

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BOLOGNA

**DOTTORATO DI RICERCA IN INGEGNERIA DELLE MACCHINE E
DEI SISTEMI ENERGETICI**

- XX CICLO -

Settore Scientifico-Disciplinare: ING-IND/08

*Modellizzazione Numerica e Caratterizzazione
Sperimentale di Macchine e Componenti Oleodinamici*

Relatore

Chiar.mo Prof. Ing. Massimo Borghi

Candidata

Dott. Ing. Barbara Zardin

Coordinatore del Dottorato

Chiar.mo Prof. Ing. Davide Moro

Esame Finale 2008

Indice

Indice	1
Capitolo 1	7
<i>Studio e Modellizzazione della Zona di Ingranamento di Macchine Volumetriche ad Ingranaggi Esterni.</i>	7
1.1 Introduzione	7
1.2 Modello a Parametri Concentrati e Modello Matematico dell'Area di Ingranamento	11
1.3 Risultati Ottenuti	20
Influenza delle condizioni di funzionamento della macchina	21
Influenza della cilindrata della macchina	23
Influenza dell'interasse delle ruote	24
Scelta di coefficienti d'efflusso costanti o variabili	25
Distanza tra gli scarichi	26
Diversa geometria degli scarichi	29
I risultati ottenuti nel caso Motore	35
1.4 Conclusioni	38
1.5 Bibliografia	40
Simboli	40
Apici, Pedici	42
Capitolo 2	43
<i>Studio dell'Equilibrio Assiale di Macchine Volumetriche ad Ingranaggi Esterni</i>	43
2.1 Introduzione	43
2.2 L'approccio utilizzato	46
2.3 Parametri di Interesse Analizzati	53
2.4 I Risultati Ottenuti	54
2.4.1 Meato laterale ad altezza costante	54
FIANCATA LATO INGRANAGGIO A	58
FIANCATA LATO INGRANAGGIO B	71
FIANCATA LATO INGRANAGGIO C	85
2.4.2 Meato laterale ad altezza variabile	90

2.5 Conclusioni.....	102
2.6 Bibliografia.....	104
Simboli	105
Apici, Pedici	106
Capitolo 3	108
<i>Valutazione del Rendimento Volumetrico di Macchine ad Ingranaggi Esterni</i>	108
3.1 Introduzione	108
3.2 Modello a parametri concentrati	109
3.3 Modello Numerico	113
Portata persa attraverso la testa dell'ultimo dente sull'arco di tenuta	115
Portata persa attraverso il meato laterale in corrispondenza dell'ultimo dente sull'arco di tenuta.	116
Portata persa attraverso il meato laterale verso l'ambiente di drenaggio.	118
Portata persa attraverso il meato laterale in corrispondenza della zona di ingranamento.	119
Portata persa attraverso lo scarico di alta pressione	120
Altezza del meato laterale tra rasamento e fiancate di bilanciamento variabile....	121
3.4 Risultati Ottenuti	123
Effetto della presenza della fresatura periferica sulle superfici lato ingranaggio delle fiancate di bilanciamento.	123
Influenza dell'inclinazione dei rasamenti rispetto le ruote dentate.	127
3.5 Conclusioni.....	134
3.6 Bibliografia.....	136
Simboli	136
Apici, Pedici	137
Capitolo 4	139
<i>Modellizzazione del Funzionamento di Macchine Volumetriche ad Ingranaggi Esterni tramite un Modello a Parametri Concentrati</i>	139
4.1 Introduzione	139
4.2 Costruzione di un modello a parametri concentrati per l'analisi del funzionamento di macchine ad ingranaggi esterni	141
4.3 Alcuni risultati ottenuti.....	166

4.4	Conclusioni.....	183
4.5	Bibliografia.....	186
Capitolo 5	189
	<i>Messa in funzione e utilizzo di due banchi prova oleodinamici</i>	189
5.1	Introduzione	189
5.2	Banco Prova Macchine Volumetriche.....	190
5.3	Banco Prova per distributori proporzionali.....	193
5.4	Sistema di acquisizione dati	196
	Interfacce di Acquisizione	207
5.5	Utilizzo del banco prova per la caratterizzazione del comportamento di macchine volumetriche.	211
	Caratterizzazione stazionaria di macchine volumetriche	216
	Caratterizzazione dinamica del motore ad Ingranaggi Esterni.....	225
5.6	Utilizzo del banco prova per la caratterizzazione del comportamento di distributori proporzionali	230
5.7	Conclusioni.....	241
5.8	Bibliografia.....	243
Conclusioni	245

Introduzione

Le attività di ricerca svolte nell'ambito del dottorato possono essere raccolte in due macrotematiche, una riguardante la modellazione e simulazione numerica di macchine volumetriche ad ingranaggi esterni e l'altra la caratterizzazione sperimentale di macchine e componenti idraulici.

Della modellizzazione e simulazione di macchine ad ingranaggi esterni si sono occupati molti autori nella letteratura scientifica sia nel passato che attualmente: Borghi et al. si sono occupati dello studio dell'equilibrio radiale della macchina, mettendo in luce gli aspetti significativi della posizione assunta dalle ruote dentate nel corpo della macchina durante il funzionamento e del rodaggio della macchina, e dell'equilibrio assiale, valutando l'importanza del posizionamento delle fiancate di bilanciamento assiale all'interno del corpo della macchina e la loro influenza sulla determinazione del rendimento volumetrico; Koç, Hooke et al., a proposito di bilanciamento assiale, hanno realizzato un'estesa campagna di prova sperimentale per valutare il posizionamento delle fiancate al variare della geometria delle superfici lato ingranaggio e lato bilanciamento e dei parametri di funzionamento di pompe ad ingranaggi esterni; Nervegna et al. hanno proposto un primo modello a parametri concentrati realizzato nell'ambito di un software commerciale per l'analisi dell'andamento radiale della pressione, effettuando anche la misura sperimentale della pressione nei vani della macchina per validarne i risultati; Edge et. al. hanno studiato la generazione di picchi di pressione in corrispondenza della zona di ingranamento e valutato l'instaurarsi di fenomeni di cavitazione; anche Borghi et al. si sono occupati della zona di ingranamento con particolare attenzione rivolta alla valutazione delle caratteristiche geometriche degli scarichi ricavati sulle fiancate e sviluppando diversi modelli, a complessità crescente, per studiare l'instaurarsi dei fenomeni di areazione e cavitazione proprio nella zona di ingranamento della macchina.

L'attenzione riservata alle macchine ad ingranaggi esterni è quindi sempre stata alta nel corso degli anni; infatti, dal punto di vista industriale, quando l'applicazione non richieda o si adatti meglio all'utilizzo di macchine volumetriche a cilindrata variabile, la macchina ad ingranaggi esterni è la soluzione maggiormente adottata grazie alla relativa semplicità costruttiva e ai bassi costi che la caratterizzano; è, però, una macchina piuttosto rumorosa, sia a causa dell'ingranamento delle ruote, che dei forti gradienti di pressione che la caratterizzano nella zona di ingranamento, in corrispondenza della quale avviene la commutazione tra i valori di

alta e bassa pressione e si generano picchi di pressione più o meno elevati, ed infine anche a causa dell'instaurarsi di fenomeni di cavitazione sempre in corrispondenza della zona di ingranamento e della bocca di bassa pressione della macchina (in particolare della bocca di aspirazione di una pompa). Oltre a questo, si evidenzia una certa difficoltà nel controllare/contenere, in tutto il range di funzionamento tipico della macchina, la mobilità delle ruote dentate e delle fiancate di bilanciamento assiale. Ciò si ripercuote chiaramente sull'efficienza e sulle prestazioni della macchina, quando non si generano problemi più gravi quali il grippaggio o il danneggiamento serio dei componenti meccanici.

Infine l'esigenza sempre più pressante di diminuire le dissipazioni energetiche, porta a curare particolarmente gli aspetti legati all'ottimizzazione del rendimento volumetrico e idromeccanico della macchina.

Nasce, quindi, l'esigenza di utilizzare strumenti a calcolo che permettano di prevedere il funzionamento della macchina e che possano indicare le principali linee guida da seguire nella progettazione dei componenti.

Nel presente elaborato verranno presentate, suddivise nei primi tre capitoli, le attività di simulazione e modellazione svolte relativamente all'analisi dell'equilibrio assiale, dei fenomeni generati nella zona di ingranamento, del rendimento volumetrico della macchina. I risultati e le informazioni provenienti dalle analisi condotte sono state elaborate e utilizzate, come descritto nel capitolo quattro, per realizzare un modello a parametri concentrati in un unico ambiente di calcolo, in grado di caratterizzare il funzionamento e di relazionare le prestazioni della macchina con i parametri di funzionamento della stessa e con i principali parametri geometrici che la caratterizzano.

La seconda tematica che viene trattata nell'elaborato riguarda la messa in funzione di due banchi prova oleodinamici per la caratterizzazione sperimentale di macchine volumetriche e di componenti di regolazione; le attività svolte hanno spaziato dal collegamento della strumentazione al banco ed al sistema di acquisizione alla messa a punto di apposite interfacce di acquisizione dei dati sperimentali, all'analisi dei disturbi generati sui segnali acquisiti. Sul banco prova per macchine volumetriche sono state svolte caratterizzazioni stazionarie e dinamiche di diverse tipologie di macchine volumetriche; in particolare si presentano nell'ambito del capitolo cinque, i dati sperimentali relativi ad un motore ad ingranaggi esterni. Sul banco prova per componenti di regolazione si è realizzata la caratterizzazione funzionale e la messa a punto di un distributore a comando manuale

progettato secondo la logica load sensing. L'azienda produttrice era interessata alla verifica della corretta funzionalità e delle specifiche prefissate per il componente; il distributore load-sensing è infatti un componente particolarmente delicato, in cui la corretta progettazione dei compensatori di pressione è fondamentale per ottenere buone prestazioni del componente, pena la generazione di dissipazioni troppo elevate nel circuito in cui viene inserito il distributore. Alla caratterizzazione ed alla messa a punto sperimentale del componente, si è accoppiata anche la modellazione numerica dello stesso, che ha permesso di comprendere più a fondo l'influenza di alcuni dei parametri geometrici caratteristici dei compensatori (taratura delle molle, dimensionamento delle superfici di azione della pressione) sul buon funzionamento del componente e di delineare gli interventi migliorativi da affrontare nella progettazione componente.

Capitolo 1

Studio e Modellizzazione della Zona di Ingranamento di Macchine Volumetriche ad Ingranaggi Esterni.

1.1 Introduzione

Come è noto, per una macchina ad ingranaggi esterni, durante la rotazione delle ruote dentate, in corrispondenza di un determinato intervallo dell'angolo di rotazione delle ruote, la cui ampiezza dipende dai parametri caratteristici delle ruote stesse, due coppie di denti risultano contemporaneamente in presa nella zona di ingranamento, determinando quindi un volume di fluido racchiuso tra i profili dei denti che ingranano, isolato sia dall'ambiente di aspirazione che da quello di mandata. Tale volume isolato, durante la rotazione delle ruote, è sottoposto a compressione, determinando forti picchi di pressione, e poi ad espansione, causando il repentino calo della pressione fino a valori che possono raggiungere la pressione di saturazione del fluido e, addirittura, la tensione di vapore caratteristica alla determinata temperatura del fluido. Il fenomeno, che genera rumore ed irregolarità nel funzionamento della macchina, è stato analizzato da diversi autori ed in particolare in [4] con l'ausilio di un modello numerico, da cui ha tratto ispirazione la trattazione elaborata nel presente capitolo, ed evidenziato sperimentalmente in [5], dove vengono mostrati i risultati ottenuti da un'approfondita indagine sperimentale in cui è stato misurato l'andamento della pressione nei vani tra i denti di una pompa ad ingranaggi esterni per diversi regimi di rotazione della macchina e diverse pressioni in mandata.

Volendo analizzare nel dettaglio la problematica, si consideri una macchina volumetrica operatrice caratterizzata da ruote dentate a singolo contatto, e si prenda come riferimento iniziale l'angolo di rotazione φ in corrispondenza del quale una seconda coppia di denti comincia ad ingranare, posto pari a 0° (Figura 1); si osserva che il volume isolato tra i denti varia durante la rotazione delle ruote; in particolare, esso subisce una iniziale diminuzione e successivamente un incremento. Poiché i fluidi operatori utilizzati in queste macchine sono caratterizzati da una elevata incomprimibilità (modulo di comprimibilità compreso tra 14000 e 18000 bar), consistenti variazioni della pressione del fluido intrappolato nella zona di

ingranamento si accompagnano alle variazioni del volume isolato. La pressione del fluido all'interno del volume varierà quindi anch'essa in funzione della rotazione delle ruote, aumentando, anche in modo rilevante, durante la fase in cui il volume isolato diminuisce e calando, talvolta bruscamente, nella fase di espansione di tale volume. L'andamento della pressione del fluido nella zona di ingranamento influenza in modo significativo il ciclo di funzionamento delle macchine ad ingranaggi esterni. I picchi di pressione che si verificano in tale zona, infatti, generano sollecitazioni meccaniche e vibrazioni sulle ruote dentate e sui componenti ad esse connessi, potendo addirittura giungere ad impedire il funzionamento della macchina; essi, in ogni caso, contribuiscono ad incrementare la rumorosità della macchina durante il funzionamento e possono condizionare in modo indiretto il rendimento volumetrico della macchina. Quando, invece, la pressione diminuisce bruscamente, può succedere che essa raggiunga il valore della pressione di saturazione del fluido, causando la liberazione dell'aria che era in esso disciolta (areazione) in bolle; la presenza di aria libera all'interno del fluido influenza drasticamente il suo comportamento in termini di comprimibilità, poiché il Bulk Modulus del sistema equivalente aria libera e fluido di lavoro è sensibilmente minore rispetto al Bulk Modulus caratteristico del fluido. Se la pressione tende a scendere al di sotto della pressione di saturazione del gas contenuto nel fluido alla temperatura considerata, può arrivare a raggiungere il valore della tensione di vapore del fluido, determinando la formazione di bolle di vapore (cavitazione); quando la pressione cresce nuovamente, tali bolle tendono ad implodere generando onde di pressione che colpiscono i componenti determinando una vera e propria erosione meccanica ed un rumore caratteristico.

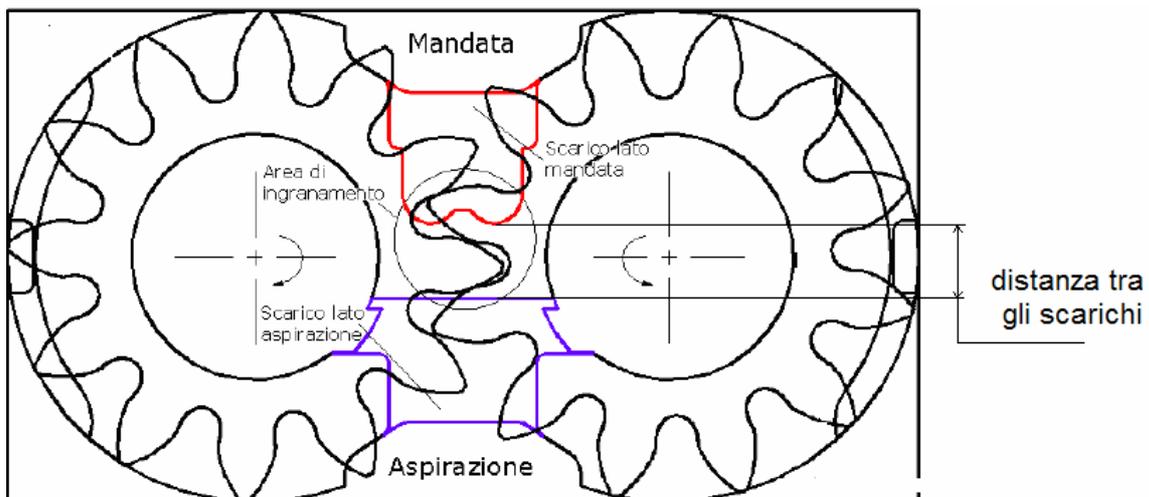


Figura 1 : Sezione di una pompa ad ingranaggi esterni: posizione delle ruote dentate in corrispondenza di un angolo di rotazione pari a 0°

In sostanza, l'oscillazione ciclica della pressione in corrispondenza della zona di ingranamento, visibile anche dalle misure sperimentali svolte in [5], e variabile tra valori superiori alla pressione di mandata della macchina a valori inferiori a quella di aspirazione, determina, congiuntamente ai fenomeni di cavitazione ad essa associati, una sollecitazione anomala, soprattutto per i fianchi delle ruote dentate, i quali si trovano ad essere soggetti a carichi affaticanti in presenza di un ambiente altamente aggressivo dal punto di vista chimico (olio minerale in presenza del proprio vapore sotto forma di bolle, che di norma implodono appena la pressione risale a valori superiori alla tensione di vapore del fluido). Tutto ciò causa il deterioramento dei denti delle ruote dentate; in particolare, in corrispondenza dei fianchi dei denti si riscontrano, sperimentalmente, danneggiamenti locali caratterizzati dal distacco superficiale di materiale metallico dal dente, i quali determinano, da un lato, l'aumento del livello di contaminazione del fluido e, dall'altro, possono portare allo scadimento delle prestazioni complessive della macchina seguito, nei casi peggiori, dal grippaggio o dalla rottura. Concludendo, i fenomeni descritti determinano un incremento del consumo energetico delle pompe e della loro rumorosità.

Per ovviare a questi problemi, si adottano comunemente degli scarichi opportunamente dimensionati (Figura 1), ricavati sulle fiancate della macchina, uno in corrispondenza dell'ambiente di alta pressione e l'altro in corrispondenza dell'ambiente di bassa pressione. Tali scarichi hanno il compito di mettere in comunicazione il volume di fluido intrappolato nella zona di ingranamento con gli ambienti ad alta ed a bassa pressione.

Durante la comunicazione con l'ambiente ad alta pressione, se nel volume intrappolato nella zona di ingranamento regna una pressione superiore a quello dell'ambiente ad esso collegato, si verifica un flusso di fluido verso quest'ultimo, che determina l'abbassamento della pressione nella zona di ingranamento. Durante la comunicazione con l'ambiente di bassa pressione, invece, qualora nei volumi intrappolati nella zona di ingranamento agisca una pressione inferiore al valore presente in tale ambiente, si genera un flusso di fluido in grado di compensare questa depressione.

Naturalmente, se il dimensionamento e posizionamento degli scarichi sulle fiancate della macchina non dovesse essere corretto possono insorgere diversi problemi, tra cui, ad esempio:

- Gli scarichi non sono in grado di svolgere la loro funzione poiché il loro posizionamento rispetto la congiungente i centri delle ruote non è corretto: se ad esempio sono troppo lontani non riescono a mettere in comunicazione la zona di

ingranamento con gli ambienti di alta e bassa pressione (Figura 2) nei momenti opportuni;

- Scarichi dimensionati in modo non opportuno potrebbero determinare reflussi di fluido indesiderati: se, ad esempio, la comunicazione tra il volume isolato e l'ambiente di alta pressione attraverso lo scarico si instaura in corrispondenza di una fase in cui la pressione nel volume è minore della pressione che si ha nell'ambiente collegato, si determina un riflusso di portata di fluido operatore verso la zona di ingranamento. Con buona probabilità infine, tale portata di fluido fuggirà verso la zona di bassa pressione attraverso i meati di trafilamento messi a disposizione dalla macchina.

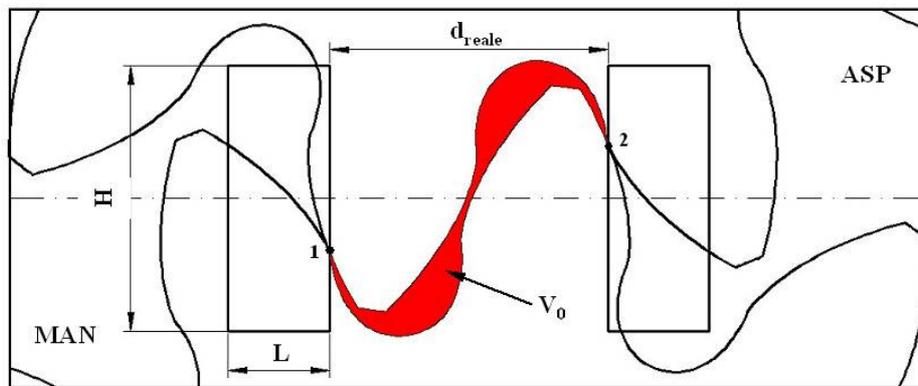


Figura 2: Distanza tra scarichi di alta e bassa pressione

In passato sono state fornite indicazioni precise, a partire da una geometria semplificata rettangolare, per posizionare in modo ottimale gli scarichi e dimensionarli opportunamente; in particolare in [6] si suggerisce un'espressione, riportata nell' Eq. 1, per la distanza d_{reale} che gli scarichi devono rispettare al fine di garantirne la funzionalità e si forniscono indicazioni riguardo il dimensionamento degli scarichi stessi.

$$d_{reale} = 1.05 \div 1.1 \cdot p_b \cdot \cos \alpha_{lav} = 1.05 \div 1.1 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \alpha \cdot \cos \alpha_{lav}$$

$$H = I_{lav} - d_f$$

$$L > m$$

Eq. 1

m = modulo della dentatura

d_f = diametro di fondo delle ruote

i_{lav} = interasse di lavoro

p_b = passo della dentatura sulla circonferenza base

α_{lav} = angolo di pressione di lavoro

α = angolo di pressione

In realtà, si è valutato numericamente come la distanza tra gli scarichi debba essere inferiore al valore citato per avere un effetto benefico nell'abbattimento dei picchi di pressione; questo, d'altra parte, può comportare il rischio di un by-pass di fluido direttamente dalla mandata all'aspirazione con conseguenze negative sul rendimento volumetrico della macchina.

La determinazione dell'andamento della pressione nella zona di ingranamento ha permesso di approfondire questi aspetti e di analizzare l'influenza delle condizioni di funzionamento, quali regime di rotazione e pressione in mandata, e di alcuni parametri geometrici, quali la larghezza di fascia e l'interasse tra le ruote; è stato inoltre possibile analizzare diverse geometrie degli scarichi sulle fiancate di bilanciamento assiale della macchina ed individuare alcune linee fondamentali da seguire nella loro progettazione.

Va inoltre considerato che, per una corretta progettazione delle superfici di bilanciamento delle fiancate della macchina, può essere importante valutare anche il contributo generato dalla sovra-pressione che si verifica nella zona di ingranamento.

1.2 Modello a Parametri Concentrati e Modello Matematico dell'Area di Ingranamento

Lo studio dell'andamento della pressione nei volumi isolati nella zona di ingranamento è realizzato con un modello a parametri concentrati. Come proposto anche in [4], la zona di ingranamento è rappresentata tramite due volumi variabili posti in comunicazione con gli ambienti di alta e bassa pressione attraverso strozzatori turbolenti con sezione di passaggio per il fluido variabile, dipendente dalla geometria degli scarichi e dalla geometria della dentatura.

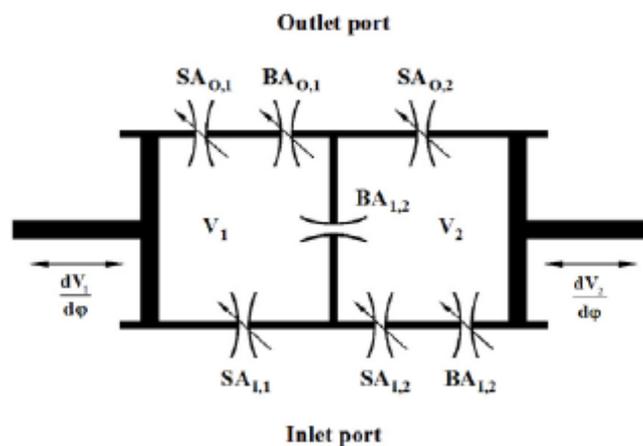


Figura 3: Modello a parametri concentrati della zona di ingranamento della macchina volumetrica ad ingranaggi esterni

In particolare, V_1 e V_2 rappresentano rispettivamente il volume che si affaccia alla bocca di uscita della macchina (“mandata” nel caso della pompa, “scarico” nel caso del motore) ed il volume che si affaccia alla bocca di ingresso (“aspirazione” nel caso della pompa, “alimentazione” nel caso del motore); tali volumi sono idraulicamente connessi attraverso lo strozzatore $BA_{1,2}$, il quale ha una sezione di passaggio considerata costante, determinata dalla larghezza di fascia delle ruote w e dal gioco tra i fianchi dei denti che ingranano.

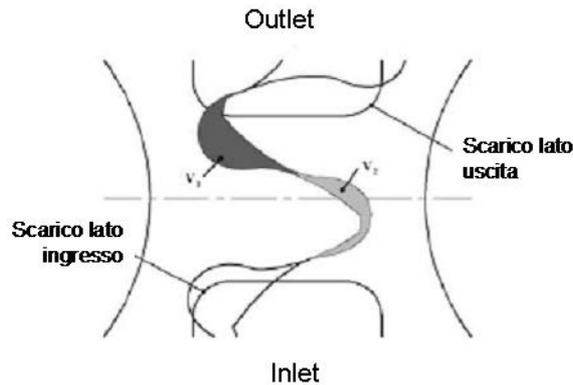


Figura 4: Volumi V_1 e V_2 nella zona di ingranamento

Gli altri strozzatori variabili rappresentano:

- ✓ le aree di comunicazione dei volumi con gli ambienti a diversa pressione attraverso gli scarichi (denominate “Side Flow Area” $SA_{i,j}$, dove gli indici j ed i rappresentano rispettivamente il volume considerato e l’ambiente con cui esso è messo in comunicazione), di sezione variabile con l’angolo di rotazione delle ruote.

$SA_{o,1}$: area di comunicazione tra il volume V_1 e la bocca di uscita della macchina.

$SA_{o,2}$: area di comunicazione tra il volume V_2 e la bocca di uscita della macchina.

$SA_{i,1}$: area di comunicazione tra il volume V_1 e la bocca di ingresso della macchina.

$SA_{i,2}$: area di comunicazione tra il volume V_2 e la bocca di ingresso della macchina.

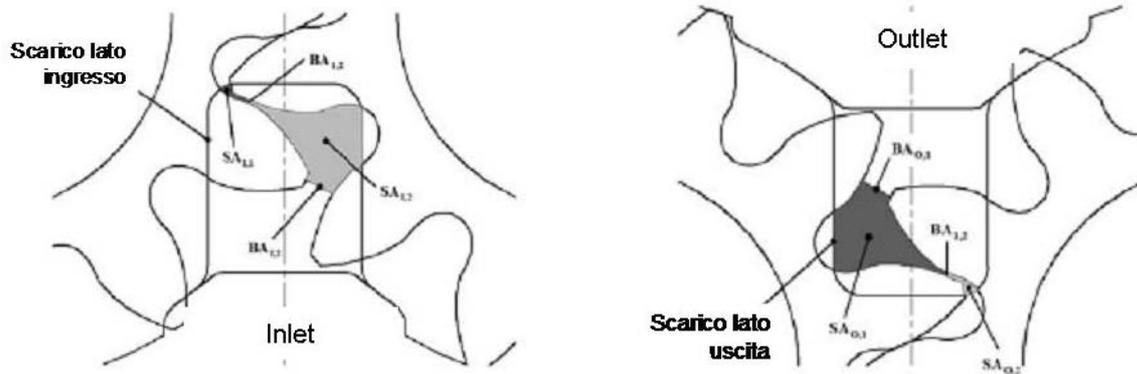


Figura 5 : Le aree di collegamento idraulico dei volumi V_1 e V_2

- ✓ le aree di comunicazione dei volumi con gli ambienti a diversa pressione determinate dalla distanza tra i fianchi della coppia di denti che sta per ingranare o che ha appena lasciato la presa e dalla larghezza di fascia w delle ruote (denominate “Backlash Flow Area” $BA_{i,j}$, dove gli indici j ed i rappresentano rispettivamente il volume considerato e l’ambiente con cui esso è messo in comunicazione).

$BA_{0,1}$: area di comunicazione tra il volume V_1 e la bocca di uscita della macchina.

$BA_{i,2}$: area di comunicazione tra il volume V_2 e la bocca di ingresso della macchina.

$BA_{1,2}$: area di comunicazione tra il volume V_1 e il volume V_2 .

L’andamento delle aree e dei volumi in funzione dell’angolo di rotazione è stato determinato utilizzando una opportuna procedura CAD-CAE implementata all’interno di un software sviluppato appositamente.

Per calcolare la pressione nei vani isolati è stata integrata l’equazione di continuità, scritta per ciascuno dei volumi, in condizione di fluido incomprimibile e di efflusso isoterma:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{B}{V} \cdot \left[Q - \frac{dV}{dt} \right] \Rightarrow \frac{dp}{d\phi} = \frac{B}{V} \cdot \left[\frac{Q}{\omega} - \frac{dV}{d\phi} \right] \quad Eq. 2$$

$$\omega = \frac{d\phi}{dt}$$

Il parametro Q rappresenta la portata volumetrica totale di fluido scambiata dal volume con gli ambienti circostanti, p la pressione nel generico volume V , B il Bulk Modulus del fluido e ω la velocità di rotazione delle ruote. La portata Q viene determinata sommando i singoli

contributi Q_i attraverso gli strozzatori variabili, che sono espressi secondo l'equazione dell'efflusso stazionario turbolento:

$$Q_i = C_{d,i} \cdot A_i(\varphi) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_i}{\rho}}$$

ρ : densità del fluido

$C_{d,i}$: coefficiente di efflusso del fluido

A_i : sezione dell'orifizio

Δp_i : caduta di pressione

Eq. 3

In particolare i coefficienti di efflusso sono stati considerati inizialmente costanti, ma è stata effettuata anche un'analisi in cui essi sono espressi in funzione del numero di Reynolds. Per poter considerare coefficienti di efflusso costanti, infatti, occorre essere sicuri che l'efflusso del fluido sia pienamente turbolento, condizione che non è detto si verifichi. Quando invece non si conoscono informazioni riguardo allo sviluppo dell'efflusso occorre considerare coefficienti d'efflusso dipendenti dalla tipologia del moto del fluido e quindi dal numero di Reynolds che lo caratterizza. In questo caso sono stati definiti due parametri costanti, il coefficiente d'efflusso asintotico C_∞ , settato secondo quanto riportato nella letteratura scientifica ($C_\infty=0.65\div 0.75$) e il numero di Reynolds critico Re_c , posto pari a 1000; il significato di questi due parametri è ben evidente nel grafico seguente in cui viene riportato l'andamento del coefficiente di efflusso C_d in funzione del numero di Reynolds Re .

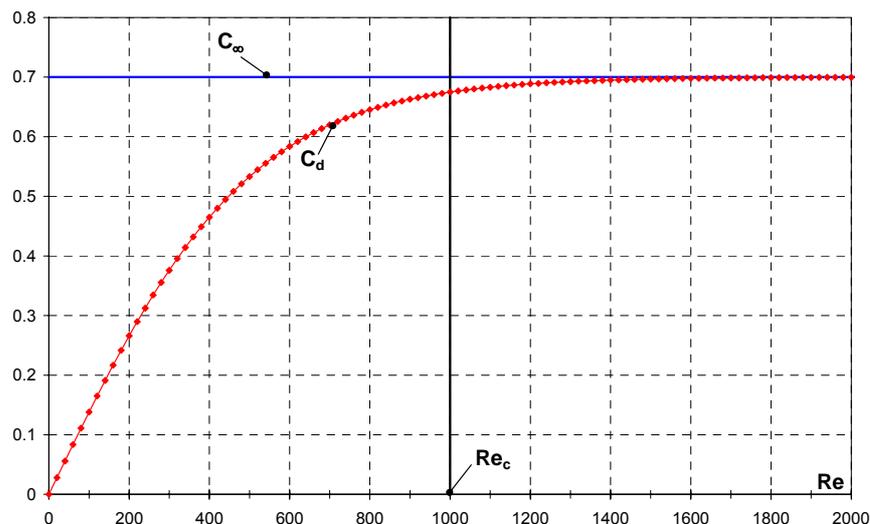


Figura 6 : Andamento del coefficiente di efflusso in funzione del numero di Reynolds.

Quando il numero di Reynolds è molto inferiore a Re_c , il regime di moto si può considerare laminare ed il coefficiente di efflusso varia secondo l'equazione:

$$C_d = C_\infty \tanh\left(\frac{2Re}{Re_c}\right) \quad Eq. 4$$

Il numero di Reynolds dipende dalla geometria dell'area di efflusso attraverso il diametro idraulico d_H dell'area stessa, definito come:

$$Re = \frac{d_H v}{\nu}$$

$$d_H = \frac{4A}{p_H} \quad Eq. 5$$

A, p_H : area d'efflusso e relativo perimetro bagnato

v : velocità del flusso

ν : viscosità cinematica del fluido di lavoro

Quando il numero di Reynolds è molto superiore a Re_c , il regime di moto si può considerare turbolento pienamente sviluppato ed il coefficiente di efflusso raggiunge il valore costante C_∞ .

Le due equazioni di continuità scritte per i volumi tra i denti nell'area di ingranamento costituiscono un sistema di equazioni differenziali ordinarie; esse sono state differenziate utilizzando il metodo di Backward-Euler del primo ordine. Infine, le due equazioni algebriche ottenute sono state risolte con il metodo di Newton-Raphson; tutto ciò è stato implementato in un algoritmo scritto in linguaggio Matlab©.

L'insieme delle due equazioni differenziali e delle condizioni iniziali sulle pressioni nei vani costituisce il cosiddetto Initial Value Problem; le equazioni sono differenziali ordinarie esplicite dove le pressioni nei due volumi p_1 e p_2 sono le variabili di stato. Nel complesso il problema viene identificato come un "O.D.E. (ordinary differential equation) initial value problem". Supponendo di avere N variabili di stato y_1, \dots, y_N , un generico O.D.E. è costituito dalle equazioni delle derivate delle variabili di stato accompagnate dalle condizioni iniziali:

$$\frac{dy_i}{dt} = f_i(t, y_1, \dots, y_N)$$

$$y_i(0) = R_i \quad Eq. 6$$

In notazione vettoriale si ha:

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{y}}{dt} &= \bar{f}(t, \bar{y}) \\ \bar{y}(0) &= \bar{R} \end{aligned} \quad \bar{y} = (y_1, \dots, y_N), \quad \bar{f} = (f_1, \dots, f_N), \quad \bar{R} = (R_1, \dots, R_N) \quad \text{Eq. 7}$$

Per ottenere la soluzione si adottano metodi numerici, i quali non consentono di determinare la soluzione sull'intero intervallo di integrazione $[t=0; t=t_f]$, ma di conoscerla su alcuni punti o nodi t_1, \dots, t_M appartenenti a tale intervallo. Quando il metodo di integrazione è semplice e "crudo", tali nodi sono sempre alla medesima distanza l'uno dall'altro (metodo a passo costante); esistono invece metodi di integrazione che adattano la distanza tra i nodi, cioè il passo di integrazione, all'andamento della soluzione, avvicinando i nodi se la soluzione varia rapidamente, allontanandoli se cambia lentamente (metodi a passo variabile).

La maggior parte dei metodi di integrazione rientra in due categorie:

- metodi espliciti di Runge-Kutta, nei quali per trovare la soluzione al passo $n+1$ (y_{n+1}), è necessario conoscere solo y_n ; un esempio appartenente a questa categoria è il metodo di Eulero:

$$y_{n+1} = y_n + h \cdot k, \quad k = f(t_n, y_n), \quad h = t_{n+1} - t_n$$

- metodi lineari a più passi, nei quali la soluzione al passo $n+1$ (y_{n+1}) dipende da y_n e da ulteriori valori di y ai passi precedenti; tra questi metodi se ne segnalano di impliciti (Adams-Moulton method) ed espliciti (Adams-Bashfort method). Essi richiedono un maggior costo computazionale e sono più difficili da tradurre in codice di calcolo rispetto ai metodi Runge-Kutta.

