dot{m}^g \left(c_p^g \ln \frac{T_f}{T_i} - R_g \ln \frac{P_f}{P_i} \right) + \dot{m}^l c^l \ln \frac{T_f}{T_i} \quad (1.13)$$

che, riscritte introducendo le grandezze definite precedentemente, diventano:

$$\dot{L}^{\leftarrow} = \dot{m}^g \left[\hat{c} (T_f - T_i) + \varepsilon_m \frac{P_f - P_i}{\rho^l} \right] \quad (1.14)$$

$$\Delta \dot{S} = \dot{m}^g \left(\hat{c} \ln \frac{T_f}{T_i} - R_g \ln \frac{P_f}{P_i} \right) \quad (1.15)$$

Nel caso ideale, essendo il processo adiabatico, la produzione di entropia è nulla, per cui:

$$c_p^g (1 + \varepsilon) \ln \frac{T_{fs}}{T_i} = R_g \ln \frac{P_f}{P_i} \quad (1.16)$$

dove T_{fs} è la temperatura ideale in uscita.

Considerando la trasformazione adiabatica della miscela gas-liquido vale la seguente relazione, che lega le pressioni alle temperature nel caso ideale:

$$\frac{T_{fs}}{T_i} = \beta^{\hat{\Theta}} \quad (1.17)$$

L'espressione della potenza ideale risulta:

$$\dot{L}_{id}^{\leftarrow} = \dot{m}^g c_p^g T_i (\beta^{\hat{\Theta}} - 1) + \dot{m}^l \left[c^l T_i (\beta^{\hat{\Theta}} - 1) + \frac{P_i (\beta - 1)}{\rho^l} \right] \quad (1.18)$$

che si può scrivere in modo equivalente nella forma:

$$\dot{L}_{id}^{\leftarrow} = \dot{m} \left[\hat{c} T_i (\beta^{\hat{\Theta}} - 1) + \varepsilon_m \frac{P_i (\beta - 1)}{\rho^l} \right] \quad (1.19)$$

Nota l'espressione della potenza ideale, si definisce il rendimento adiabatico della compressione gas-liquido come:

$$\eta_{ad} = \frac{\dot{L}_{id}^{\leftarrow}}{\dot{L}^{\leftarrow}} \quad (1.20)$$

Note quindi temperatura e pressione iniziali e quelle finali, le portate in massa dei due fluidi e la densità del liquido, il rendimento adiabatico è valutato come:

$$\eta_{ad} = \frac{\hat{c} T_i (\beta^{\hat{\Theta}} - 1) + \varepsilon_m \frac{P_i (\beta - 1)}{\rho^l}}{\hat{c} (T_f - T_i) + \varepsilon_m \frac{P_i (\beta - 1)}{\rho^l}} \quad (1.21)$$

Noti invece il rendimento adiabatico, temperatura e pressione iniziali, la pressione finale, le portate in massa dei due fluidi e la densità del liquido, la temperatura finale è:

$$T_f = T_i \left(1 + \frac{\beta^{\hat{\Theta}} - 1}{\eta_{ad}} \right) + \left(\frac{1}{\eta_{ad}} - 1 \right) \frac{\varepsilon_m P_i (\beta - 1)}{\hat{c} \rho^l} \quad (1.22)$$

mentre la potenza meccanica é:

$$\dot{L}^{\leftarrow} = \dot{m}^g \frac{\hat{c} T_i (\beta^{\hat{\Theta}} - 1) + \varepsilon_m \frac{P_i (\beta - 1)}{\rho^l}}{\eta_{ad}} \quad (1.23)$$

e l'entropia generata risulta:

$$\Delta \dot{S} = \dot{m}_g \left\{ \hat{c} \ln \left[1 + \frac{P_i (\beta^{\hat{\Theta}} - 1)}{\eta_{ad}} + \frac{1}{T_i} \left(\frac{1}{\eta_{ad}} - 1 \right) \frac{\varepsilon_m P_i (\beta - 1)}{\hat{c} \rho^l} \right] - R_g \ln \frac{P_f}{P_i} \right\} \quad (1.24)$$

1.2.4 Confronto con altri processi di compressione

Compressione gas-liquido vs compressione solo gas. Si vuole ora confrontare la temperatura finale ed il lavoro meccanico nel caso della compressione gas-liquido rispetto alla compressione di solo gas. Il confronto viene effettuato a pari condizioni iniziali di pressione e temperatura e pari pressione finale, considerando i processi ideali.

I rapporti degli incrementi di temperatura e di potenza meccanica, tra le due trasformazioni, risultano essere rispettivamente:

$$\chi_{\Delta T, GL} = \frac{\beta^{\hat{\Theta}} - 1}{\beta^{\Theta} - 1} \quad (1.25)$$

$$\chi_{W,GL} = \frac{\hat{c}T_i(\beta^{\hat{\Theta}} - 1) + \varepsilon_m \frac{P_i(\beta-1)}{\rho^l}}{c_p^g T_i(\beta^{\Theta} - 1)} \quad (1.26)$$

Compressione isoterma vs compressione solo gas. In modo analogo, per il processo isoterma:

$$\chi_{W,T} = \frac{R_g \ln \beta}{c_p^g(\beta^{\Theta} - 1)} \quad (1.27)$$

Compressione interrefrigerata vs compressione solo gas. In modo analogo, per il processo interrefrigerato:

$$\chi_{W,IC-N} = \frac{(N + 1)c_p^g(\beta^{\frac{\Theta}{N+1}} - 1)}{c_p^g(\beta^{\Theta} - 1)} \quad (1.28)$$

dove N è il numero degli stadi di interrefrigerazione.

1.2.5 Esempio numerico

In riferimento alle condizioni elencate in figura 1.5, il grafico in figura 1.5 riporta l'andamento del rapporto $\chi_{W,GL}$ in funzione del rapporto massico ε_m , confrontandolo con gli andamenti dei lavori meccanici di una compressione

Parameter	Unit	Value
Gas		
Name		Nitrogen
Molar mass	kg/kmol	28.0
Specific heat capacity	kJ/kgK	1.0393
Liquid		
Name		Lube oil
Density	kg/m ³	800
Specific heat capacity	kJ/kgK	2.0
Process		
Initial temperature	°C	25
Inlet pressure	bar	1
Pressure ratio	nondim	10

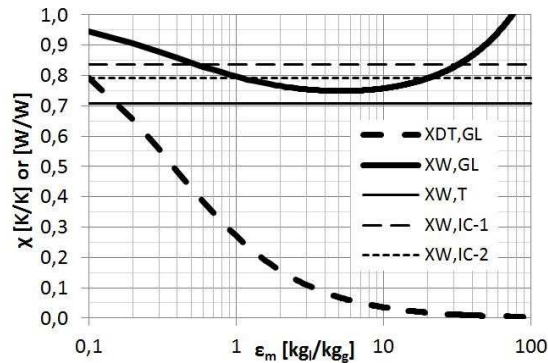


Figura 1.5. Confronto tra la compressione bifase ed altri processi, Valenti [2].

isoterma, di una compressione con uno e con due stadi di interrefrigerazione, adimensionalizzati rispetto al caso di compressione di solo gas.

Per il caso considerato si nota un ampio campo di ε_m in cui la compressione bifase è meglio di quelle interrefrigerate e la curva del lavoro gas-liquido presenta un minimo che si avvicina molto a quella del processo isoterma.

1.3 Compressori a palette

I compressori a palette sono macchine rotative e volumetriche che si compongono di tre organi principali: rotore, statore e palette.

Rotore e statore sono cilindri eccentrici in modo da essere tangenti in un punto delle loro circonferenze; sul rotore sono ricavate delle cave radiali estese su tutta la lunghezza del pezzo. Nelle cave sono alloggiati le palette che sono lasciate libere di traslare nella direzione radiale del rotore.

Durante la rotazione, per effetto della forza centrifuga, le palette fuoriescono dalle proprie scanalature di alloggiamento fino a strisciare sulla superficie interna dello statore. In questo modo e per effetto dell'eccentricità, ogni coppia di palette consecutive genera un vano a volume ciclicamente variabile; questa caratteristica viene opportunamente sfruttata per la compressione di gas.

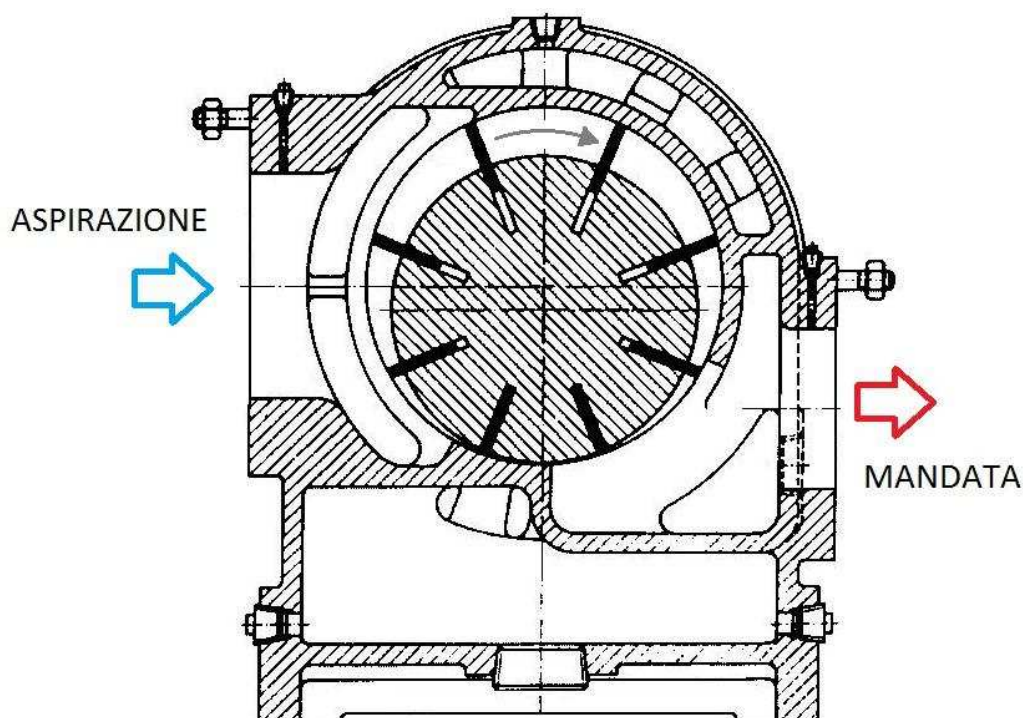


Figura 1.6. Schema generale di funzionamento di un compressore a palette.

Disponendo in opportune posizioni radiali sullo statore le luci di aspirazione e mandata del fluido, si ottiene l'effetto di riempire il vano con il fluido alla pressione minima quando il volume del vano è massimo, e di svuotarlo quando il volume del vano è minimo ed il fluido si trova alla massima pressione (figura 1.7).

La macchina è quindi rotativa in considerazione del tipo di moto prevalente compiuto dagli organi che la compongono ed è volumetrica perché l'innalzamento della pressione del gas elaborato viene ottenuto mediante una diminuzione del volume nel quale il gas viene racchiuso.

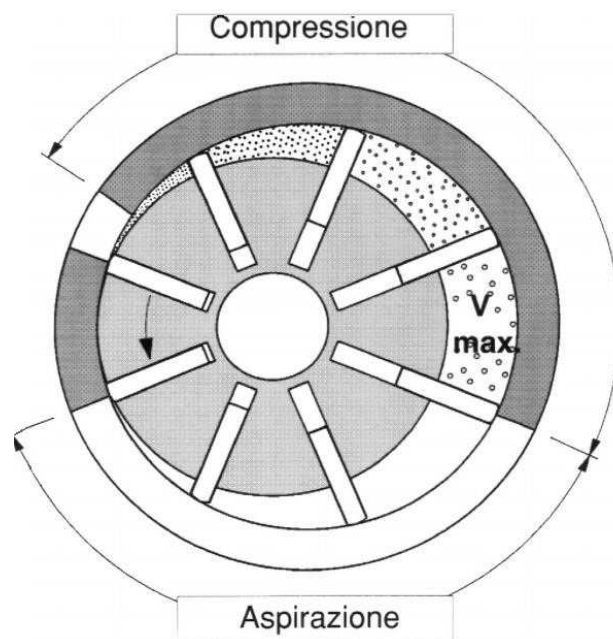


Figura 1.7. Compressione mediante riduzione del volume dei vani [3].

1.3.1 Funzionamento

La velocità di rotazione del rotore è un importante parametro da tenere in considerazione nel progetto della macchina, infatti da essa dipende la forza centrifuga agente sulle palette e, di conseguenza, la qualità del contatto tra paletta e statore. Con velocità troppo basse il contatto è insufficiente a garantire una buona tenuta tra l'apice delle palette e la superficie dello statore ed aumentano i trafileamenti; con velocità eccessive si rischia la rottura del meato di olio lubrificante che sostiene la paletta durante il moto ed una conseguente eccessiva usura dei materiali provocando inoltre una significativa

perdita di potenza per attrito.

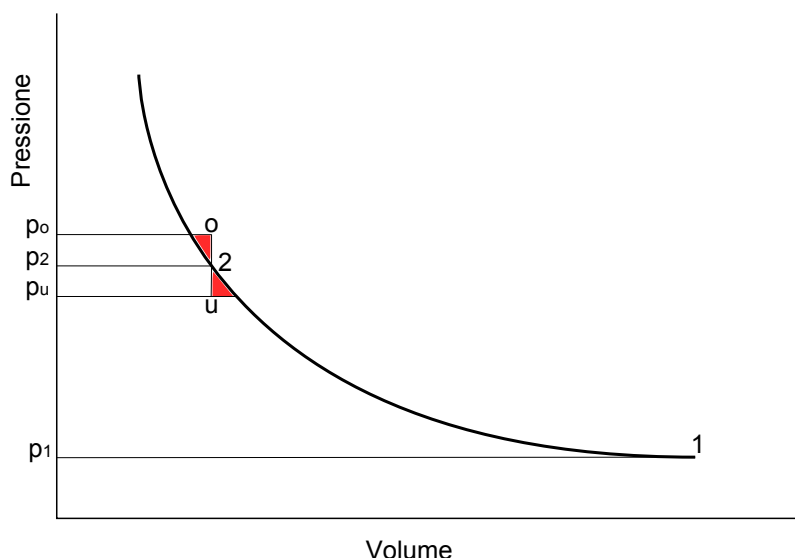


Figura 1.8. Compressione attuata da un compressore a palette sul diagramma p-V.

Affinché il processo di compressione sia efficiente l'apertura della luce di mandata deve essere posizionata il più possibile in corrispondenza del volume in cui si raggiunge la pressione regnante nel condotto di mandata e, quindi, richiesta dall'utenza. Se questo non succede possono verificarsi due casi: nel primo caso, il più comune, la pressione nel condotto di mandata è più alta (punto 'o' nel diagramma di figura 1.8) di quella presente nel vano (punto '2'), il gas presente nel condotto di mandata fluisce all'interno del vano appena aperto e deve nuovamente esserne espulso, con un evidente spreco di energia (area in rosso a sinistra del segmento 'o-2'); il fenomeno appena descritto è chiamato anche compressione per riflusso [4].

Nel secondo caso la pressione nel condotto di mandata è inferiore a quella raggiunta nel vano (punto 'u'), in questo caso, all'apertura della luce di mandata, il gas compresso nel vano fuoriesce espandendo da p_2 a p_u , con un'energia persa rappresentata dall'area in rosso a destra del segmento 'u-2' [4]. Nonostante queste considerazioni la maggior parte di queste macchine, nelle applicazioni industriali, lavora in condizioni di riflusso.

1.3.2 Lubrificazione e raffreddamento

Nei compressori a palette l'olio di lubrificazione è fondamentale per diversi aspetti. L'azione di lubrificazione riduce l'usura per abrasione delle parti in

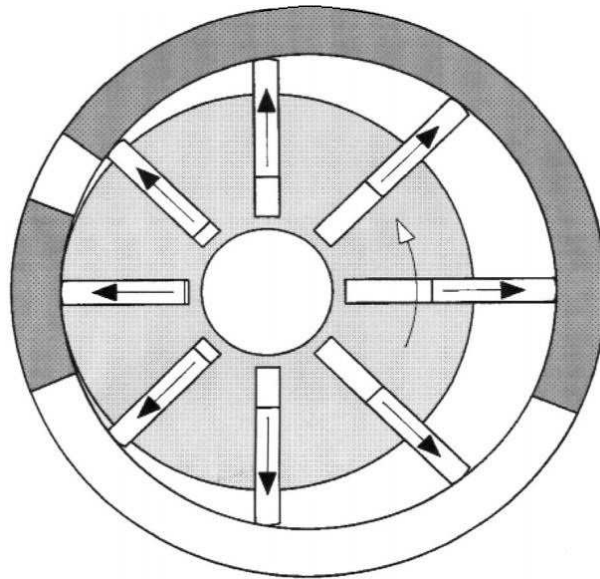


Figura 1.9. Azione della forza centrifuga sulle palette [3] .

contatto continuo ed in moto relativo ed allo stesso tempo riduce gli attriti e la potenza richiesta per vincerli che, trasformandosi in potenza termica, da luogo ad un doppio svantaggio.

In particolare tra l'apice delle palette e la parete interna dello statore si forma un sottile meato d'olio sopra il quale la paletta scorre senza entrare in contatto con lo statore, per il principio della lubrificazione idrodinamica.

Precedenti studi numerico-sperimentali [5] hanno verificato che l'effetto degli attriti sulle pareti laterali delle palette a contatto con la sede nel rotore è maggiore di quello all'apice.

L'olio è fondamentale anche per la regolazione termica della macchina in quanto è il mezzo largamente prevalente per il trasporto all'esterno del calore che si sviluppa all'interno della camera di compressione, calore in parte proveniente dagli attriti tra le parti meccaniche in contatto ed in parte sviluppato nel gas per effetto della compressione.

Il lubrificante garantisce le tenute e riduce le fughe di aria dalle zone ad alta pressione verso quelle a pressione inferiore, aderendo alle parti meccaniche e chiudendo i giochi presenti tra queste.

In ultimo l'olio, ricoprendo le parti metalliche, svolge un'azione protettiva riducendo i fenomeni di ossidazione.

1.3.3 Vantaggi, svantaggi e confronti con altre tecnologie

La tecnologia che principalmente si presta al confronto con i compressori a palette è quella dei compressori a vite, questo avviene per due motivi princi-

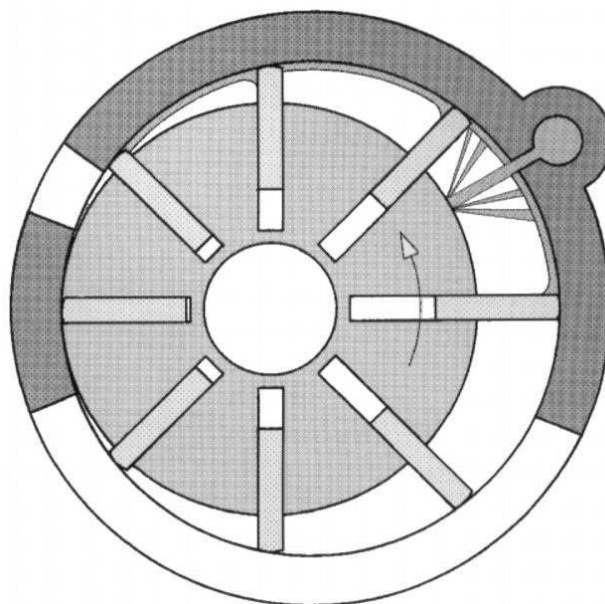


Figura 1.10. Rappresentazione schematica dell'iniezione a getto del lubrificante [3].

pali: la somiglianza della tecnologia (volumetrica e rotativa) e la somiglianza dei contesti nei quali queste macchine si prestano ad essere installate. Le applicazioni più comuni per queste due tipologie di macchine sono nell'ambito della fornitura di aria compressa industriale, settore con caratteristiche peculiari e pressoché uniformemente riscontrabili: pressioni relativamente modeste, funzionamento continuo per molte ore ed alte portate richieste.

Le prestazioni volumetriche dei compressori a palette sono superiori a quelle dei compressori a vite ed ottime in generale. Il rendimento volumetrico di tutti i compressori MATTEI® è superiore al 90%. Il rischio di fughe esiste solo tra le superfici laterali del rotore ed i coperchi laterali e nella zona di tangenza che si trova tra mandata e aspirazione, quindi a cavallo della massima differenza di pressione; in questa zona però la possibilità di traflamenti è molto limitata ogniqualvolta una paletta si trova a passarvi, garantendo la tenuta praticamente perfetta generata dalla forza centrifuga(1.11). La presenza dell'olio in tutte le zone citate riduce fortemente le fughe.

In queste macchine è praticamente inesistente il volume morto, presente invece nei compressori a vite (blow bole) e pistoni, questo perché la luce di mandata arriva fino quasi al punto di tangenza(4°).

