

POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di ingegneria Meccanica ed Aerospaziale

Corso di Laurea magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Tesi di Laurea Magistrale

Modellizzazione e validazione di un compressore alternativo per CNG



Relatori:

prof. Enrico Galvagno
ing. Paolo Abellonio
ing. Mauro Galletta

Candidato:

Matteo D'Artagnan

Ottobre 2019

La mia nascita fu un caso

la mia vita è un caos;

insomma vivo un anagramma!

SANDRO MONTALTO

Introduzione

Il gas naturale risulta essere uno dei più interessanti combustibili, per quel che riguarda gli aspetti economici e ambientali, rispetto agli idrocarburi fossili come benzina e diesel. L'attuale incremento dell'utilizzo del combustibile nel parco auto circolante, fa sì che si abbia una richiesta sempre maggiore di impianti di compressione e rifornimento, i quali devono essere sempre più efficienti e performanti.

Un impianto di rifornimento metano è una struttura complessa, composta di diversi sottosistemi, tra cui il compressore, gli stoccaggi, il sistema della logica di controllo e il dispenser. La maggior parte delle applicazioni per CNG (compressed natural gas) utilizza compressori volumetrici alternativi per rendere disponibile il gas al rifornimento dei veicoli.

Il compressore è composto da un cilindro il cui volume è reso variabile da uno stantuffo in moto alternato, che è comandato a sua volta da un sistema biella-manovella. L'aspirazione e la mandata del gas dal cilindro è gestita da delle valvole automatiche, che si azionano per differenza di pressione.

Nel compressore si annoverano le maggiori criticità di progettazione e realizzazione di un impianto CNG: la natura alternata del moto, la tipologia di distribuzione e la dinamica del gas e tanti altri aspetti, fa sì che si generino vibrazioni meccaniche, pulsazioni di pressione, perdite di carico e fughe di gas. Tutto questo introduce delle inefficienze nella macchina e quindi sprechi di energia per alimentarla. È necessario dunque trovare le cause e capirne gli effetti che ne conseguono. Per agevolare questo lavoro è possibile sfruttare i software di simulazione, i quali permettono in modo veloce ed economico, rispetto ad una campagna sperimentale, di studiare un sistema complesso, come lo è il compressore o l'intero impianto di rifornimento, di apportare modifiche e studiarne gli esiti.

Lo scopo di questo progetto è quindi concepire un modello di simulazione iniziale, che possa essere fedele alle caratteristiche attuali del compressore; questo modello, dopo una validazione può essere adoperato per eseguire degli studi sul miglioramento delle prestazioni e dell'efficienza.

Il lavoro è iniziato con una prima fase di ricerca bibliografica, atta a capirne gli studi effettuati in questo ambito, le problematiche riscontrate e i vari metodi di risoluzione. Da ciò si sono ricercati i discostamenti dal modello matematico ideale e il funzionamento reale; si sono scelti i principali, come ad esempio il comportamento reale delle valvole, la modellizzazione del gas con le equazioni reali dei fluidi e l'effetto e la presenza dell'attrito, sia meccanico che fluidodinamico.

Nella seconda fase si è realizzato il modello di simulazione del compressore, tramite il software Amesim di Siemens. Nell'approccio iniziale della simulazione si sono valutati diversi metodi di realizzazione del modello, in modo da abbassare il costo computazionale, ma avere comunque un buon riscontro con la realtà, raffrontando questa fase con i dati pregressi di macchine già progettate e realizzate.

Una volta generato il modello, occorre validare i dati ottenuti. Si è allestito un sistema di misurazione, acquisendo i valori di pressione, temperatura, portata e potenza su un impianto di compressione progettato e realizzato per una commessa di un cliente. Si sono fatte delle lavorazioni particolari su alcuni componenti del compressore per poter strumentare il compressore, ma con lo scopo di non comprometterne l'utilizzo futuro. Allestita la macchina si sono effettuati i test, in concomitanza con il collaudo finale dell'impianto, variando la pressione d'ingresso e misurando i valori dei sensori; i dati provenienti da questi si sono acquisiti mediante il modulo CDAQ della National Instruments, registrati con il programma FlexLogger (sempre della NI) ed elaborati successivamente con il software Matlab.

L'ultima fase ha visto l'elaborazione e il confronto dei dati sperimentali, con quelli restituiti dal modello eseguito con Amesim. I risultati forniti mostrano un riscontro incoraggiante dei valori generali dei dati. Nei dati medi si ha un buon confronto, considerando le varie semplificazioni effettuate: come la meccanica del sistema, la forma delle tubazioni e la modellizzazione semplificata su altri componenti dell'impianto. Sulla parte della dinamica, al momento non c'è un confronto preciso dei fenomeni tra modello e dati reali, dato anche in questo caso dalle semplificazioni espresse precedentemente. Tuttavia è

iniziato un lavoro per ricercare le cause delle discrepanze che si hanno soprattutto nell'ambito della dinamica, le quali saranno oggetto di uno studio futuro in azienda.

L'intero studio è stato svolto presso l'azienda Cubogas s.r.l. (Snam s.p.a.) di Cherasco (CN). L'azienda si occupa principalmente dello studiare, progettare e realizzare impianti di compressione per CNG, per questo è stata in grado di fornire tutto il supporto tecnico, i software necessari alla realizzazione del modello e all'elaborazione dei dati e le attrezzature e spazi per la realizzazione delle prove.

Grandezza	Simbolo	Unità SI
accelerazione di gravità	g	m/s^2
alzata della valvola	h	m
angolo di manovella	θ	rad
Calore	Q	J
cilindrata	V_{cil}	m^3
calore specifico a pressione costante	c_p	$J/(kg K)$
calore specifico a volume costante	c_v	$J/(kg K)$
coefficiente d'attrito	η	-
coefficiente di efflusso	c_q	-
coefficiente di riempimento	λ_v	-
coefficiente di scambio termico	α	Wm^2/K
coefficiente di smorzamento	c	$N/(m/s)$
conducibilità termica	λ	Wm/K
costante dei gas specifica	R	$J/(kg K)$
costante elastica	k	N/m
corsa stantuffo	C	m
densità	ρ	kg/m^3
diametro cilindro	D	m
diametro valvola	d	m
efficienza	ϵ	-
energia interna	u	J/kg
entalpia specifica	h	J/kg
fattore d'attrito	ff	-
flusso di calore	\dot{Q}	J/s
forza	F	N
grado di spazio morto	μ	-
lavoro	L	J
massa	m	kg
numero di Reynolds	Re	-
portata massica	\dot{m}	kg/s
potenza delle forze viscosi locali	ϕ	J/s
potenza meccanica	\dot{L}	J/s
pressione	p	Pa
quota	z	m

rapporto dei calori specifici	γ	-
rapporto manometrico di compressione	β	-
rugosità relativa	rr	-
temperatura	T	K
tempo	t	s
velocità	v	m/s
velocità angolare	ω	rad/s
volume	V	m^3
vettore sforzi tangenziali	τ	N/m^2

2 - Apici e pedici

Simbolo	Significato
<i>adh</i>	adesione
<i>cold</i>	fluido freddo (scambiatore)
<i>coul</i>	coulombiano
<i>cv</i>	volume di controllo
<i>d</i>	mandata
<i>dry</i>	secco
<i>eq</i>	equivalente
<i>f</i>	attrito
<i>hot</i>	fluido caldo (scambiatore)
<i>id</i>	ideale
<i>in</i>	ingresso
<i>is</i>	isoentropico
<i>lim</i>	limite
<i>N</i>	normale
<i>out</i>	uscita
<i>p</i>	pistone
<i>rel</i>	relativo
<i>s</i>	aspirazione
<i>stic</i>	di primo distacco
<i>v</i>	valvola
<i>visc</i>	viscoso

Sommario

Introduzione.....	5
1. Impianti CNG (Compressed Natural Gas).....	11
1.1. Descrizione impianto.....	11
2. Il compressore alternativo.....	15
2.1. Componenti di un compressore.....	15
2.2. Principio di funzionamento.....	17
2.3. Dimensionamento.....	20
3. Funzionamento reale del compressore.....	23
3.1. Equazione di stato.....	24
3.2. Attriti.....	26
3.3. Valvole reali.....	31
3.4. Fughe di gas.....	34
3.5. Scambi termici.....	36
4. Modello di simulazione.....	39
4.1. Descrizione sottosistemi.....	41
5. Prova sperimentale.....	49
5.1. Allestimento.....	50
5.2. Catena di misura.....	52
5.3. Descrizione prova.....	55
6. Analisi ed elaborazione dati.....	57
6.1. Dati e grafici sperimentali.....	57
6.2. Confronto modello e dati sperimentali.....	67
Conclusioni.....	85
Bibliografia.....	87

1. Impianti CNG (Compressed Natural Gas)

La storia e la diffusione del gas naturale¹ in Italia come carburante per l'autotrazione nasce nel dopoguerra. Negli anni '50 del XX secolo circa il 3% delle automobili nel parco circolante italiano erano veicoli a metano e nelle strade erano operative circa 1300 stazioni di rifornimento a metano.

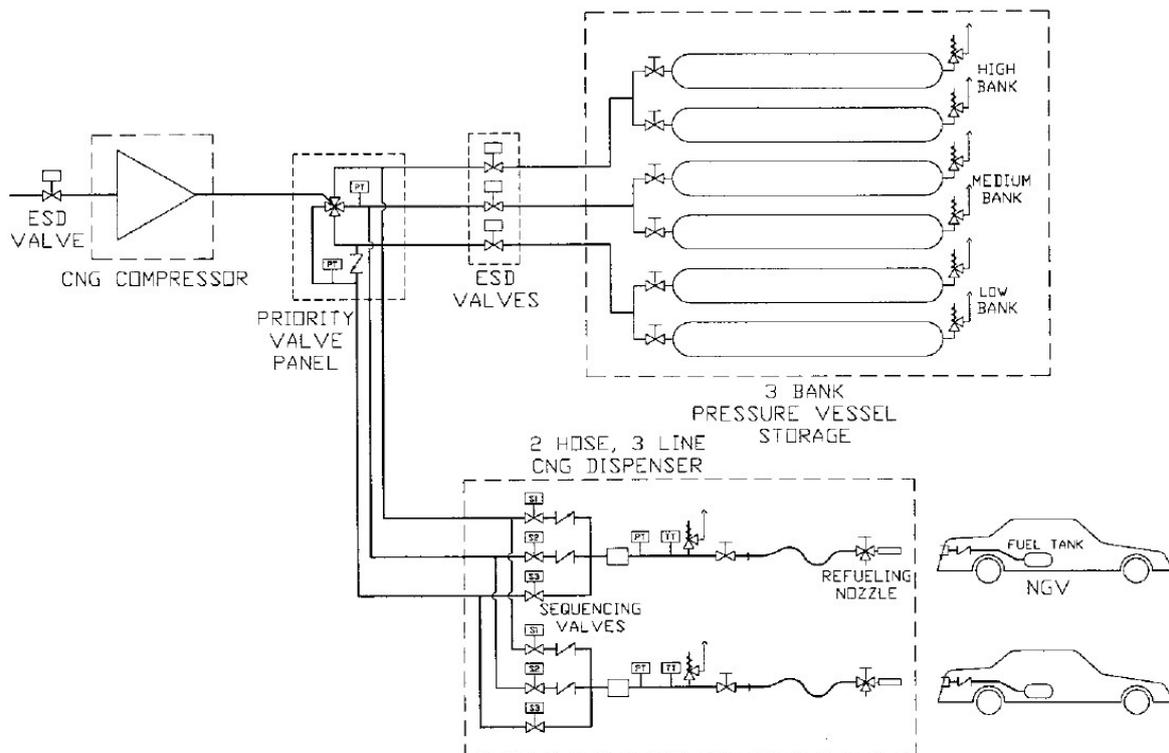
Negli anni '60 con la diffusione a basso costo dei combustibili derivanti dal petrolio, avvenne una flessione dell'utilizzo del metano, con una successiva chiusura di oltre il 90% dei distributori.

La crisi petrolifera degli anni '70 fece rinascere l'interesse verso questo carburante, con un nuovo incremento dei distributori, che passarono da 95 a 217; tuttavia in Italia uno sviluppo maggiore negli anni seguenti fu ostacolato da una politica fiscale che tassò pesantemente il metano, con un aumento del 300% del costo, bloccandone nuovamente lo sviluppo.

Occorre attendere gli inizi degli anni '90, periodo in cui venne rimossa la tassazione sul metano, per riavere un nuovo sviluppo di questo combustibile, con conseguenti investimenti e sviluppi delle case costruttrici di automobili e il conseguente incremento delle stazioni di rifornimento [1].

Il gas naturale come carburante per il trasporto su strada ad oggi è in continua crescita; questo è dovuto principalmente come alternativa economica ed ecologica rispetto ai tradizionali combustibili fossili; infatti il gas naturale permette una riduzione dei composti organici volatili (*VOC*, Volatile Organic Compounds), del monossido di carbonio (*CO*), degli ossidi di azoto (*NO_x*) e del particolato (*PM*) [2]; inoltre non necessita, nella maggior parte dei casi, del trasporto con autocisterne, che a loro volta emettono emissioni inquinanti e generano ulteriore traffico di superficie e questo è dovuto alla capillare rete di metanodotti sotterranea.

1.1. Descrizione impianto



1 - Schema impianto rifornimento CNG

¹ Con gas naturale si intende una miscela di vari idrocarburi, nella quale il metano è il principale componente (più del 90%), insieme ad azoto, ossigeno e altri elementi in quantità inferiori.

Il gas metano prevede un impianto di rifornimento dedicato (fig.1), più complesso rispetto a quello degli altri combustibili. Ogni stazione CNG è composta principalmente dalle seguenti parti:

- priority panel;
- dispenser;
- stoccaggio;
- dryer;
- compressore;
- chiller.

Priority panel

In una stazione di rifornimento il compressore riempie degli stoccaggi, formati da un numero variabile di bombole, a diversi livelli di pressione. Il veicolo invece, durante il rifornimento preleva il gas dagli stessi stoccaggi, ma con una logica differente. L'obiettivo è massimizzare le portate erogate, in modo da ridurre i tempi di rifornimento.

Il pannello di priorità utilizza una serie di valvole per controllare il flusso del gas di mandata dal compressore, per indirizzarlo sui diversi livelli di immagazzinamento. In generale esistono tre differenti stoccaggi, che corrispondono a tre differenti livelli e vengono definiti come: stoccaggio di bassa, media e alta pressione. Il compressore opera per poter mantenere la massima pressione in tutti e tre gli stoccaggi attraverso il pannello di priorità, dando però precedenza allo stoccaggio di alta, poi di media e infine di bassa pressione. Esiste tuttavia un quarto livello con il quale il compressore viene collegato direttamente con il serbatoio da rifornire; questo in genere viene fatto bypassando lo stoccaggio di alta pressione.

Dispenser



2 - Dispenser

Il dispenser è la colonnina dove si effettua il rifornimento del veicolo. È composto dal misuratore di portata massico, il quale sfrutta l'effetto Coriolis, da delle valvole che gestiscono la logica del rifornimento, dalla testata elettronica e dal flessibile con l'ugello di rifornimento.

Quando l'ugello viene collegato al veicolo per effettuare il rifornimento, il sistema di controllo dell'erogatore apre una prima valvola, la quale mette in comunicazione il serbatoio con lo stoccaggio di bassa pressione; inizialmente la differenza di pressione è elevata si ha una grossa portata erogata, la quale diminuisce gradualmente all'equilibrarsi delle due pressioni. Quando la portata raggiunge per un certo tempo, un valore minimo prestabilito, si ha la chiusura della valvola di collegamento con lo stoccaggio di bassa pressione e l'immediata apertura del livello successivo, il quale essendo ad una pressione maggiore, garantisce un nuovo aumento di portata. Nel caso di stoccaggio a tre livelli, avviene nuovamente questa operazione. Nel caso la pressione degli stoccaggi non permetta il completo rifornimento del veicolo, si apre il bypass con il compressore.

Questa logica permette di rifornire velocemente anche più serbatoi contemporaneamente.

Le portate per autoveicoli e autocarri leggeri sono mediamente tra i 500 e $850 \text{ Sm}^3/\text{h}$, con un massimo che arriva a $1500 \text{ Sm}^3/\text{h}$, mentre per gli autocarri pesanti si raggiungono anche gli $8500 \text{ Sm}^3/\text{h}$.



3 - Banchi stoccaggio gas

Stoccaggio

Lo stoccaggio è composto da diversi recipienti in pressione i quali immagazzinano il gas a diversi livelli di pressione per poter ottimizzare il rifornimento e gli avviamenti del compressore oltre a smorzare onde di pressione derivanti dal compressore, evitando che queste raggiungano la colonnina erogatrice.

La dimensione, la pressione e la configurazione dei livelli di stoccaggio determinano la quantità di gas immagazzinato e questi tre fattori dipendono dalle necessità della stazione di rifornimento. Ogni livello di pressione è composto da una o più bombole (in genere da 80 l ognuna).

Come già accennato, il riempimento dello stoccaggio è governato dal PLC, mentre per il collegamento al serbatoio del veicolo è il dispenser a gestirne la logica.

Tuttavia è possibile utilizzare per il rifornimento solo una frazione del gas immagazzinato, poiché il livellamento delle pressioni non permette il flusso di massa e questo è definito come:

$$\frac{\text{Massa erogata}}{\text{Massa totale stoccata}} \cdot 100$$

In genere il quantità di utilizzo si aggira intorno al 25 – 50%; è possibile incrementare questo valore aggiungendo livelli di immagazzinamento, ma ad ogni aggiunta l'incremento diventa sempre più marginale, con conseguente aumento di costi di realizzazione e gestione. Il compromesso che la pratica ha suggerito è avere tre livelli di stoccaggio.

Dryer

Il dryer è un essiccatore che elimina l'umidità del gas, la quale potrebbe provocare anomalie di funzionamento all'intero del compressore soprattutto in fase di rifornimento, poiché l'iniziale espansione del gas potrebbe portare a condensazione o peggio, solidificazione e quindi ostruire i passaggi del gas oltre a generare corrosione all'interno del serbatoio.

Il dryer può essere di bassa o di alta pressione, in base al fatto che questo sia collocato a monte o a valle del compressore. Entrambi possono essere a rigenerazione manuale o autorigenerante (cambia nel caso in cui il materiale saturo venga semplicemente sostituito, quindi manuale, oppure venga "asciugato" da un flusso di gas caldo). La rigenerazione automatica si basa su misuratori del dew-point, cioè il punto di rugiada per il quale si ha la saturazione del liquido miscelato nel gas; questo è funzione della temperatura, della pressione e della quantità di liquido accumulato. Ovviamente più liquido è presente, più bassa sarà la temperatura e la pressione alla quale avverrà la saturazione e quindi il conseguente precipitato di liquido.

Chiller

Il chiller consente di condizionare la temperatura del gas in uscita in modo che la compressione all'interno del serbatoio del veicolo non generi eccessivo calore, con conseguenti sovrappressioni. Inoltre, il raffreddamento consente un maggior immagazzinamento del gas, ottimizzando in questo modo il rifornimento.

Il chiller è una semplice macchina frigorifera, la quale regola il proprio lavoro in modo da mantenere una temperatura fissa e determinata del gas in uscita dall'erogatore.

Nel caso che in un impianto non venga disposto il chiller (per motivi economici, di consumi elettrici, ecc.) è possibile tuttavia tenere conto della temperatura del gas per regolare la pressione di fine rifornimento, sempre con lo scopo di evitare sovrappressioni all'interno del serbatoio. Quindi mediante una serie di valvole si varia il passaggio del gas in modo da avere una pressione ed una temperatura all'interno del serbatoio tali da non creare situazioni pericolose.

Compressore

Un compressore per impianto CNG è una macchina operatrice volumetrica alternativa multi-stadio, la quale può essere alimentata dal metanodotto² più vicino (in questo caso la stazione viene definita “madre”) oppure da un carro bombolaio (la stazione è detta “figlia”) e tramite una serie di fasi di compressione porta la pressione al livello necessario per il rifornimento (compresi tra i **200 e 310 barg**).



Nelle stazioni CNG una larga parte dei costi iniziali e di utilizzo sono legati proprio al compressore. Risulta ovvio che modellando questa macchina è possibile ottimizzare i parametri di progettazione, i quali portano una maggiore efficienza e minore richiesta di potenza necessaria per la compressione.

Nei capitoli successivi verrà svolta prima una trattazione teorica di questo componente, analizzando i parametri peculiari sia meccanici che termodinamici; in seguito si illustreranno le inefficienze e le perdite che caratterizzano la macchina.

4 - Compressore volumetrico alternativo

²Il Decreto Ministeriale 17 aprile 2008 classifica le condotte per il trasporto e la distribuzione di gas naturale in 7 specie, in relazione alla differente pressione massima di esercizio.

In particolare:

- 1° specie: $p_{\text{esercizio}} > 24 \text{ bar}$;
- 2° specie: $12 \text{ bar} < p_{\text{esercizio}} < 24 \text{ bar}$;
- 3° specie: $5 \text{ bar} < p_{\text{esercizio}} < 12 \text{ bar}$;
- 4° specie: $1.5 \text{ bar} < p_{\text{esercizio}} < 5 \text{ bar}$;
- 5° specie: $0.5 \text{ bar} < p_{\text{esercizio}} < 1.5 \text{ bar}$;

Casi di condotte classificate in 4a specie sono presenti in numero limitato, ed ancor più rari sono i casi di metanodotti classificati in specie inferiori: queste ultime sono caratteristiche proprie delle reti di distribuzione locale.

2. Il compressore alternativo

Il compressore è una macchina operatrice che trasferisce energia meccanica, proveniente da un motore, ad un fluido aeriforme, innalzandone la pressione attraverso la variazione di volume di una camera chiusa (definiti compressori volumetrici) oppure variandone la quantità di moto (chiamati compressori dinamici). I primi si contraddistinguono per gli elevati rapporti di compressione che riescono ad effettuare, ma di contro, a parità di ingombro, le portate elaborate sono nettamente inferiori rispetto alle turbomacchine.

I compressori volumetrici alternativi appartengono alla prima categoria. Questi sono utilizzati sia in ambito domestico, che in molti campi dell'industria, come ad esempio lo stoccaggio e trasporto del gas, negli impianti di refrigerazione e per la produzione del polietilene a bassa densità, il quale richiede pressioni di oltre 2000 bar per la lavorazione.

2.1. Componenti di un compressore

Il compressore alternativo è caratterizzato dalla presenza di una camera a volume variabile, realizzata mediante il moto alternativo di uno stantuffo, all'interno di un cilindro; il movimento del pistone è dato da un cinematismo biella-manovella, le cui geometrie determinano la corsa.

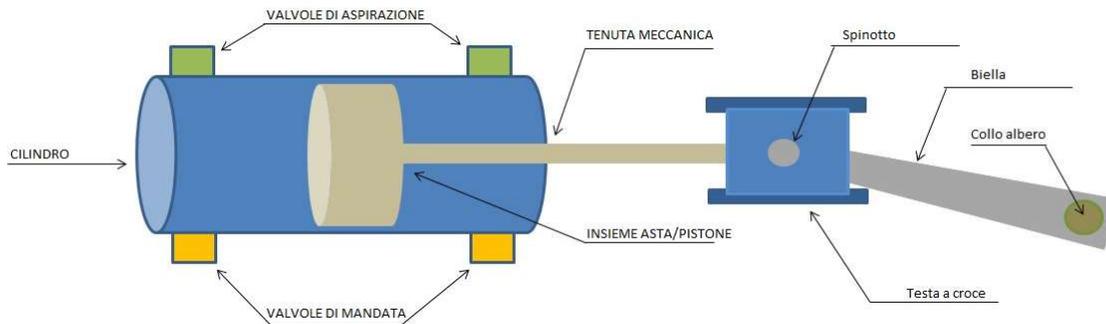
I manovellismi vengono alloggiati all'interno dell'incastellatura, che è il basamento del compressore, nel quale si trovano anche i testa a croce e le relative sedi; questo componente collega lo stelo dello stantuffo al piede di biella, obbligando quest'ultimo a muoversi di moto rettilineo. Ciò avviene in quanto le slitte obbligano l'occhio di biella ad una traiettoria prefissata lungo l'asse del cilindro, scaricando così lo stantuffo della componente normale della forza che si genera dall'accoppiamento. In caso di compressore lubrificato, l'incastellatura funge da serbatoio dell'olio e attraverso una pompa questo è inviato in tutto il circuito. La lubrificazione nei compressori è necessaria, per via dell'elevato numero di componenti in strisciamento relativo tra di loro, poiché l'olio, oltre a ridurre la frizione, permette anche un raffreddamento di queste parti, evitando grippaggi e malfunzionamenti. Tuttavia nel caso si voglia evitare la contaminazione del gas con l'olio (piccoli trafileamenti nella camera di compressione sono inevitabili) o per via dei ridotti tempi di utilizzo (la maggior parte delle applicazioni domestiche per aria compressa utilizzano questa soluzione) o ancora per tenere bassi i costi di acquisto ed esercizio, si utilizza una configurazione priva della lubrificazione.

L'incastellatura ospita le sedi per il montaggio dei cilindri, nei quali è ricavata la camera variabile dove avviene la compressione.

I cilindri si presentano in due configurazioni differenti: a singolo e doppio effetto (fig.5). Nel primo caso ad ogni giro dell'albero a gomiti corrisponde un ciclo di lavoro, dove lo spostamento dal punto morto inferiore (PMI) al punto morto superiore (PMS) corrisponde alla compressione. Nel caso a doppio effetto invece si realizza la compressione anche durante la corsa inversa.

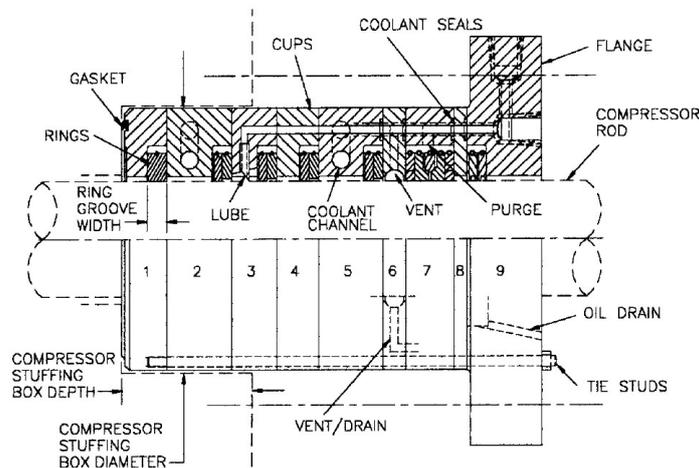
L'utilizzo di questa tipologia di cilindro permette di avere molteplici vantaggi, come:

- maggiore portata a parità di alesaggio o realizzazione di due fasi di compressione con un solo elemento;
- spinta del gas bidirezionale, con conseguente miglior carico sul manovellismo;
- minori fughe di gas.

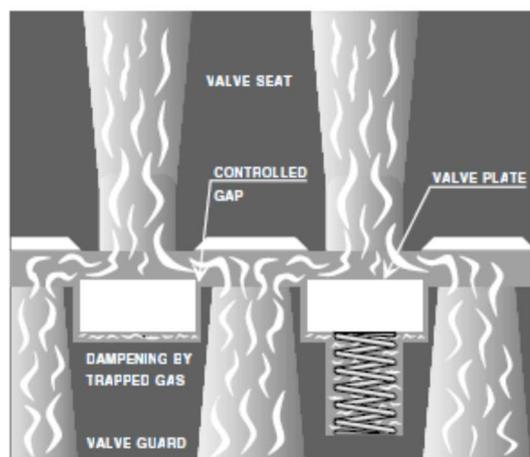


5 - Schematizzazione cilindro doppio effetto

Nel corpo del cilindro si include anche l'asta con le relative tenute, le quali garantiscono nel caso di lubrificazione, che il gas operativo non venga contaminato dall'olio e che il gas stesso non si disperda in atmosfera. In genere corrispondono ad un insieme di anelli posti radialmente intorno all'asta del cilindro. L'insieme degli anelli è chiamato pacco premistoppa. Nella fig.6 è mostrata una configurazione classica di questo componente; ogni anello del pacco resiste a un salto di pressione specifico, sempre più piccolo se si procede dal cilindro verso l'esterno.



6 – Configurazione pacco premistoppa



7 – Schematizzazione dei condotti di una valvola ad anelli

Nei cilindri si allocano anche le valvole e le corrispondenti sedi. Le valvole sono tra i componenti fondamentali di un compressore. Queste sono costituite in genere da (fig.7):

- sede: è dove l'elemento di tenuta è allocato in posizione di riposo e qui si ricavano i passaggi per il flusso del gas

- otturatore: è l'elemento di tenuta, che mediante il suo movimento permette il passaggio del fluido;
- molla: garantiscono il posizionamento dell'otturatore e della tenuta sulla sede;
- contro-sede: è dove si blocca l'otturatore durante l'apertura e ne determina l'alzata.

Le valvole possono essere di diverse tipologie:

- a lamelle: è la più semplice configurazione che è possibile trovare. La molla è costituita dall'otturatore stesso. Queste valvole vengono impiegate per piccoli compressori e in ristretti campi di utilizzo;
- A fungo: ogni foro della sede presenta un suo otturatore, a forma di fungo, con la sua molla. In genere è realizzato in materiale plastico. Questa tipologia viene impiegata per compressori a bassi regimi di rotazione o per elevate pressioni;
- Ad anelli: sono le valvole maggiormente utilizzate. L'otturatore è costituito da uno o più anelli (fig.8), tenuti in posizione da diverse molle poste lungo la circonferenza; questa configurazione può comportare dei problemi, poiché il carico su ogni molla non può essere perfettamente identico, l'apertura della sede risulta non omogenea, dando distribuzioni non uniformi del flusso. L'anello può essere sagomato in diversi modi, per permettere un miglior passaggio del flusso e una tenuta ottimale sulla sede.



8 - Valvola ad anelli

2.2. Principio di funzionamento

Per la caratterizzazione termodinamica di un compressore, occorre definire i seguenti parametri:

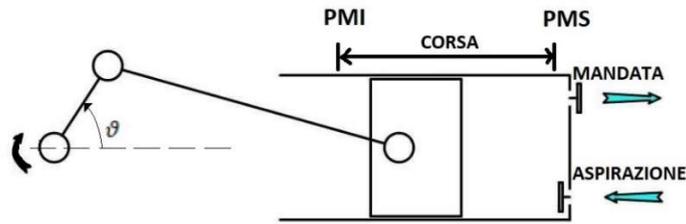
- alesaggio del cilindro $\rightarrow D$;
- corsa dello stantuffo, ovvero la distanza tra PMI e PMS $\rightarrow C$;
- cilindrata $\rightarrow V = V_{max} - V_{min} = \pi D^2 C / 4$;
- rapporto manometrico di compressione $\rightarrow \beta = \frac{p_2}{p_1}$;
- Grado di spazio morto $\rightarrow \mu = V_{min} / V$.

Il grado di spazio morto è dovuto a necessità costruttive della macchina, poiché al PMS il volume non può essere nullo e quindi una piccola quantità di gas non viene inviata all'ambiente di mandata. Questo parametro, insieme alla tipologia di gas elaborato, influiscono sul rapporto limite di compressione:

$$\beta_{lim} = \left(\frac{1 + \mu}{\mu} \right)^\gamma \quad (1)$$

Il rapporto limite di compressione è dato nella pratica alle temperature di fine compressione: ad un salto di pressione corrisponde un aumento della temperatura, la quale, se elevata, può compromettere la resistenza meccanica dei componenti del compressore e le proprietà chimiche dell'olio di lubrificazione,

se presente. Perciò per rapporti manometrici più elevati occorre dividere la compressione in più fasi interrefrigerate.



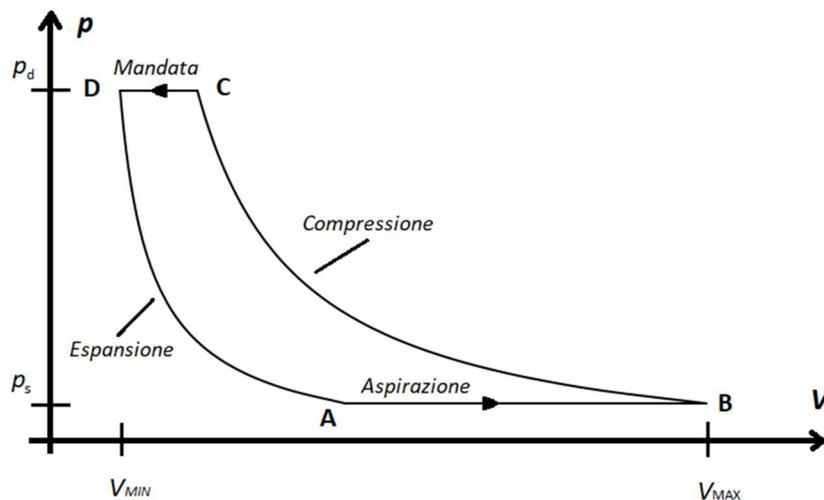
9 - Schematizzazione di un cilindro

2.2.1. Ciclo di lavoro ideale

Il ciclo di lavoro di un compressore alternativo si compie attraverso due corse dello stantuffo, quindi in un'unica rotazione dell'albero. Il ciclo si rappresenta convenzionalmente sul piano di Clapeyron (fig.10), che mostra la variazione di pressione all'interno del cilindro, in funzione del volume. A rigore non può essere considerato un diagramma termodinamico della macchina, il quale dovrebbe essere funzione del volume massico, ma è variabile nel tempo e di conseguenza non permette una rappresentazione sul piano.

Per definire il ciclo di lavoro ideale occorre fare alcune semplificazioni e assunzioni:

- gas ideale;
- trasformazioni reversibili;
- assenza d'attriti;
- assenza di perdite meccaniche;
- assenza di scambio termico tra le pareti del cilindro e l'esterno;
- assenza di fughe di gas;
- assenza di cadute di pressione dovute alla laminazione attraverso le valvole.



10 - Ciclo di lavoro ideale

Il ciclo di lavoro si divide in quattro fasi:

1. Fase di aspirazione (AB): lo stantuffo si trova al PMS nel punto A e si sposta verso il PMI al punto B. In questa fase si ha un'aspirazione isobara del gas, infatti lo stantuffo spostandosi genera una depressione all'interno del cilindro che permette l'apertura della valvola e richiamo di carica fresca.
2. Fase di compressione (BC): in questa fase lo stantuffo si sposta, trascinato dall'albero, verso il PMS, questo fa sì che si generi la compressione isoentropica del gas, poiché il volume si riduce

gradualmente. Appena inizia la compressione la valvola di aspirazione si chiude, conseguenza del fatto che si genera una sovrappressione rispetto all'ambiente di aspirazione, mentre quella di mandata rimane chiusa finché la pressione risulta minore di p_d .

3. Fase di mandata (CD): quando viene raggiunta la pressione p_d si apre la valvola di mandata. Lo stantuffo sta eseguendo ancora la risalita verso il PMS, fino a quando non viene espulso il gas all'interno del cilindro (a meno di quello contenuto nello spazio morto). La fase è ritenuta isobara.
4. Fase di espansione (DA): lo stantuffo inverte il moto, procedendo verso il PMI, permettendo la chiusura della valvola di mandata; durante questa fase si ha l'espansione isoentropica del gas contenuto nello spazio morto (può essere denominato anche volume nocivo), fino a quando non viene nuovamente raggiunta la pressione p_s , che permette l'apertura della valvola di aspirazione.

Il funzionamento del sistema di distribuzione del gas dunque è idealizzato in modo che l'apertura e la chiusura delle valvole di mandata e aspirazione avvenga esattamente alla pressione p_d e p_s rispettivamente.

Le fasi BC di compressione e DA di espansione si realizzano con le valvole chiuse, quindi con massa costante, mentre le fasi AB di aspirazione e CD di mandata avvengono con le rispettive valvole aperte, di conseguenza con massa variabile all'interno del cilindro.

La portata di gas aspirata (m_s) durante il ciclo è uguale a quella elaborata durante la mandata (m_d) e può essere calcolata nel seguente modo:

$$m_s = m_m = m_B - m_A = \rho_B V_B - \rho_A V_A = \rho_s (V_B - V_A) \quad (2)$$

La massima massa teoricamente elaborabile vale $\rho_1 V$; si definisce quindi un coefficiente di riempimento:

$$\lambda_v = \frac{m_d}{\rho_s V} \rightarrow \text{per ciclo ideale} \rightarrow \lambda_{v_{id}} = \frac{V_B - V_A}{V}$$

Ma essendo:

$$V_B = (1 + \mu)V \quad e \quad V_A = \mu V \beta^{\frac{1}{\gamma}}$$

Si ha dunque:

$$\lambda_{v_{id}} = 1 - \mu(\beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1) \quad (3)$$

Anche nel caso ideale il coefficiente di riempimento è inferiore all'unità per la presenza del volume nocivo, il quale non permette l'apertura immediata della valvola di aspirazione quando lo stantuffo scende verso il PMI; quindi è necessario espandere il gas contenuto in questo spazio fino alla pressione di aspirazione. È facile notare che maggiore è il grado di spazio morto e il rapporto manometrico di compressione, minore sarà il coefficiente di riempimento.