A titolo di esempio segue la backward differentiation formula del secondo ordine¹ usata nel metodo di Gear:

$$y_{n+1} = \frac{4}{3} \cdot y_n - \frac{1}{3} \cdot y_{n-1} + \frac{2}{3} \cdot h \cdot f_{n+1}, \quad \text{con } f_{n+1} = f(t_{n+1}, y_{n+1}), \quad h = t_{n+1} - t_n$$

I metodi espliciti sono generalmente più semplici da implementare ma l'utilizzo degli impliciti risulta indispensabile, nonostante l'alto costo computazionale, nel caso siano richieste dal problema grandi regioni di stabilità affinché la soluzione vada a convergenza²,

¹ Si parla di metodo di secondo ordine poiché nella backward differentiation formula y_{n+1} dipende da y_n e da y_{n-1} ; in generale l'ordine di un metodo è un indice che ne valuta la potenziale accuratezza.

² Chiamando n il numero di passi dell'integrazione ed ε la differenza tra il valore della soluzione esatta (y_n) e quello della soluzione affetta da errore (y_n^*), si dice che il metodo è stabile se $\varepsilon = y_n^* - y_n$ declina all'aumentare di

come si suppone nel caso del problema affrontato. Occorre inoltre scegliere, tra gli impliciti, il metodo che risulti adatto al tipo di problema per evitare di ottenere risultati non accurati e tempi di calcolo troppo elevati. Infatti, per un sistema non lineare come in questo caso, la matrice Jacobiana³ risulta variabile, e così pure i suoi autovalori, di conseguenza man mano che l'integrazione procede, un metodo di integrazione che inizialmente risulti corretto per il problema, con l'avanzare della simulazione, potrebbe essere inadatto. Inoltre, si evidenzia che il problema studiato è di natura STIFF, cioè presenta almeno un autovalore dello Jacobiano con parte reale negativa e di valore assoluto elevato. In questo caso è necessario utilizzare un metodo di integrazione che abbia una regione di stabilità della soluzione infinita, coincidente con tutto il piano dei numeri complessi, e che sia L-stable⁴.

Risulta evidente da quanto detto che sarebbero necessari più metodi di ordine diverso, L-stable e con regioni di stabilità infinite per assicurare il raggiungimento di una soluzione accurata ed in tempi ragionevoli; ciò può essere ottenuto utilizzando, ad esempio, l'algoritmo di Gear, il quale sfrutta il Backward Euler method assieme ad altri metodi di ordine variabile tra il secondo ed il quinto, già implementato nei più usati linguaggi di calcolo.

Il linguaggio MATLAB, usato nella scrittura dei codici di calcolo, mette a disposizione diversi solutori per problemi O.D.E. di natura STIFF tra cui il più indicato, in questo caso, è

n; ciò porta ad individuare nel piano dei numeri complessi, dove vengono rappresentate le soluzioni del problema, una cosiddetta regione di stabilità. Se i parametri del problema consentono alla soluzione di rimanere all'interno di tale regione è assicurata la stabilità della soluzione stessa.

³ Dato il generico sistema non lineare:

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{y}}{dt} &= \bar{f}(t, \bar{y}) & \bar{f} &= (f_1, \dots, f_N), \bar{y} = (y_1, \dots, y_N); \\ y(0) &= A \end{aligned}$$

la matrice Jacobiana è così definita: $\left[\begin{array}{c} \frac{\partial f_k}{\partial p_j} \end{array} \right]_{k,j=1,\dots,N}$.

La linearizzazione delle equazioni differenziali non lineari mostra che, localmente, la matrice i cui autovalori descrivono il comportamento della soluzione è lo Jacobiano.

⁴ Detto λ_i il generico autovalore e $\text{Re}\{\lambda_i\}$ la sua parte reale, definita la costante di tempo $\tau_i=1/\text{Re}\{\lambda_i\}$ e dato t_{finale} quale tempo di integrazione il problema si dice STIFF se $t_{\text{finale}}/\tau_i > 1000$. Questa è tuttavia una definizione di massima, pertanto non è detto che tutti i problemi che verificano tale condizione siano senza dubbio STIFF e richiedano un particolare metodo di integrazione. Se un problema è STIFF la soluzione esatta declina rapidamente a zero, perciò è richiesto un metodo di integrazione per il quale valga la condizione

$\lim_{\text{Re}\{\lambda_i\} \rightarrow -\infty} \frac{y_{n+1}}{y_n} = 0$, dove y_{n+1} e y_n rappresentano rispettivamente la soluzione al passo $n+1$ ed al passo

n; se tale requisito è verificato il metodo di integrazione è L-stable.

l'ode15s; tali solutori costituiscono degli algoritmi predefiniti, quindi relativamente semplici da utilizzare, sui quali però non è possibile intervenire con modifiche.

Proprio per questo è stato implementato, al fine di risolvere il problema, un semplice metodo implicito del primo ordine a passo costante, detto di Backward-Euler, che è servito a discretizzare le equazioni; la soluzione del sistema di equazioni è stata ottenuta applicando il metodo di Newton-Raphson⁵, adatto a risolvere problemi di tipologia STIFF.

Confrontando i risultati ottenuti con quelli ricavati tramite il solutore di MATLAB, si è visto che esso forniva una soluzione altrettanto accurata dell'ode15s ed in tempi più che ragionevoli. Di conseguenza, la scelta sul metodo da utilizzare è caduta inevitabilmente sul metodo di Backward-Euler risolto con Newton-Raphson, sia per la sua semplicità rispetto a metodi di ordine variabile, sia per la possibilità di intervenire su parametri che controllano l'integrazione, come il numero di passi, o direttamente sulla soluzione, impedendo ad esempio che le pressioni scendano al di sotto del valore della tensione di vapore.

Metodo di Backward-Euler e soluzione con Newton-Raphson

Si è riscritta l'Eq. 2, sfruttando come già detto le differenze finite:

$$f(p_{n+1}) = \frac{V \cdot \omega}{B} \cdot \frac{p_{n+1} - p_n}{\Delta \varphi} + V' \cdot \omega - \sum_k Q_k(p_{n+1}) = 0 \quad \text{Eq. 8}$$

dove:

- p_{n+1} e p_n sono rispettivamente le pressioni al passo $n+1$ ed n ;
- Q_k è la portata attraverso il k -esimo strozzatore;
- V' è la derivata del polinomio rappresentante l'andamento del volume V ;
- ω è la velocità di rotazione tipica della ruota.

⁵ I metodi impliciti sono costituiti da equazioni più complicate dei metodi espliciti che, dovendo essere risolte ad ogni passo di integrazione, hanno un alto costo computazionale. Per risolvere le equazioni, una volta riscritte con Backward-Euler ($y_{n+1} = y_n + h \cdot f(t_{n+1}, y_{n+1})$), dove f è una generica funzione) come nel nostro caso, esistono due metodi di soluzione: il predictor-corrector ed il metodo di Newton.

Nel predictor-corrector si fa una prima stima di y_{n+1} usando un metodo esplicito, come il metodo di Eulero: $y_{n+1}^0 = y_n + h \cdot f(y_n)$; dopodiché si usa la formula del Backward-Euler così riscritta:

$$y_{n+1}^{i+1} = y_n + h \cdot f(y_{n+1}^i)$$

Il procedimento si ripete da due a molte volte; il predictor è il metodo esplicito mentre il corrector è l'implicito. Non serve introdurre grandi matrici né è necessario uno sforzo eccessivo ad ogni passaggio ma, nonostante i molteplici lati positivi, questo metodo non è in grado di risolvere problemi di natura STIFF.

Il metodo di Newton invece, è adatto a problemi STIFF (è infatti utilizzato nel metodo di Gear) ma richiede uno sforzo maggiore sia nell'implementazione che in termini di costo computazionale.

L'Eq. 2 evidenzia il suo carattere implicito nei termini di portata, i quali dipendono dal valore della pressione p_{n+1} .

Si applica ora il metodo di Newton-Raphson che, come già accennato, è adatto alla soluzione di problemi STIFF, considerando un valore di primo tentativo di p_{n+1} , detto p_{n+1}^i :

$$f(p_{n+1}^i) = (p_{n+1}^i - p_{n+1}^{i+1}) \cdot f'(p_{n+1}^i) \Rightarrow p_{n+1}^{i+1} = p_{n+1}^i - \frac{f(p_{n+1}^i)}{f'(p_{n+1}^i)} \quad \text{Eq. 9}$$

dove:

- $f'(p_{n+1}^i)$ è la derivata della funzione f calcolata in p_{n+1}^i .

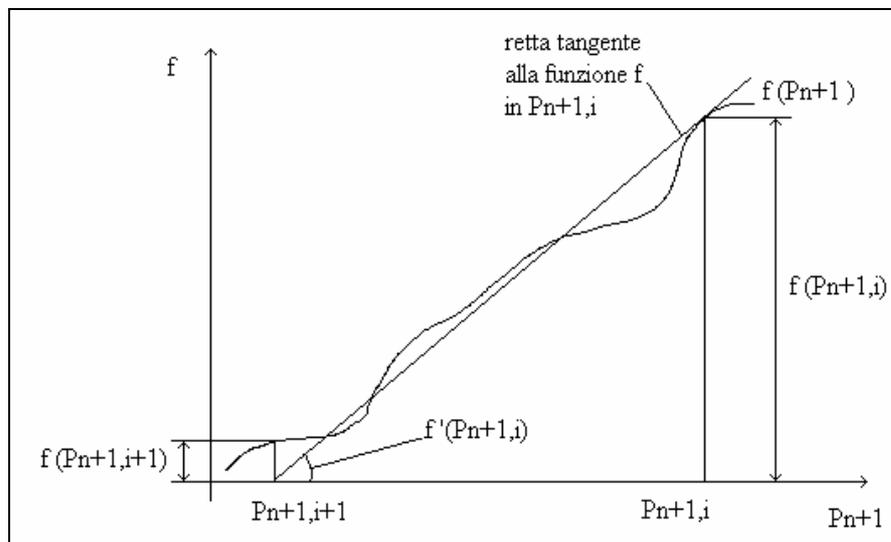


Figura 7: Applicazione del metodo di Newton ad una generica funzione f

Infine, detto ε un valore piccolo a sufficienza, deciso in base alla tolleranza sull'errore che si accetta, se:

$$\left| f(p_{n+1}^{i+1}) \right| \leq \varepsilon \quad \text{Eq. 10}$$

si può affermare che: $p_{n+1} = p_{n+1}^{i+1}$; si procede quindi con il passo successivo fino ad esaurire l'intervallo di integrazione se tale condizione è verificata, altrimenti si applica nuovamente il metodo di Newton-Raphson.

In notazione vettoriale:

$$\bar{p}_{n+1}^{i+1} = \bar{p}_{n+1}^i - J^{-1} \cdot \bar{F} \quad \text{Eq. 11}$$

dove:

- \bar{p}_{n+1} è il vettore delle pressioni al passo n+1;
- J è la matrice Jacobiana $\left[\frac{\partial f_k}{\partial p_j} \right]_{k,j=1,\dots,N}$, con N numero delle variabili di stato;
- F è il vettore delle funzioni f_k , $[f_k]_{k=1,\dots,N}$.

La condizione di convergenza affinché $\bar{p}_{n+1} = \bar{p}_{n+1}^{i+1}$ è data da: $\max |f_k(\bar{p}_{n+1}^{i+1})| \leq \varepsilon$.

Ricavate le pressioni è immediato sostituirle nelle espressioni delle portate attraverso gli strozzatori.

Nel modello numerico descritto è stato previsto un modello semplificato per descrivere l'eventuale insorgere dei fenomeni di cavitazione: è presente una parte di codice per correggere i valori della pressione, calcolati numericamente, che scendono al di sotto del valore della tensione di vapore del fluido; in particolare quando questo succede, il codice assegna alla variabile che rappresenta la pressione nel vano un valore pari alla tensione di vapore del fluido e tale operazione viene reiterata finché il solutore arriva a determinare un valore superiore alla tensione di vapore.

1.3 Risultati Ottenuti

I risultati sono stati ottenuti applicando la procedura numerica a macchine ad ingranaggi esterni commerciali, aventi geometria degli scarichi come in Figura 1. Avendo scelto come riferimento pari a 0° l'angolo di rotazione in corrispondenza del quale una seconda coppia di denti comincia ad ingranare, le posizioni delle ruote precedenti a tale riferimento saranno indicate da angoli negativi. Ci si riferirà dapprima ad una pompa caratterizzata dai seguenti parametri:

<i>Regime di rotazione n</i>	500-1500-3000 [rpm]
<i>Pressione in mandata p_m</i>	50 -100 -200 [bar]
<i>Pressione in aspirazione p_a</i>	1 [bar]
<i>Larghezza di fascia delle ruote di riferimento</i>	W_{ref}
<i>Interasse di riferimento</i>	I_{ref}
<i>Intervallo di variazione dell'angolo di rotazione φ</i>	[-16°; 25°]
<i>Coefficiente d'efflusso asintotico per le $BA_{i,j}$</i>	0.75
<i>Coefficiente d'efflusso asintotico per le $SA_{i,j}$</i>	0.65

In questo caso la bocca d'ingresso della macchina rappresenta l'aspirazione (indice "a") mentre la bocca di uscita rappresenta la mandata della pompa (indice "m"). Vengono qui di

seguito brevemente commentati alcuni risultati, riportati in forma adimensionale considerando una pressione $p^*=p/p_m$.

Influenza delle condizioni di funzionamento della macchina

Le seguenti immagini mostrano l'andamento della pressione adimensionalizzata p_1^* nel volume V_1 (la pressione nel volume V_2 segue sostanzialmente un andamento analogo), al variare dell'angolo di rotazione; per meglio evidenziare il comportamento del volume l'intervallo angolare di interesse è stato suddiviso in due parti. Ci si riferisce per il momento alla sola curva relativa ad un regime di rotazione pari a 1500 rpm in Figura 9. Nella prima parte dell'intervallo, il volume V_1 è in collegamento con l'ambiente di mandata attraverso le aree $BA_{m,1}$ ed $SA_{m,1}$ sicché la pressione al suo interno è sostanzialmente pari alla pressione in mandata; man mano che la rotazione procede, il volume subisce una graduale compressione e l'area $BA_{m,1}$ diminuisce progressivamente fino a chiudersi; la pressione, quindi, comincia a salire. Attraverso l'area $BA_{1,2}$, V_1 comunica con V_2 determinando un flusso di portata verso quest'ultimo ed innalzando la pressione anche in esso. Nel frattempo il vano V_1 è ancora in comunicazione con la mandata attraverso l'area $SA_{m,1}$, determinata dalla presenza degli scarichi sulle fiancate, ed è quindi in grado di indirizzare una certa portata di fluido verso la mandata. Contemporaneamente, il vano V_2 si sta velocemente espandendo, portando la pressione al suo interno ad una brusca diminuzione, sicché l'effetto globale è quello di un rapido calo della pressione in entrambi i volumi intorno ad un angolo di rotazione pari a 5° .

Nella seconda parte dell'intervallo dell'angolo di rotazione preso in esame, si osserva che la pressione adimensionalizzata p_1^* , nella sua brusca discesa, ha raggiunto il valore della tensione di vapore del fluido e rimane pari a tale valore finché l'area $SA_{a,2}$, che mette in comunicazione il vano V_2 con l'ambiente di aspirazione attraverso gli scarichi sulle fiancate, è sufficientemente grande da far fluire una quantità sufficiente di fluido dall'aspirazione al volume V_2 , permettendo alla pressione al suo interno, ed a quella che regna nel vano V_1 , di risalire fino al valore di aspirazione. A questo fenomeno contribuisce inoltre l'apertura dell'area $BA_{a,2}$ in seguito alla coppia di denti che smette di ingranare nella zona di aspirazione.

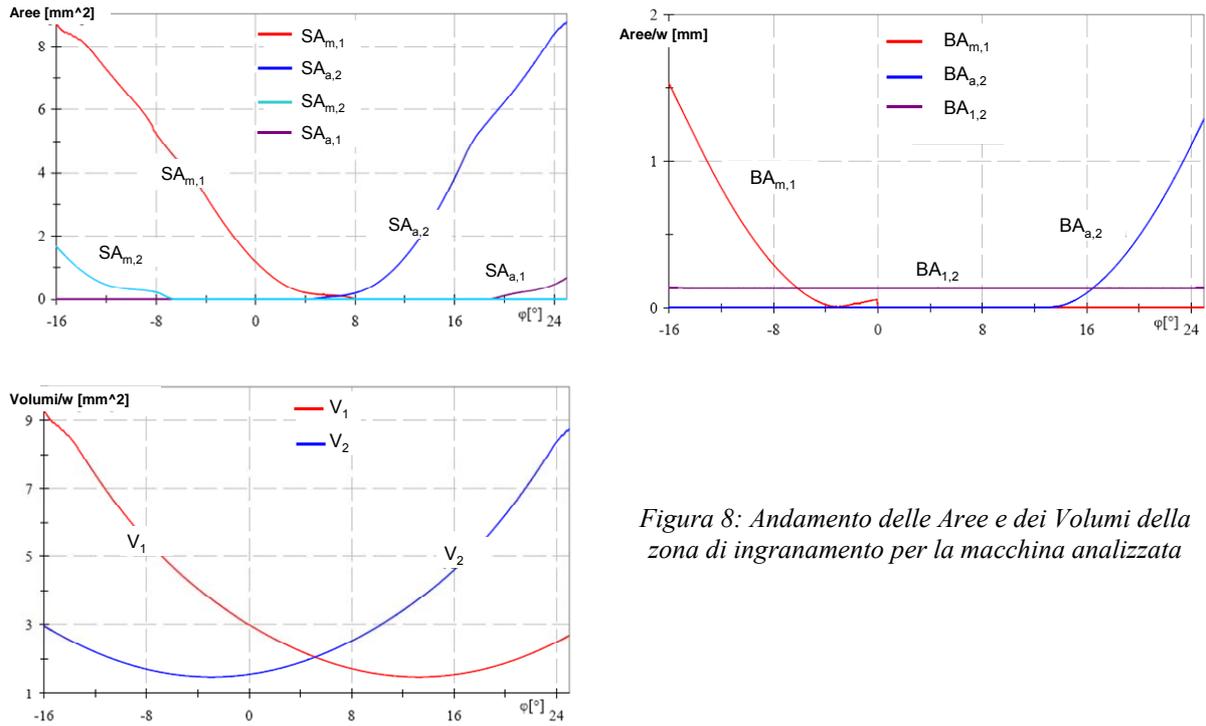


Figura 8: Andamento delle Aree e dei Volumi della zona di ingranamento per la macchina analizzata

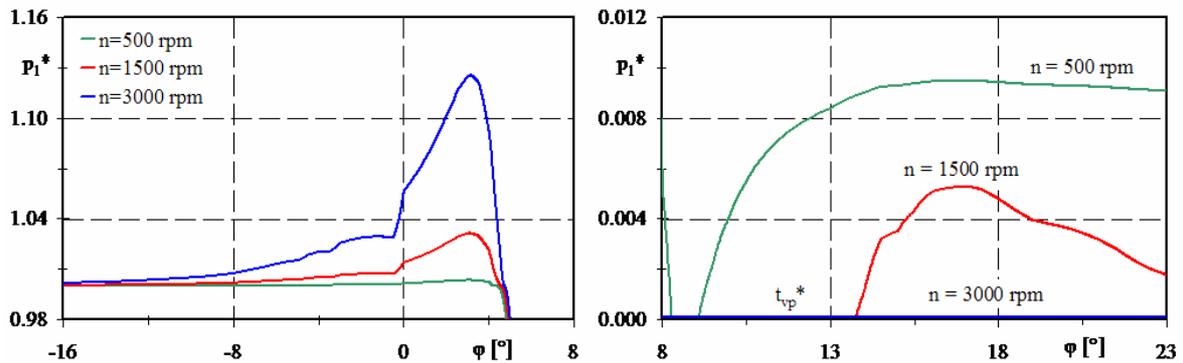


Figura 9: Andamento della pressione adimensionalizzata p_1^* al variare del regime di rotazione

In riferimento sempre alla Figura 9, all'aumentare del regime di rotazione, mantenendo una pressione in mandata pari a 100 bar, si nota come la sovra-pressione nel volume V_1 (riferita al valore della pressione di mandata) aumenti, come pure cresce la permanenza della pressione ad un valore pari alla tensione di vapore nella seconda parte dell'intervallo dell'angolo di rotazione, indice di una maggior permanenza del fluido in condizioni favorevoli all'instaurarsi della cavitazione. Con l'aumentare della velocità di rotazione, infatti, si riduce il tempo a disposizione per l'efflusso di fluido attraverso le aree che mettono in comunicazione la zona di ingranamento con l'alta e la bassa pressione, rendendo i volumi maggiormente "isolati" dagli ambienti a diversa pressione.

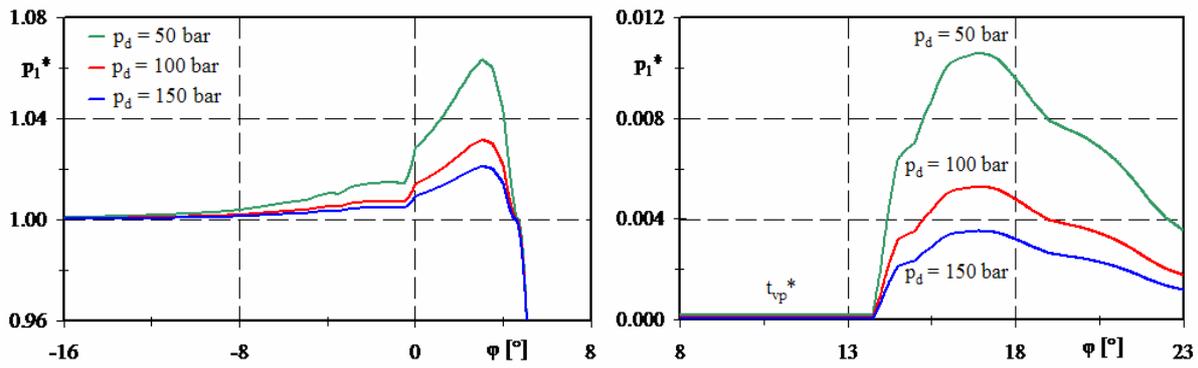


Figura 10: Andamento della pressione adimensionalizzata p_1^* al variare della pressione in mandata

All'aumentare della pressione in mandata del fluido p_m , mantenendo un regime di rotazione pari a 1500 rpm (Figura 10), si nota come i picchi di pressione al di sopra del valore che regna in mandata sono più bassi mentre la permanenza in condizioni favorevoli all'instaurarsi della cavitazione (pressione pari alla tensione di vapore del fluido) rimane sostanzialmente invariata; si osserva comunque una maggiore "inerzia" nel raggiungere il valore di pressione in aspirazione quando la pressione in mandata è più elevata. Tutto ciò trova spiegazione nel fatto che, quanto più bassa è la pressione in mandata tanto più rilevante sulla determinazione della pressione è il contributo della variazione dei volumi piuttosto che quello relativo allo scambio di portate attraverso le diverse aree di efflusso.

Influenza della larghezza di fascia delle ruote dentate (che determina la cilindrata della macchina)

Per le macchine commerciali analizzate, all'interno di uno stesso gruppo caratterizzato dagli stessi parametri geometrici delle ruote dentate, le diverse cilindrata sono ottenute variando la larghezza di fascia w delle ruote; ecco perché è stata effettuata un'analisi anche al variare di tale valore. In particolare, i valori di larghezza di fascia sono stati adimensionalizzati (w^*) rispetto ad un valore di riferimento w_{ref} .

In Figura 11 si nota come, al crescere della cilindrata, sia i picchi di pressione nella prima fase dell'intervallo dell'angolo di rotazione esaminato, sia la permanenza della stessa ad un valore pari alla tensione di vapore nella seconda fase, aumentino. Quando cresce la cilindrata infatti, mentre i volumi V_1 e V_2 e le aree BA_{ij} aumentano proporzionalmente alla larghezza di fascia, le aree SA_{ij} , dovute alla presenza degli scarichi sulle fiancate, rimangono invariate, determinando un maggiore isolamento dei volumi nella zona di ingranamento.

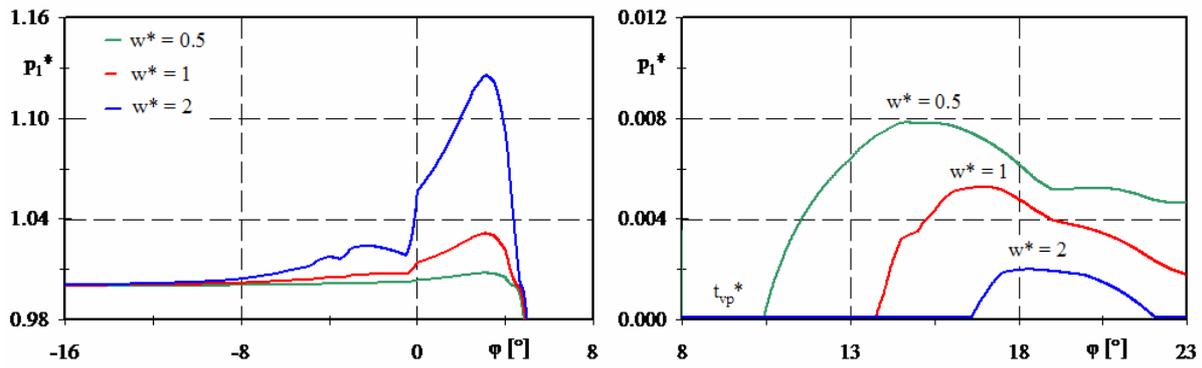
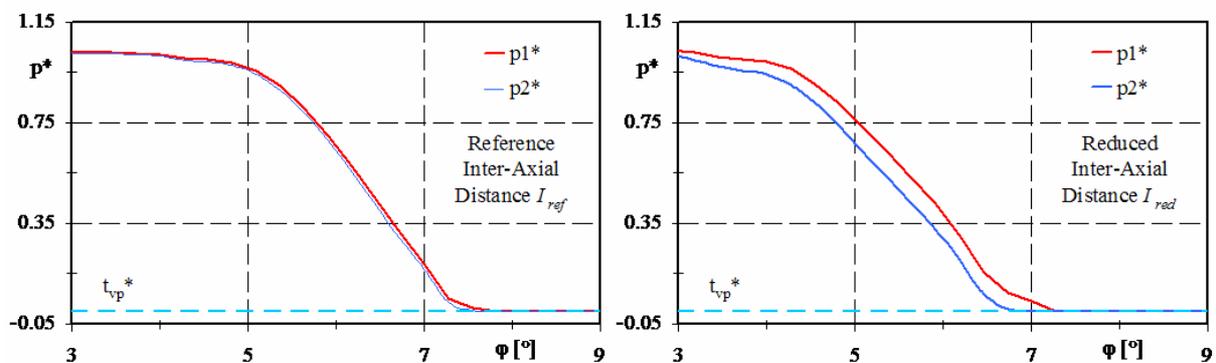


Figura 11: Andamento della pressione adimensionalizzata p_1^* al variare della larghezza di fascia

Influenza dell'interasse delle ruote

Si osservano, in questo caso, gli andamenti delle pressioni in entrambi i vani; un interasse ridotto rispetto al valore di riferimento porta ad una maggiore differenza di pressione tra i due volumi stessi (Figura 12, in basso). Ciò si spiega ricordando che l'area di efflusso che mette in comunicazione i due volumi, $BA_{1,2}$, dipende in modo proporzionale dal gioco tra i fianchi dei denti, a sua volta determinato dalla distanza interassiale. Il maggiore isolamento dei due volumi, in caso di interasse ridotto, determina l'instaurarsi di picchi di pressione più elevati nel volume V_1 , mentre si osserva un rilevante picco di pressione nel vano V_2 , anticipato rispetto al picco che si verifica a causa della compressione del volume V_1 ; nella prima fase dell'intervallo dell'angolo di rotazione, infatti, il vano V_2 sta portando a termine la sua compressione, raggiungendo il proprio valore minimo in corrispondenza del verificarsi del picco per p_2^* . Anche in questo caso, la maggior difficoltà di "comunicazione idraulica" attraverso l'area $BA_{1,2}$ tra i due volumi con interasse ridotto rispetto al valore di riferimento, determina la formazione di questo ulteriore picco di pressione in V_2 . Per analogo motivo, il raggiungimento del valore della tensione di vapore in entrambi i volumi è anticipato di qualche grado.



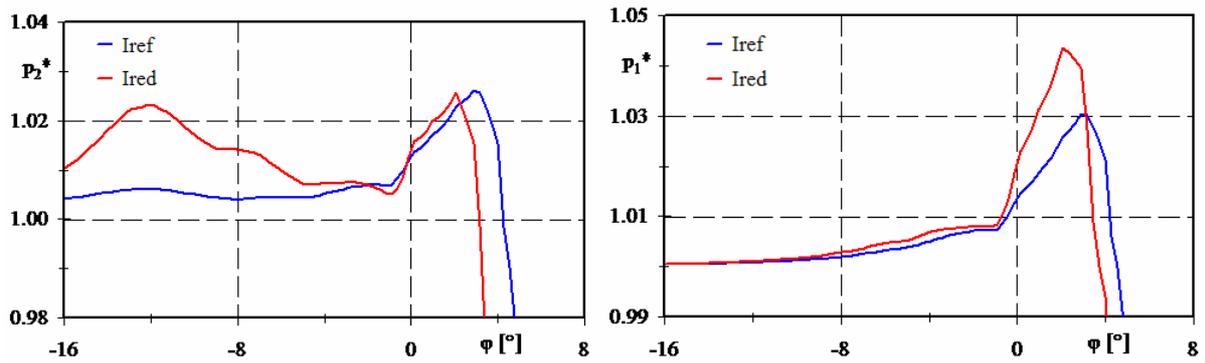


Figura 12: Andamento delle pressioni adimensionalizzate p_1^* e p_2^* al variare dell'interasse

Scelta di coefficienti d'efflusso costanti o variabili

L'adozione di coefficienti d'efflusso variabili porta a calcolare picchi di pressione nell'area di ingranamento maggiori rispetto al caso di utilizzo di coefficienti d'efflusso costanti; ciò è dovuto al fatto che il coefficiente d'efflusso variabile è inferiore al valore asintotico C_∞ finché il moto non è turbolento pienamente sviluppato. La comunicazione dei volumi nell'area di ingranamento con gli ambienti circostanti è perciò ridotta, vale a dire che la portata scambiata attraverso le aree di efflusso a parità di ogni altra condizione è minore nel caso di coefficienti di efflusso variabili.

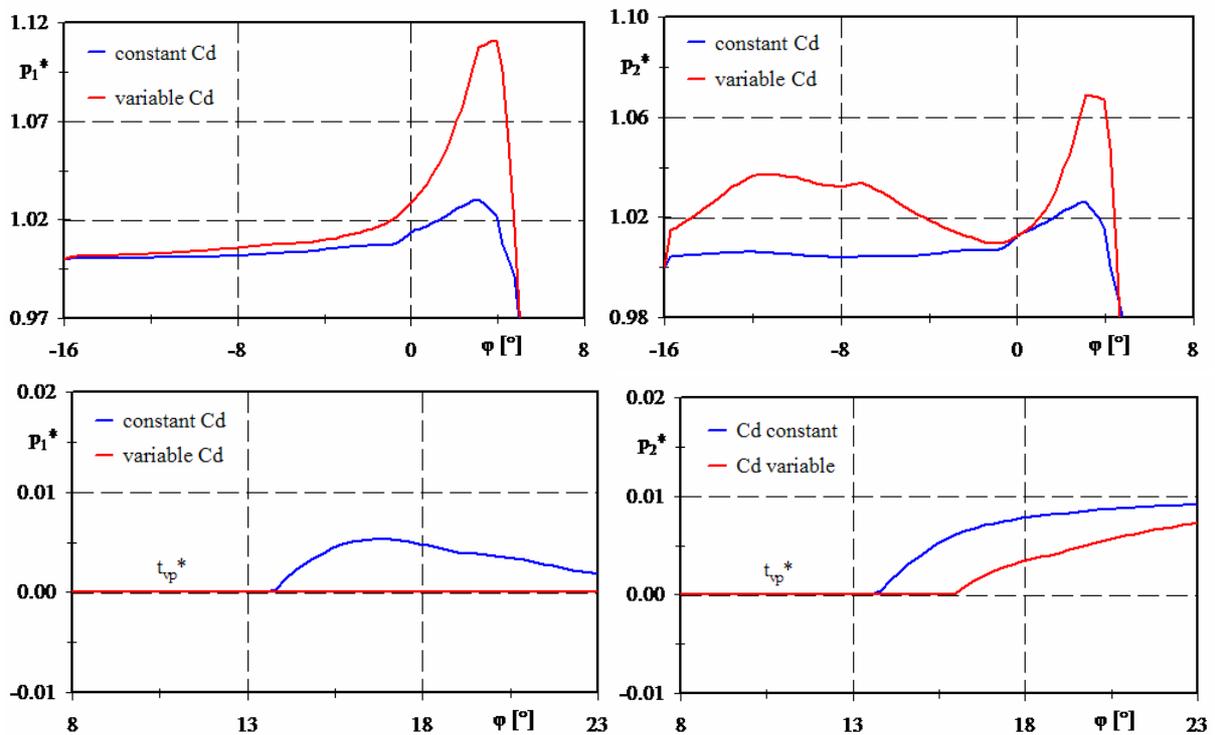


Figura 13: Andamento della pressione adimensionalizzata p_1^* con coefficienti d'efflusso costanti e variabili

Per motivi assolutamente analoghi, la pressione nell'area di ingranamento tarda di qualche grado nella risalita dal valore della tensione di vapore del fluido quando i coefficienti di efflusso sono variabili. L'utilizzo di coefficienti di efflusso variabili, comunque, richiede di ipotizzare un valore per il coefficiente di efflusso asintotico C_∞ , ma soprattutto di ipotizzare per quale valore del numero di Reynolds avvenga il passaggio da condizioni di moto laminare a condizioni di moto turbolento. Spesso, in mancanza di queste informazioni, si preferisce ipotizzare che l'efflusso sia pienamente turbolento e che i coefficienti di efflusso siano costanti e pari al loro valore asintotico.

Distanza tra gli scarichi⁶

Come già si è avuto modo di ricordare nell'introduzione al presente capitolo, la distanza tra gli scarichi antirumore realizzati sulla fiancate di bilanciamento deve essere determinata in funzione dei parametri della dentatura delle ruote affinché l'azione stessa degli scarichi risulti efficace. Per dentature ad evolvente e macchine a contatto singolo⁷ la massima distanza tra gli scarichi che si può assumere, suggerita anche in [6], è calcolata considerando i bordi interni degli stessi posizionati esattamente in corrispondenza alla distanza $d_{teorica}$, come visibile qualitativamente in Figura 14; la distanza teorica $d_{teorica}$ in questo caso, per le proprietà dell'evolvente, è pari a :

$$d_{teorica} = p_b \cos \alpha_{lav} = \pi m \cos \alpha \cos \alpha_{lav} \quad Eq. 12$$

dove p_b è il passo della dentatura sulla circonferenza base, m è il modulo della dentatura, α l'angolo di pressione di taglio, α_{lav} l'angolo di pressione di lavoro. In realtà in [6] la distanza suggerita è incrementata del 5-10% rispetto quella teorica, perché, in condizioni di funzionamento, le ruote dentate si spostano all'interno del corpo della macchina e non si vuole determinare un eccessivo riflusso di fluido dalla mandata all'aspirazione attraverso gli scarichi. Questa situazione si verifica quando il vano tra i denti V_1 è in comunicazione con la mandata attraverso $SA_{m,1}$ ma la pressione nel vano è scesa al di sotto del valore di mandata, quindi il fluido rifluisce dall'ambiente di mandata verso l'area di ingranamento. Considerando però che le ruote tendono a spostarsi, sotto l'azione dei carichi agenti su di esse, verso l'aspirazione, si può ipotizzare che, per avere un effetto benefico sull'abbattimento dei picchi

⁶ Le analisi riportate in seguito sono state effettuate considerando coefficienti di efflusso variabili per tutte le luci di efflusso coinvolte.