A basse velocità di rotazione le perdite meccaniche per attriti e nella trasmissione di potenza sono limitate, infatti sono pressoché proporzionali al numero di giri. I compressori a palette possono, senza problemi, operare a velocità di rotazione relativamente basse, per questo motivo vengono accop-

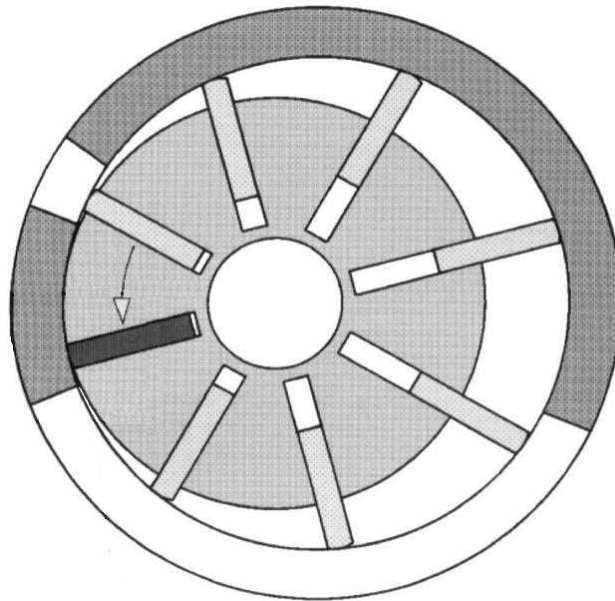


Figura 1.11. Tenuta garantita dalla palette che scorre sulla zona di tangenza [3].

piati direttamente al motore mediante un giunto elastico che non dà luogo a nessuna perdita nella trasmissione (figura 1.12). I compressori a vite, al contrario, operano ad alti regimi di rotazione principalmente per ridurre l'effetto delle perdite per fughe (inversamente proporzionali alla velocità di rotazione); l'accoppiamento al motore per queste macchine non può essere diretto ma vi è la necessità di operare la trasmissione mediante un moltiplicatore ad ingranaggi o una cinghia (figura 1.13). Questi sistemi di trasmissione possono assorbire anche il 5% della potenza entrante.

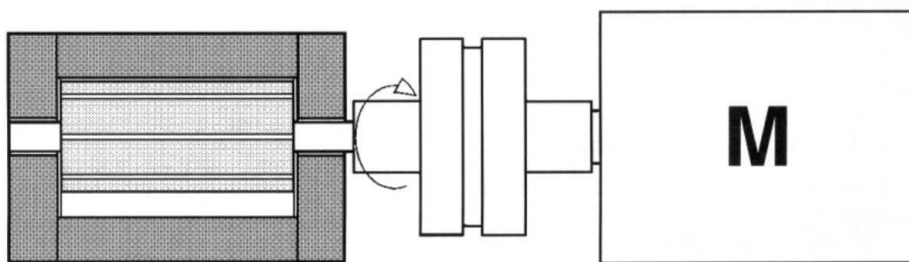


Figura 1.12. Accoppiamento diretto, compressore a palette [3].

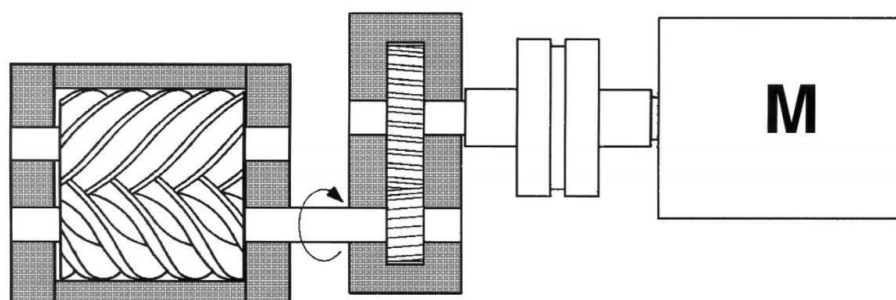


Figura 1.13. Accoppiamento tramite moltiplicatore, compressore a vite [3].

Lo svantaggio di operare a basse velocità consiste nella diminuzione della portata di gas che la macchina può elaborare a parità di dimensionamento, aumenta quindi il costo (proporzionale alle dimensioni) della macchina a parità di portata d'aria elaborata. Questo aspetto richiede un'attenta ottimizzazione economica: queste macchine garantiscono risparmio energetico e bassi costi di manutenzione, quindi l'aumento sull'investimento iniziale è recuperabile nell'arco di un certo tempo di funzionamento.

Il parametro di confronto energetico sulla base del quale dovrebbero essere confrontate queste macchine è l'energia specifica alla portata per una determinata pressione di mandata. I costruttori spesso non indicano la potenza assorbita ma solo quella nominale, che normalmente è inferiore a quella assorbita, infatti i motori elettrici possono ammettere forti sovraccarichi (fattore di servizio). I confronti possono essere fatti sul solo gruppo pompante o sulla macchina completa di tutti gli accessori, le prestazioni possono variare sensibilmente.

La semplicità geometrica e meccanica della macchina la rende molto affidabile e duratura, non vi sono parti che necessitino di sostituzione ad intervalli di tempo prestabiliti. Il rischio di rotture con gravi danni al gruppo pompante è estremamente ridotto.

Le geometrie sono semplici e realizzabili mediante lavorazioni tradizionali con le quali è possibile rispettare le strettissime tolleranze ammesse e gli alti gradi di finitura delle superfici.

Le prestazioni sono costanti nel tempo (non decrescono), perché le tenute sono comunque garantite dalla forza centrifuga. La revisione periodica, infatti, prevede solo la sostituzione di guarnizioni e filtri.

Da ultimo si rilevano la bassissima intensità delle vibrazioni e l'assenza di pulsazioni nella portata pompata.

Capitolo 2

Ricerca bibliografica

Sono riportati in questo capitolo i risultati della ricerca bibliografica condotta su articoli di tipo numerico-sperimentale.

Le ricerche effettuate in letteratura non hanno evidenziato la presenza di precedenti studi sull'iniezione di olio nei compressori a palette e sull'interazione termica tra lubrificante e gas; esistono però alcuni studi riguardanti l'iniezione d'olio in altri tipi di compressori volumetrici rotativi, come i compressori a vite ed i compressori scroll.

Nonostante la grande differenza tecnologica tra le due macchine, i processi che avvengono nei compressori a vite sono termodinamicamente simili a quelli che avvengono nei compressori a palette; si fa quindi riferimento al lavoro svolto dagli autori di questi articoli, per comprendere cosa è stato fatto e cosa ancora si può fare per ampliare la conoscenza dei fenomeni allo studio.

Sebbene tutti gli autori considerati concordino genericamente sui vantaggi ottenibili con l'iniezione del lubrificante mediante atomizzazione, nell'ottica di un avvicinamento alle condizioni della compressione isoterma, le ricerche condotte negli ultimi venticinque anni riportano risultati parzialmente discordanti sui numeri del risparmio energetico ottenibile.

Benché buona parte degli studi condotti siano basati su di un approccio rigoroso ed aderente alla fisica dei fenomeni studiati, la complessità degli stessi richiede la formulazione di ipotesi che, in alcuni casi, possono rivelare grande influenza sui risultati della ricerca. Sia d'esempio l'enorme difficoltà nella quantificazione dei parametri descrittivi della trasmissione del calore.

La sperimentazione in questo ambito non ha ancora potuto fornire misure rigorose per quelle che sono le grandezze intensive dei fluidi durante le trasformazioni; questo è dovuto ad una serie di impedimenti tecnici oggettivi che potranno essere superati solo con l'impiego di strumenti di misura molto avanzati e costosi; unitamente a ciò moderne tecnologie di simulazione, quali le applicazioni CFD, potranno aiutare a colmare i vuoti di conoscenza oggi esistenti.

2.1 Compressori volumetrici

2.1.1 Singh, Bowman - Heat transfer in oil-flooded screw compressors, 1986

Nel 1986 Singh e Bowman [6] studiano lo scambio termico tra gas ed olio nei compressori a vite, ritengono infatti che lo studio di questo fenomeno sia una nuova frontiera, dalla quale è ottenibile molto in termini di miglioramento delle prestazioni di queste macchine; su altri fronti grandi miglioramenti sono già stati ottenuti e quelli ulteriormente ottenibili sono di piccola entità.

Gli autori affermano che passando dalla trasformazione politropica, che il gas compie attualmente nei compressori, ad una trasformazione isoterma, il vantaggio teoricamente ottenibile in termini di efficienza può raggiungere il 15-20%.

Nell'articolo viene presentato un modello matematico atto a simulare lo scambio termico tra il gas e l'olio; il modello viene inserito in un programma, sviluppato in precedenza dagli autori, usato per calcolare le prestazioni dei compressori con varie tipologie di iniezione dell'olio.

Modello matematico. Il modello presentato è basato sulle seguenti assunzioni:

- l'olio è iniettato sotto forma di gocce sferiche di dimensione data;
- le gocce d'olio sono indeformabili e non evaporano;
- la distribuzione delle gocce è sparsa ed esse non interagiscono le une con le altre;
- la trasmissione del calore è calcolata solo durante la fase di volo delle gocce, quando raggiungono le pareti, infatti, tendono ad aderirvi perdendo la loro forma e buona parte della loro superficie;
- il campo di moto del gas è assunto indipendente dalla presenza dell'olio.

Nel modello grande importanza è attribuita al calcolo della traiettoria delle gocce basata sull'equazione del moto di una particella solida in un fluido in moto.

Il coefficiente di scambio termico convettivo è calcolato mediante la correlazione di Ranz-Marshall:

$$Nu = 2 + 0,6Re^{0,5}Pr^{0,33} \quad (2.1)$$

L'evoluzione della pressione è calcolata a partire dallo scambio termico e, di conseguenza, le prestazioni della macchina.

Da ultimo gli autori si interrogano sui meccanismi di atomizzazione dell'olio, chiarendo i parametri dai quali dipende la finezza dello spray: principalmente la pressione a monte dell'ugello (aspetto molto critico per la tipologia di macchina considerata). In queste macchine il lubrificante viene messo in pressione dall'essere in contatto con il gas compresso alla mandata; questa caratteristica, se da un lato è un vantaggio in termini di semplicità delle macchine, dall'altro è un limite in termini di minime dimensioni delle gocce ottenibili. Ovviamente l'impiego di una pompa per l'innalzamento della pressione di iniezione dell'olio è da valutare molto attentamente quantificando il guadagno netto di efficienza della macchina. In figura 2.1 sono riportate la velocità di iniezione e la dimensione delle gocce in funzione della differenza di pressione, per un ugello di diametro fissato.

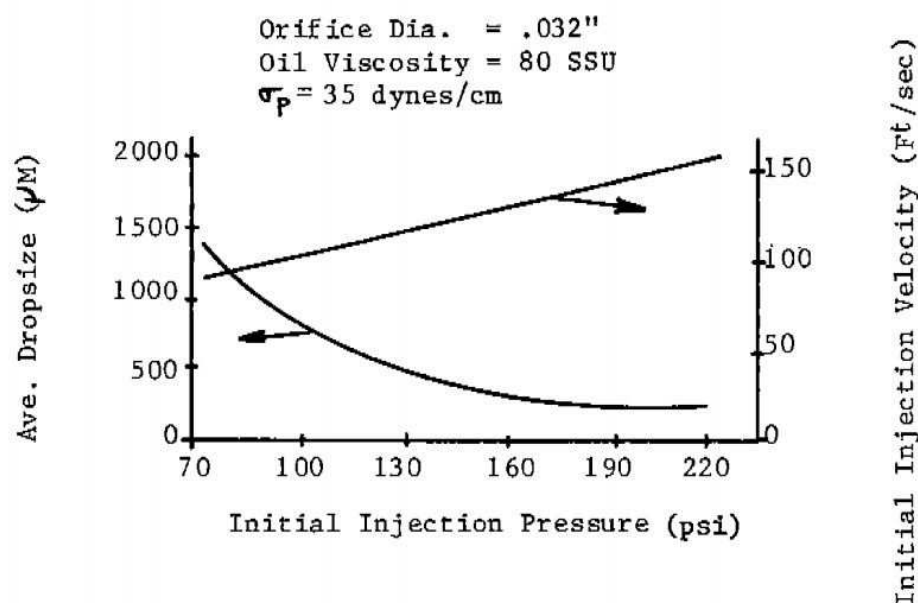


Figura 2.1. Velocità di iniezione e dimensione delle gocce in funzione della pressione di iniezione, Singh e Bowman [6].

Risultati. Inizialmente viene condotta un'analisi del moto delle gocce: con dimensioni di $10 \mu m$ e $100 \mu m$ tendono ad essere trasportate dal gas, gocce di $1000 \mu m$ invece arrivano dritte ad impattare sul rotore.

I risultati dell'analisi parametrica condotta dagli autori sono riportati in figura 2.2, dalla quale si può vedere come, rispetto al caso di iniezione a getto (metodo tradizionale), l'iniezione di gocce del diametro di $1000 \mu m$ da luogo

ad una diminuzione del 7% del lavoro specifico, con gocce del diametro di $100 \mu m$ il risparmio sale ad 8,3%.

Case No.	Droplet Dia. (μ M)	Normalized Specific Power	V.E. (%)	Bulk Discharge Temp. °F	
				Gas *(°F)	Oil **(°F)
1	Standard (Jet Injection)	1.0	87.6	507.6	146.5
2	1000	0.930	87.9	406.1	154.6
3	100	0.917	88.0	393.6	155.1

* - Inlet Gas Temperature = 80°F
 ** - Inlet Oil Temperature = 130°F

Figura 2.2. Risultati delle simulazioni di Singh e Bowman [6].

La figura 2.3 mostra come vi sia un punto di ottimo nel posizionamento dell'iniezione dell'olio (misurato in gradi di rotazione dei rotori); in tale posizione lo scambio termico tra gas ed olio fa apprezzare il massimo effetto in termini di diminuzione del lavoro specifico speso per la compressione.

Da ultimo si riporta che gli autori affermano che i risultati ottenuti con questo modello sono in accordo generale con alcuni limitati dati sperimentali in loro possesso.

Con i risultati ottenuti non si manifesta la necessità di installazione di una pompa per l'olio (gocce di 1 mm si possono ottenere alle pressioni comunemente disponibili su queste macchine). Inoltre si può concludere che il posizionamento dell'iniezione è un parametro importante almeno quanto la dimensione delle gocce.

2.1.2 Stosic et al. - Mathematical modelling of the oil influence upon the working cycle of screw compressors, 1988

Nel 1988 Stosic et al. [7] conducono uno studio sui compressori a vite, all'interno del quale sviluppano un modello matematico per descrivere il processo di iniezione dell'olio e la sua influenza sulla compressione del gas. In particolare gli autori vogliono analizzare l'effetto di diversi parametri, quali: dimensione delle gocce di olio, posizione dell'iniezione, temperatura dell'olio all'ingresso, rapporto massico tra olio e gas e viscosità dell'olio.

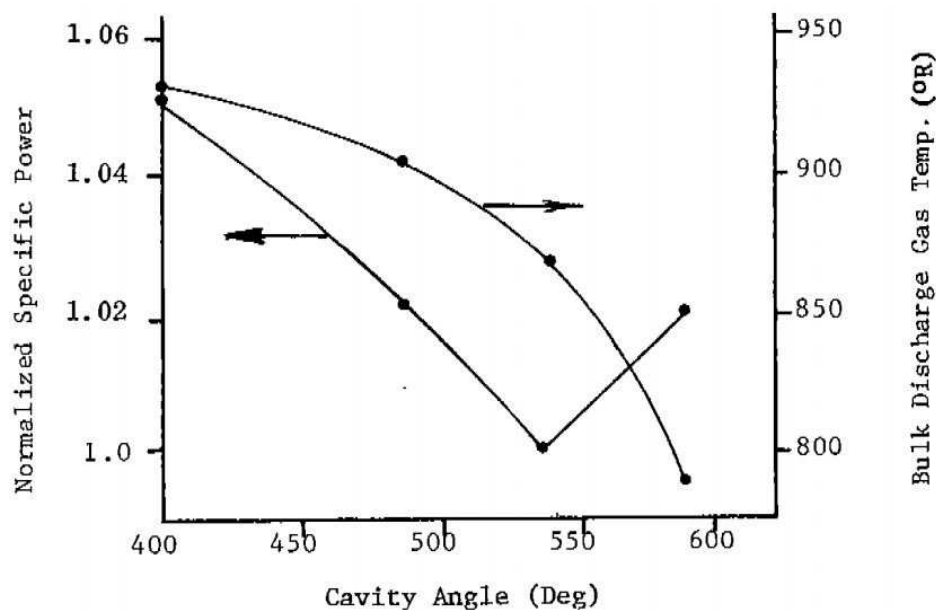


Figura 2.3. Lavoro specifico normalizzato e temperatura del gas alla mandata in funzione della posizione dell'iniezione, Singh e Bowman [6].

Oil in. temperat. (K)	Oil/gas mass ratio	Oil in. position (deg)	Oil type (viscos.) (-)	Volumet. effio. (-)	Power effio. (-)	Specific power (kW/m3/min)
293	4	150	3	0.6691	0.8261	3.614
313				0.6614	0.7812	3.823
333				0.6539	0.7480	4.033
353				0.6469	0.7037	4.244
373				0.6400	0.6710	4.456
333	0	150	3	0.6248	0.5436	5.493
	2			0.6509	0.7218	4.137
	4			0.6539	0.7405	4.033
	6			0.6553	0.7480	3.992
	8			0.6560	0.7520	3.971
333	4	0	3	0.6495	0.7482	3.991
		90		0.6562	0.7449	4.008
		150		0.6539	0.7480	4.033
		210		0.6487	0.7262	4.112
333	4	150	1	0.6228	0.7331	4.074
			2	0.6392	0.7371	4.051
			3	0.6539	0.7480	4.033
			4	0.6674	0.7435	4.016
			5	0.6796	0.7461	4.002

Figura 2.4. Risultati dell'analisi parametrica condotta da Stosic et al. [7].

Modello matematico. Gli autori scelgono di adottare l'energia interna come variabile dipendente e sostengono che questa scelta sia innovativa, in quanto negli studi precedenti venivano considerate la pressione o l'entalpia. Il modello è quindi fondato sull'equazione di conservazione dell'energia interna e sull'equazione di continuità, scritte in termini di angolo di rotazione, che formano un sistema di equazioni differenziali. Viene inoltre considerata una equazione di stato per il gas elaborato.

Nel sistema di equazioni compaiono termini di flusso di massa e di entalpia che tengono conto dei trafiletti tra vani successivi.

Lo scambio termico tra il gas e le pareti di rotori e cassa del compressore viene considerato nel modello attraverso l'equazione di trasmissione del calore per convezione, il cui coefficiente di scambio convettivo viene calcolato attraverso la nota correlazione:

$$Nu = 0,023Re^{0,8} \quad (2.2)$$

dove la lunghezza caratteristica e velocità usate per calcolare il numero di Reynolds sono ricavate dalle caratteristiche geometriche del compressore.

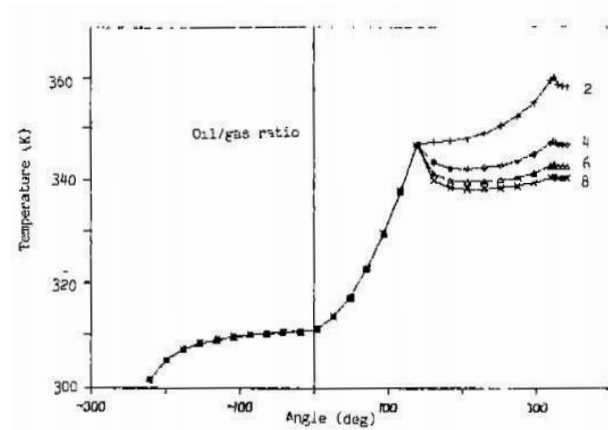


Figura 2.5. Andamento della temperatura dell'aria durante la compressione in funzione del rapporto tra le masse di olio e aria, da Stosic et al. [7].

Lo scambio termico tra il gas e le gocce d'olio è calcolato mediante la:

$$Q = \alpha A(T - T_o) \quad (2.3)$$

dove α è un coefficiente di scambio termico sulla superficie della goccia, A è l'area media delle gocce e T e T_o sono le temperature di gas ed olio; allo stesso tempo:

$$Q = m_o c_o (T_o - T_{ob}) \quad (2.4)$$

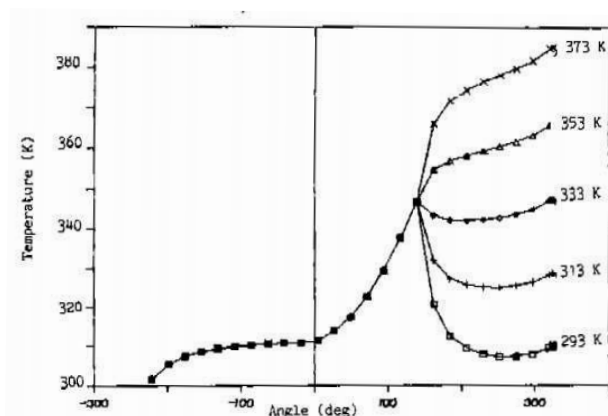


Figura 2.6. Andamento della temperatura dell'aria durante la compressione in funzione della temperatura a cui viene iniettato l'olio, da Stosic et al. [7].

dove m_o è la massa di olio, c_o è il calore specifico dell'olio e T_{ob} è la temperatura dell'olio al passo temporale precedente. Il coefficiente α è determinato mediante la correlazione:

$$Nu = 2 + 0,6Re^{0,6}Pr^{0,33} \quad (2.5)$$

dove la velocità delle gocce per il calcolo del numero di Reynolds è calcolata considerando la portata d'olio iniettata attraverso l'orifizio di diametro D . Per il calcolo dei numeri di Nusselt e Reynolds è stato adottato, per le gocce, il diametro medio di Sauter.

Per il calcolo viene implementato un metodo Runge-Kutta del quarto ordine iterando fino a convergenza.

Risultati. Gli autori scelgono di analizzare l'influenza dell'iniezione di olio sulla compressione separando gli effetti dei parametri: dimensione delle gocce di olio, posizione dell'iniezione, temperatura dell'olio all'ingresso, rapporto massico tra olio e gas e viscosità dell'olio.

Sono riportati tutti i dati geometrici e di funzionamento del compressore simulato.

La figura 2.4 riporta la tabella con i risultati ottenuti dagli autori in termini di rendimento volumetrico, rendimento isoterma e potenza specifica.