La portata elaborata dal compressore può essere espressa attraverso il coefficiente di riempimento, con la seguente relazione:

$$\dot{m} = m_s i n = \lambda_{v_{id}} \rho_s V i n \quad (4)$$

dove i è il numero di cicli che si effettua ad giro dell'albero (1 nel caso di cilindri a singolo effetto, 2 per cilindri a doppio effetto) ed n il numero di giri espresso in rad/s .

Per il calcolo della potenza occorre calcolare il lavoro speso per ogni ciclo. L'espressione generale vale:

$$L_c = - \oint p dV = \oint V dp \rightarrow L_c = \int_B^C V dp - \int_A^D V dp \quad [J/ciclo]$$

Il lavoro risulta essere pari all'area racchiusa sul diagramma (p,V) del ciclo di lavoro del compressore.

Nel caso ideale si ha:

$$L_{cid} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_s (V_B - V_A) \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 \lambda_{V_{id}} V \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (5)$$

Il lavoro al ciclo è funzione delle geometrie della macchina, cioè cilindrata e grado di spazio morto e delle condizioni operative, ovvero il rapporto manometrico di compressione.

Noto il lavoro al ciclo, è possibile calcolare la potenza assorbita:

$$\dot{L}_{id} = L_{cid} i n = \dot{m} L_{id} = \dot{L}_{assid} \quad (6)$$

Dove L_{id} è il lavoro interno di compressione per unità di massa, il quale può essere espresso sostituendo (3) e (4) nella (5):

$$L_{id} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} RT_1 \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (7)$$

2.3. Dimensionamento

Una volta determinate le pressioni di aspirazione e di scarico, la temperatura del gas di aspirazione, la portata richiesta e la composizione del gas, è possibile selezionare un compressore per eseguire il lavoro. La selezione dipenderà dall'importanza relativa di efficienza, affidabilità e costi, ma alcuni principi saranno sempre applicabili.

I compressori con una corsa lunga tendono a correre più lentamente rispetto a quelli con una corsa corta. Inoltre, i compressori a corsa breve tendono ad essere di costruzione più leggera con carichi ammissibili inferiori.

La velocità del compressore e la corsa saranno determinati dal fabbisogno di potenza. Un'applicazione per potenze ridotte, richiede un compressore leggero, con corsa breve e alta velocità rotazionale. Invece, un'applicazione per elevate potenze, richiede un compressore pesante, a corsa lunga e a bassa velocità. Se possibile, i compressori possono essere collegati al motore attraverso una trasmissione a cinghia, ma oltre certe potenze è necessario un collegamento diretto tramite un giunto visco-elastico; in quest'ultimo caso la gamma di velocità dei motori influenza la selezione del compressore.

Il numero di fasi devono essere fissate. Una prima considerazione che è necessario fare, come già accennato, è sulla temperatura di scarico ammissibile; un'altra è sul rapporto di pressione che i cilindri riescono a realizzare, dato che il rapporto dei volumi è fisso; un altro parametro da tenere in considerazione è l'efficienza.

Durante il dimensionamento preliminare è possibile utilizzare la temperatura di scarico isentropica, ma nel caso dovesse risultare al limite, si deve procedere ad una stima più accurata. In prima approssimazione si può considerare un rapporto di pressione uguale per tutte le fasi, ma nella pratica comune è bene prendere un salto più elevato negli stadi di bassa pressione, in modo da scaricare quelli di alta pressione, i quali operano in condizioni più critiche. In quasi tutte le applicazioni a più stadi il gas viene raffreddato tra le varie fasi. Tuttavia, man mano che si aggiungono fasi, il numero di valvole, tubi e refrigeratori che gas deve attraversare aumentano e questo potrebbe introdurre delle perdite di pressione, con conseguente abbassamento dell'efficienza.

Il costo di un compressore per eseguire un determinato compito di solito aumenta con l'aumento del numero di stadi a causa dei cilindri, dei dispositivi di raffreddamento e delle tubazioni aggiuntive.

Una volta selezionato il numero di stadi, è possibile selezionare i cilindri che gli realizzeranno. Conoscendo le condizioni di aspirazione e la portata richiesta (la velocità e la corsa sono già selezionate), è possibile stimare l'alesaggio del cilindro. È necessario tuttavia verificare quanto segue: innanzitutto, la pressione nominale del cilindro deve essere adeguata per essere nei limiti di sicurezza in tutte le condizioni

operative. In secondo luogo, il carico sull'incastellatura, quello sull'asta e i gradi di inversione³ devono rientrare nei valori nominali. Infine occorre controllare che le perdite e trafilemanti garantiscano la portata minima richiesta.

Il dimensionamento di massima del compressore è quindi completato, ma deve essere verificato in condizioni fuori-progetto. Ulteriori fattori come il livello di vibrazioni torsionali, dannose per l'albero motore e la trasmissione, l'ottimizzazione della disposizione del compressore, l'efficienza e il costo saranno considerati prima che il progetto sia finalizzato [3].

Tutti i fattori che incidono sulla scelta progettuale del compressore verranno discussi nel capitolo successivo.

³ Nei compressori con cilindri a doppio effetto, durante la corsa dello stantuffo, l'inversione del moto non implica anche la variazione della direzione della forza, ma può accadere che la pressione dell'effetto avanti sia sempre maggiore, rispetto a quella dell'effetto addietro (o viceversa); questa situazione implica che, tutte le connessioni dei manovellismi (occhio e testa di biella, spinotto della testa e croce, ecc.) non verranno lubrificate da un lato, ovvero da quello in spinta e per questo potrebbero usurarsi precocemente. Quindi durante il moto la spinta si deve invertire per un numero minimo di gradi, in modo che tutti gli elementi scorrevoli siano lubrificati a sufficienza.

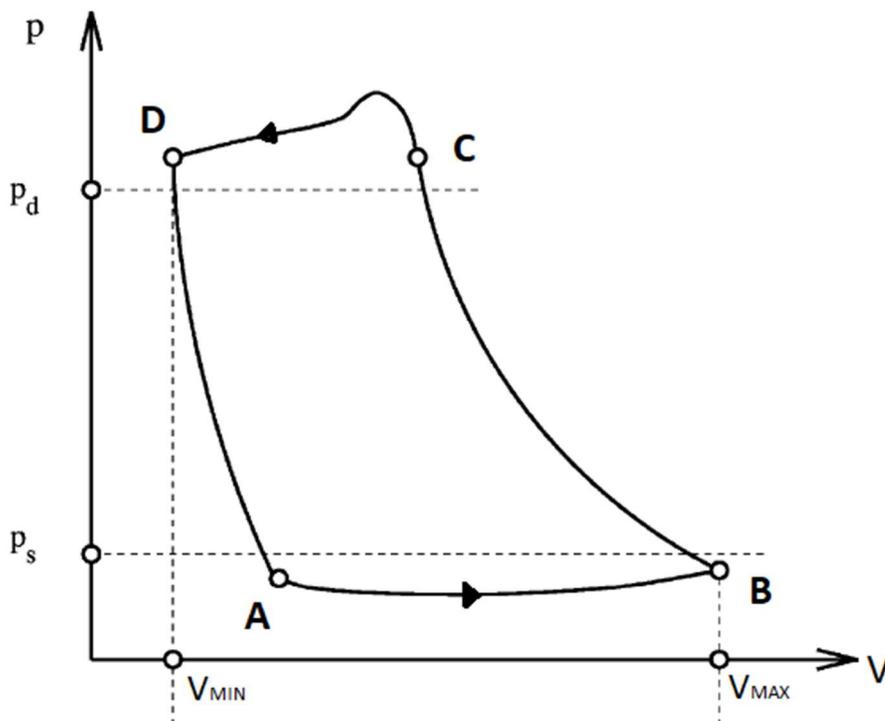


3. Funzionamento reale del compressore

Le prestazioni sono influenzate da molti dettagli del design del compressore, come ad esempio:

- Attriti: ogni compressore ha degli organi in scorrimento relativo e anche in presenza di lubrificazione si ha una componente d'attrito; è perciò necessario una potenza maggiore da parte del motore per poter vincere le resistenze. Perdite per attriti si verificano anche per il flusso di gas all'interno delle tubazioni e del cilindro; infatti le rugosità superficiali di questi componenti portano a cadute di pressione del gas. Oltre a ciò, tutto questo genera calore, il quale porta a riscaldare il gas, che può portare ad ulteriori inefficienze nel ciclo termodinamico. L'entità di queste perdite sono di difficile valutazione.
- Valvole reali: il passaggio di gas attraverso le valvole provoca cadute di pressione per laminazione, poiché si comportano come un orifizio, quindi il rapporto interno di compressione risulta maggiore rispetto alle linee di aspirazione e mandata. Inoltre il piattello della valvola poi ha una apertura istantanea per via delle inerzie e delle molle di tenuta, che introducono ritardi e/o anticipi di chiusura ed apertura.
- Fughe di gas: le tenute e fasce dello stantuffo, così come quelle dell'asta non possono essere in assoluto stagne, perciò si hanno dei trafileamenti di gas, introducendo oltre a perdite di portata anche riscaldamenti del fluido.
- Scambi termici: le trasformazioni del ciclo ideale sono state ritenute isoentropiche e quindi prive di scambi di calore, ma questo non è così, poiché il gas scambia calore con le pareti, le quali avranno una temperatura maggiore rispetto all'ambiente. Come già accennato le eventuali fughe e trafileamenti possono portare a rimescolamenti con del gas caldo, cosa che comporta ulteriori perdite.

Per via di questi fattori, il ciclo di lavoro reale ha la forma mostrata nella fig.11, nel quale sono distinguibili le quattro fasi del ciclo.



11 - Ciclo di lavoro reale

1. Fase di aspirazione (AB): all'inizio della fase di aspirazione la pressione all'interno del cilindro è significativamente più bassa rispetto alla pressione del condotto di aspirazione, oltre a non essere costante. Questo è dovuto principalmente al comportamento reale delle valvole di aspirazione.
2. Fase di compressione (BC): la presenza di attriti, fughe e scambi di calore con l'esterno, fanno sì che la fase non possa essere descritta da una legge isentropica. La trasformazione in questo caso può essere approssimata da una relazione del tipo pV^{c_s} (con $c_s \neq \gamma$) [4] [5].
3. Fase di mandata (CD): anche in questa fase la pressione all'interno del cilindro è diversa da quella dell'ambiente di mandata (in questo caso $p_c > p_{dis}$), per via del funzionamento reale delle valvole di mandata.
4. Fase di espansione (DA): come nella fase di compressione anche questa trasformazione non può essere ritenuta isoentropica. Anche in questo caso la trasformazione può essere approssimata da una relazione del tipo pV^{c_d} (con $c_d \neq c_s \neq \gamma$).

Per la trattazione del ciclo reale di compressione occorre scrivere il primo principio della termodinamica, prendendo il volume di controllo le pareti e la testa del cilindro, la testa dello stantuffo. Quindi può essere scritto [6]:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cv} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_{e_s}^2}{2} + gz_s \right) \\ = \sum \dot{m}_d \left(h_d + \frac{v_{e_d}^2}{2} + gz_d \right) + \frac{d}{dt} \left[m \left(u + \frac{v_e^2}{2} + gz \right) \right]_{cv} + \dot{L}_{cv} \end{aligned} \quad (8)$$

Le variazioni di energia cinetica e potenziale possono essere trascurate, perché piccole rispetto alle altre grandezze, e supponendo una sola valvola per l'aspirazione e la mandata, l'equazione può essere semplificata:

$$\frac{dQ_{cv}}{dt} + \frac{dm_s}{dt} h_s = \frac{dm_d}{dt} h_d + \frac{d}{dt} (mu)_{cv} + \frac{dL_{cv}}{dt} \quad (9)$$

Il lavoro di compressione può anche essere scritto come:

$$\frac{dL_{cv}}{dt} = p_{cv} \frac{dV_{cv}}{dt} \vartheta \quad (10)$$

Combinando (9) e (10) si ottiene:

$$\frac{dQ_{cv}}{dt} + \frac{dm_s}{dt} h_s = \frac{dm_d}{dt} h_d + \frac{d}{dt} (mu)_{cv} + p_{cv} \frac{dV_{cv}}{dt} \quad (11)$$

Tuttavia può risultare utile riscrivere l'equazione in funzione dell'angolo di manovella ϑ :

$$\frac{d}{dt} = \frac{d}{d\vartheta} \times \frac{d\vartheta}{dt} = \omega \frac{d}{d\vartheta} \quad (12)$$

Combinando la (12) con la (11) si ha:

$$\frac{dQ_{cv}}{d\vartheta} + \frac{dm_s}{d\vartheta} h_s = \frac{dm_d}{d\vartheta} h_d + \frac{d}{d\vartheta} (mu)_{cv} + p_{cv} \frac{dV_{cv}}{d\vartheta} \quad (13)$$

3.1. Equazione di stato

L'equazione (13) può essere trattata utilizzando diverse formulazioni dell'equazione di stato (EOS) in base al grado di accuratezza che si vuole ottenere (ovviamente con maggiori costi computazionali che ne risultano).

In questa trattazione si è deciso di utilizzare due differenti approcci per descrivere il gas: l'equazione dei gas perfetti e quella dei gas reali secondo la formulazione Redlich-Kwong-Soave (RKS) [7].

La prima mette in relazione lineare le tre grandezze termodinamiche pressione, volume e temperatura, secondo la forma di Clayperon e considera i calori specifici costanti al variare della temperatura. Si può scrivere che:

$$pV = mRT \rightarrow \frac{p}{\rho} = RT \quad (14)$$

$$h = c_p T \text{ con } c_p = \text{cost} \quad (15)$$

$$u = c_v T \text{ con } c_v = \text{cost} \quad (16)$$

Mentre la RKS esprime il nesso tra le grandezze termodinamiche come:

$$p = \frac{RT}{1/\rho - b} - \frac{a \alpha(T)}{1/\rho (1/\rho + b)} \quad (17)$$

Dove:

$$a = 0.427480 \frac{R^2 T_{cr}^2}{p_{cr}} \quad (18)$$

$$b = 0.08664 \frac{RT_{cr}}{p_{cr}} \quad (19)$$

$$\alpha(T) = \left[1 + m(\omega) \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_{cr}}} \right) \right]^2 \quad (20)$$

$$m(\Omega) = 0.048 + 1.574\Omega - 0.176\Omega \quad (21)$$

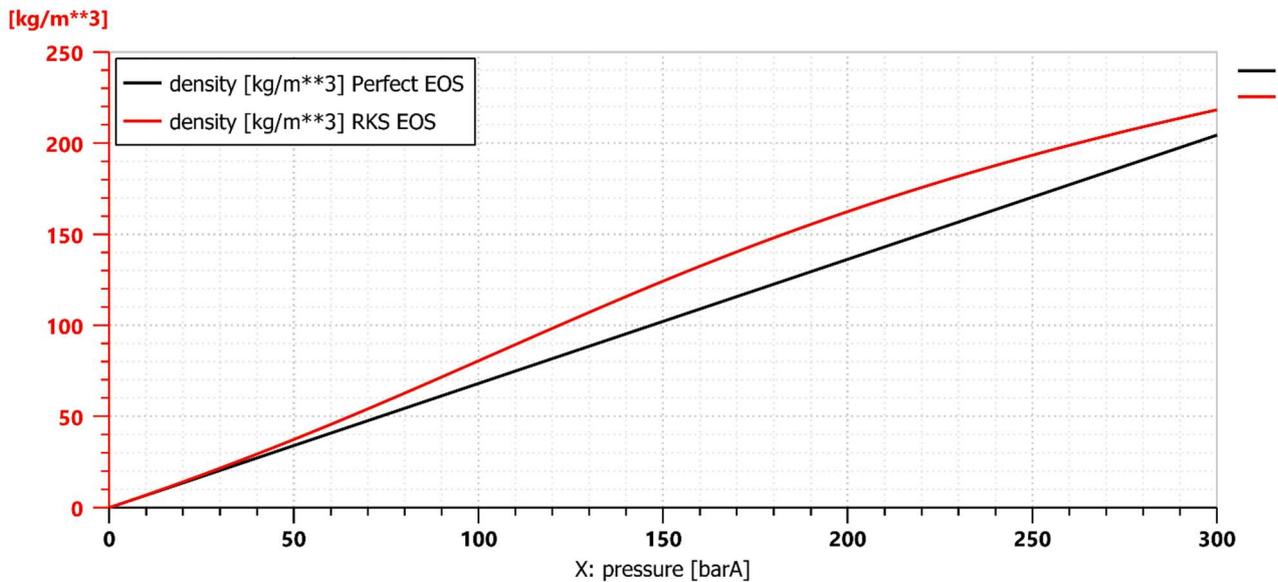
$$\Omega = 1 - \log_{10} \left(\frac{p_{sat}}{p_{cr}} \right)_{T=0.7T_{cr}} \quad (22)$$

L'equazione (22) definisce il *fattore eccentrico di Pitzer*, che indica l'entità della deviazione del potenziale intermolecolare di una molecola da quello di una molecola sferica.

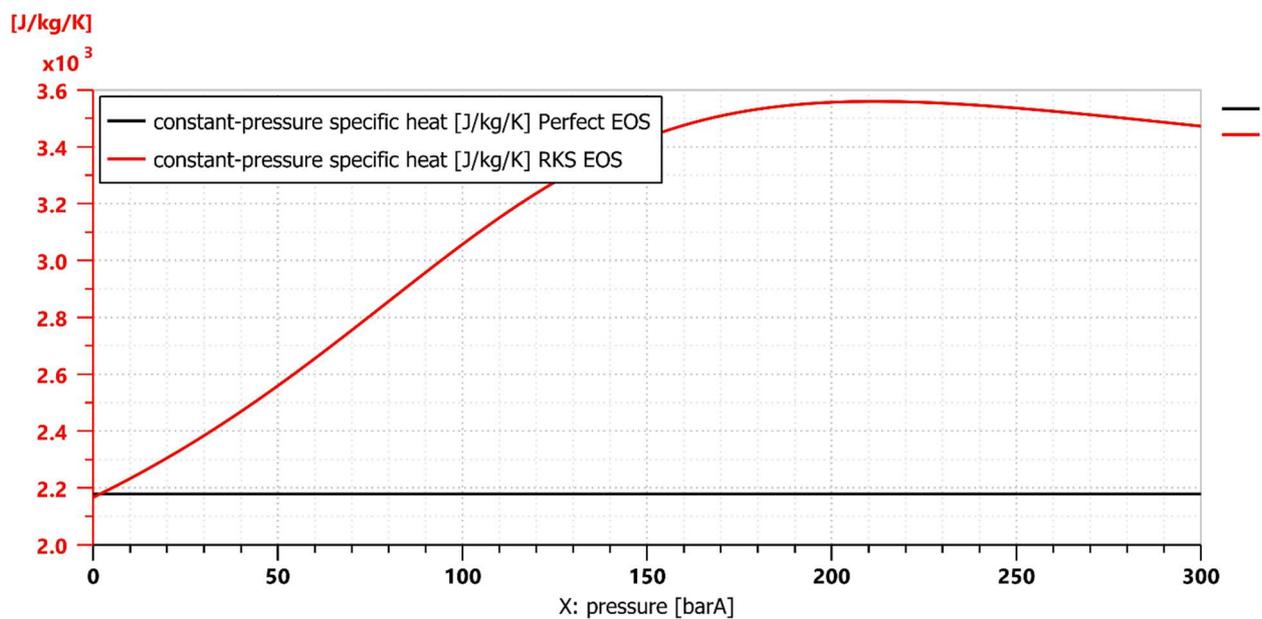
Per le proprietà termodinamiche e di trasporto per un gas reale si fa riferimento alla JANAF 71 [8], per la quale ognuno di queste caratteristiche può essere espressa da un polinomio e dai relativi coefficienti, che sono tabellati per molte specie chimiche.

Questa tipologia di confronto è stata già affrontata da [6], utilizzando però la formulazione AGA8 [9], studiata specificatamente per la modellizzazione del gas naturale. Tuttavia, in questo caso si è deciso di utilizzare l'RKS poiché è quella che offre una modellazione delle miscele di gas di idrocarburi migliore tra quelle proposte dalle librerie di Amesim.

A titolo di esempio vengono riportate la fig.12 e 13 nelle quali si evidenziano differenze numeriche per la densità e il calore specifico a pressione costante del gas naturale, nei casi della legge dei gas perfetti e RKS.



12 - Densità del gas naturale in funzione della pressione per le due EOS

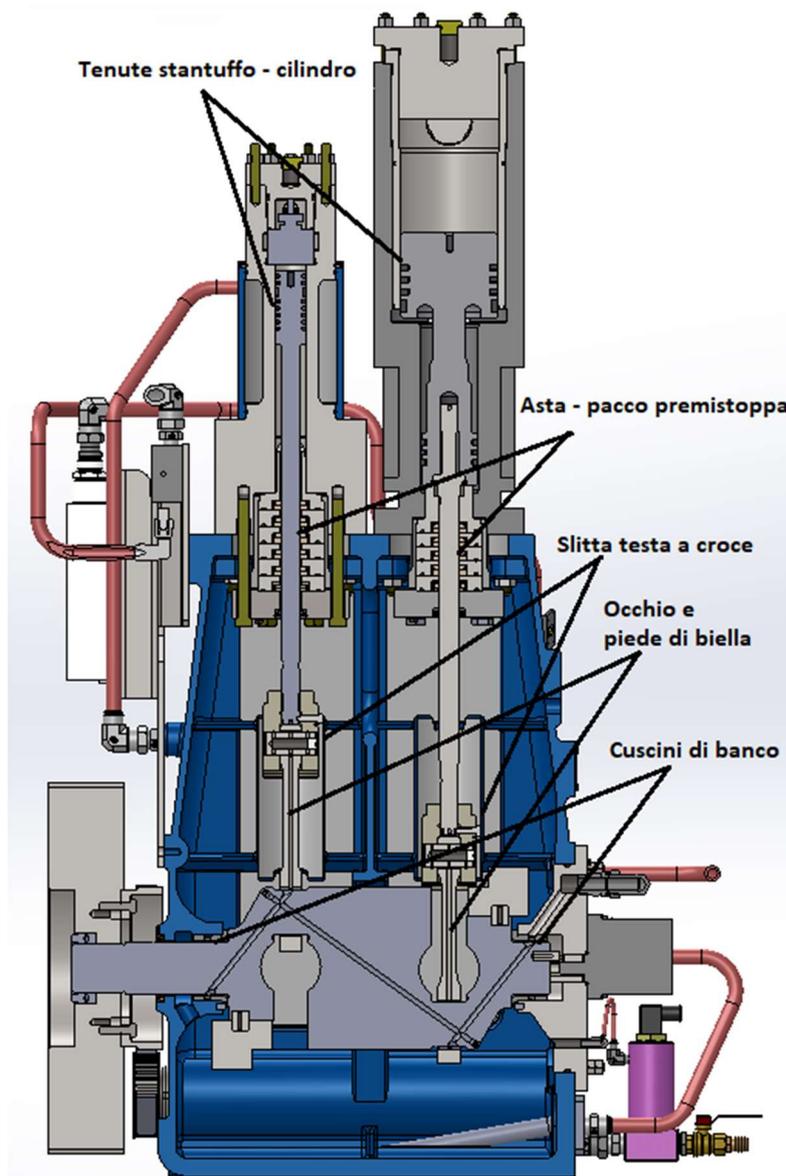


13 – Calore specifico a pressione costante del gas naturale in funzione della pressione per le due EOS

3.2. Attriti

Nel funzionamento ideale del compressore si sono trascurati gli attriti che si generano in tutta la macchina. Questi possono essere di natura:

- Meccanica, imputabili agli scorrimenti relativi dei vari organi (fig.14)
- fluidodinamici, dovuti al passaggio del gas all'interno della tubazione, che per la sua geometria e alla natura non ideale del fluido, genera turbolenze e attriti e quindi cadute di pressione.



14 - Sezione compressore con evidenza dei punti di contatto

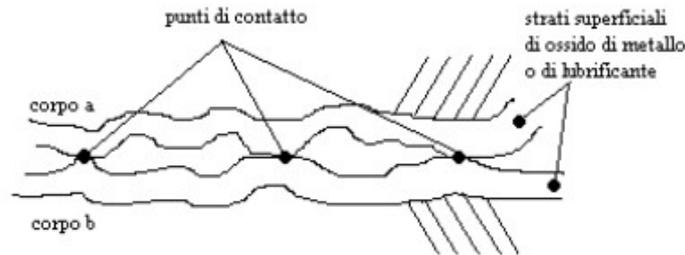
3.2.1. Attriti meccanici

Quando due corpi sono in contatto tra loro e sono in scorrimento reciproco, la forza di resistenza al moto che si genera viene definita forza d'attrito e può essere definito come:

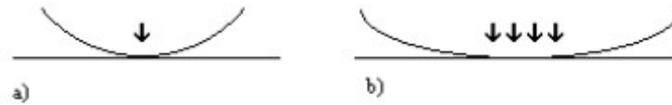
- lubrificato: i due corpi non sono realmente in contatto tra loro, ma si genera un film di lubrificante che li separa;
- secco: i pezzi sono adiacenti e scorrono reciprocamente.

Un'ulteriore distinzione della tipologia di attrito che si genera tra due componenti è data dalla tipologia del contatto:

- conforme: l'area macroscopica di contatto è piana ed è definita dalle dimensioni dei due corpi. Nella realtà però le asperità dei due corpi (fig.15) fan sì che l'area di contatto effettiva sia minore;
- non conforme: i raggi di curvatura dei corpi sono differenti, l'area è riconducibile, nella teoria, ad un punto; in concreto invece l'area è un'ellisse (fig.16), di dimensioni dipendenti dal carico applicato e dalla rigidità dei due materiali, oltre che dalla geometria.

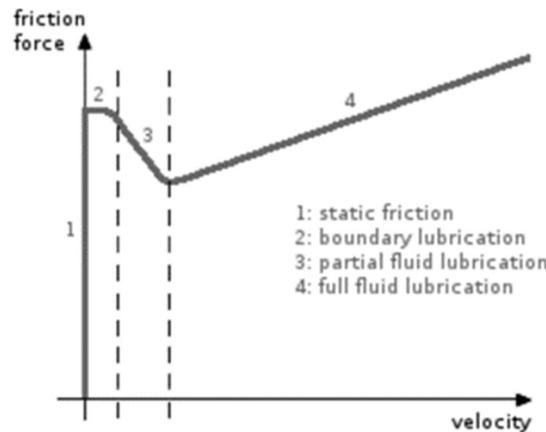


15 - Schematizzazione della zona di contatto conforme



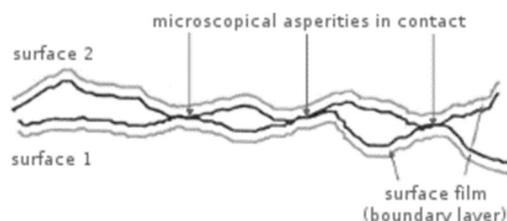
16 - Schematizzazione del contatto non conforme, a) ideale, b) reale

Considerando un contatto lubrificato tra un corpo fisso e uno in movimento si possono individuare quattro regioni differenti in funzione della velocità di scorrimento (fig.17):



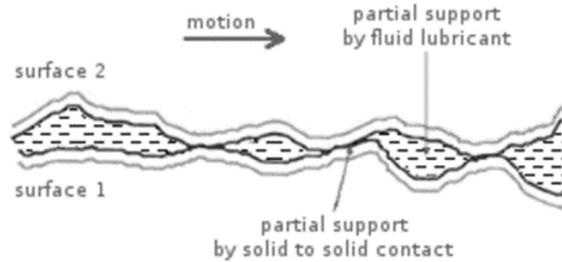
17 - Andamento della forza d'attrito in funzione della velocità

- **Attrito statico (1):** è la forza che occorre applicare per poter muovere il corpo. Questa è definita anche come forza di rottura, poiché a livello microscopico, si generano delle giunzioni tra i due corpi, le quali possono essere modellizzate come delle molle che tengono unite le due parti e quindi per poter spostare il corpo occorre prima vincere la forza elastica di questo contatto e poi rompere la giunzione. Quindi in questa fase la forza d'attrito è funzione lineare dello spostamento microscopico, definito anche movimento pre-scorrevole; questo è necessario per prevedere i piccoli spostamenti quando si tenta di spostare il corpo o durante le inversioni di velocità. Inoltre è stato dimostrato sperimentalmente che la forza necessaria al primo distacco è superiore a quella che occorre applicare quando il corpo è già in movimento.
- **Confine di lubrificazione (2)** (fig.18): la velocità relativa dei due corpi è troppo bassa perché si possa formare un film tra le superfici e quindi sono in contatto diretto. Coulomb ha dimostrato che l'attrito che si forma in questa regione è indipendente dalla velocità, per questo la curva di questa regione è costante. Questa regione può descrivere anche l'attrito secco, il quale è un caso limite di quello appena descritto.



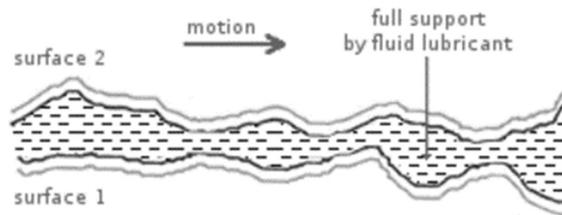
18 - Confine di lubrificazione

- parziale lubrificazione (3)** (fig.19): quando la velocità di scorrimento aumenta, si ha maggiore intrusione di fluido tra le due superfici, con conseguente abbassamento della forza d'attrito. Il contatto in questa fase è dato da del fluido in intrusione tra i due corpi, e dalle asperità più pronunciate. In questa zona si può notare un fenomeno, detto *effetto Stribeck*, il quale consiste in una diminuzione drastica della forza applicata; questo è dovuto al fatto che si ha minore superficie di contatto tra i due corpi per la presenza del fluido, però raggiunto un minimo, l'attriti viscosi cominciano ad essere rilevanti e quindi si ha un aumento della resistenza. In questa fase si nota un'ulteriore fenomeno, ovvero la *memoria d'attrito*: quando si ha una variazione di velocità relativa dei corpi, la forza d'attrito non segue esattamente la curva di fig.16, ma si ha un ritardo, generando quindi un'isteresi, la quale è più ampia per frequenze maggiori di variazione e per alte variazioni di velocità.



19 - Parziale lubrificazione

- completa lubrificazione (4)** (fig.20): quando la velocità è sufficientemente alta, i due corpi sono interamente separati da un film di lubrificante. In questa fase l'attrito dipende soltanto dallo spessore dello strato di fluido e dalla viscosità del fluido e quindi si è nella dinamica dell'attrito viscoso.



20 - Completa lubrificazione

Per la modellizzazione della forza d'attrito verrà utilizzata la seguente formulazione:

$$F_f = [F_{dry} \cdot \text{sign}(v_{rel})] + [c_{visc} \cdot v] \quad (23)$$

La prima parentesi della (23) corrisponde alla forza di attrito Coulombiano, la quale implica che la forza necessaria a spostare un corpo è proporzionale alla forza normale al piano e vale:

$$F_{dry} = F_{coul} = \eta F_N \quad (24)$$

Nel caso invece sia presente l'effetto Stribeck, la forza d'attrito secco equivale a:

$$F_{dry} = F_{coul} + (F_{stic} + F_{coul})e^{-\frac{3v}{a_{strib}}} \quad (25)$$

Dove a_{strib} è una velocità che delimita la transizione tra la zona di attrito di primo distacco e quella per attrito coulombiano.

La seconda parentesi della (23) definisce la forza d'attrito viscosa, dove c_{visc} è funzione del fluido e della dimensione caratteristica del corpo. [10]

L'individuazione di questi coefficienti che definiscono le forze d'attrito che interessano una macchina complessa come il compressore non sono di semplice modellazione, per questo che un'indagine sperimentale potrà supportare la realizzazione del modello.

3.2.2 Perdite di carico delle tubazioni

Il passaggio del fluido in una tubazione introduce una perdita di carico identificabile come una caduta di pressione all'uscita; questa può dipendere principalmente da due fattori: il primo è funzione della geometria della tubazione, tipologia e velocità del fluido (perdite distribuite) il secondo tiene conto della presenza di curve, bruschi restringimenti e brusche variazioni di pressioni (perdite concentrate). Per semplicità di trattazione e di esecuzione del modello, quest'ultimo fattore verrà trascurato [11].

Per le perdite distribuite, la caduta di pressione è funzione del fattore d'attrito ff , il quale a sua volta è funzione dello stato del flusso e quindi del numero di Reynolds⁴:

- se $Re < 2500$ il flusso è ritenuto laminare e quindi il fattore di attrito vale:

$$ff = \frac{64}{Re} \quad (26)$$

- Se $Re > 2500$ il flusso è turbolento e il fattore di attrito può essere estratto dall'*arpa di Nikuradse*⁵ (fig.21). Per flusso turbolento completamente sviluppato ($Re > 1e6$) il fattore d'attrito dipende esclusivamente dalla rugosità relativa, che è così definita:

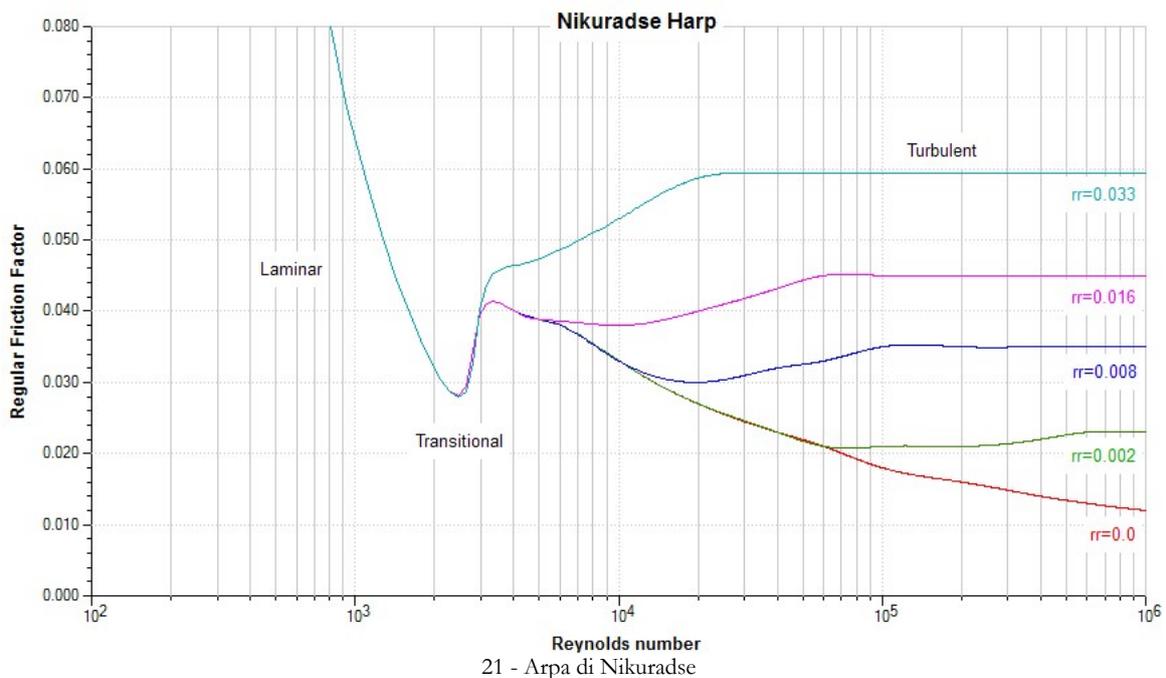
$$rr = \frac{\Delta}{D_{eq}} \quad (27)$$

Dove Δ è la rugosità del materiale della tubazione.

Definito il fattore di attrito è possibile calcolare il coefficiente di efflusso equivalente, il quale corrisponde a un restringimento di sezione che porta l'identica caduta di pressione:

$$C_q = \sqrt{\frac{D}{L \cdot ff}} \quad (28)$$

Infine può essere calcolata la portata attraverso l'equazione (39).



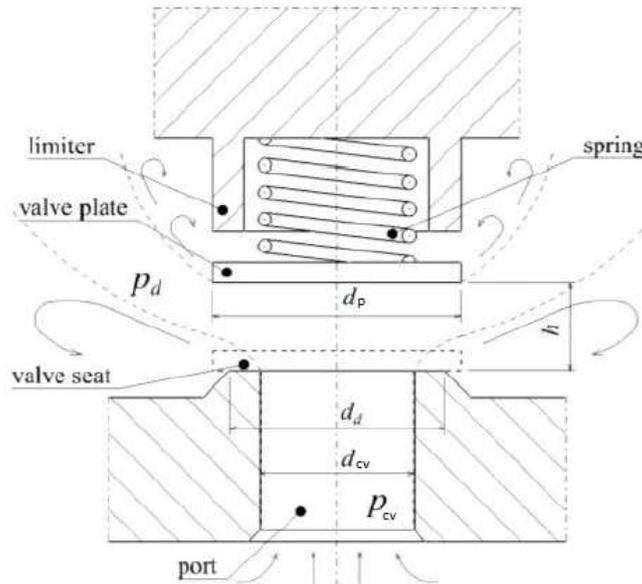
⁴ $Re = \frac{\rho v D}{\eta}$

⁵ Il grafico è stato realizzato con delle prove sperimentali introducendo il concetto di rugosità artificiale.

$$F_{adh} = C \frac{\dot{h}_v}{h_v^3} \quad (34)$$

Dove C è il coefficiente di attrito di primo distacco; generalmente dipende dalla geometria della valvola e della viscosità del gas o fluido che è a contatto con la valvola. Una delle molte formulazioni di C è data da [13]:

$$C = \mu \left(\frac{D_d - D_{cv}}{2} \right)^3 \cdot \frac{D_d + D_{cv}}{2} \quad (35)$$



23 - Schematizzazione geometrica

Tuttavia quando l'otturatore si sposta, l'impatto con le sedi non è perfettamente elastico, ma c'è penetrazione e deformazione dei vari componenti (principalmente dell'otturatore), per cui si ha che $h_v \leq 0$ e $h_v \geq h_{v_{max}}$. Per cui l'equazione (29) può dunque essere riscritta nel seguente modo:

$$m_v \ddot{h}_v + c_v \dot{h}_v + k_v h_v + c_c \dot{h}_v + k_c h_v = \sum F_v \quad (36)$$

Gli ultimi due termini a sinistra della (36) si riferiscono alla rigidità dell'otturatore e allo smorzamento di contatto con la sede, così come schematizzato in fig.21.