⁷ Nel caso di ruote a doppio contatto la distanza teorica degli scarichi va considerata pari alla metà di quella esposta in Eq. 12

di pressione nei volumi posizionati nella zona di ingranamento, occorre che la distanza riportata in Eq. 12 venga diminuita piuttosto che incrementata.

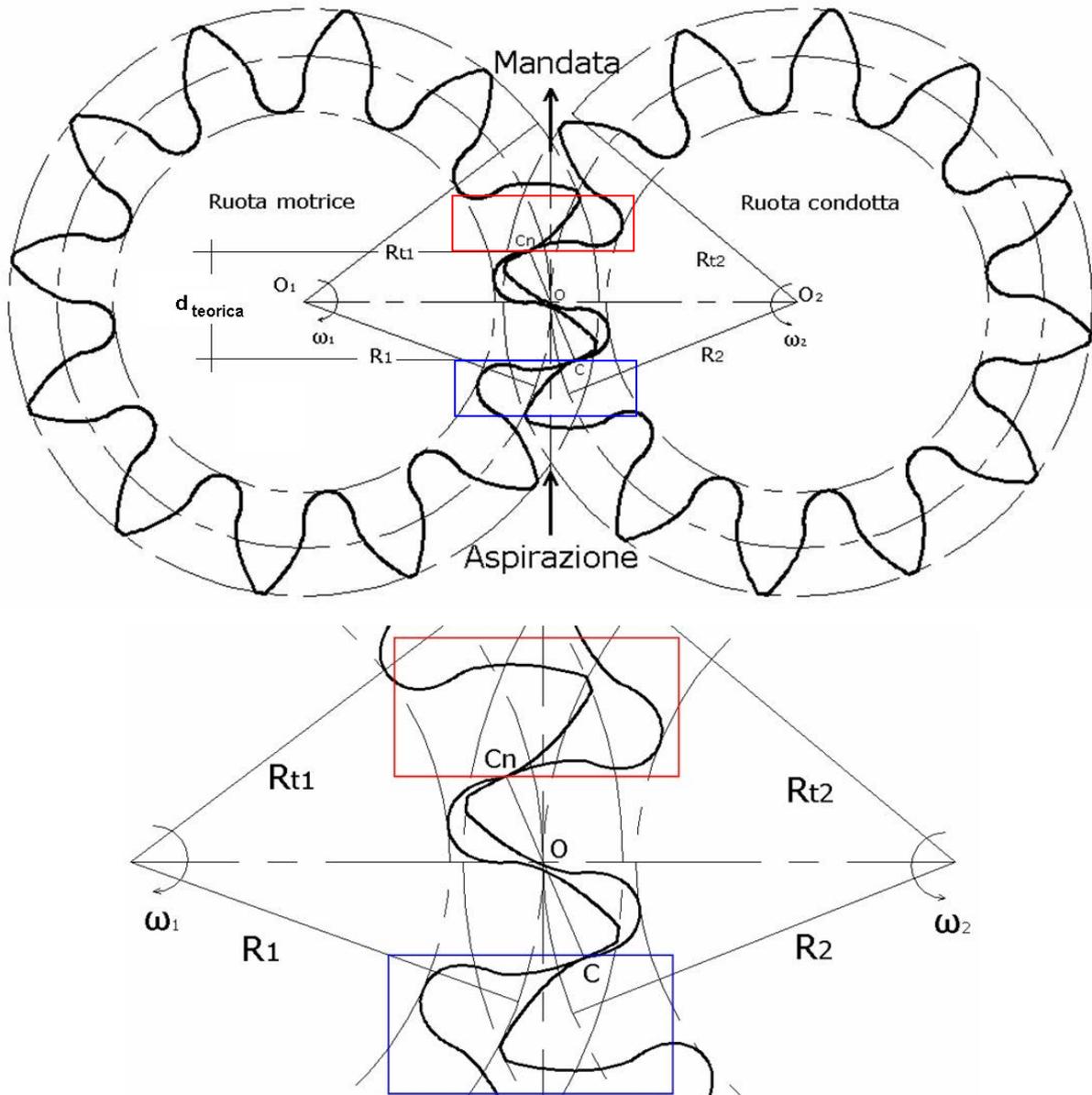


Figura 14: Posizione degli scarichi di forma semplificata rettangolare secondo quanto suggerito in [6].

In Figura 15 si può osservare l'andamento della pressione in funzione della posizione angolare delle ruote dentate, adimensionalizzata rispetto al valore di mandata e calcolata in riferimento alla macchina commerciale di cui è riportata una sezione rilevante in Figura 1, considerando una condizione di funzionamento caratterizzata da un regime di rotazione $n=1500$ rpm. Come si può osservare, in corrispondenza alla distanza teorica tra gli scarichi la sovrappressione nel volume V_1 stimata numericamente è molto elevata (circa il doppio della pressione di mandata). Diminuendo tale distanza la sovrappressione decresce fortemente;

d'altra parte, in Figura 16, si osserva la portata che fluisce attraverso la luce $SA_{m,1}$ in funzione dell'angolo di rotazione, positiva se entrante verso il volume V_1 , negativa se uscente dalla stesso. Si nota come al diminuire della distanza tra gli scarichi, aumenti il flusso di portata dall'ambiente di mandata alla zona di ingranamento, penalizzando il rendimento volumetrico; ciò dipende ovviamente anche dalla forma degli scarichi oltre che dalla loro reciproca distanza. Occorre scegliere la soluzione di miglior compromesso fra l'abbattimento dei picchi di pressione ed il contenimento del riflusso di portata verso la zona di ingranamento e ciò può essere fatto agendo in modo opportuno anche sulla forma degli scarichi come viene illustrato nel prossimo paragrafo.

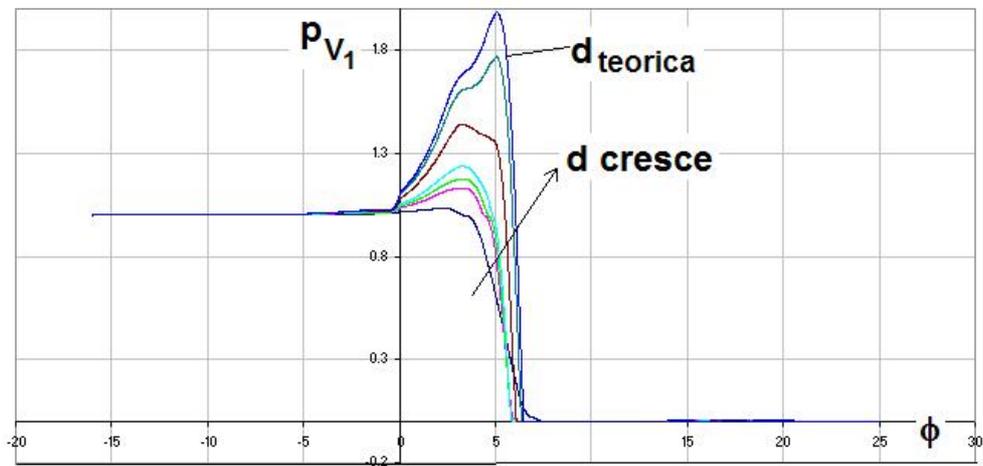


Figura 15: Andamento della pressione adimensionalizzata nel volume V_1 in funzione dell'angolo di rotazione delle ruote, al variare della distanza tra gli scarichi, $n=1500$ rpm.

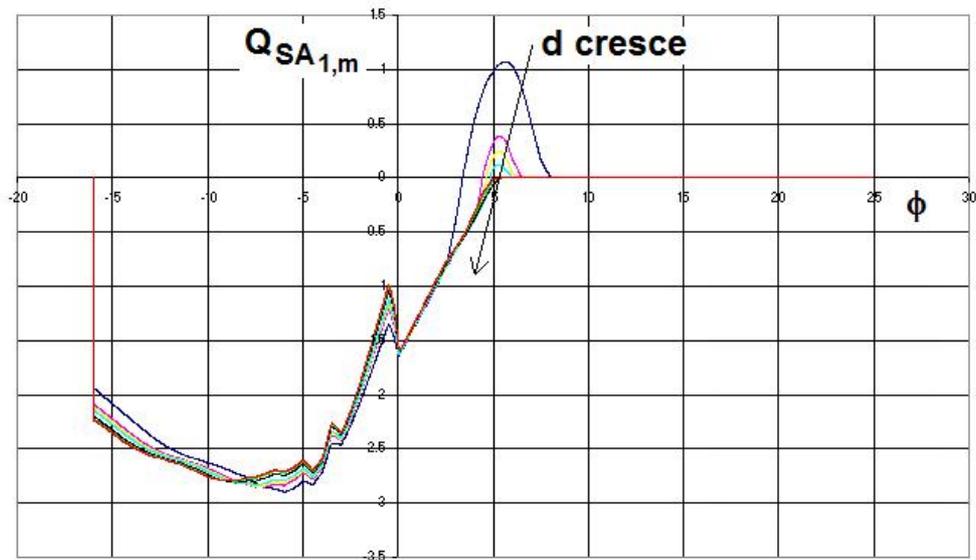
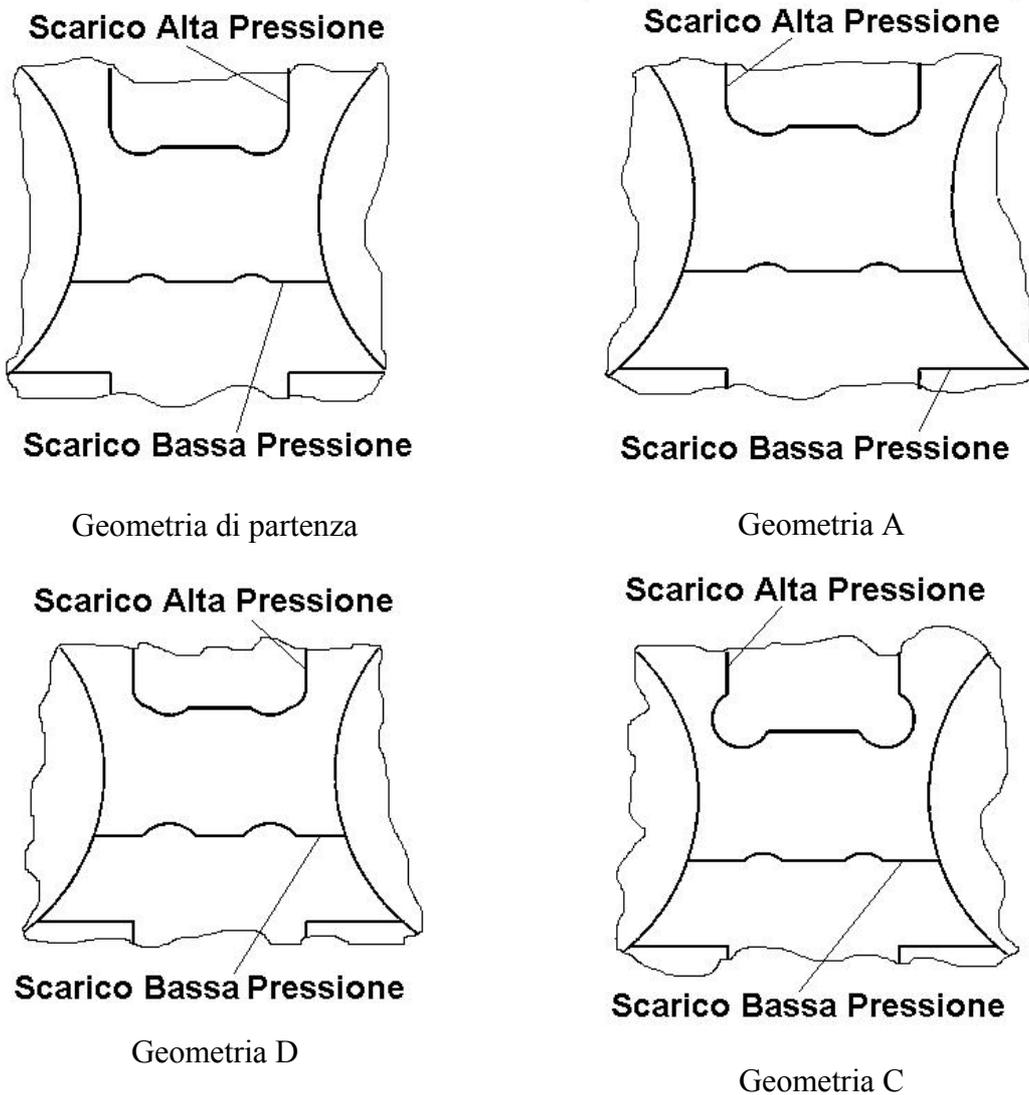


Figura 16: Andamento della portata attraverso la luce $SA_{1,m}$ in funzione dell'angolo di rotazione ed al variare della distanza tra gli scarichi, $n=1500$ rpm.

Diversa geometria degli scarichi

Lo strumento di calcolo realizzato è stato utilizzato per effettuare una campagna di simulazioni numeriche al variare della geometria degli scarichi praticati sulle fiancate; è stato così possibile delineare alcune linee principali da seguire nella progettazione delle fiancate stesse ed evidenziare nuove geometrie che è possibile adottare al fine di ottimizzare il funzionamento della pompa.

Nell'immagine seguente sono riportate alcune geometrie degli scarichi analizzate:



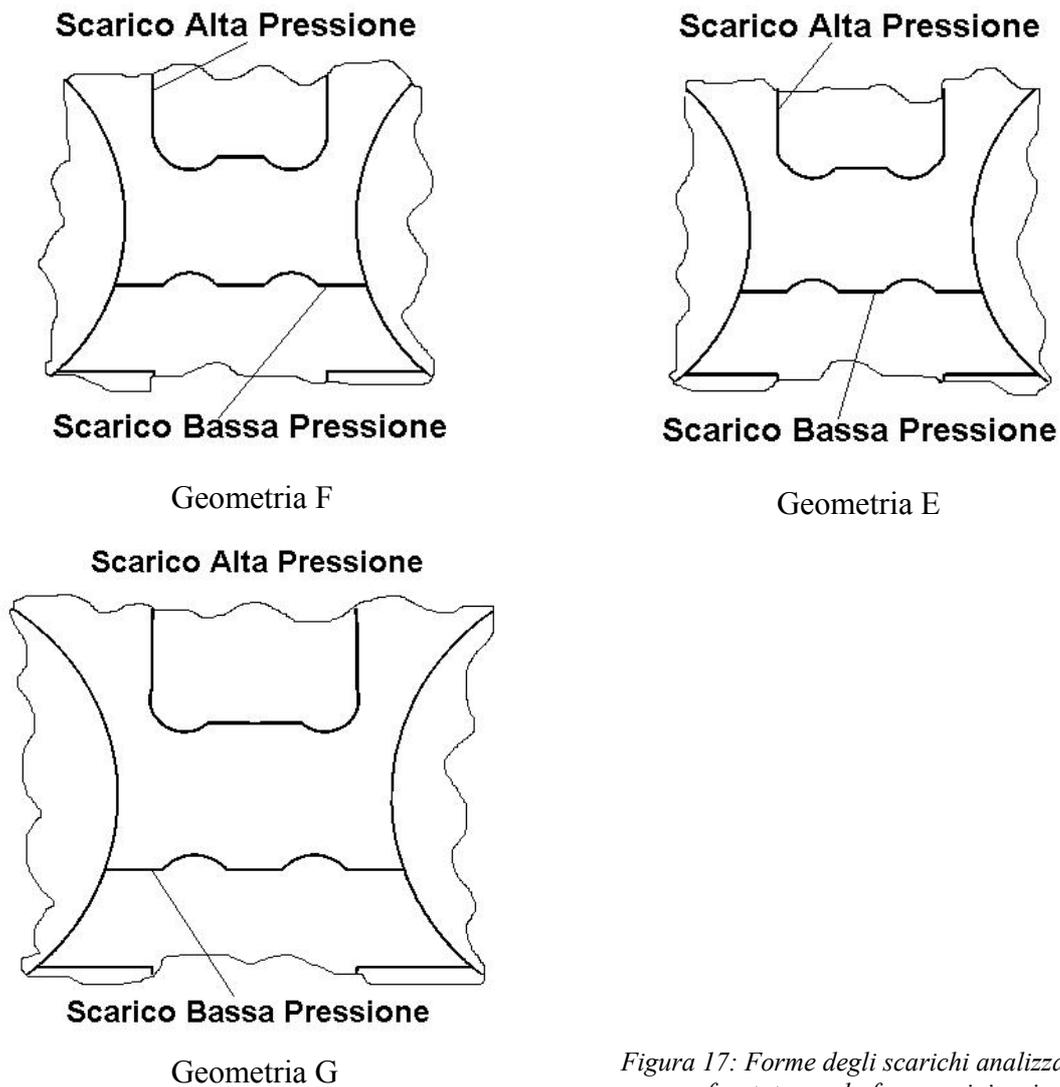
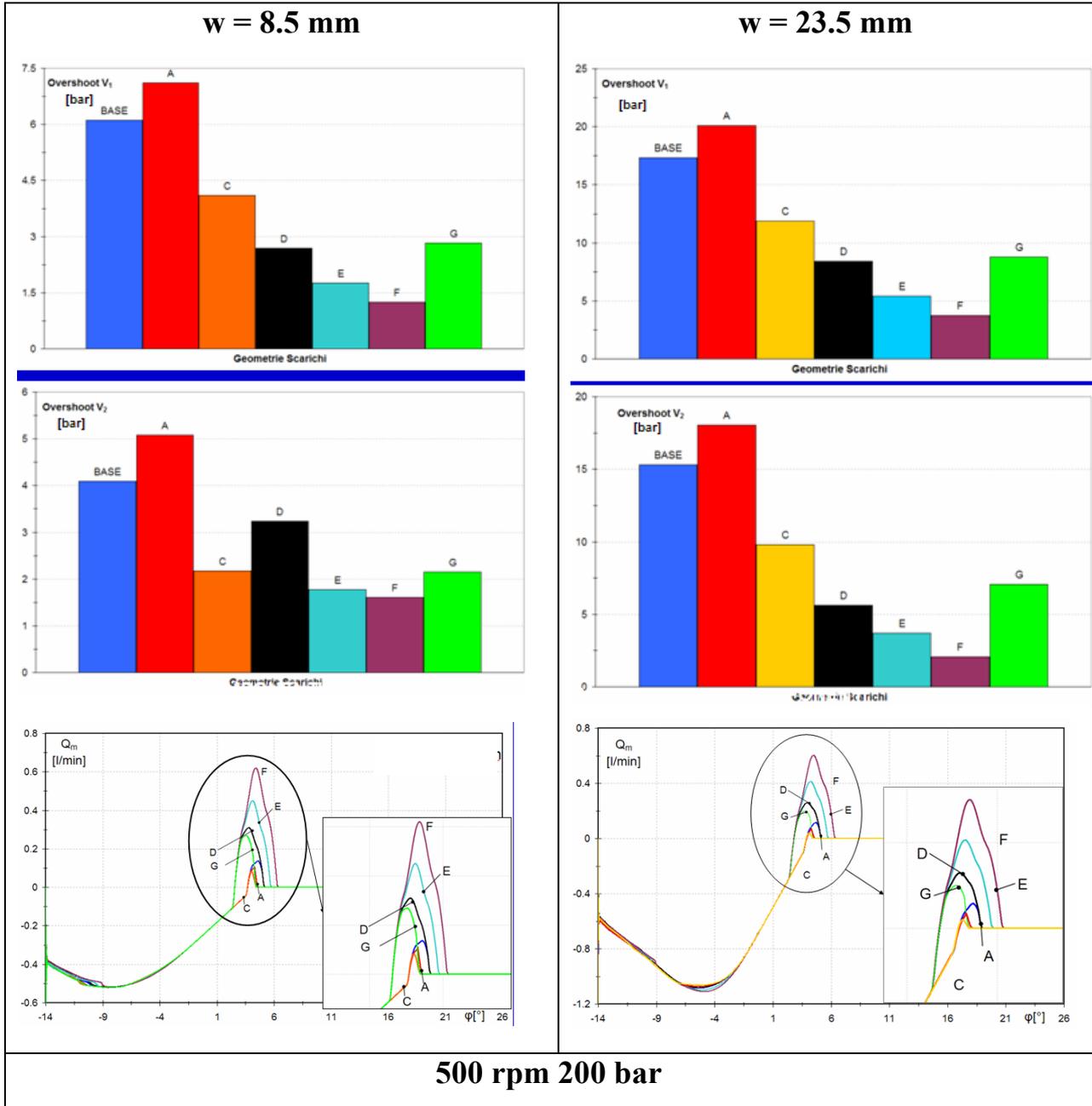
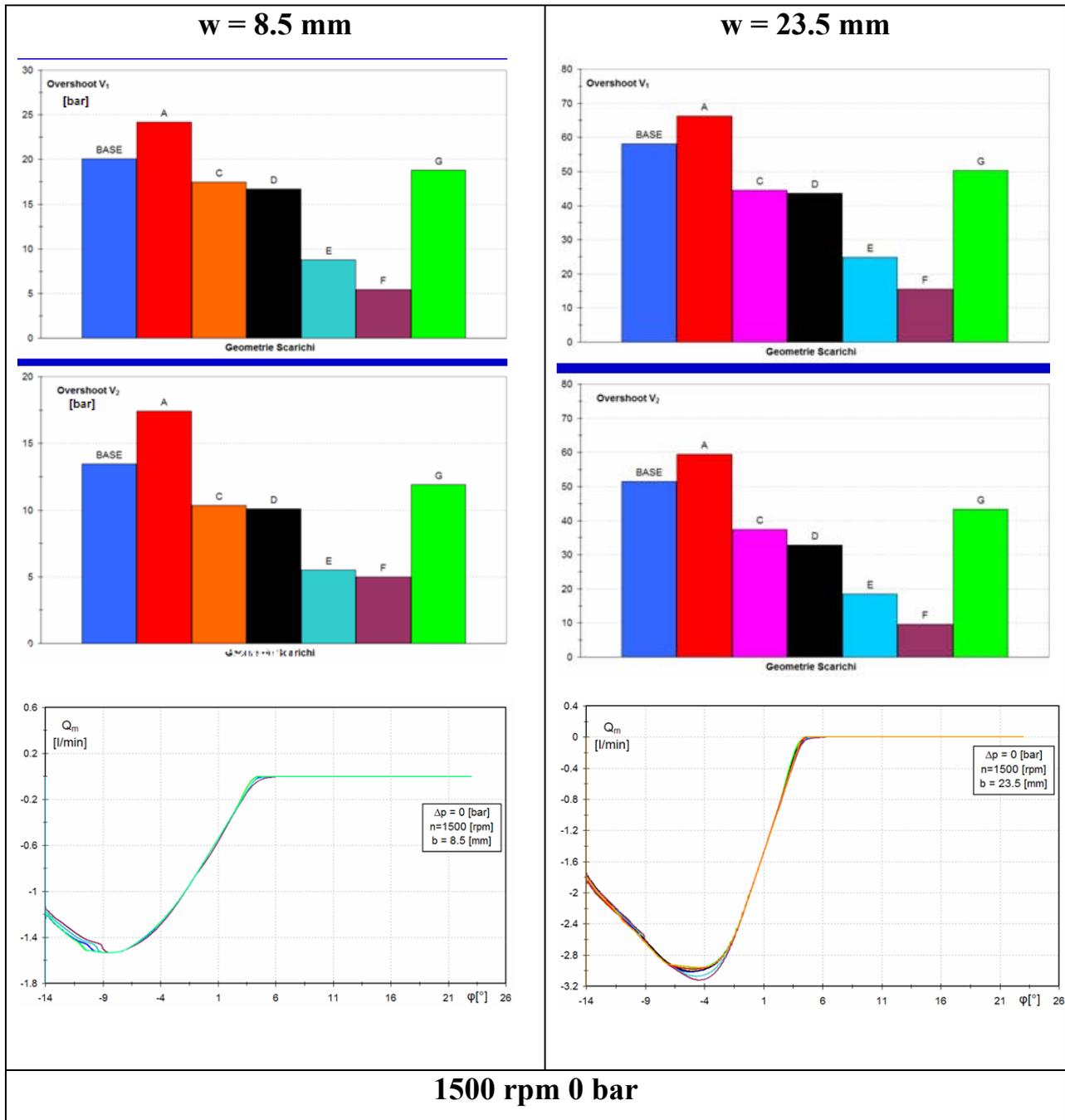
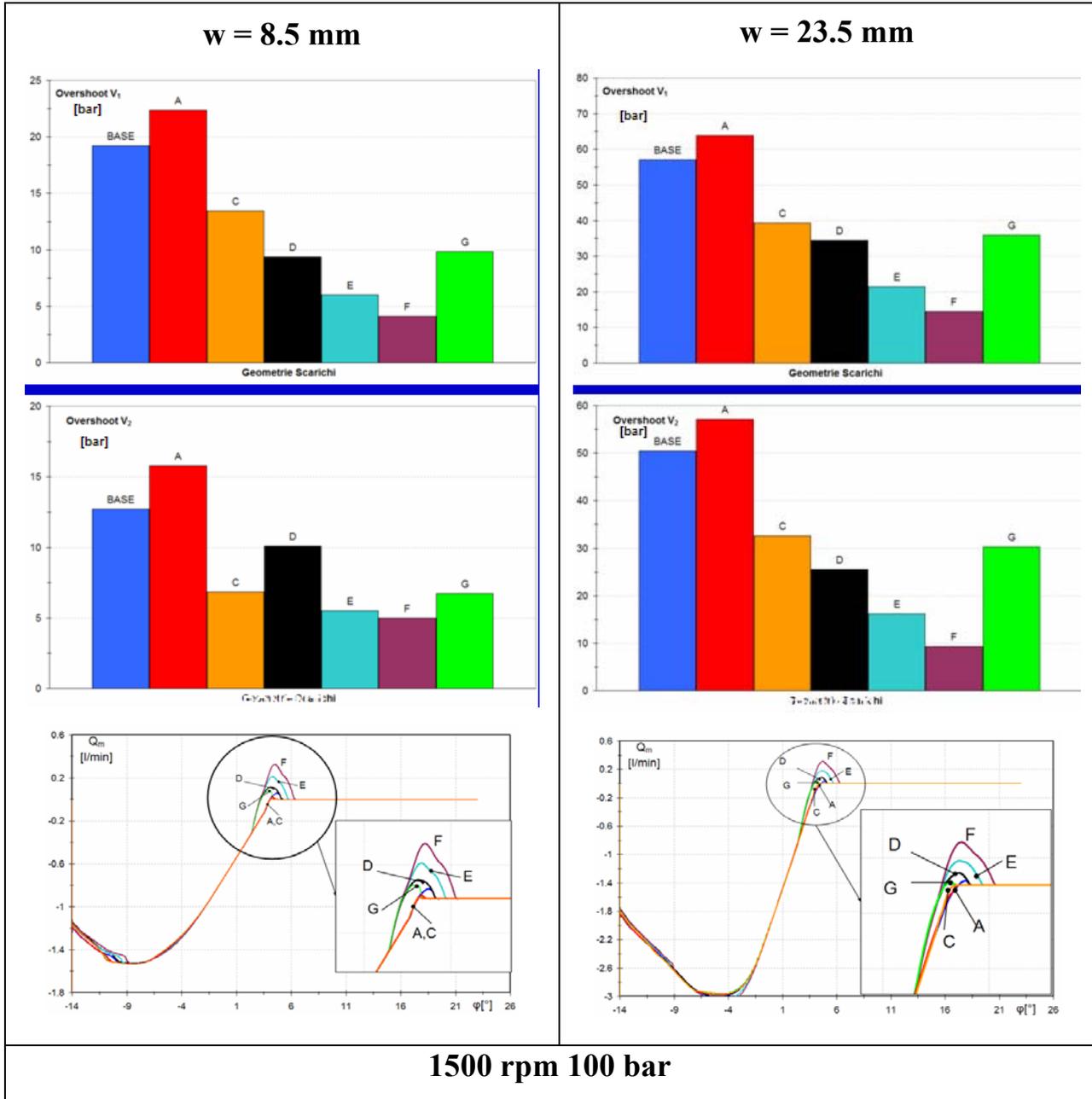


Figura 17: Forme degli scarichi analizzate e confrontate con la forma originaria.

L'efficacia o meno della tipologia degli scarichi analizzata è stata valutata in base ad un parametro, l'overshoot, che quantifica la sovra-pressione determinata nei vani tra i denti nell'area di ingranamento rispetto alla pressione di mandata della macchina. L'analisi è stata effettuata per due cilindrate tipiche del gruppo di pompe analizzato, individuate dal valore della larghezza di fascia delle ruote dentate w e per diverse condizioni di funzionamento della macchina; i risultati ottenuti sono raccolti nei grafici riportati in Figura 18. Oltre all'overshoot viene anche considerata la quantità di fluido che può rifluire attraverso lo scarico di alta pressione quando l'area di ingranamento è in comunicazione con l'ambiente di alta pressione proprio attraverso lo scarico.







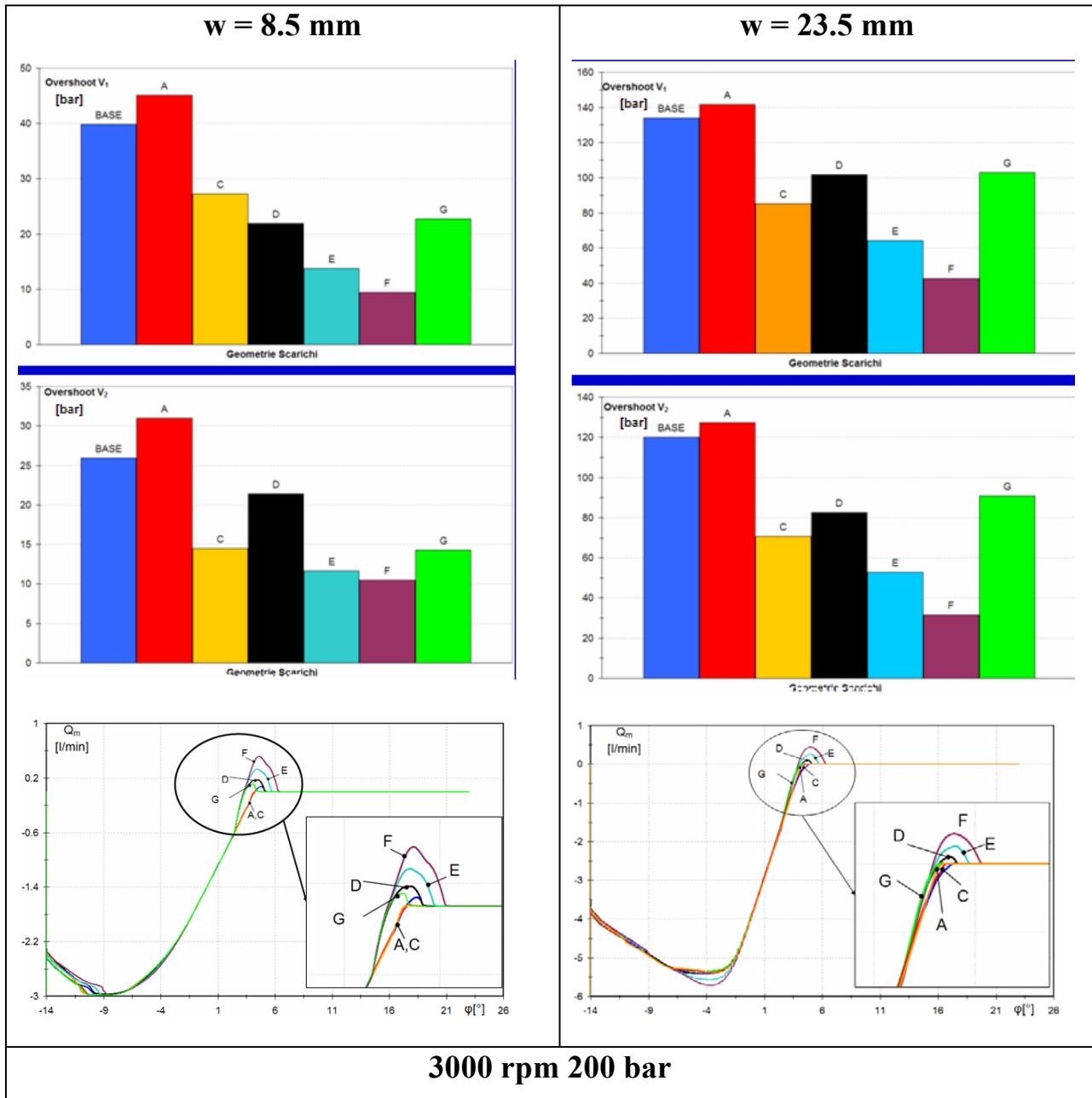


Figura 18: Andamento degli overshoot e riflesso di portata attraverso lo scarico di alta pressione al variare della geometria degli scarichi.

Dall'analisi effettuata si possono trarre alcune considerazioni generali: in riferimento alla Figura 19 l'estensione dello scarico nelle zone "A2" porta ad un beneficio complessivo poiché permette di abbassare i picchi di pressione che si instaurano nei volumi; allo stesso tempo, occorre limitare l'estensione dello scarico nella zona "A1" poiché il vano V_1 intercetta tale area quando la pressione al suo interno è già più bassa del valore che agisce in mandata, perciò, in queste condizioni sarebbe l'ambiente di mandata stesso ad alimentare il volume con una certa portata di fluido.