Gli autori riportano inoltre che con diametri delle gocce fino a $0,5 \text{ mm}$ la temperatura di olio e gas può essere considerata uguale, e si discosta poco (meno di $1,5 \text{ }^\circ\text{C}$) per diametri fino ad 1 mm .

Nelle figure 2.5, 2.6, 2.7 e 2.8 sono riportati i risultati, in termini di temperatura dell'aria durante la compressione, ottenuti nelle condizioni riportate in figura 2.4.

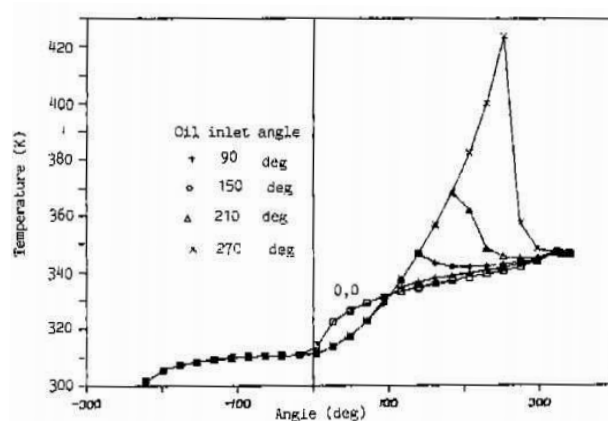


Figura 2.7. Andamento della temperatura dell'aria durante la compressione in funzione della posizione in cui è posto l'ugello d'iniezione, da Stosic et al. [7].

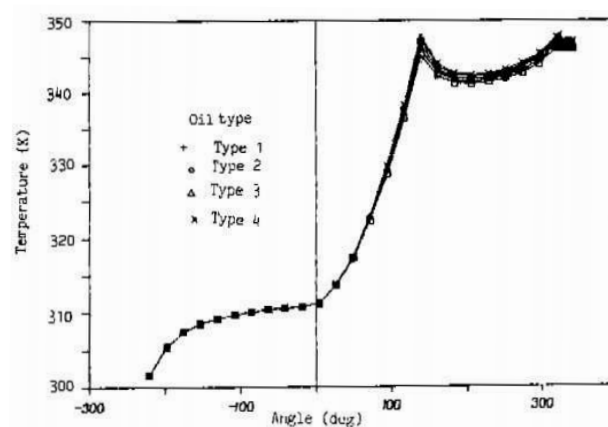


Figura 2.8. Andamento della temperatura dell'aria durante la compressione in funzione della viscosità dell'olio iniettato, da Stosic et al. [7].

2.1.3 Stosic et al. - Investigation of the influence of oil injection upon the screw compressor working process, 1992

Nel 1992 Stosic et al. [8] utilizzano nuovamente il modello matematico sviluppato nel 1988 [7] e, in questa occasione, costruiscono un banco sperimentale con il quale possono validare i risultati delle simulazioni. Inoltre viene progettato un sistema innovativo di iniezione dell'olio, i nuovi prototipi testati riescono a far apprezzare un risparmio energetico del 7% rispetto ai precedenti compressori.

Il modello matematico utilizzato per le simulazioni è lo stesso sviluppato dagli autori nel 1988 [7]; in questa occasione vengono raffinati solo alcuni aspetti della modellazione, in particolare vengono introdotte nel modello delle equazioni per descrivere la traiettoria delle gocce nel compressore ed in

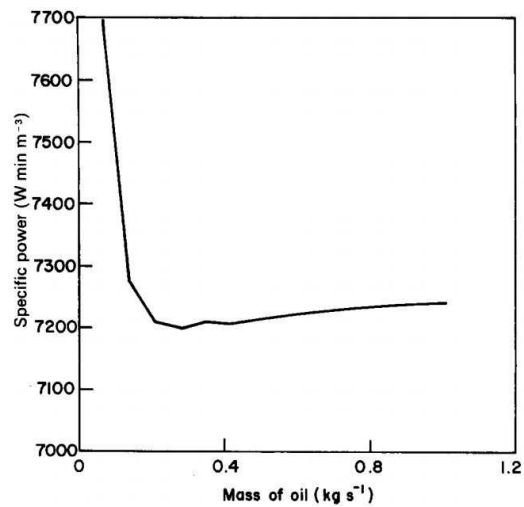


Figura 2.9. Influenza della portata di olio sulle prestazioni generali della macchina, da Stosic et al. [7].

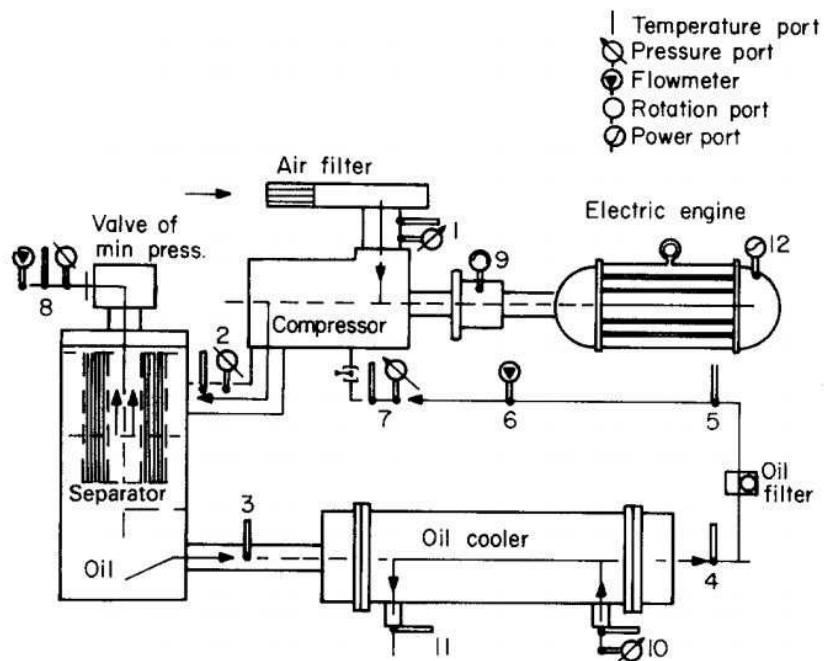


Figura 2.10. Schema d'impianto del banco prova: 1-aspirazione compressore, 2-mandata compressore, 3-ingresso scambiatore olio, 4-uscita scambiatore olio, 5-6-7-iniezione olio compressore, 8-uscita separatore olio, 9-misuratore coppia e velocità di rotazione albero motore, 10-ingresso acqua di raffreddamento, 11-uscita acqua di raffreddamento, da Stosic et al. [7].

questo modo poter ottimizzare la posizione dell'iniettore al fine di ottenere il massimo tempo di permanenza in volo delle gocce prima di impattare contro una parete.

Si rileva che nello studio parametrico sulle dimensioni delle gocce gli autori non giungono alle conclusioni del 1988, affermando in questa occasione che, per diametri di gocce superiori a $0,1\text{ mm}$, la temperatura dell'olio non può essere considerata uguale alla temperatura dell'aria.

Gli autori calcolano che esiste un valore di ottimo, del rapporto fra le masse di olio ed aria, che minimizza il lavoro specifico (figura 2.9).

Il banco prova è descritto nel dettaglio, in figura 2.10 è riportato lo schema d'impianto.

Al banco prova vengono provati due compressori: uno standard ed uno equipaggiato con un sistema di iniezione dell'olio migliorato.

I risultati ottenuti dalla sperimentazione provano l'efficacia del modello matematico nella simulazione dei fenomeni studiati; inoltre, con il compressore ottimizzato si ottengono prestazioni considerevolmente migliorate, la potenza assorbita dal compressore si riduce fino al 7%.

2.1.4 Fujiwara, Osada - Performance analysis of an oil-injected screw compressor and its application, 1995

Nel 1995 Fujiwara e Osada [9] si propongono di sviluppare un modello numerico per simulare il funzionamento di un compressore a vite, con l'intento di predire le prestazioni di diversi profili innovativi per le viti, i quali possano garantire minori perdite per trafileamento dei compressori tradizionali.

Il modello numerico è scritto a partire dai bilanci di energia e di massa, dall'equazione di stato e dall'equazione del calore trasmesso per convezione. I coefficienti di flusso e di scambio termico presenti in queste equazioni sono ricavati sperimentalmente. Le equazioni contengono termini di flusso di massa e di entalpia necessari alla modellazione dei trafileamenti tra vani successivi.

Per il calcolo viene implementato un metodo Runge-Kutta del quarto ordine iterando fino a convergenza.

Tre prototipi sono stati costruiti per validare i risultati delle simulazioni: un profilo convenzionale e due profili innovativi (figura 2.11). I risultati della sperimentazione su questi tre prototipi confermano l'attendibilità del modello numerico nella simulazione del funzionamento con rotori convenzionali ed innovativi (figura 2.12).

Le migliori prestazioni dei nuovi rotori disegnati, previste dal modello numerico, sono confermate dai prototipi testati.

I rotori innovativi sono stati montati su una nuova serie di compressori commerciali.

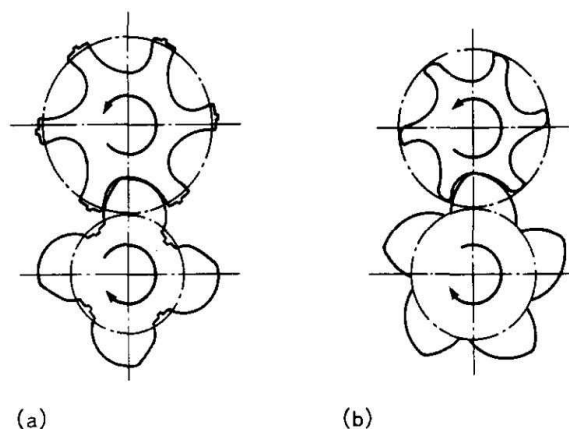


Figura 2.11. Rotori di forma convenzionale (a), rotor di forma innovativa (b) studiati e testati da Fujiwara e Osada [9].

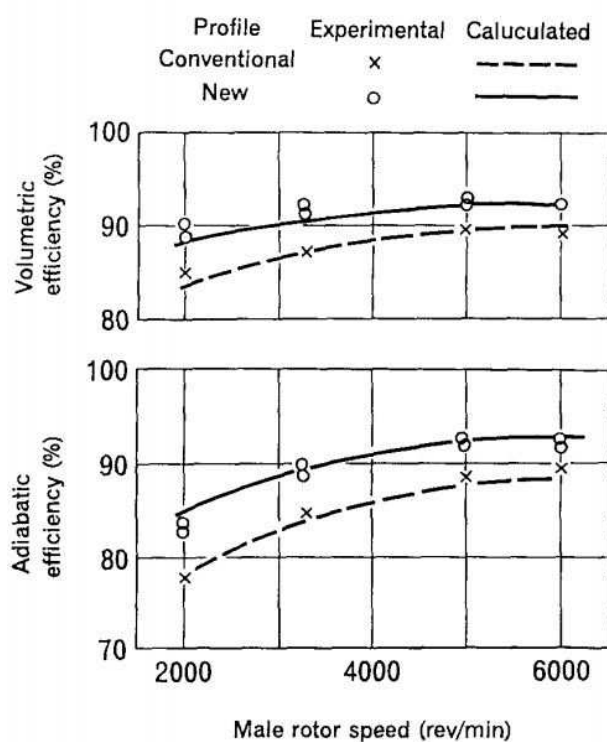


Figura 2.12. Risultati numerici e sperimentali riportati da Fujiwara e Osada [9].

2.1.5 De Paepe et al. - Cooling of oil injected screw compressors by oil atomisation, 2004

Nel 2004 De Paepe et al. [10] si propongono di investigare l'effetto che l'atomizzazione dell'olio ha sul funzionamento di un compressore a vite. Per

condurre l'indagine viene utilizzato un banco sperimentale e viene sviluppato un modello termodinamico. Oggetto principale dello studio è l'azione di raffreddamento svolta dall'olio nei confronti dell'aria che viene compressa.

Sperimentazione. Gli ugelli che sono stati selezionati non vengono montati direttamente su di un compressore, sono invece provati su un banco prova ideato per ottenere condizioni di flusso simili a quelle presenti all'interno della macchina al fine di stimare l'efficacia del raffreddamento (rapporto tra la differenza di temperatura dell'aria tra ingresso e uscita, e la differenza tra le temperature di aria ed olio all'ingresso).

Gli ugelli sono montati in un tubo di Plexiglas[®] con sezione rappresentativa dello spazio tra le viti del compressore. La misura delle temperature è effettuata mediante sei termocoppie posizionate in vari punti del canale (figura 2.13).

Dalla campagna sperimentale condotta dagli autori, risulta che l'efficacia del raffreddamento aumenta al diminuire del diametro delle gocce ed all'aumentare della portata d'olio, l'aumento massimo ottenuto è del 10%.

Si nota che non viene riportata o citata dagli autori alcuna campagna per la determinazione dei diametri delle gocce prodotte dagli ugelli utilizzati e, considerando che è stato usato il catalogo di Spraying Systems Co.[®], a parere di chi scrive, i valori dei diametri medi delle gocce riportati sono da ritenersi puramente indicativi, in quanto l'azienda in questione ha maturato esperienza sperimentale solo con acqua.

Modello termodinamico. Il modello termodinamico calcola le grandezze con un intervallo di $0,5^\circ$ di rotazione del rotore maschio, la successione tra i vari stati è data considerando tutti i punti appartenenti ad una politropica. Il modello risolve quattro fasi consecutive con differenti equazioni: compressione senza olio, compressione con iniezione di olio, compressione bifase ed espulsione.

Nel modello non è presente alcuna equazione di scambio termico, il calcolo delle temperature e del calore scambiato è fatto calcolando il calore massimo scambiabile tra le due fasi ed attribuendo (in base ai risultati sperimentali) una efficacia di raffreddamento.

La temperatura d'ingresso dell'olio è fissata a $50\text{ }^\circ\text{C}$, la temperatura d'ingresso dell'aria è $20\text{ }^\circ\text{C}$, l'efficacia di raffreddamento è fissata a 0,5.

Il modello viene validato con dati sperimentali di temperatura ai quali i risultati dello stesso si allineano con ottima approssimazione, ciononostante non viene indicata o citata alcuna fonte per i dati sperimentali.

Gli autori scrivono che l'esponente della politropica dipende da vari fattori ma non riportano nessun valore, resta quindi sconosciuta la trasformazione seguita dal fluido.

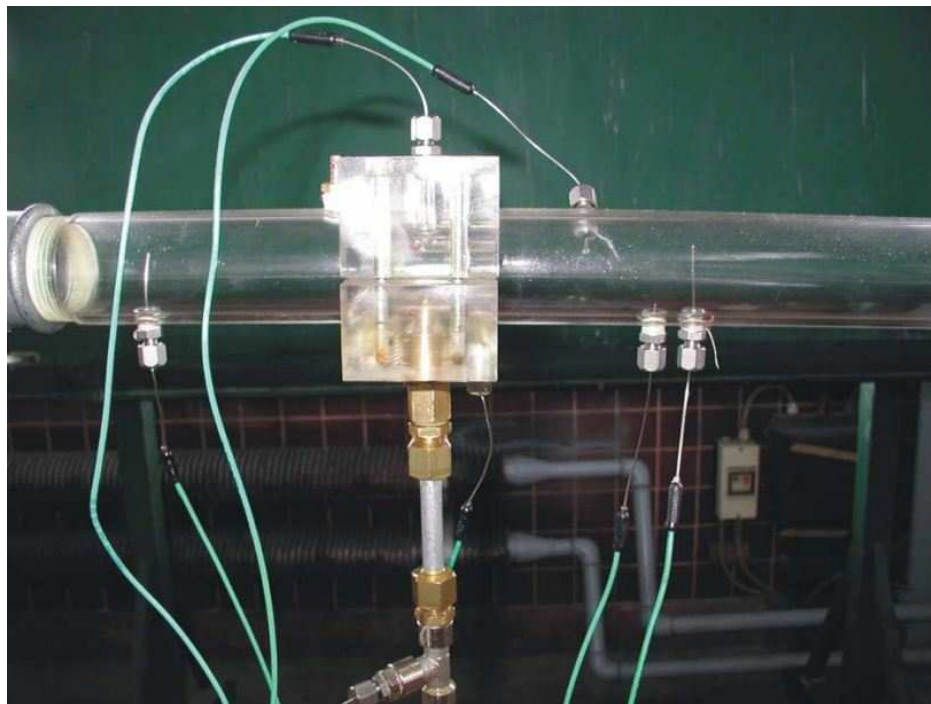


Figura 2.13. Particolare della sezione di misura del banco prova realizzato da De Paepe et al. [10].

Risultati della simulazione. Dall'utilizzo del modello sviluppato gli autori concludono che:

- aumentando la portata dell'olio del 10% diminuisce il lavoro specifico dello 0,2%, e diminuisce la temperatura di mandata dell'aria.
- Abbassando la temperatura di ingresso dell'olio di 5 °C il lavoro specifico diminuisce dello 0,5%.
- Spostando il punto di iniezione dell'olio non si apprezzano cambiamenti nel lavoro specifico e nella temperatura di mandata.
- L'atomizzazione viene modellata variando il valore attribuito all'efficacia di raffreddamento, alzando l'efficacia di 10 punti il lavoro decresce dello 0,05%.

Il parametro preso a confronto per la valutazione dei risultati è il lavoro specifico [J/m^3]; non è però riportato se tale lavoro viene considerato a pari pressione di mandata.

2.1.6 Sun et al. - Simulation research on scroll refrigeration compressor with external cooling, 2010

Nel 2010 Sun et al. [11] sviluppano un modello matematico per simulare il funzionamento di un compressore scroll raffreddato esternamente.

Nella spirale statorica sono ricavati dei canali nei quali viene fatta passare acqua come fluido refrigerante; la spirale rotante, invece, non viene raffreddata.

Nella scrittura del modello matematico gli autori scelgono di non considerare l'effetto della presenza dell'olio. Il modello è scritto sulla base delle leggi di conservazione di massa ed energia e di una equazione di stato dei gas reali. Il fluido di lavoro considerato è R22.

Nelle equazioni compaiono termini di flusso che tengono conto delle perdite per trafileamento.

Lo scambio termico con le pareti della spirale, sul lato gas come sul lato acqua, avviene per convezione ed i coefficienti di scambio termico convettivo sono stimati mediante correlazioni trovate in letteratura.

Per il calcolo viene implementato un metodo Runge-Kutta del quarto ordine iterando fino a convergenza.

Dalle simulazioni svolte gli autori traggono i seguenti risultati:

- con acqua introdotta a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ il rendimento isoentropico aumenta del 7,4%, il rendimento volumetrico aumenta del 2,7%, la temperatura di mandata del gas diminuisce di $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ (da $98\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $75\text{ }^{\circ}\text{C}$), a confronto con un compressore non raffreddato.
- Il rendimento isoentropico diminuisce del 4,5% passando da $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ la temperatura di ingresso dell'acqua.
- Raffreddare anche la girante avrebbe ulteriori effetti di miglioramento.

2.2 Compressori a palette

2.2.1 Cipollone et al. - Theoretical and experimental study of the p-V diagram for a SVRC, 2009

Nel 2009 Cipollone et al. [5] sviluppano un modello numerico per la simulazione del funzionamento dei compressori a palette.

Il modello è completo e flessibile, infatti possono essere implementate varie configurazioni della macchina: bistadio (eventualmente interrefrigerato), geometria non circolare.

Oltre agli aspetti termofluidodinamici viene modellata anche il comportamento dinamico delle palette per ottenere il calcolo della potenza persa per attrito. Il modello considera anche i componenti della macchina che si trovano a monte ed a valle del gruppo pompante.

Gli autori conducono una campagna sperimentale con l'obiettivo di misurare la pressione all'interno del vano mediante trasduttori piezoelettrici. Le misure vengono effettuate variando diversi parametri di funzionamento della macchina, quali: velocità di rotazione, temperatura dell'olio e pressione di mandata.

Esiste buon accordo tra i dati sperimentali ed i risultati delle simulazioni (figura 2.14).

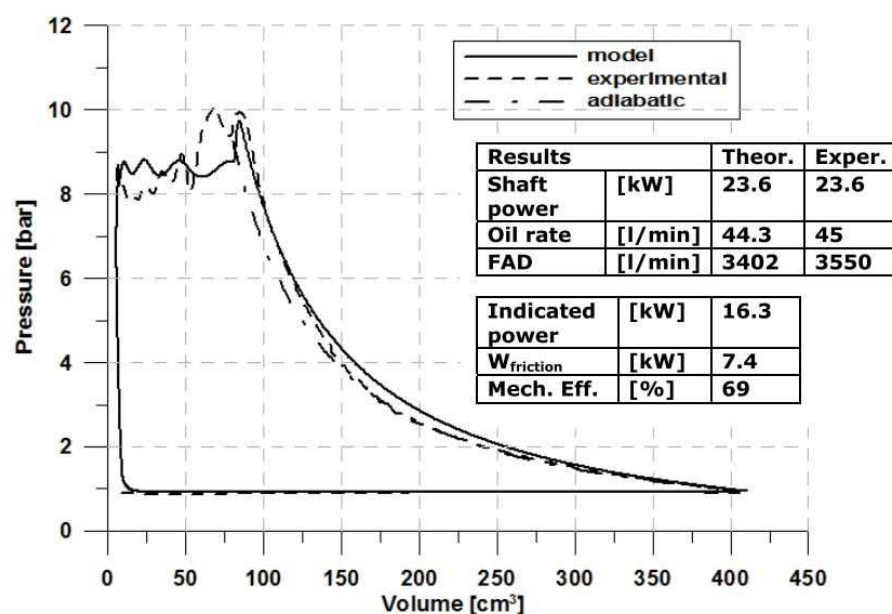


Figura 2.14. Diagramma p-V che compara i risultati della simulazione con i dati sperimentali, Cipollone et al. [5].