Nel termine inerziale della (36) non si fa riferimento alla sola massa del piattello, ma viene conteggiata anche quella delle molle:

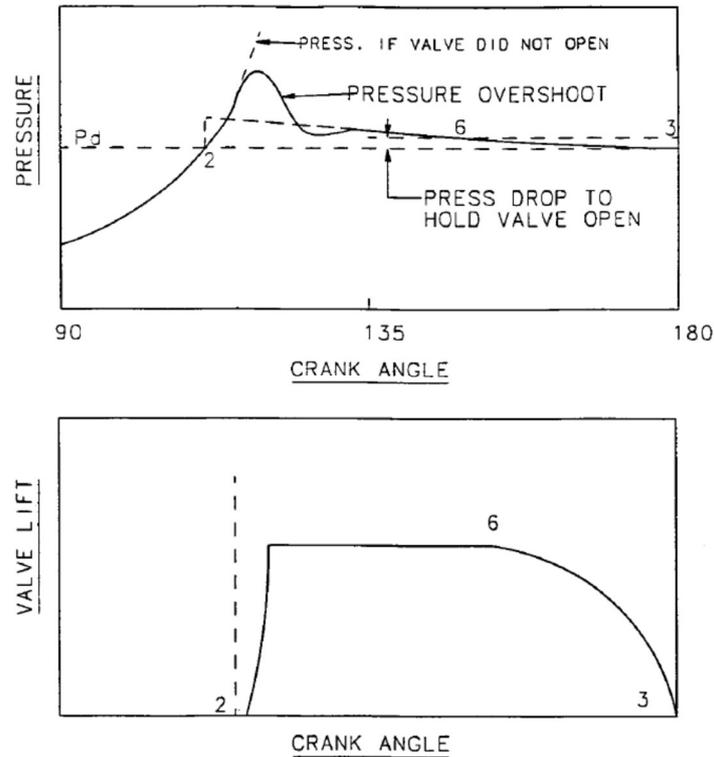
$$m_v = m_{otturatore} + \frac{1}{3} m_{molla} \quad (37)$$

Lo smorzamento è dato invece da:

$$c_v = 2\xi \sqrt{m_v k_v} \quad (38)$$

Dove ξ è il coefficiente di smorzamento, il quale può essere valutato in via sperimentale osservando le oscillazioni della pressione.

La trattazione è stata fatta prendendo in esame una valvola di mandata, ma considerazioni analoghe possono essere fatte sulla valvola di aspirazione.



24 – Andamenti di pressione e alzata in funzione dell'angolo di manovella

La sola dinamica della valvola fa sì che all'interno della camera di compressione si abbia una pressione differente, nei confronti di quella nei condotti di aspirazione o mandata, questo perché occorre vincere la forza della molla oltre che alle inerzie, così come mostrato in fig.24 che riporta un andamento tipico della pressione e dell'alzata della valvola in una situazione reale.

Un ulteriore problema che riguarda le valvole è la perdita di carico che il fluido subisce durante il passaggio d, che si traduce in maggiore energia spesa dal compressore. Questo è dovuto al fatto che la valvola introduce una strozzatura nel passaggio del gas dal condotto alla camera di aspirazione e da questa alla linea di mandata. Se le cadute di pressione che si generano sono elevate, queste influiscono direttamente sulla riduzione della portata.

La portata attraverso la valvola può essere descritta dalla seguente equazione:

$$\dot{m} = AC_q C_m \frac{p_{cv}}{\sqrt{T_{cv}}} \quad (39)$$

Nella formula (39), A è l'area geometrica, mentre il parametro di efflusso C_m oltre alla tipologia di gas, è funzione del rapporto delle pressione tra valle e monte e dalla tipologia di flusso (subsonico o sonico). Il discriminante tra flusso subsonico e sonico è dato dalla pressione critica del gas, definita come:

$$p_{cr} = \left(\frac{p_d}{p_{cv}} \right)_{cr} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (40)$$

Il parametro di efflusso si può dunque esprimere come [11]:

$$C_m = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma - 1)}} \sqrt{\left(\frac{p_d}{p_{cv}} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_d}{p_{cv}} \right)^{\gamma + 1}} & \text{se } \frac{p_d}{p_{cv}} > p_{cr} \text{ (subsonico)} \\ \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma - 1)}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} & \text{se } \frac{p_d}{p_{cv}} \leq p_{cr} \text{ (sonico)} \end{cases} \quad (41)$$

Il coefficiente di efflusso invece esprime il rapporto tra la portata teorica che passa da una determinata sezione e quella reale; è generalmente ricavato sperimentalmente da condizioni di flusso costante, ma poiché questo è funzione del rapporto di pressioni tra valle e monte della valvola è opportuno esprimerlo secondo questo rapporto. Perry ha formulato un polinomio per tenere conto di questa dipendenza, espresso come [14]:

$$C_q = \left(\left(\left(\left(-1.6827 \frac{p_d}{p_{cv}} + 4.6 \right) \frac{p_d}{p_{cv}} - 3.9 \right) \frac{p_d}{p_{cv}} + .08415 \right) \frac{p_d}{p_{cv}} - 0.1 \right) \frac{p_d}{p_{cv}} + 0.8414 \quad (42)$$

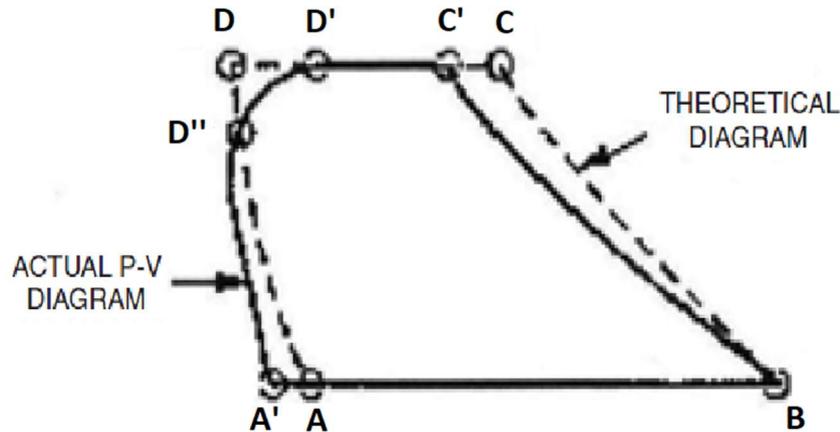
3.4. Fughe di gas

Tutti i compressori sono dotati di guarnizioni scorrevoli tra zone di bassa e alta pressione. Le giunzioni, per quanto efficienti generano dei trafiletti durante le varie fasi del ciclo di compressione. Queste fughe comportano riscaldamenti del gas in entrata e uscita, con conseguente riduzione di densità e quindi di portata.

Le fughe possono avvenire quindi dalle guarnizioni dello stantuffo, del pacco premistoppa e dalle valvole; ognuna di queste genera effetti diversi sul ciclo di compressione, i quali verranno analizzati in seguito.:

La trattazione verrà fatta analizzando le variazioni che i trafiletti generano sul diagramma di lavoro sul piano $p - V$ [3].

3.4.1 Fughe dalla valvola di aspirazione



25 – Ciclo di lavoro sul piano p-V per fughe dalle valvole di aspirazione

- **B - C'**: durante la compressione, il gas trafile attraverso la valvola di aspirazione. Perché si raggiunga la pressione di apertura della valvola di mandata, lo stantuffo deve percorrere una corsa maggiore, diminuendo quindi la quantità di gas che viene inviato alla mandata, fino al limite di non raggiungere la pressione dell'ambiente di mandata. Oltre ciò il gas trafileto riscalda quello dell'ambiente di aspirazione con conseguente diminuzione della densità. Infine si ha un abbassamento della DVE⁶.
- **C' - D'**: nella fase di mandata il gas fuoriesce anche dalla valvola di aspirazione, con minore portata inviata e chiusura anticipata della valvola. Anche in questo caso si ha un riscaldamento del gas in aspirazione.

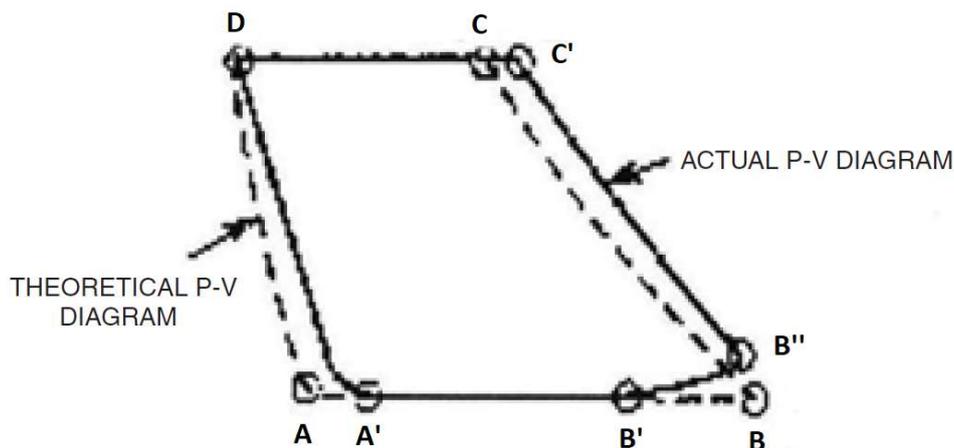
⁶ Discharge volumetric efficiency

- **D' - D''**: poiché la valvola di mandata si è chiusa prima che il pistone arrivasse al PMS, questo continua ad inviare gas dalla fuga della valvola di aspirazione, diminuendo quindi la pressione nel cilindro. Se le perdite non sono significative, l'effetto non è evidente.
- **D'' - A'**: lo stantuffo espande il gas all'interno del volume nocivo, ma dato che parte è trafilato nella fase precedente, si avrà una pressione nella camera, quindi durante la corsa verso il PMI, la valvola aprirà prima.
- **A' - B**: per via dell'apertura anticipata, il pistone sfrutta una corsa maggiore per poter aspirare, quindi si ha una migliore SVE⁷.

I sintomi che presuppongono fughe dalla valvola di aspirazione sono:

- temperatura ingresso al cilindro più elevata, poiché il gas fuoriuscito, più caldo, riscalda quello dell'ambiente di aspirazione;
- la temperatura del fondo cilindro è più elevata;
- la temperatura di mandata è più elevata;
- la potenza assorbita potrebbe risultare minore (la portata inviata è minore);
- il rapporto di compressione potrebbe risultare minore, perché viene elaborato meno gas all'interno del cilindro;
- Il rapporto SVE/DVE risulta essere maggiore dell'unità.

3.4.2 Fughe dalla valvola di mandata



26 – Ciclo di lavoro sul piano p-V per fughe dalle valvole di mandata

- **D - A'**: lo stantuffo muovendosi verso il PMI espande il gas, ma essendoci una fuga dalla valvola di mandata, si miscela con gas ad alta pressione e questo fa sì che la valvola di aspirazione ritardi la sua apertura; la corsa efficace di aspirazione sarà minore che nel caso teorico, facendo diminuire la SVE. Se le fughe risultano elevate, la valvola di aspirazione potrebbe non aprirsi.
- **A' - B'**: poiché si ha aspirazione della valvola di mandata, la pressione di chiusura dell'aspirazione viene raggiunta prematuramente.
- **B' - B''**: la corsa verso il PMI non è terminata quando la valvola di aspirazione si chiude, ma c'è ancora trafilamento, per questo si ha un innalzamento della pressione.
- **B'' - C'**: durante la compressione si ha ancora fuga di gas dalla mandata nel cilindro e quindi la pressione di apertura della valvola viene raggiunta prima, perciò si ha un DVE più elevato.

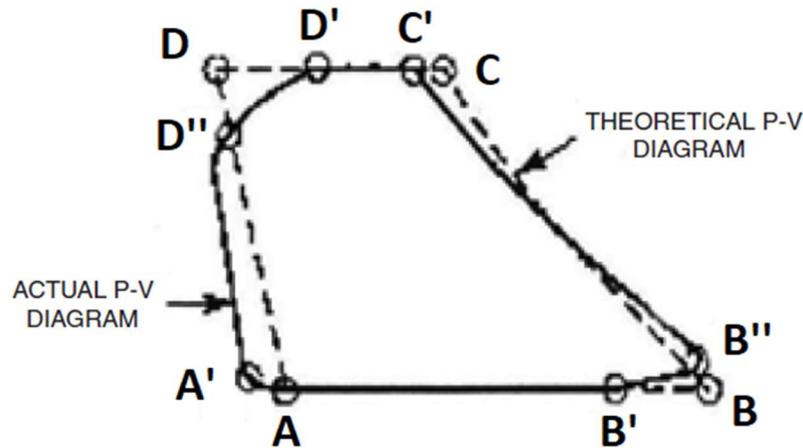
La presenza di fughe dalla valvola di mandata presentano i seguenti sintomi:

⁷ Suction volumetric efficiency

Nella teoria $SVE=DVE=VE$ (volumetric efficiency), ma disuguaglianze di questi fattori implicano problematiche all'interno del cilindro, come ad esempio la presenza delle fughe.

- la temperatura di mandata risulta più elevata;
- la portata sarà minore (con conseguente diminuzione della potenza assorbita);
- il rapporto SVE/DVE risulta essere minore dell'unità.

3.4.3 Fughe dalle tenute dello stantuffo



27 - Ciclo di lavoro sul piano p-V per fughe dalle tenute dello stantuffo

- **B'' - C'**: quando il pistone effettua la corsa verso il PMS, le fughe dalle tenute vanno dalla camera dell'effetto avanti verso la camera dell'effetto indietro. Come per le fughe per la valvola di aspirazione, perché si raggiunga la pressione di apertura della valvola di mandata, lo stantuffo deve percorrere una corsa maggiore, diminuendo quindi la quantità di gas che viene inviato alla mandata, fino al limite di non raggiungere la pressione dell'ambiente di mandata.
- **C' - D'**: il gas continua a defluire dallo stantuffo, generando una chiusura anticipata della valvola di mandata, con conseguente minore portata inviata.
- **D' - D''**: la corsa verso il PMS non è terminata quando la valvola si è chiusa, ma il gas continua a trafilare, abbassando la pressione.
- **D'' - A'**: le fughe durante l'espansione continuano ad avere lo stesso verso, in questo modo si ha un'espansione più celere del gas rimasto nel volume nocivo, ma ad un certo punto la pressione dell'effetto addietro sarà più elevata e quindi si avrà un efflusso di gas dall'effetto addietro verso la camera dell'effetto avanti; a questo punto la pressione nella camera incrementerà di pressione, ritardando l'apertura della valvola di aspirazione.
- **A' - B'**: c'è fuga di gas ad alta pressione nella camera di compressione, facendo avvenire una chiusura prematura della valvola di aspirazione.
- **B' - B''**: la corsa verso il PMI non è terminata, ma le fughe continuano a fluire, incrementando così la pressione all'interno della camera.

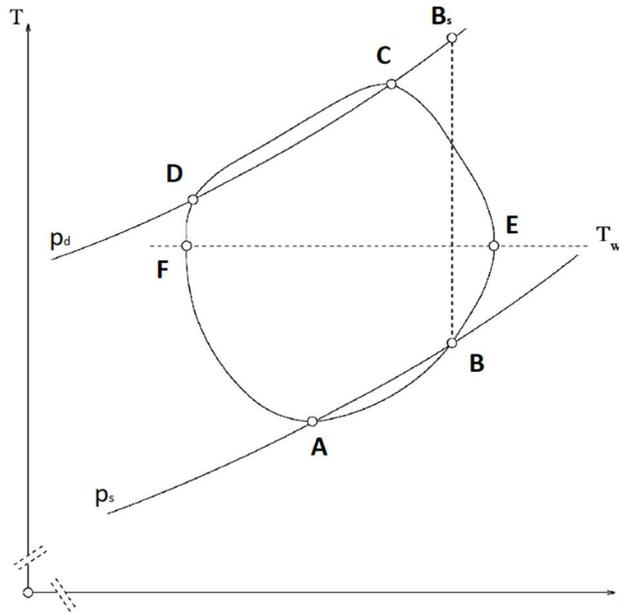
I sintomi che caratterizzano le fughe dalle tenute sono:

- la portata potrebbe risultare minore che nel caso teorico, con conseguente minore potenza assorbita;
- la temperatura di mandata potrebbe risultare maggiore per via dei rimescolamenti che avvengono;
- il rapporto SVE/DVE potrebbe essere sia maggiore che minore dell'unità.

3.5. Scambi termici

Nella trattazione ideale si è ipotizzato che il fluido all'interno del compressore non scambiasse calore con l'esterno, realizzando così delle trasformazioni reversibili. Nella realtà invece il gas scambia con le pareti del cilindro, che non possono essere ritenute adiabatiche, le quali a loro volta scambiano con l'ambiente esterno. Per queste ragioni il ciclo di lavoro sarà differente. Infatti il riscaldamento del gas nei compressori

alternativi causa un considerevole decremento dell'efficienza globale. Il cambiamento di temperatura avviene in diversi punti della macchina, a partire dal condotto di aspirazione, il quale innalza la temperatura del gas prima che questo venga compresso; questo comporta che anche il solo aumento di 1 °C della temperatura di inizio compressione porta a un decremento del 0.3% dell'efficienza [15], poiché si ha una diminuzione della massa aspirata (per la diminuzione della densità) Dopo l'ingresso in camera di compressione il gas scambia calore con le pareti del cilindro, la cui temperatura può essere ritenuta costante, poiché si è valutato che durante il ciclo questa vari di circa 1° C [16].



28 - Ciclo di lavoro con scambi di calore sul piano T-s

Analizzando la trasformazione della fig.27 si ha che nella prima parte della compressione (trasformazione B-E), il fluido è più freddo della parete, generando quindi un aumento di entropia, dovuto al trasferimento di calore; nell'istante in cui $T_f = T_w$ (punto E del ciclo) è il gas a cedere calore, provocando un raffreddamento di questo (rispetto alle condizioni ideali) e un conseguente abbassamento dell'entropia. Infatti si può notare che $T_{B_s} > T_B$. Nella fase di espansione si realizza invece che il fluido si trova ad una temperatura maggiore rispetto alla parete e quindi continua a cedere calore, con conseguente abbassamento dell'entropia, fino al punto F, dove nuovamente si ha $T_f = T_w$ e a questo punto il verso del calore si inverte.

Riprendendo l'equazione (13), il termine dello scambio di calore può essere riscritto secondo la trattazione [6]:

$$\frac{dQ_{cv}}{d\vartheta} = \frac{\alpha A}{\omega} (T_{cv} - T_w) \quad (43)$$

Dove A è la superficie del cilindro in contatto con il gas e quindi coinvolta nello scambio termico, α invece è un coefficiente di scambio termico, che può essere espresso come:

$$\alpha = 3.26 D^{-0.2} p_{cv}^{0.8} T_{cv}^{-0.55} v^{0.8} \quad (44)$$

Dove v è la velocità caratteristica del gas, che può essere espressa come funzione della velocità dello stantuffo; in accordo con [15] questa può essere espressa in diversi modi. Si è deciso di utilizzare la seguente trattazione, tra quelle proposte, per facilitare la modellizzazione:

$$\begin{cases} v = 6.618 v_p & \text{se valvole aperte} \\ v = 2.28 v_p & \text{se valvole chiuse} \end{cases} \quad (45)$$



4. Modello di simulazione

In questo capitolo verrà discussa la realizzazione del modello del compressore volumetrico preso in esame. Per lo scopo si è utilizzato il programma Simcenter Amesim di Siemens. Il pacchetto software è una suite di strumenti utilizzati per modellizzare, analizzare e prevedere le prestazioni di sistemi multi-dominio. I modelli possono essere generati partendo da blocchi funzionali semplici, divisi per le diverse librerie. L'utilizzo di questo strumento permette di valutare anticipatamente prestazioni, efficienze e complicazioni che un sistema può generare, prima ancora che questo venga realizzato. Ciò consente di apportare le modifiche necessarie direttamente in fase di progettazione, ottimizzando così tempi e costi.

Per il fine di questo lavoro si sono impiegate le seguenti librerie:

- pneumatica;
- meccanica 1D;
- termica.

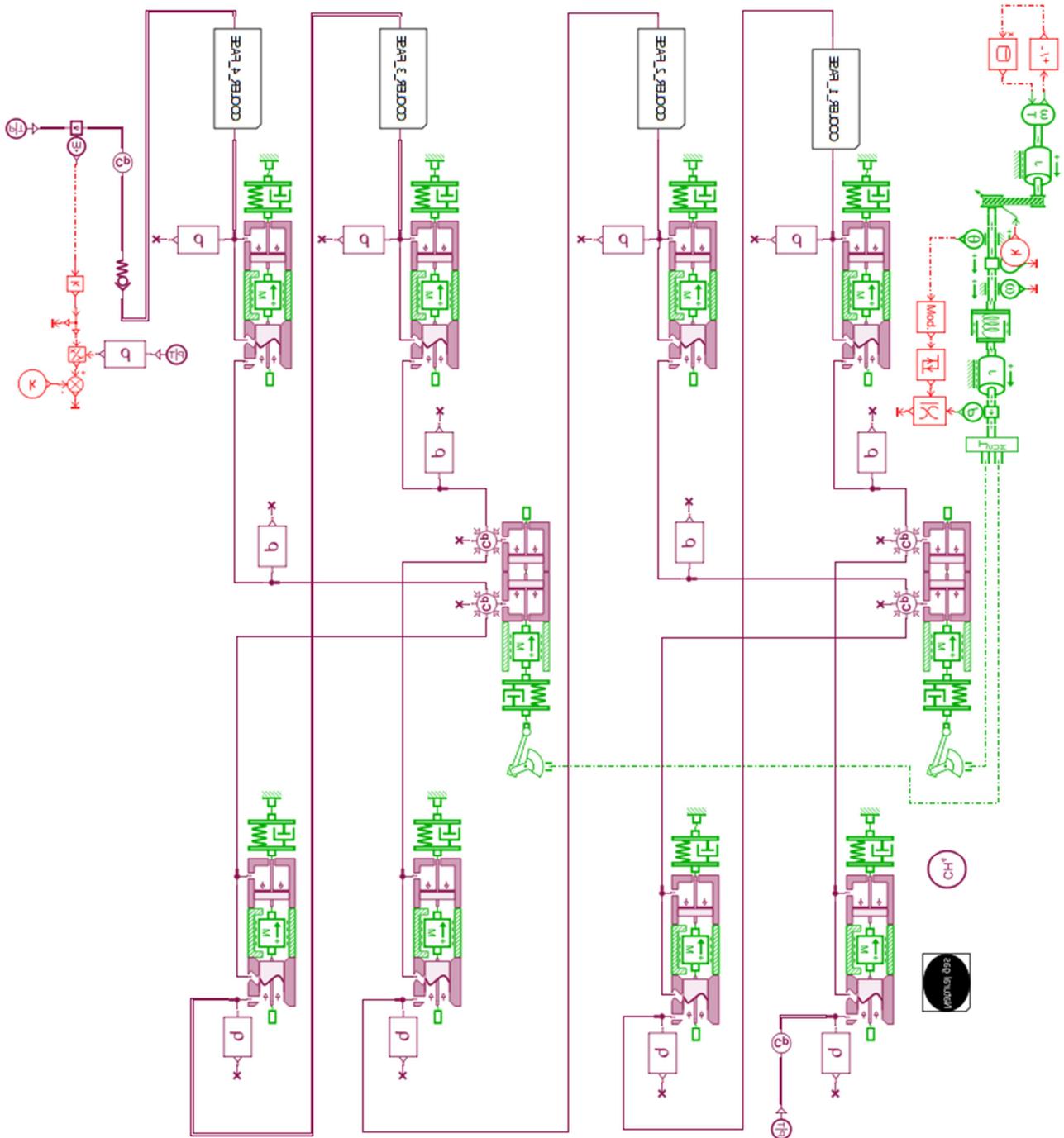
Per la costruzione dei macro-componenti del compressore (cilindri, valvole, ecc.) si sono utilizzate una combinazione delle tre librerie elencate. Nei paragrafi successivi verranno discusse le modellizzazioni di questi vari componenti.

Per la distinzione delle varie librerie e dei diversi blocchi funzionali sono stati utilizzati diversi colori, così da renderle distinguibili:

- pneumatica (bordeaux): sono stati modellizzati tutti i componenti dell'impianto metano, come ad esempio tubazioni, cilindri, valvole ecc.;
- termica (marrone): schematizza tutti quei componenti che scambiano calore;
- meccanica (verde): simula le parti meccaniche della macchina, come ad esempio i manovellismi, le masse alterne, ecc;
- segnali (rossi): questa libreria è stata utilizzata per ricavare le prestazioni del compressore, come potenza assorbita e portata elaborata.

Per lo scopo di questo lavoro, si sono apportate alcune approssimazioni:

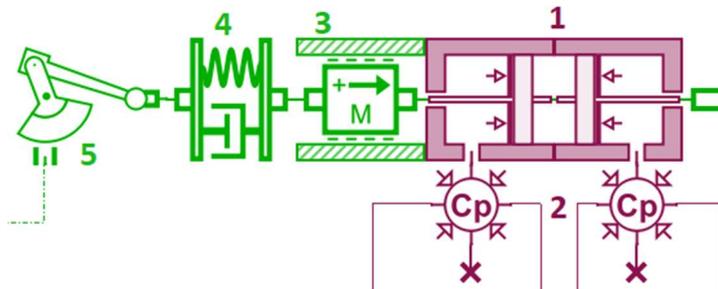
- scambiatori di calore: vengono approssimati tenendo conto della lunghezza, della superficie di scambio termico e del numero di tubi dell'aircooler che intervengono nello scambio termico. Il raffreddamento è dato da una sorgente a temperatura fissa. Vedere par. 4.1.4.
- potenza meccanica: al motore elettrico sono connessi altri componenti che assorbono potenza (pompa olio, alberi controrotanti, ecc.), che non sono stati modellizzati e integrati nel modello. Perciò per modellizzare la parte di trasmissione della potenza è stata inserita la caratteristica del motore, attraverso una tabella (fig. 33), la quale prende in ingresso il numero di giri e restituisce il valore di coppia. Si sono trascurate le perdite meccaniche della trasmissione a cinghia. Inoltre, in questa fase iniziale sono di difficile valutazione le forze d'attrito che riguardano il compressore. Ad ogni modo, per avere una prima valutazione di queste, è stata effettuata un'acquisizione sperimentale, che verrà discussa nel cap. 5.
- sedi valvole: le sedi e il piattello delle valvole, come discusso nel par. 3.3., hanno una loro rigidità e smorzamento, per questo nel momento dell'impatto si ha un rimbalzo del piattello, che genera una variazione della quantità di gas aspirato/mandato, oltre a delle oscillazioni della pressione e della portata. Come si vedrà dai dati sperimentali (par. 6.1.), il fenomeno non è facilmente individuabile. Per questo si è deciso di apportare questa semplificazione.



29 - Modello del compressore

4.1. Descrizione sottosistemi

4.1.1. Cilindro



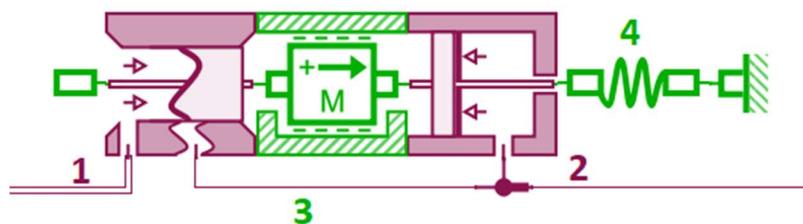
30 - Schema del cilindro da modello Amesim

Per questo paragrafo si fa riferimento alla fig.30. Per la modellazione dei cilindri si sono impiegati due elementi della libreria pneumatica (1 e 2) per simulare la camera di compressione per ognuno degli effetti del cilindro e tre per la componente meccanica (3, 4 e 5), per riprodurre il moto e la dinamica dello stantuffo.

Per la componente pneumatica un blocco simula un pistone pneumatico (1) il quale, impostando i valori di corsa ed alesaggio, consente di avere un volume di compressione pari all'effettivo volume aspirato dalla macchina; ad esso è collegato l'elemento che modella una camera a volume variabile (2) che rappresenta lo spazio morto dell'effetto.

Per simulare il moto alternato del pistone viene impiegato l'apposito elemento della libreria meccanica che simula il manovellismo di spinta (5); al blocco viene imposta una velocità angolare e a sua volta restituisce una velocità lineare agli elementi molla-smorzatore (4) e massa (3); questi due blocchetti (3 e 4) riportano la dinamica dello stantuffo, imponendo quindi le forze al manovellismo. All'elemento molla-smorzatore sono assegnati i valori di rigidità e smorzamento dell'asta. Nel blocchetto massa (3) sono considerati tutti gli attriti degli organi in scorrimento relativo del compressore, in questo modo il software utilizza le equazioni esposte nel par. 3.2.1. per calcolare le dissipazioni meccaniche del componente; l'elemento massa invece è la somma totale delle masse di tutti i componenti che compiono moto alternativo, come ad esempio: lo stantuffo, testa a croce, asta, ecc.

4.1.2. Valvola



31 - Schema della valvola da modello Amesim

Per questo paragrafo si fa riferimento alla fig.31. Per la valvola occorre prestare particolare attenzione nella modellizzazione, poiché i parametri dei vari componenti influiscono direttamente sulle prestazioni e sull'affidabilità della simulazione. Sono utilizzati 2 blocchi della libreria pneumatica (1 e 2) e due della libreria meccanica (3 e 4) per la realizzazione del modello della valvola. Il blocchetto 1 della libreria pneumatica consiste in una sezione generica di una valvola e richiede in ingresso i valori geometrici (forniti dal costruttore), la variazione del coefficiente di efflusso C_q , dato dalla (42) e la legge di variazione della sezione della valvola:

$$A = h * \frac{A_{max}}{h_{max}} \quad (46)$$

Il blocchetto restituisce i valori di pressione all'uscita della valvola e le forze che si scaricano sulla molla, attraverso la risoluzione delle equazioni (29) e (39).

L'elemento pneumatico 2 simula la componente di piattello esposto alla pressione a valle della valvola, così da poter avere la componente di forza data dal prodotto $p_d A_d$ della (30). Come input vengono inseriti soltanto i valori geometrici della valvola.

Le componenti meccaniche invece sono date dagli elementi massa (3) e molla (4) della libreria. Il primo, inseriti i valori della massa in accordo alla (37) e di attrito, restituisce i valori per l'equazione (29), così come la molla, la quale richiede soltanto la costante elastica e il valore di precarico (sempre definiti dal costruttore).

4.1.3. Tubazioni

Amesim permette di modellizzare le tubazioni in modo differente rispetto alle applicazioni e al fenomeno che si sta trattando, dividendo le caratteristiche del fluido a seconda delle proprietà fisiche sulle quali influiscono:

- densità: determina la componente inerziale del gas;
- compressibilità: definisce la parte capacitiva;
- viscosità: è la parte resistiva.

Queste proprietà influenzano il comportamento transitorio del fluido all'interno delle tubazioni; si può dunque presumere che questo possa avere un comportamento puramente dissipativo, compressivo o inerziale o una combinazione dei tre. In questa applicazione sono stati tenuti in considerazione tutti e tre i fenomeni.

Il componente tubo è governato dalle leggi della conservazione della fluidodinamica compressibile, unidimensionale:

- conservazione della massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \quad (47)$$

- conservazione della quantità di moto:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial x} \quad (48)$$

- Conservazione dell'energia:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} = -p \frac{\partial(u)}{\partial x} + \phi + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \alpha(T - T_{out}) \quad (49)$$

L'elemento tubo prevede come parametri di ingresso: la geometria (diametro e lunghezza) e le condizioni iniziali, dando come output i valori di pressione, portata e temperatura lungo la tubazione. I valori geometrici sono stati presi da quelli di progetto.

A titolo di esempio si mostra nei grafici dal 32 al 35, come la differente modellazione delle proprietà delle tubazioni, influenzi le prestazioni delle simulazioni e gli andamenti delle pressioni influenzi le pressioni della prima fase di compressione.

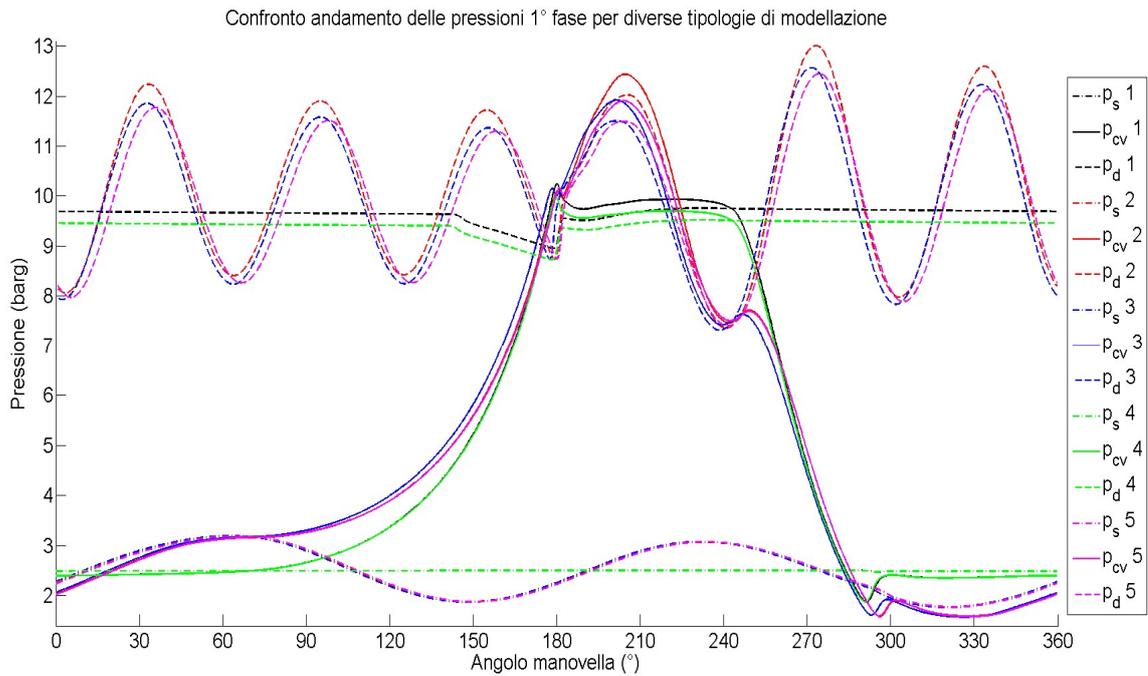
Sono stati analizzati i seguenti casi, dove si sono fatte le seguenti ipotesi:

- 1 Gas ideale (fattore di comprimibilità unitario e assenza di viscosità), assenza di attriti fluidodinamici, assenza della componente inerziale;

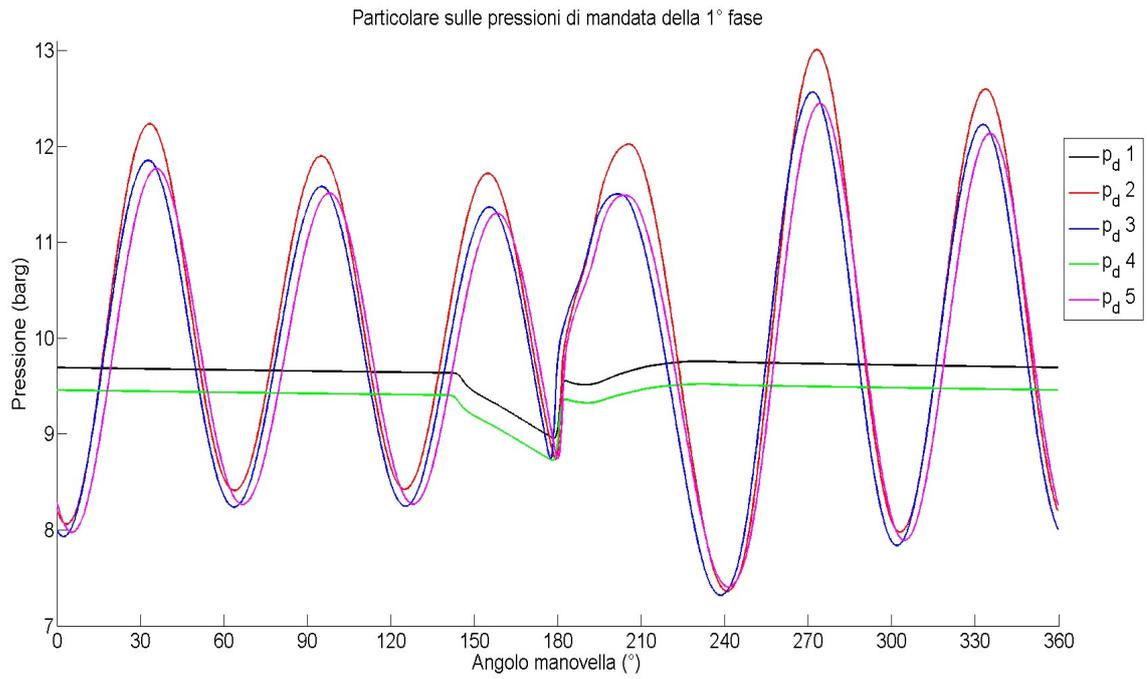
- 2 Gas ideale (fattore di comprimibilità unitario e assenza di viscosità), assenza di attriti fluidodinamici, presenza della componente inerziale;
- 3 Gas reale (modellazione secondo RKS), assenza di attriti fluidodinamici, presenza della componente inerziale;
- 4 Gas reale (modellazione secondo RKS), presenza degli attriti fluidodinamici, assenza della componente inerziale;
- 5 Gas reale (modellazione secondo RKS), presenza degli attriti fluidodinamici, presenza della componente inerziale.