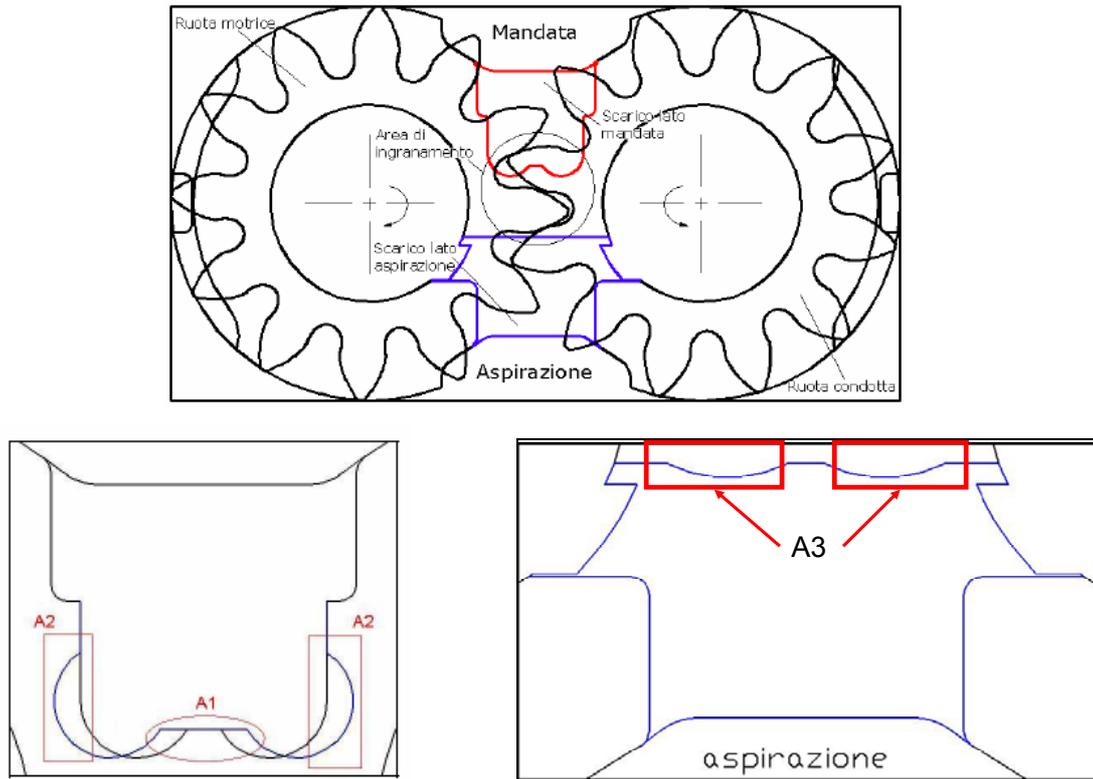


Figura 19 : Le zone critiche nella progettazione degli scarichi praticati sulle fiancate della macchina

Per quanto riguarda lo scarico lato aspirazione, una geometria come quella riportata in Figura 19 a destra, nella quale si riduce l'area dello scarico nelle zone "A3", permette di mantenere i picchi di sovra-pressione nei vani a valori limitati e, nello stesso tempo, mantiene contenuto il riflusso di portata dal vano V_2 all'aspirazione, riflusso che si verifica quando la pressione nel vano V_2 è ancora superiore al valore di aspirazione.

I risultati ottenuti nella configurazione Motore

Le pompe ed i motori volumetrici commerciali analizzati hanno la stessa architettura quindi si può pensare che essi siano realizzati mantenendo gli stessi identici componenti ed i versi delle velocità di rotazione delle ruote, ma che siano invertite le bocche di alta e bassa pressione, come mostrato in Figura 20, e quindi anche gli scarichi sui rasamenti. Può essere interessante quindi effettuare un'analisi dettagliata per quel che riguarda la zona di ingranamento del motore ad ingranaggi costituito dagli stessi componenti della pompa, cercando di valutare l'ottimizzazione della forma degli scarichi per entrambe le applicazioni.

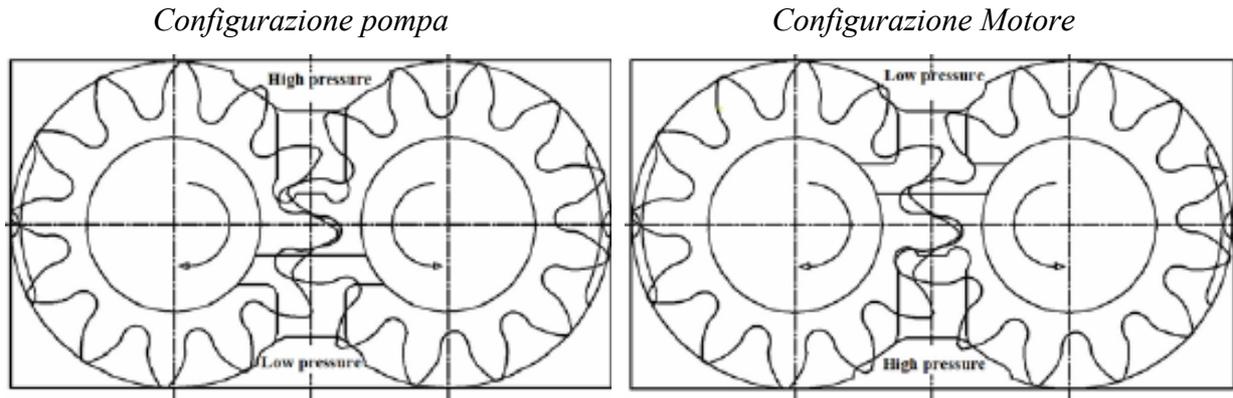


Figura 20: Configurazioni per la Pompa ed il Motore

In Figura 21 è riportato l'andamento delle aree delle luci di efflusso SA, determinate dagli scarichi sui rasamenti delle macchine, che rappresentano le sole caratteristiche geometriche che differiscono passando dalla configurazione della pompa a quella del motore; in Figura 22 e Figura 23 compaiono, invece, gli andamenti delle pressioni di ingranamento nell'intervallo dell'angolo di rotazione di interesse. Con riferimento al motore in particolare, poiché la problematica nel caso della pompa è già stata ampiamente descritta, si giustifica l'andamento delle pressioni p_1 e p_2 nei due volumi "isolati" nella zona di ingranamento: inizialmente il volume V_1 inizia la propria fase di compressione ma, essendo in comunicazione con l'ambiente di scarico, la sua pressione è pari al valore che si ha in tale ambiente; il volume V_2 sta terminando la sua fase di compressione, perciò intorno ai -11° si realizza un picco di pressione relativo alla pressione di scarico. Successivamente, il volume V_2 , anch'esso in comunicazione con l'ambiente di bassa pressione attraverso lo scarico sulle fiancate, inizia la sua fase di espansione.

Nella seconda fase la pressione in entrambi i volumi cresce rapidamente a causa della compressione del vano V_1 e della graduale chiusura dell'area dovuta al gioco tra i fianchi della coppia di denti lato scarico del motore e dell'area che, attraverso lo scarico, mette in comunicazione V_1 con la bassa pressione; nel frattempo però, l'apertura dell'area d'efflusso che, attraverso gli scarichi sulle fiancate, mette in comunicazione V_1 con l'alta pressione permette di far rifluire parte della portata verso l'alimentazione, sicché la pressione nei vani si abbassa.

Nell'ultima fase, il vano V_2 completa la sua espansione ma è in comunicazione con l'ambiente di alimentazione del motore sia attraverso le aree determinate dai giochi tra i fianchi dei denti, sia attraverso le aree determinate dalla presenza degli scarichi sulle fiancate; ciò permette un flusso di fluido dall'alimentazione al volume V_2 che porta la sua pressione

fino al valore di alimentazione. Il vano V_1 , invece, dopo aver completato la fase di compressione inizia ad espandersi e, poiché comunica con l'ambiente di alta pressione solo attraverso lo scarico lato alimentazione su cui intercetta comunque un'area piuttosto piccola, la sua pressione tende inizialmente ad abbassarsi finché la comunicazione con V_2 permette un nuovo incremento di pressione fino al valore di alimentazione.

Il motore, proprio per come è realizzato, potrebbe essere sensibile al problema della cavitazione nella prima fase dell'intervallo angolare, durante la quale il vano V_2 è connesso all'ambiente di bassa pressione; proprio in tale fase, però, il volume V_2 sta terminando la sua fase di compressione perciò la pressione al suo interno si mantiene al di sopra della pressione di scarico. I picchi di pressione che si realizzano nella seconda fase sono in genere più intensi (in termini di sovra-pressione rispetto al valore di riferimento dell'alta pressione) di quelli che si riscontrano nella pompa perché determinati dalla compressione del vano V_1 , inizialmente a bassa pressione, unitamente alla chiusura dell'area determinata dal gioco tra i fianchi dei denti lato scarico e di lì a poco anche dell'area determinata dagli scarichi sulle fiancate, posizionati in prossimità della bocca di uscita della macchina (bassa pressione). Il volume V_1 si trova quindi completamente isolato dall'ambiente di bassa pressione mentre sta raggiungendo il suo minimo valore e ciò determina un considerevole aumento di pressione.

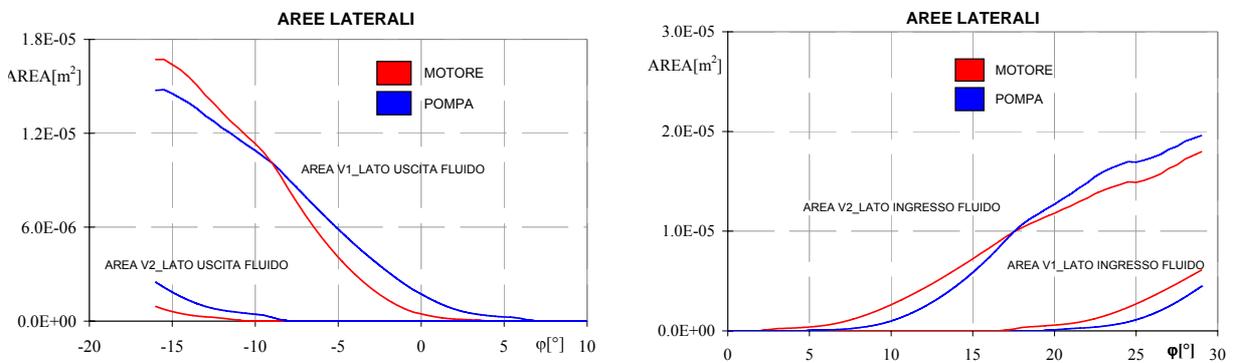
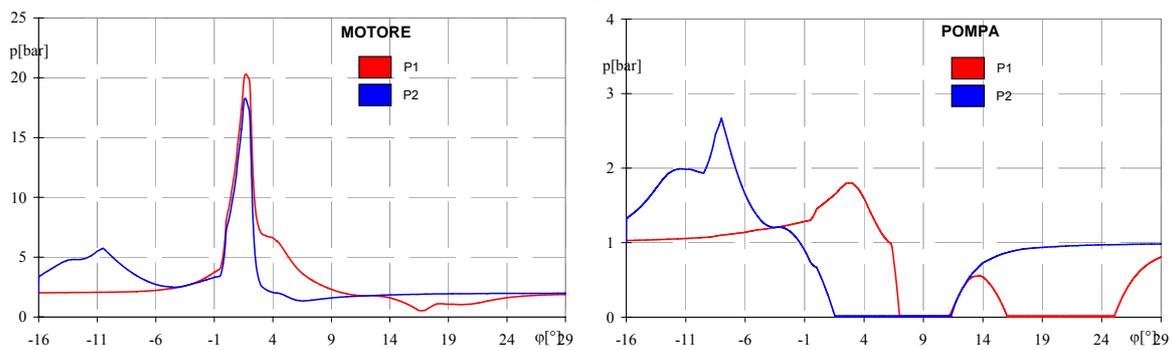
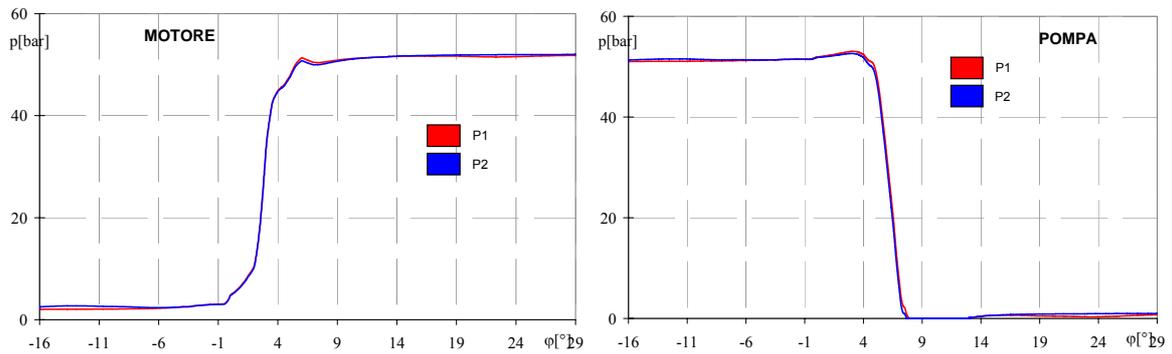


Figura 21 : Andamento delle luci di efflusso determinate dalla presenza degli scarichi nei rasamenti a confronto nel caso pompa e motore



$n=1500, \Delta p=0 \text{ bar}$



$n=1500, \Delta p=50 \text{ bar}$

Figura 22: Andamento delle pressioni p_1 e p_2 nel motore (sinistra) e nella pompa (destra) per due diversi Δp tra le bocche

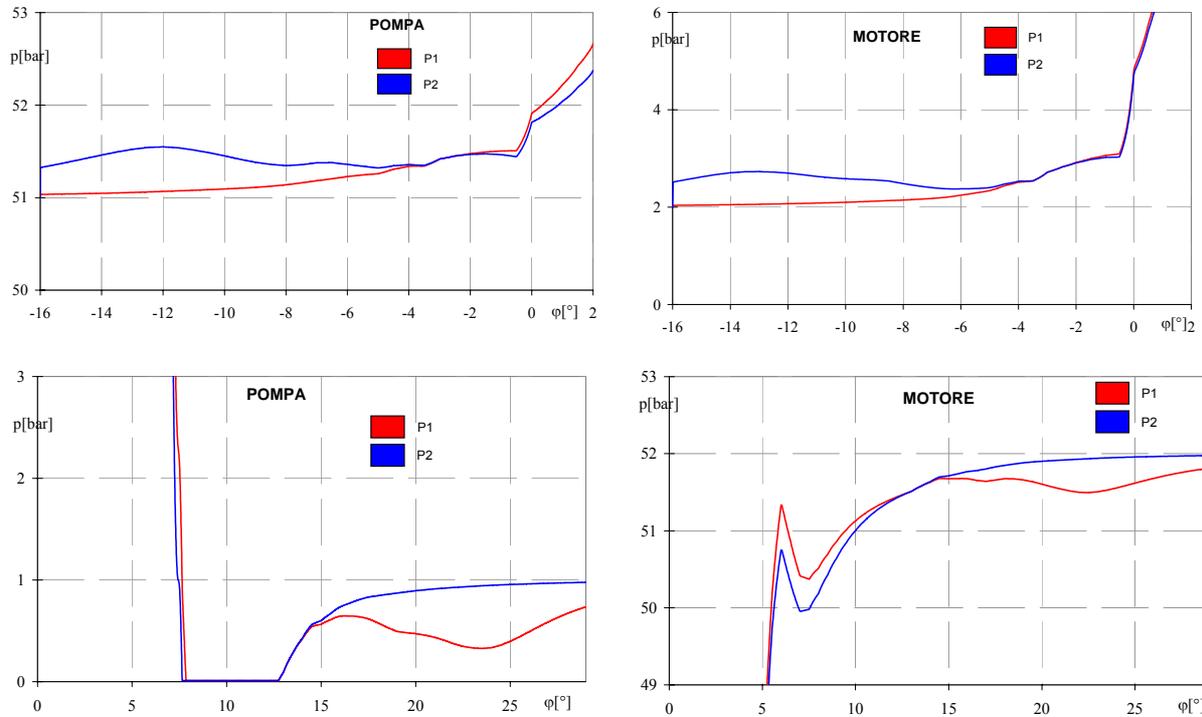


Figura 23: Andamento delle pressioni p_1 e p_2 nel motore (destra) e nella pompa (sinistra) per $\Delta p=50 \text{ bar}$ tra le bocche delle macchine; zoom sugli intervalli angolari.

1.4 Conclusioni

In questo capitolo è stato presentato il modello numerico adottato per analizzare le problematiche riguardanti la zona di ingranamento di macchine ad ingranaggi esterni; è stata descritta la procedura numerica per risolvere il sistema di equazioni differenziali ordinarie (O.D.E.) che costituiscono il modello matematico associato ed infine sono state illustrate le applicazioni del codice realizzato ed i risultati ottenuti. In particolare è stata analizzata l'influenza, sull'andamento delle pressioni nei volumi "isolati" nella zona di ingranamento,

delle condizioni di funzionamento della macchina, in particolare una pompa, e di alcuni parametri geometrici quali la cilindrata, l'interasse di funzionamento delle ruote, la forma e posizione degli scarichi ricavati sui rasamenti della macchina. Oltre a questo si è valutata l'influenza dell'utilizzo di coefficienti di efflusso, associati alle diverse luci coinvolte, costanti o variabili evidenziando che, almeno numericamente, i coefficienti di efflusso tendono ad essere mediamente sempre inferiori rispetto al valore asintotico e questo favorisce l'innalzarsi dei picchi di pressione e l'instaurarsi di fenomeni di areazione e cavitazione.

Infine, si è realizzata un'analisi al fine di "ottimizzare" la forma degli scarichi per abbassare i picchi di pressione e ostacolare fenomeni di areazione e cavitazione, evidenziando le zone in cui risulta più o meno conveniente estendere gli scarichi dei rasamenti. Per concludere, sono stati confrontati i risultati ottenuti dall'analisi di una pompa ed un motore ad ingranaggi esterni ottenuti l'uno dall'altra semplicemente invertendo le bocche di alta e bassa pressione e le fiancate di bilanciamento; tale analisi ha messo in luce la necessità di dimensionare diversamente gli scarichi nei due casi.

1.5 Bibliografia

1. **Molton, G. R.**, 1987, *Techniques for Reducing Fluid Borne Noise from Gear Pumps and their Circuits*, SAE Paper n° 871683
2. **Miccoli, G., Bragion, A.**, 1988, *Gear pump fluid borne noise by source flow and impedance evaluation*, Proceedings of the NOISE-CON 88 Congress, West Lafayette, Indiana – U.S.A., June 20-22, 1988, pp. 487-492
3. **Poy Ferrer, M., Codina Macià, E.**, 2002, *Suction capability of gear pumps*, Proceedings of the 2nd International FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, Modena – Italy, July 3-6, 2002
4. **Edge, K., Keogh, P., Eaton, M.**, 2001, *Modelling and simulation of pressures within the meshing teeth of gear pumps*, International Conference on Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse – France, June 13-15, 2001
5. **Mancò, S., Nervegna, N.**, 1993, *Pressure Transients in an External Gear Hydraulic Pump*, Proceedings of JHPS International Symposium on Fluid Power, Japan, March 1993, pp. 221-227.
6. **Castellani, G.**, 1967, *Pompe ad ingranaggi a denti diritti. Progetto delle dentature*, Giornata mondiale sulla fluidodinamica, FLUID '67 – Milan – Italy, October 13-14, 1967
7. **Mc Cloy, D.**, 1968, *Discharge Characteristics of servo valves orifices*, Fluid International Conference, Olympia – U.S.A., Paper 6, pp. 43-50
8. **Blackburn, J. F., Reethof, G., Shearer, J. L.**, 1959, *Fluid power control*, John Wiley & Sons – The Technology Press of M.I.T., New York – U.S.A.
9. *A Course on the numerical aspects of simulation of engineering systems*. Pubblicazione interna di Imagine S.A. Roanne (Francia).
10. **Zardin, B.**, 2003, *Determinazione delle pressioni nella zona di ingranamento di macchine volumetriche ad ingranaggi esterni*. Tesi di Laurea in Ingegneria Meccanica. Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia. Anno Accademico 2002/2003.
11. **Borghi M., Milani M., Paltrinieri F. Zardin B.**, 2004, *About the Prediction of Pressure Variation in the Inter-Teeth Volumes of External Gears Pumps*, 3rd FPNI PhD Symposium, 30th June - 2nd July Terrassa, Spain 2004.
12. **Borghi M., Milani M., Paltrinieri F. and Zardin B.**, 2005, *Pressure Transients in External Gear Pumps and Motors Meshing Volumes*, SAE Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition – November 1-3, Chicago, Illinois, 2005.

Simboli

- A** Area di efflusso
- B** Bulk Modulus del fluido
- BA** Area di efflusso determinata dal gioco tra i fianchi dei denti
- C_d** Coefficiente di efflusso

C_{∞}	Coefficiente di efflusso asintotico
d_f	Diametro di fondo della dentatura
d_H	Diametro idraulico
d_{reale}	Distanza reale tra gli scarichi
$d_{teorica}$	Distanza teorica tra gli scarichi
f	Generica funzione
f'	Derivata della generica funzione
\bar{f}	Generica funzione vettoriale
\bar{f}'	Derivata generica funzione vettoriale
F	Vettore delle funzioni \bar{f}
h	Time step
H	Altezza rasamento
I	Interasse
I_{lav}	Interasse di lavoro
J	Matrice Jacobiana
L	Lunghezza rasamento
m	Modulo della dentatura
n	Regime di rotazione della macchina
p	Pressione
p_b	Passo base
p_H	Perimetro bagnato associato alla generica area di efflusso A
Q	Portata volumetrica
R	Condizione iniziale
\bar{R}	Vettore delle condizioni iniziali
Re	Numero di Reynolds
Re_c	Numero di Reynolds critico
SA	Area di efflusso determinata dalla presenza degli scarichi sui rasamenti della macchina
t	Tempo
V	Volume tra i denti delle ruote dentate
v	Velocità del fluido

w	Larghezza di fascia delle ruote dentate
y	Variabile di stato
y_n	Soluzione al passo n
y_{n+1}	Soluzione al passo n+1
\bar{y}	Vettore variabili di stato.
α	Angolo di pressione
α_{lav}	Angolo di pressione di lavoro
Δp	Differenza di pressione
ε	Tolleranza del calcolo
λ	Autovalore
ρ	Densità fluido
ν	Viscosità cinematica del fluido
φ	Angolo di rotazione delle ruote
ω	Velocità angolare delle ruote

Apici, Pedici

a	Aspirazione
b	Base
i	i-esima/o
m	Mandata
ref	Di riferimento
red	Ridotta/o
lav	Di lavoro
1, 2	Indici riferiti ai volumi isolati nell'area di ingranamento

Capitolo 2

Studio dell'Equilibrio Assiale di Macchine Volumetriche ad Ingranaggi Esterni

2.1 Introduzione

In questo capitolo si analizzano alcuni aspetti progettuali relativi alle fiancate flottanti di cui sono dotate le pompe ad ingranaggi esterni, destinate a funzionare in presenza di elevate differenze di pressione tra le bocche (Figura 24). Questa soluzione progettuale, infatti, permette di ottenere un buon compromesso tra l'esigenza di operare con pressioni di funzionamento elevate e quella di mantenere comunque un buon rendimento volumetrico della macchina, anche in presenza di usura delle stesse.



Figura 24: Pompa ad ingranaggi esterni

Sulla superficie delle fiancate affacciata agli ingranaggi, Figura 25, agisce un campo di pressioni che si genera nel meato di fluido interposto e dipende dalle proprietà del fluido stesso, dall'altezza del meato, dalle condizioni di funzionamento della pompa (regime di rotazione e pressione in mandata, supponendo di mantenere costante il valore della pressione in aspirazione), dalla posizione delle ruote e dalla pressione che si instaura nei vani delle ruote dentate; globalmente, la forza risultante generata dall'azione della pressione (Figura 26) tende

a far allontanare le fiancate dalle ruote, determinando maggiori perdite per trafileamento nella macchina. La superficie opposta delle fiancate reagisce all'azione di questo campo di pressioni applicando una forza contrastante detta comunemente forza di "bilanciamento"; tale azione è determinata da una opportuna sagomatura della superficie stessa: con l'ausilio di una guarnizione la superficie viene suddivisa in due parti, opportunamente proporzionate, sulle quali agiscono rispettivamente l'alta pressione e la bassa pressione (Figura 25 e Figura 28). La soluzione costruttiva a fiancate flottanti, seppur efficiente tanto da essere adottata ormai nella maggior parte delle soluzioni commerciali, presenta alcune problematiche difficilmente risolvibili: il bilanciamento assiale dipende, come verrà illustrato in seguito, dalla posizione angolare delle ruote dentate, dalle condizioni di funzionamento della macchina, dalla geometria delle fiancate. I parametri di influenza sono molti e spesso è difficile capire quale sia quello preponderante nel determinare un comportamento piuttosto che un altro; in [6] e [7] vengono presentati i risultati ottenuti in una campagna sperimentale effettuata con l'obiettivo di valutare l'altezza del meato laterale tra fiancate e ruote dentate. In questi lavori sono state raccolte informazioni preziose relative sia all'ordine di grandezza dei meati laterali sia alle tendenze di bilanciamento diverse (rasamenti che si inclinano verso l'aspirazione o, viceversa, verso la mandata) dipendenti da diverse geometrie delle fiancate. Nelle pubblicazioni [1], [2], [3], [4] viene descritta e applicata una procedura numerica per valutare il bilanciamento assiale delle macchine ad ingranaggi esterni.

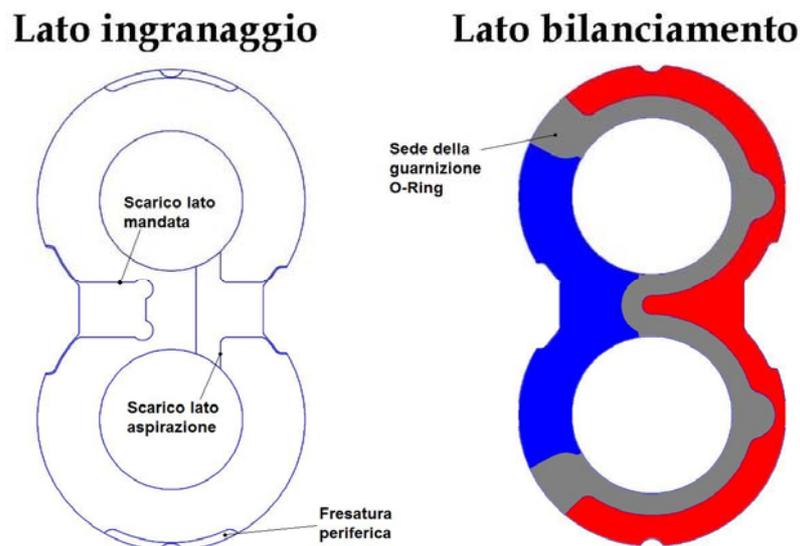


Figura 25 :Modello CAD bi-dimensionale di una fiancata flottante bilanciata idraulicamente: a sinistra la superficie che si affaccia alle ruote dentate; a destra la superficie cosiddetta di bilanciamento.

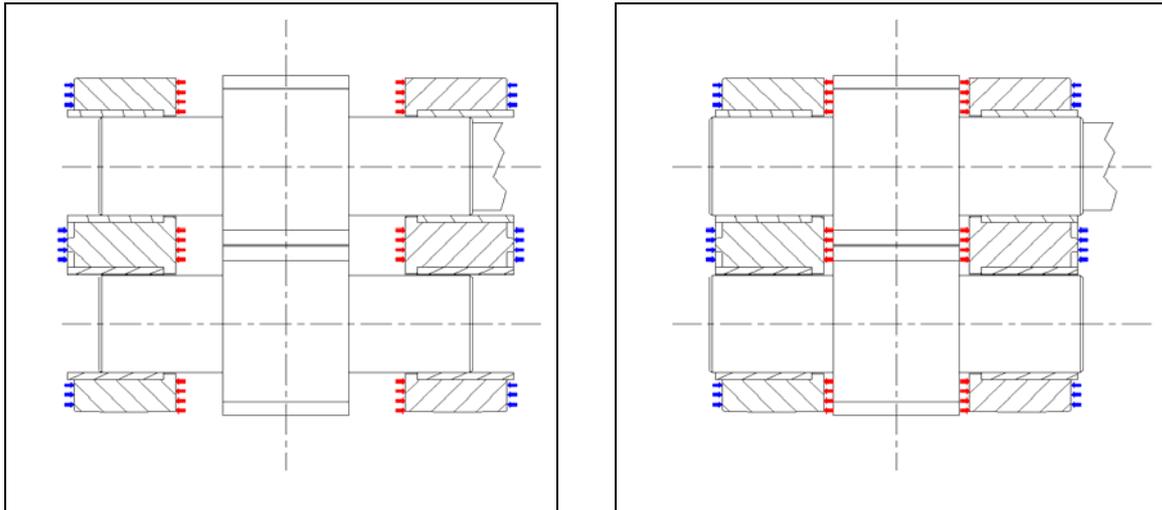


Figura 26 : Principio di funzionamento delle fiancate bilanciate idraulicamente.

A partire da tali lavori, infine, è stata sviluppata la procedura implementata in un codice numerico realizzato in linguaggio Matlab, descritta in particolare in [5], [16]. In questa sede, al fine di determinare le forze agenti sulle fiancate di più tipologie di unità commerciali con l'obiettivo di individuare le strategie ottimali di bilanciamento assiale, è stato studiato il meccanismo di lubrificazione che si instaura nei meati laterali tra le fiancate e le superfici delle ruote dentate di alcune pompe ad ingranaggi esterni con l'ausilio di un codice messo a punto sulla base della procedura numerica bi-dimensionale descritta in [5], [16]. In particolare, il codice numerico è stato utilizzato per valutare l'influenza dell'altezza di meato laterale, considerata sia costante che variabile per effetto di una certa inclinazione della fiancata, sulla distribuzione di pressione nei meati laterali della pompa e l'influenza delle condizioni di funzionamento per diverse tipologie di macchine, caratterizzate da diverse cilindrate, da diversi parametri caratteristici della dentatura e da diversa geometria per le fiancate.

I risultati sono stati analizzati in termini di distribuzione di pressione nei meati laterali, di spinta risultante dovuta a tale distribuzione sulle fiancate e di punto di applicazione della stessa in termini di coordinate cartesiane. Tali valori sono stati confrontati con la spinta, ed il corrispondente punto di applicazione, che agisce sulla superficie delle fiancate detta di "bilanciamento".

2.2 L'approccio utilizzato

Per calcolare la distribuzione di pressione nel meato compreso tra le fiancate flottanti e le ruote dentate si può ricorrere all'integrazione dell'equazione di Navier-Stokes; nel caso in cui siano trascurabili le forze esterne applicate al fluido, questa ultima può essere scritta come segue:

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = \rho \cdot \vec{g} - \vec{\nabla}p + \mu \cdot \left[\nabla^2 \vec{v} + \frac{1}{3} \vec{\nabla}(\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) \right] \quad Eq. 13$$

nella quale con ρ , \vec{v} , p e μ sono indicate rispettivamente la densità, la velocità, la pressione e la viscosità dinamica del fluido operatore all'interno del meato, mentre \vec{g} rappresenta il vettore accelerazione di gravità. Le proprietà del fluido operatore sono qui considerate per semplicità costanti e non dipendenti dalla pressione e dalla temperatura.

Introducendo le seguenti ipotesi semplificative:

1. fluido operatore Newtoniano, incomprimibile;
2. moto laminare del fluido all'interno del meato;
3. forze d'inerzia e di galleggiamento trascurabili rispetto a quelle viscose;
4. gradiente di pressione in direzione assiale trascurabile: $\left(\frac{\partial p}{\partial z} \cong 0 \right)$;

e considerando l'equazione di continuità, scritta nell'ipotesi di fluido incomprimibile ($\vec{\nabla} \cdot \vec{v} = 0$), l'Eq.1 conduce all'equazione di Reynolds. Quest'ultima, permette di determinare la distribuzione di pressione nel meato una volta nota la sua altezza:

$$\vec{\nabla} \cdot (h^3 \cdot \vec{\nabla}p) = 6 \cdot \mu \cdot (\vec{v} \cdot \vec{\nabla}h) + \frac{\partial h}{\partial t} \quad Eq. 14$$

dove h è l'altezza locale del meato, in generale variabile da punto a punto, e con t il tempo.

Nel caso particolare in cui si supponga tale altezza costante, l'equazione può essere riscritta nella forma di Laplace:

$$\nabla^2 p = 0 \quad Eq. 15$$

se si impongono opportune condizioni al contorno sulla pressione, questa relazione può essere risolta e presenta un'unica soluzione. I domini lungo cui è necessario imporre il valore di pressione quali condizioni al contorno del calcolo sono rappresentati dalla circonferenza delimitante la gola di drenaggio e dal profilo della dentatura (Figura 27).

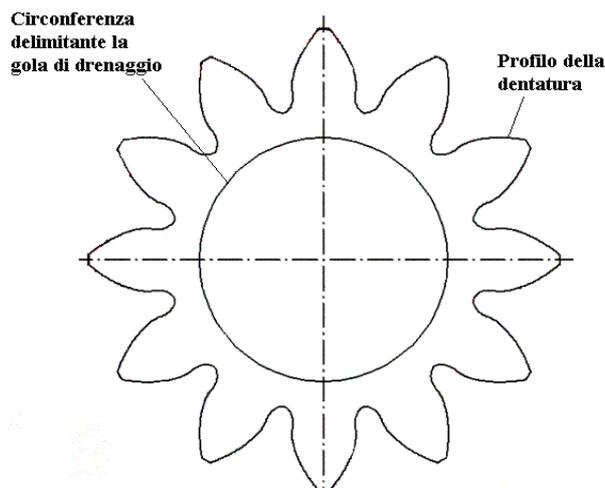


Figura 27 :Dominio completo di integrazione dell'equazione di Laplace.

L'approccio seguito per la determinazione della distribuzione di pressione nel meato esistente tra i rasamenti e le fiancate delle ruote dentate passa attraverso un calcolo fondato sull'integrazione dell'equazione di Reynolds, che tiene conto della possibilità della fiancata di assumere, durante il funzionamento, una posizione inclinata rispetto alla superficie laterale delle ruote dentate.

L'equazione di Reynolds viene scritta nel sistema di riferimento cartesiano Oxy riportato in Figura 28 a sinistra; l'equazione viene discretizzata utilizzando il metodo alle differenze finite centrate basato su una griglia di calcolo cartesiana, a passo costante sia lungo x che lungo y, quale quella riportata a titolo esemplificativo in Figura 28. Il sistema di equazione lineari così ottenute è poi risolto utilizzando il metodo dei gradienti biconiugati [5],[16].

La risoluzione di questo sistema richiede comunque la conoscenza dell'andamento delle pressioni nei vani delle ruote dentate, pressioni che rappresentano le condizioni al contorno per il calcolo; tale andamento è ottenuto grazie ad un procedimento di calcolo basato essenzialmente sulla determinazione della posizione di equilibrio radiale assunta, durante il funzionamento, dalle ruote dentate all'interno del corpo della macchina (ancora [5], [16]). Tale procedimento è implementato in un modello a parte e verrà approfondito nel capitolo 4.

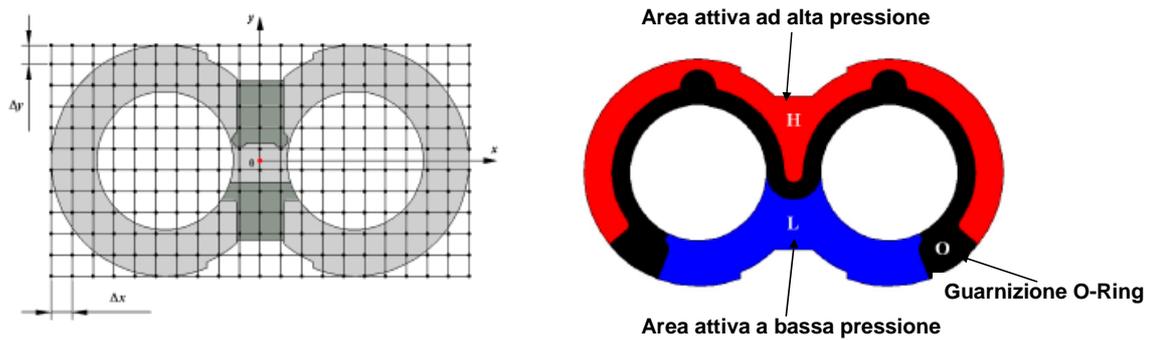


Figura 28: Sinistra: superficie interna delle fiancate con il sistema di riferimento cartesiano adottato ed un esempio della griglia di calcolo. Destra: superficie di bilanciamento delle fiancate; in evidenza con differenti colori, le zone a diversa pressione

Infine, per la risoluzione del problema, è necessario conoscere anche l'altezza del meato laterale che si viene a creare tra le fiancate e le ruote dentate; in questa analisi si è supposto di fissare l'altezza del meato ed imporla nel calcolo. Così facendo sono state analizzati i risultati ottenuti per diversi valori di altezza del meato, nel caso di meato costante, e diverse inclinazioni attorno l'asse x e y della fiancata, nel caso di altezza di meato variabile, confrontando i risultati ottenuti con la forza di bilanciamento sviluppata sulla superficie opposta delle fiancate e ottenendo così indicazioni utili sul probabile posizionamento delle fiancate stesse.