Gli autori affermano, sulla base dei risultati ottenuti, che la trasformazione avvenuta nel vano è sostanzialmente adiabatica, lo scambio termico con l'olio è trascurabile. Si ricorda che l'olio è iniettato sotto forma di getti continui a metà circa dell'iniezione a vano chiuso.

Il rendimento delle macchine studiate si attesta intorno al 70%.

Capitolo 3

Modello

Nel presente capitolo viene descritto un modello matematico-numerico sviluppato con lo scopo di simulare il processo di compressione che avviene all'interno delle macchine a palette. Il volume di controllo racchiude solo il gas ed il liquido presenti in un vano; gli aspetti su cui è focalizzata l'attenzione sono quelli termodinamici e di trasmissione del calore tra le due fasi. Particolare attenzione è stata rivolta alla caratterizzazione dello scambio termico tra gas e liquido ed ai suoi effetti sulle grandezze termodinamiche dei fluidi e sulle prestazioni della macchina.

L'obiettivo della simulazione numerica è avere una parziale conferma e quantificazione dei miglioramenti ottenibili mediante l'iniezione a spray dell'olio finalizzata al raffreddamento del gas.

Tutti i fenomeni non strettamente inerenti la termodinamica dei due fluidi, come gli attriti delle parti metalliche e le varie inefficienze meccaniche della macchina, sono volutamente ignorati.

Il modello, benché basato su ipotesi semplificative, è scritto a partire da equazioni strettamente aderenti alla fisica del sistema termodinamico in studio. La trasformazione è approssimata da una successione di stati di equilibrio, pertanto tra le equazioni utilizzate per la scrittura del sistema risolutivo compare l'equazione di stato del gas. Scegliendo l'ipotesi degli stati di equilibrio, ci si libera dal vincolo stringente di dover ipotizzare le caratteristiche della trasformazione ed inoltre è possibile valutare a posteriori il tipo di compressione ottenuta.

Il presente capitolo è composto da: un primo paragrafo in cui sono affrontati gli aspetti matematici della modellazione, un secondo paragrafo in cui il problema matematico viene tradotto in un problema numerico ed un terzo paragrafo in cui si affronta l'implementazione al calcolatore del problema numerico.

3.1 Modello matematico

3.1.1 Ipotesi e definizioni

Nella scrittura di un modello matematico che descriva i fenomeni termodinamici che avvengono tra l'aria e l'olio durante la fase di compressione si fanno le seguenti ipotesi:

1. l'aria si comporta come un gas ideale, avente calore specifico costante;
2. l'olio si comporta come un fluido incomprimibile, avente calore specifico costante;
3. il gas non solubilizza nel liquido;
4. il liquido non evapora;
5. il gas ed il liquido entrano nel compressore alla stessa temperatura.

La costante universale dei gas è indicata con R_u (uguale a $8314 J/kmolK$), $MM_g [kg/kmol]$ indica la massa molare del gas e $c_{v,g} [J/kgK]$ il suo calore specifico a volume costante. Il calore specifico del liquido è indicato da $c_l [J/kgK]$.

La costante dei gas $R_g [J/kgK]$ vale:

$$R_g = \frac{R_u}{MM_g} \quad (3.1)$$

3.1.2 Parametri concentrati

Il modello di scambio termico tra le gocce d'olio e l'aria aspirata è basato su un approccio a parametri concentrati, nel quale la temperatura interna di un corpo soggetto esternamente a scambio convettivo è considerata uniforme, ed è quindi solo funzione del tempo e non dello spazio. La validità dell'ipotesi utilizzata è verificata tramite un gruppo adimensionale che confronta la conduttanza convettiva esterna al corpo con quella conduttiva interna al corpo e si esprime come il rapporto tra l'ordine di grandezza della variazione di temperatura all'interno del corpo e il salto termico tra la superficie e il fluido circostante. Tale parametro, detto numero di Biot, è dato dalla seguente relazione:

$$Bi = \frac{hL_c}{k_o} \quad (3.2)$$

dove $k_o [W/mK]$ è la conduttività dell'olio di cui sono fatte le gocce, $h [W/m^2K]$ è il coefficiente di scambio convettivo dell'aria sulla superficie delle gocce ed $L_c [m]$ è la lunghezza caratteristica del corpo, ottenuta come rapporto tra il volume e la superficie sulla quale avviene lo scambio convettivo. Nel

calcolo del numero di Biot si assume, per semplicità, che non siano presenti moti convettivi interni alla goccia (scambio termico puramente conduttivo).

Affinché il modello a parametri concentrati sia valido, il numero di Biot deve essere molto piccolo: un valore molto basso significa infatti che le differenze di temperatura, che si misurano all'interno della goccia, sono molto minori rispetto al salto di temperatura presente tra la superficie della goccia e la temperatura indisturbata dell'aria; di conseguenza la variazione di temperatura nel corpo si può trascurare e ritenere la goccia, con buona approssimazione, a temperatura uniforme.

L'errore che si commette è tanto minore quanto il numero di Biot è piccolo. Nei corpi di forma sferica, in assenza di generazione di potenza, la distribuzione interna di temperatura durante i transitori si può ritenere uniforme per $Bi < 0,1$ con un errore dell'ordine del 5%.

Il numero di Biot, oltre che dalle proprietà termofisiche del corpo e dalla sua geometria, dipende dal coefficiente convettivo h , il quale a sua volta è fortemente influenzato del regime di moto del fluido. Si può infatti affermare che h varia fortemente con la velocità ed aumenta con essa in quanto si favorisce lo scambio convettivo.

Il valore del coefficiente convettivo è stato ricavato dalla definizione del numero di Nusselt che nel caso di convezione forzata esterna su una sfera di diametro D è definito nel modo seguente:

$$Nu = \frac{hD}{k_a} \quad (3.3)$$

La verifica sul numero di Biot viene effettuata ipotizzando pura conduzione come fenomeno di scambio termico tra gocce e aria, poiché si assume inizialmente che le gocce di olio siano trasportate dalla corrente gassosa e quindi i due fluidi abbiano velocità relativa nulla. La correlazione di Ranz-Marshall [6, 12] è considerata per il calcolo del numero di Nusselt:

$$Nu = 2 + 0,6Re^{0,5}Pr^{0,33} \quad (3.4)$$

nel caso di velocità relativa nulla, essendo di conseguenza nullo anche il numero di Reynolds, il numero di Nusselt vale 2. Avendo ipotizzato un diametro delle gocce pari a $D = 1 \text{ mm}$ e considerando il valore di conduttività dell'aria nelle condizioni operative $K_a = 0,028 \text{ W/mK}$, il coefficiente convettivo che ne risulta è:

$$h = 52 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (3.5)$$

per quanto riguarda la lunghezza caratteristica delle gocce, poiché per ipotesi vengono considerate di forma sferica, si ottiene:

$$L_c = \frac{\frac{4}{3}\pi\left(\frac{D}{2}\right)^3}{4\pi\left(\frac{D}{2}\right)^2} = D/6 = 0.000167 \text{ m} \quad (3.6)$$

per $k_o = 0,128 \text{ W/mK}$, il numero di Biot che ne deriva è:

$$Bi = 0,0677 < 0,1 \quad (3.7)$$

poiché il valore è inferiore a 0,1, si può ritenere valida l'approssimazione a parametri concentrati.

3.1.3 Sistema di equazioni

Trascurando i termini potenziale e cinetico, il bilancio di energia sul sistema chiuso bifase risulta:

$$\frac{dU_g}{dt} + \frac{dU_l}{dt} = \dot{L}_g - \dot{Q}_{amb} \quad (3.8)$$

il termine \dot{Q}_{amb} [W] racchiude tutte le perdite di calore dal sistema verso l'ambiente, la variazione nel tempo dell'energia interna del gas può essere riscritta nel modo seguente:

$$\frac{dU_g}{dt} = m_g c_{v,g} \frac{dT_g}{dt} \quad (3.9)$$

dove m_g [kg] è la massa di gas presente nel volume di controllo; allo stesso modo si può valutare la variazione nel tempo dell'energia interna del liquido, esprimibile anche in termini di scambio termico:

$$\frac{dU_l}{dt} = m_l c_l \frac{dT_l}{dt} = -hA(T_l - T_g) \quad (3.10)$$

dove m_l [kg] è la massa di liquido presente nel volume di controllo ed A [m^2] è l'area di contatto tra gas e liquido; \dot{L}_g [W] è la potenza fornita al sistema, pari alla potenza di compressione del gas:

$$\dot{L}_g = -p_g \frac{dV_g}{dt} \quad (3.11)$$

Per le ipotesi elencate al paragrafo 3.1.1 vale la legge dei gas perfetti:

$$p_g V_g = m_g R_g T_g \quad (3.12)$$

inoltre le temperature del gas e del liquido all'inizio del processo sono dati del caso che si intende studiare.

La legge di variazione nel tempo del volume del sistema può essere calcolata mediante considerazioni geometriche che verranno riportate in seguito¹, nel presente paragrafo è sufficiente considerarla nota:

$$V_g(t) = V(t) + V_l \quad (3.13)$$

¹cfr. par. 3.3.2

V_l è costante per aver assunto che l'olio sia un fluido incompressibile.

Il sistema di equazioni che risulta è il seguente:

$$dU_g + dU_l = \dot{L}dt - \dot{Q}_{amb}dt \quad (3.14a)$$

$$dU_l = m_l c_l dT_l \quad (3.14b)$$

$$dU_l = -hA(T_l - T_g)dt \quad (3.14c)$$

$$dU_g = m_g c_{v,g} dT_g \quad (3.14d)$$

$$\dot{L}_g dt = -p_g dV_g \quad (3.14e)$$

$$p_g V_g = m_g R_g T_g \quad (3.14f)$$

3.2 Modello numerico

Per l'implementazione al calcolatore del sistema 3.14 si applica una discretizzazione alle differenze finite.

Si ipotizza, inizialmente, che la macchina sia adiabatica ($\dot{Q}_{amb} = 0$), non escludendo di poter reintrodurre questo termine dissipativo in un momento successivo.

Inizialmente è stato sviluppato ed implementato uno schema di soluzione numerica del tipo 'Eulero esplicito'. Le sei equazioni 3.14, valutate al generico passo temporale n , vengono scritte di seguito isolando a sinistra dell'uguale l'incognita che ogni equazione calcola e nell'ordine in cui devono essere risolte da un processo ricorsivo:

$$\dot{L}_g dt^n = -p^n (V_g^{n+1} - V_g^n) \quad (3.15a)$$

$$dU_l^n = -hA(T_l^n - T_g^n)dt \quad (3.15b)$$

$$T_l^{n+1} = T_l^n + \frac{dU_l^n}{m_l c_l} \quad (3.15c)$$

$$dU_g^n = \dot{L}_g dt^n - dU_l^n \quad (3.15d)$$

$$T_g^{n+1} = T_g^n + \frac{dU_g^n}{m_g c_{v,g}} \quad (3.15e)$$

$$p^{n+1} = \frac{m_g R_g T_g^{n+1}}{V_g^{n+1}} \quad (3.15f)$$

il sistema 3.15 può essere ridotto, semplificando le tre variabili estensive, ad

un sistema di tre equazioni in tre incognite:

$$T_g^{n+1} = T_g^n + \frac{-p^n(V_g^{n+1} - V_g^n) + hA(T_l^n - T_g^n)dt}{m_g c_{v,g}} \quad (3.16a)$$

$$T_l^{n+1} = T_l^n - \frac{hA(T_l^n - T_g^n)dt}{m_l c_l} \quad (3.16b)$$

$$p^{n+1} = \frac{m_g R_g T_g^{n+1}}{V_g^{n+1}} \quad (3.16c)$$

le variabili del sistema 3.16 sono tre: le temperature del gas e del liquido e la pressione, tutte valutate al passo temporale successivo a quello considerato ($n + 1$). I termini energetici sono valutabili a valle della soluzione del sistema avendo a disposizione tutti i dati di pressione, temperatura e volume necessari.

Sfortunatamente questo schema risolutivo, implementato al calcolatore con un algoritmo ricorsivo, da luogo a forti problemi di instabilità.

Si decide quindi di passare ad uno schema di soluzione numerica del tipo ‘Eulero implicito’; per fare ciò è necessario valutare lo scambio termico mediante i termini di temperatura del passo successivo a quello in corso, e cioè l’equazione 3.15b viene sostituita dalla:

$$dU_l^n = -hA(T_l^{n+1} - T_g^{n+1})dt \quad (3.17)$$

il sistema 3.15 rimane quindi invariato, eccettuando l’eq. 3.15b che viene sostituita dall’eq. 3.17. Procedendo alla riduzione in un sistema di tre variabili in tre incognite si ottengono le seguenti equazioni:

$$m_l c_l (T_l^{n+1} - T_l^n) = -hA(T_l^{n+1} - T_g^{n+1})dt \quad (3.18a)$$

$$m_g c_{v,g} (T_g^{n+1} - T_g^n) = -p^n (V_g^{n+1} - V_g^n) - m_l c_l (T_l^{n+1} - T_l^n) \quad (3.18b)$$

$$p^{n+1} = \frac{m_g R_g T_g^{n+1}}{V_g^{n+1}} \quad (3.18c)$$

riordinando i termini delle equazioni 3.18a e 3.18b si ottiene il seguente sistema lineare nelle incognite T_l^{n+1} e T_g^{n+1} :

$$(m_l c_l + hAdt)T_l^{n+1} - hAdtT_g^{n+1} = m_l c_l T_l^n \quad (3.19a)$$

$$m_l c_l T_l^{n+1} + m_g c_{v,g} T_g^{n+1} = m_g c_{v,g} T_g^n + m_l c_l T_l^n - p^n (V_g^{n+1} - V_g^n) \quad (3.19b)$$

il precedente sistema lineare può essere rappresentato in forma matriciale come:

$$\underline{\underline{A}} \cdot \underline{\underline{T}} = \underline{\underline{b}} \quad (3.20)$$

dove \underline{A} è la matrice dei coefficienti, \underline{T} è il vettore delle temperature incognite e \underline{b} è il vettore dei termini noti:

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} m_l c_l + h A dt & -h A dt \\ m_l c_l & m_g c_{v,g} \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

$$\underline{T} = \begin{bmatrix} T_l^{n+1} \\ T_g^{n+1} \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

$$\underline{b} = \begin{bmatrix} m_l c_l T_l^n \\ m_g c_{v,g} T_g^n + m_l c_l T_l^n - p^n (V_g^{n+1} - V_g^n) \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

e può essere risolto secondo le regole del calcolo vettoriale:

$$\underline{T} = \text{inv}(\underline{A}) \cdot \underline{b} \quad (3.24)$$

L'algoritmo implementato al calcolatore risolve, nell'ordine, il sistema lineare 3.19, applicando la 3.24, e l'equazione 3.18c ad ogni passo temporale.

L'algoritmo basato sullo schema 'Eulero implicito' non dà problemi di instabilità numerica, di conseguenza il programma descritto nel seguito è basato su questo approccio.

3.3 Il programma

Il modello numerico descritto è stato implementato in ambiente MATLAB[®]. Nel presente paragrafo vengono descritti nel dettaglio il file principale e le funzioni in esso richiamate.

Il modello simula il comportamento di un solo vano del compressore dal momento di chiusura della luce di aspirazione al momento di apertura della luce di mandata. Inoltre si ipotizza il volume di controllo perfettamente chiuso (non vi sono perdite per trafilamento); pertanto non si considera lo scambio di massa. L'ipotesi di adiabaticità, infine, rende il sistema chiuso alla trasmissione del calore.

Successivamente il programma è stato arricchito di alcune funzioni per poter calcolare il lavoro di pulsione durante le fasi a vano aperto, vale a dire in aspirazione ed in mandata; è stata anche implementata una funzione per sovrapporre in ogni istante l'effetto di tutti i vani della macchina per ottenere l'andamento della potenza istantanea e la potenza media fornite dalla macchina.

3.3.1 Main

Il file `main` è il file principale, in esso vengono dichiarati tutti i parametri necessari alla simulazione, richiamate tutte le funzioni di seguito descritte e stampati a video alcuni grafici utili ad una rapida interpretazione dei risultati.

Parametri. Nella prima sezione del file `main` vengono dichiarate tutte le variabili del problema.

Inizialmente vengono acquisite le caratteristiche geometriche del gruppo pompante, come elencate di seguito:

- `D` [mm] è il diametro dello statore;
- `d` [mm] è il diametro del rotore;
- `N_pal` [$adim$] è il numero di palette;
- `th_open` [$gradi$] è l'angolo di apertura dell'aspirazione;
- `th_in` [$gradi$] è l'angolo di chiusura dell'aspirazione;
- `th_out` [$gradi$] è l'angolo di apertura della mandata;
- `th_close` [$gradi$] è l'angolo di chiusura della mandata;
- `La` [mm] è lo sviluppo assiale della macchina;

gli angoli sono misurati a partire dal punto di tangenza tra rotore e statore, nel verso di rotazione dell'albero motore.

Vengono poi acquisite le seguenti condizioni di processo:

- `Tg_in` [K] è la temperatura di ingresso del gas;
- `Tl_in` [K] è la temperatura di ingresso dell'olio;
- `p_in` [Pa] è la pressione iniziale;
- `N_giri` [RPM] è la velocità di rotazione del rotore;
- `rho` [kg/m^3] è la densità dell'olio;
- `c_l` [J/kgK] è il calore specifico del liquido;
- `c_v` [J/kgK] è il calore specifico a volume costante del gas (aria secca in condizioni normali);
- `k_a` [W/mK] è la conduttività termica dell'aria secca;
- `D_g` [m] è il diametro della singola goccia di olio;
- `R_a` [J/kgK] è la costante dei gas specifica per l'aria secca;
- `Nu` [$adim$] è il numero di Nusselt;
- `eps_m` [$adim$] è il rapporto massico olio/gas.

Infine vengono definiti i parametri numerici `N_pt_asp`, `N_pt` e `N_pt_mand` necessari per determinare il numero di intervalli nei quali suddividere rispettivamente le fasi di aspirazione, compressione e mandata.

Volume. Nella seconda sezione del file `main` vengono richiamate le funzioni `volume_asp`, `volume` e `volume_mand` le quali calcolano il volume del vano di compressione nelle varie posizioni angolari in cui si viene a trovare, le tre funzioni coprono rispettivamente la fase di aspirazione, quella di compressione e quella di mandata.

Modello. Nella terza sezione del file `main` sono calcolati i seguenti parametri necessari alla funzione `sistema`:

- $h = Nu \cdot k_a / D_g$ [W/m^2K] è il coefficiente di scambio termico convettivo aria-olio;
- $t_{1deg} = 1 / (N_{giri} \cdot 6)$ [s] è il tempo necessario al vano per spostarsi di un grado;
- $t_{comp} = t_{1deg} \cdot (th_{out} - th_{in})$ [s] è la durata della fase di compressione;
- $dt = t_{comp} / N_{pt}$ [s] è il passo temporale per il modello.

Vengono poi richiamate le funzioni `sistema`, `pulsione_int`, `rendimenti` e `tuttivani` di seguito descritte.

3.3.2 Volume

La camera di compressione è il volume racchiuso tra rotore e statore e delimitato assialmente dai coperchi. Il vano di compressione è la porzione di volume della camera di compressione racchiusa tra due palette consecutive. Il numero di vani di compressione corrisponde al numero di palette. Il vano di compressione è lo spazio fisico all'interno del quale si compie la compressione del gas.

La funzione `volume` calcola il volume del vano di compressione in ognuna delle posizioni in cui esso si verrà a trovare lungo la circonferenza, sulla base del parametro `N_pt` che definisce la discretizzazione del sistema; in questo modo la funzione restituisce un vettore nel quale sono salvati in sequenza i valori assunti dal volume del vano in ogni posizione, questo vettore rappresenta la discretizzazione della funzione analitica con cui varia il volume del vano durante la rotazione. A titolo di semplificazione le palette sono considerate a spessore nullo.

Alla funzione `volume` vengono passate dal file `main` le seguenti variabili: `D`, `d`, `N_pal`, `th_in`, `th_out`, `L`, `N_pt`. La variabile `L` nell'ambiente della funzione `volume` corrisponde ad `La` nell'ambiente `main`.

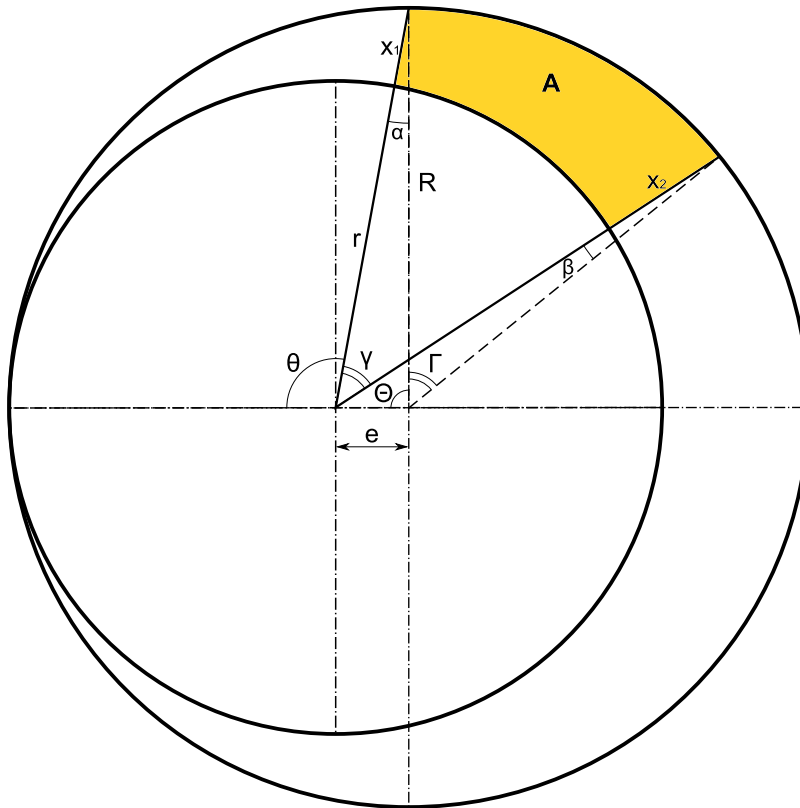


Figura 3.1. Costruzione geometrica dell'area del vano su cui è basata la funzione volume.