3 - Schema riassuntivo

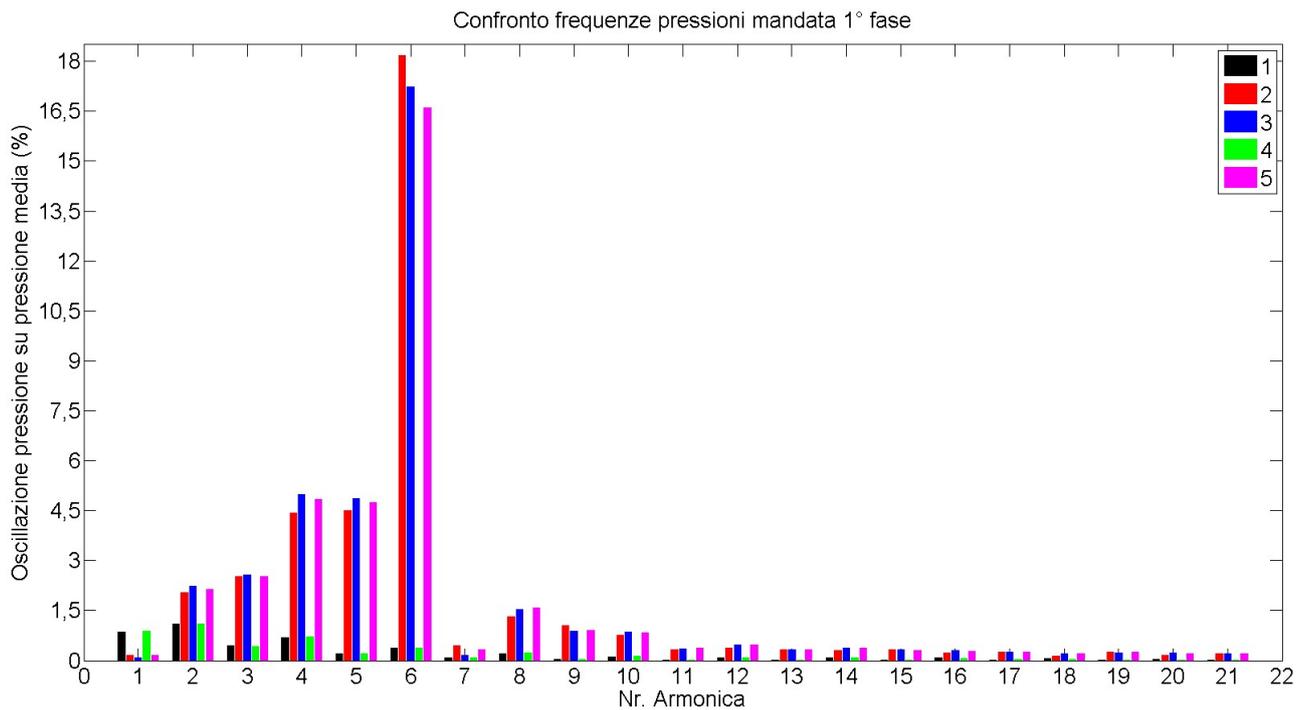
	Capacitiva	Resistiva	Inerziale
1	X	X	X
2	X	X	√
3	√	X	√
4	√	√	X
5	√	√	√



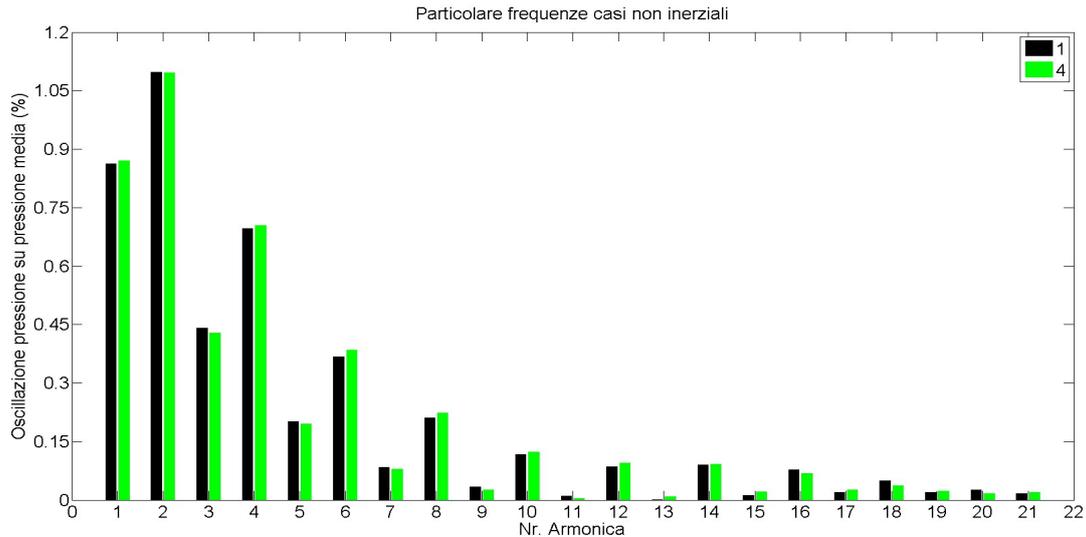
32 - Confronto pressione 1° fase per le diverse tipologie di modellazione



33 - Particolare andamento pressioni di mandata



34 - Rapporto della frequenza sul valor medio delle pressioni in funzione dello spettro di frequenza



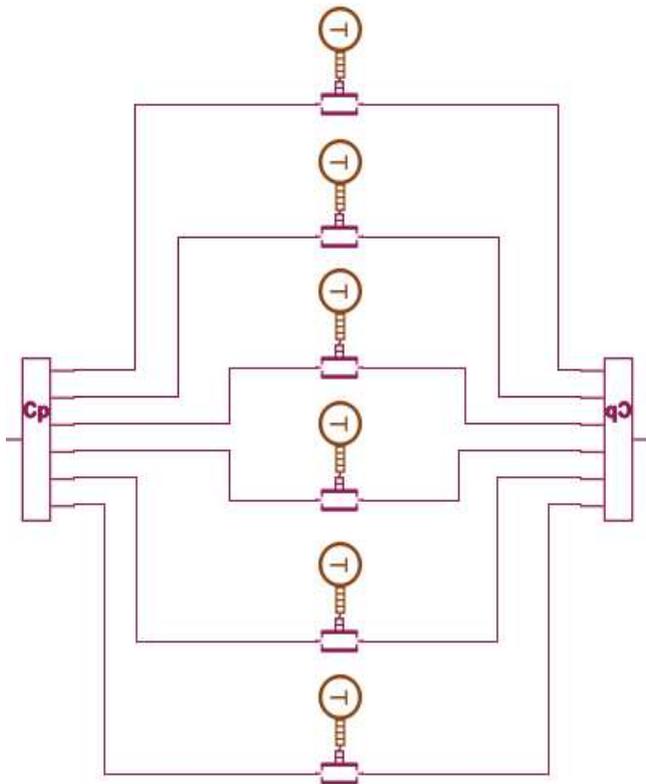
35 - Particolare dei casi non inerziali

Si può notare come il caso inerziale generi delle oscillazioni della pressione durante la fase, mentre nel caso non inerziale, si nota solo una piccola depressione sulla linea, sia in aspirazione, che in mandata, durante l'apertura delle valvole. L'introduzione dell'effetto inerziale riduce notevolmente il contenuto del primo ordine, spostando l'armonica di ampiezza maggiore al sesto ordine; oltre ciò viene introdotta anche un'amplificazione su questa armonica, aumentando il contenuto energetico dello spettro.

Analizzando i grafici delle frequenze normalizzate (fig. 34), si nota che un gas senza la componente capacitiva e resistiva (caso 2) genera delle oscillazioni maggiori (visualizzabili sul sesto armonico) rispetto ai casi 3 e 5. Questo è spiegabile innanzitutto dall'assenza di attriti (infatti il caso 3 ha ampiezze maggiori rispetto a 5), ma anche perché il lavoro fatto dallo stantuffo sul gas, non viene completamente utilizzato per innalzare la pressione e quindi la densità, ma in parte è speso per variare le forze intermolecolari.

Per quanto riguarda i casi senza componente inerziale si nota solo un valore maggiore della pressione di mandata del caso 1 rispetto al 4 (fig. 33) interpretabile con le considerazioni fatte precedentemente. Nelle oscillazioni invece non si notano differenze particolari.

4.1.4. Scambiatore di calore



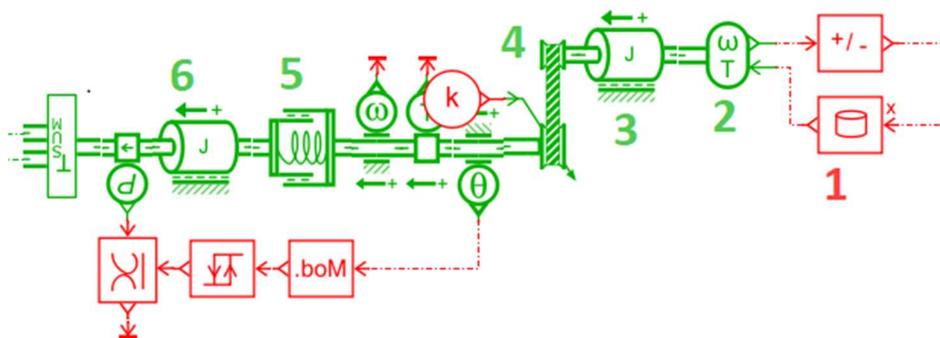
36 – Schema scambiatore di calore della 2° e 3° fase

Nella realtà, lo scambiatore di calore si presenta come un insieme di tubi alettati radialmente, di diametro e lunghezza fissi. Quel che varia nello scambiatore tra le varie fasi è sia il numero di tubi, per aumentare il diametro, così da essere compatibili con la dimensione della tubazione in arrivo, sia il numero di passaggi nel cooler, in modo da variare la superficie di scambio termico.

Per modellizzare lo scambiatore dunque si è tenuto conto del numero di tubi in ogni fase (in fig.36 si notano le sei divisioni), ma ognuno prevede tutta la lunghezza di passaggio nello scambiatore, trascurando le giunzioni tra un tubo e l'altro. Inoltre si è tenuto conto del collettore di ingresso e uscita.

Per quanto riguarda lo scambio termico, si è semplicemente inserita una sorgente a temperatura fissa, che tenesse conto del raffreddamento, tarata in modo che in uscita desse valori di temperatura coerenti con la realtà.

4.1.5. Trasmissione della potenza



37 – Schema della trasmissione della potenza da modello Amesim

Per questo paragrafo si fa riferimento alla fig.37. Per la trasmissione della potenza si è schematizzato il sistema trascurando gli altri organi collegati al motore.

Per la modellizzazione si è inserita la caratteristica del motore, fornita dal costruttore, in forma di tabella (blocchetto 1), la quale vede in ingresso il numero di giri e restituisce il valore di coppia corrispondente (il cambio di segno è dovuto alla convenzione del blocchetto (2)); viene quindi inviato il valore sotto forma di segnale al blocchetto 2, che lo trasforma in coppia corrispondente (così come riceve il valore del numero di giri e lo trasforma in segnale). Oltre ciò, sono state inserite le inerzie del motore elettrico (3) e degli organi rotanti del compressore (6), come volano, albero, ecc.

La trasmissione a cinghia (4) è ritenuta ideale e con rapporto di trasmissione fisso. Infine si è tenuto conto della rigidità torsionale della meccanica rotante (5).

4.1.6 Composizione del gas

Il gas naturale è una miscela di idrocarburi, dove l'elemento principale è il metano, mentre gli altri componenti variano dal giacimento di estrazione, dal tipo di raffinamento ecc. La composizione del gas è un parametro determinante nella realizzazione delle simulazioni, poiché la differenza di densità, del rapporto dei calori specifici e i calori specifici stessi, fanno sì che si abbiano prestazioni differenti. Per questo nel modello è stata generata una miscela di gas, cercando di riprodurre la composizione poi effettivamente utilizzata durante le prove sperimentali. I dati sono stati presi da un'analisi spettrometrica realizzata direttamente dal distributore del gas. In seguito nella tabella 4 sono elencati i componenti e la frazione molare:

4 - Composizione gas naturale

Componente	Gas collaudo (Frazione molare %)
CH_4	92.99
C_2H_6	4.49
C_3H_8	0.7
$i - C_4H_{10}$	0.08
$n - C_4H_{10}$	0.1
$i - C_5H_{12}$	0.02
$n - C_5H_{12}$	0.02
N_2	0.98
CO_2	0.6
He	0.02

Se si confrontano differenti composizioni di gas, si avrà una variazione sia dei valori medi, che delle frequenze. In fig. 38 e 39 sono stati prese tre differenti composizioni di gas naturale: la prima è composta soltanto da metano, la seconda è quella descritta nella tabella 4 e la terza è una miscela altamente massica. Le proprietà sono descritte nella tabella 5.

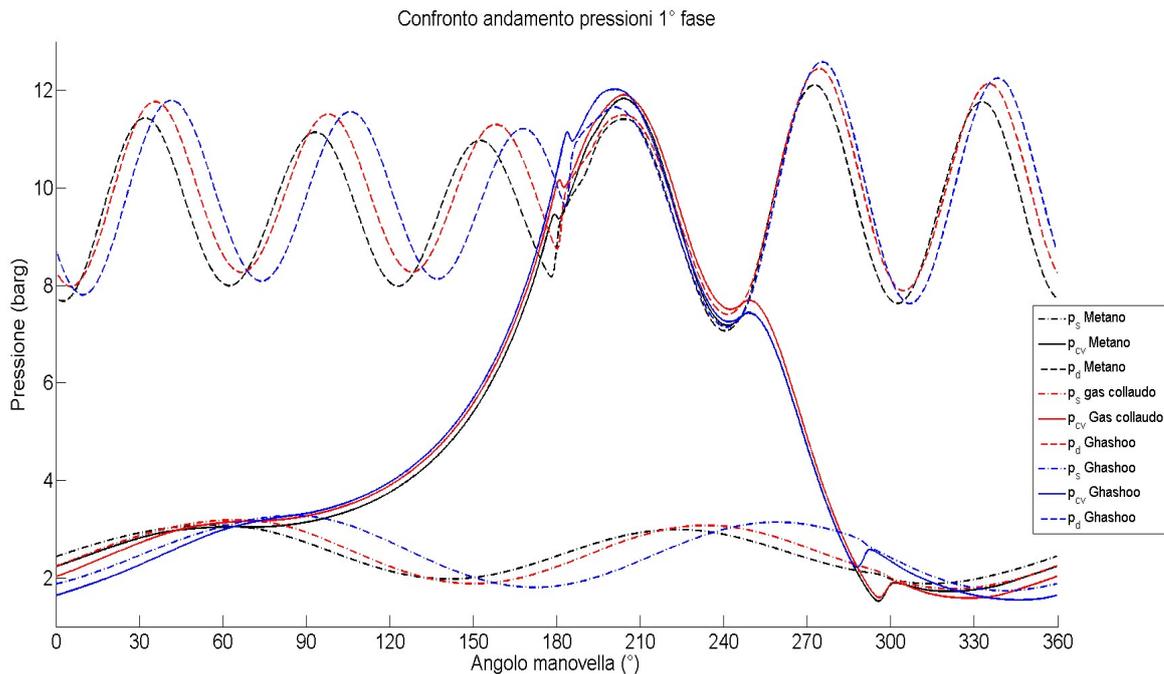
5 - Caratteristiche gas

Componente	Metano	Gas Collaudo	Ghashoo [17]
Peso molecolare ($kg/kmol$)	16.04	16.61	20.69
Densità (cond. Standar) (kg/m^3)	0.67	0.7	0.76
Rapporto calori specifici (cond. Standard)	1.3109	1.3055	1.3109

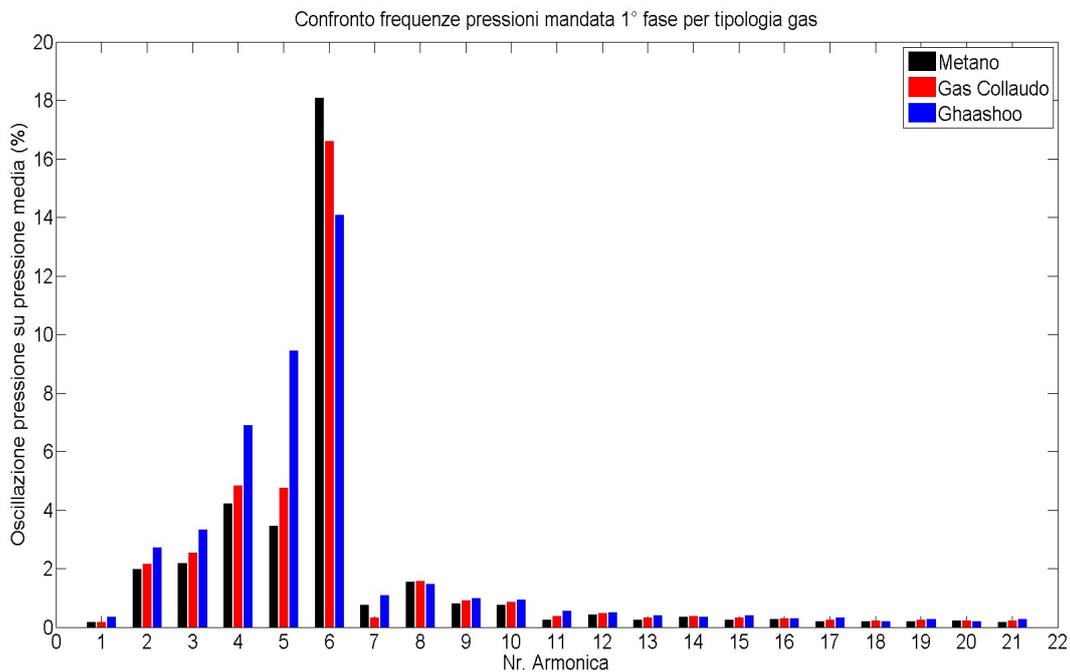
Un gas con maggiore densità comporta una portata massica maggiore, in accordo con l'equazione (4) (il coefficiente di riempimento è praticamente uguale per i tre casi). In accordo con la (6), la potenza assorbita è funzione della portata e del lavoro specifico, ma oltre un certo valore di β , l'effetto della portata è predominante, perciò anche la potenza è influenzata dal valore della densità.

A titolo di esempio nella fig. 38 vengono riportati gli andamenti delle pressioni di aspirazione, camera di compressione e mandata, divise della prima fase, mentre nella fig.39 sono graficati gli spettri di frequenza della pressione, normalizzati sulla pressione media.

Si può notare come un gas meno denso ha oscillazioni più ampie su armonici più elevati; questo è dovuto proprio alla minore inerzia del gas. Mentre su armonici più bassi la situazione è invertita.



38 – Confronto dell'andamento delle pressioni per la prima fase di compressione



39 - Rapporto della frequenza sul valor medio delle pressioni in funzione dello spettro di frequenza

5. Prova sperimentale

Per le prove sperimentali si è utilizzato un compressore progettato e costruito per la richiesta di un cliente e per questo si è allestito un set-up di misurazioni che non risultasse invasivo e non ne compromettesse l'utilizzo futuro; quindi la selezione si è basata principalmente su questo fattore. La scelta è ricaduta sul modello 131B, che è un compressore a 2 cilindri doppio effetto e 4 fasi di compressione, il quale ha le seguenti caratteristiche:

6 - Dati compressore

Nr. Cilindri	2
Nr. Fasi	4
Corsa (mm)	175
Diametro 1° Fase (mm)	190
Diametro 2° Fase (mm)	130
Diametro 3° Fase (mm)	67
Diametro 4° Fase (mm)	67
Diametro asta (mm)	41
Velocità rotazione (rpm)	550
Potenza motore elettrico (kW)	132
Range pressioni di lavoro (barg)	2 - 5



40 - Foto dell'impianto

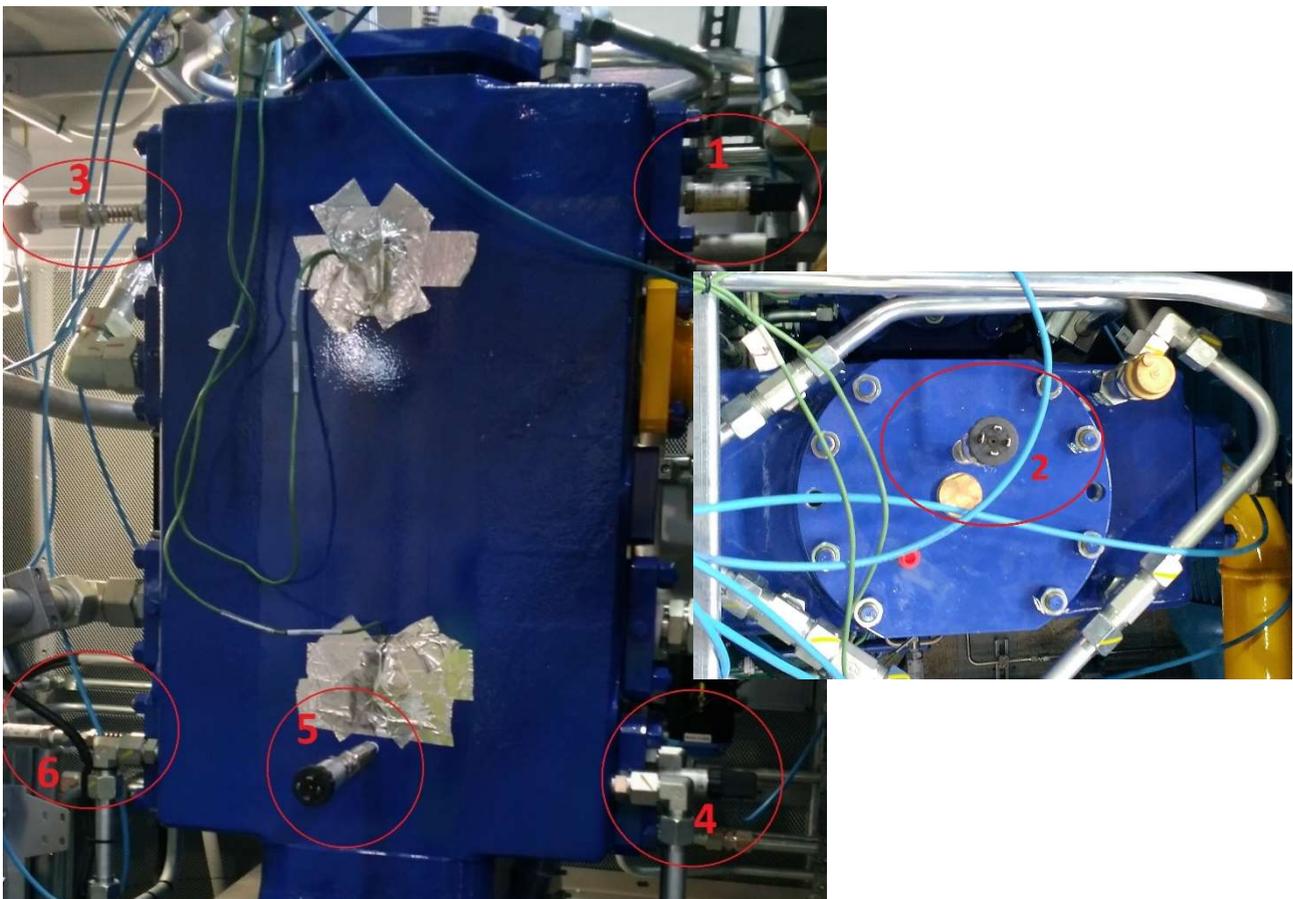
Lo scopo delle prove è di misurare i valori di pressioni, temperature, portate e potenza della macchina al variare della pressione di ingresso, per poterli successivamente confrontare con i dati ottenuti dal modello, così da validarlo o apportare delle modifiche.

Durante i collaudi a fine processo costruttivo, che vengono realizzati per misurare le prestazioni e verificare eventuali problematiche sugli impianti, si sono condotte due differenti tipologie di prove sperimentali. Il primo collaudo si ha al termine del montaggio del modulo compressore, che è messo in funzione nelle condizioni a vuoto, ovvero in assenza di compressione; in questa fase è verificato il funzionamento della macchina, analizzate eventuali problematiche di montaggio e controllate le tolleranze meccaniche. Durante questa prova si sono acquisiti i dati di assorbimento della potenza, così da avere una misura quantitativa delle forze d'attrito che entrano in gioco nella macchina. Il secondo test invece è stata eseguito durante il collaudo finale, nel quale vengono testate le prestazioni (portata e potenza) al variare della pressione di ingresso, verificate eventuali criticità nel montaggio ed eventuali fughe che potrebbero generare situazioni pericolose. In questa prova, oltre i dati di collaudo, sono stati acquisiti ulteriori valori di pressione e temperatura, i quali verranno descritti nel paragrafo 5.1.

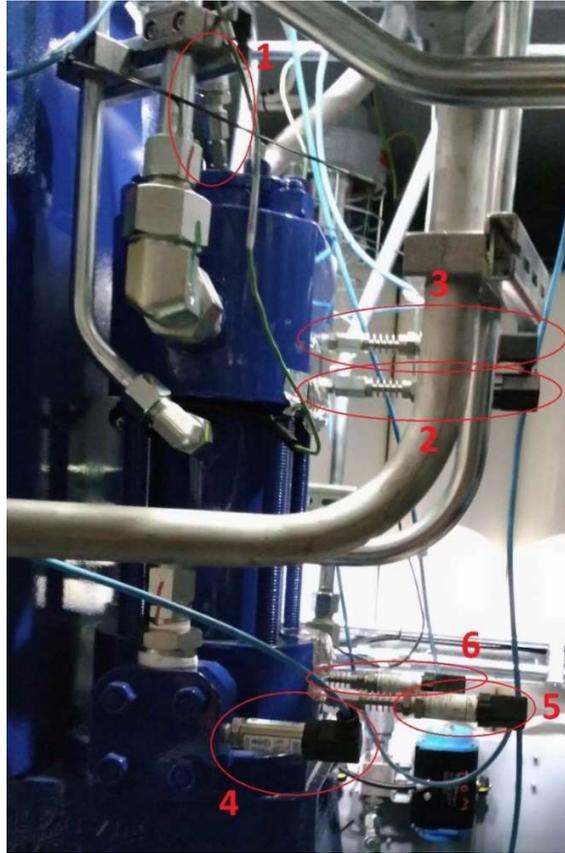
5.1. Allestimento

Per la prima prova non è stato necessario operare nessuna modifica, ma è stato semplicemente applicato un analizzatore di rete (per la strumentazione utilizzata vedere par. 5.2) al quadro elettrico di alimentazione del motore del banco di test. In questo modo durante il collaudo si sono annotati i valori di potenza assorbita.

L'impianto di compressione prevede già dei sensori di pressione e temperatura, posti per poterne monitorare il funzionamento e far intervenire il PLC in caso di anomalie; quindi la sensoristica a bordo macchina non può essere utilizzata perché connessa al PLC (la rimozione della connessione non permette l'avviamento dell'impianto) e soprattutto perché è necessario valutare le grandezze in punti diversi e più specifici, è stato quindi necessario dotare la macchina con altri sensori.



41 - Disposizione sensori di pressione primo cilindro : 1) sensore aspirazione 1° fase; 2) sensore camera di compressione 1° fase; 3) sensore mandata 1° fase; 4) sensore aspirazione 2° fase; 5) sensore camera di compressione 2° fase; 6) sensore mandata 2° fase



42 - Disposizione sensori di pressione primo cilindro : 1) sensore aspirazione 3° fase; 2) sensore camera di compressione 3° fase; 3) sensore mandata 3° fase; 4) sensore aspirazione 4° fase; 5) sensore camera di compressione 4° fase; 6) sensore mandata 4° fase

L'allestimento prevede (fig. 41 e 42):

- 1 sensore di pressione all'ingresso della valvola di aspirazione di ogni fase;
- 1 sensore di pressione nella camera di compressione di ogni fase;
- 1 sensore di pressione all'uscita della valvola di mandata;
- 1 sensore di temperatura sulla parete del cilindro per ogni fase.

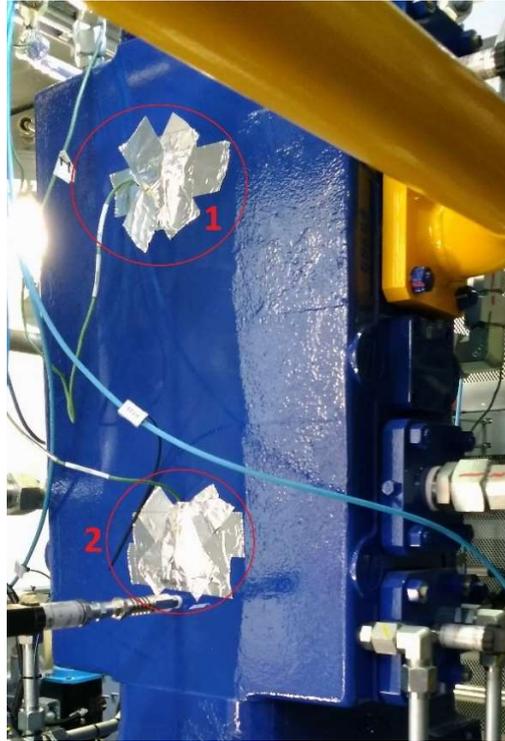
Per installare i sensori di pressione in queste zone è stato necessario effettuare delle lavorazioni sui componenti. Per il cilindro di bassa pressione sono stati praticati dei fori filettati per poter avvitare il sensore:

- un foro per ogni coperchio valvola, per poter misurare la pressione in entrata/uscita della valvola;
- un foro sul fondo cilindro (è il coperchio che chiude superiormente il cilindro), per acquisire la pressione della camera di compressione della prima fase;
- un foro sul corpo cilindro, per valutare la pressione della camera di compressione della seconda fase.

Per il secondo cilindro invece, è stato possibile riutilizzare alcuni fori già praticati in fase costruttiva dei coperchi valvole, mentre è stato necessario effettuare:

- due fori sulla testata superiore del cilindro, per acquisire la pressione all'uscita della valvola di mandata e quella in camera di compressione della terza fase;
- un foro sulla testata inferiore del cilindro, per misurare la pressione all'interno della camera di compressione della quarta fase.

Per l'applicazione delle termocoppie invece non è stato predisposto un lavoro particolare, poiché queste vengono semplicemente incollate tramite pasta termica, la quale permette anche l'isolamento verso l'esterno e protette con nastro di alluminio (fig.43).



43 - Termocoppie primo cilindro: 1) temperatura parete effetto avanti; 2) temperatura effetto indietro

5.2. Catena di misura

Per poter elaborare ed acquisire i dati si è realizzato una catena di misura, che permette di leggere i dati dai trasduttori, filtrarli, elaborarli e renderli disponibili all'acquisizione sul pc.

La catena è composta da:

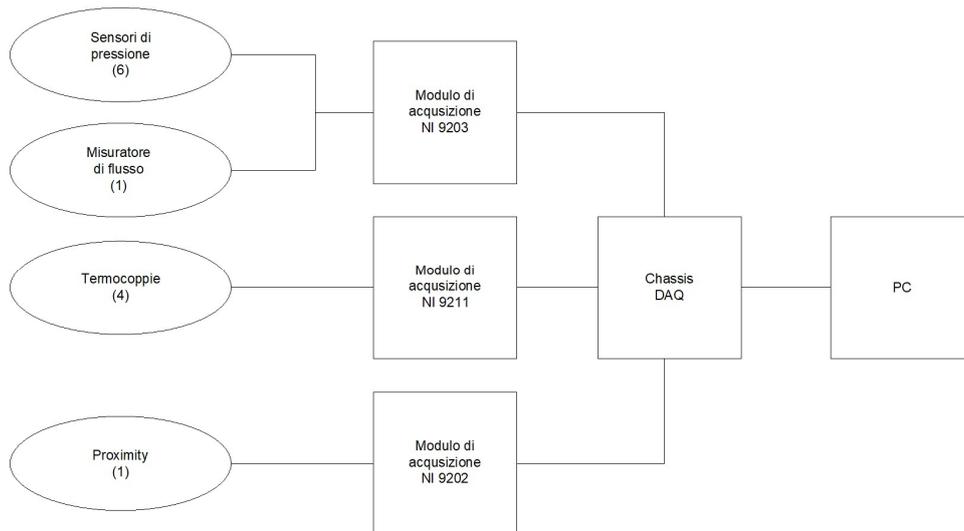
- trasduttori (sensori di pressione, temperatura, portata);
- moduli di elaborazione e acquisizione;
- scheda di acquisizione (DAQ);
- programma di acquisizione su PC.

Poiché si è operato con gas naturale, che può formare atmosfere potenzialmente esplosive, si è reso necessario evitare la generazione di un innesco attraverso le connessioni elettriche dei sensori. Per questo sono state utilizzate delle barriere sicurezza intrinseca, che sono interconnesse tra i sensori che sono posti in area pericolosa e il sistema di acquisizione, che è situato in zona sicura. I principi basilari di funzionamento delle barriere di sicurezza intrinseca, consistono nel limitare la quantità di energia elettrica nei circuiti nell'area pericolosa, così come nella strumentazione interconnessa con gli stessi in area sicura, tale che non si possano avere archi o scintille o alte temperature superficiali che possano innescare l'atmosfera esplosiva. In sostanza l'alimentazione e il segnale passano dalle barriere. Queste, ad ogni modo, sono state dimensionate in modo da non tagliare la frequenza del segnale proveniente dai sensori e quindi non inficiare la prova.

Per provvedere all'isolamento dei sensori si è predisposto un cablaggio per terre dei sensori e del sistema di acquisizione. Inoltre si è provveduto a isolare le schermature dei sensori.

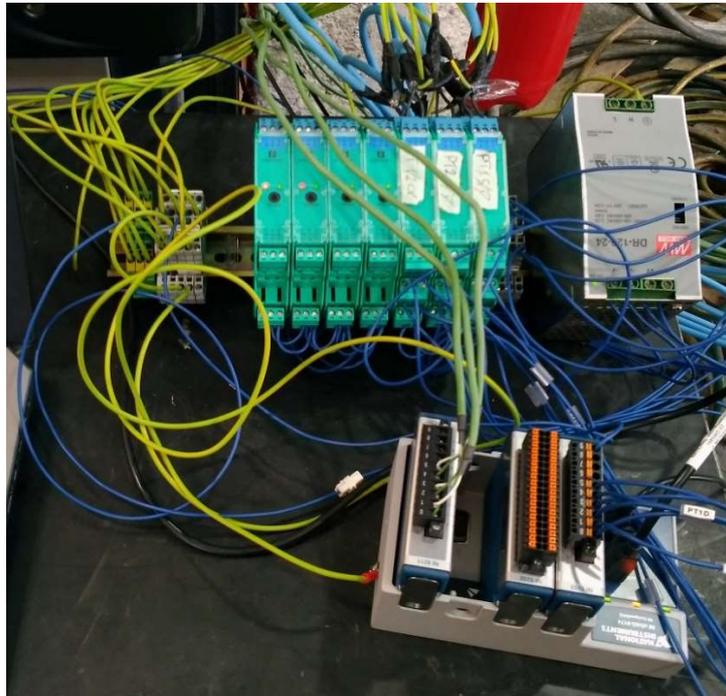
La frequenza di acquisizione è vincolata dai sensori di pressione, che possono effettuare misure ad un campionamento massimo di 500 S/s.

Nei paragrafi successivi vengono descritte le caratteristiche dei vari componenti utilizzati nella catena di misura.