La legge di altezza locale del meato, adottata per la determinazione della distribuzione di pressione agente sulla superficie interna della fiancata, è stata definita per mezzo delle seguenti relazioni:

$$h(x, y) = h_0 + m_x \cdot x + m_y \cdot y$$

$$m_x = \frac{2 \cdot I_x \cdot h_0}{L}$$

$$m_y = \frac{2 \cdot I_y \cdot h_0}{H}$$

Eq. 16

nelle quali con h_0 è indicata l'altezza del meato in corrispondenza dell'origine del sistema di riferimento, mentre H e L sono rispettivamente l'altezza e la lunghezza del rasamento. I coefficienti a-dimensionali I_x e I_y , invece, rappresentano rispettivamente l'inclinazione del rasamento rispetto ai fianchi degli ingranaggi, nelle direzioni x e y .

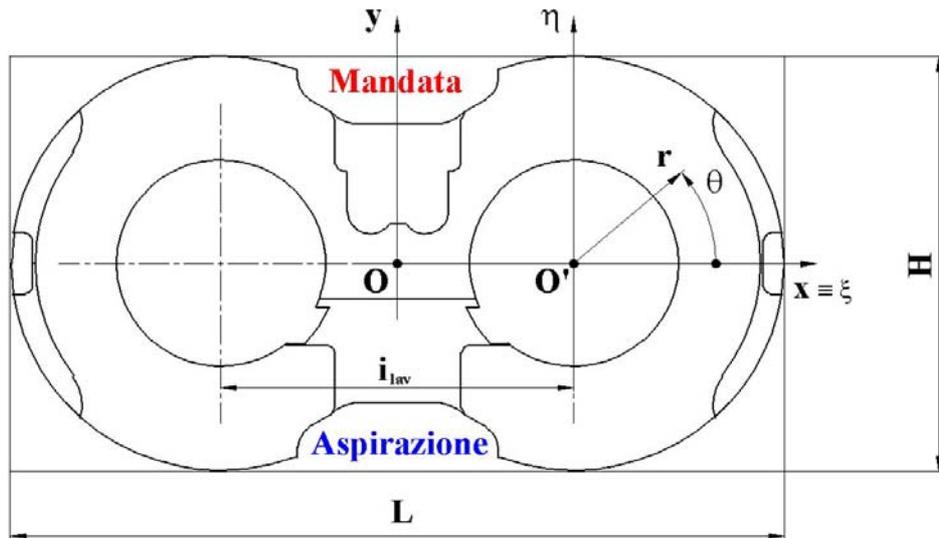


Figura 29: Dimensioni di ingombro caratteristiche del rasamento.

Introducendo un secondo un sistema di riferimento cartesiano ortogonale $O'\xi\eta$, avente origine in corrispondenza del centro di una delle due ruote dentate ed assi orientati come mostrato in Figura 29, le relazioni che legano i valori delle coordinate del generico punto del meato nei due sistemi di riferimento considerati sono rappresentate dalle seguenti equazioni:

$$\begin{cases} x = \xi + \frac{I_{lav}}{2} \\ y = \eta \end{cases} \quad Eq. 17$$

nelle quali si è indicato con I_{lav} l'interasse di lavoro delle ruote dentate.

Introducendo un ulteriore sistema di riferimento polare, $O'r\theta$, avente origine coincidente con il precedente, è possibile esprimere, per prima cosa, le coordinate del generico punto del meato in funzione della distanza r e della posizione angolare θ , valutate rispetto al centro della ruota dentata O' :

$$\begin{cases} \xi = r \cdot \cos(\theta) \\ \eta = r \cdot \sin(\theta) \end{cases} \quad Eq. 18$$

e, in seguito, il valore dell'altezza locale del meato $h(r, \theta)$:

$$h(r, \theta) = h_0 + m_x \cdot \frac{I_{lav}}{2} + m_x \cdot r \cdot \cos(\theta) + m_y \cdot r \cdot \sin(\theta) \quad Eq. 19$$

Nei grafici di Figura 30 sono rappresentati gli andamenti dell'altezza locale del meato, valutato in corrispondenza di una distanza dal centro della ruota dentata, r , pari a 5 mm, calcolati introducendo in Eq. 19 i valori $h_0 = 10 \mu\text{m}$ ed $I_{lav} = 22.61 \text{ mm}$. Inoltre, l'andamento rappresentato in Figura 30 a sinistra è stato calcolato impostando un valore nullo per l'inclinazione in direzione x ($I_{x,perc} = 0\%$) e pari al 50% del valore massimo per l'inclinazione in direzione y ($I_{y,perc} = 50\%$), mentre a destra compare l'andamento dell'altezza del meato ottenuto adottando gli stessi valori dei parametri h_0 ed I_{lav} , ma con un'inclinazione della fiancata in direzione y pari al 50% nel verso opposto al precedente. Per quanto riguarda l'andamento riportato a sinistra si possono identificare il massimo valore dell'altezza del meato ed il minimo valore rispettivamente in corrispondenza della bocca di mandata e della bocca di aspirazione della macchina; la situazione opposta chiaramente si osserva quando l'inclinazione del meato si verifica nel verso opposto.

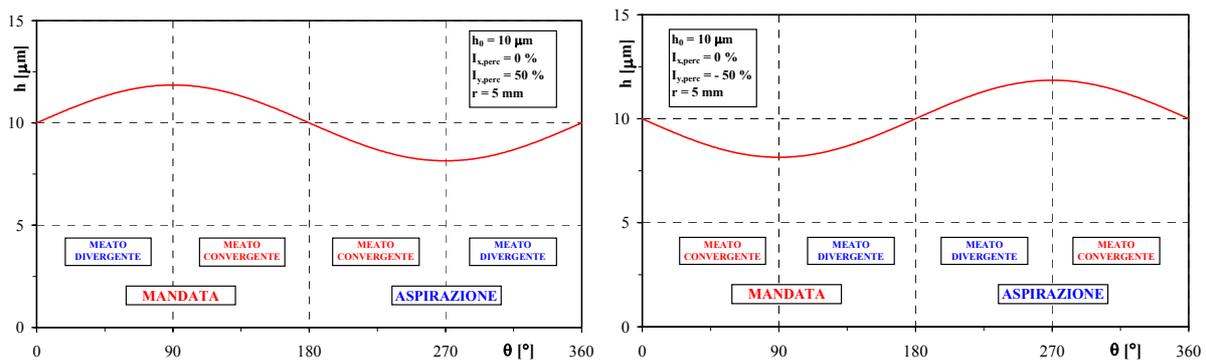


Figura 30: Andamento dell'altezza locale del meato. (a sinistra: $h_0 = 10 \mu\text{m}$; $I_{x,perc} = 0\%$; $I_{y,perc} = 50\%$; $r = 5 \text{ mm}$; a destra: $h_0 = 10 \mu\text{m}$; $I_{x,perc} = 0\%$; $I_{y,perc} = -50\%$; $r = 5 \text{ mm}$).

Espressioni analitiche per le derivate locali della legge di altezza del meato possono essere ottenute derivando direttamente l'Eq. 16 lungo le direzioni x ed y , ed ottenendo le seguenti relazioni:

$$\frac{\partial h}{\partial x} = m_x$$

$$\frac{\partial h}{\partial y} = m_y$$

Eq. 20

dalle quali si può notare come tali termini risultino essere, in base alle ipotesi formulate, costanti all'interno di tutto il meato.

La procedura di calcolo adottata è stata implementata utilizzando appositi codici di calcolo descritti dettagliatamente in [16]. I parametri di interesse che è possibile ricavare una volta conosciuto il campo di pressioni nel meato tra le ruote dentate e le fiancate flottanti sono il punto di applicazione ed il modulo della forza risultante che agisce sulla fiancata lato ingranaggio, che andrà confrontata con la forza generata sulla superficie di bilanciamento del rasamento. Come già ricordato, infatti, il bilanciamento idraulico delle fiancate flottanti è realizzato mediante l'azione di pressioni note su opportune aree ricavate sulla superficie del rasamento affacciata al coperchio.

La guarnizione O-ring in elastomero divide la superficie di bilanciamento in tre regioni (Figura 31):

1. la zona di color rosso è direttamente collegata alla mandata mediante opportune scanalature ricavate sui fianchi del rasamento ed è quindi soggetta alla corrispondente pressione, p_m ;
2. la regione di color grigio è quella coincidente con la sede dell'O-ring. La pressione generata dall'anello di tenuta su questa superficie è di difficile valutazione, però, può essere ragionevolmente supposta prossima alla pressione di mandata;
3. la zona di color blu è collegata direttamente alla porta di aspirazione e per questo è soggetta alla pressione di aspirazione, p_a .

Al fine di valutare la spinta di bilanciamento, F_{bil} , è necessario considerare la forza agente su ciascuna regione e dovuta alla corrispondente pressione:

$$F_{bil} = \sum_i p_i \cdot A_i \quad Eq. 21$$

dove p_i e A_i sono rispettivamente la pressione e l'area della generica regione.

Il punto di applicazione della forza risultante è riferito al sistema di coordinate cartesiane rappresentato in Figura 31, che ha l'origine nel medesimo punto del sistema adottato per il calcolo della spinta agente sulla superficie interna della fiancata (Figura 29). Tale punto di applicazione è individuato dalle coordinate X_{bil} e Y_{bil} , valutate come segue:

$$X_{bil} = \frac{\sum_i p_i \cdot A_i \cdot x_{Gi}}{F_{bil}}$$

$$Y_{bil} = \frac{\sum_i p_i \cdot A_i \cdot y_{Gi}}{F_{bil}}$$
Eq. 22

dove x_{Gi} e y_{Gi} sono l'ascissa e l'ordinata del baricentro della generica regione.

Generalmente, la superficie esterna del rasamento presenta una simmetria geometrica rispetto all'asse y , questo implica che il punto di applicazione della forza di bilanciamento appartiene all'asse delle ordinate.

L'Eq. 21 applicata alla superficie di bilanciamento di Figura 31 assume la seguente forma:

$$F_{bil} = p_m \cdot A_m + p_{O-ring} \cdot A_{O-ring} + p_a \cdot A_a$$
Eq. 23

dove A_m , A_{O-ring} e A_a rappresentano rispettivamente le aree della superficie di color rosso, grigio e blu di Figura 31, mentre p_{O-ring} è la pressione generata dall'O-ring.

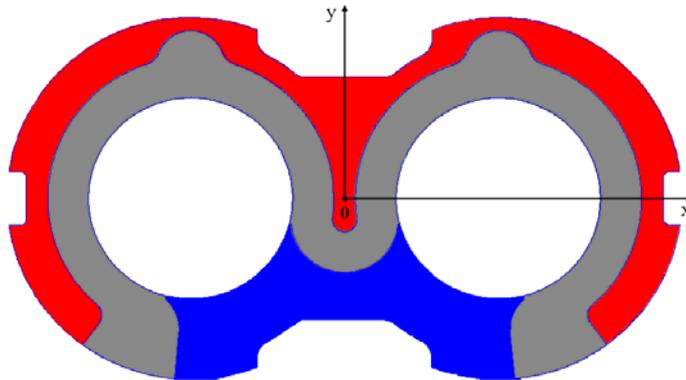


Figura 31: Aree della superficie di bilanciamento.

Le superfici delle diverse regioni sono fissate in sede di progetto quindi si ha che la spinta di bilanciamento ed il punto di applicazione non variano per fissati valori delle pressioni di mandata ed aspirazione; inoltre, come si vede dall'Eq. 23, la forza equilibrante è indipendente dal regime di rotazione della pompa.

La spinta agente sulla superficie interna del rasamento, invece, è funzione della posizione angolare assunta dalle ruote e quindi, idealmente, ha un andamento periodico. Per questo motivo, anche considerando condizioni di funzionamento costanti della macchina, l'azione di bilanciamento non è in grado di garantire un equilibrio istantaneo del rasamento, ma tende semplicemente a garantire un'adeguata altezza del meato tra ruote dentate e fiancate flottanti.

In questo modo, se la superficie di bilanciamento è ben dimensionata, è possibile migliorare l'efficienza globale della pompa, limitando le perdite di fluido e garantendo un'opportuna lubrificazione delle parti in moto, senza ricorrere a tolleranze di lavorazione molto strette.

2.3 Parametri di Interesse Analizzati

I parametri di interesse dell'analisi numerica sono elencati in Tabella 1; m è il modulo di taglio della dentatura mentre d_p rappresenta il diametro della circonferenza primitiva. Secondo la convenzione adottata e mostrata in Figura 32, la coppia attorno l'asse x risulta positiva quando tende a far ruotare il rasamento in modo da stringere il meato laterale in prossimità della bocca di aspirazione.

Parametro	Simbolo	Espressione
Forza lato ingranaggio adimensionalizzata.	$FRis_{Adim}$	$FRis_{Adim} = \frac{F}{(p_m - p_a) \cdot m^2}$
Forza lato bilanciamento adimensionalizzata.	$FBil_{Adim}$	$FBil_{Adim} = \frac{F_{Bil}}{(p_m - p_a) \cdot m^2}$
Forza lato ingranaggio adimensionalizzata media.	$FRis_{media}$	$\frac{\sum_i^N (FRis_{Adim})_i}{N}$ <p>$N =$ numero delle posizioni angolari delle ruote analizzate</p>
Coordinata x del centro di spinta lato bilanciamento adimensionalizzata	$Xbil_{Adim}$	X_{bil}/m
Coordinata y del centro di spinta lato bilanciamento adimensionalizzata	$Ybil_{Adim}$	Y_{bil}/m
Coordinata x del centro di spinta lato ingranaggio adimensionalizzata	Xcs_{Adim}	X/m
Coordinata y del centro di spinta lato ingranaggio adimensionalizzata	Ycs_{Adim}	Y/m
Coordinata y del centro di spinta lato ingranaggio adimensionalizzata media.	Ycs_{media}	$\frac{\sum_i^N (Ycs_{Adim})_i}{N}$ <p>$N =$ numero delle posizioni angolari delle ruote analizzate</p>

Coppia agente sul rasamento che determina la rotazione attorno l'asse x	$M_{x_{Adim}}$	$(Fris_{Adim} \cdot Y_{cs_{Adim}}) - (Fbil_{Adim} \cdot Y_{bil_{Adim}})$
Coppia agente sul rasamento che determina la rotazione attorno l'asse y	$M_{y_{Adim}}$	$(Fris_{Adim} \cdot X_{cs_{Adim}}) - (Fbil_{Adim} \cdot X_{bil_{Adim}}) = (Fris_{Adim} \cdot X_{cs_{Adim}})$
Scostamento % della coordinata y del centro di spinta lato ingranaggio	ε_y	$\varepsilon_y = \frac{Y_{cs_{media}} - Y_{bil}}{d_p} \cdot 100$
Scostamento % della forza lato ingranaggio media rispetto la forza lato bilanciamento	ε_F	$\varepsilon_F = - \frac{Fris_{media} - Fbil}{Fris_{media}} \cdot 100$

Tabella 1: Elenco dei parametri di interesse analizzati

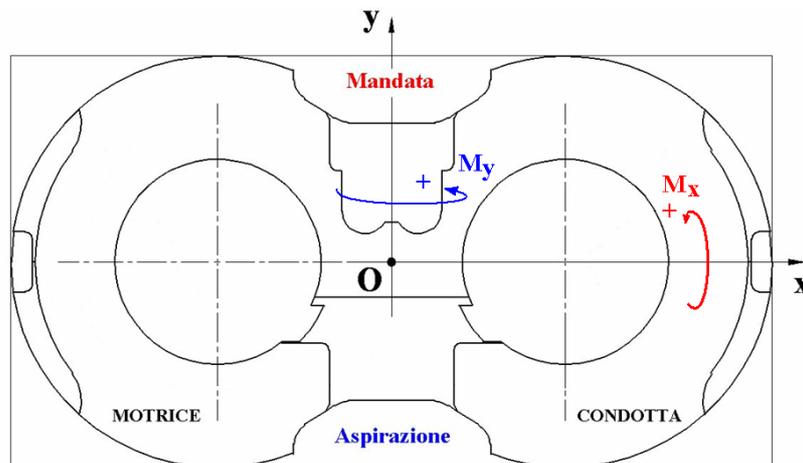


Figura 32: Convenzione adottata per le coppie valutate

2.4 I Risultati Ottenuti

2.4.1 Meato laterale ad altezza costante

I risultati mostrati si riferiscono a pompe ad ingranaggi esterni commerciali, che differiscono tra loro solo per la forma delle superfici delle fiancate affacciate alle ruote, visibili in Figura 33, Figura 34 e Figura 35. In particolare, si può osservare che, a parità di superficie di bilanciamento, le fiancate possono essere caratterizzate da due diverse forme delle superfici che si affacciano alle ruote dentate. Esse si differenziano principalmente per l'estensione di una fresatura periferica che ha il compito di mettere in comunicazione un certo numero di vani tra i denti delle ruote con l'ambiente di alta pressione; fino a dove si estende tale fresatura, la pressione nei vani tra i denti sarà pari al valore di mandata. Questi rasamenti vengono affiancati a ruote dentate caratterizzate da dimensioni geometriche e parametri della

dentatura uguali e riportati in Tabella 2; l'analisi è svolta inoltre a parità di larghezza di fascia delle ruote, cioè di cilindrata della macchina.

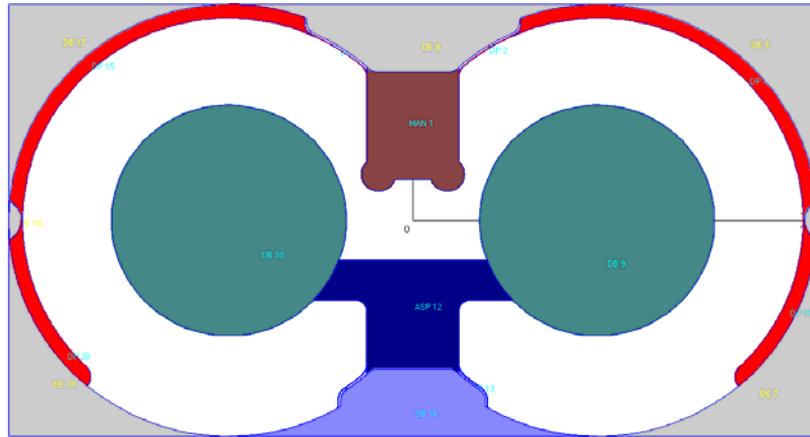


Figura 33: Superficie rivolta verso gli ingranaggi con fresatura "lunga" (denominata A).

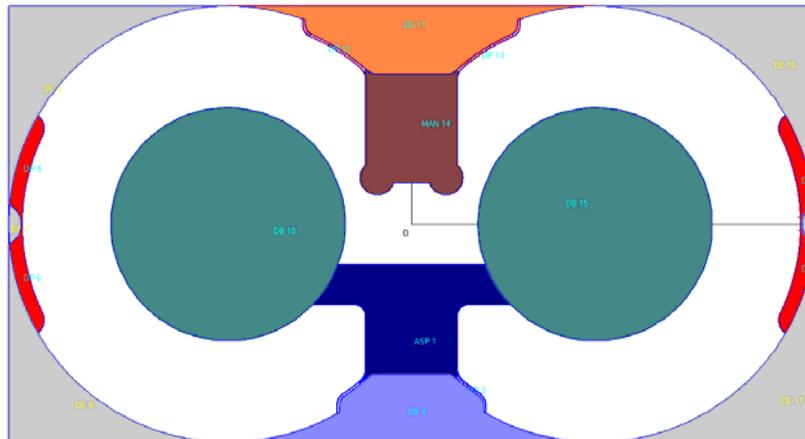


Figura 34: Superficie rivolta verso gli ingranaggi con fresatura "corta" (denominata B)

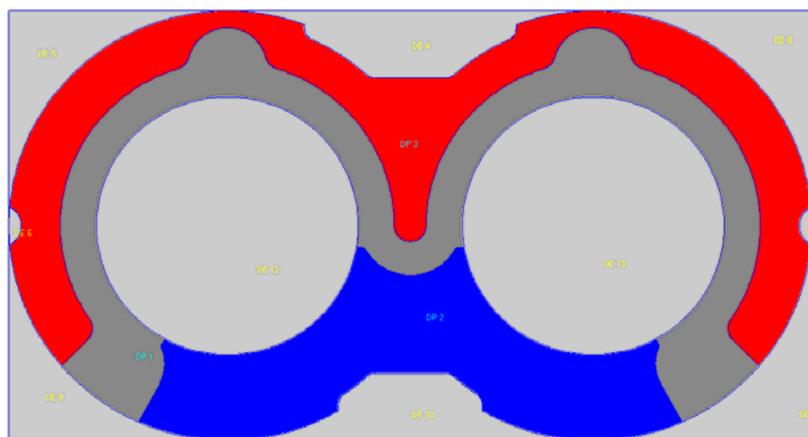


Figura 35: Superficie di bilanciamento.

Parametro	Valore	Unità di Misura
Angolo di Pressione di Contatto	20	[gradi]
Diametro di Testa	14.49	[mod]
Diametro di Fondo	9.51	[mod]
Diametro di Drenaggio	7.72	[mod]
Numero dei Denti	12	-
Altezza del Meato Laterale di Riferimento	10	[μm]
Larghezza di Fascia della Dentatura	2.83	[mod]

Tabella 2: Parametri della dentatura adimensionalizzati rispetto al modulo.

Per scegliere la mesh di calcolo opportuna sono stati analizzati i risultati ottenuti, sempre nell'ipotesi di meato ad altezza costante, per le coordinate del centro di spinta e della forza lato ingranaggio, al variare della discretizzazione in una condizione di funzionamento della macchina di riferimento che corrisponde ad una pressione di mandata di 100 bar, un regime di rotazione di 1500 rpm ed una posizione delle ruote dentate pari a 0° ⁸.

Le mesh utilizzate hanno tutte un numero di nodi lungo la direzione x doppio rispetto al numero di nodi lungo la direzione y e vanno da un minimo di 100x50 ad un massimo di 800x400. Naturalmente più è elevato il numero di nodi scelto più il tempo di calcolo aumenta ma i risultati risultano più accurati; lo scopo dell'analisi è scegliere la mesh di calcolo con il minimo numero di nodi che permette di ottenere risultati che non siano più dipendenti dalla mesh scelta.

Di seguito sono riportati i grafici raffiguranti l'andamento del valore adimensionalizzato delle coordinate del centro di spinta lato ingranaggio $X_{cs_{Adim}}$ e $Y_{cs_{Adim}}$, in funzione del numero di nodi N_x . Come si può osservare in Figura 36 e in Figura 37, entrambe le distribuzioni tendono a stabilizzarsi per discretizzazioni con un numero di nodi lungo l'asse x maggiore di 400.

⁸ Tale posizione corrisponde al momento in cui una seconda coppia di denti entra in contatto e di fatto inizia ad ingranare.

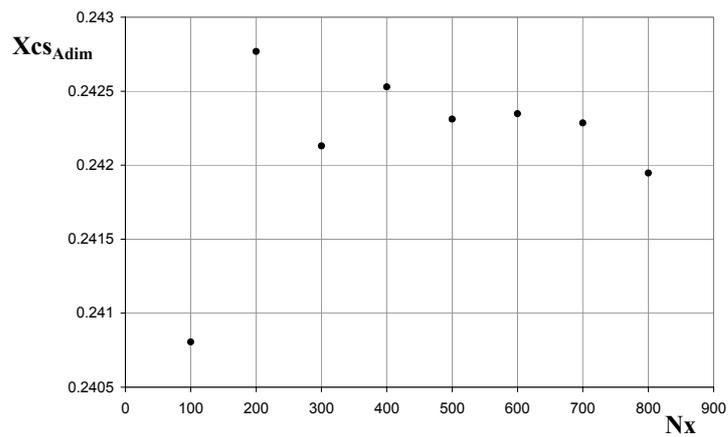


Figura 36: Valore della coordinata $X_{cs_{Adim}}$ al variare della mesh.

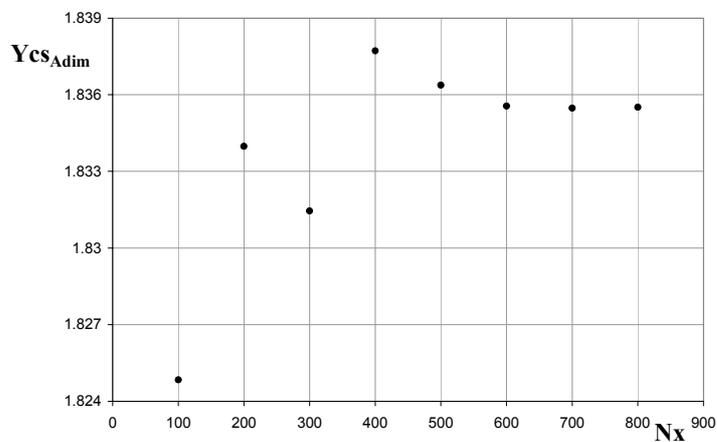


Figura 37: Valore della coordinata $Y_{cs_{Adim}}$ al variare della mesh.

Graficando la posizione del punto di applicazione della spinta agente sulla superficie interna del rasamento, rispetto al sistema di riferimento con origine nel centro geometrico del rasamento (vedi Figura 38), si nota che le mesh 500x250, 600x300 e 700x350 danno risultati molto vicini tra loro.

Dall'andamento riportato in Figura 39, invece, si evince che la forza risultante non subisce variazioni considerevoli, infittendo la mesh oltre i 300 nodi in direzione x .

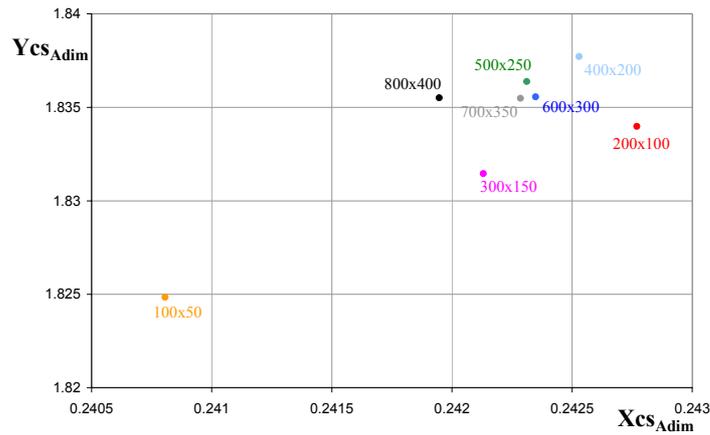


Figura 38: Influenza della mesh sulla posizione del centro di spinta.

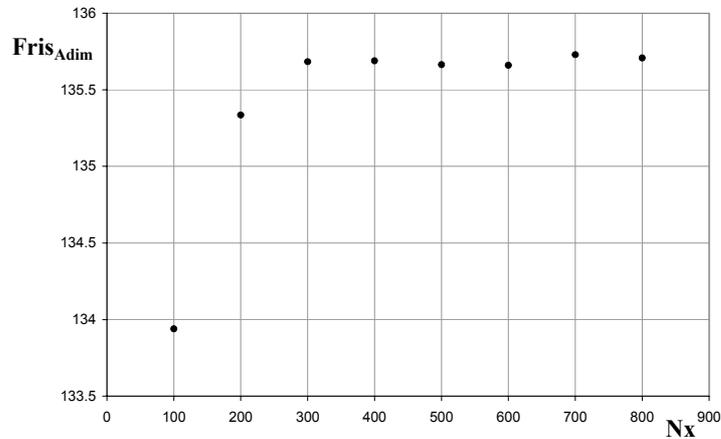


Figura 39: Influenza della mesh sulla forza agente sulla superficie interna del rasamento.

Sulla base dei risultati ottenuti si è deciso di adottare una discretizzazione avente $N_x=500$ e $N_y=250$. Di seguito vengono presentati i risultati ottenuti nell'analisi numerica svolta per entrambe le fiancate visualizzate in Figura 33 e in Figura 34.

FIANCATA LATO INGRANAGGIO A

Regime di rotazione pari a 1500 rpm, pressione in mandata pari a 100 bar, altezza del meato laterale pari a 10 μm .

Si è ricavato un andamento a “farfalla” della posizione del centro di spinta della forza agente sulla superficie interna del rasamento, al variare della posizione angolare delle ruote. Per la configurazione delle ruote corrispondente a 0° , la distribuzione di pressione agente sulla faccia della fiancata presenta una zona ad alta pressione lungo l'arco di tenuta maggiore per la ruota condotta, posizionata a destra nelle figure seguenti. Per questo motivo, il centro di

spinta risulta spostato a destra rispetto all'asse delle y . Proseguendo nella rotazione, come si può osservare dalle immagini di Figura 41, accade che passando da 6° a 7° , l'area centrale non è più in comunicazione con la mandata attraverso lo scarico ricavato nel rasamento ma entra in comunicazione con l'aspirazione e quindi la pressione al suo interno si abbassa al valore di aspirazione. Nel passaggio da 7° a 8° un vano tra i denti della ruota motrice, posizionata a sinistra nelle figure, si pressurizza a causa della comunicazione con l'ambiente di mandata generata dalla presenza della fresatura periferica sui rasamenti, determinando uno spostamento repentino del centro di spinta verso valori di $X_{CS_{Adim}}$ negativi. Allo stesso modo, tra 22° e 23° , un vano tra i denti della ruota condotta si pressurizza, determinando il posizionamento del centro di spinta lato ingranaggio nella zona delle $X_{CS_{Adim}}$ positive.

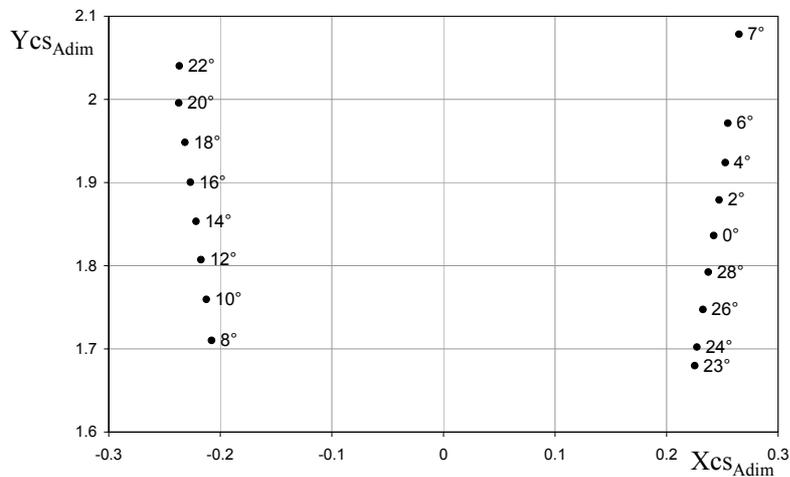
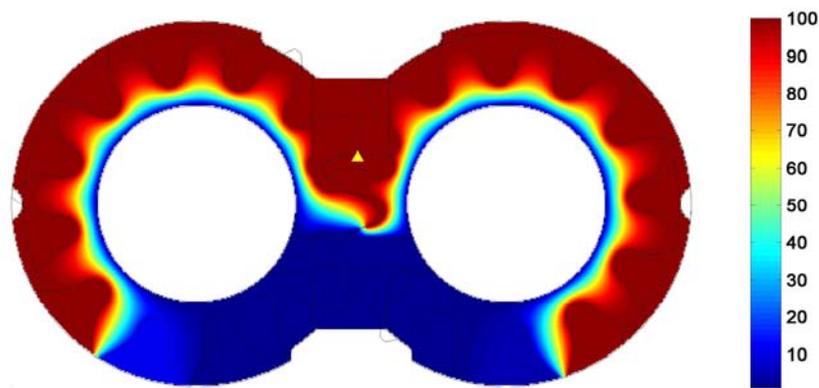
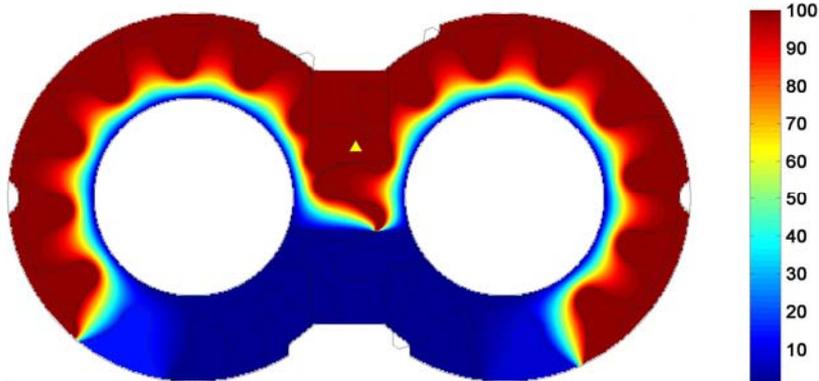


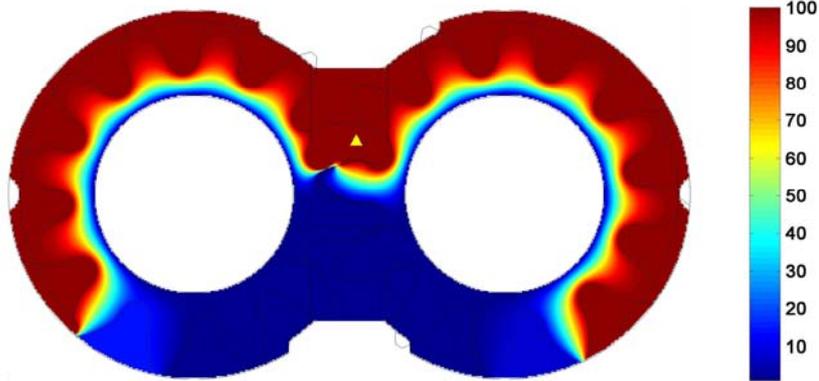
Figura 40: Andamento del centro di spinta della forza agente sulla superficie interna del rasamento al variare della posizione delle ruote dentate.



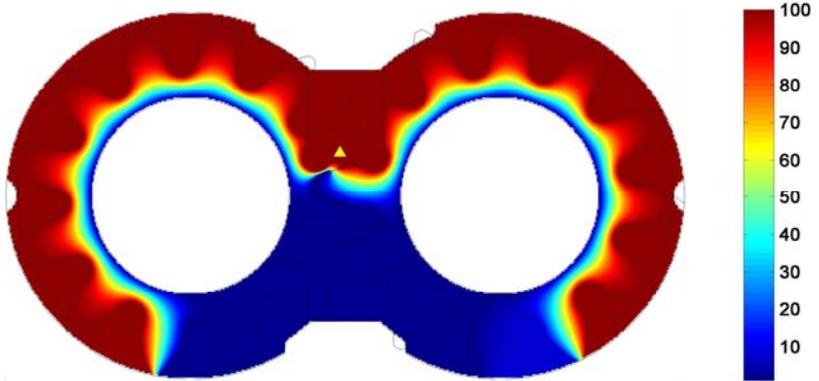
Distribuzione di pressione a 0° .