Per una facile comprensione delle leggi geometriche esposte nel presente paragrafo ed applicate nella funzione `volume` si faccia riferimento alla figura 3.1.

Vengono subito calcolati i raggi di rotore e statore e l'eccentricità:

- $R = D/2$ [mm] è il raggio dello statore.
- $r = d/2$ [mm] è il raggio del rotore.
- $e = R-r$ [mm] eccentricità tra rotore e statore.

La funzione trasforma inoltre in radianti gli angoli passati dal `main` (dove vengono acquisiti in gradi per facilitare l'utente):

- $Th_in_r = \text{degtorad}(th_in)$ [rad] è l'angolo di chiusura dell'aspirazione in radianti.
- $th_out_r = \text{degtorad}(th_out)$ [rad] è l'angolo di apertura della mandata in radianti.

Vengono calcolati i seguenti angoli che hanno per vertice l'asse del rotore (si tenga presente che gli angoli che hanno per vertice l'asse del rotore sono identificati con nomi in minuscolo, mentre, quelli riferiti al centro dello statore, in maiuscolo):

- $\text{gamma} = 2\pi/N_{\text{pal}}$ [rad] è l'estensione angolare del vano di compressione visto dal rotore (distanza angolare tra due palette consecutive).
- $\text{theta} = \text{linspace}(\text{th_in_r}, \text{th_out_r}-\text{gamma}, N_{\text{pt}})$ [rad] è un vettore nel quale vengono registrate tutte le posizioni angolari assunte dalla palette che segue il vano nel senso di rotazione.
- $\text{theta_d} = \text{radtodeg}(\text{theta})$ [gradi] è la trasformazione in gradi del precedente vettore, sarà utile per i grafici.

Si ricorda che gli angoli sono misurati a partire dal punto di tangenza tra rotore e statore, nel verso di rotazione dell'albero motore.

Vengono poi calcolati con relazioni trigonometriche i seguenti angoli (vedi figura 3.1 per la loro definizione):

- $\text{alpha} = \text{asin}(e\sin(\pi-\text{theta})/R)$ [rad]
- $\text{beta} = \text{asin}(e\sin(\pi-\text{theta}-\text{gamma})/R)$ [rad]

Ora è possibile calcolare, in ogni posizione individuata da theta , la distanza tra rotore e statore x , ovvero la sporgenza della palette (anche se questa grandezza non è funzionale al calcolo del volume, può essere utile in fase di sviluppo di nuove geometrie):

- $x = \sin(\text{theta}-\text{asin}(e\sin(\text{theta})/R))*R./\sin(\text{theta})-r$ [mm]

Sempre da considerazioni geometriche si ricavano il vettore delle posizioni angolari e l'estensione angolare di un vano di compressione riferiti all'asse dello statore:

- $\text{THETA} = \text{theta}-\text{alpha}$ [rad]
- $\text{GAMMA} = \text{gamma}+\text{theta}-\text{beta}-\text{THETA}$ [rad]

A questo punto, con i dati a disposizione, è possibile calcolare l'area A del vano di compressione sulla sezione perpendicolare all'asse di rotazione (indicata in giallo in figura 3.1), in ogni posizione angolare:

- $A = \pi*(R^2-r^2)-(0.5*R*(\text{THETA}*R-e*\sin(\text{THETA}))-0.5*(\text{theta}*r^2))-(0.5*R*(R*(2*\pi-\text{THETA}-\text{GAMMA})+e*\sin(\text{THETA}+\text{GAMMA}))-(0.5*r^2)*(2*\pi-\text{theta}-\text{gamma}))$ [mm²]

Una volta ottenuto il vettore **A** delle aree del vano di compressione, moltiplicando per la dimensione assiale della macchina si ottiene il sopraccitato vettore dei volumi **V**:

- $V = A * L \text{ [mm}^3\text{]}$

3.3.3 Volume a vano aperto

Sono state sviluppate le funzioni `volume_asp` e `volume_mand` per calcolare l'evoluzione del volume del vano durante la fase di aspirazione e di mandata. Entrambe le funzioni riprendono l'impostazione geometrica della funzione `volume`, semplificando nelle fasi in cui il vano, intorno al punto di tangenza, ha estensione angolare variabile. Le due funzioni chiamano a loro volta altre due funzioni dichiarate all'interno delle stesse `volume_asp` e `volume_mand`. Il calcolo è suddiviso in due parti per la necessità di differenziare formule e variabili tra le zone ad ampiezza del vano variabile e le zone in cui il vano è delimitato da due palette.

La figura 3.2 riporta la rappresentazione geometrica dell'area trasversale del vano nella fase in cui esso è delimitato da una palette ed il punto di tangenza, su questa impostazione sono programmate le sottofunzioni di `volume_asp` e `volume_mand` dedicate alle prime fasi dell'aspirazione ed alle ultime fasi della mandata.

La funzione `volume_asp` riceve dal file `main` i seguenti parametri: `D`, `d`, `N_pal`, `th_open`, `th_in`, `La`, `N_pt_asp` e restituisce i seguenti parametri: `A_asp`, `V_asp`, `theta_asp`. Allo stesso modo `volume_mand` acquisisce: `D`, `d`, `N_pal`, `th_out`, `th_close`, `La`, `N_pt_mand` e restituisce: `A_mand`, `V_mand`, `theta_mand`. I vettori `theta_asp` e `theta_mand` danno il riferimento angolare per i vettori di volume ed area trasversale del vano.

3.3.4 Beta

La funzione `beta` valuta l'apertura dell'angolo tra l'asse della palette e la normale alla circonferenza statorica, questo angolo, detto 'di incidenza' da una indicazione del rischio di 'impuntamento' delle palette. Alla funzione `beta` vengono passate le variabili: `D`, `d`, `N_pt`. Essa, dopo il consueto calcolo dei raggi (rotorico e statorico) e dell'eccentricità, genera il vettore `theta` di `N_pt` elementi contenente posizioni angolari tra 0° e 180° (per ragioni di simmetria il calcolo può essere effettuato solo sulla semicirconferenza) e calcola il vettore `beta` mediante le espressioni seguenti:

- `theta = linspace(0,2*pi,N_pt) [rad]`
- `beta = asin(e*sin(pi-theta)/R) [rad]`

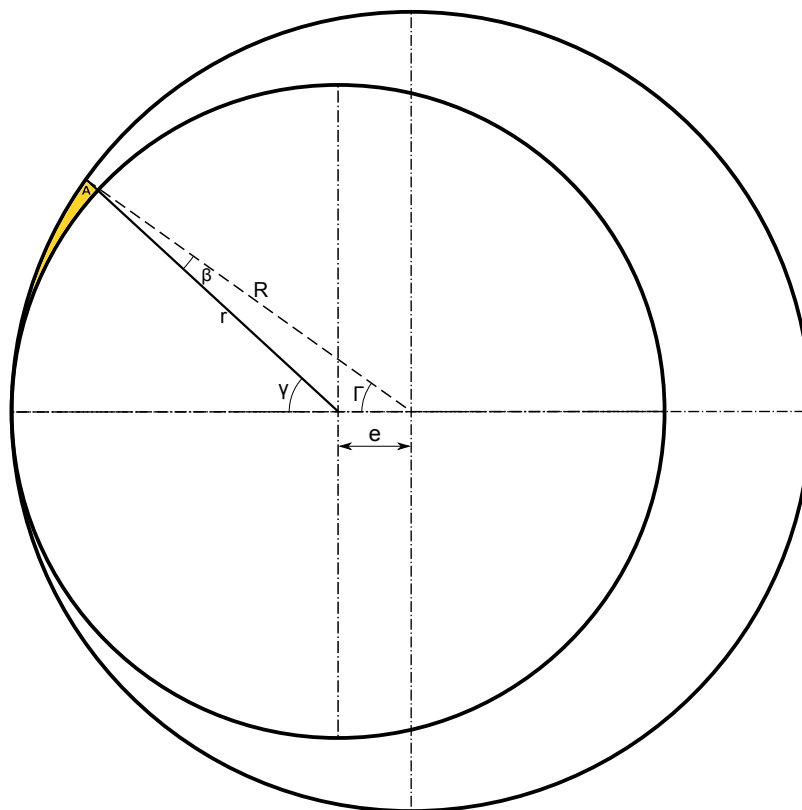


Figura 3.2. Costruzione geometrica dell'area del vano intorno alla tangenza, su cui sono basate le funzioni `volume_asp` e `volume_mand`.

La funzione `beta` non viene chiamata dal `main` nella sua configurazione finale, in quanto restituisce un'informazione utile solo in fase di confronto fra diverse geometrie o di sviluppo di geometrie innovative.

3.3.5 Sistema

La funzione `sistema` è la parte più importante di tutto il programma, in essa viene risolto il sistema numerico 3.20 secondo le 3.21, 3.22, 3.23 mediante la 3.24; in questo modo la funzione calcola le grandezze termodinamiche ad ogni passo temporale.

Alla funzione `sistema` vengono passate dal file `main` le seguenti variabili: `eps_m`, `rho`, `c_l`, `c_v`, `R_a`, `Tl_in`, `Tg_in`, `p_in`, `D_g`, `V`, `dt`, `h`; le precedenti variabili vengono rinominate (nell'ambiente della funzione) come segue: `epsm`, `rho1`, `cl`, `cv`, `Rg`, `Tl0`, `Tg0`, `p0`, `D`, `V`, `dt`, `h`.

Per prima cosa viene dichiarata la variabile `toll` che sarà utile per il controllo degli errori, come vedremo in seguito.

Vengono poi eseguite le seguenti inizializzazioni:

- $Npt = \text{length}(V)$
- $Tl = \text{NaN}*(\text{ones}(Npt,1))$
- $Tg = Tl$
- $Tl(1) = Tl0$
- $Tg(1) = Tg0$
- $p = \text{NaN}*(\text{ones}(Npt,1))$
- $p(1) = p0$
- $L = \text{NaN}*(\text{ones}(Npt,1))$
- $cx = \text{NaN}*(\text{ones}(Npt,1))$
- $n = \text{NaN}*(\text{ones}(Npt,1))$
- $A = \text{NaN}*(\text{ones}(2,2))$
- $B = \text{NaN}*(\text{ones}(2,1))$

si ricorda che nella programmazione è buona pratica preallocare le variabili, al fine di migliorare le prestazioni del software sia in termini di tempi di esecuzione sia in termini di memoria occupata.

Vengono calcolate masse e volumi del gas e del liquido all'inizio della compressione:

- $mg = V(1)/(Rg*Tg(1)/p(1)+\text{epsm}/\text{rho1})$
- $m1 = \text{epsm}*mg$
- $V1 = m1/\text{rho1}$
- $Vg = V-V1$

Si calcolano le seguenti caratteristiche delle gocce di olio:

- $A1 = \pi*D^2 [m^2]$ è la superficie di una goccia;
- $Vgoccia = (\pi*D^3)/6 [m^3]$ è il volume della goccia;
- $NS = V1/Vgoccia [adim]$ è il numero dei sottosistemi termodinamici in cui si suddivide il sistema termodinamico, di fatto è il numero delle gocce.

A questo punto vengono assegnati i valori alla matrice dei coefficienti A :

- $A(1,1) = m_l * c_l + h * A_l * NS * dt$
- $A(1,2) = -h * A_l * NS * dt$
- $A(2,1) = m_l * c_l$
- $A(2,2) = m_g * c_v$

Iterazione. Il calcolo iterativo viene eseguito utilizzando un ciclo `for` con la variabile di controllo i che fa eseguire al programma $N_{pt}-1$ cicli, vediamo ora i comandi eseguiti all'interno del ciclo.

I primi due comandi aggiornano il vettore dei termini noti B :

- $B(1) = m_l * c_l * T_l(i)$
- $B(2) = m_g * c_v * T_g(i) + m_l * c_l * T_l(i) - p(i) * (V_g(i+1) - V_g(i))$

viene risolto il sistema lineare mediante l'operatore `\`:

- $T = A \backslash B$

il vettore T delle temperature incognite viene salvato nei vettori T_l e T_g in posizione $i+1$ (per aver scelto di usare uno schema risolutivo del tipo 'Eulero implicito'):

- $T_l(i+1) = T(1)$
- $T_g(i+1) = T(2)$

infine si calcola la pressione al passo $i+1$:

- $p(i+1) = m_g * R_g * T_g(i+1) / V_g(i+1)$

Grandezze energetiche. Una volta che il programma è uscito dalle iterazioni del ciclo `for` in memoria sono stati salvati i dati relativi agli andamenti delle temperature di gas e liquido e della pressione durante la compressione; a questo punto tutte le grandezze energetiche possono essere ricavate operando vettorialmente.

Si calcola il lavoro di compressione L come dalla 3.11 e l'energia necessaria alla compressione E , calcolata integrando L su tutto il periodo di compressione:

- $L(1:end-1) = -p(1:end-1) .* (V_g(2:end) - V_g(1:end-1)) / dt$ [W]
- $E = dt * trapz(L(1:end-1))$ [J]

Si calcola la variazione totale di energia interna del sistema bifase DU come discende dalle 3.14b e 3.14d (essendo l'energia interna una funzione di stato, le differenze di temperatura possono essere prese tra inizio e fine del processo):

- $DU = m_g * c_v * (T_g(\text{end}) - T_g(1)) + m_l * c_l * (T_l(\text{end}) - T_l(1))$ [J]

Si calcola il calore accumulato nella fase liquida Q (valgono le considerazioni fatte per l'energia interna):

- $Q = m_l * c_l * (T_l(\text{end}) - T_l(1))$ [J]

Si calcola il calore scambiato tra i due fluidi ad ogni istante dQ come dalla 3.14c ed il calore totale scambiato tra i due fluidi durante tutta la compressione DQ calcolato integrando dQ sulla durata della compressione:

- $dQ = h * A_l * NS * (T_g - T_l)$ [W]

- $DQ = dt * \text{trapz}(dQ)$ [J]

Confronto con una trasformazione politropica. Si fa ora l'ipotesi che le trasformazioni seguite dal gas in ognuno degli intervalli di durata dt in cui è suddivisa la compressione siano delle politropiche ($pV^n = \text{cost}$), si può allora calcolare i valori del calore specifico del gas durante la trasformazione politropica c_x e dell'esponente caratteristico della trasformazione n per ognuna delle N_{pt} trasformazioni, verificando se la trasformazione complessiva è approssimabile da un'unica politropica. Questo confronto può essere effettuato osservando se l'esponente n ha andamento costante lungo le N_{pt} trasformazioni, nel qual caso la trasformazione complessiva sarebbe una politropica con esponente caratteristico n pari al valore costante trovato.

Partendo dalla definizione generale di calore specifico lungo una generica trasformazione x :

$$c_x = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_x \quad (3.25)$$

può essere riscritta introducendovi il calore q con l'ipotesi di trasformazione quasi statica ($q = Tds$), sulla quale è basata la formulazione di tutto il modello:

$$c_x = \left. \frac{\delta q}{dT} \right|_x \quad (3.26)$$

il primo principio della termodinamica può assumere quindi la seguente forma:

$$du = \delta q + \delta l = Tds - pdv = c_x dT - pdv \quad (3.27)$$

Per i gas ideali vale sempre:

$$du = c_v dT \quad (3.28)$$

che sostituita nella 3.27 porta a:

$$c_v = c_x dT - p dv \quad (3.29)$$

che, riordinando i termini, diventa:

$$c_x = c_v + \frac{p dv}{dT} \quad (3.30)$$

La 3.30 può essere riscritta introducendo le grandezze calcolate dal programma, nel seguente modo:

$$c_x = c_v - \frac{\dot{L} dt}{m_g dT_g} \quad (3.31)$$

Al fine di ricavare una espressione per il calcolo dell'esponente caratteristico della politropica si riporta l'espressione dell'entalpia in termini differenziali, applicandovi la medesima sostituzione di cui alla 3.27:

$$dh = T ds + v dp = c_x dT + v dp \quad (3.32)$$

sempre per l'ipotesi dei gas ideali si ha:

$$dh = c_p dT \quad (3.33)$$

che sostituita nella 3.32 porta alla:

$$c_p dT = c_x dT + v dp \quad (3.34)$$

la quale, raccogliendo dT , diventa:

$$(c_p - c_x) dT = v dp \quad (3.35)$$

mentre dalla 3.29 si ricava:

$$(c_v - c_x) dT = -p dv \quad (3.36)$$

a questo punto dividendo la 3.35 per la 3.36 si ottiene:

$$\frac{c_p - c_x}{c_v - c_x} = -\frac{v dp}{p dv} \quad (3.37)$$

Si definisce:

$$n = \frac{c_x - c_p}{c_x - c_v} \quad (3.38)$$

se $c_x = cost$ allora anche $n = cost$ e la 3.37 viene riscritta nel seguente modo:

$$n \frac{dv}{v} = -\frac{dp}{p} \quad (3.39)$$

integrando si ottiene:

$$n \ln v = - \ln p + \text{cost} \quad (3.40)$$

cioè:

$$\ln pv^n = \text{cost} \quad (3.41)$$

quindi, finalmente:

$$pv^n = \text{cost} \quad (3.42)$$

In questo modo è stata ottenuta l'espressione tipica caratterizzante le trasformazioni politropiche (3.42), dimostrando che l'esponente n è calcolabile mediante l'espressione 3.38.

Le 3.31 e 3.38 sono inserite nel programma di calcolo mediante i seguenti comandi, che generano i vettori `cx` ed `n`:

- `cx(1:end-1) = cv-dt*L(1:end-1)./(Tg(2:end)-Tg(1:end-1))/mg`
`[J/kgK]`
- `n(1:end-1) = (cx(1:end-1)-(cv+Rg))./(cx(1:end-1)-cv) [adim]`

A questo punto è possibile analizzare l'andamento di `cx` ed `n` per valutare se la trasformazione globale seguita dal fluido assomiglia ad un politropica; questo confronto può essere effettuato osservando se l'esponente `n` ha andamento costante, nel qual caso sarebbe possibile concludere che la trasformazione operata sul gas è una politropica con esponente caratteristico n pari al valore costante trovato.

Strategia di controllo degli errori. Nel codice sono state inserite delle operazioni di controllo basate sul rispetto dei principi di conservazione della massa e dell'energia. Il programma genera dei messaggi di `warning` se le differenze tra grandezze che matematicamente devono essere uguali superano il valore soglia salvato nella variabile `toll` che assume quindi il significato di tolleranza numerica ammessa. Per la 3.14a `DU` deve essere uguale ad `E`:

- `if abs(DU-E)>toll,warning('sistema:energia','Sistema:
energia interna diversa da energia entrante') end`

Applicando il principio di conservazione della massa alla fase gas, tra gli istanti iniziale e finale della trasformazione, mediante la legge dei gas ideali 3.12, si ottiene:

- `if`
`abs((p(1)*Vg(1)/Rg/Tg(1))-(p(end)*Vg(end)/Rg/Tg(end)))>toll,`
`warning('sistema:massa','Sistema: massa di gas entrante`
`diversa da massa uscente') end`

Per la 3.10 Q deve essere uguale a DQ:

- `if abs(Q-DQ)>toll,warning('sistema:calore','Sistema:
calore scambiato diverso da calore entrante in olio') end`

3.3.6 Pulsione

Il modello finora esposto tratta il vano come un sistema chiuso, così facendo non tiene conto del lavoro di pulsione, ovvero l'energia spesa per introdurre il gas nel vano durante l'aspirazione e per espellerlo alla mandata. Tenendo conto anche del contributo del lavoro di pulsione è possibile considerare la macchina come un sistema aperto al flusso di massa.

Anche se in termini numerici il fenomeno della pulsione ha bassa rilevanza, è concettualmente molto importante in quanto permette di passare da un sistema termodinamico chiuso ai flussi di massa ad uno aperto.

Nel caso allo studio si considera la mandata alla più alta pressione raggiunta nel vano chiuso, se così non fosse (compressione per riflusso) il contributo del lavoro di pulsione sarebbe molto più alto.

Inoltre è utile tenere conto del fenomeno durante la sovrapposizione degli effetti di tutti i vani.

La funzione che effettua questo calcolo è `pulsione_int` alla quale vengono passati dal file `main` i seguenti parametri: `p(1)`, `p(end)`, `V_asp`, `V_mand`, rinominati nell'ambiente della funzione come: `pin`, `pout`, `V_asp`, `V_mand`.

Il lavoro di pulsione è calcolato per ogni ΔV definito dai vettori `V_asp` e `V_mand`; seguono i comandi per calcolare il lavoro di pulsione in fase di aspirazione e mandata:

- `L_asp = -pin*(V_asp(2:end)-V_asp(1:end-1)) [J]`
- `L_mand = -pout*(V_mand(2:end)-V_mand(1:end-1)) [J]`

viene anche calcolato il lavoro di pulsione complessivo per l'intero ciclo compiuto da un vano:

- `DPV = sum(L_asp)+sum(L_mand) [J]`

I parametri restituiti dalla funzione sono: `L_asp`, `L_mand`, `DPV`.

3.3.7 Rendimenti

La funzione `rendimenti` calcola il rendimento isoentropico della compressione simulata dal programma; tale rendimento può essere calcolato considerando come riferimento la compressione gas-liquido ideale (con riferimento all'equazione 1.21) oppure riferendosi alla compressione adiabatica ideale del solo gas.