44 - Schematizzazione catena di misura

5.2.1. Sistema di acquisizione (DAQ)



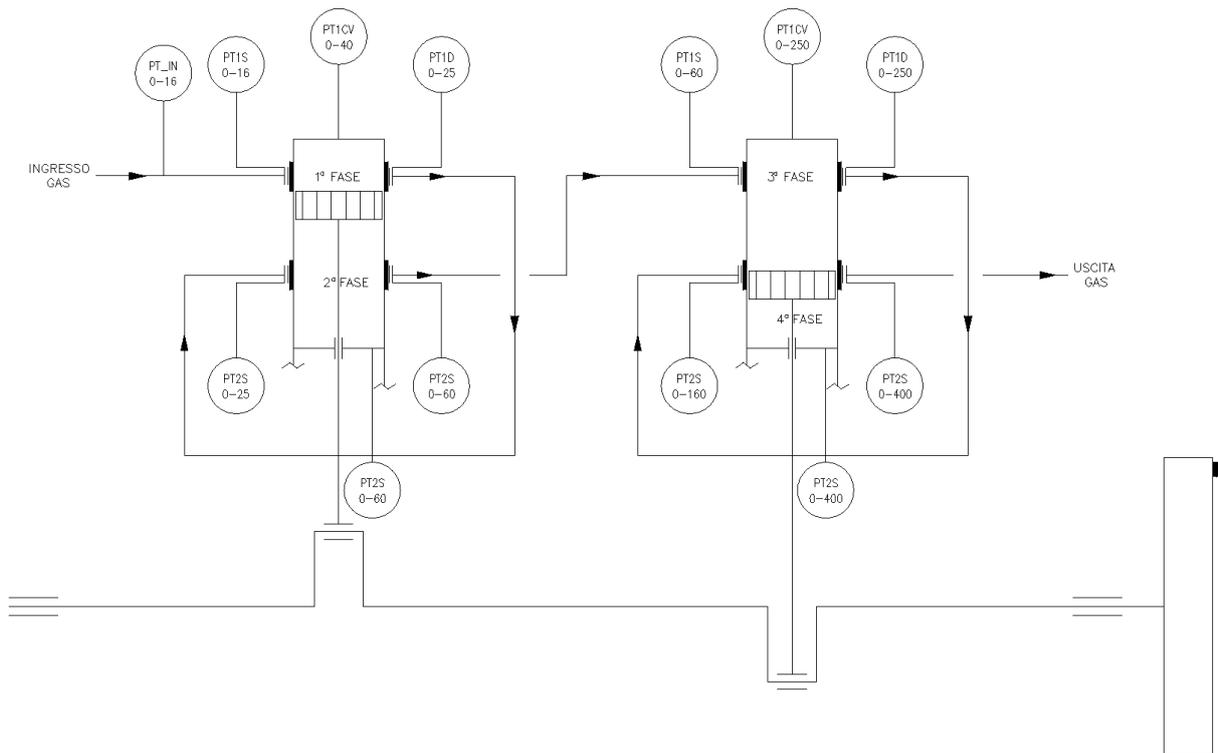
45 - Foto del sistema di acquisizione e del cablaggio

La scheda di acquisizione dati utilizzata per le prove è un sistema combinato della National Instruments, che prevede uno chassis, il CDAQ-9174 [18], che permette tramite un sistema plug-and-play di inserire diversi moduli I/O analogici e digitali; in questa applicazione sono stati utilizzati tre moduli di acquisizione digitale con le caratteristiche elencate in tabella 7.

7 - Caratteristiche moduli di acquisizione

Modulo	Nr. di canali	Tipologia segnale	Range di misura	Velocità di acquisizione	Sensori acquisiti
NI-9202 [19]	16	Tensione	$\pm 10 V$	200 kS/s	Pressione e portata
NI-9203 [20]	8	Corrente	$\pm 20 mA$	10 kS/s/ch	Proximity
NI-9211 [21]	4	Tensione	$\pm 80 mV$	14 S/s	Termocoppie

5.2.2 Sensori di pressione



46 - Schematizzazione posizione sensore e tarature fondo scala



47 - Torretta di raffreddamento

I trasduttori di pressione utilizzati sono i WIKA IS 3 [22]; la scelta è ricaduta su questo modello poiché è uno dei pochi che permette di essere utilizzati in atmosfere potenzialmente esplosive, offrire una buona velocità di acquisizione e un basso errore sulla misura. Inoltre la preferenza è stata dettata anche dal fatto che questo modello viene adottato sull’impianto del compressore.

Le caratteristiche sono riportate nella tabella 8:

8 - Caratteristiche sensori di pressione

Tipologia sensore	Tipologia segnale	Range di misura	Velocità di uscita	Errore
Capacitivo	Corrente	4 – 20 mA	500 S/s	±0.50% dello span

Per proteggere i trasduttori dalle elevate temperature che possono generarsi, a quelli posti nella camera di compressione e in mandata, sono state installate delle torrette di raffreddamento (fig.47), le quali consentono di abbassare la temperatura in arrivo al sensore.

5.2.3 Sensori di temperatura

I sensori di temperatura utilizzati per questo test sono le WIKA TS-50 [23]. Una termocoppia è costituita da una giunzione di due metalli differenti, unite ad una estremità, a contatto con la zona da misurare, mentre l’altra estremità è libera; quando la prima viene riscaldata/raffreddata, crea una differenza di potenziale con l’altra estremità, la quale viene convertita in temperatura misurata. Queste termocoppie sono di tipo K, che sono le più utilizzate grazie al suo ampio intervallo di temperature di misura ed il suo basso costo. La tipologia deriva dall’utilizzo dei metalli utilizzati: in questo caso si ha una lega Nichel-Cromo per il conduttore positivo e Nichel-Alluminio per quello negativo.

5.2.4. Misuratore di flusso

Per la misura della portata si è utilizzata la strumentazione presente nell'area di collaudo, che è composta da un misuratore di portata e un trasmettitore, entrambi della Emerson Micro Motion [24].

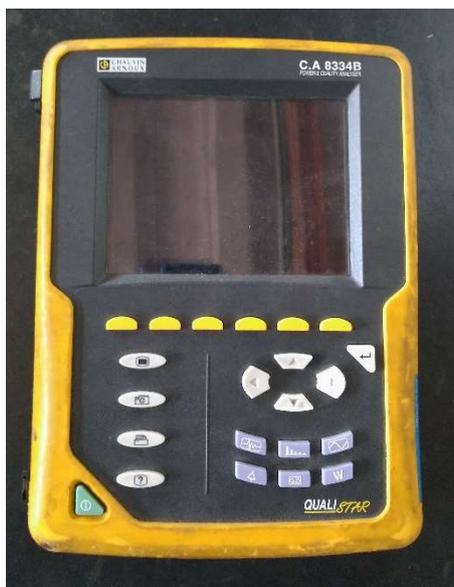
Le caratteristiche sono riportate nella tabella 9:

9 - Caratteristiche misuratore di flusso

Tipologia sensore	Tipologia segnale	Range di misura	Velocità di uscita	Errore
Effetto coriolis	Corrente	4 – 20 mA	500 S/s	$\pm 0.75\%$ dello span

5.2.5. Analizzatore di rete

Per la misura della potenza assorbita dal motore elettrico si è impiegato un analizzatore di rete [25], il quale permette di analizzare le proprietà delle reti elettriche, in particolare il comportamento associato alla riflessione e alla trasmissione di segnali elettrici. Il collegamento per la misura viene effettuato attraverso tre pinze amperometriche e tre captatori di corrente (una per ogni fase). L'acquisizione viene effettuata direttamente sullo strumento, il quale salva i dati in un file .csv della potenza, corrente e tensione per le tre fasi.



48 - Analizzatore di rete

5.2.6. Proximity

Per avere una relazione dei segnali provenienti dai sensori di pressione e la posizione angolare del compressore si è installato un proximity, che restituisce un picco in tensione ogni volta che si ha il passaggio del riferimento installato sul volano.

5.3. Descrizione prova

La realizzazione della prima prova, per la valutazione delle forze d'attrito, è già descritta nell'introduzione del capitolo; in questo paragrafo invece sarà descritta la seconda prova, per l'acquisizione delle prestazioni e pressioni del compressore.

La prova, come accennato, è stata eseguita in concomitanza con la verifica finale della macchina. Il collaudo consiste inizialmente di portare in pressione l'impianto per controllare le perdite. Dopo questa fase di messa in sicurezza, inizia il test: attraverso un impianto esterno viene realizzato un ricircolo di gas, dove il gas in uscita dal compressore passa da una valvola riduttrice, riscaldato ad una temperatura di

20 °C e infine aspirato dal compressore al valore di pressione desiderato (la valvola riduttrice viene regolata in modo da avere il salto di pressione voluto). La durata della prova è di circa 30 minuti, durante la quale vengono monitorati i dati e diagnosticate eventuali problematiche. Terminata il test, il compressore viene fermato e si procede alla misurazione delle temperature della meccanica interna (manovellismi, aste, ecc.). Questa procedura è effettuata per tre livelli di pressione differenti, che sono identificate in base a quelle di progetto, che sono date dalla tipologia di metanodotto dalla quale l'impianto accinge:

- minima: in questa prova si ha la portata minima che il compressore può realizzare, inoltre si realizzano i salti di pressione più elevati;
- progetto: è il valore che in genere lavorerà l'impianto; qui si ha la portata di progetto che il cliente richiede;
- massima: si ha la portata massima realizzabile e il valore massimo di potenza che assorbe il motore elettrico, che in genere coincide con il valore di saturazione del motore.

L'acquisizione dei dati inizia alcuni minuti dopo l'inizio del running test, per un tempo circa di 10 minuti; in questo modo si riescono ad avere una considerevole mole di dati per ognuna delle prove.

6. Analisi ed elaborazione dati

Dopo la realizzazione delle prove, i dati sono stati raccolti ed elaborati tramite il software Matlab, effettuando due tipologie di analisi:

- valori nel ciclo: i dati sono stati divisi per ogni giro di manovella del compressore e mediati. Questo è servito ad eliminare eventuali errori spuri accorsi durante l'acquisizione;
- FFT (Fast Fourier Trasformazione): si è effettuata l'osservazione della trasformata di Fourier sui dati raccolti, per poter rilevare eventuali fenomeni ciclici e individuare eventuali disturbi intercorsi durante il campionamento.

Le analisi FFT sono state effettuate principalmente per le pressioni di mandata, poiché sono quelle di maggiore interesse, dato che il gas subisce l'effetto della spinta dello stantuffo, il passaggio delle valvole, ma non ha ancora subito l'attrito della tubazione, a differenza della pressione di aspirazione. Tuttavia sarà fatto un confronto tra gli armonici della pressione di mandata e quella di aspirazione dello stadio successivo. I valori delle frequenze sono normalizzati sul valor medio, per poter confrontare gli andamenti e valori a pressioni differenti.

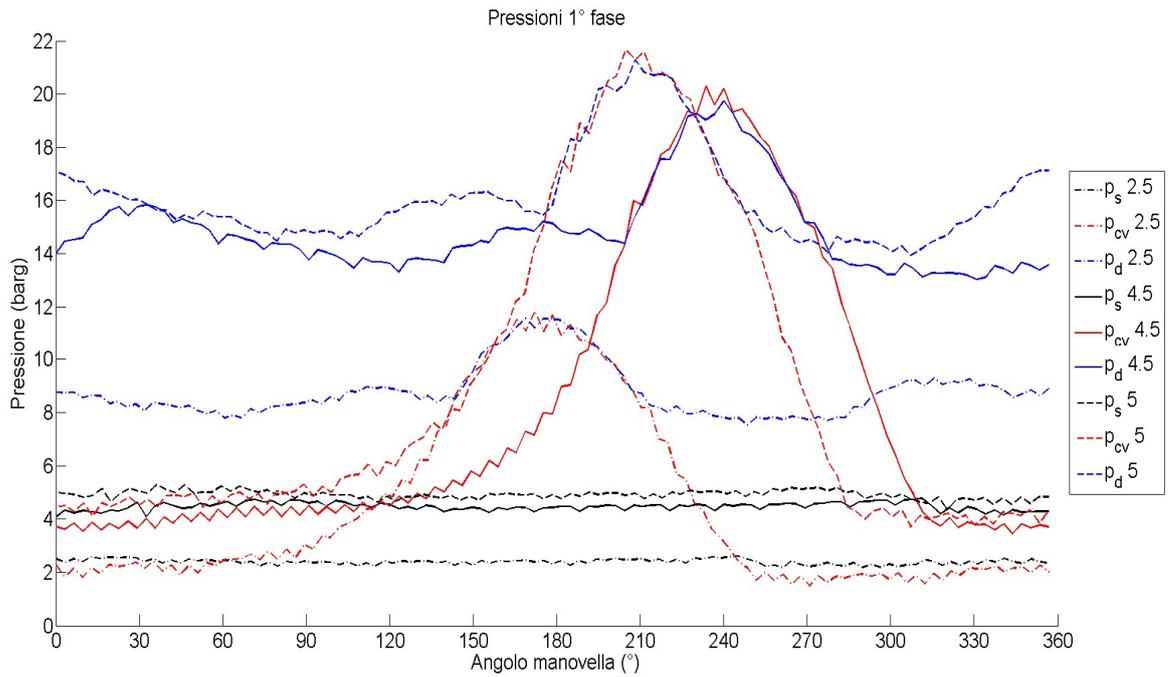
Per quel che riguarda invece potenza e portata, saranno solo evidenziati i valori medi delle prove, poiché la bassa frequenza di acquisizione dell'analizzatore e la presenza di una capacità a monte del misuratore di portate non hanno permesso di apprezzare eventuali oscillazioni dei valori nel ciclo.

6.1. Dati e grafici sperimentali

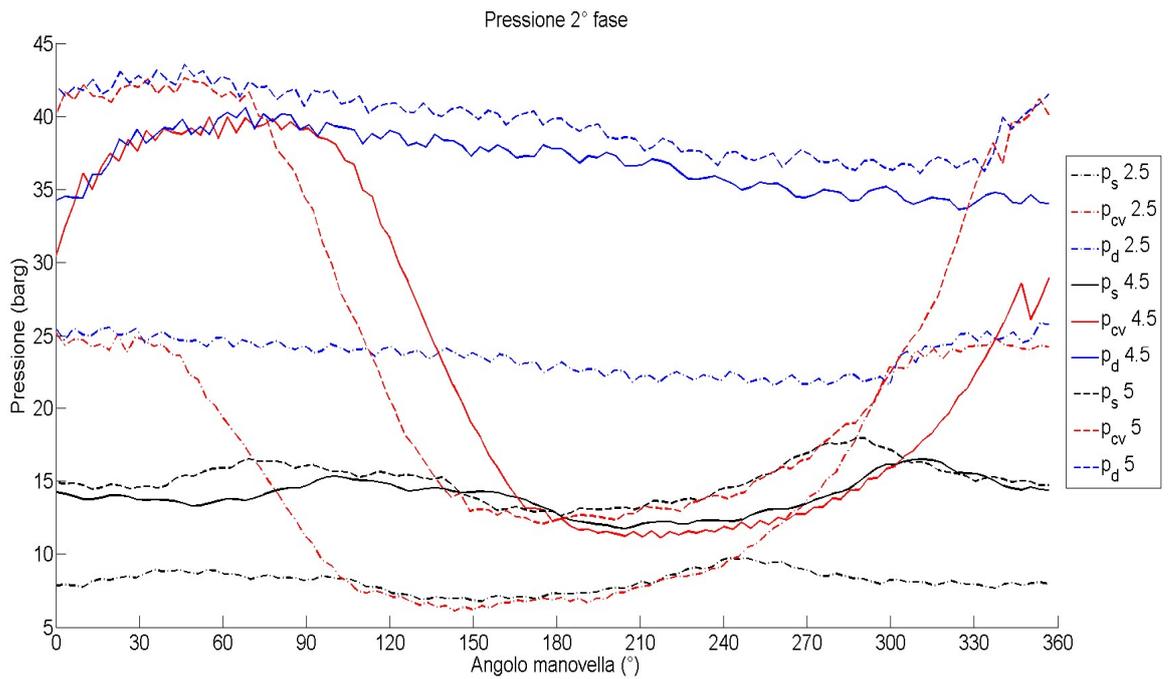
Nel primo blocco di grafici delle prove sperimentali si confrontano le tre prove realizzate con le diverse pressioni di ingresso; si metterà in relazione il valore di pressione in funzione dell'angolo di manovella. Nel secondo gruppo sarà mostrato lo spettro delle pressioni di mandata delle 4 fasi, per ognuna delle tre prove. Infine saranno mostrate le differenze delle armoniche multiple del principale della mandata e l'aspirazione dello stadio successivo.

10 - Valori medi dati sperimentali

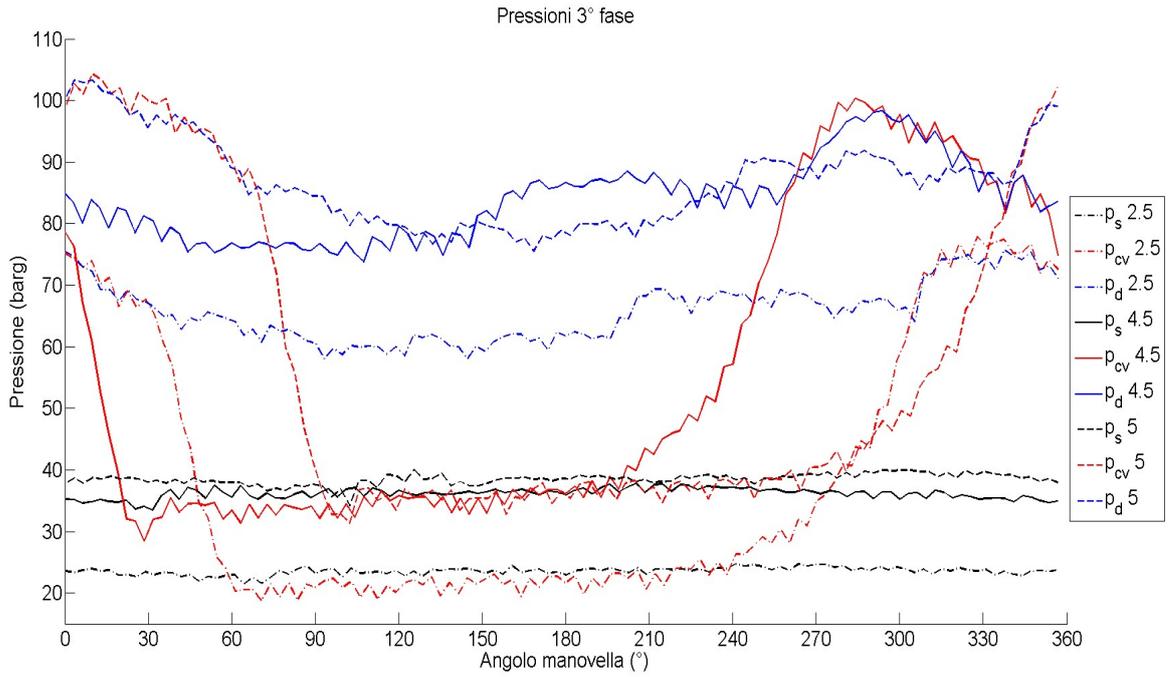
	$p_{in} = 2.5 \text{ barg}$	$p_{in} = 4.5 \text{ barg}$	$p_{in} = 5 \text{ barg}$
Potenza (kW)	89.1	125.32	131.55
Portata massica (kg/h)	300.44	482.16	524.36
Pressione aspir. 1° fase (barg)	2.42	4.47	4.90
Pressione mand. 1° fase (barg)	8.86	14.91	16.04
Pressione aspir. 2° fase (barg)	8.21	13.94	14.99
Pressione mand. 2° fase (barg)	23.68	36.87	39.32
Pressione aspir. 3° fase (barg)	23.31	35.87	38.32
Pressione mand. 3° fase (barg)	65.31	83.81	86.47
Pressione aspir. 4° fase (barg)	65.22	82.16	84.88
Pressione mand. 4° fase (barg)	245.57	249.50	247.86



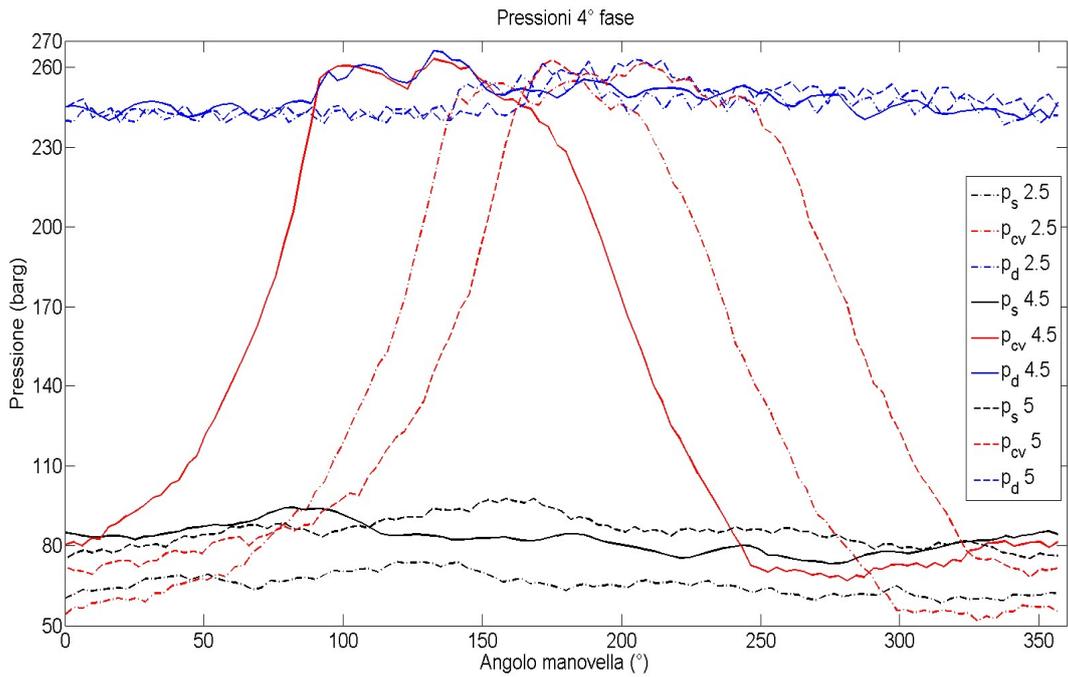
49 - Andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 1° fase per le tre pressioni di ingresso



50 - Andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 2° fase per le tre pressioni di ingresso

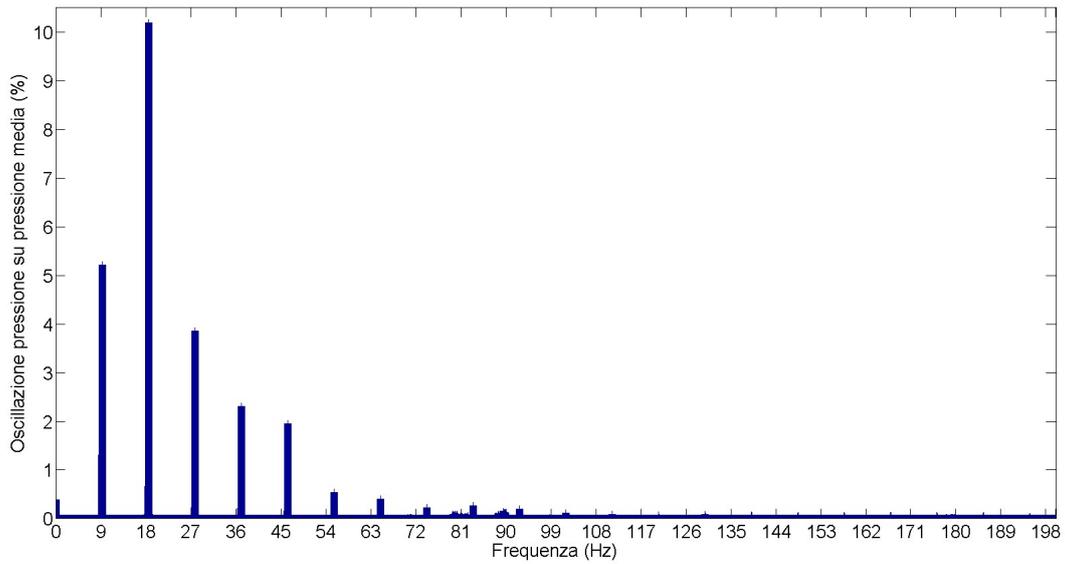


51 - Andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 3° fase per le tre pressioni di ingresso

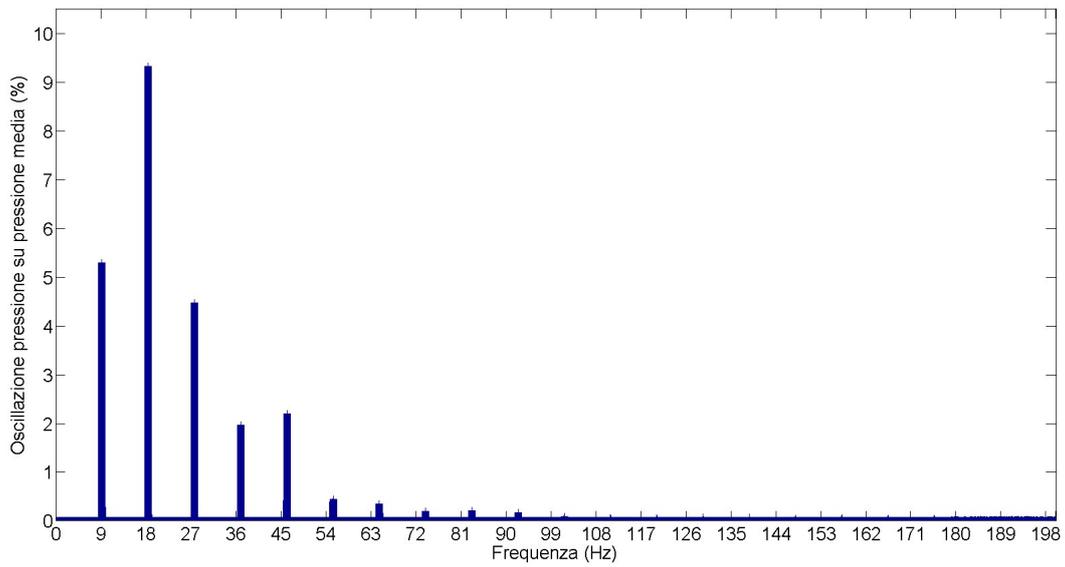


52 - Andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 4° fase per le tre pressioni di ingresso

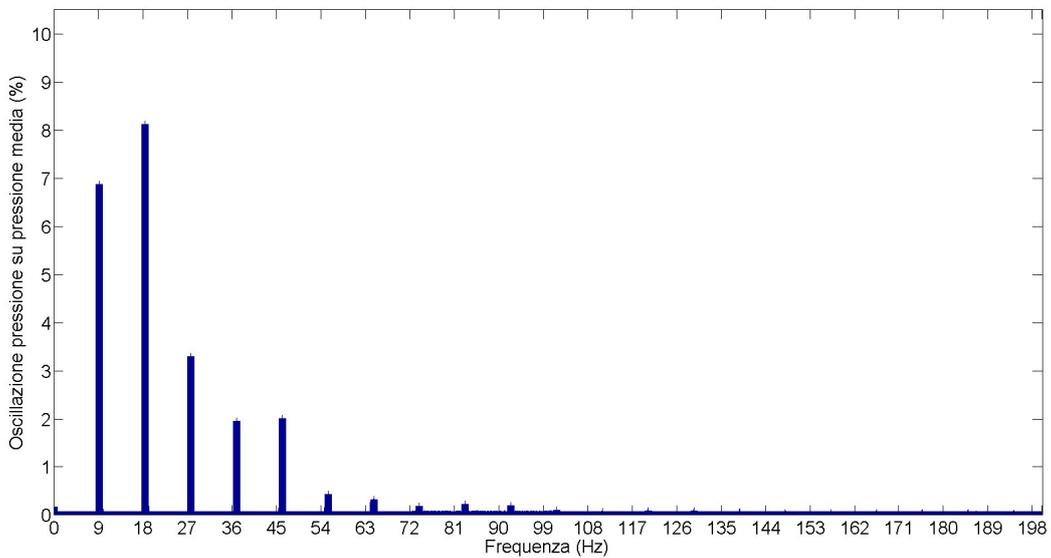
Frequenze pressioni mandata 1° fase $p_{in} = 2.5$ barg

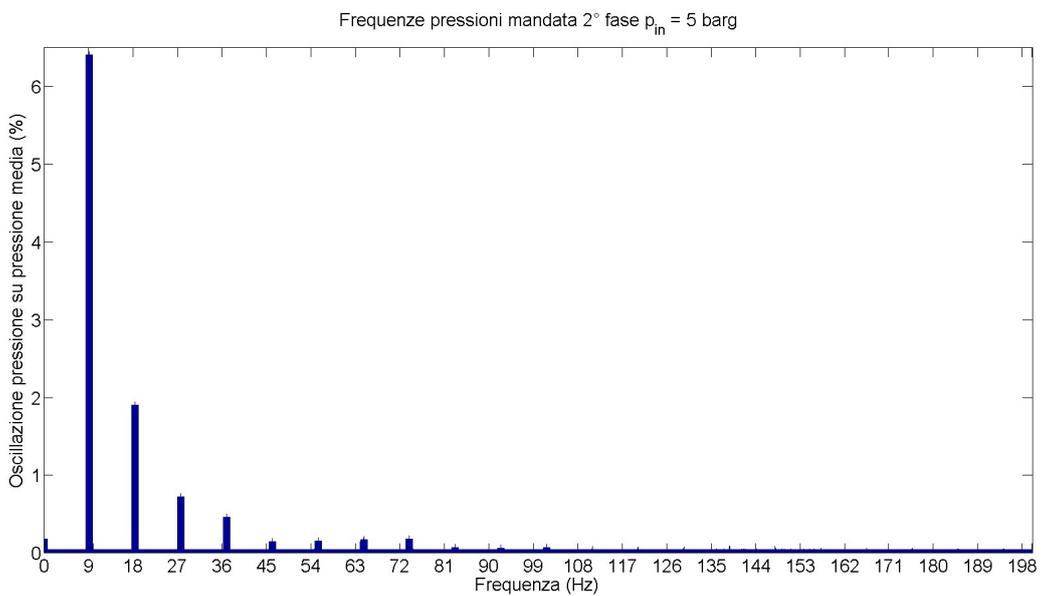
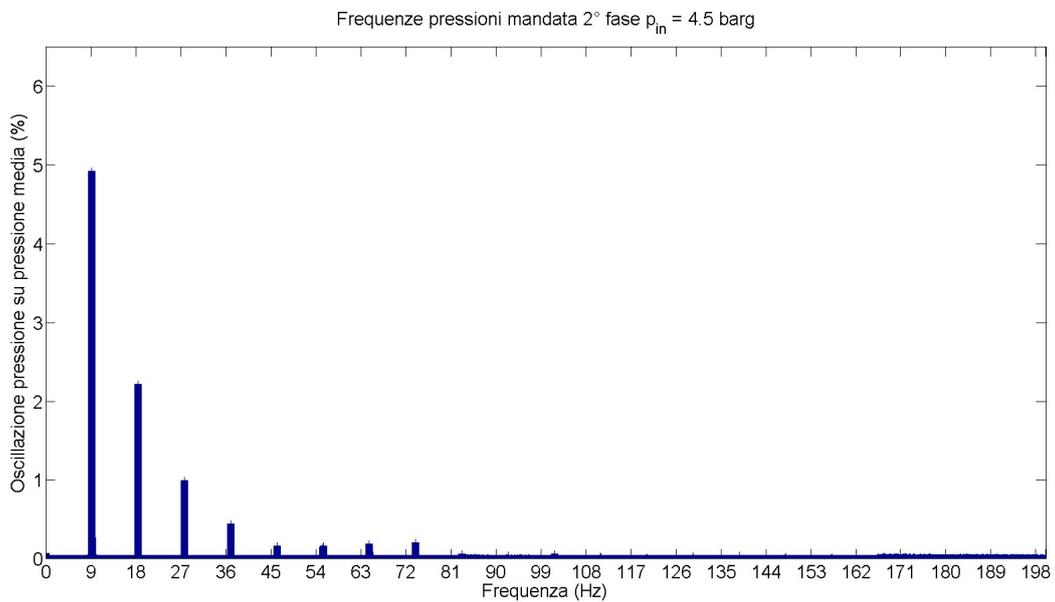
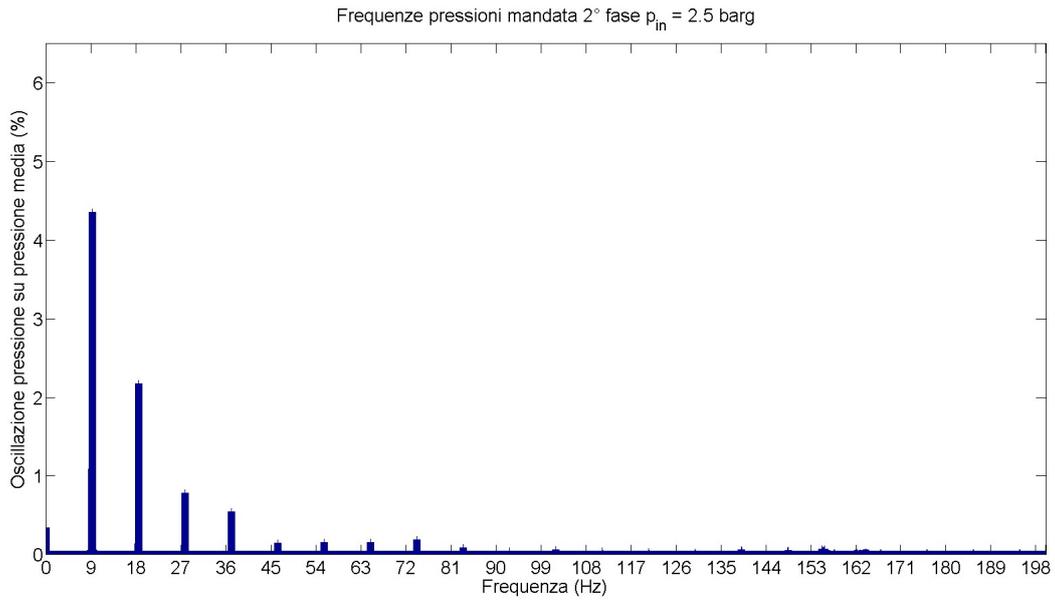


Frequenze pressioni mandata 1° fase $p_{in} = 4.5$ barg



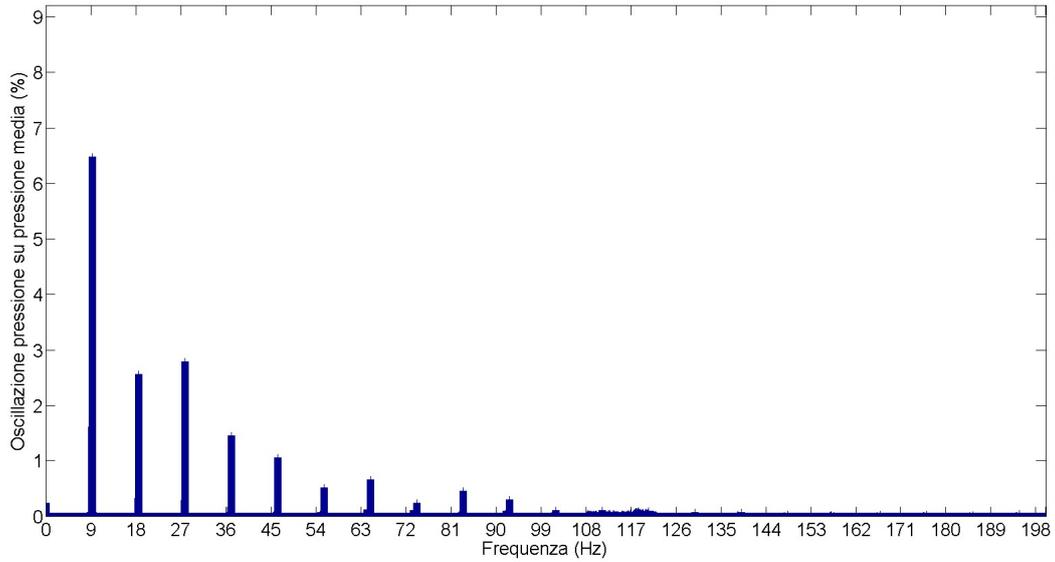
Frequenze pressioni mandata 1° fase $p_{in} = 5$ barg