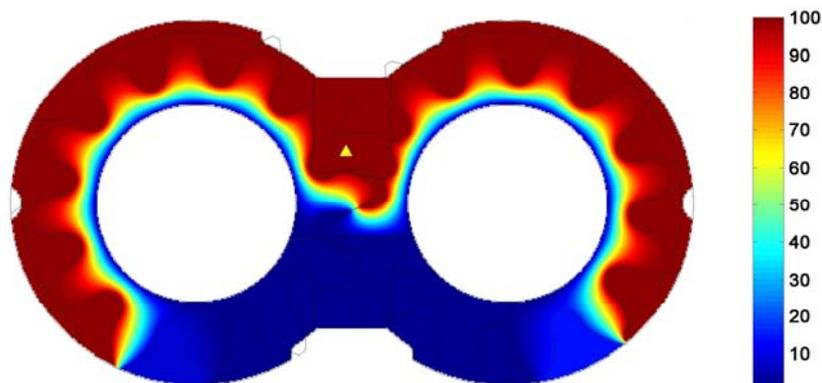
Distribuzione di pressione a 6°.



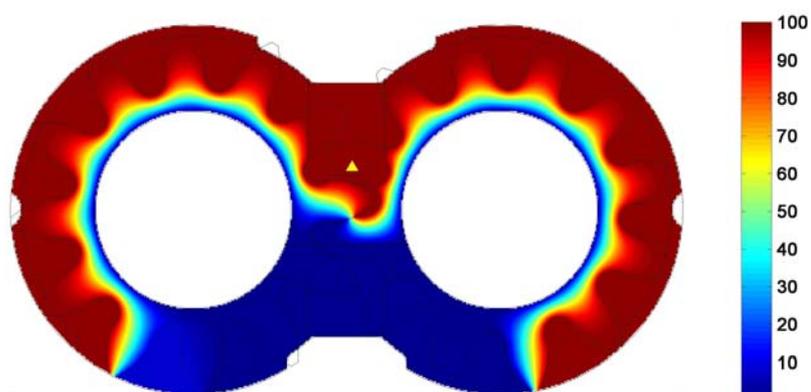
Distribuzione di pressione a 7°.



Distribuzione di pressione a 8°.



Distribuzione di pressione a 22°.



Distribuzione di pressione a 23°.

Figura 41: Distribuzione della pressione nel meato tra le ruote dentate ed i rasamenti.

La forza che agisce sulla superficie di bilanciamento è posizionata in modo tale da avere la coordinata y compresa tra quelle assunte dalla forza agente sulla superficie opposta. Ne consegue un valore del parametro ε_y molto contenuto, pari a circa lo 0,5%.

Come si può dedurre dalla Figura 43, l'andamento della forza agente sulla superficie interna del rasamento tende a calare con l'avanzare della rotazione. Tale fenomeno è dovuto alla diminuzione della zona ad alta pressione lungo l'arco di tenuta. Le variazioni marcate della spinta si hanno quando le fresature periferiche sui rasamenti determinano la pressurizzazione dei vani tra i denti (8° e 23°) oppure quando lo scarico di aspirazione impone la bassa pressione nell'area centrale (7°). Il valore della forza agente sulla superficie affacciata agli ingranaggi ha una variazione rispetto al valore medio di circa il 7%.

La spinta di bilanciamento, invece, risulta essere costantemente maggiore della forza agente sulla superficie opposta del rasamento; ne deriva un sovra-bilanciamento medio pari al 6,5 %.

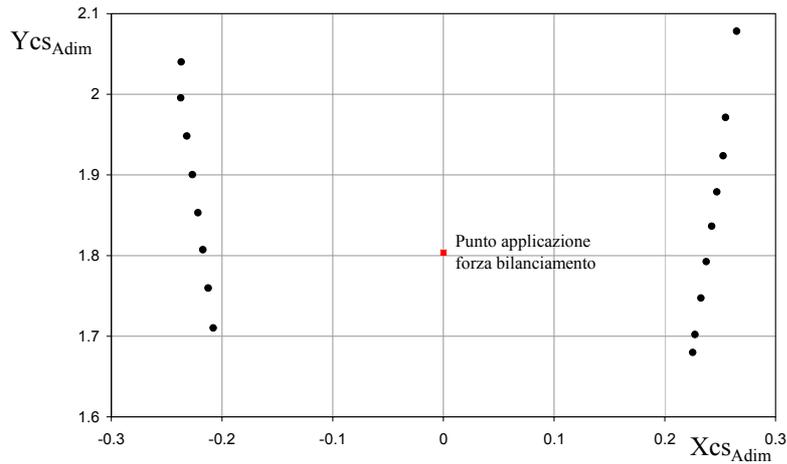


Figura 42: Posizione del punto di applicazione della forza di bilanciamento rispetto all'andamento del centro di spinta della forza agente sulla superficie interna del rasamento.

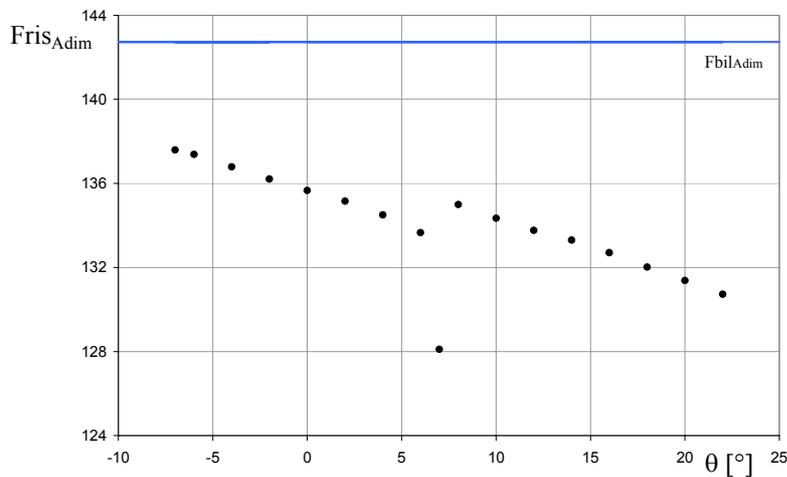


Figura 43: Confronto tra la spinta di bilanciamento e l'andamento della forza equivalente alla distribuzione di pressione agente sulla superficie interna del rasamento, al variare della posizione delle ruote dentate.

$n=1500 \text{ rpm}$	$Fris_{Adim,media}$	$Ycs_{Adim,media}$	$Fbil_{Adim}$	$Ybil_{Adim}$
$p_m=100 \text{ bar}$	134,0	1,86	142,7	1,80

Tabella 3: Valori adimensionali delle spinte agenti sulle due superfici del rasamento.

Gli andamenti ricavati per le posizioni dei centri di spinta e delle due forze che sollecitano il rasamento, permettono di ricavare le coppie agenti su quest'ultimo rispetto alle direzioni x ed y . Come si vede dal grafico di Figura 44, il momento Mx_{Adim} ha un andamento che ricorda il “dente di sega” e cambia segno durante la rotazione delle ruote dentate. Questo deriva dalla variazione, durante la rotazione, della distribuzione di pressione sulla superficie interna della fiancata, che porta il centro di spinta di tale forza a trovarsi sia sopra che sotto il punto di applicazione della spinta di bilanciamento. Il cambio di direzione della coppia agente sul

rasamento, teoricamente, porta la fiancata a ridurre le dimensioni del meato alternativamente in aspirazione e in mandata e quindi, ad oscillare rispetto all'asse x.

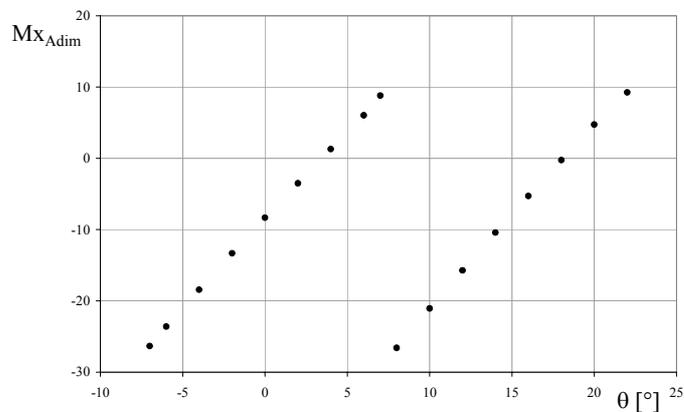


Figura 44: Andamento del momento rispetto all'asse x in funzione dell'angolo di rotazione delle ruote.

Anche il momento rispetto all'asse y cambia di segno durante il periodo considerato, ma in questo caso si mantiene approssimativamente costante in modulo. La spiegazione di tale comportamento deriva, naturalmente, dall'andamento del centro di spinta della forza agente sulla faccia interna del rasamento.

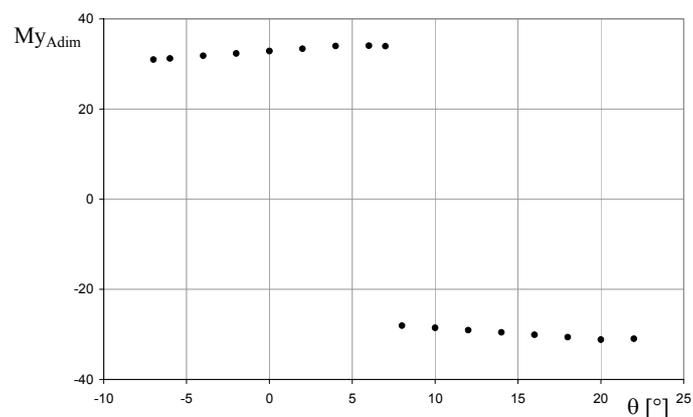


Figura 45: Andamento del momento rispetto all'asse y in funzione dell'angolo di rotazione delle ruote.

Influenza della pressione di mandata

Per valutare l'influenza della pressione di mandata, supposta variabile tra 50, 100 e 200 bar, sui risultati ottenuti dalle simulazioni, in analogia alla procedura precedente, sono stati raggruppati i risultati ottenuti a parità di regime di rotazione. I risultati mostrati si riferiscono ad un regime pari a 1500 rpm, ma le considerazioni che se ne ricavano possono essere applicate anche al caso di regime di rotazioni differenti.

Come si vede in Figura 46, all'aumentare del valore di alta pressione, p_m , il punto di applicazione della spinta di bilanciamento si sposta verso la zona di mandata; anche la spinta lato bilanciamento, considerando nulla la pressione relativa in aspirazione, raddoppia. Il valore della forza adimensionalizzata, invece, tende leggermente a calare con l'incremento di p_m (Tabella 4).

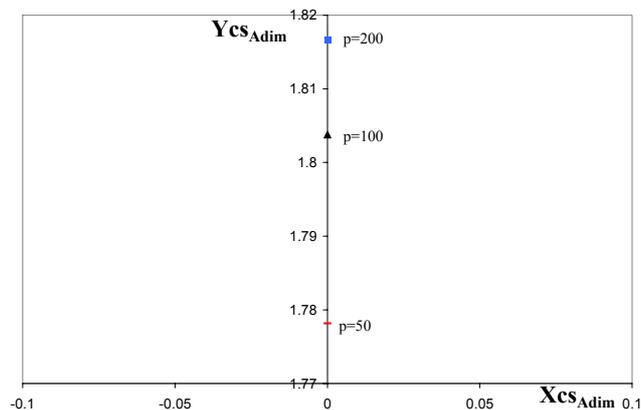


Figura 46: Punto di applicazione della forza di bilanciamento al variare di p_m .

	Da 50 bar a 100 bar	Da 100 bar a 200 bar
$\Delta Y_{bil_{Adim}}/m$	2,6 %	1,3 %
$\Delta F_{bil_{Adim}}/F_{bil_{Adim}}$	-1,4 %	-0,7 %

Tabella 4: Variazioni percentuali della forza equivalente di bilanciamento al variare di p_m .

Analoga influenza sulla forza e sul punto di applicazione, si ha anche sulla superficie interna del rasamento. Da Figura 47 si può osservare come l'incremento della pressione di mandata, fissato il regime di rotazione a 1500 rpm, porti l'andamento a "farfalla" del punto di applicazione della forza a traslare verso la zona di mandata. Tale spostamento, come si vede in Tabella 5, risulta contenuto ed è conseguenza del fatto che la pressione in aspirazione rimane sempre pari ad 1 bar.

Dato che la variazione subita dal punto di applicazione della forza di bilanciamento, a causa dell'aumento della pressione, risulta minore di quella rilevata per la spinta agente sulla superficie interna, lo scostamento nel posizionamento reciproco delle due forze cresce (Tabella 6).

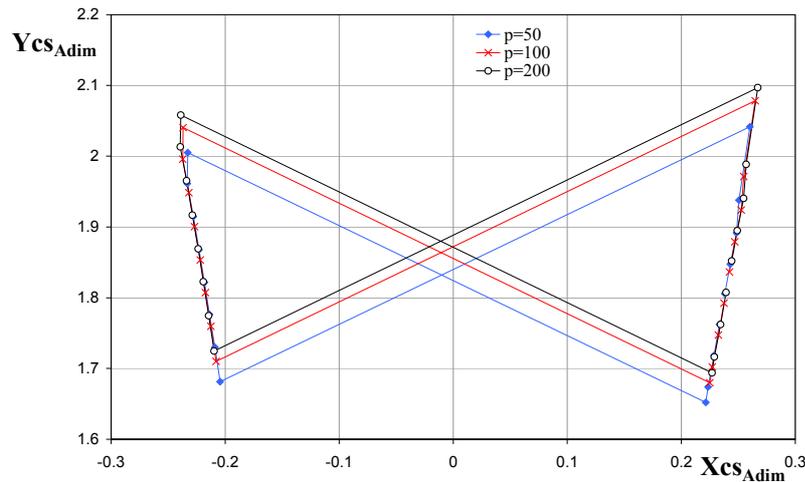


Figura 47: Andamento del centro di spinta per $n=1500$ rpm e diversa pressione di mandata.

$n=1500$	Da 50 bar a 100 bar	Da 100 bar a 200 bar
$\Delta X_{cs_{Adim}}/m$	0,4 %	0,2 %
$\Delta Y_{cs_{Adim}}/m$	3,2 %	1,6 %
$\Delta Fris_{Adim}/Fris_{Adim,media}$	-1,7 %	-0,8 %

Tabella 5: Spostamenti medi delle coordinate del centro di spinta e della forza al variare della pressione.

$n=1500$	50 bar	100 bar	200 bar
ϵ_y	0,4 %	0,5 %	0,5 %
ϵ_F	6,2 %	6,5 %	6,7 %

Tabella 6: Valori di ϵ_y e ϵ_F al variare della pressione di mandata.

Al raddoppiare della pressione, la spinta agente internamente sul rasamento, come quella applicata all'esterno, raddoppia mentre, come si vede in Figura 48, il valore adimensionale tende leggermente a calare. L'effetto globale sul sovra-bilanciamento della variazione della pressione di mandata è un lieve incremento per le condizioni di funzionamento più gravose (Tabella 6).

Dato che i punti di applicazione delle forze sono poco influenzati dal valore di p_m , mentre il modulo della forza aumenta quasi proporzionalmente alla pressione di mandata, si ha che anche i moduli delle coppie applicate al rasamento seguono questa proporzionalità. I valori adimensionali dei momenti, Mx_{Adim} ed My_{Adim} , invece, sono indipendenti dal valore assunto dall'alta pressione (Figura 49 e Figura 50).

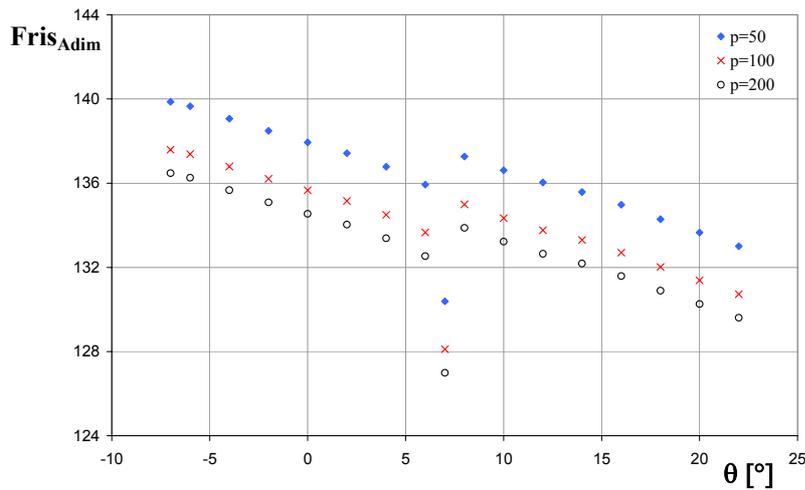


Figura 48: Andamenti di $Fris_{Adim}$ per $n=1500$ rpm in funzione della posizione delle ruote ed al variare della pressione di mandata.

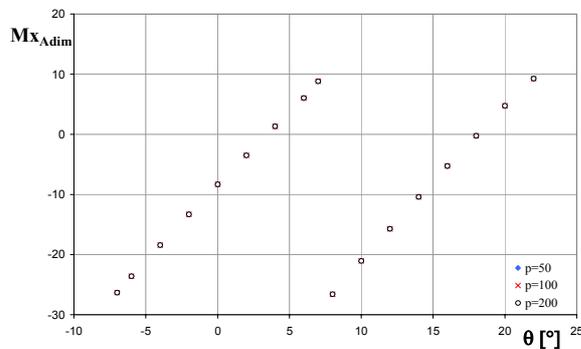


Figura 49: Andamenti del Mx_{Adim} al variare della pressione di mandata per $n=1500$ rpm.

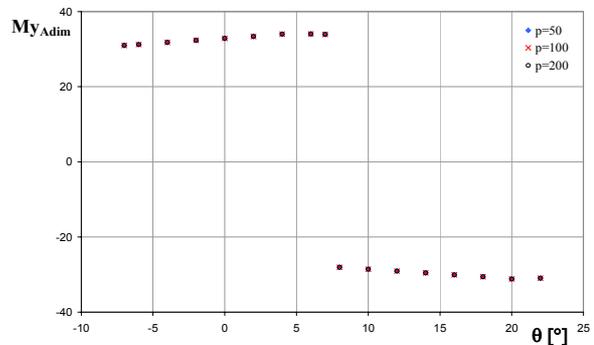


Figura 50: Andamenti del My_{Adim} al variare della pressione di mandata per $n=1500$ rpm.

L'influenza della pressione, al variare del numero di giri considerato, porta a delle variazioni percentuali della posizione dei punti di applicazione della forza agente sulla superficie interna del rasamento, corrispondenti a quelli calcolati per $n=1500$ rpm. Lo stesso comportamento si ritrova, anche, per le altre grandezze prese in esame.

Si può quindi concludere che gli scostamenti percentuali sul posizionamento delle forze, ε_y , ed il grado di sovra-bilanciamento, ε_F , non variano in modo significativo con la pressione di mandata. Inoltre, indipendentemente dalla condizione di funzionamento della pompa, il rasamento tende ad oscillare intorno ad entrambi gli assi di riferimento, dato che le coppie cambiano segno durante la rotazione delle ruote dentate.

Influenza della velocità di rotazione

Passiamo ora a considerare l'influenza del numero di giri sulla distribuzione di pressione agente sulla superficie del rasamento rivolta verso le ruote dentate, nel caso di pressione in mandata pari a 100 bar.

Come si può osservare in Figura 51, la distribuzione del punto di applicazione della forza risultante lato ingranaggio per n pari a 500 rpm, si muove lungo due segmenti leggermente più inclinati, rispetto a quanto accade per i punti di applicazione ricavati per 1500 rpm e 3000 rpm. All'aumentare della velocità di rotazione si nota, inoltre, uno spostamento dei centri di spinta verso la zona di mandata. Tale comportamento è riconducibile alla diminuzione del tempo in cui la pompa compie una rotazione completa e quindi, al tempo disponibile al fluido per fuggire verso le zone a bassa pressione. Essendo più consistenti le perdite per n uguale a 500 rpm, la pressione aumenta in corrispondenza dei vani prossimi ad entrare in comunicazione con l'ambiente di alta pressione attraverso la fresatura periferica sui rasamenti, come si vede confrontando le immagini in Figura 52. Di conseguenza il centro di spinta si sposta verso la zona di aspirazione.

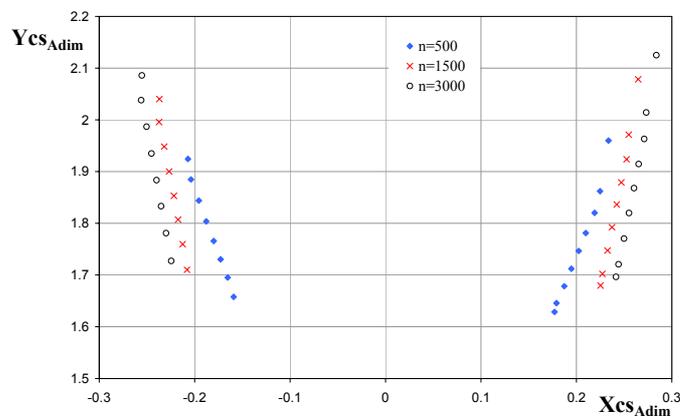
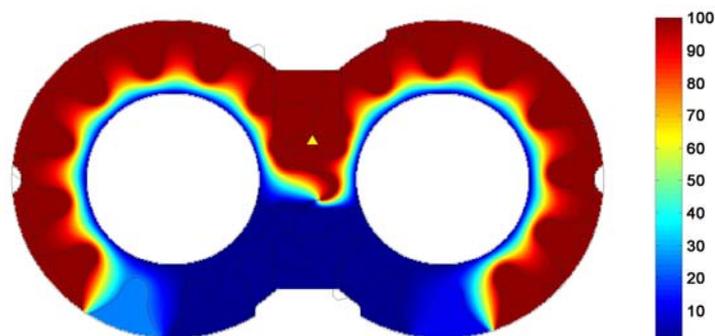


Figura 51: Andamento del centro di spinta per $p_m=100$ bar e diverso regime di rotazione.



$p_m=100$ bar ed $n=500$ rpm a 0° .

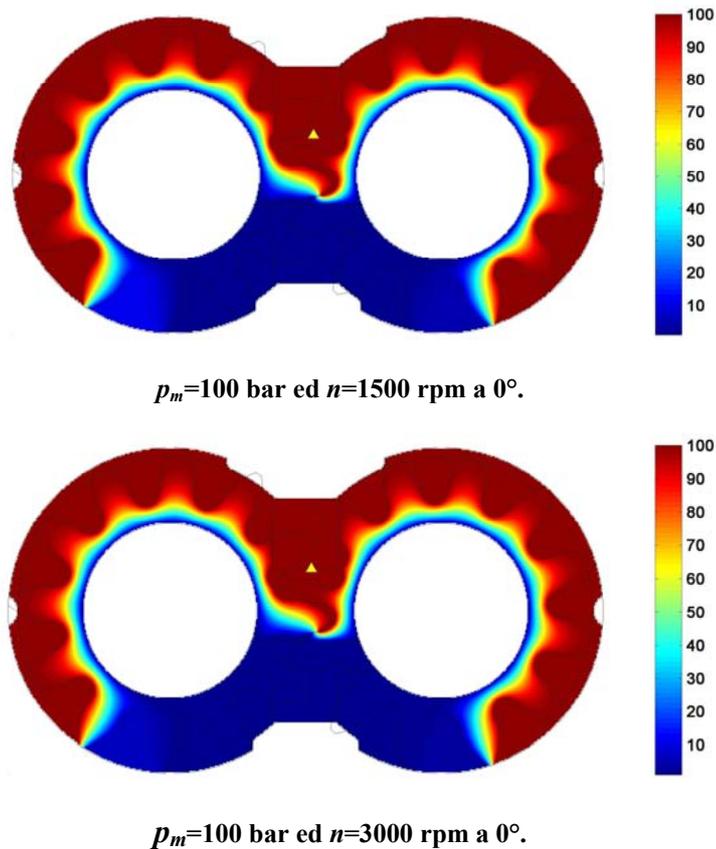


Figura 52: Distribuzione della pressione nel meato tra le ruote dentate ed i rasamenti.

L'andamento degli scostamenti medi delle posizioni dei punti di applicazione della forza che agisce sulla superficie interna al rasamento, riportati in Tabella 7, è conseguenza del fatto che le perdite per trafilamento del fluido aumentano maggiormente quando si decrementa il regime da 1500 rpm a 500 rpm, piuttosto che da 3000 rpm a 1500 rpm; questo risulta evidente anche osservando il campo di pressione nelle immagini di Figura 52.

$p_m = 100$ bar	Da 500 rpm a 1500 rpm	Da 1500 rpm a 3000 rpm
$\Delta X_{cs_{Adim}}/m_0$	4,0 %	1,8 %
$\Delta Y_{cs_{Adim}}/m_0$	8,7 %	3,2 %
$\Delta Fris_{Adim}/Fris_{Adim,media}$	-1,2 %	-0,4 %

Tabella 7: Spostamenti medi delle coordinate del centro di spinta e della forza al variare del regime di rotazione.

La pressurizzazione dei vani nella zona vicino alla porta di aspirazione, che si verifica a causa delle perdite ai bassi regimi di rotazione, determina, in ogni caso, un incremento della spinta complessiva equivalente molto limitato, come si può vedere in Figura 53.

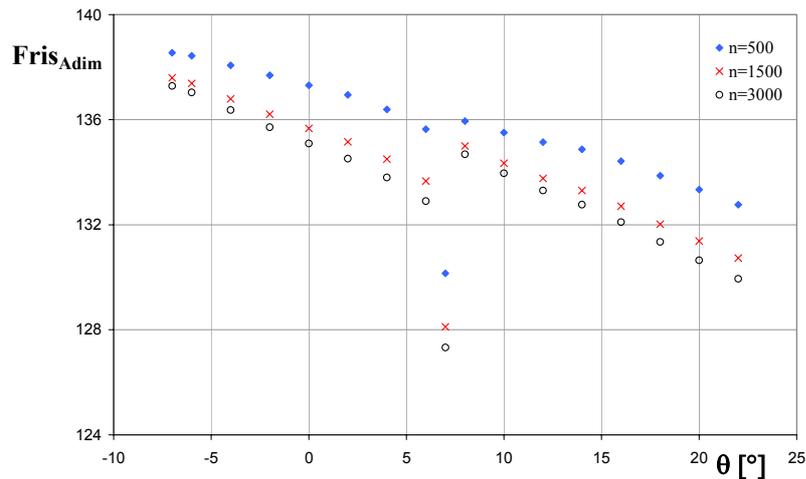


Figura 53: Andamenti di $Fris_{Adim}$ per $p_m=100$ bar e diverso numero di giri.

Il risultato complessivo del differente comportamento che la pompa assume, al variare del regime di rotazione, in termini di bilanciamento e posizionamento reciproco delle due forze agenti sulle superfici delle fiancata, è riportato in Tabella 8. Come si può osservare, l'errore ε_y cala all'aumentare del regime di rotazione, fino a cambiare segno per n uguale a 3000 rpm; questo significa semplicemente che il punto di applicazione della forza di bilanciamento, si trova al di sopra del valore medio dei centri di spinta della forza agenti sulla superficie interna della fiancata. Comportamento inverso, invece, si riscontra per quel che riguarda il sovrabilanciamento, che tende a diminuire ai regimi più bassi, poiché la spinta interna risulta maggiore per via delle portate di fuga. Questo è sicuramente positivo in termini di equilibrio della fiancata, se si assume che la condizione di funzionamento migliore sia quella in cui le fiancate sono parallele agli ingranaggi, ma non bisogna dimenticare il calo del rendimento volumetrico dovuto all'incremento della portata persa.

$p_m=100$	500 rpm	1500 rpm	3000 rpm
ε_y	0,7 %	0,5 %	-0,3 %
ε_F	5,3 %	6,5 %	7,0 %

Tabella 8: Valori di ε_y e ε_F al variare del regime di rotazione.

Anche le coppie, come ovvio, al variare del regime di rotazione della pompa sono influenzate dal comportamento dei centri di spinta e dalla forza agente sulla superficie della fiancata affacciata agli ingranaggi. Come si può osservare nella Figura 54, il momento applicato al rasamento rispetto all'asse x risulta sempre negativo nel caso di regime di rotazione di 500 rpm. Questo significa che la fiancata tende a disporsi riducendo l'altezza del meato tra i

fianchi degli ingranaggi e la superficie interna del rasamento, in corrispondenza della porta di mandata. Al contrario, per gli altri due valori di n il momento passa da positivo a negativo e quindi, teoricamente, la fiancata tende ad oscillare attorno all'asse delle ascisse.

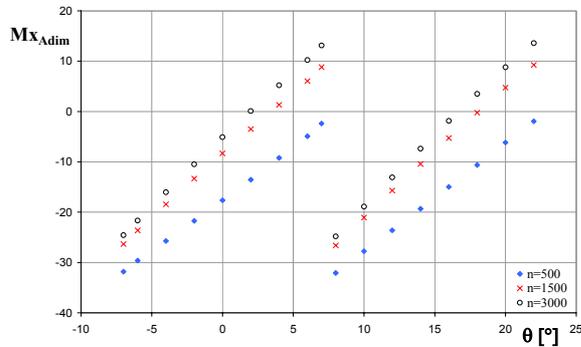


Figura 54: Andamenti del Mx_{Adim} al variare del regime di rotazione per $p_m=100$ bar.

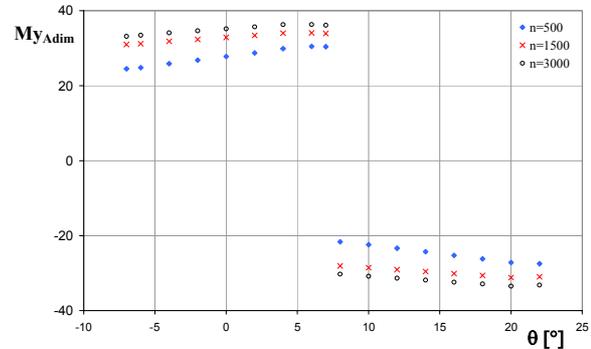


Figura 55: Andamenti del My_{Adim} al variare del regime di rotazione per $p_m=100$ bar.

Il momento My_{Adim} subisce degli incrementi più contenuti, che sfiorano il 20% nel passaggio da 500 rpm a 1500 rpm. Gli andamenti, invece, si mantengono al variare di n (Figura 55).

$p_m=100$	Da 500 rpm a 1500 rpm	Da 1500 rpm a 3000 rpm
$\Delta Mx_{Adim} / \Delta Mx_{Adim,medio}$	51,3 %	37,4 %
$\Delta My_{Adim} / \Delta My_{Adim,medio}$	19,2 %	7,2 %

Tabella 9: Variazioni dei momenti applicati al rasamento in funzione del regime di rotazione.

Passando a considerare i valori ottenuti per le simulazioni con pressione di mandata diversa da 100 bar, si ha che l'influenza del regime di rotazione sulla distribuzione di pressione sulla superficie interna del rasamento non cambia; i comportamenti corrispondono a quelli descritti per una pressione di mandata di 100 bar ed inoltre, le variazioni medie ricavate per 50 bar e 200 bar, al cambiare di n , sono quasi coincidenti con quelle riportate in Tabella 8 e Tabella 9. L'influenza del regime di rotazione sui parametri di scostamento ε_F ed ε_s , è più marcata di quanto non lo sia l'influenza della pressione di mandata (Tabella 10 e Tabella 11).

ε_F	50 bar	100 bar	200 bar
500 rpm	5,0 %	5,3 %	5,4 %
1500 rpm	6,2 %	6,5 %	6,7 %
3000 rpm	6,7 %	7,0 %	7,1 %

Tabella 10: Influenza delle condizioni di funzionamento sul grado di sovrabilanciamento.

ε_y	50 bar	100 bar	200 bar
500 rpm	-0,3 %	-0,3 %	-0,3 %
1500 rpm	-0,4 %	0,5 %	0,5 %
3000 rpm	-0,7 %	0,7 %	0,8 %

Tabella 11: Influenza delle condizioni di funzionamento sul parametro ε_y .

In questo caso si assiste ad un cambiamento di comportamento tra la velocità di rotazione minore e le due superiori; infatti, mentre nel primo caso, il rasamento tende a disporsi chiudendo il meato sempre verso la bocca di mandata, negli altri due, la fiancata oscilla riducendo l'altezza del meato tra rasamento e fianchi degli ingranaggi alternativamente verso l'aspirazione e la mandata.

FIANCATA LATO INGRANAGGIO B

Regime di rotazione pari a 1500 rpm, pressione in mandata pari a 100 bar, altezza del meato laterale pari a 10 μm .

Per valutare il comportamento delle spinte agenti sul rasamento in esame e l'andamento dei relativi punti di applicazione, si considera inizialmente una condizione di funzionamento di 100 bar ed un regime di rotazione di 1500 rpm.

Analizziamo per prime le posizioni dei centri di spinta della forza agente sulla superficie interna del rasamento. Come si vede in Figura 56, la distribuzione differisce nettamente dall'andamento a "farfalla" fino ad ora trovato, in particolare le posizioni comprese tra 22° e 27° si scostano dall'andamento lineare. Questo è dovuto alle portate di fuga che trafilano dal vano ad alta pressione a quello a bassa pressione attraverso il meato tra fiancata e rasamento.

A differenza di quanto accadeva per la fiancata unidirezionale precedentemente esaminata, in cui i vani tra i denti in prossimità dell'aspirazione non riuscivano a pressurizzarsi gradualmente ma passavano direttamente alla pressione di mandata a causa della presenza della fresatura periferica molto allungata, in questo caso la fresatura laterale ricavata sulla superficie del rasamento entra in comunicazione con i vani a bassa pressione 20° più tardi rispetto al caso precedente. Questo consente al fluido di avere maggior tempo per defluire verso la zona di aspirazione attraverso il meato laterale ed i vani si pressurizzano di conseguenza.

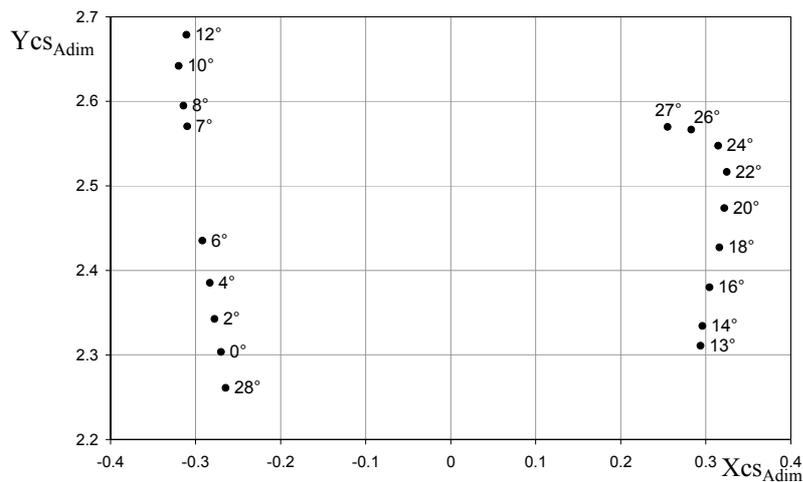


Figura 56: Andamento del centro di spinta della forza agente sulla superficie interna del rasamento al variare della posizione delle ruote dentate.

L'asimmetria del comportamento del centro di spinta è imputabile alla differente pressurizzazione che subiscono i vani tra i denti di ruota motrice e condotta, in prossimità dell'aspirazione, prima di entrare in comunicazione con la fresatura periferica. Nel caso della ruota condotta si nota una minore pressurizzazione del vano (Figura 57), rispetto al caso della ruota motrice (Figura 58). Tale comportamento può dipendere dall'azione della forza di ingranamento che, nel caso della ruota condotta, agisce spingendo la ruota stessa verso l'aspirazione, intensificando l'azione del carico dovuto alla pressione, e determinando un'altezza di meato tra la testa dei denti e il corpo interno della macchina minore in quella zona, con conseguenti minori portate di fuga attraverso il meato di testa; nel caso della ruota motrice, invece, la forza di ingranamento agisce con ugual direzione ma verso opposto, e ciò porta ad avere meati di testa nella zona di aspirazione più alti e portate di fuga maggiori.