Alla funzione `rendimenti` vengono passati dal file `main` i seguenti parametri: `DU`, `DPV`, `p_in`, `p(end)`, `R_a`, `c_v`, `c_l`, `Tg_in`, `m_g`, `m_l`, `rho`, acquisiti dalla funzione come: `DU`, `DPV`, `pin`, `pout`, `R`, `cv`, `cl`, `Tin`, `mg`, `ml`, `rho`.

Vengono eseguiti i seguenti comandi:

- $cp=cv+R$ è il calore specifico a pressione costante;
- $\gamma=cp/cv$ è il rapporto tra calori specifici (equazione 1.3);
- $\text{THETA}=(\gamma-1)/\gamma$ è l'esponente caratteristico della trasformazione adiabatica (equazione 1.1);
- $\beta=pout/pin$ è il rapporto di compressione della trasformazione;
- $H=DU+DPV$ è il calcolo dell'entalpia complessivamente ceduta al fluido;
- $\epsilon_{psc}=c_l/c_p$ è il rapporto dei calori specifici di liquido e gas;
- $c_{gl}=cp*(1+\epsilon_{psm}*\epsilon_{psc})$ è il calore specifico della miscela gas-liquido (equazione 1.7);
- $\text{THETA}_{gl}=R/c_{gl}$ è l'esponente caratteristico come definito dalla 1.8.

Vengono calcolati i lavori ideali:

- $E_g=m_g*cp*Tin*(\beta^{\text{THETA}}-1)$ è il lavoro ideale di compressione del solo gas;
- $E_{gl}=(m_g*cp+m_l*c_l)*Tin*(\beta^{\text{THETA}_{gl}}-1)+m_l*pin*(\beta-1)/rho$ è il lavoro ideale di compressione di gas e liquido insieme.

Infine sono calcolati i rendimenti:

- $\epsilon_{tag}=E_g/H$ rendimento isoentropico basato sulla compressione del solo gas;
- $\epsilon_{tagl}=E_{gl}/H$ rendimento isoentropico basato sulla compressione gas-liquido.

Bisogna considerare che il primo rendimento può assumere valori maggiori all'unità: con un raffreddamento efficace il lavoro di compressione può essere inferiore a quello richiesto da una compressione isoentropica.

3.3.8 Tuttivani

La funzione `tuttivani` ha il solo scopo di calcolare la variabile `Wvani`, la quale non è altro che la somma delle potenze istantanee richieste contemporaneamente da tutti i vani della macchina.

La variabile `Wvani`, quindi, rappresenta l'andamento della potenza assorbita all'albero del compressore, al netto delle perdite meccaniche. Allo stesso modo calcolando la media di `Wvani` si ottiene la potenza media assorbita dalla macchina, sempre non considerando attriti e perdite meccaniche di vario genere. La periodicità angolare di `Wvani` è pari all'estensione angolare di un vano.

Capitolo 4

Risultati

In questo capitolo sono riportati i risultati delle simulazioni numeriche effettuate con il programma sviluppato.

Il simulatore è stato utilizzato per predire l'effetto di modifiche sostanziali al sistema di iniezione dell'olio sulla macchina M111H della gamma MATTEI® della potenza nominale di 22 kW; nella tabella 4.1 sono riportate le caratteristiche geometriche del gruppo pompante.

La figura 4.1 riporta la sezione del gruppo pompante della macchina studiata. Caratteristiche principali del compressore in oggetto sono l'aspirazione longitudinale attraverso aperture ricavate sui coperchi laterali (evidenziate in azzurro in figura 4.1) e la mandata radiale attraverso finestre ricavate sullo statore (evidenziate in rosso in figura 4.1), le quali guidano il fluido verso il canale di mandata.

Sempre in figura 4.1 è indicato, circa a metà della compressione a vano chiuso, il punto di iniezione dell'olio sulla circonferenza statorica; iniezione che avviene mediante cinque getti equidistanti distribuiti longitudinalmente sulla cassa dello statore.

Nel paragrafo seguente sono esposti i risultati della validazione del modello numerico mediante dati sperimentali ottenuti da prove di funzionamento al banco effettuate con la macchina sopracitata, con iniezione dell'olio in configurazione standard.

Nel paragrafo successivo sono invece esposti i risultati delle simulazioni effettuate al calcolatore per predire il comportamento della macchina in oggetto in presenza di un innovativo sistema di iniezione dell'olio.

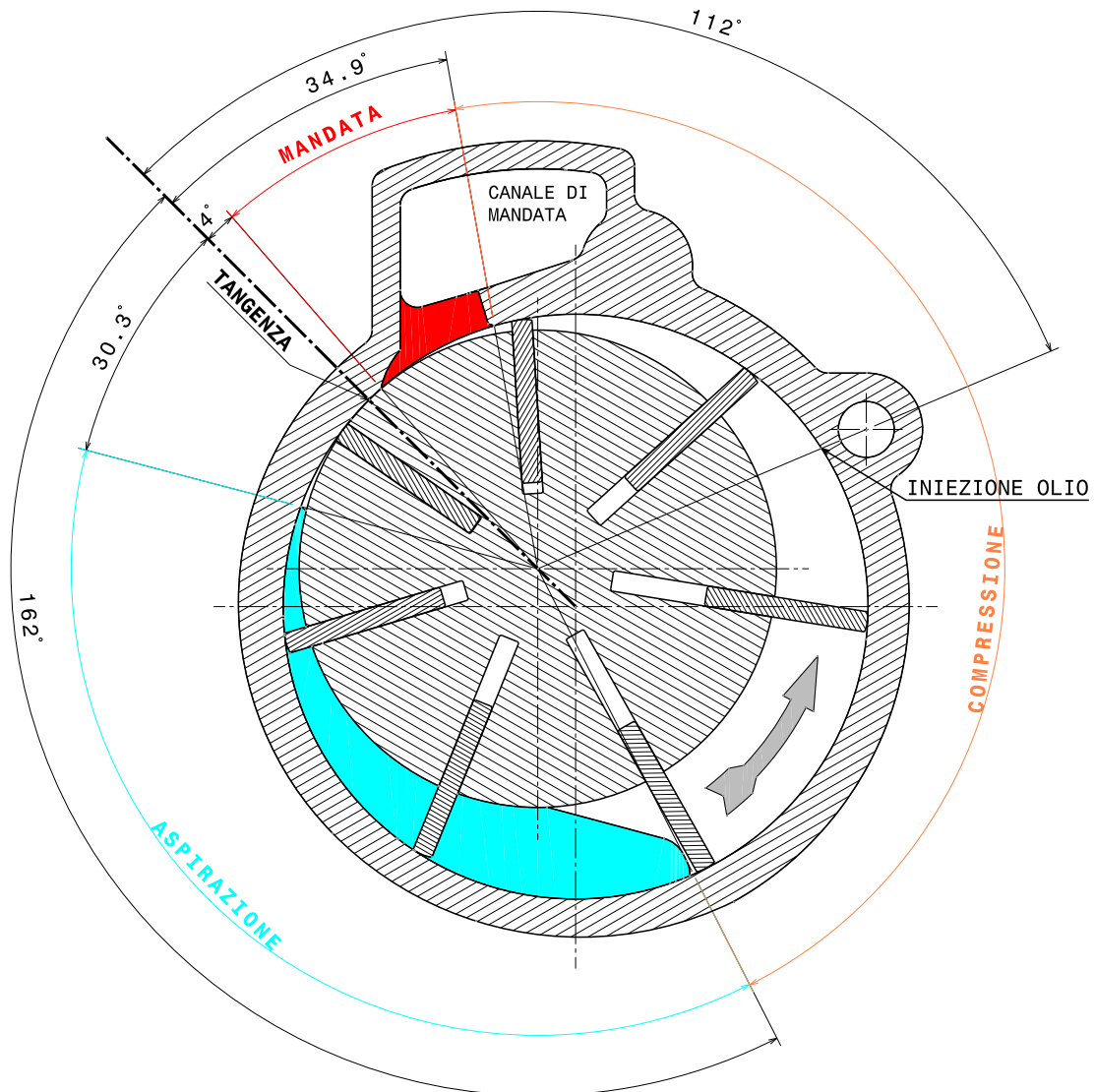


Figura 4.1. Sezione del gruppo pompante del compressore M111H MATTEI®.

Tabella 4.1. Dati geometrici del compressore M111H, gli angoli sono riferiti al centro del rotore e misurati a partire dal punto di tangenza nel verso di rotazione.

Diametro statore	136	mm
Diametro rotore	111	mm
Lunghezza rotore	275	mm
Numero palette	7	-
Inizio aspirazione	30,3	gradi
Fine aspirazione	162	gradi
Inizio mandata	325,1	gradi
Fine mandata	356	gradi

Tabella 4.2. Proprietà dei fluidi e della macchina.

Conducibilità aria	0,028	W/mK
Calore specifico a volume costante	717,86	J/kgK
Costante dei gas	287,05	J/kgK
Densità dell'olio	959	kg/m ³
Calore specifico	1940	J/kgK
Velocità di rotazione	1500	giri/min

4.1 Validazione sperimentale

Il modello numerico viene validato confrontando i risultati delle simulazioni con dati sperimentali. Le misure sperimentali sulla macchina oggetto di questo studio sono state effettuate da Cipollone et al. [5] che effettuano le misurazioni su una macchina standard, l'iniezione d'olio avviene mediante getti dopo 86° dalla chiusura dell'aspirazione (figura 4.1).

Nel simulatore sviluppato gas ed olio sono mescolati prima dell'aspirazione e rimangono in contatto fino alla mandata; dunque, per poter confrontare i risultati delle simulazioni con i dati sperimentali a disposizione, è stata sviluppata una funzione apposita (**validazione**) la quale, utilizzando il programma creato, cerca di riprodurre le condizioni operative della macchina standard; per fare questo la funzione **validazione** divide la simulazione in due parti: la prima parte comincia alla chiusura dell'aspirazione e finisce in corrispondenza dell'angolo di iniezione dell'olio, questa fase viene simulata facendo girare il programma **main** senza introdurre olio; i risultati di questa prima simulazione vengono passati come dati di ingresso ad una seconda chiamata del file **main** che simula la restante parte della compressione, in questa seconda fase viene introdotto olio nella stessa quantità riscontrabile sulla macchina reale.

La validazione viene condotta modificando il diametro delle gocce di olio, l'iniezione standard è un'iniezione a getti con bassa area di scambio a parità di massa d'olio introdotta, il modello numerico invece considera l'olio presente sotto forma di gocce sospese nel gas, aumentando il diametro delle gocce diminuisce l'area di scambio termico rendendo la situazione simile a quella realmente presente nella macchina.

Sul banco sperimentale [5] viene effettuata la misura diretta della pressione all'interno del vano durante la compressione, si confronta quindi l'andamento della pressione al variare della posizione angolare del vano, generato dal modello numerico con i dati sperimentali. Le condizioni al contorno per il modello, quali: pressione iniziale, portata d'olio, temperature d'introduzione dei due fluidi, sono prese uguali a quelle riportate in [5].

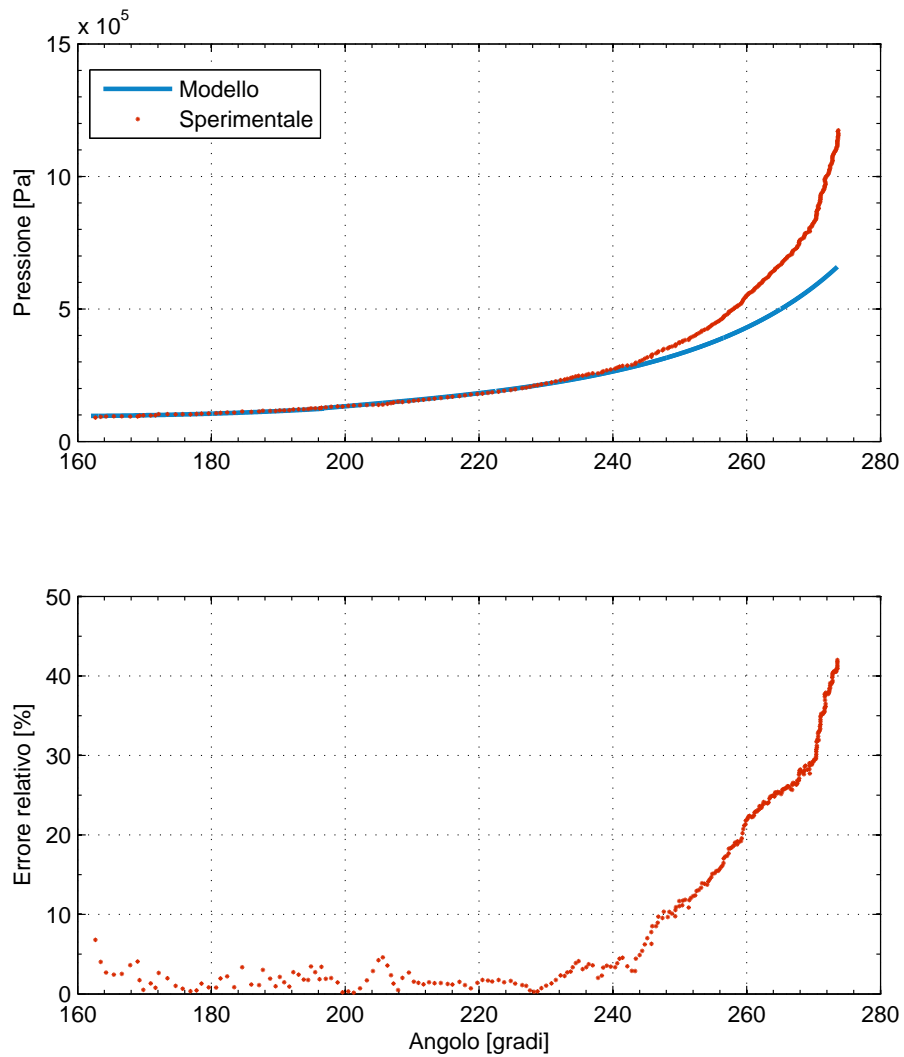


Figura 4.2. Validazione, andamento della pressione ed errore relativo, diametro delle gocce pari a $0,1 \text{ mm}$.

Come si vede in figura 4.2 con gocce del diametro di $0,1 \text{ mm}$ il modello approssima bene i dati sperimentali fino a circa 240° , da questo punto in poi le due curve divergono, arrivando alla fine della compressione a valori di pressione nettamente distinti.

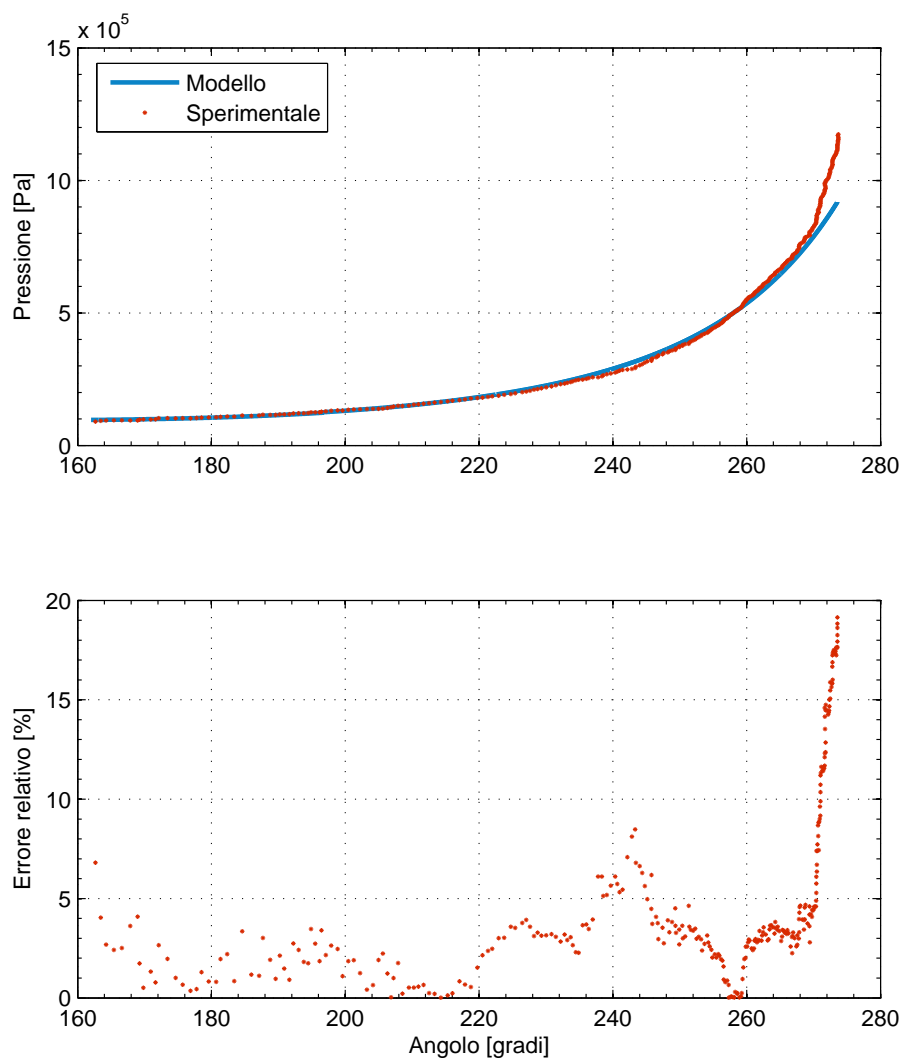


Figura 4.3. Validazione, andamento della pressione ed errore relativo, diametro delle gocce pari a $0,5\text{ mm}$.

Come si vede in figura 4.3 con gocce del diametro di $0,5\text{ mm}$ l'approssimazione tra simulazione e dati sperimentali è molto buona su ampi tratti della trasformazione; attorno ai 240° la simulazione si distacca parzialmente dai dati sperimentali; dopo i 270° le curve divergono, qui è possibile notare un repentino aumento di pendenza della serie dei dati sperimentali attribuibile ai primi fenomeni di riflusso che hanno luogo sulla macchina reale.

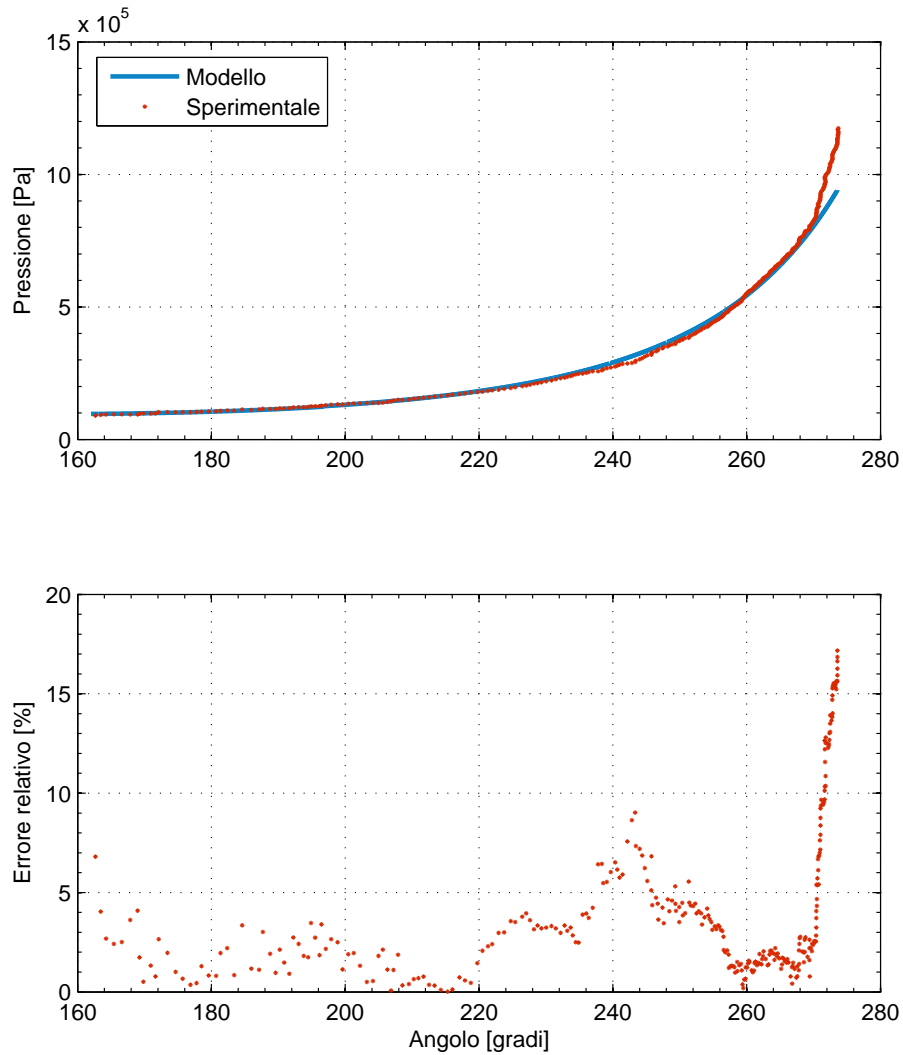


Figura 4.4. Validazione, andamento della pressione ed errore relativo, diametro delle gocce pari a $0,9 \text{ mm}$.

Come si vede in figura 4.4 con gocce del diametro di $0,9 \text{ mm}$ l'approssimazione tra simulazione e dati sperimentali è come quella del caso precedente, aumenta però l'accuratezza tra i 260° ed i 270° come è chiaro dall'abbassamento degli errori relativi da valori intorno al 4% a valori intorno al 2%.

4.2 Risultati delle simulazioni numeriche

Il programma sviluppato ha permesso di effettuare delle sistematiche simulazioni per la predizione degli effetti di modifiche ai parametri operativi a partire dalle condizioni di funzionamento reale della macchina, il caso di partenza sarà quindi quello di validazione (figura 4.4).