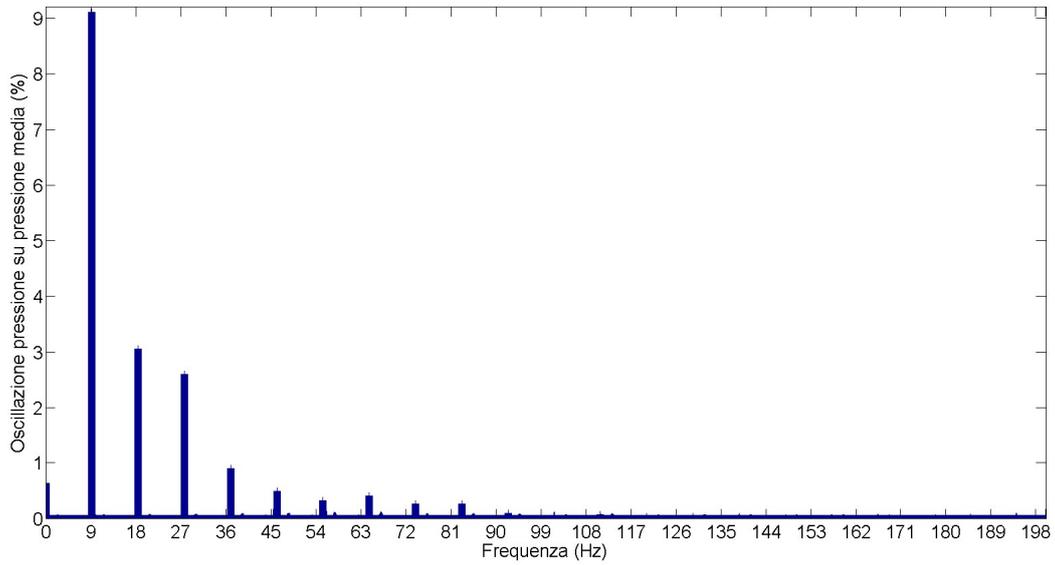


54 - Spettro della frequenza per la mandata della 2° fase per le tre prove

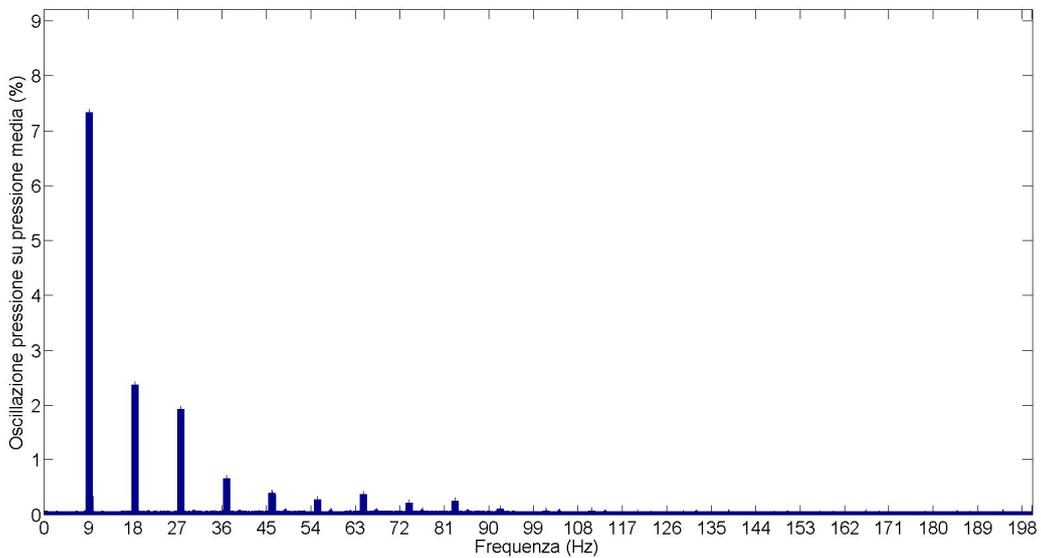
Frequenze pressioni mandata 3° fase $p_{in} = 2.5$ barg

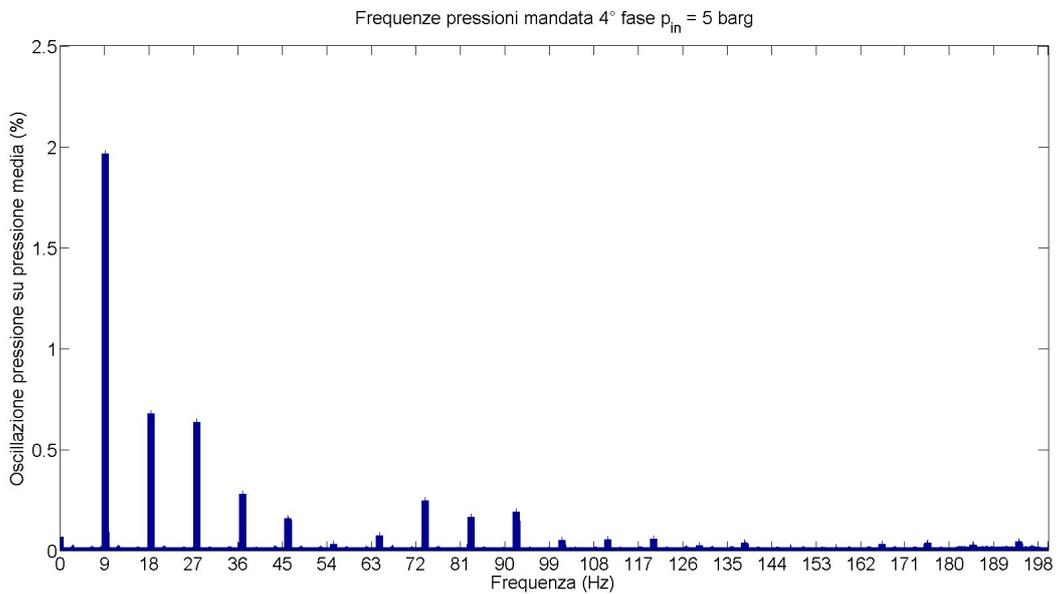
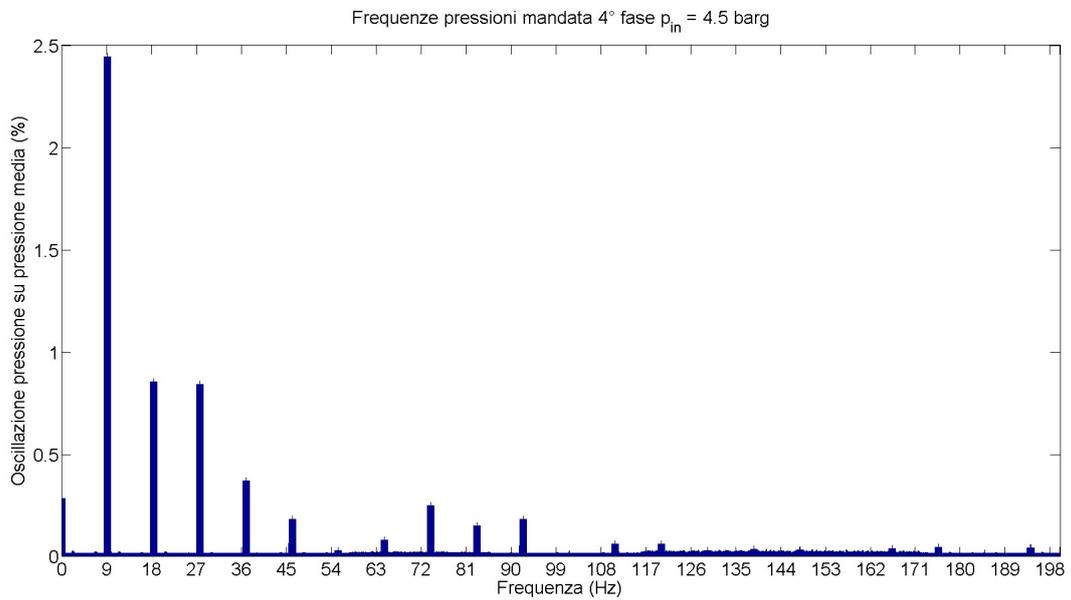
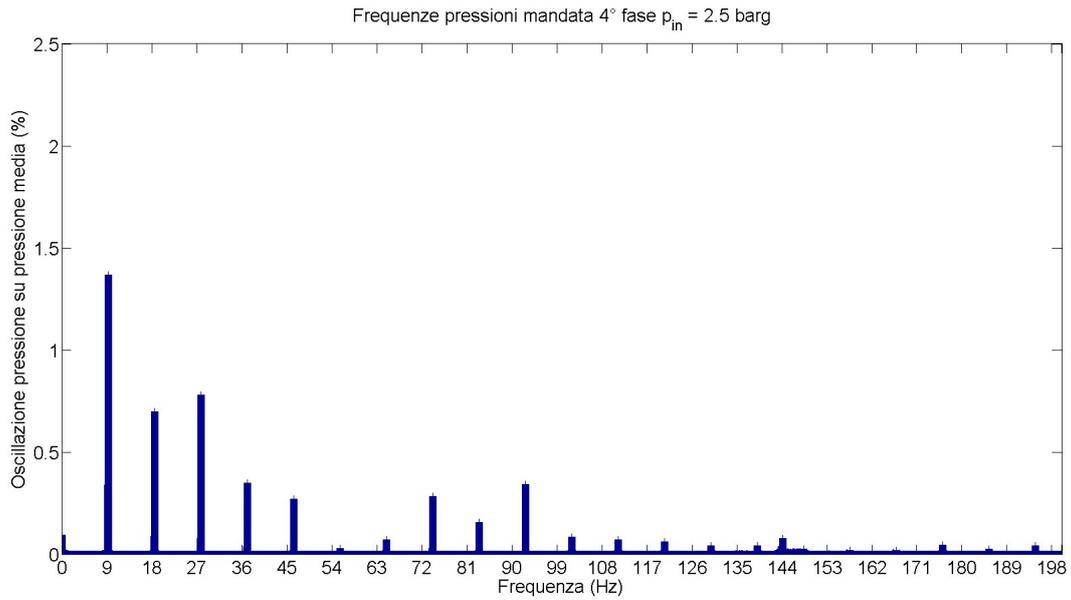


Frequenze pressioni mandata 3° fase $p_{in} = 4.5$ barg

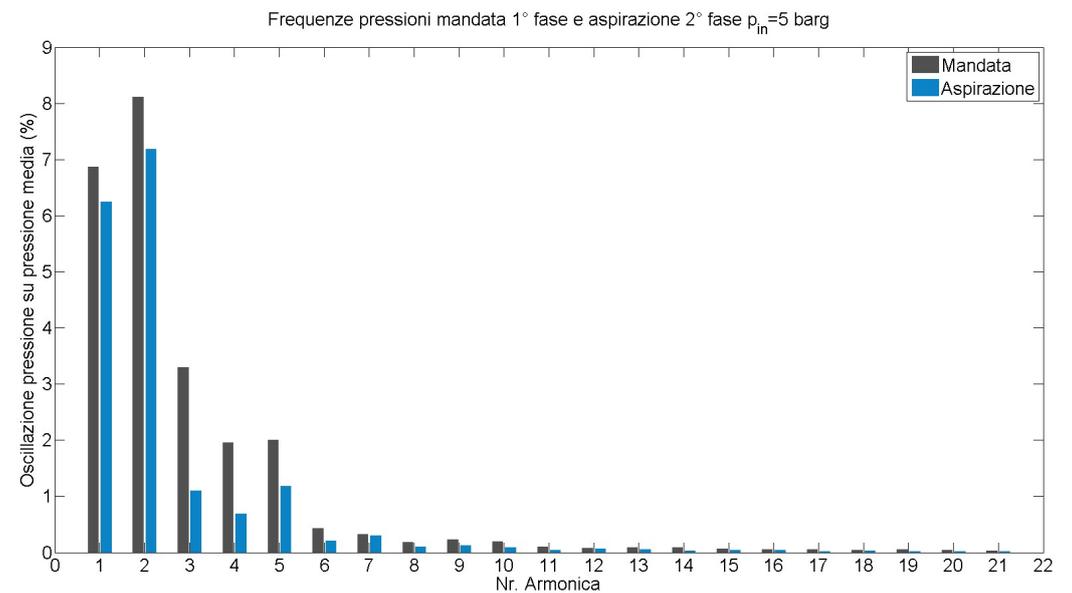
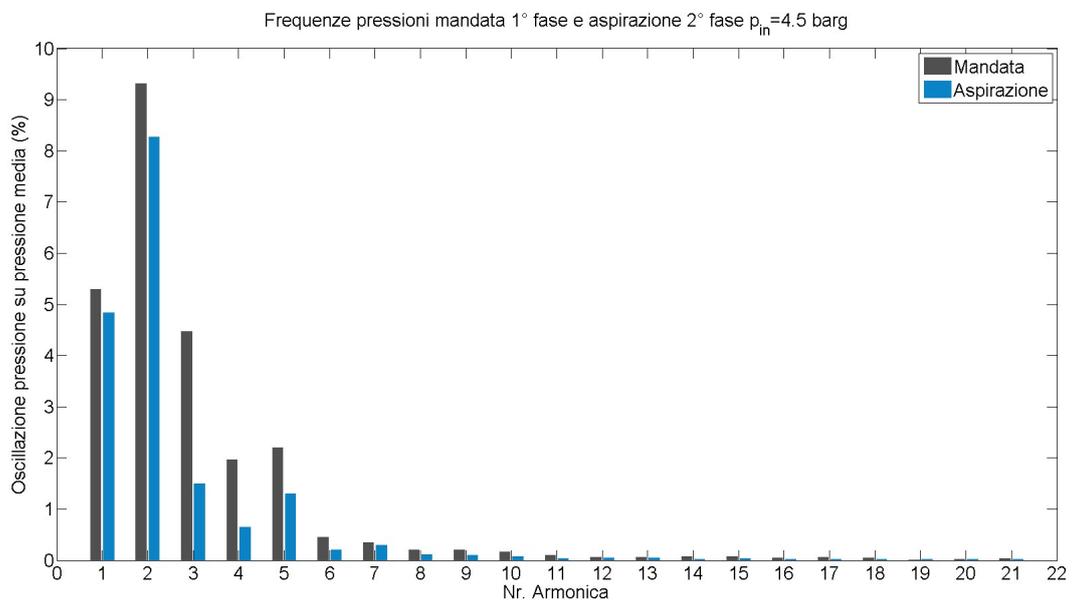
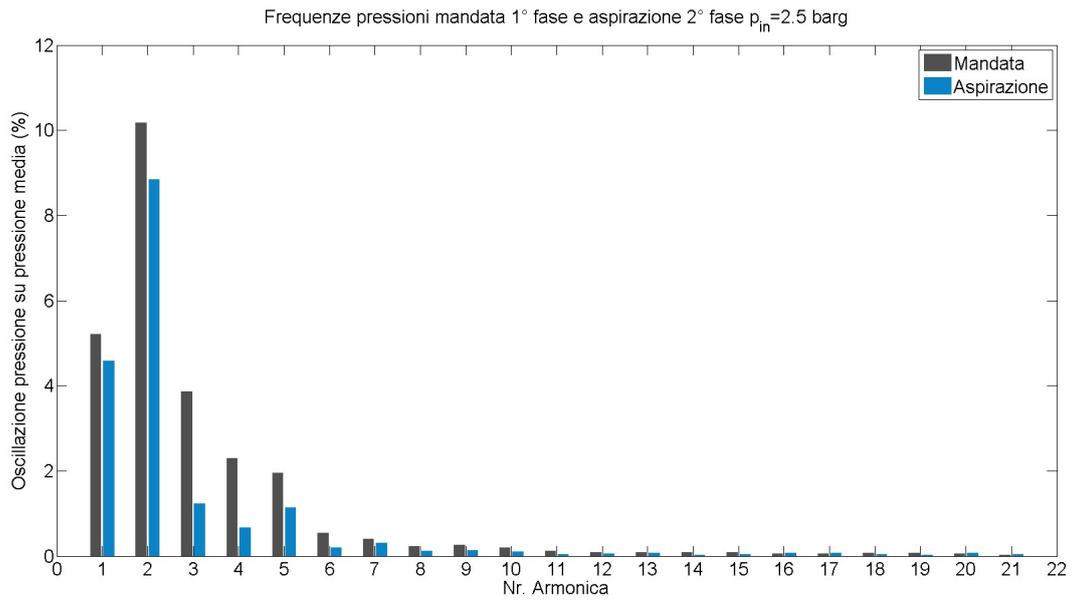


Frequenze pressioni mandata 3° fase $p_{in} = 5$ barg

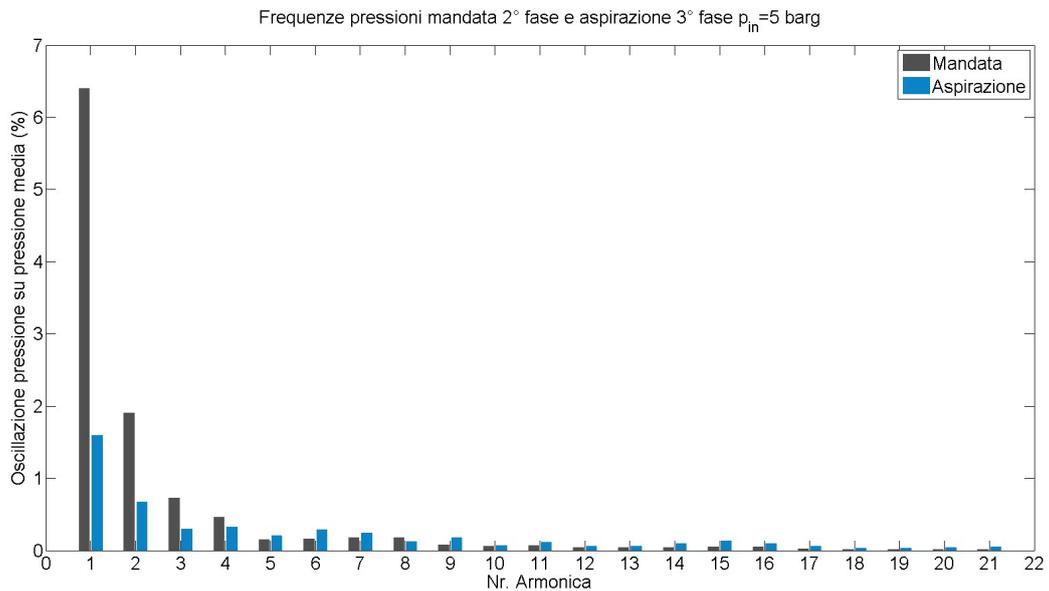
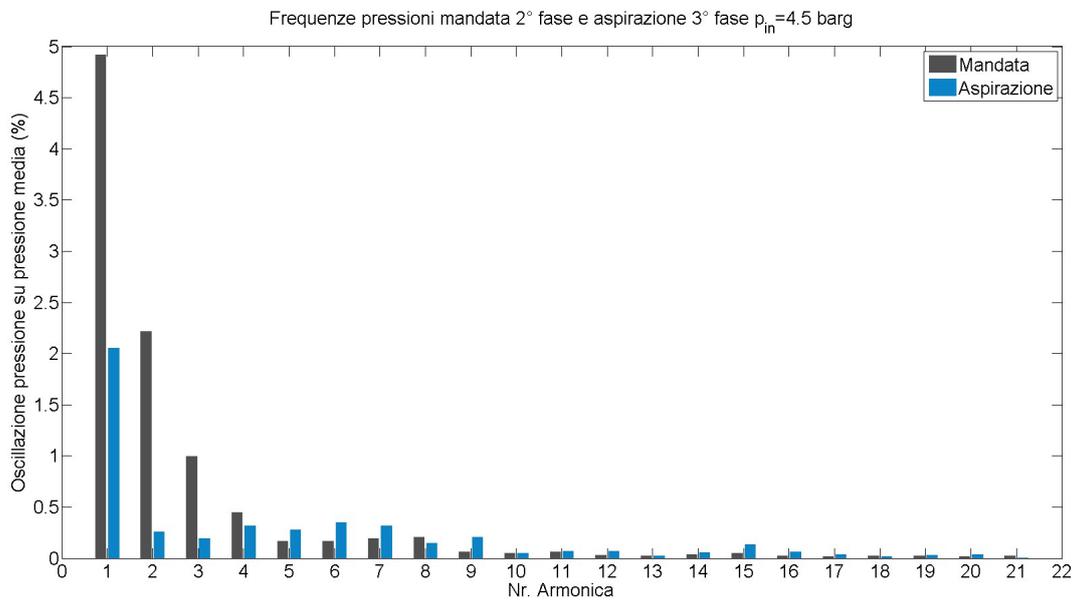
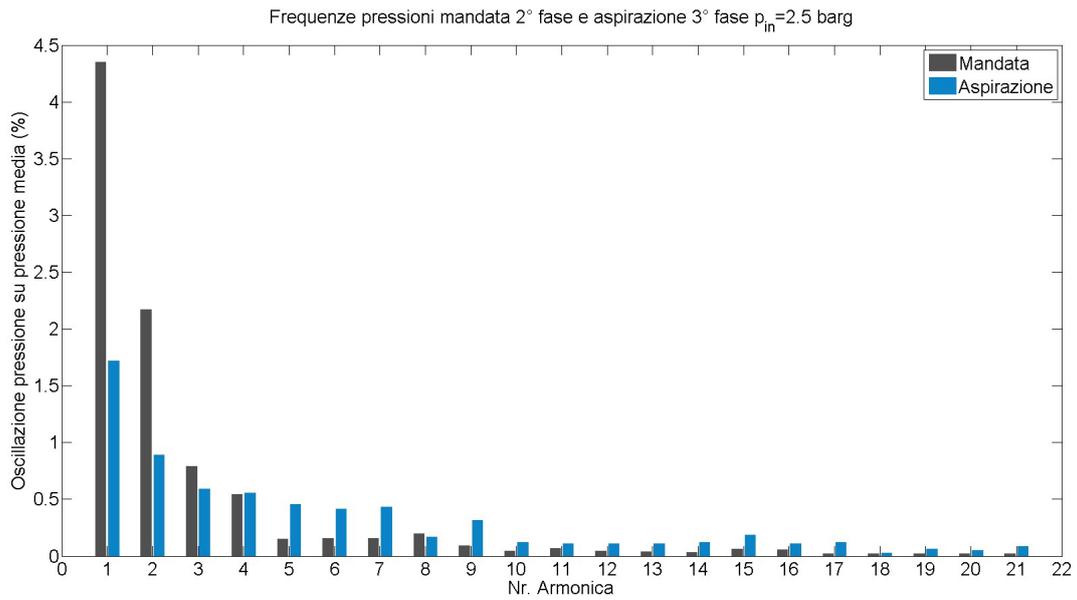




56 - Spettro della frequenza per la mandata della 4° fase per le tre prove

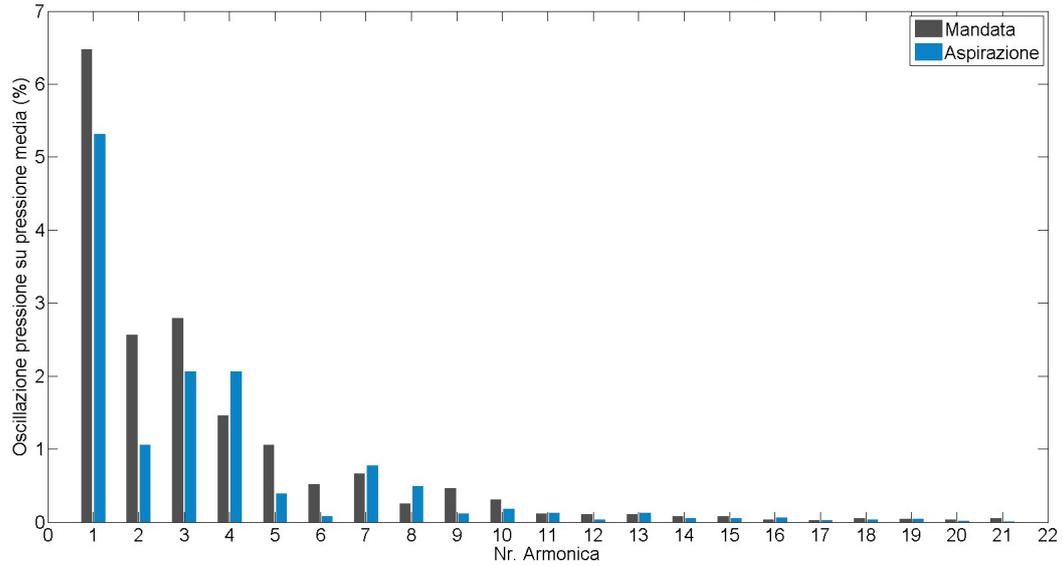


57 - Confronto tra le armoniche di mandata fase 1 e aspirazione fase 2 per le tre prove

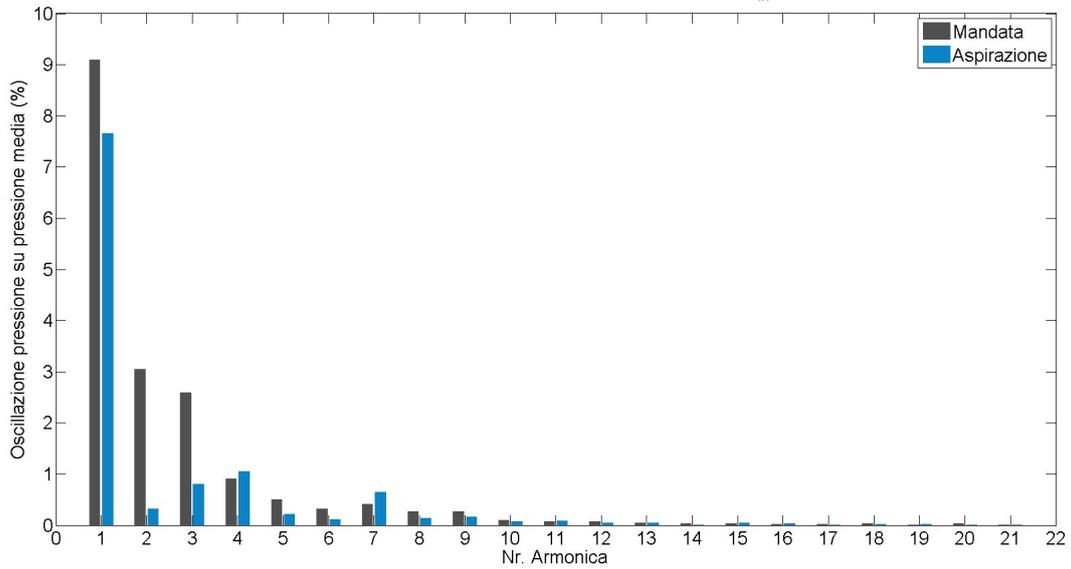


58 - Confronto tra le armoniche di mandata fase 2 e aspirazione fase 3 per le tre prove

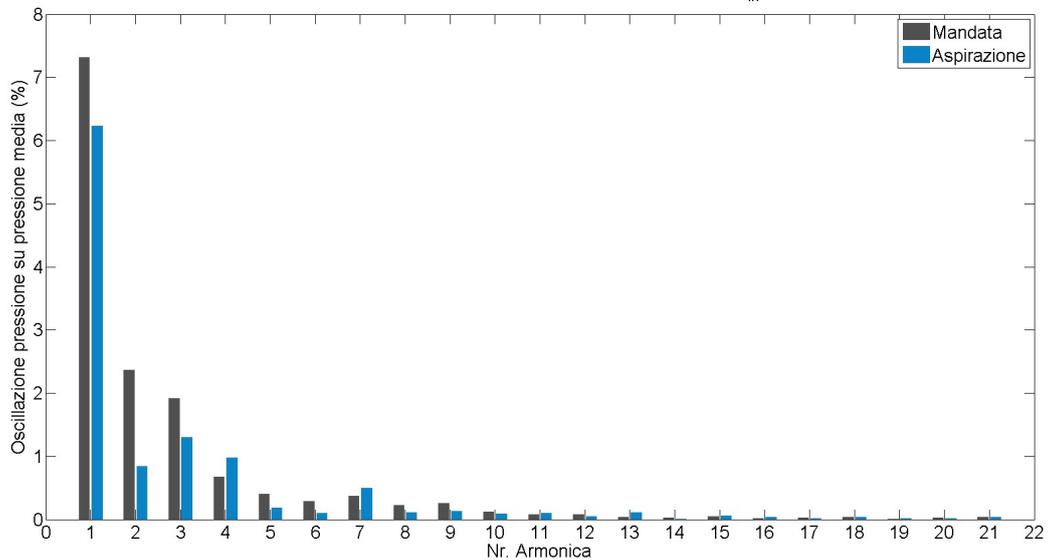
Frequenze pressioni mandata 3° fase e aspirazione 4° fase $p_{in}=2.5$ barg



Frequenze pressioni mandata 3° fase e aspirazione 4° fase $p_{in}=4.5$ barg



Frequenze pressioni mandata 3° fase e aspirazione 4° fase $p_{in}=5$ barg



59 - Confronto tra le armoniche di mandata fase 3 e aspirazione fase 4 per le tre prove

Commenti

Dai grafici 49, 50, 51 e 52 si sono diagrammati i valori di pressione di aspirazione, camera di compressione e mandata per i tre livelli di pressione in ingresso.

Si nota in primis come il rapporto interno di compressione sia maggiore rispetto a quello che si ha effettivamente nella mandata, questo vuol dire che per poter effettuare un determinato salto di pressione occorre effettuare una compressione maggiore. Oltre ciò, si può notare la perdita di carico che si ha nel passaggio delle valvole; questo effetto si nota maggiormente nella valvola di aspirazione (dove si hanno minori oscillazioni).

Nell'analisi FTT invece si può notare che i dati raccolti siano quasi privi da disturbi esterni, infatti non ci sono segni di banda larga o armonici in frequenze non multiple della principale. Questo vuol dire che il sistema è stato sufficientemente isolato da interferenze esterne.

Nei grafici 53, 54, 55, 56 si possono fare le seguenti considerazioni: la prima fase di compressione ha il valore maggiore di frequenza sul secondo armonico, rispetto alle altre fasi, le quali invece ce l'hanno sul primo. Inoltre il valore maggiore di oscillazione si ha proprio nella prima fase di compressione, questo perché la densità in questo caso è molto più bassa e quindi si ha una minore inerzia del gas. Questo è confermato dal fatto che se la pressione di ingresso aumenta, l'oscillazione diminuisce in percentuale sulle media. Tuttavia questo non si verifica nella seconda fase, infatti i valori di oscillazione percentuali sono minori rispetto alla terza. Il fenomeno si interpreta dal fatto che nelle altre fasi quando avviene la mandata, lo stadio successivo compie l'aspirazione, quindi la valvola è aperta, il gas non ha ostacoli, anzi viene accelerato dalla fase di aspirazione. Il secondo e terzo stadio di compressione invece sono sincroni, per questo il gas che viene mandato incontra la valvola di aspirazione dello stadio successivo chiusa, effetto che genera lo smorzamento delle oscillazioni. Questo è confermato ulteriormente dal grafico 58, il quale evidenzia lo scarto di ampiezza di oscillazione tra la mandata e l'aspirazione. Come ultima osservazione si può notare nei grafici 57, 58 e 59 come il passaggio nelle tubazioni e nello scambiatore smorzi l'oscillazione del gas, dovuto principalmente agli attriti fluidodinamici, che generano anche una perdita di carico, come si evidenzia nei dati della tabella 10.

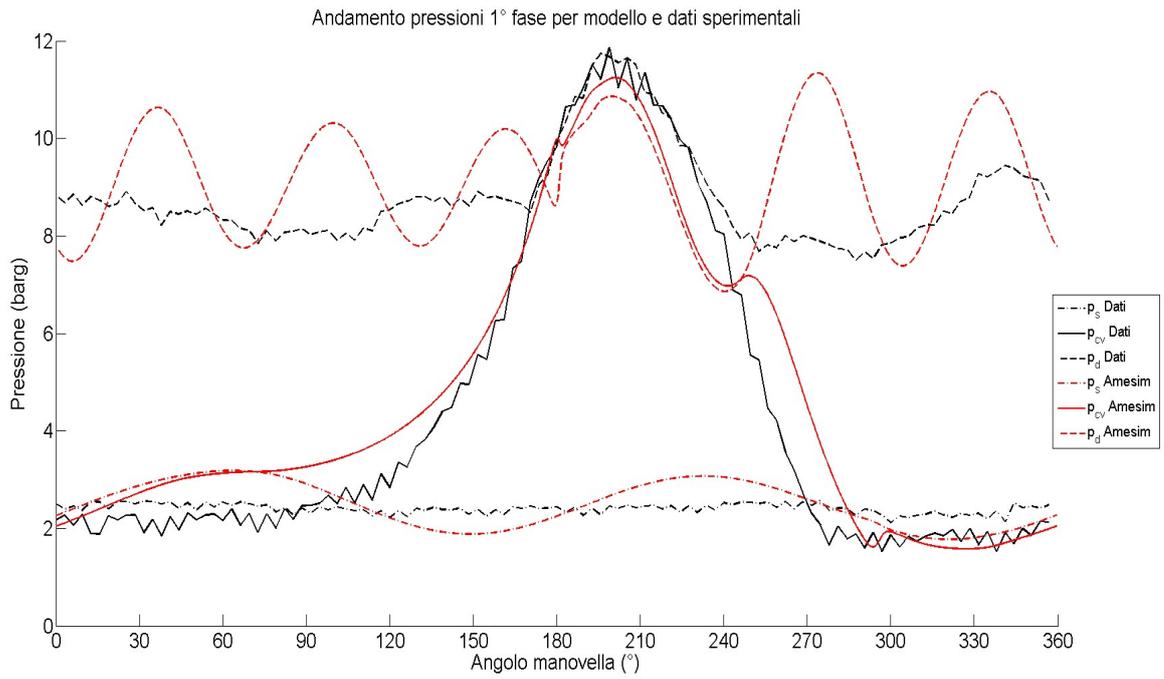
6.2. Confronto modello e dati sperimentali

Di seguito sarà effettuato il confronto tra dati sperimentali e modello Amesim, analizzando la stessa tipologia di grafici del paragrafo precedente, dividendo le analisi per i tre livelli di pressioni di ingresso.