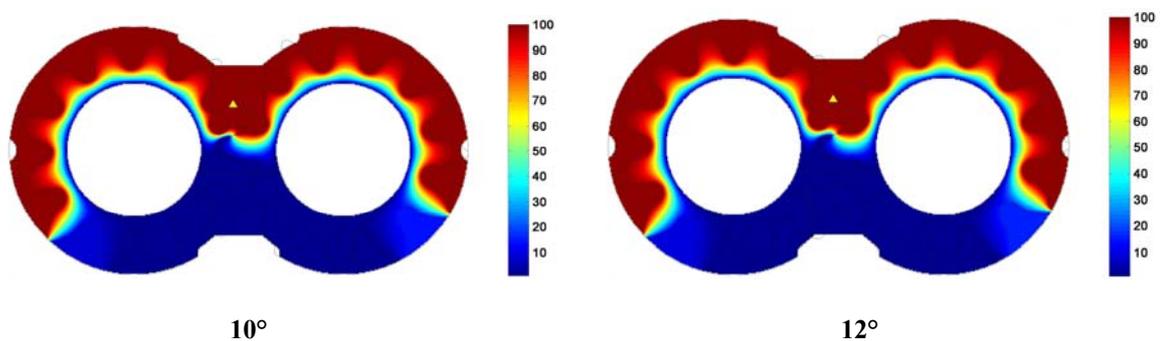


Figura 57: Distribuzione della pressione nel meato tra le ruote dentate ed i rasamenti; pressurizzazione del vano tra i denti della ruota condotta in prossimità dell'aspirazione.

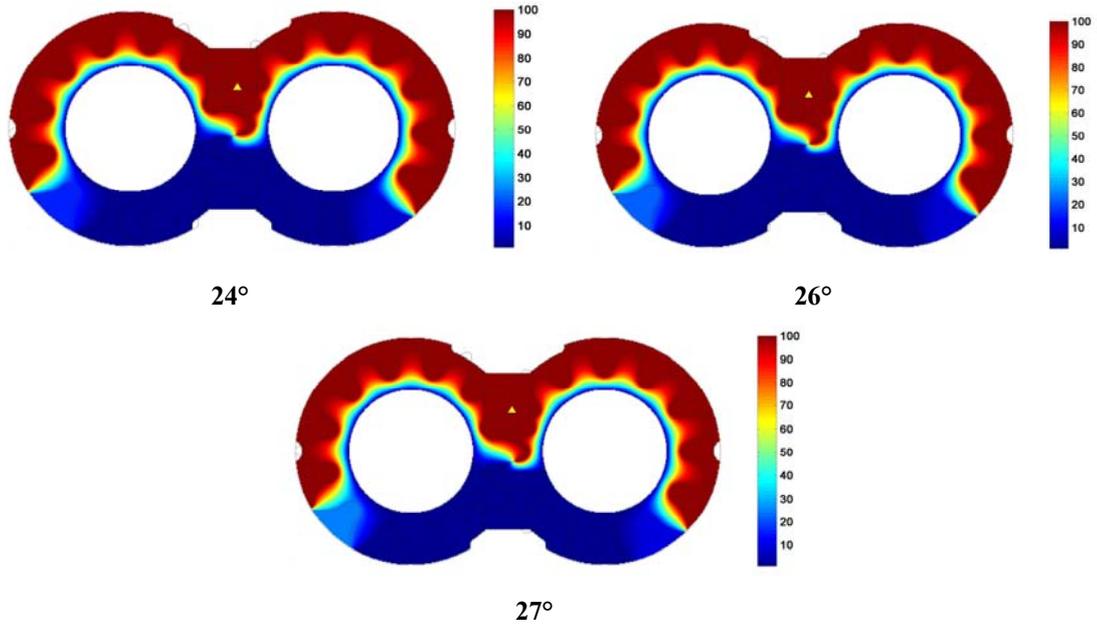


Figura 58: Distribuzione della pressione nel meato tra le ruote dentate ed i rasamenti; pressurizzazione del vano tra i denti della ruota motrice in prossimità dell'aspirazione.

Per quanto concerne il punto di applicazione della forza di bilanciamento, esso è collocato al di sotto della distribuzione dei centri di spinta della forza agente internamente (Figura 59). Ne consegue uno scostamento nel posizionamento tra le due forze applicate al rasamento mediamente pari al 5,5%.

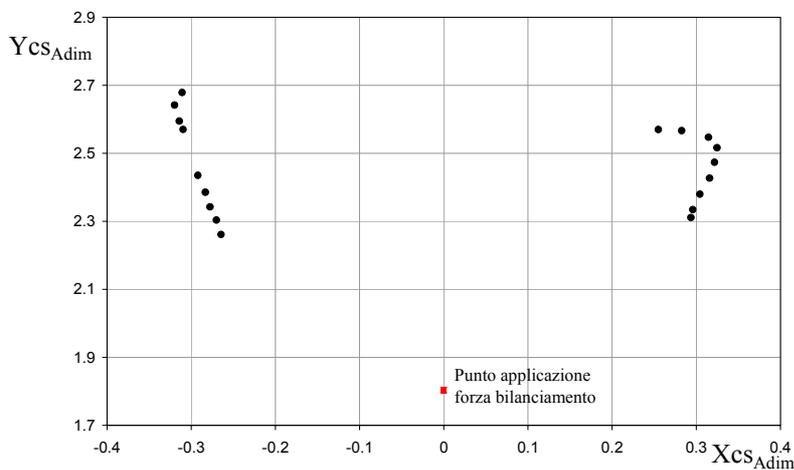


Figura 59: Posizione del punto di applicazione della forza di bilanciamento rispetto all'andamento del centro di spinta della forza agente sulla superficie interna del rasamento.

La spinta di bilanciamento, come accadeva nel caso precedente, è sempre superiore al valore della forza agente sulla superficie interna del rasamento (Figura 60). L'andamento di quest'ultima risente della pressurizzazione anticipata dei vani in aspirazione, infatti, la spinta si mantiene circa costante, per le posizioni 24°, 26° e 27°, invece di decrescere linearmente. In

questo caso il modulo della forza non presenta, a differenza del rasamento con la superficie interna di tipo A, un punto di minimo isolato, ma una serie di punti. Tale fenomeno è conseguenza dell'estensione angolare della fresatura periferica, minore in questo caso, che determina le posizioni angolari in cui i vani in aspirazione passano ad alta pressione. Le variazioni del modulo della forza restano comunque contenute all'interno dell'8% rispetto al valore medio.

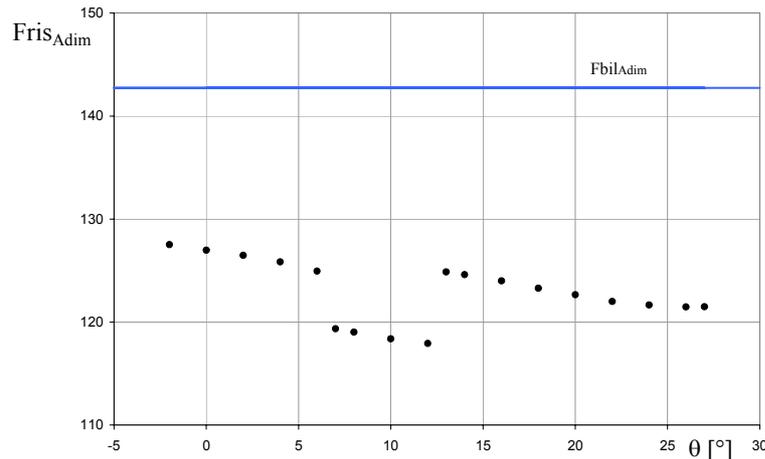


Figura 60: Modulo della forza di bilanciamento e di quella lato ingranaggio a confronto al variare della posizione delle ruote.

$n=1500$ rpm	$Fris_{Adim,media}$	$Ycs_{Adim,media}$	$Fbil_{Adim}$	$Ybil_{Adim}$
$p_m = 100$ bar	122,9	2,5	142,7	1,80

Tabella 12: Valori delle spinta a-dimensionali agenti sulle due superfici del rasamento.

Il grado di sovra-bilanciamento medio, calcolato per la particolare condizione di funzionamento considerata, risulta essere pari al 16,1%, valore molto superiore rispetto a quello trovato per il rasamento esaminato nel precedente paragrafo.

Il sistema di forze agente sul rasamento appena descritto, origina una coppia lungo l'asse x variabile durante la rotazione. In Figura 61 è riportato il valore della coppia adimensionale in funzione della posizione angolare delle ruote. Come si può osservare, Mx_{Adim} aumenta in modo lineare fino a quando la fresatura periferica sul rasamento impone l'alta pressione in un nuovo vano. Questo porta ad un incremento della spinta agente sulla superficie interna della fiancata ma l'effetto preponderante è lo spostamento del punto di applicazione della spinta stessa verso il centro geometrico del rasamento, con conseguente calo repentino della coppia. Quest'ultima risente, inoltre, dell'effetto della pressurizzazione dei vani della ruota motrice, tanto da discostarsi dall'andamento lineare in corrispondenza delle posizioni 26° e 27° .

Analogo effetto si ritrova anche sulla coppia agente rispetto all'asse y . Come si vede sempre in Figura 61, si verifica un calo della coppia per le posizioni prossime all'ingresso in comunicazione della fresatura periferica con un vano a bassa pressione. Questo comportamento è determinato dallo spostamento del centro di spinta.

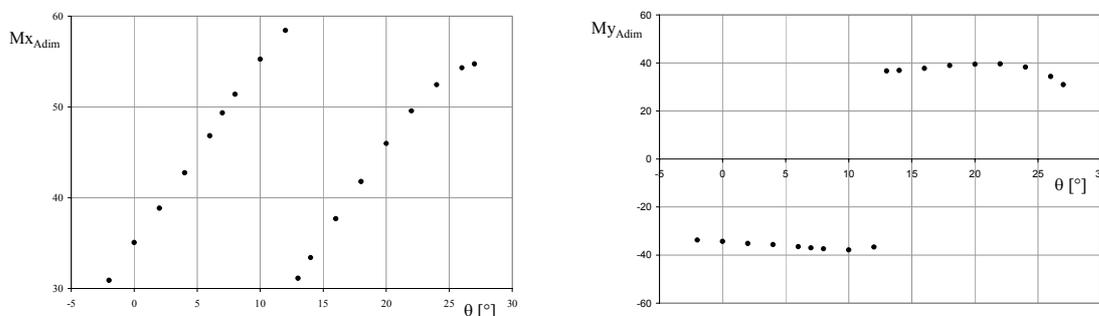


Figura 61: Andamento del momento rispetto all'asse x e rispetto all'asse y .

Sulla base dei grafici di Figura 61, la fiancata tende teoricamente a chiudere in aspirazione e ad oscillare attorno all'asse y .

Influenza della pressione di mandata

Passiamo ora a considerare l'influenza della pressione di mandata sugli andamenti delle grandezze esaminate nel precedente paragrafo, una volta fissata la velocità di rotazione della pompa a 1500 rpm.

Dato che la superficie di bilanciamento dei due rasamenti è identica, si ha che il comportamento della spinta e del relativo punto di applicazione in funzione della pressione di mandata coincide con quanto riportato nel paragrafo che tratta l'analisi del rasamento A. Al variare della pressione di mandata, il centro di spinta tende a spostarsi leggermente verso la bocca di mandata, mentre la forza aumenta proporzionalmente. Il valore adimensionale della spinta diminuisce, seppur in maniera molto contenuta, all'aumentare della pressione di mandata.

Si analizza in dettaglio, invece, l'influenza del valore della pressione di mandata sul punto di applicazione della forza equivalente al sistema di pressioni agente sulla superficie interna del rasamento. In Figura 62 sono riportate le posizioni dei punti di applicazione della forza interna in funzione del valore della variabile p_m . Come si può osservare, all'aumentare della pressione, i centri di spinta tendono ad avvicinarsi all'asse delle ordinate e a traslare verso l'alto. Questo comportamento non si verifica per le posizioni corrispondenti a posizioni delle ruote dentate pari a 24° , 26° e 27° . La spiegazione a questo fenomeno è da ricondurre alle

portate di fuga che, a causa delle alte differenze tra la pressione di mandata e quella di aspirazione, aumentano in modo considerevole. A conferma di quanto detto basta osservare le immagini in Figura 63, nelle quali è evidente come, al crescere della pressione di mandata, la pressurizzazione nell'ultimo vano della ruota motrice a bassa pressione sia più intensa e quindi le portate di fuga attraverso il meato laterale ed il meato di testa dei denti diventino sempre più consistenti.

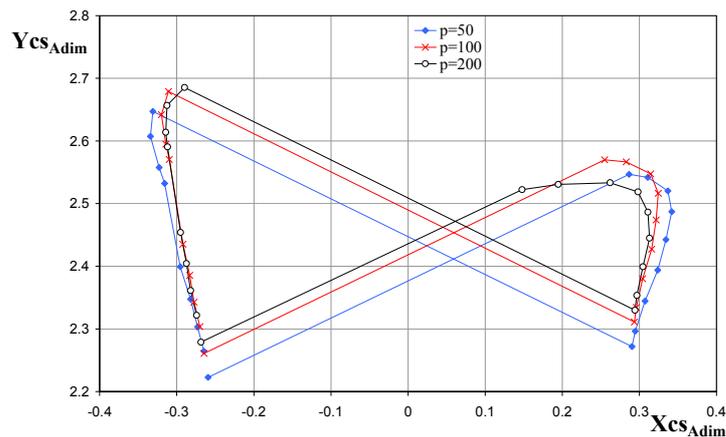


Figura 62: Andamento del centro di spinta per $n=1500$ rpm e diversa pressione di mandata.

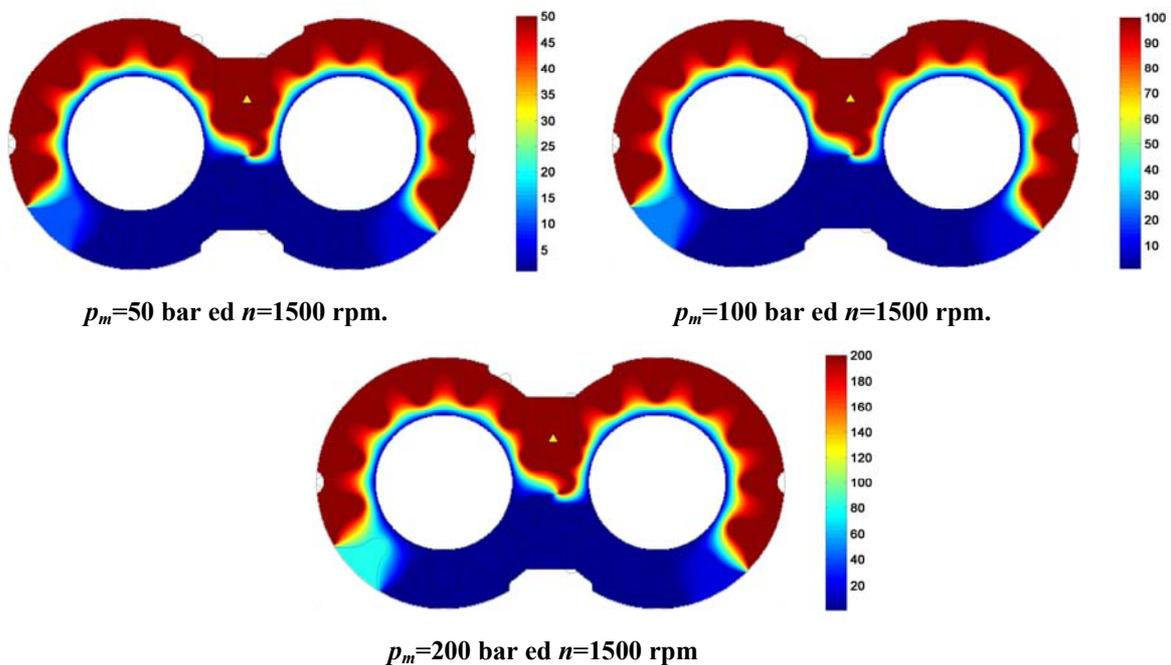


Figura 63: Distribuzione di pressione riferita ad una posizione angolare delle ruote dentate pari a 27° .

Un analogo comportamento si osserva anche nelle posizioni prossime ai 12° . In questo caso, però, gli spostamenti del punto di applicazione della forza al variare della pressione di

mandata sono meno evidenti perché la ruota condotta esercita una tenuta maggiore nella zona di aspirazione, limitando le portate perse.

Gli andamenti, inoltre, presentano una leggera traslazione verso la bocca di mandata; questo è dovuto al fatto che, mentre la pressione di mandata cresce, la pressione di aspirazione è supposta costante.

$n=1500$	Da 50 bar a 100 bar	Da 100 bar a 200 bar
$\Delta X_{cs_{Adim}/m}$	1,1 %	1,9 %
$\Delta Y_{cs_{Adim}/m}$	3,4 %	1,9 %
$\Delta Fris_{Adim}/Fris_{Adim,media}$	-1,7 %	-0,7 %

Tabella 13: Spostamenti medi delle coordinate del centro di spinta e della forza al variare della pressione.

L'effetto del comportamento dei punti di applicazione delle due forze agenti sul rasamento implica uno scostamento ε_y praticamente costante al variare della pressione (Tabella 14).

$n=1500$	50 bar	100 bar	200 bar
ε_y	5,5 %	5,5 %	5,5 %
ε_F	15,8 %	16,1 %	16,1 %

Tabella 14: Valori di ε_y e ε_F al variare della pressione di mandata.

L'incremento delle portate perse lungo l'arco di tenuta della ruota motrice all'aumentare della pressione di mandata, influenza naturalmente l'andamento della spinta adimensionale agente sulla superficie interna del rasamento. Come si vede in Figura 64, i punti corrispondenti alla $Fris_{Adim}$ tendono a traslare verso il basso all'aumentare di p_m , ad eccezione delle solite posizioni 24° , 26° e 27° , dove l'incremento della pressione nei vani in aspirazione porta la spinta ad aumentare. Le variazioni della forza adimensionale, al cambiare del valore imposto alla pressione di mandata, sono molto contenute (Tabella 13) mentre la forza realmente agente sul rasamento, aumenta in modo quasi proporzionale all'incremento di pressione. Il risultato globale in termini di sovra-bilanciamento non cambia in modo significativo al variare di p_m , rimanendo approssimativamente intorno al 16% (Tabella 14).

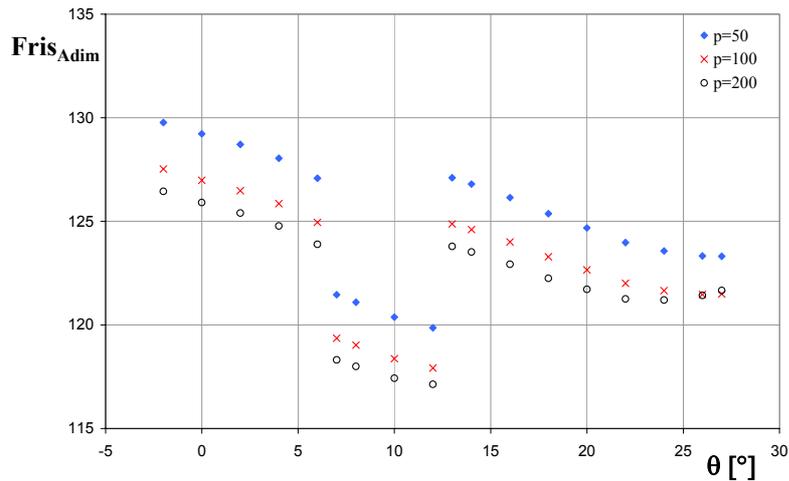


Figura 64: Andamenti di $Fris_{Adim}$ per $n=1500$ rpm in funzione della posizione delle ruote ed al variare della pressione di mandata.

Le coppie Mx_{Adim} e My_{Adim} , come si può notare in Figura 65 e in Figura 66, cambiano andamento al variare della pressione di mandata solo in corrispondenza delle posizioni angolari delle ruote dentate in corrispondenza delle quali un nuovo vano tra i denti sta per entrare in comunicazione con l'ambiente di alta pressione attraverso la fresatura periferica ricavata sul rasamento. Questo è conseguenza delle portate di fuga che portano i centri di spinta ed i moduli delle relative forze agenti sulla superficie interna del rasamento a scostarsi dall'andamento lineare caratteristico che si osservava nel caso del rasamento A.

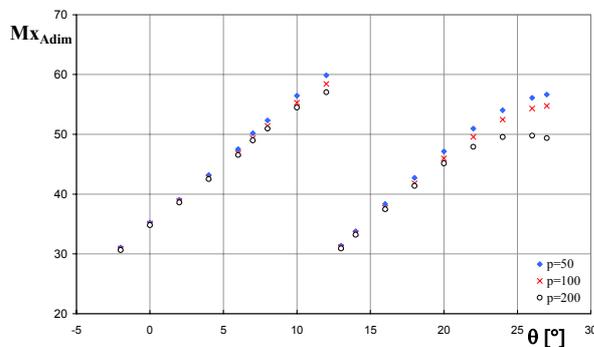


Figura 65: Andamenti del Mx_{Adim} al variare della pressione di mandata per $n=1500$ rpm.

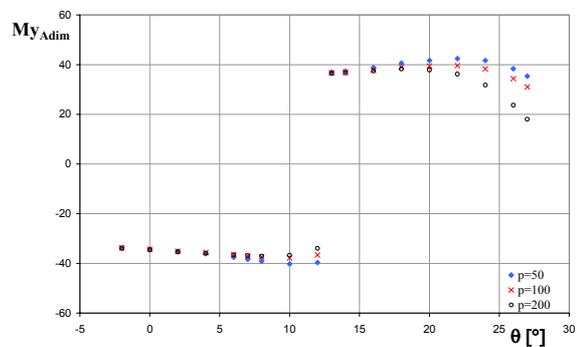


Figura 66: Andamenti del My_{Adim} al variare della pressione di mandata per $n=1500$ rpm.

Passando a considerare i regimi di rotazione inferiori, si assiste ad un cambiamento radicale sia nell'andamento del centro di spinta che nell'andamento del modulo della forza stessa, rispetto a quanto visto per n uguale a 1500 rpm. Come si può vedere in Figura 67 e in Figura 69, mentre l'andamento è approssimativamente uguale per le alte pressioni, il comportamento cambia radicalmente nel caso di pressione di mandata pari a 50 bar.

Se si fissa, invece, un regime di rotazione di 3000 rpm si osserva che sia la distribuzione dei punti di applicazione che quella della spinta agente sulla superficie del rasamento affacciata agli ingranaggi hanno andamenti più lineari rispetto a quelli esaminati per regimi più bassi (Figura 68 e Figura 70).

Questi risultati portano a concludere che alti valori della pressione di mandata favoriscono certamente l'incremento delle portate di fuga verso le zone di aspirazione, ma l'effettiva entità di queste portate dipende fortemente anche dal regime di rotazione.

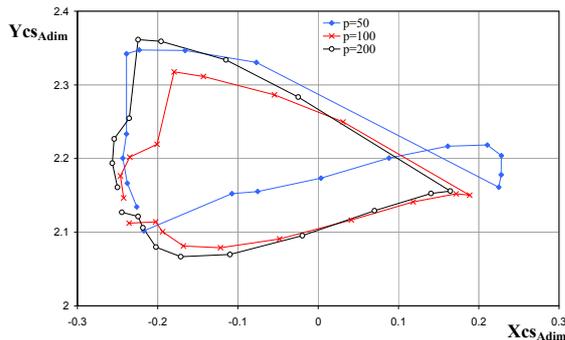


Figura 67: Andamento del centro di spinta per $n=500$ rpm e diversa p_m .

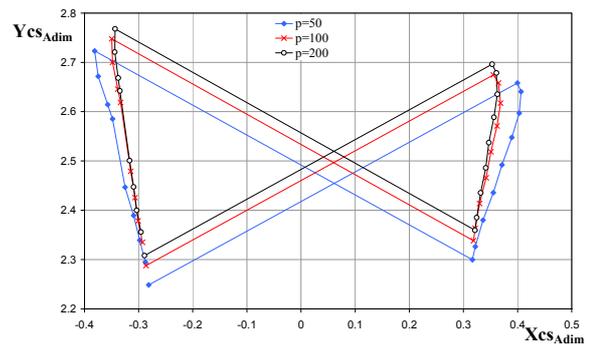


Figura 68: Andamento del centro di spinta per $n=3000$ rpm e diversa p_m .

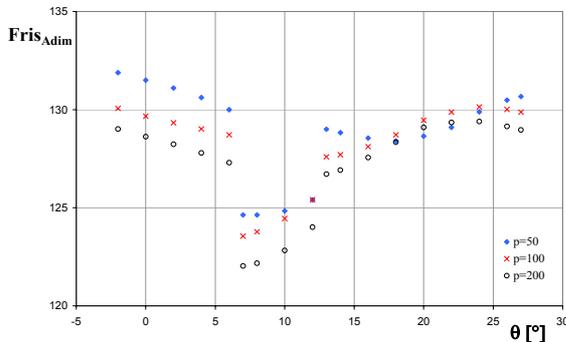


Figura 69: Andamenti di $Fris_{Adim}$ al variare della pressione di mandata per $n=500$ rpm.

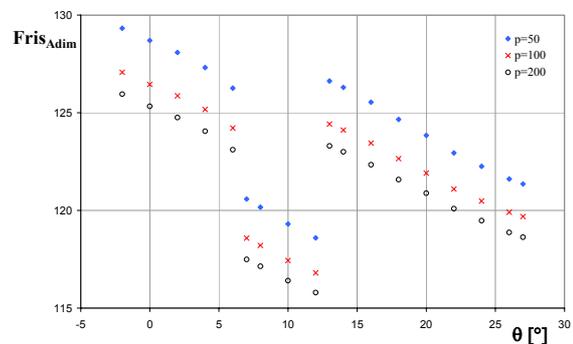


Figura 70: Andamenti di $Fris_{Adim}$ al variare della pressione di mandata per $n=3000$ rpm.

Influenza del regime di rotazione

Per comprendere come cambia il comportamento del rasamento al variare del regime di rotazione, considereremo inizialmente un valore di pressione di mandata pari a 100 bar.

Come si può notare in Figura 71, gli andamenti dei centri di spinta della forza agente sul lato interno della fiancata sono molto differenti nei tre casi considerati. Mentre per alti regimi di rotazione si ottiene il classico andamento a “farfalla” e la pressurizzazione del vano della ruota condotta posizionato in prossimità dell’aspirazione è poco marcata, per regimi intermedi

si assiste ad un aumento delle portate trafilate. Ciò determina un incremento della pressione nei vani prossimi alla bocca di aspirazione e quindi, uno spostamento del centro di spinta verso l'origine del sistema di riferimento adottato. Per un regime di rotazione di 500 rpm l'andamento del punto di applicazione al variare della posizione delle ruote dentate "collassa" raccogliendosi attorno all'asse y .

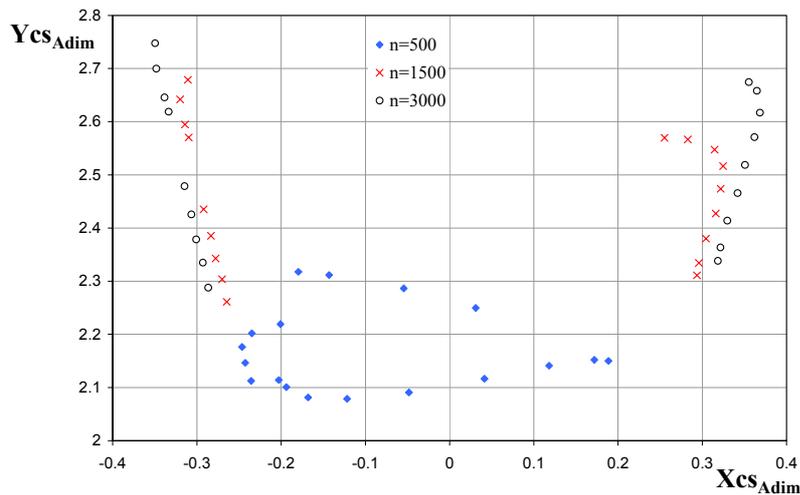


Figura 71: Andamento del centro di spinta per $p_m=100$ rpm e diverso regime di rotazione.

Tutto ciò è imputabile al maggior tempo necessario alle ruote per compiere una rotazione completa nel caso di bassi regimi di rotazione; il fluido ha più tempo per fluire verso le zone a bassa pressione, rendendo i fenomeni di pressurizzazione dei vani in aspirazione molto più intensi. Tale situazione risulta evidente se si osservano le immagini di Figura 72, corrispondenti alle distribuzioni di pressione nel meato laterale per un regime di rotazione di 500 rpm. Come si può vedere, la pressione nei vani prossimi ad entrare in comunicazione con l'ambiente di mandata attraverso la fresatura periferica ricavata sui rasamenti nelle configurazioni corrispondenti alle posizioni angolari delle ruote pari a 10° e 20° , è decisamente vicina al valore di mandata ed quindi indice di presenza di forti portate di trafilamento. Per la medesima configurazione delle ruote ad un regime di rotazione di 1500 rpm la distribuzione di pressione è molto differente. Come si vede in Figura 73, la pressurizzazione dei vani a bassa pressione vicini alla bocca di aspirazione è ancora presente, ma molto meno intensa rispetto al caso di n pari a 500 rpm. Al contrario, le portate trafilate risultano molto limitate nel caso di regime di rotazione pari a 3000 rpm. Si deduce, dalle immagini in Figura 74, che l'incremento della pressione nei vani vicini alla porta di bassa pressione e già isolati nell'arco di tenuta della macchina, è decisamente limitato.

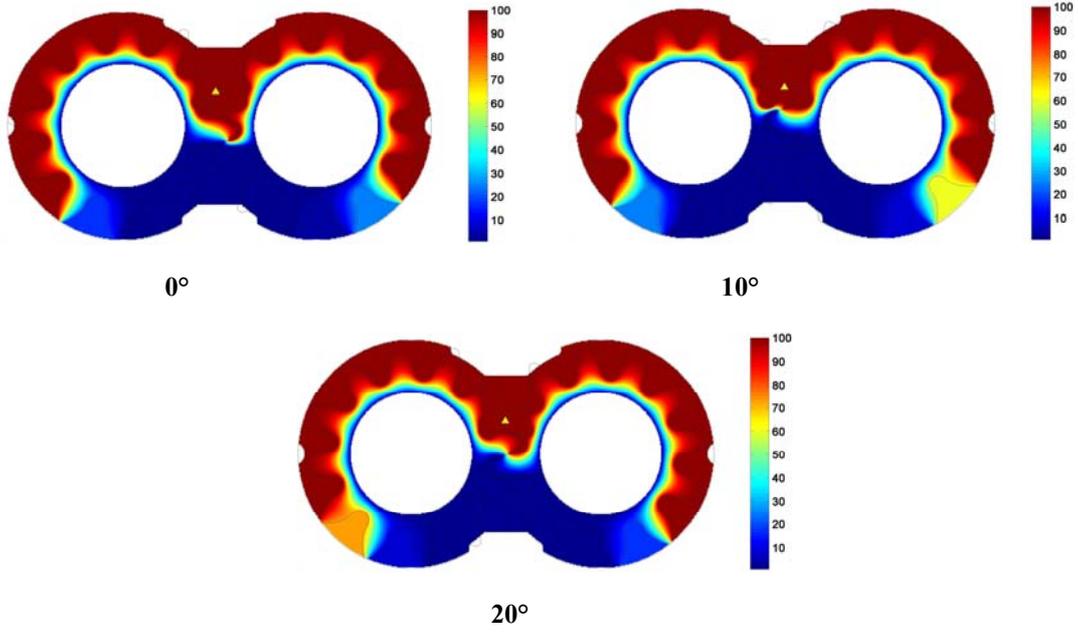


Figura 72: Distribuzione della pressione nel meato laterale per $p_m=100$ bar ed $n=500$ rpm

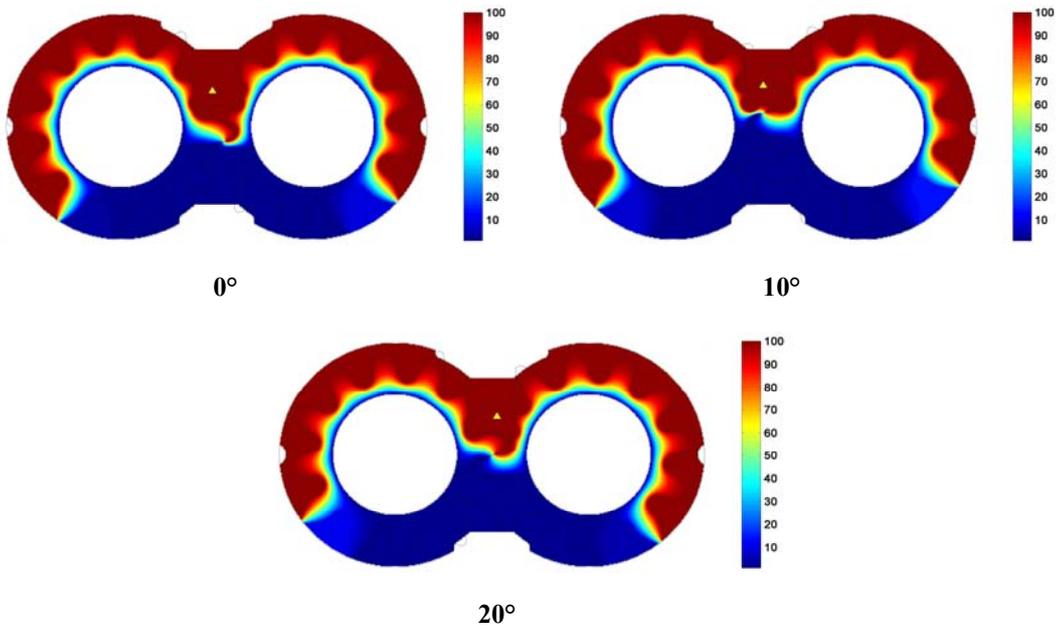
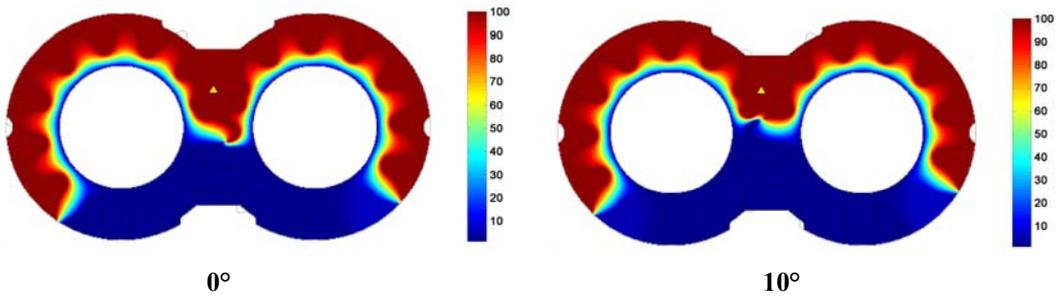


Figura 73: Distribuzione della pressione nel meato laterale per $p_m=100$ bar ed $n=1500$ rpm



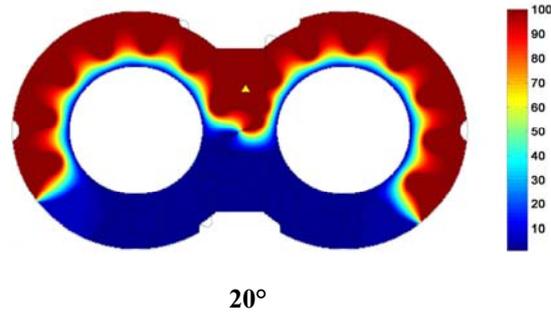


Figura 74: Distribuzione della pressione nel meato laterale per $p_m=100$ bar ed $n=3000$ rpm

Lo spostamento verso la bocca di aspirazione dei punti di applicazione della forza dovuta alla distribuzione di pressione, nel caso di regime di rotazione di 500 rpm, porta lo scostamento ε_y a calare significativamente rispetto ai valori calcolati in corrispondenza delle altre velocità di rotazione (Tabella 16).