Sono stati simulati sei casi studio oltre al caso di validazione con diametro di goccia di $0,9 \text{ mm}$ (nel seguito chiamato: *caso 0*). Il *caso 1* è una simulazione effettuata dal programma (file `main`) con gli stessi dati di funzionamento del *caso 0*, questo permette di valutare le successive modifiche lavorando con lo stesso modello termodinamico.

I casi studio dal 2 al 6 sono simulati cambiando il valore di un parametro alla volta, per poter effettuare un confronto corretto la pressione di mandata viene fissata per tutti i casi al valore ottenuto nel caso di confronto (*caso 1*).

Tabella 4.3. Dati di funzionamento del *caso 0* e del *caso 1*.

Diametro gocce	0,9	mm
Numero di Nusselt	2	-
Temperatura ingresso aria	35	°C
Temperatura ingresso olio	80	°C
Pressione iniziale	$0,95 \cdot 101325$	Pa
Rapporto massico olio/gas	10	-

- Nel *caso 2* la temperatura di ingresso dell'olio viene portata a $25 \text{ }^\circ\text{C}$, la scelta di questo valore deriva dall'aver considerato la temperatura ambiente pari a $15 \text{ }^\circ\text{C}$ e la minima differenza di temperatura raggiungibile nel radiatore dell'olio intorno sia di $10 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Nel *caso 3* la temperatura di ingresso dell'aria viene abbassata a $15 \text{ }^\circ\text{C}$ (la stessa assunta come temperatura ambiente).
- Nel *caso 4* il diametro delle gocce d'olio viene portato a $0,1 \text{ mm}$.
- Nel *caso 5* il rapporto massico tra olio e gas è portato a 15, valore che minimizza il lavoro specifico (figura 4.11).
- Nel *caso 6* il numero di Nusselt è portato a 6, valore derivante dalle velocità dei fluidi presenti all'interno della macchina, il rapporto massico olio/gas è riportato a 10, valore ottimo (figura 4.11).

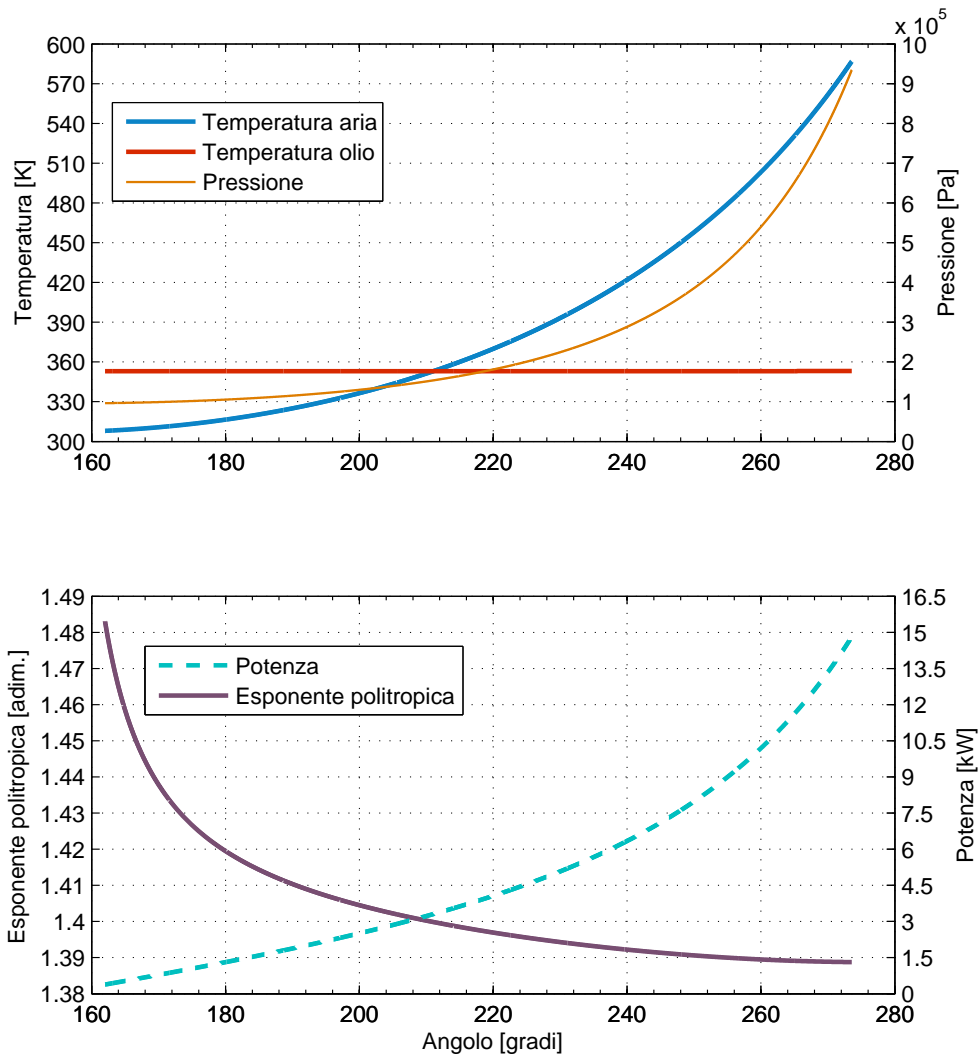


Figura 4.5. Caso 1: $T_{in,aria} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{in,olio} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$, $D_{gocce} = 0,9\text{ mm}$, $Nu = 2$, $\varepsilon_m = 10$.

La figura 4.5 riporta gli andamenti delle grandezze di interesse durante la compressione per il caso 1, si può notare che la temperatura dell'olio resta costante mentre quella dell'aria arriva quasi a 600 K. L'esponente della politropica è superiore a 1,4 fino a che la temperatura dell'aria non supera quella dell'olio, in seguito resta compreso fra 1,39 e 1,4 e ciò suggerisce che in questo tratto la compressione sia simile ad un'adiabatica. La potenza arriva a sfiorare i 15 kW.

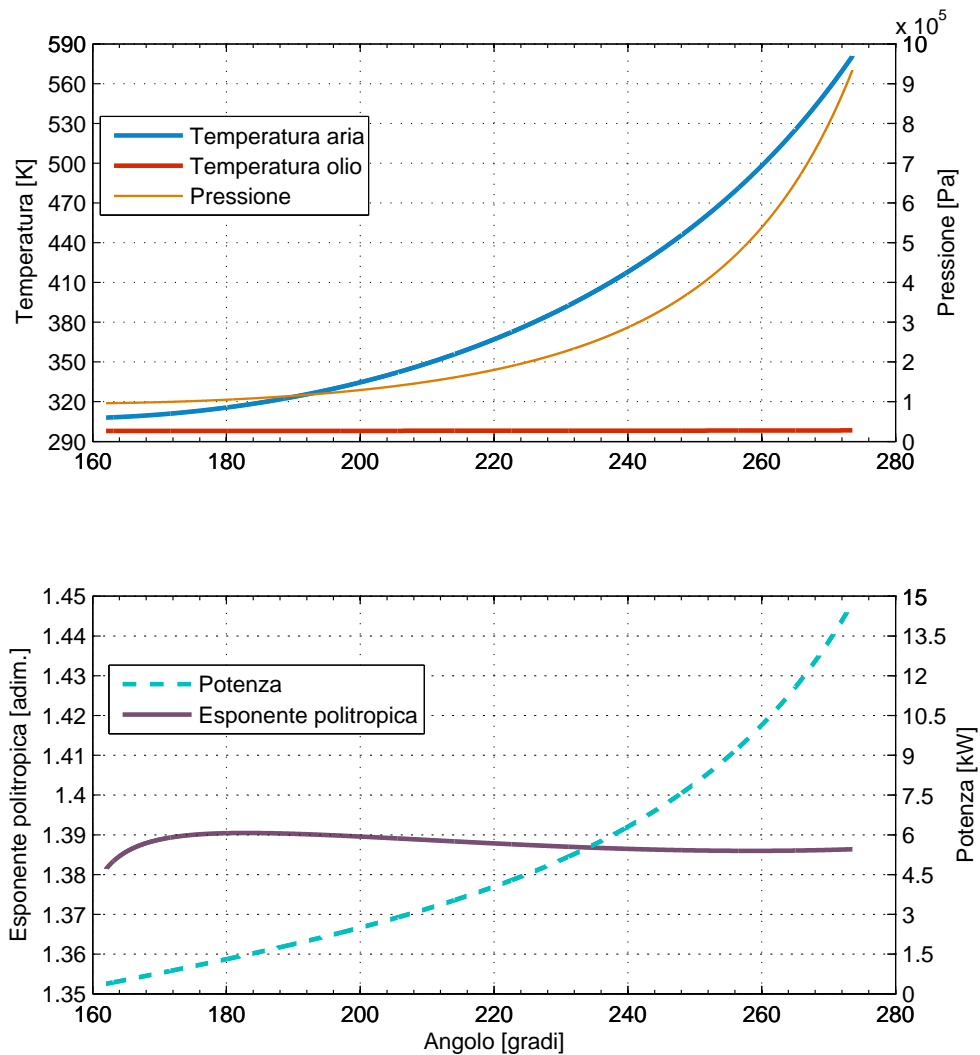


Figura 4.6. *Caso 2:* $T_{in_aria} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{in_olio} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $D_{gocce} = 0,9\text{ mm}$, $Nu = 2$, $\varepsilon_m = 10$.

La figura 4.6 mostra andamenti invariati di temperature e potenza passando dal *caso 1* al *caso 2*, la temperatura dell'olio resta costante intorno al nuovo valore iniziale. L'esponente della politropica è compreso tra 1,38 ed 1,39 e ciò suggerisce che la trasformazione sia quasi adiabatica, la minor oscillazione nel primo tratto è dovuta alla minore differenza di temperatura all'ingresso. L'abbassamento di temperatura dell'olio non ha effetti sulle prestazioni, ciò indica che lo scambio termico tra le due fasi è molto limitato.

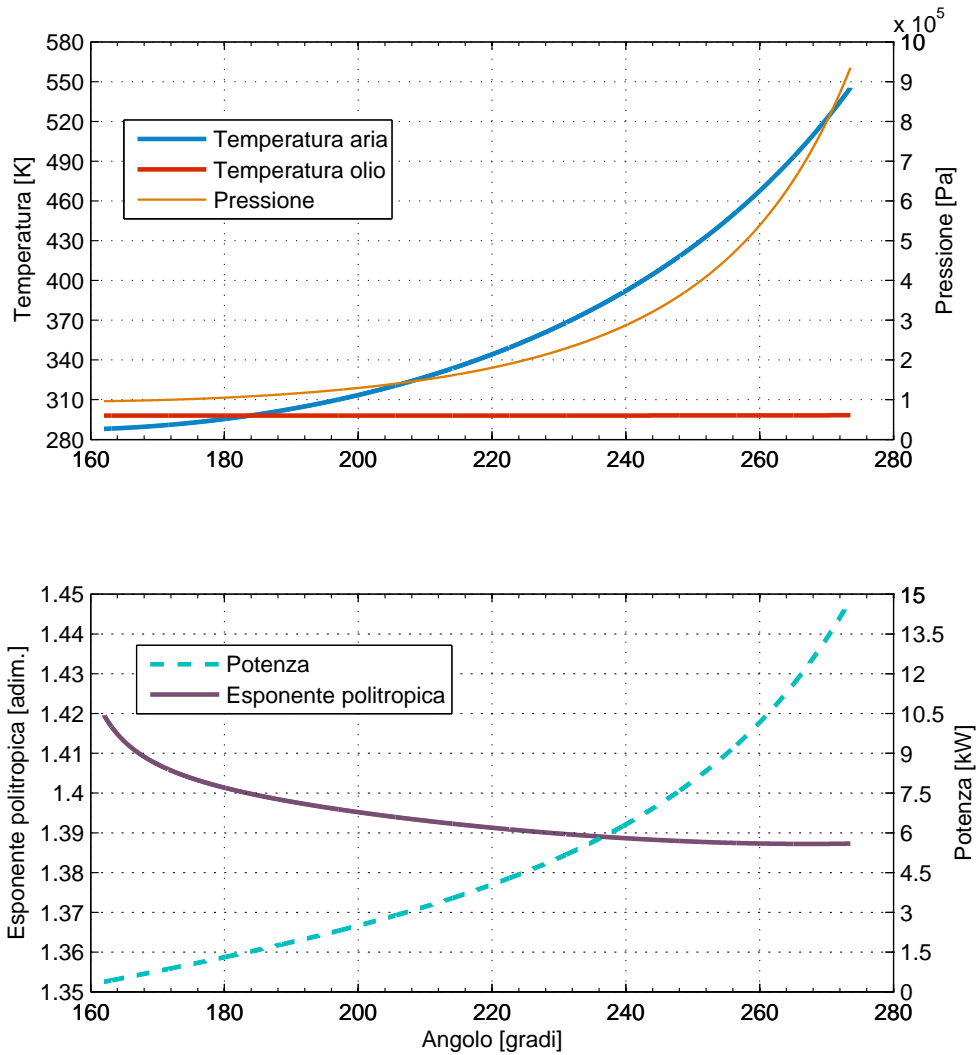


Figura 4.7. Caso 3: $T_{in.aria} = 15\text{ }^{\circ}C$, $T_{in.olio} = 25\text{ }^{\circ}C$, $D_{gocce} = 0,9\text{ mm}$, $Nu = 2$, $\varepsilon_m = 10$.

La figura 4.7 mostra che nel caso 3 lo scambio termico è ancora limitato, l'abbassamento della temperatura iniziale dell'aria produce un abbassamento della temperatura di mandata, che comunque resta al di sopra dei 500 K. Per effetto della minor temperatura all'ingresso la massa di aria introdotta nel vano è incrementata, considerando che l'andamento della potenza non varia sensibilmente ci si aspetta una diminuzione del lavoro specifico per unità di massa.

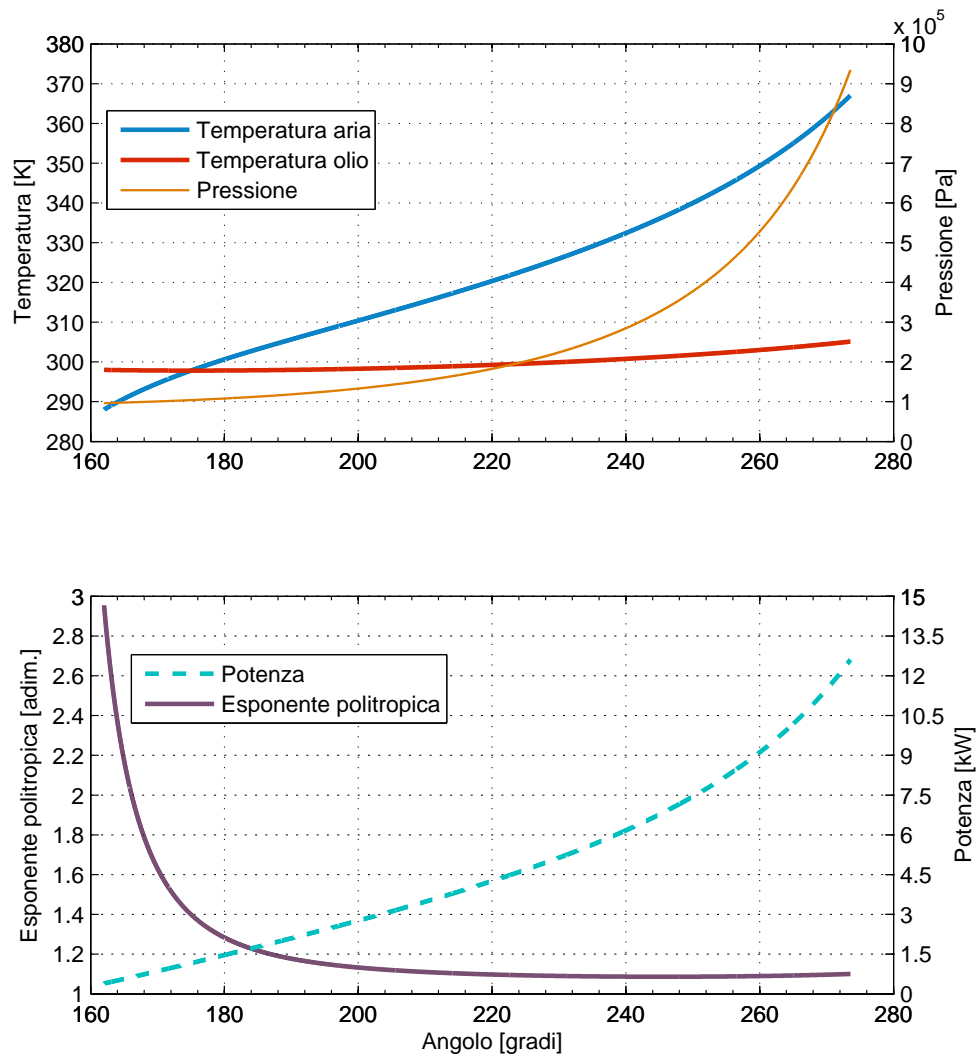


Figura 4.8. Caso 4: $T_{in_aria} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{in_olio} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_{gocce} = 0,1 \text{ mm}$, $Nu = 2$, $\varepsilon_m = 10$.

La figura 4.8 mostra come, riducendo drasticamente il diametro delle gocce d'olio, lo scambio termico risulti fortemente incrementato: la temperatura finale del gas è infatti inferiore a 370 K e la temperatura dell'olio registra una variazione anche se ridotta. Si nota inoltre una diminuzione della potenza richiesta e l'esponente della politropica scende rapidamente stabilizzandosi tra i 200° ed i 220° su un valore intorno ad 1,1, è bene ricordare che un esponente pari ad 1 corrisponde ad una compressione isoterma.

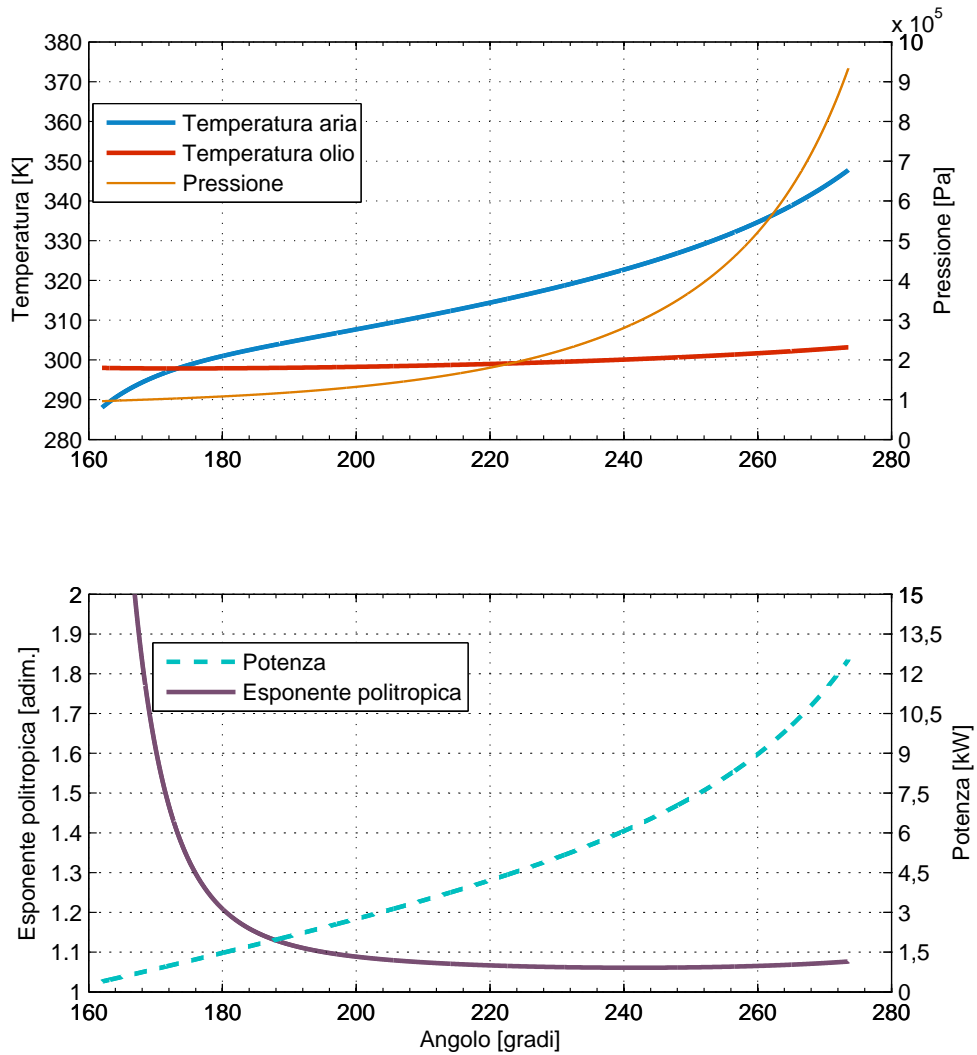


Figura 4.9. Caso 5: $T_{in.aria} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{in.olio} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_{gocce} = 0,1 \text{ mm}$, $Nu = 2$, $\varepsilon_m = 15$.

La figura 4.9 mostra una riduzione di circa 20 K della temperatura finale del gas, l'andamento della temperatura dell'olio è invariato perché all'aumento di calore trasmesso corrisponde un aumento di massa del liquido, l'esponente della politropica così come la potenza hanno andamenti molto simili al caso 4.