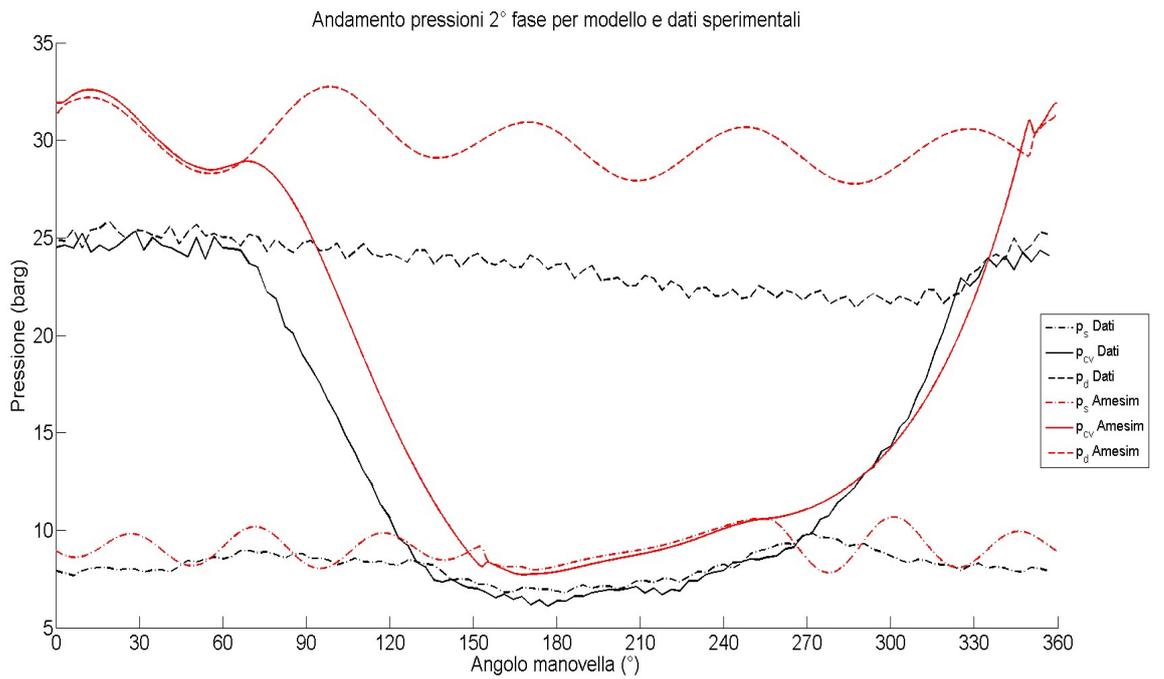
6.2.1. Pressione ingresso 2.5 barg

11 - Confronto valori medi tra dati sperimentali e Amesim

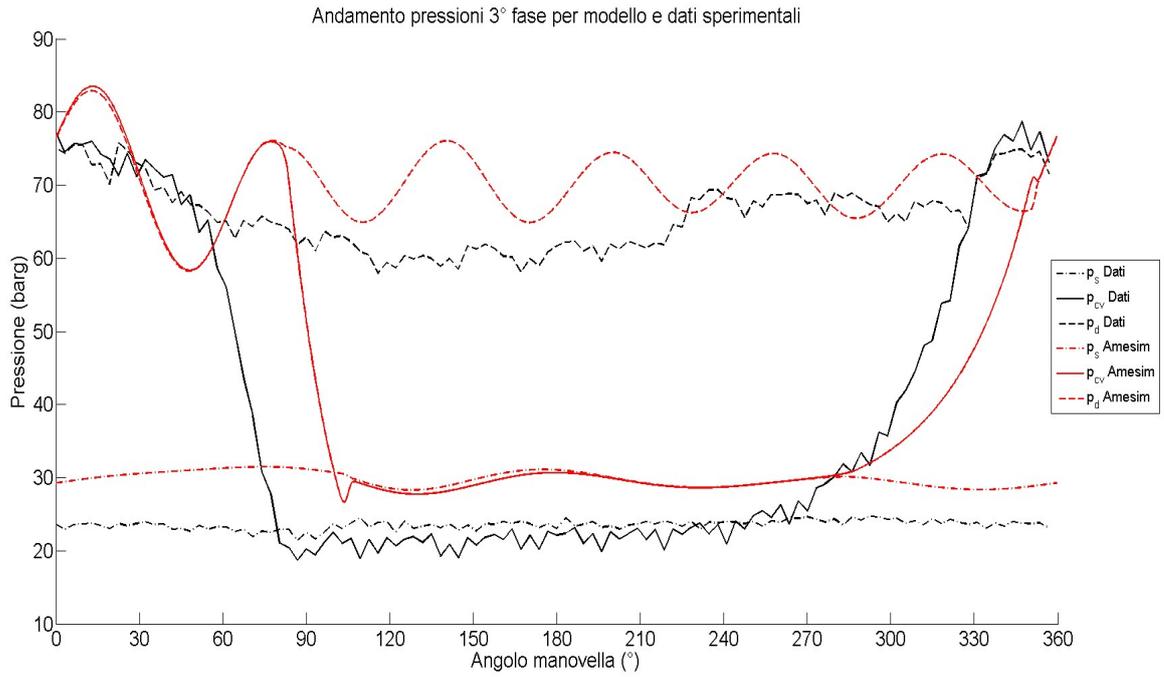
	Dati sperimentali	Amesim
Potenza (kW)	89.1	85.87
Portata massica (kg/h)	300.44	394.24
Pressione aspir. 1° fase (barg)	2.42	2.49
Pressione mand. 1° fase (barg)	8.86	9.19
Pressione aspir. 2° fase (barg)	8.21	9.10
Pressione mand. 2° fase (barg)	23.71	29.93
Pressione aspir. 3° fase (barg)	23.14	29.79
Pressione mand. 3° fase (barg)	65.31	70.38
Pressione aspir. 4° fase (barg)	64.05	69.98
Pressione mand. 4° fase (barg)	245.57	249.12



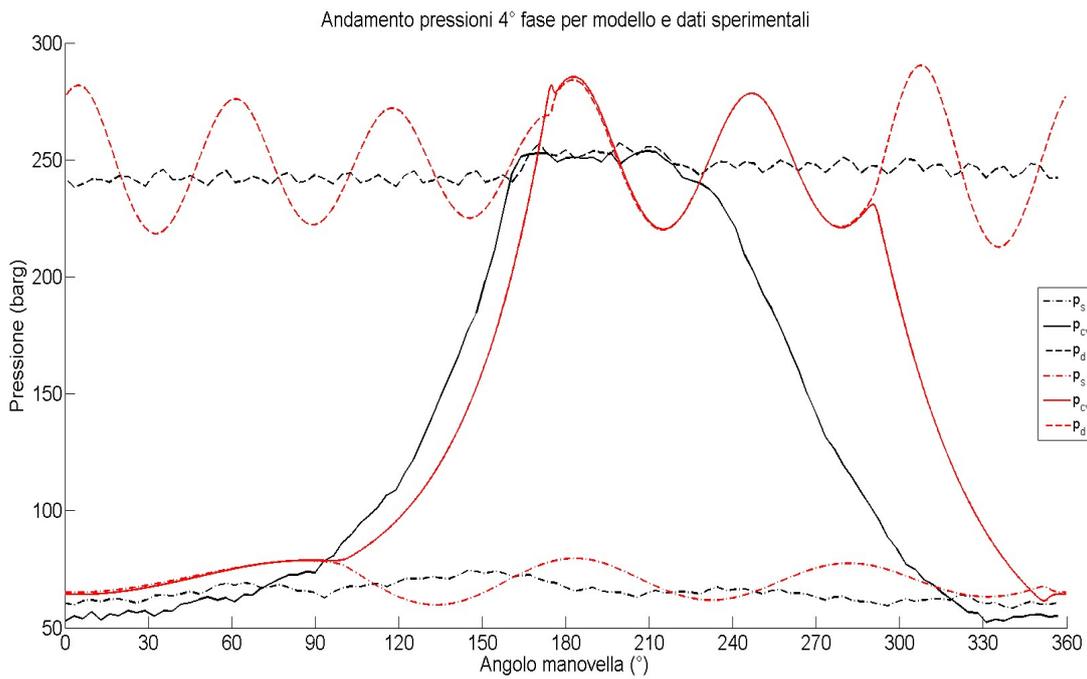
60 – Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 1° fase



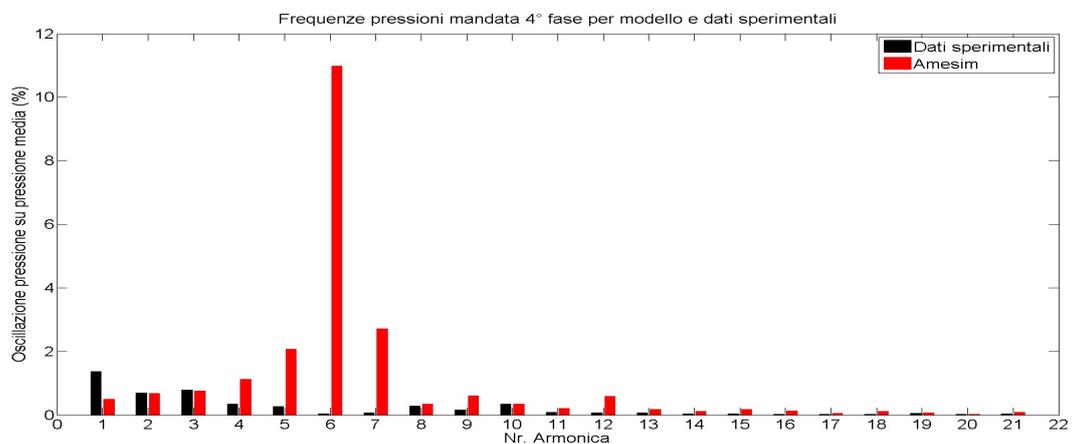
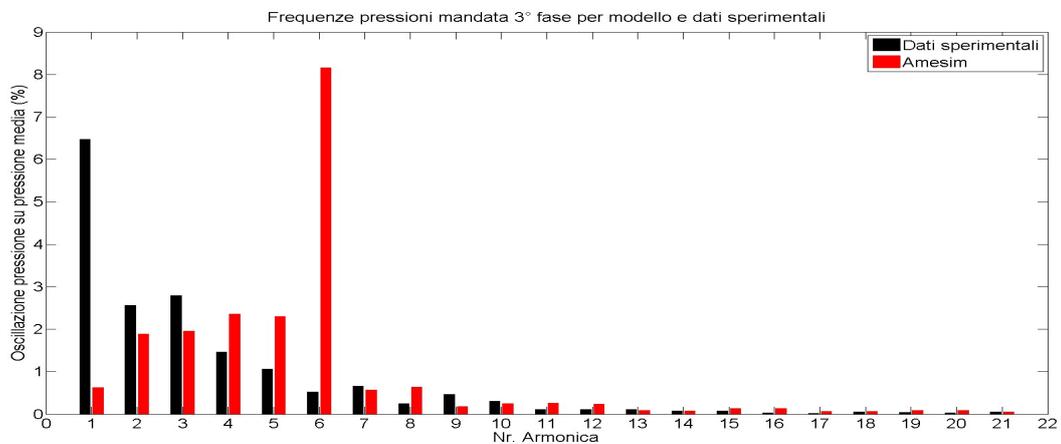
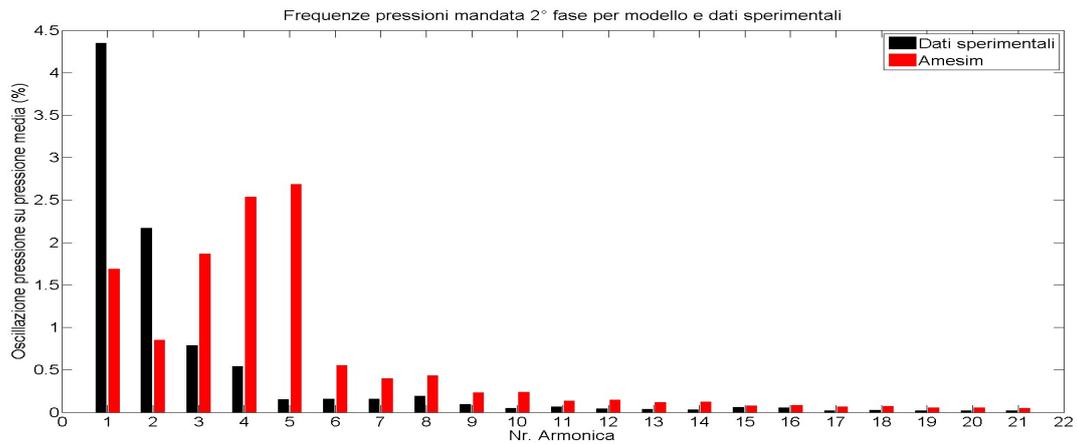
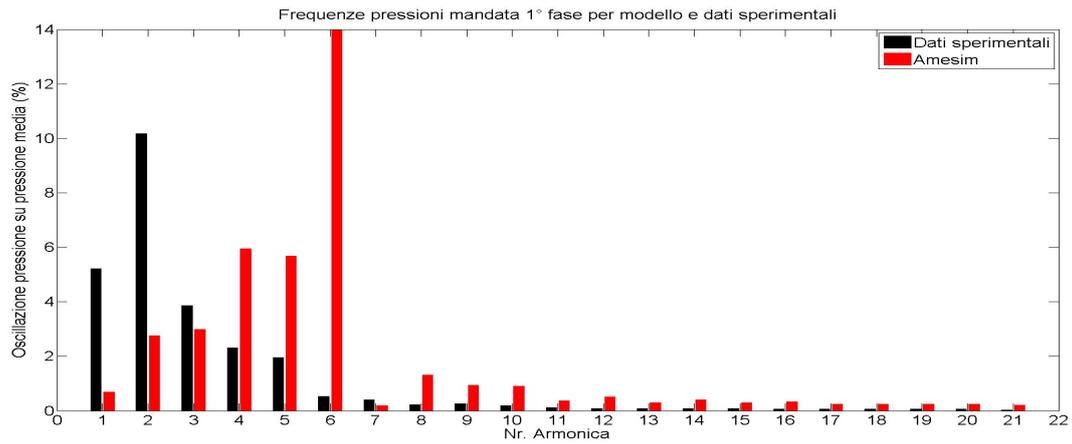
61 – Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 2° fase



62 – Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 3° fase



63 – Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 4° fase

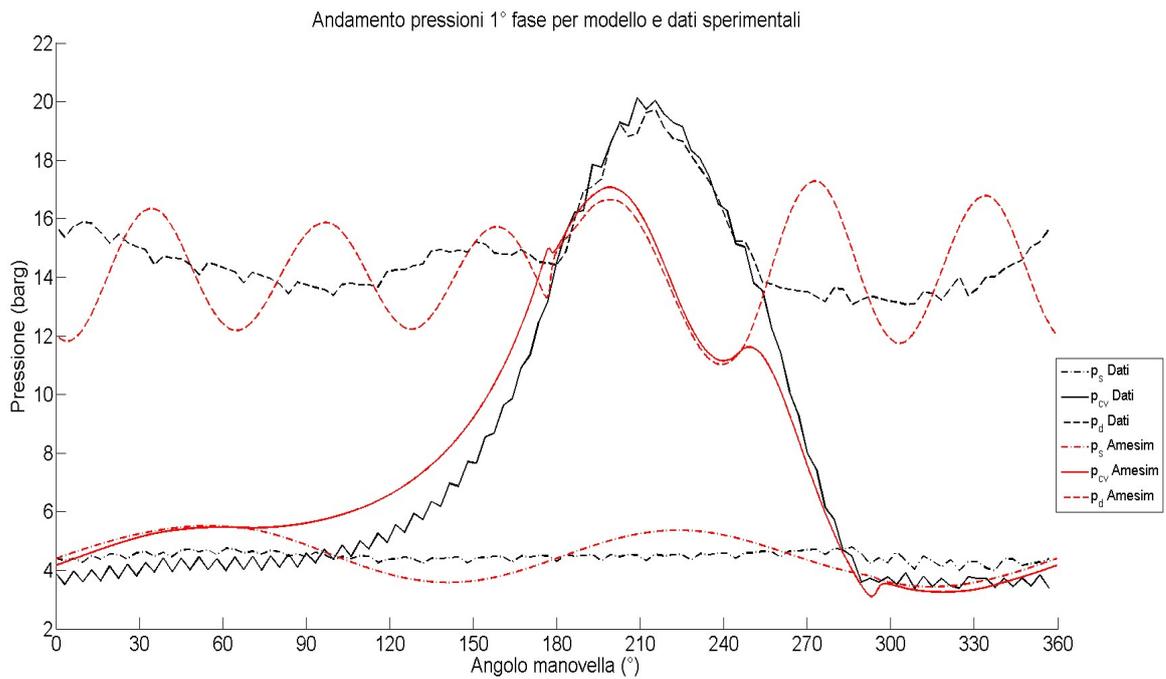


64 – Confronto delle frequenze delle pressioni di mandata in funzione del numero di armonica per le quattro fasi di compressione

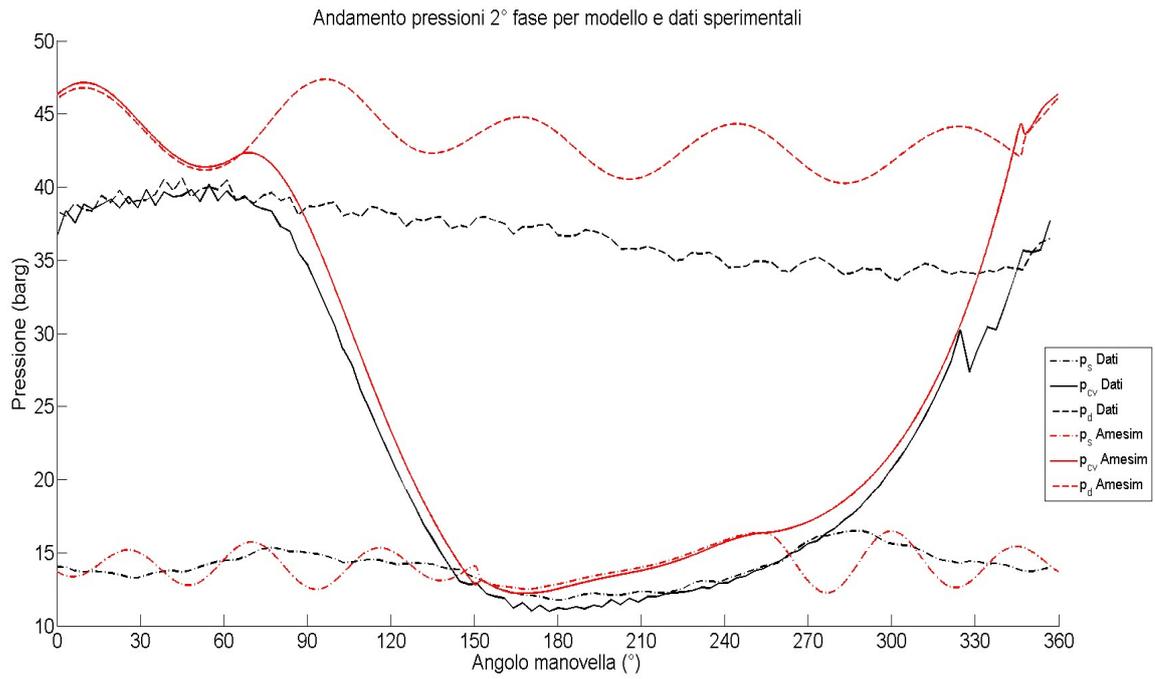
6.2.2. Pressione ingresso 4.5 barg

12 - Confronto valori medi tra dati sperimentali e Amesim

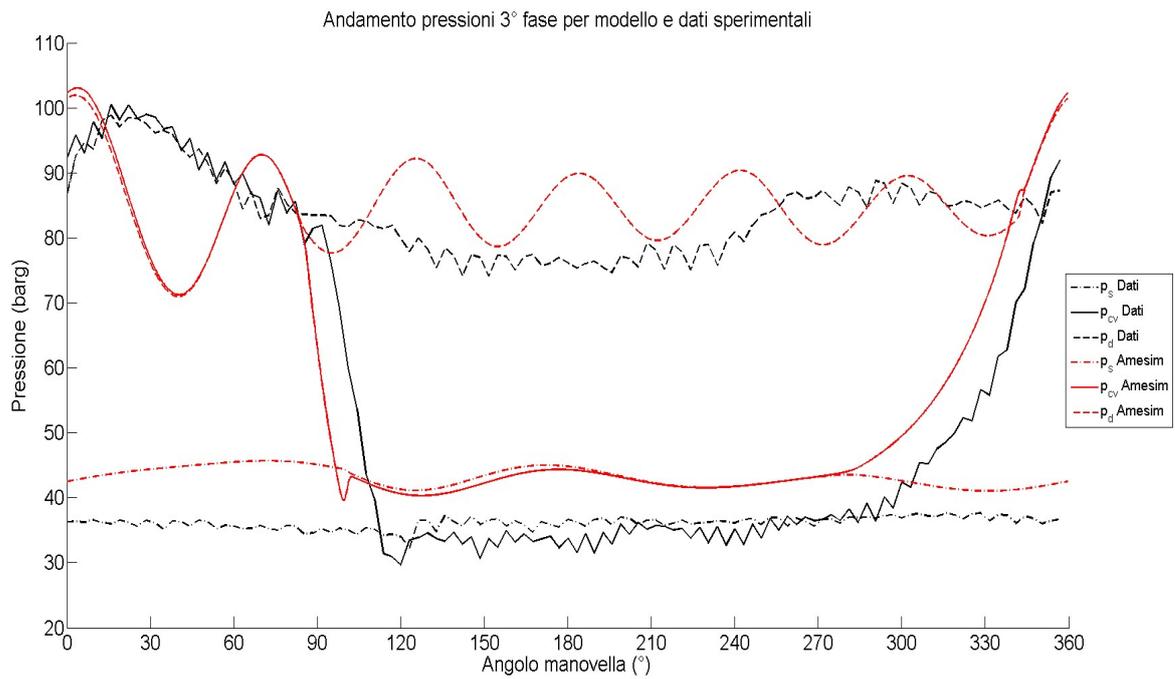
	Dati sperimentali	Amesim
Potenza (kW)	125.32	113.33
Portata massica (kg/h)	482.16	594.85
Pressione aspir. 1° fase (barg)	4.47	4.49
Pressione mand. 1° fase (barg)	14.91	14.22
Pressione aspir. 2° fase (barg)	13.94	14.08
Pressione mand. 2° fase (barg)	36.87	43.27
Pressione aspir. 3° fase (barg)	35.87	43.05
Pressione mand. 3° fase (barg)	83.81	84.93
Pressione aspir. 4° fase (barg)	82.16	84.24
Pressione mand. 4° fase (barg)	249.50	249.91



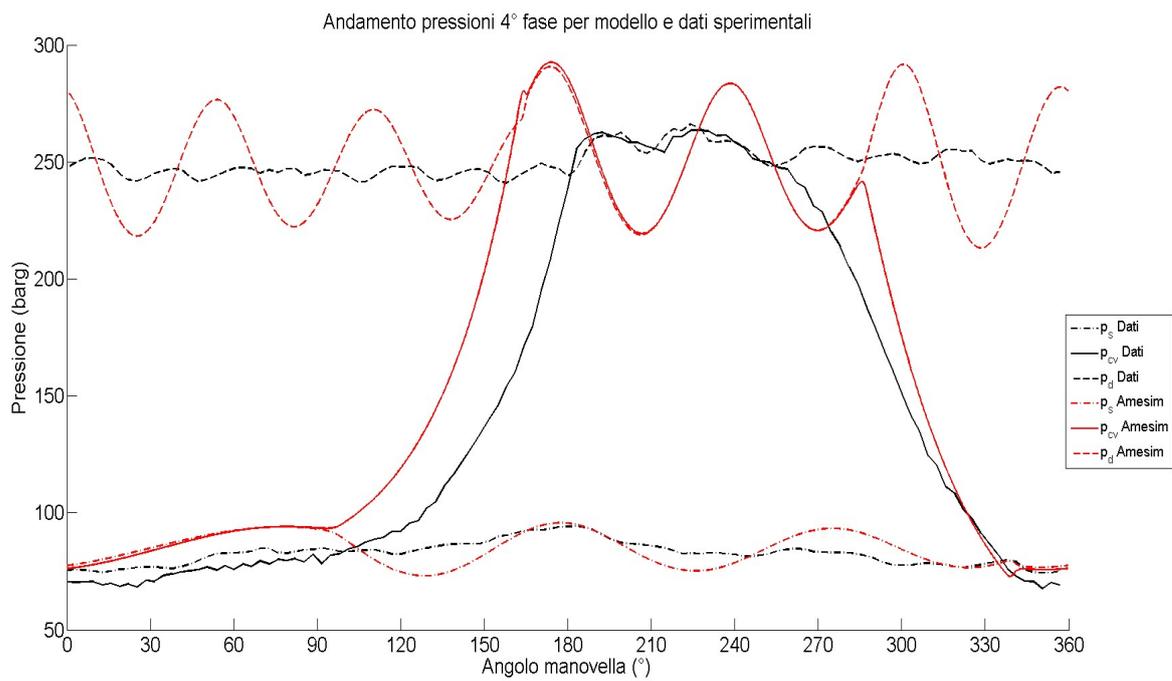
65 – Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 1° fase



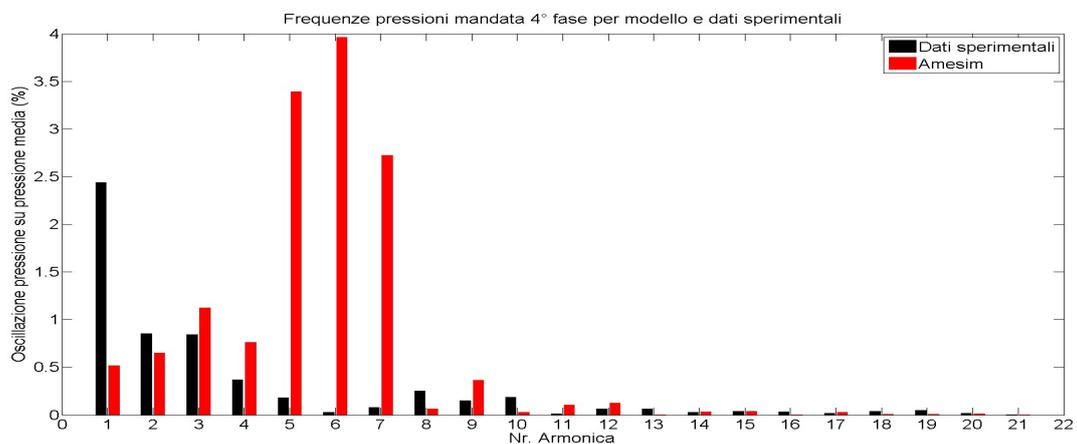
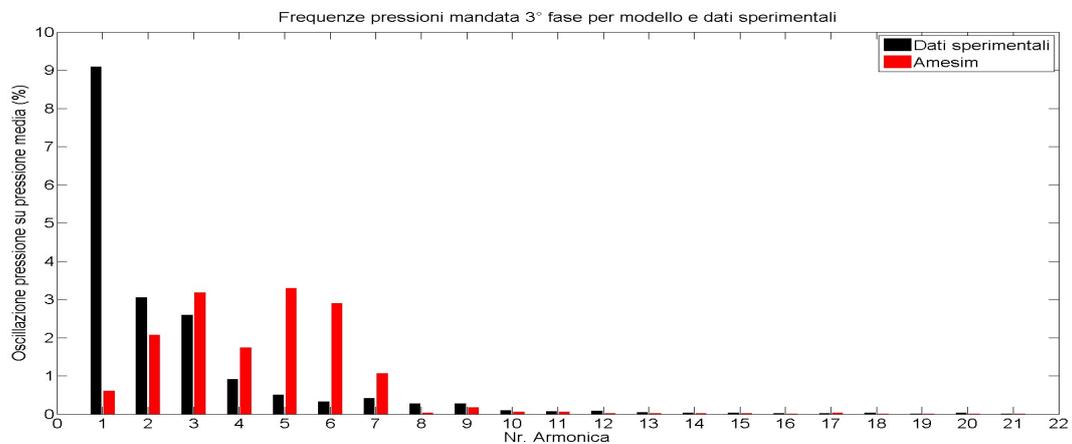
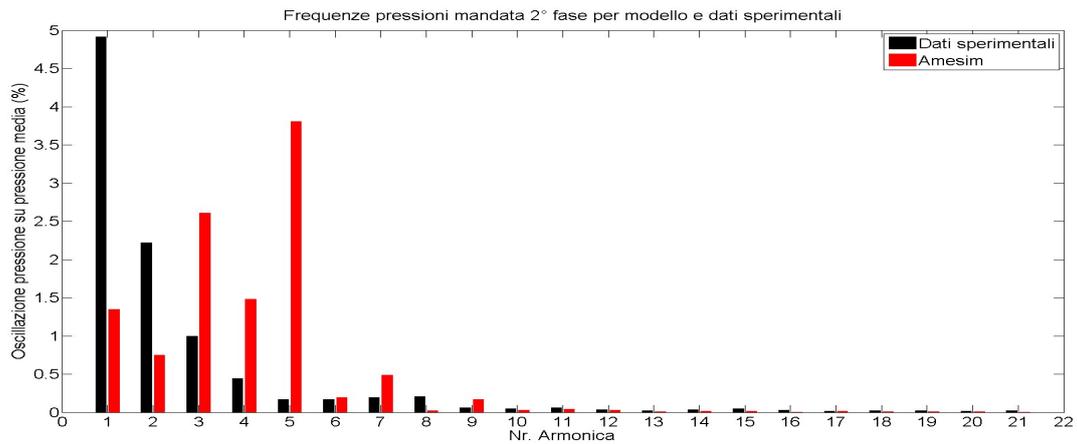
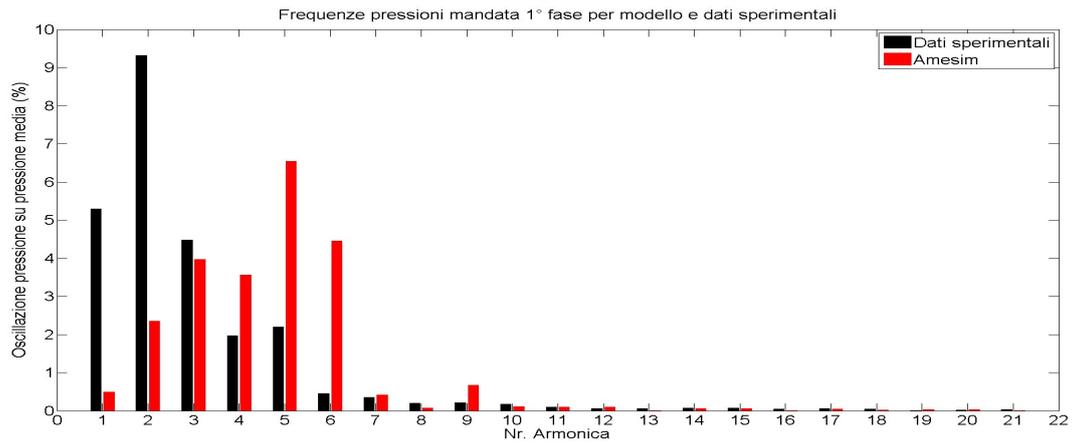
66 – Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 2° fase



67 – Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 3° fase



68 - Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 4° fase

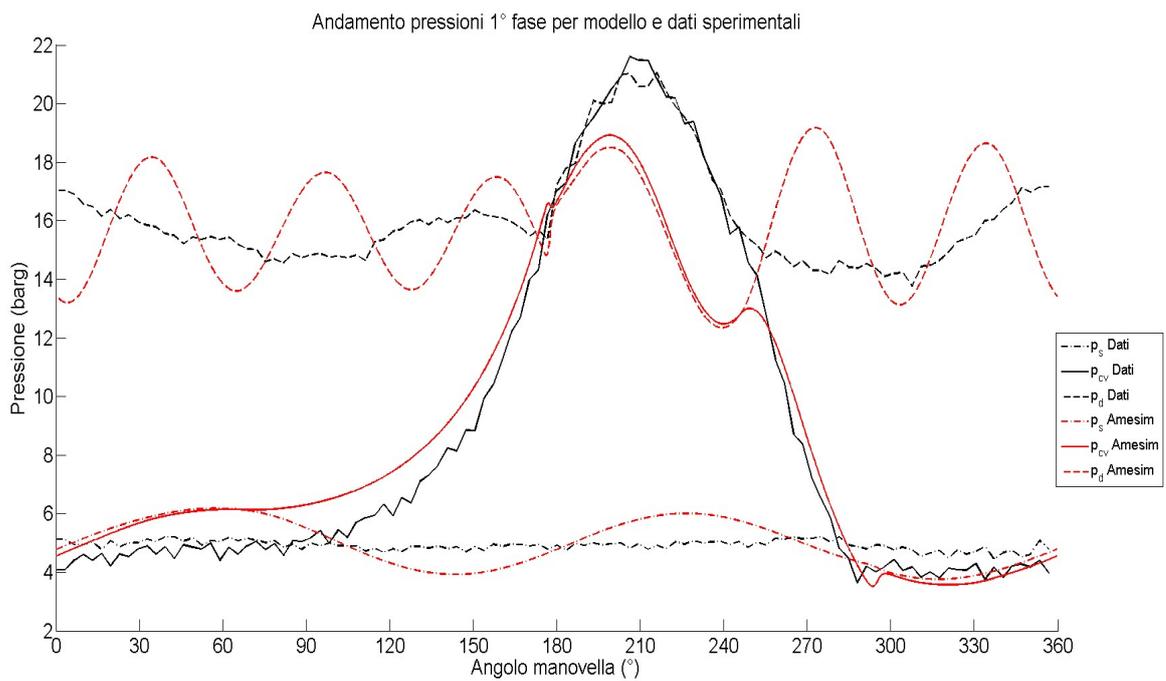


69 – Confronto delle frequenze delle pressioni di mandata in funzione del numero di armonica per le quattro fasi di compressione

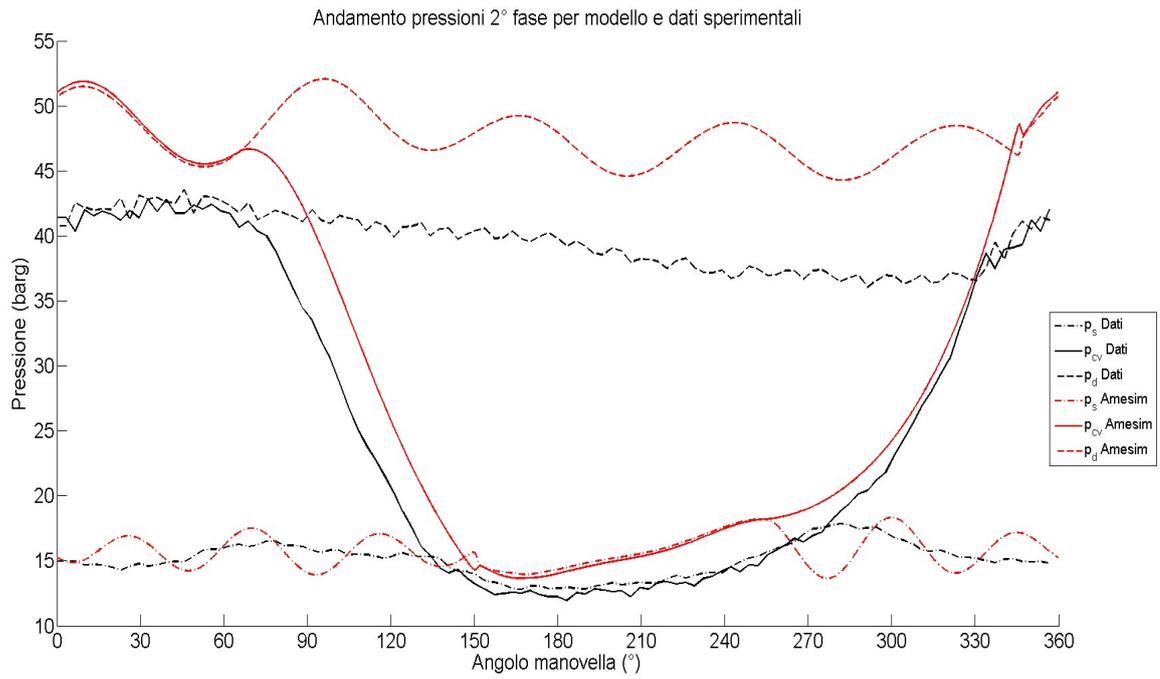
6.2.3. Pressione ingresso 5 barg

13 - Confronto valori medi tra dati sperimentali e Amesim

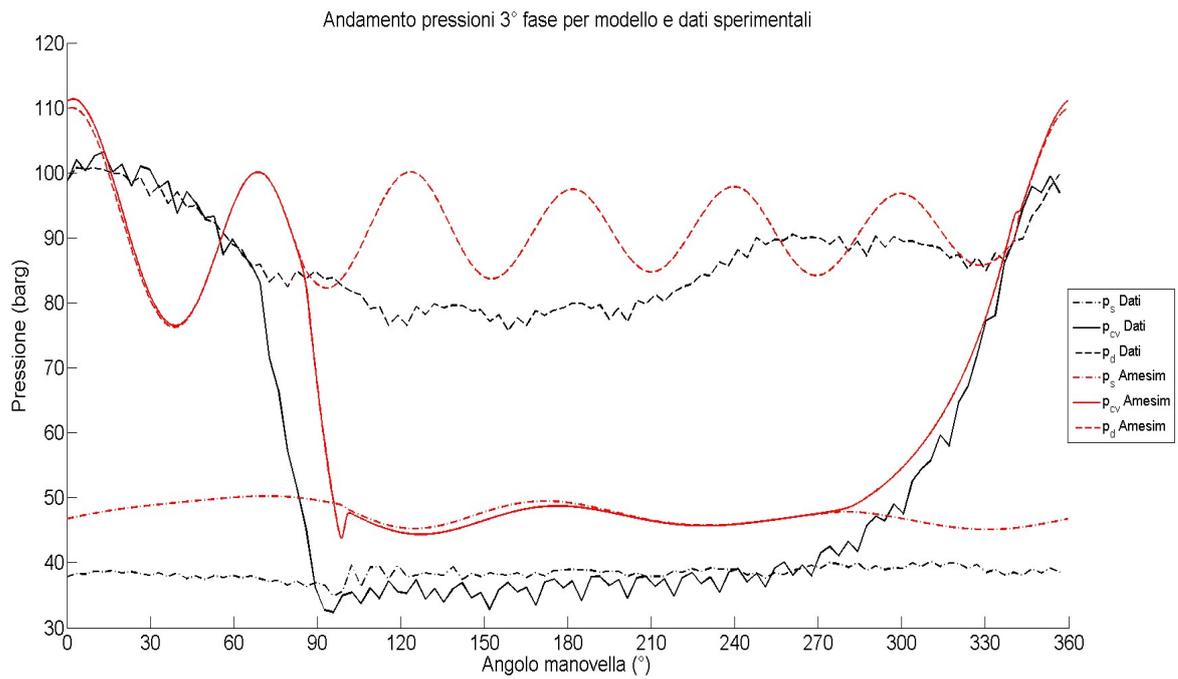
	Dati sperimentali	Amesim
Potenza (kW)	131.55	123.46
Portata massica (kg/h)	524.36	667.68
Pressione aspir. 1° fase (barg)	4.90	4.98
Pressione mand. 1° fase (barg)	16.04	15.86
Pressione aspir. 2° fase (barg)	14.99	15.71
Pressione mand. 2° fase (barg)	39.32	47.66
Pressione aspir. 3° fase (barg)	38.32	47.40
Pressione mand. 3° fase (barg)	86.47	91.43
Pressione aspir. 4° fase (barg)	84.88	90.60
Pressione mand. 4° fase (barg)	247.86	250.24