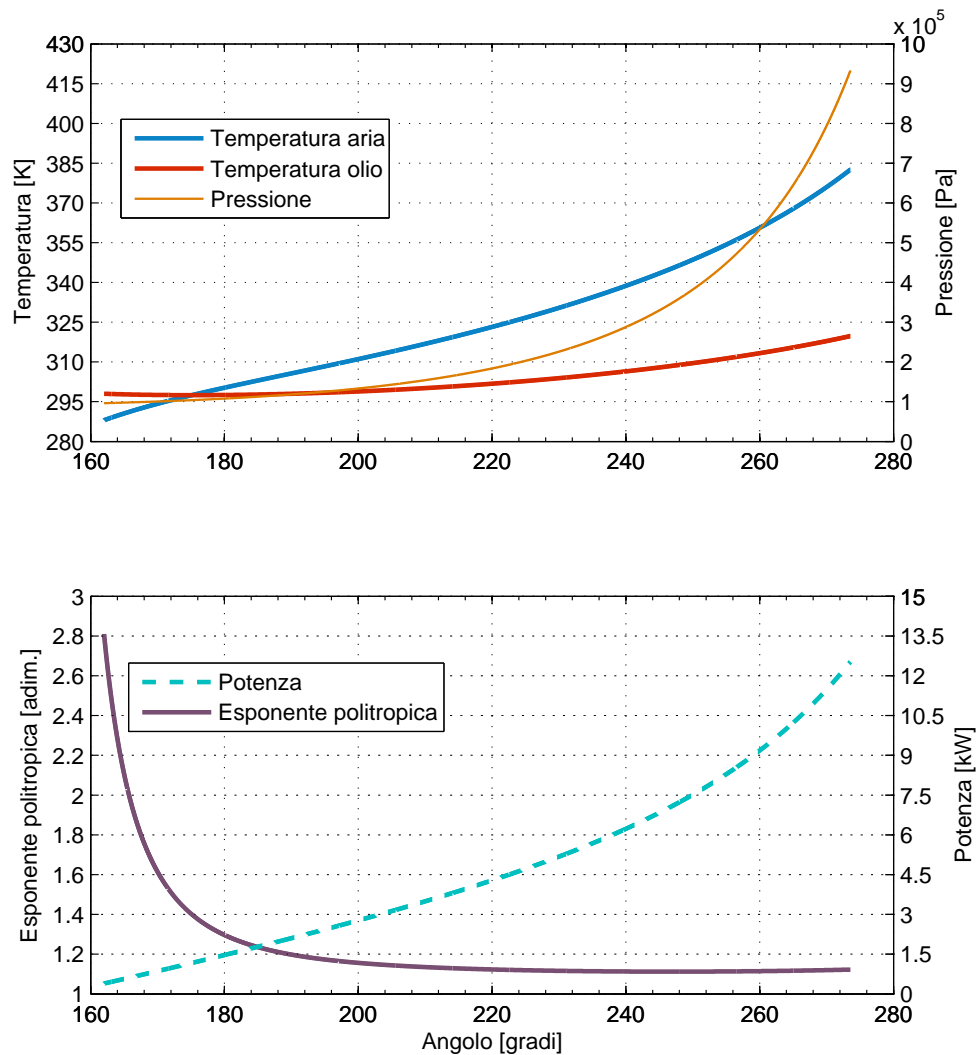


Figura 4.10. *Caso 6*: $T_{in.aria} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{in.olio} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_{gocce} = 0,1 \text{ mm}$, $Nu = 6$, $\varepsilon_m = 10$.

I risultati del caso 6, riportati in figura 4.10, mostrano che la temperatura finale del gas ritorna sopra ai 370 K, l'incrementato scambio termico fa sì che anche la temperatura finale dell'olio sia maggiore dei casi precedenti, si nota però una leggera flessione della curva della potenza tra i 240° ed i 260°, questo, unitamente alla maggiore massa di gas introdotta in questo caso, dà luogo ad un minore lavoro specifico alla massa e quindi migliori prestazioni.

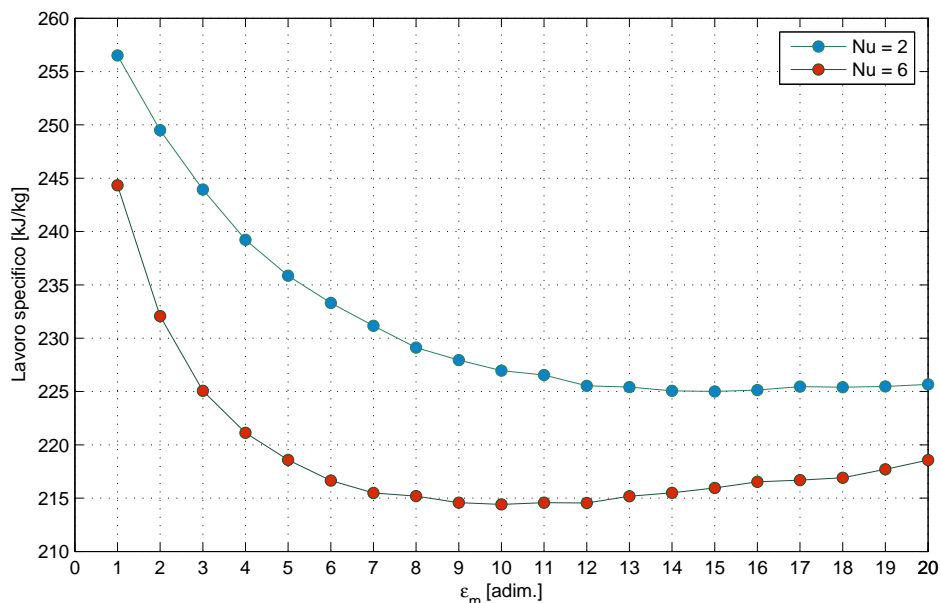


Figura 4.11. Andamento del lavoro specifico alla massa di aria in funzione del rapporto massico olio/gas per due condizioni di moto relativo tra le gocce e l'aria.

La figura 4.11 riporta i risultati di un'analisi parametrica condotta variando il rapporto massico olio/gas e registrando il lavoro specifico per unità di massa d'aria, le prove sono effettuate mantenendo costante la pressione di mandata. Sono state effettuate due serie di prove, variando le condizioni di scambio termico mediante il numero di Nusselt.

Il lavoro specifico ha un andamento fortemente decrescente per bassi valori del rapporto olio/gas, raggiunge un minimo e ricomincia a crescere lentamente. All'aumentare dello scambio termico la curva del lavoro specifico si abbassa ed il minimo si sposta verso valori inferiori del rapporto massico.

Con numero di Nusselt pari a 2 il rapporto olio/gas che minimizza il lavoro specifico vale circa 15, in questa condizione lo scambio termico avviene per pura conduzione, ciò si verifica se le gocce sono sospese nel gas senza che vi sia velocità relativa tra i due fluidi. Con numero di Nusselt pari a 6 il rapporto olio/gas che minimizza il lavoro specifico vale circa 10, questo valore del numero di Nusselt è calcolato considerando le massime velocità nel sistema di controllo (circa 10 m/s).

I risultati ottenuti con questa analisi concordano con quanto ricavato al paragrafo 1.2 e rappresentato in figura 1.5, in tale trattazione il limite imposto dallo scambio termico non è considerato, infatti gas ed olio sono sempre in equilibrio termico ed il rapporto massico di minimo lavoro specifico è inferiore a 10, il che concorda con l'andamento dei minimi di figura 4.11.

Tabella 4.4. Prestazioni dei casi studio in termini di lavoro specifico l , rendimento isoentropico sulla compressione gas/liquido η_s^{GL} , rendimento isoentropico sulla compressione del solo gas η_s^G .

caso	l	η_s^{GL}	η_s^G
-	kJ/kg	%	%
1	2,93	72,8	96,7
2	2,90	73,4	97,5
3	2,73	73,2	97
4	2,27	88	116,6
5	2,25	90,2	117,5
6	2,25	88,7	117,5

La tabella 4.4 riporta, per ogni caso studio, il lavoro specifico per unità di massa d'aria, il rendimento adiabatico ideale della compressione riferito alla compressione gas/liquido ideale e lo stesso rendimento riferito alla compressione ideale del solo gas (per la definizione di questi due parametri fare riferimento al paragrafo 3.3.7). Si nota chiaramente che il parametro η_s^G non è adatto a rappresentare le prestazioni della macchina in quanto, confrontando due realtà differenti, arriva a restituire valori superiori all'unità; esso è quindi da intendersi come un generico coefficiente di prestazioni e non, come alcuni costruttori lo intendono, come un vero e proprio rendimento.

Si nota facilmente come una sostanziale riduzione del lavoro specifico si ottiene abbassando la temperatura iniziale dell'aria (dal caso 2 al caso 3), anche se ciò non provoca un'innalzamento dei rendimenti; un'altro significativo abbassamento del lavoro specifico si ottiene diminuendo il diametro della goccia (dal caso 3 al caso 4), in questo caso si ha anche un forte aumento dei rendimenti.

Le figure 4.12 e 4.13 riportano l'andamento della potenza istantanea e la potenza media richieste per effettuare la compressione considerando la sovrapposizione degli effetti dei 7 vani della macchina per la durata di un giro del rotore. La figura 4.12 considera il caso 1, mentre la figura 4.13 rappresenta il caso 6.

La potenza istantanea ha un andamento periodico con ampiezza rilevante e periodo corrispondente all'ampiezza angolare di un vano. Il caso 6 fa registrare una minore ampiezza dell'oscillazione a fronte di un piccolo aumento della potenza media. La minor ampiezza dell'oscillazione della potenza istantanea è dovuta alla minore escursione termica subita dal gas; l'aumento della potenza media è dovuto all'aumento della massa di aria introdotta nel vano a temperatura più bassa.

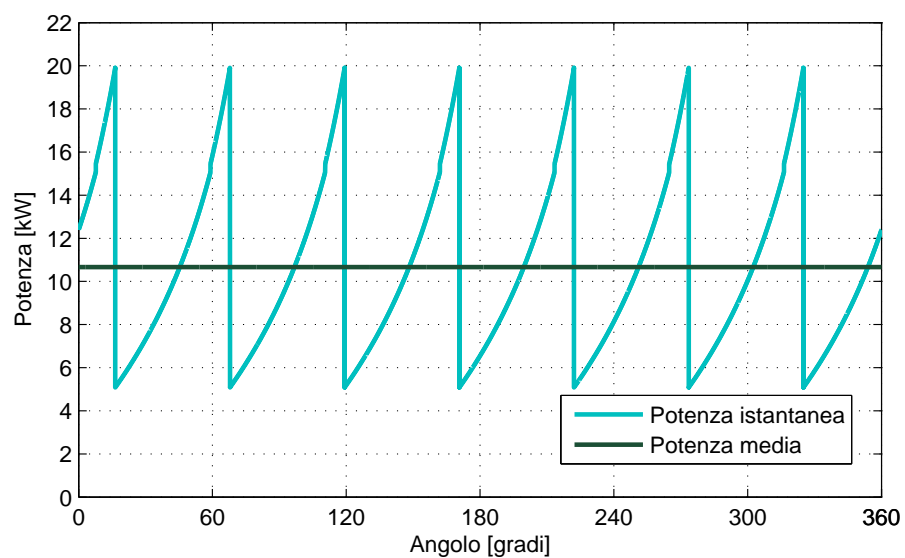


Figura 4.12. Potenza istantanea e media sul giro della macchina nel caso 1.

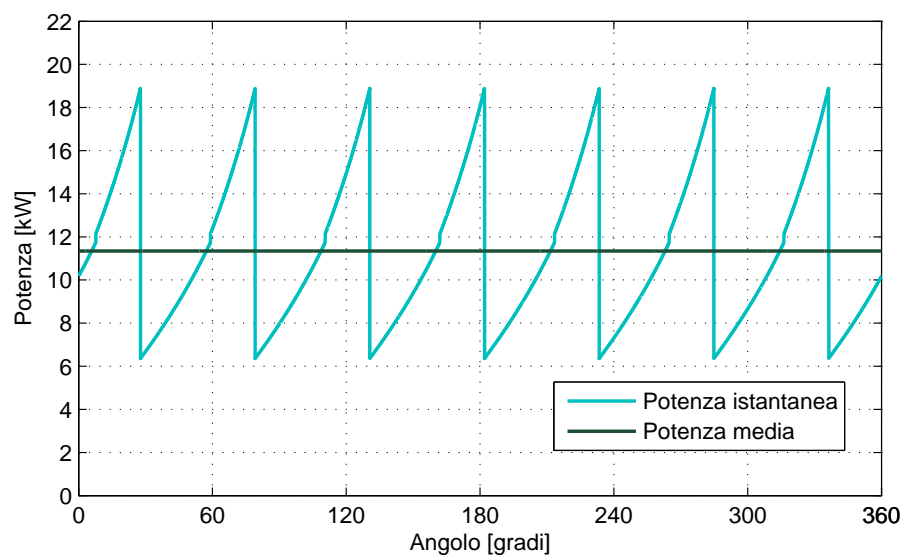


Figura 4.13. Potenza istantanea e media sul giro della macchina nel caso 6.

Capitolo 5

Ipotesi di sperimentazione

Nel presente capitolo sono analizzati gli aspetti inerenti la realizzazione pratica della compressione gas-liquido nei compressori a palette. Nonostante sia realizzata la compresenza di liquido e gas durante la compressione all'interno delle macchine considerate, lo scambio termico tra le due fasi non è promosso e la trasformazione subita dal gas è adiabatica [5].

Il lavoro di ricerca svolto, e fin qui riportato, aiuta nell'individuazione di tutti i parametri critici per ottenere la massima efficacia della trasmissione del calore dal gas al liquido. I parametri che hanno influenza sulla qualità dello scambio termico sono: atomizzazione dello spray d'olio, velocità relativa tra gocce e gas, tempo di contatto e rapporto massico ottimo.

Il caso ideale è quello su cui è basato il modello sviluppato: le due fasi sono a contatto dall'aspirazione alla mandata, l'olio sospeso nel gas sotto forma di piccolissime gocce che non aderiscono alle pareti e non si uniscono a formare gocce di maggiori dimensioni; in questo modo si avrebbe una massimizzazione del tempo di contatto, dell'area di scambio termico, e della massa utile di liquido.

I problemi da affrontare nella progettazione di un prototipo evoluto del modello M111H che realizzi una compressione il più possibile raffreddata sono molteplici e tra loro collegati.

Al fine di selezionare ugelli di iniezione adatti agli scopi individuati si è deciso di contattare una società produttrice degli stessi; dopo un'analisi dei vari soggetti presenti sul mercato internazionale la scelta è ricaduta sulla Spraying Systems Co.[®], impresa multinazionale di comprovata esperienza nel settore. Dagli incontri con personale tecnico dell'azienda si è giunti alla selezione di alcuni iniettori.

Gli iniettori che potrebbero garantire il grado di nebulizzazione richiesto si dividono in due categorie, quelli assistiti con aria compressa e quelli a swirl [13]. I primi sono stati scartati perché il consumo di aria compressa necessario al loro funzionamento annulla i miglioramenti ottenibili sulle prestazioni del

compressore. Gli iniettori a swirl garantiscono una buona atomizzazione ma le portate di liquido elaborate per singolo iniettore sono molto basse (tra uno e due ordini di grandezza inferiori a quella prevista).

Il grado di atomizzazione raggiungibile con ugelli a swirl, alle pressioni tipicamente disponibili sulla macchina (7-10 *bar*), dovrebbe portare a diametri delle gocce dell'ordine dei 0,1 *mm*; la precisa caratterizzazione del legame tra la pressione di iniezione dell'olio ed i diametri delle gocce spruzzate sarà oggetto di successivi lavori di ricerca in quanto gli studi effettuati dalla Spraying Systems Co.[®] sono stati condotti solo con acqua. Verrà inoltre presa in considerazione la possibilità di utilizzare una pompa di circolazione del lubrificante analizzando costi e benefici dell'operazione.

Il posizionamento degli ugelli atomizzatori nel condotto di aspirazione, anche se ad una prima valutazione può sembrare una soluzione efficace, pone alcuni problemi difficilmente superabili. Il condotto di aspirazione presenta una sezione troppo ristretta perché vi possa aver luogo uno spray di gocce molto fini, infatti spray di questo tipo sono a cono vuoto ed hanno ampi angoli di spruzzo, necessitano quindi di un certo spazio per far avvenire i fenomeni di rottura del getto che portano alla formazione delle gocce; buona parte della portata di liquido spruzzata aderirebbe alle pareti dei condotti senza nemmeno entrare in camera di compressione. Da ultimo, come già accennato, le basse portate che caratterizzano gli ugelli ne impongono l'installazione di un numero consistente, allo spazio necessario agli ugelli stessi deve essere aggiunto quello necessario al loro opportuno distanziamento per evitare l'interazione fra gli spray e la conseguente diminuzione di qualità dell'atomizzazione.

Si è giunti all'ideazione di due consecutive configurazioni per i prototipi che saranno oggetto della futura campagna sperimentale. Un primo prototipo sarà costituito da un M111H sul quale verranno installati degli iniettori a swirl all'interno dei condotti di iniezione dell'olio attualmente presenti sullo statore e che, nella configurazione attuale, danno luogo ad una iniezione a getto. Il secondo prototipo vedrà l'installazione di iniettori in diverse posizioni angolari sullo statore per nebulizzare olio fresco durante tutta la fase di compressione, in questo modo il gas sarà sempre in contatto con gocce d'olio della dimensione che gli iniettori potranno garantire ed alla minima temperatura del liquido, inoltre le gocce al momento dell'impatto sulle pareti della camera avranno già assolto al proprio compito di raffreddamento del gas e sarà anche garantito il corretto distanziamento tra gli iniettori.

Capitolo 6

Conclusioni

Sono di seguito elencate le conclusioni che è possibile trarre dal lavoro di ricerca svolto; tali conclusioni confermano la validità delle ipotesi effettuate, i benefici che possono essere tratti dalla messa in pratica dei concetti espressi in questa tesi sono largamente confermati dai risultati delle simulazioni effettuate.

- La temperatura del gas all'inizio della compressione ha un'influenza significativa sulle prestazioni della macchina, abbassando tale temperatura da $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ si ottiene una diminuzione del 6% del lavoro specifico.
- Il diametro delle gocce d'olio ha una forte influenza sull'efficacia dello scambio termico e, di conseguenza, sulle prestazioni della macchina; diminuendo il diametro delle gocce da $0,9\text{ mm}$ a $0,1\text{ mm}$ la temperatura di mandata dell'aria diminuisce da $270\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $90\text{ }^{\circ}\text{C}$, il lavoro specifico diminuisce del 17%.
- Il rapporto massico tra olio ed aria presenta un valore (ottimo) di minimo lavoro specifico, tale valore diminuisce all'aumentare dello scambio termico, intorno al rapporto ottimo la variabilità delle prestazioni è bassa.
- La velocità relativa tra olio e gas è un parametro che ha influenza positiva sullo scambio termico, ciononostante questo aspetto richiede ulteriori approfondimenti.
- In generale, dall'ottimizzazione di tutti i parametri considerati, nei confronti delle prestazioni attuali della macchina considerata nello studio, si è ottenuta una diminuzione del lavoro specifico del 23%.
- Con le stesse modalità si è ottenuto che il rendimento isoentropico passasse da da 73% a 90%.

- Allo stesso modo la temperatura di mandata del gas è passata dai $310\text{ }^{\circ}\text{C}$ del caso di partenza ai $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ che si registrano nelle migliori condizioni ipotizzate.

Bibliografia

- [1] G. Valenti. Il ciclo a gas non solubile e liquido non volatile, modello termodinamico e banco sperimentale. In *66° Congresso Nazionale ATI, Rende (Cosenza)*, 2011.
- [2] G. Valenti. Gas-liquid compression.
- [3] Ing. Enea Mattei S.p.A. *Il perché del successo*, 1992.
- [4] Royce N. Brown. *Compressors: selection and sizing*. Butterworth-Heinemann, second edition, 1997.
- [5] R. Cipollone, G. Contaldi, A. Capoferri, and R. Valente. Theoretical and experimental study of the p-v diagram for a sliding vane rotary compressor. In *ImechE International Conference on Compressors and their Systems*, pages 279–289. Chandos Publishing, 2009.
- [6] P. J. Singh and J. L. Bowman. Heat transfer in oil-flooded screw compressors. In *Proc International Compressor Engineering Conference at Purdue, Lafayette, USA*, pages 354–361, 1986.
- [7] N. Stosic, A. Kovacevic, K. Hanjalic, and Lj. Milutinovic. Mathematical modelling of the oil influence upon the working cycle of screw compressors. In *Proc International Compressor Engineering Conference at Purdue, Lafayette, USA*, pages 354–361, 1988.
- [8] N. Stosic, Lj. Milutinovic, K. Hanjalic, and A. Kovacevic. Investigation of the influence of oil injection upon the screw compressor working process. *International Journal of Refrigeration*, 15(4):206–220, 1992. doi:10.1016/0140-7007(92)90051-U.
- [9] M. Fujiwara and Y. Osada. Performance analysis of an oil-injected screw compressor and its application. *International Journal of Refrigeration*, 18(4):220–227, 1995. doi:10.1016/0140-7007(95)00008-Y.

- [10] M. De Paepe, D. Mertens, and W. Bogaert. Cooling of oil injected screw compressors by oil atomisation. *Applied Thermal Engineering*, 25:2764–2779, 2005. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.02.003.
- [11] S. Sun, Y. Zhao, L. Li, and P. Shu. Simulation research on scroll refrigeration compressor with external cooling. *International Journal of Refrigeration*, 33:897–906, 2010. doi:10.1016/j.ijrefrig.2010.03.005.
- [12] Frank P. Incropera and David P. Dewitt. *Introduction to heat transfer*. Jhon Wiley & sons, third edition, 1996.
- [13] Spraying Systems Co. *Prodotti industriali, catalogo 70-M*, 2011.

*Un creativo è per il cinquanta per cento egocentrismo e per l'altro cinquanta
insicurezza. Devi ripetergli costantemente che è bravo e che gli vuoi bene.*

-Lee Clow-

Grazie a quanti, in vari modi, mi hanno voluto bene.