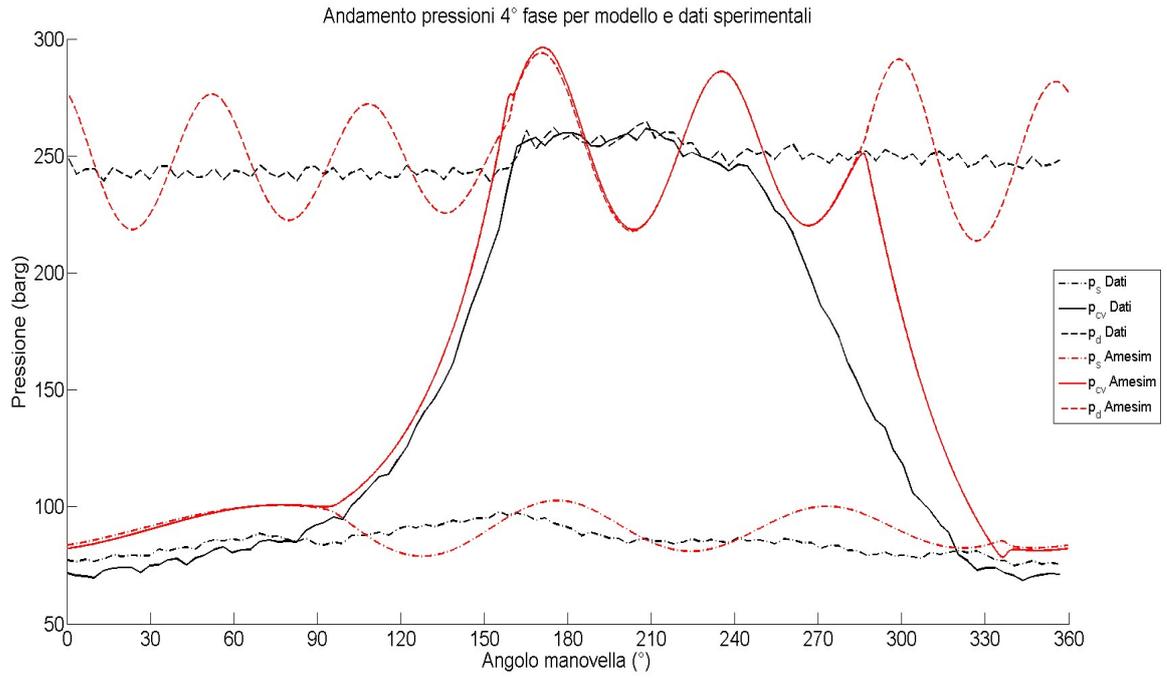
70 – Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 1° fase



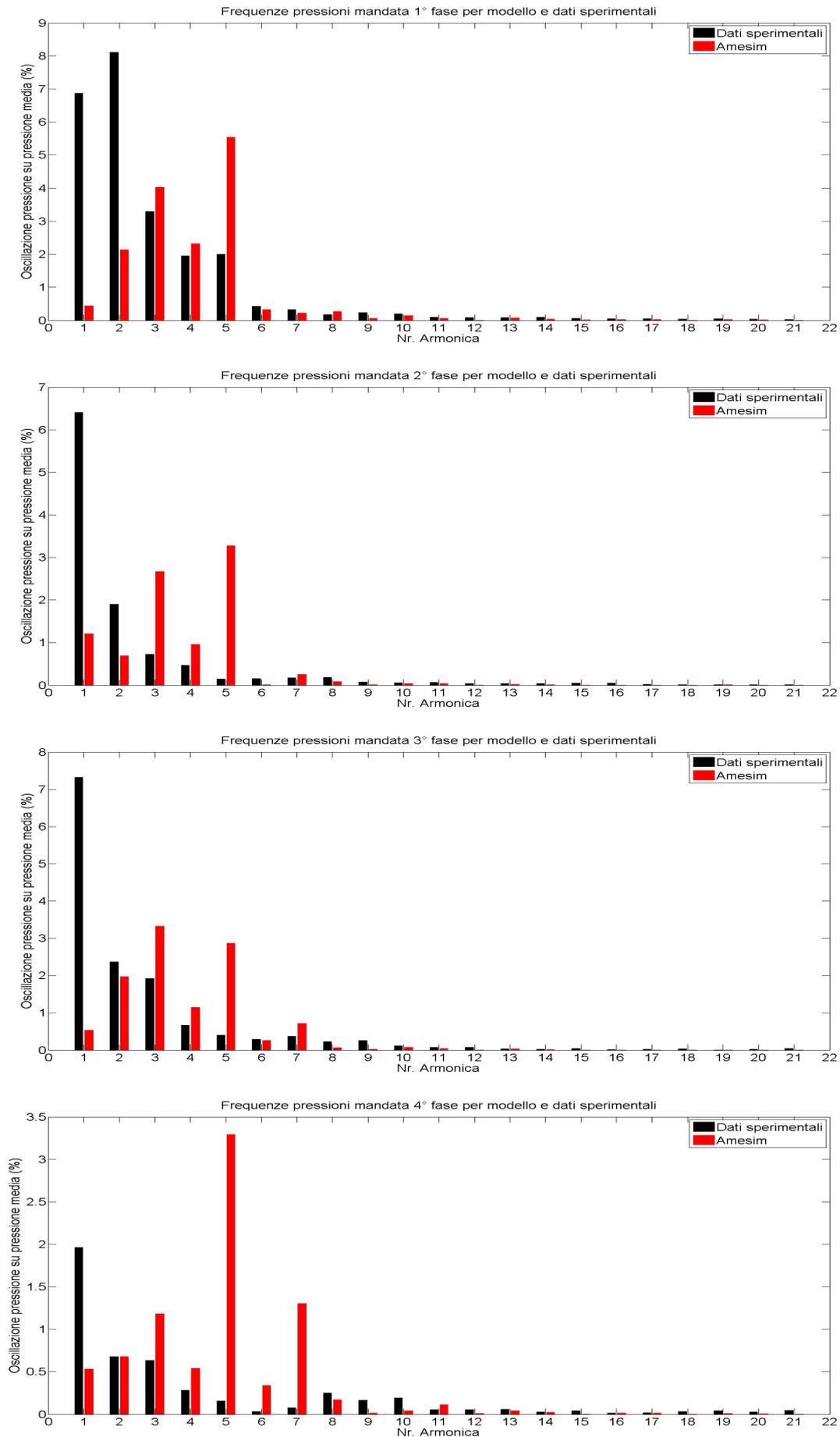
71 – Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 2° fase



72 – Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 3° fase



73 – Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 4° fase



74 – Confronto delle frequenze delle pressioni di mandata in funzione del numero di armonica per le quattro fasi di compressione

6.2.4 Commenti

Da una prima analisi dei risultati medi e dei grafici si notano delle discrepanze tra modello e dati sperimentali, questo significa che ci sono ancora alcuni aspetti da considerare per migliorarne la precisione. Tuttavia questa prova ha fornito un'ottima base di partenza per la valutazione degli aspetti critici che si hanno nella simulazione.

I valori medi di portata e potenza sono discrepanti rispetto a dati sperimentali; questo è spiegabile dalla presenza di alcune componenti modellate idealmente. Infatti la minore potenza richiesta e l'elevata portata indicano un'efficienza maggiore del sistema, che non si ritrova nella realtà. Risulta quindi opportuno fare una valutazione più accurata sull'effettiva entità degli attriti interni, soprattutto per quel che riguarda le resistenze fluidodinamiche.

Valutando le pressioni si può notare come i valori di mandata siano più elevati rispetto al modello reale. Il passaggio dalla valvola di mandata, dalla tubazione e dallo scambiatore genera una caduta di pressione, che nel modello risulta essere meno accentuata rispetto ai dati reali. A conferma di ciò nella tabella 14 sono riportate le cadute di pressione (espresse in percentuale) tra mandata e aspirazione, nella quale si evince che nel modello si sono considerate le perdite di carico in misura minore rispetto al vero:

14 - Confronto delle cadute di pressione tra e dati sperimentali

	$p_{in} = 2.5 \text{ barg}$		$p_{in} = 4.5 \text{ barg}$		$p_{in} = 5 \text{ barg}$	
	Dati speriment.	Amesim	Dati speriment.	Amesim	Dati speriment.	Amesim
Δp % mand. 1° fase e asp. 2° fase	7.33 %	0.98 %	6.52 %	0.98 %	6.51 %	0.95 %
Δp % mand. 2° fase e asp. 3° fase	2.42 %	0.47 %	2.71 %	0.51 %	2.50 %	0.42 %
Δp % mand. 3° fase e asp. 4° fase	1.93 %	0.57 %	1.97 %	0.81 %	1.81 %	0.91 %

Anche nei grafici dell'andamento delle pressioni in funzione dell'angolo di manovella, si deduce quanto appena descritto; infatti oltre ad avere un valore maggiore delle pressioni di mandata e aspirazione, si hanno delle oscillazioni residue molto più elevate. Inoltre queste oscillazioni sulla tubazione di mandata si ripercuotono anche all'interno del cilindro, le quali causano un effetto di pompaggio del gas all'interno del cilindro. Questo fenomeno non è presente nella realtà, quindi occorre capire su quali parametri intervenire o aggiungere, per poterlo eliminare. Una motivazione può essere data da alcune non linearità presenti nel modello, come ad esempio l'apertura delle valvole che risulta essere quasi istantanea e questo comporta la generazione di elevate frequenze. Infatti nei grafici dello spettro delle pressioni normalizzate si nota come l'armonica con ampiezza maggiore è la sesta, mentre nel caso reale è la seconda armonica per la prima fase e la prima per gli altri tre stadi di compressione

Ci sono ancora ulteriori studi da effettuare per avere un ottimo riscontro effettivo dei valori del modello. La filosofia che si è utilizzata per questo lavoro è stata quella di partire da un modello semplice, che permettesse di avere una buona base di partenza e di comprendere le criticità della modellazione di un sistema complesso di questo tipo. Tuttavia, ogni elemento della macchina influisce direttamente sulle prestazioni del compressore: ad esempio modellizzare la tubazione dello scambiatore come dei tratti rettilinei, fa sì che non si tenga conto dei gomiti di raccordo, che oltre ad introdurre perdite di carico, modificano la dinamica delle pulsazioni.

Un'altra semplificazione che è stata effettuata è l'aver trascurato al momento gli scambi di calore con l'esterno da parte del cilindro e delle tubazioni. Ovviamente una differente temperatura all'interno della camera di compressione implica una differente pressione all'interno della camera. Per questo nel lavoro di acquisizione dati si è andati a misurare le temperature all'esterno del cilindro. Infatti è già in programma un'implementazione del modello che prevede questo e altri aspetti.

6.2.5. Ulteriori confronti

Alla luce dei risultati ottenuti si è voluto effettuare un ultimo confronto, anche alla base di quanto dimostrato nel par. 4.1.3.

Si è notato in fase conclusiva dell'elaborazione che utilizzando una modellazione non inerziale delle tubazioni (caso 4 della tabella 3), le armoniche con maggiore ampiezza si attestano nel primo e secondo ordine. Per completezza del lavoro si è effettuato un confronto dei dati sperimentali con questo approccio. L'analisi verrà svolta su un solo set di dati sperimentali ($p_{in} = 2.5 \text{ barg}$), ma il discorso è estendibile agli altri due casi.

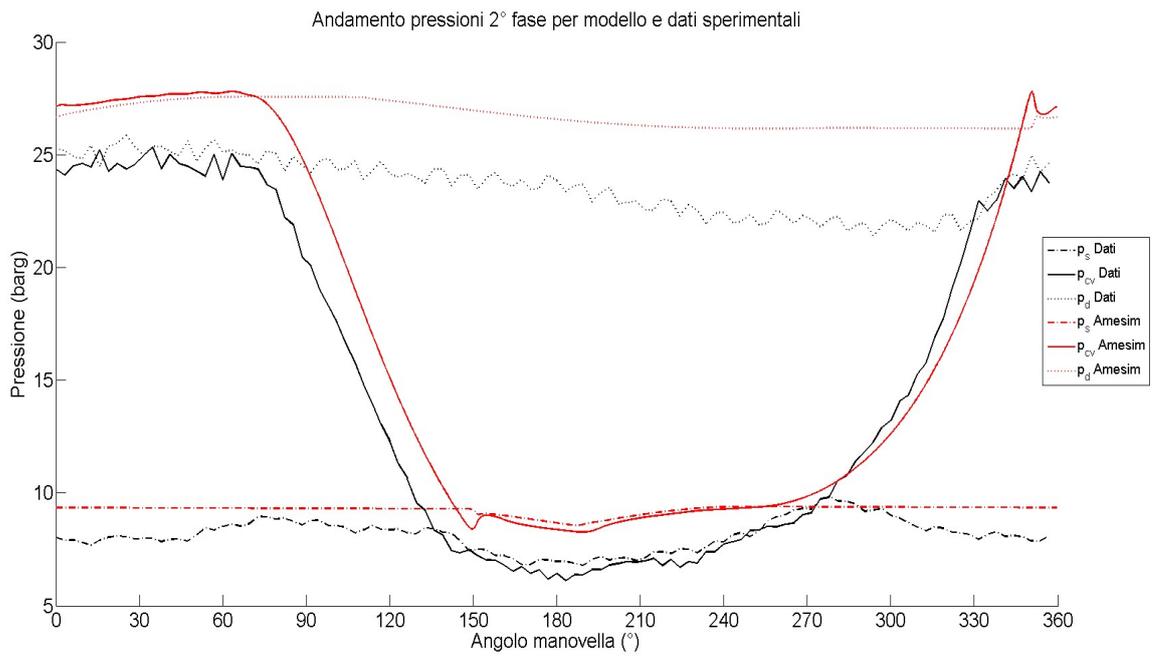
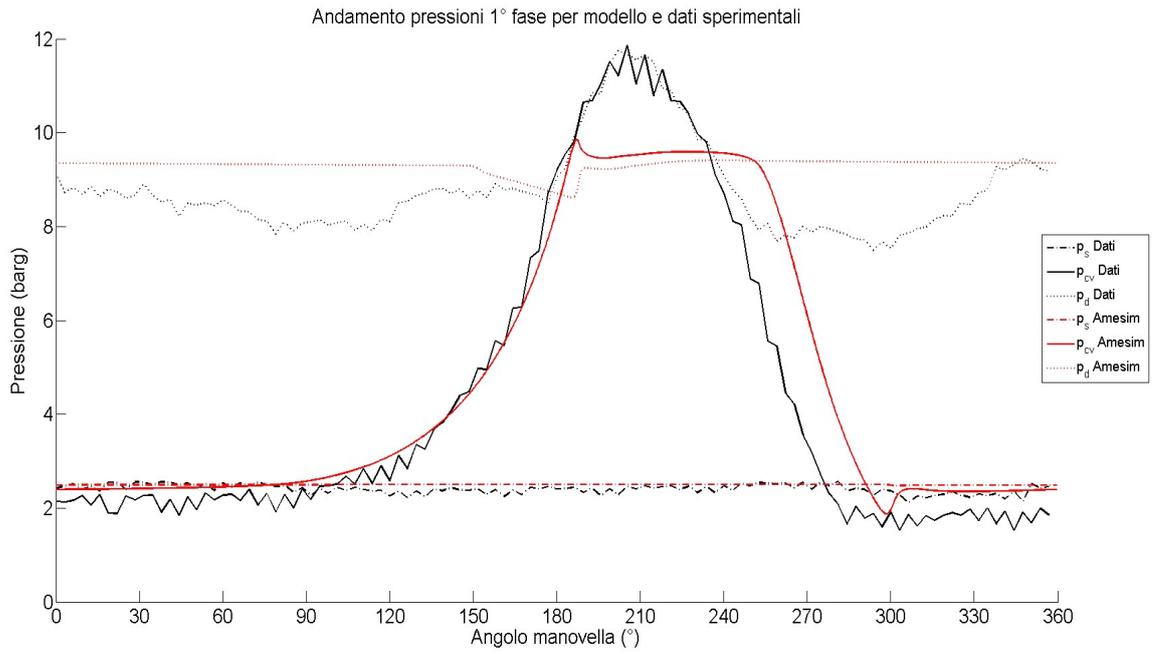
Come per i paragrafi precedenti si analizzeranno i dati medi, l'andamento nel giro e lo spettro di frequenza delle pressioni.

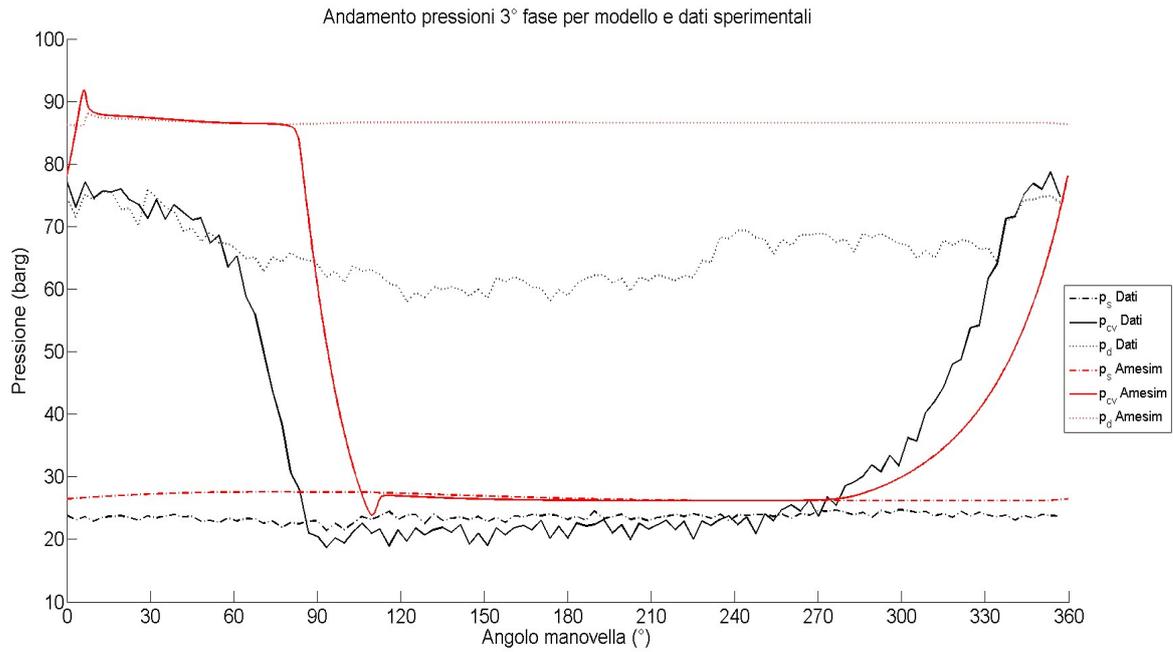
15 - Confronto valori medi tra dati sperimentali e Amesim per il caso non inerziale

	Dati sperimentali	Amesim caso non inerziale	Amesim caso inerziale
Potenza (kW)	89.1	70.00	85.87
Portata massica (kg/h)	300.44	320.6	394.24
Pressione aspir. 1° fase (bar_g)	2.42	2.5	2.49
Pressione mand. 1° fase (bar_g)	8.86	9.30	9.19
Pressione aspir. 2° fase (bar_g)	8.21	9.25	9.10
Pressione mand. 2° fase (bar_g)	23.71	27.74	29.93
Pressione aspir. 3° fase (bar_g)	23.14	27.71	29.79
Pressione mand. 3° fase (bar_g)	65.31	86.62	70.38
Pressione aspir. 4° fase (bar_g)	64.05	86.41	69.98
Pressione mand. 4° fase (bar_g)	245.57	248.73	249.12

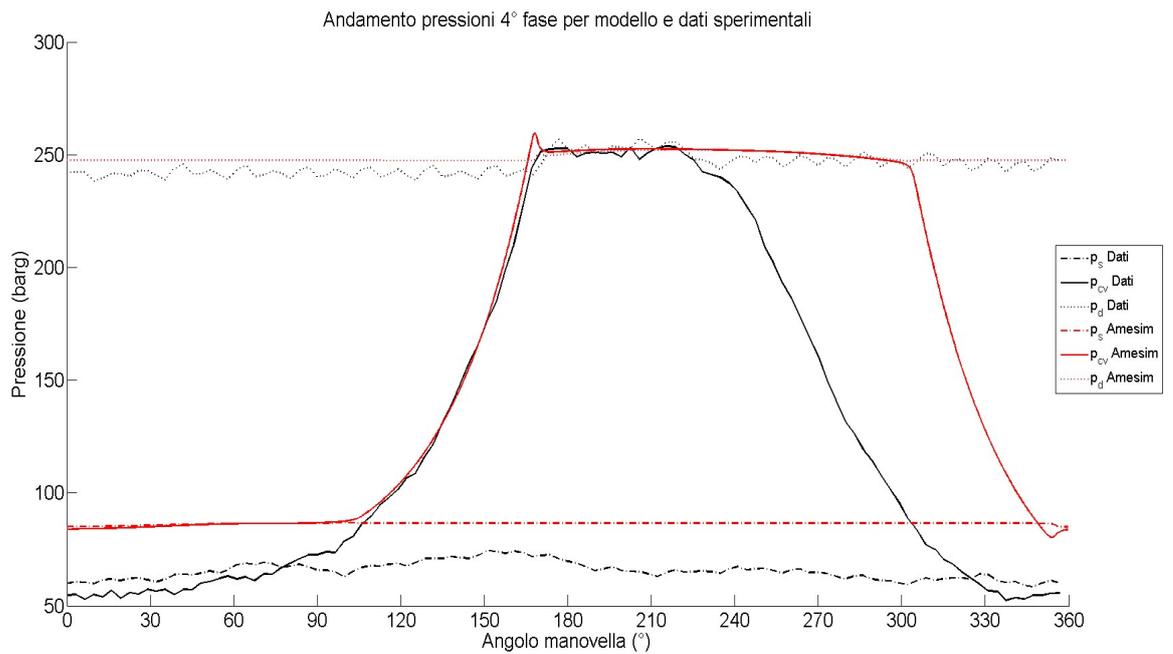
Dai valori medi si nota che il valore di portata è molto più simile tra i dati reali e il caso non inerziale. Un'interpretazione può essere data proprio dalla componente inerziale, la quale "costringe" il gas al moto nella tubazione; analizzando le velocità all'interno della tubazione, si ha una differenza di velocità di circa 1 m/s a favore del caso inerziale. Invece la potenza è direttamente legata alla portata; anche nel caso inerziale si ha una efficienza maggiore.

Per quanto riguarda le pressioni, come si vedrà nei grafici 75, 76, 77 e 78 a differenza del caso reale e del caso inerziale, il rapporto interno di compressione di compressione è molto più vicino al rapporto tra pressione di mandata e aspirazione; oltre ciò si ha generalmente un valore più alto della pressione di mandata e una perdita di carico più piccola.

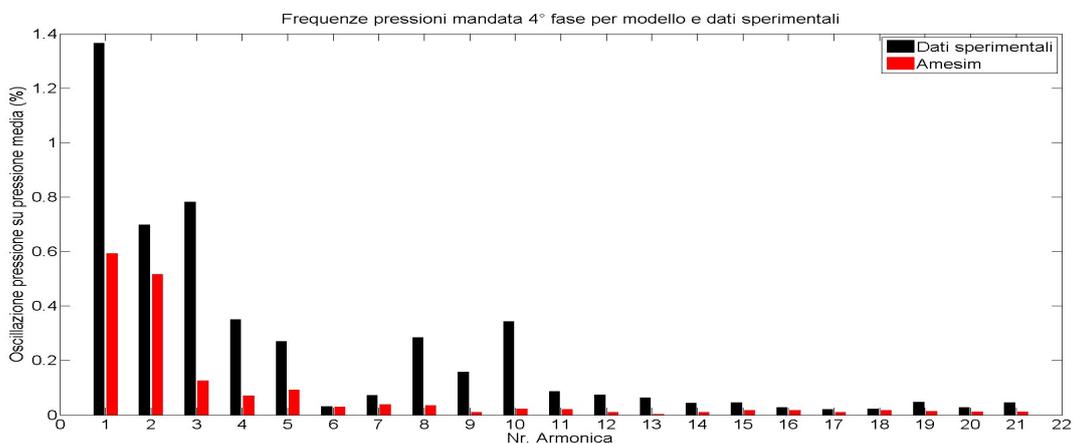
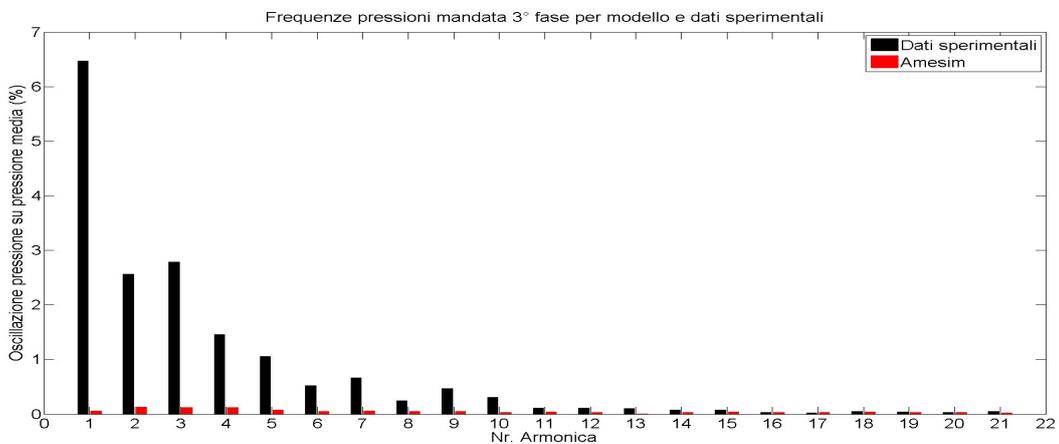
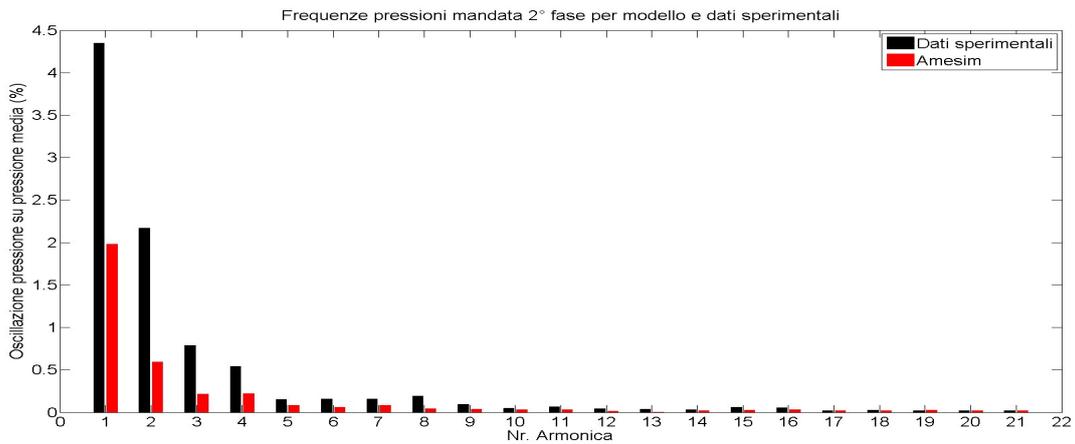
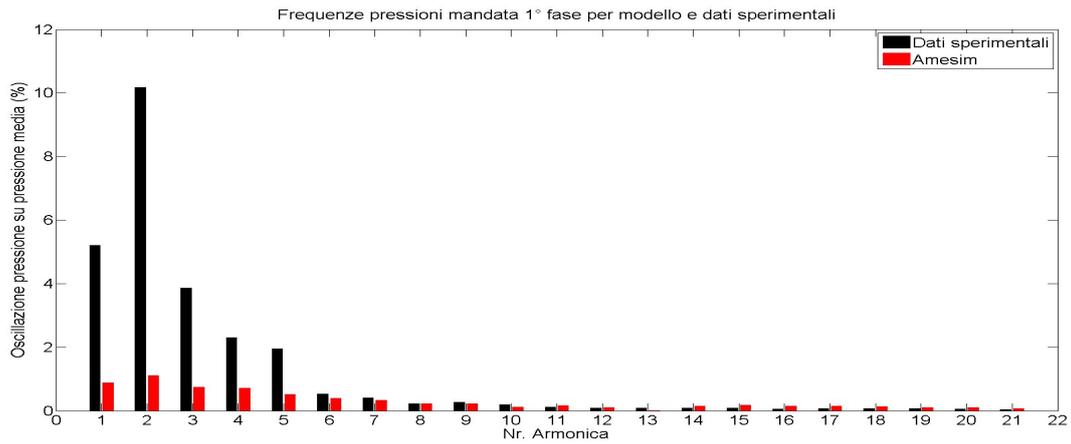




77 – Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 3° fase



78 - - Confronto dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella della 4° fase



Nel grafico 79 si evidenzia il fatto che l'andamento qualitativo delle armoniche sia molto più simile tra dati reali e modellizzazione non inerziale, tranne nella terza fase di compressione, dove si ha anche un discostamento maggiore dei dati medi. Tuttavia si hanno valori più bassi degli andamenti, proprio per via dell'assenza del comportamento inerziale.

Quindi in conclusione anche la diversa modellazione delle tubazioni influisce sulle prestazioni della simulazione. Infatti, il comportamento del fluido dei dati sperimentali è un compromesso tra la modellizzazione inerziale e non, poiché i valori numerici sono molto simili al primo caso, mentre le frequenze si avvicinano al secondo caso analizzato.

Conclusioni

Questo lavoro di tesi nasce dalla necessità dell'azienda di avere uno strumento affidabile di progettazione, che permetta di prevedere le prestazioni di un impianto, prima che questo venga realizzato, così da fornire al cliente un prodotto più vicino alle sue esigenze. Una seconda necessità è quella di avere un sistema che consenta di effettuare dei lavori di ricerca e sviluppo sui componenti della macchina in modo veloce ed economico, così da poter validare soltanto quello che in fase di simulazione risulti efficiente. Quindi si è ideato e realizzato un modello di simulazione, tramite software Amesim, che permette di rispondere alle esigenze sopra descritte. Successivamente si è reso necessario validare, con delle prove sperimentali, quello ricavato dal modello, così da confrontare i dati e valutare l'accuratezza del modello e nel caso di errori, stabilire le modifiche da effettuare.

Il lavoro è partito dall'individuazione della fisica che contraddistingue i compressori e gli impianti, analizzando quali fossero i fattori principali da osservare, in modo da ricavare una metodologia di modellazione che ne descrivesse fedelmente le caratteristiche, studiando lo stato dell'arte che fino ad ora si ha sull'argomento. Tuttavia si è reso necessario trascurare alcuni aspetti per poter agevolare la tempistica delle simulazioni.

La realizzazione del modello ha permesso di individuare, almeno in questa fase, quali aspetti devono essere tenuti in conto e quali invece trascurare, in modo da agevolare le tempistiche delle simulazioni. Tuttavia con questo approccio si commettono di partenza degli errori, poiché un sistema di questa complessità ha all'interno un elevato numero di parametri geometrici e fisici, fortemente interconnessi tra di loro e trascurarne o semplificarne alcuni di essi portano delle discrepanze con la realtà.

La fase dei test sperimentali è risultata efficiente e ben organizzata, nella quale si sono prodotti dei dati che hanno permesso di evidenziare degli aspetti che fino ad ora non erano stati presi in considerazione nella progettazione e sono in fase di analisi per poter produrre delle migliorie sulle macchine. Infine confrontare i dati sperimentali con quelli del modello ha permesso di capire quali aspetti sono da migliorare in fase di modellazione e soprattutto di quantificarne l'entità.

Per via dei risultati ottenuti quindi, è necessario rielaborare il modello generato, cercando di adottare una filosofia dove si tenga conto del numero maggiore di parametri e di evitare di semplificare i componenti chiave della macchina. Gli aspetti ai quali è necessario apportare maggiore attenzione è effettuare uno studio più approfondito degli attriti sia meccanici che fluidodinamici, i quali in una modellazione ad alto livello vengono trascurati o semplificati e di conseguenza generano valori delle prestazioni e delle efficienze molto più elevati.

Nella volontà di affinare il modello, anche in caso di un buon riscontro, sono stati presi molti più dati rispetto a quelli esposti in questo progetto, ma per il tempo e per le finalità di questo lavoro, non sono stati elaborati e presentati. Tuttavia l'attività di affinamento e miglioramento del modello è già in fase di sviluppo in azienda.

In conclusione quindi, il presente lavoro di tesi si propone come punto di partenza per l'approfondimento della modellizzazione di questi impianti e per lo sviluppo di nuovi e più completi modelli numerici, tali da garantire una migliore comprensione dei fenomeni che hanno luogo al loro interno. Inoltre subentra anche la necessità di estendere l'attività su altre tipologie di compressore, in modo da generare un database per l'intera gamma offerta dall'azienda.



Bibliografia

- [1] [Online]. Available: <https://www.federmetano.it/chi-siamo/la-storia-del-metano/>.
- [2] K. Sikes, J. Ford, J. Blackburn e R. McGill, *Feasibility of Natural Gas Pathways for Motor Vehicles*, 2015.
- [3] P. C. Hanlon, *Compressor Handbook*, McGraw - Hill , 2001.
- [4] S. Y. Motta, S. L. Braga e J. A. Parise, «A Study on the Polytropic Exponent of Reciprocating Hermetic Compressor,» in *International Compressor Engineering Conference*, 1996.
- [5] R. H. Pereira, S. Y. Motta e J. A. Parise, «A Study on the Polytropic Exponent. Part I: Open Reciprocating Compressor,» in *III Iberian American Congress of Air Conditioning and Refrigeration*, 1995.
- [6] M. Farzaneh-Gord, A. Niazmand, M. Deymi-Dashtebayaz e H. R. Rahbari, «Thermodynamic Analysis of Natural Gas Reciprocating Compressor Based on Real and Ideal Gas Models,» *International Journal of Refrigeration*, n. 56, pp. 186-197, 2015.
- [7] G. Soave, «Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state,» *Chemical Engineering Science*, vol. 27, pp. 1197-1203, 1972.
- [8] B. J. McBride, S. Gordon e M. A. Reno, «Coefficients for Calculating Thermodynamic and Transport Properties of Individual Species,» NASA Technical Memorandum 4513, 1993.
- [9] M. Farzaneh-Gord, A. Khamforoush, S. Hashemi e H. P. Namin, «Computing Thermal Properties of Natural Gas by Utilizing AGA8 Equation of State,» *International Journal of Chemical Engineering and Applications*, vol. 1, n. 1, pp. 20-24, 1 Giugno 2010.
- [10] Simcenter Amesim, «1D Mechanical Library, User's guide,» 2019.
- [11] Simcenter Amesim, «Pneumatic Library, User's guide,» 2019.
- [12] D. Ninković, D. Taranović, S. Milojević e R. Pesic, «Modelling Valve Dynamics and Flow in Reciprocating Compressor,» *Mobility & Vehicle Mechanics*, vol. 39, pp. 43-63, 2013.
- [13] R. Aigner, «Internal Flow and Valve Dynamics in a Reciprocating Compressor,» Technischen Universitat Wien, Vienna, 2007.
- [14] S. Mohr, H. Clarke, C. P. Garner, N. Rebelo, A. M. Williams e H. Zhao, «On the Measurement and Modelling of High Pressure Flows in Poppet Valves Under Steady-State and Transient Conditions,» *Journal of Fluids Engineering*, vol. 139, 2017.
- [15] J. Tuhovcak, J. Hejcik e M. Jicha, «Heat Transfer Analysis in the Cylinder of Reciprocating Compressor,» in *International Compressor Engineering Conference*, 2016.
- [16] R. P. Adair, E. B. Qvale e J. T. Pearson, «Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressor,» in *International Compressor Engineering Conference*, 1972.
- [17] M. Farzaneh-Gord, A. Niazmand e M. Deymi-Dashtebayaz, «Effects of natural gas compositions on CNG (compressed natural gas) reciprocating compressors performance,» *Energy*, vol. 90, pp. 1152-1162, 2015.

- [18] National Instruments, «CDAQ-9174,» [Online]. Available: <http://www.ni.com/pdf/manuals/374045a.pdf>.
- [19] National Instruments, «NI-9202,» [Online]. Available: http://www.ni.com/pdf/manuals/378030c_02.pdf.
- [20] National Instruments, «NI-9203,» [Online]. Available: http://www.ni.com/pdf/manuals/374070a_02.pdf.
- [21] National Instruments, «NI-9211,» [Online]. Available: http://www.ni.com/pdf/manuals/373466a_02.pdf.
- [22] Wika, «IS-3,» [Online]. Available: https://www.wika.it/upload/DS_PE8158_it_it_64332.pdf.
- [23] Wika, «TC50,» [Online]. Available: https://www.wika.it/upload/DS_TE6550_it_it_53171.pdf.
- [24] Emerson Micro Motion, «Serie 1700 CNG050,» [Online]. Available: <https://www.emerson.com/documents/automation/data-sheet-trasmettitori-serie-1000-e-2000-con-tecnologia-mvd--data-sheet-italian-micro-motion-it-62198.pdf>.
- [25] Chauvin Arnoux, «C.A 8334B,» [Online]. Available: <http://www.pce-italia.it/html/manuali/Manuale.CA8334B.pdf>.
- [26] Politecnico di Torino, [Online]. Available: http://corsiadistanza.polito.it/corsi/pdf/08BNIDN/Cap6.1_compressori_di_gas_volumetrici.pdf.
- [27] [Online]. Available: <https://www.cubogas.com>.
- [28] M. Malakoutirad, T. H. Bradley e C. Hagen, «Design considerations for an engine-integral reciprocating natural gas compressor,» *Applied Energy*, vol. 156, pp. 129-137, 2015.
- [29] P. Stouffs, M. Tazerout e P. Wauters, «Thermodynamic Analysis of Reciprocating Compressors,» *International Journal of Thermal Science*, pp. 52-66, 2001.
- [30] M. Balestrini, «Metodologie di previsione ed analisi delle pulsazioni in compressori alternativi,» Università degli studi di Pisa, Pisa, 2017.
- [31] H. E. Khalifa e X. Liu, «Analysis of Stiction Effect on the Dynamics of Compressor Suction Valve,» *Proc. Purdue Compressor Conference*, pp. 87-92, 1998.
- [32] Simcenter Amesim, «Thermal Library, User's guide,» 2019.