L'incremento della pressione nei vani in prossimità dell'aspirazione che si verifica alle basse velocità di rotazione, porta la forza dovuta alla distribuzione di pressione a variare in modo non trascurabile. Come si osserva in Figura 75, per n uguale a 500 rpm l'andamento della forza risulta nettamente diverso da quello ricavato per le altre velocità considerate. L'incremento della pressione nei vani in aspirazione porta il sovrabilanciamento a calare sensibilmente alle basse velocità (Tabella 16). Analogamente a quanto accadeva per il centro di spinta, anche la forza applicata al rasamento cambia poco passando da 1500 rpm a 3000 rpm e quindi, anche lo scostamento ε_F in questo caso rimane praticamente costante.

$p_m=100$	Da 500 rpm a 1500 rpm	Da 1500 rpm a 3000 rpm
$\Delta X_{cs_{Adim}}/m_0$	23,7 %	3,6 %
$\Delta Y_{cs_{Adim}}/m_0$	30,3 %	5,1 %
$\Delta Fris_{Adim}/Fris_{Adim,media}$	-4,2 %	-0,7 %

Tabella 15: Spostamenti medi delle coordinate del centro di spinta e della forza al variare del regime di rotazione.

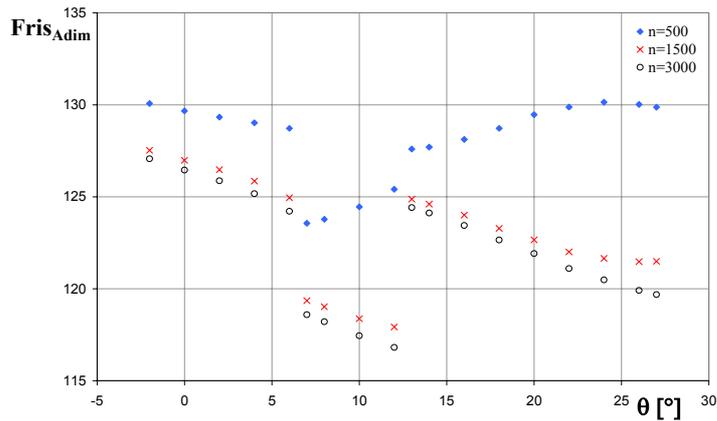


Figura 75: Andamenti di $Fris_{Adim}$ per $p_m=100$ rpm e diverso numero di giri.

$p_m = 100$	500 rpm	1500 rpm	3000 rpm
ε_y	3,0 %	5,5 %	5,9 %
ε_F	11,4 %	16,1 %	16,9 %

Tabella 16: Valori di ε_y e ε_F al variare del regime di rotazione.

Anche i momenti applicati al rasamento cambiano comportamento nel caso di basse velocità rispetto a quanto ottenuto per medi e alti regimi di rotazione.

Come si può notare in Figura 76, la coppia diretta lungo l'asse x , nel caso di n uguale a 500 rpm, assume un andamento quasi sinusoidale, mantenendosi comunque sempre positiva. Questo significa che, indipendentemente dalla velocità di rotazione, il rasamento tende a disporsi rispetto alle ruote in modo tale da ridurre il meato nella zona di aspirazione.

Anche la coppia agente rispetto l'asse y , come si osserva Figura 77, cambia radicalmente comportamento alle basse velocità, tanto da cambiare addirittura segno rispetto ai valori ottenuti per le medesime posizioni ai regimi di rotazione maggiori.

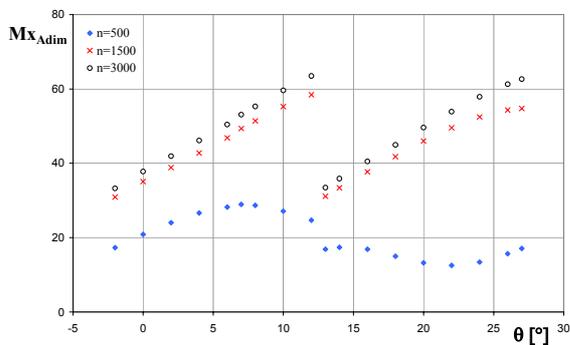


Figura 76: Andamenti del Mx_{Adim} al variare del regime di rotazione per $p_m=100$ bar.

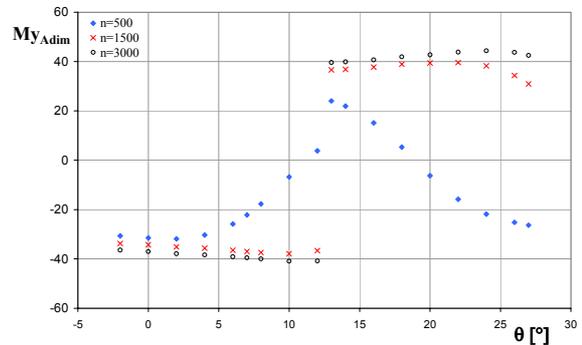


Figura 77: Andamenti del My_{Adim} al variare del regime di rotazione per $p_m=100$ bar.

Passando a considerare valori della pressione di mandata differenti da 100 bar, si ritrova un comportamento del tutto analogo a quello appena descritto, come è visibile dalla Figura 78 alla Figura 81.

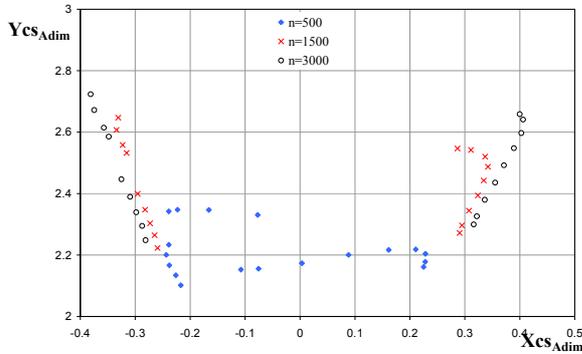


Figura 78: Andamento del centro di spinta per $p_m=50$ bar e diverso numero di giri.

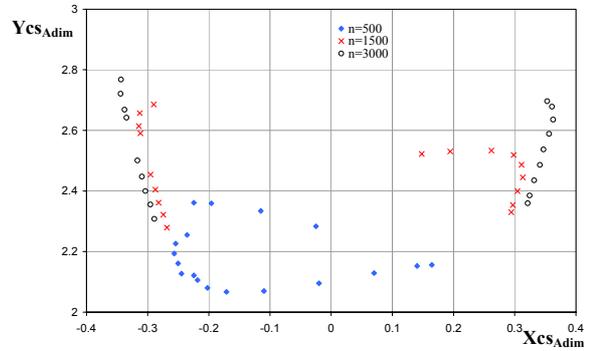


Figura 79: Andamento del centro di spinta per $p_m=200$ bar e diverso numero di giri.

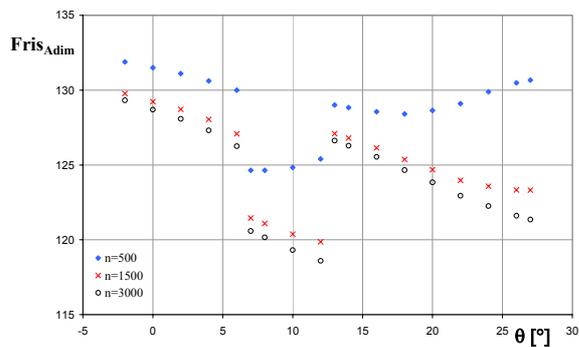


Figura 80: Andamenti di $Fris_{Adim}$ al variare del numero di giri per $p_m=50$ bar.

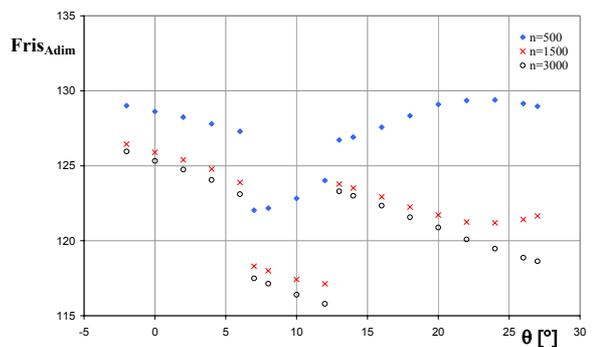


Figura 81: Andamenti di $Fris_{Adim}$ al variare del numero di giri per $p_m=200$ bar.

Dai risultati ottenuti, si può osservare che, per bassi regimi di rotazione e alti valori della pressione di mandata, si ottiene il minore sovra-bilanciamento dei rasamenti. Per tale condizione di funzionamento, si potrebbe determinare il minimo valore di efficienza volumetrica.

ϵ_F	50 bar	100 bar	200 bar
500 rpm	12,4 %	11,4 %	11,5 %
1500 rpm	15,8 %	16,1 %	16,1 %
3000 rpm	16,7 %	16,9 %	17,1 %

Tabella 17: Influenza delle condizioni di funzionamento sul grado di sovra-bilanciamento.

ε_y	50 bar	100 bar	200 bar
500 rpm	3,6 %	3,0 %	3,0 %
1500 rpm	5,4 %	5,5 %	5,5 %
3000 rpm	5,9 %	5,9 %	6,0 %

Tabella 18: Influenza delle condizioni di funzionamento sul parametro ε_y .

FIANCATA LATO INGRANAGGIO C

In questa sezione si presentano in risultati ottenuti ed i confronti con i precedenti per quel che riguarda una fiancata dotata di superficie interna che differisce dalle precedenti solo per l'assenza della fresatura periferica ed è riportata in Figura 82.

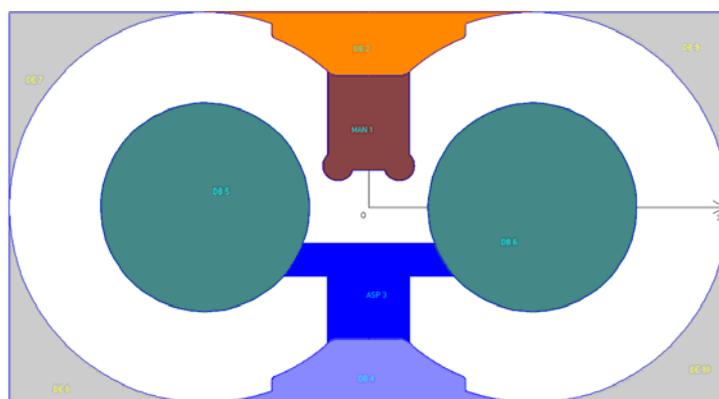


Figura 82: Superficie del rasamento che si affaccia all'ingranaggio senza fresatura periferica (C).

I risultati si riferiscono ad una condizione di funzionamento della macchina caratterizzata da un regime di rotazione pari a 1500 rpm ed una pressione di mandata di 180 bar.

Analizziamo, innanzitutto, qual è l'andamento seguito dal centro di spinta della forza agente sulla superficie interna al variare della posizione delle ruote dentate. Come si può osservare in Figura 83, le posizioni assunte dal punto di applicazione della forza seguono un andamento più "disordinato", meno prevedibile, nel caso del rasamento C, mentre per il rasamento A si ottiene il classico andamento a "farfalla", già ricavato in precedenza. Tale discrepanza deriva dalla differente pressurizzazione dei vani lungo l'arco di tenuta e di conseguenza, anche nel meato tra ruote e rasamento. Le immagini riportate in Figura 84 e Figura 85, raffiguranti la distribuzione di pressione agente sulle superfici interne delle due fiancate per tre differenti posizioni delle ruote dentate (0° , 10° e 20°), mostrano che nel caso del rasamento A, il valore della pressione su molti vani nell'arco di tenuta è imposto dalla fresatura periferica mentre, per la fiancata C, la pressione all'interno dei vani passa gradualmente dal valore di aspirazione a quello di mandata durante la rotazione.

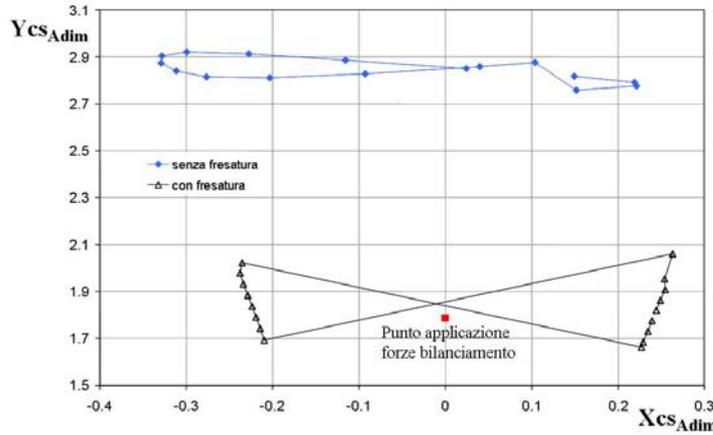


Figura 83: Confronto sulle distribuzioni dei punti di applicazione delle spinte agenti sulle superfici interne dei rasamenti A (in nero) e C (in blu).

La fresatura periferica, quindi, permette di pressurizzare anzitempo i vani lungo l'arco di tenuta delle due ruote e così facendo, sposta il centro di spinta verso valori ad ordinata minore rispetto al caso in cui la fresatura non sia presente.

In Figura 83 è riportata anche la posizione del punto di applicazione della forza di bilanciamento. Risulta evidente come le due spinte che sollecitano assialmente il rasamento siano mediamente più vicine nel caso di fiancata di tipo A, dotata di fresatura periferica. Per questo, il valore dello scostamento ε_y risulta notevolmente minore nel caso di rasamento A rispetto a quello di rasamento di tipo C (Tabella 19).

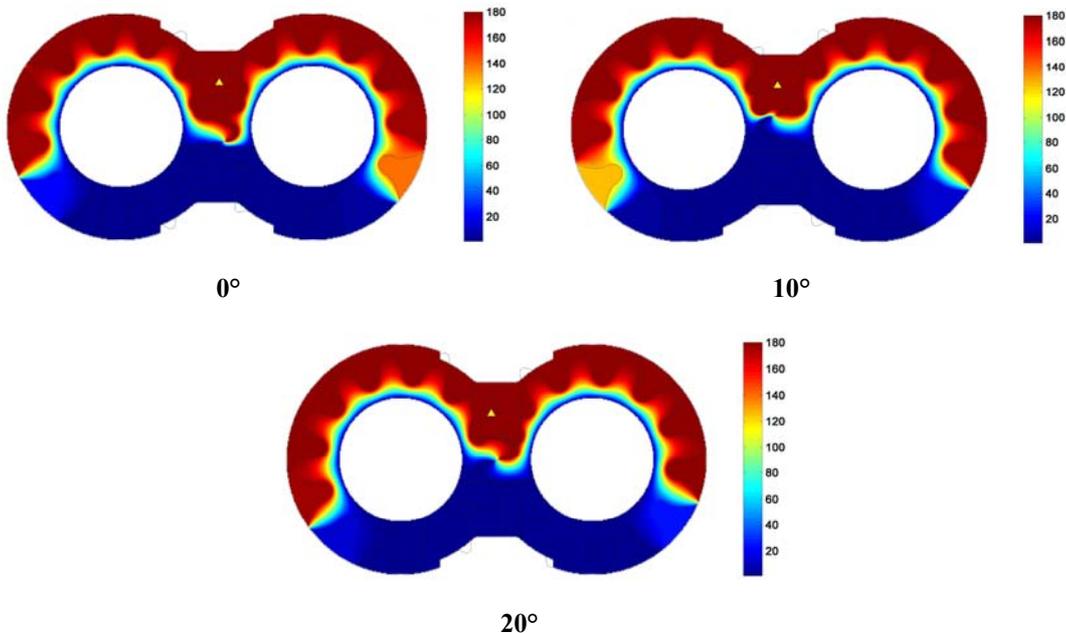


Figura 84: Distribuzione della pressione nel meato laterale per il rasamento C

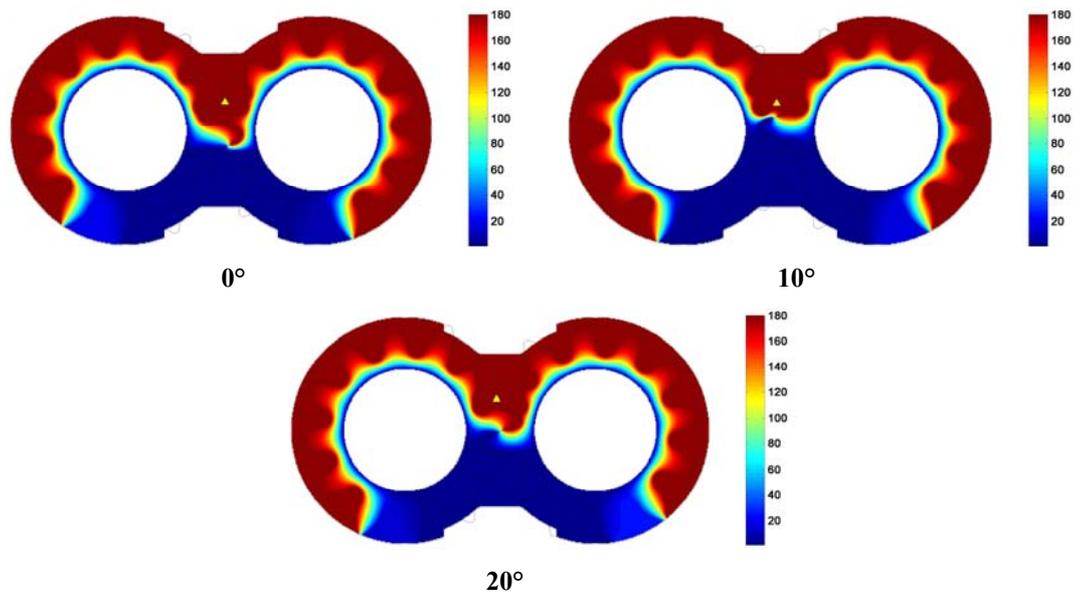


Figura 85: Distribuzione della pressione nel meato laterale per il rasamento A

<i>Scostamento medio %</i>	<i>Rasamento A</i>	<i>Rasamento C</i>
ε_y	0,5 %	8,8 %
ε_F	6,8 %	24,4 %

Tabella 19: Valori degli scostamenti ε_y ed ε_F .

Il maggior numero di vani ad alta pressione che si ha nel caso di fiancata di tipo A, rispetto al caso in cui la fresatura periferica non sia presente, determina un incremento medio della spinta pari al 16,5%. Osservando il grafico di Figura 86 si ricava, inoltre, che il modulo della forza interna applicata al rasamento C, così come accadeva per la coordinata y del relativo punto di applicazione, assume un andamento che si discosta molto da quello osservato per il rasamento A.

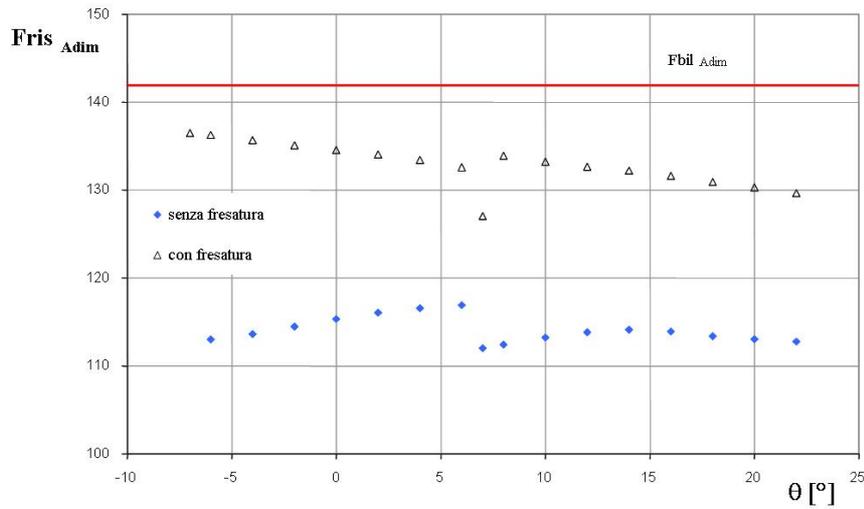


Figura 86: Confronto delle forze applicate ai rasamenti A e C.

<i>Fiancata</i>	<i>Fris_{Adim,media}</i>	<i>Ycs_{Adim,media}</i>	<i>Fbil_{Adim}</i>	<i>Ybil_{Adim}</i>
<i>A</i>	132,9	1,84	141,9	1,79
<i>C</i>	114,1	2,84	141,9	1,79

Tabella 20: Valori delle spinte e dei punti di applicazione delle forze assiali.

I dati ottenuti per i centri di spinta e le forze applicate alle fiancate considerate conducono a valori delle coppie rispetto agli assi x ed y completamente differenti nei due casi.

Come si può notare in Figura 87, mentre la componente del momento diretta lungo l'asse x si mantiene approssimativamente costante e positiva nel caso di fiancata C, per il rasamento A, la coppia presenta il classico andamento a “dente di sega” ed assume sia valori positivi che negativi. Di conseguenza, nel primo caso, la fiancata tende a chiudere sempre in aspirazione e nel secondo, teoricamente, il rasamento tende ad oscillare rispetto all'asse x .

Nelle condizioni considerate, anche il momento diretto lungo l'asse delle ordinate assume andamenti completamente differenti per le due fiancate esaminate. Il rasamento C è sollecitato da una coppia agente lungo l'asse y con andamento sinusoidale centrato, approssimativamente, nell'origine. Nel caso di fiancata di tipo A, invece, la coppia si mantiene circa costante per metà periodo per poi cambiare verso per il restante intervallo.

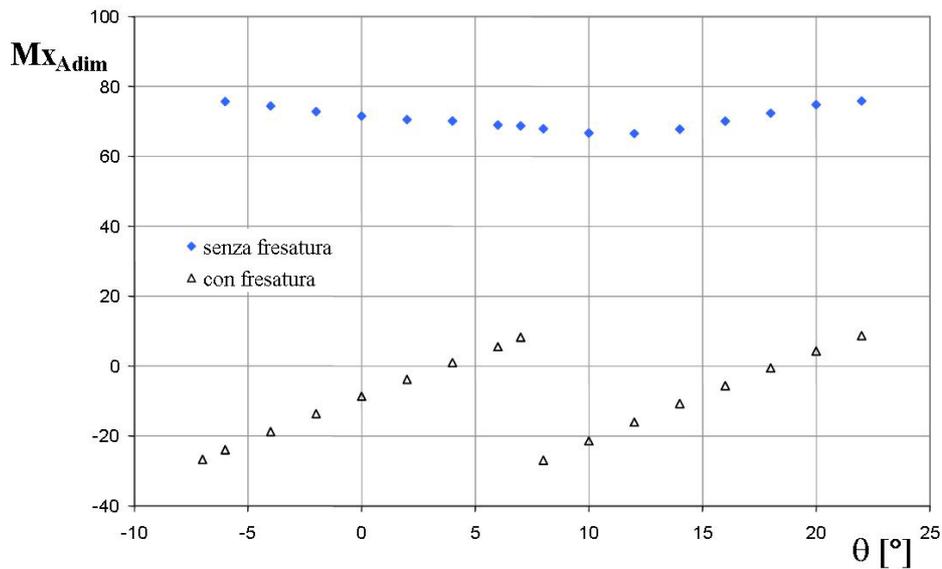


Figura 87: Andamenti dei momenti applicati lungo l'asse x sui rasamenti A e C.

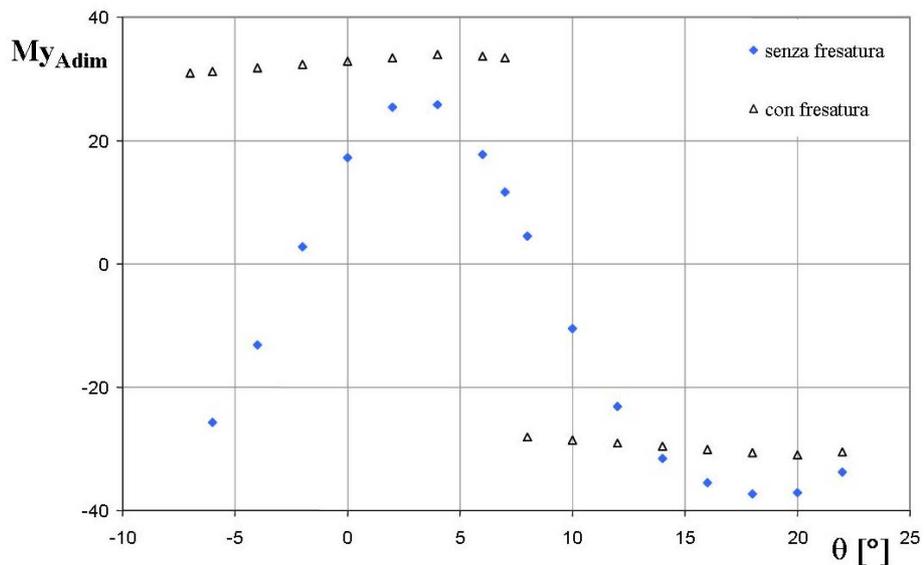


Figura 88: Andamenti dei momenti applicati lungo l'asse y sui rasamenti A e C.

Al variare delle condizioni di funzionamento gli andamenti presentati mantengono un'influenza analoga a quella già presentata nei precedenti paragrafi; anche per il rasamento C quindi la “nuvola” di punti che identifica la posizione della forza lato ingranaggio trasla verso l'alto con alte pressioni di mandata e alti regimi di rotazione.

Concludendo, si può affermare che la presenza della fresatura periferica modifica in modo radicale il valore della spinta agente sulla superficie interna, il relativo punto di applicazione e di conseguenza, anche i valori delle coppie generate. Appare chiaro che adottare la medesima superficie di bilanciamento sia per fiancate aventi la fresatura periferica che non, risulti poco

coerente. Infatti, i valori del sovra-bilanciamento calcolati, seppur indicativi, mostrano una spinta esterna congruente con il valore della forza interna solo nel caso di fiancata dotata di fresatura, in particolare più la fresatura è estesa verso l'aspirazione più il rasamento risulta equilibrato, mentre, nel caso di rasamento senza fresatura, la forza di bilanciamento può risultare eccessiva.

2.4.2 Meato laterale ad altezza variabile

In questa sezione verrà innanzitutto proposta una selezione di risultati ottenuti considerando una pompa ad ingranaggi esterni avente fiancate dotate delle superfici esposte in Figura 89 e in Figura 90 e imponendo un'altezza del meato laterale costante ma variabile in un range compreso tra 2 e 50 μm . In Tabella 21 sono riportati i parametri caratteristici della dentatura adimensionalizzati rispetto al modulo. Successivamente l'altezza del meato è stata supposta variabile, cioè è stata imposta una certa inclinazione nel posizionamento dei rasamenti all'interno del corpo della macchina e si è studiato il bilanciamento assiale in tali condizioni.

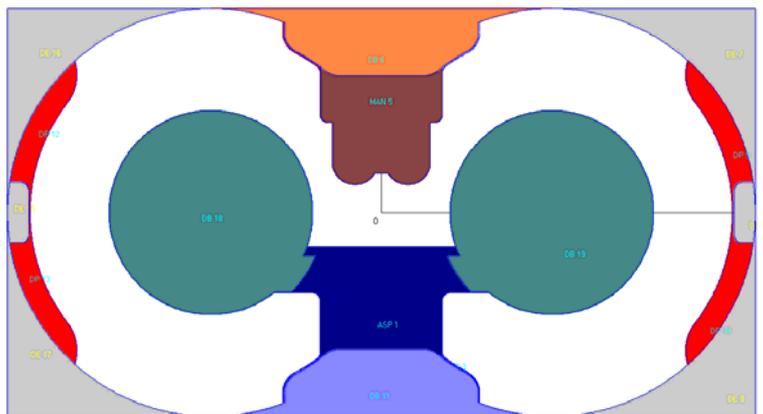


Figura 89: Superficie lato ingranaggio del rasamento

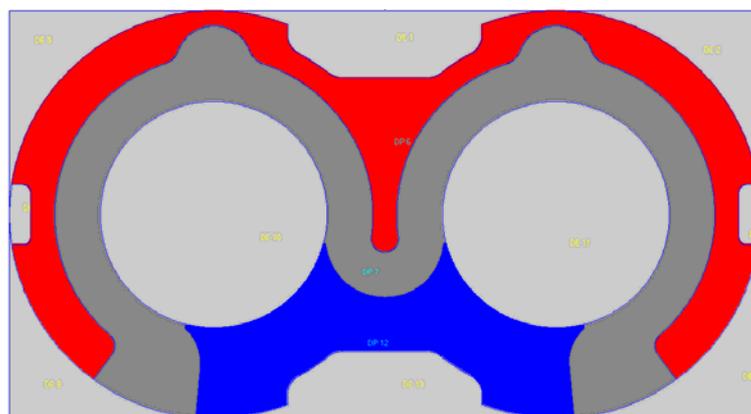


Figura 90: Superficie di bilanciamento del rasamento

<i>Parametro</i>	<i>Valore</i>	<i>Unità di misura</i>
<i>Angolo di pressione</i>	20	[gradi]
<i>Diametro di testa</i>	14.59	[mod]
<i>Diametro di fondo</i>	9.51	[mod]
<i>Diametro di drenaggio</i>	7.3	[mod]
<i>Numero di denti</i>	12	-
<i>Larghezza di fascia</i>	17.3	[mod]

Tabella 21: Parametri della dentatura adimensionalizzati rispetto al modulo.

Dalle immagini riportate nelle figure seguenti e dai dati raccolti in Tabella 22, si nota come per un'altezza del meato laterale fino a 10 μm , la forza lato ingranaggio ed il suo punto di applicazione variano poco; in queste configurazioni il sovra-bilanciamento è molto alto (24-25%) quindi esiste il rischio di arrivare in condizione di lubrificazione limite o addirittura interrotta nel meato laterale. Considerando altezze del meato laterale maggiori di 10 μm chiaramente il sovra-bilanciamento diminuisce ed il punto di applicazione della forza lato ingranaggio si sposta verso il basso; visti gli elevati valori dell'altezza del meato, le perdite volumetriche aumentano considerevolmente.

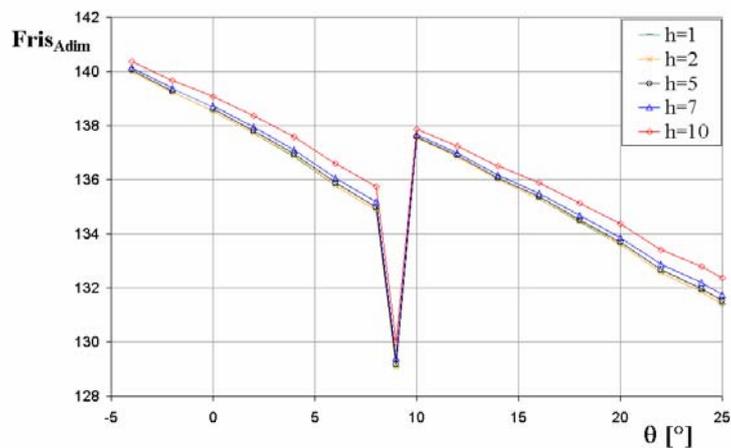


Figura 91: Andamento del modulo della forza al variare della posizione angolare delle ruote, per differenti altezze di meati laterale inferiori a 10 μm .

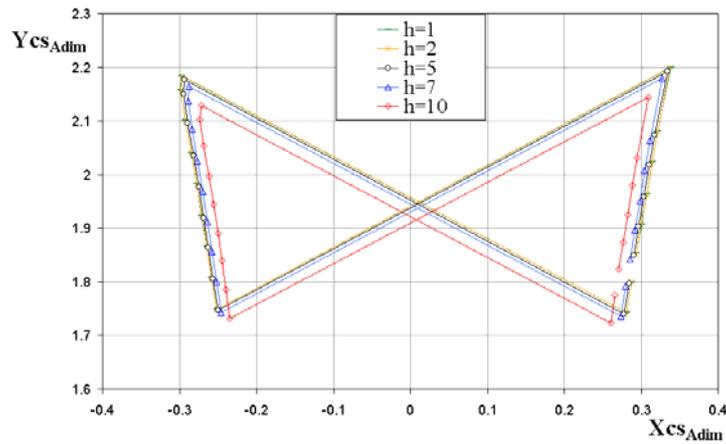


Figura 92: Andamento della posizione del punto di applicazione della forza lato ingranaggio al variare della posizione angolare delle ruote, per differenti altezze di meati laterale inferiori a $10 \mu\text{m}$.

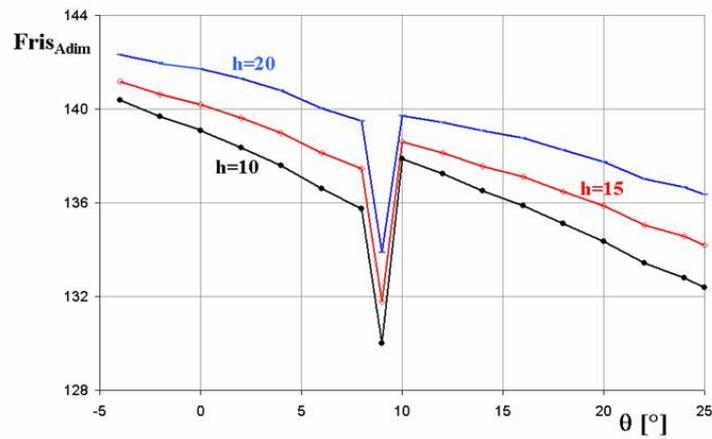


Figura 93: Andamento del modulo della forza al variare della posizione angolare delle ruote, per differenti altezze di meati laterale maggiori a $10 \mu\text{m}$ e minori di $20 \mu\text{m}$.

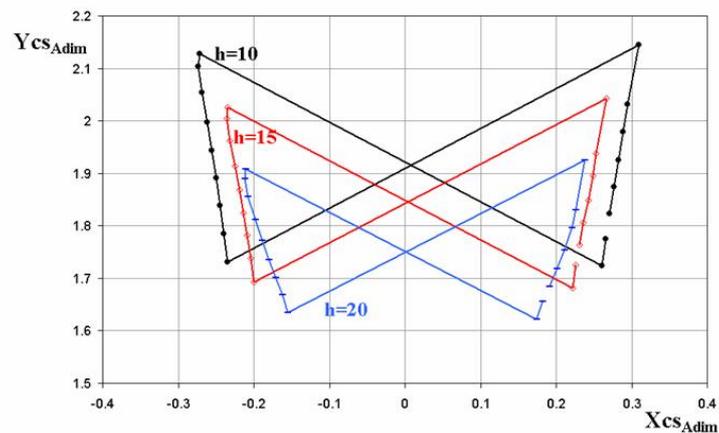


Figura 94: Andamento della posizione del punto di applicazione della forza lato ingranaggio al variare della posizione angolare delle ruote, per differenti altezze di meati laterale maggiori di $10 \mu\text{m}$ e minori di $20 \mu\text{m}$.

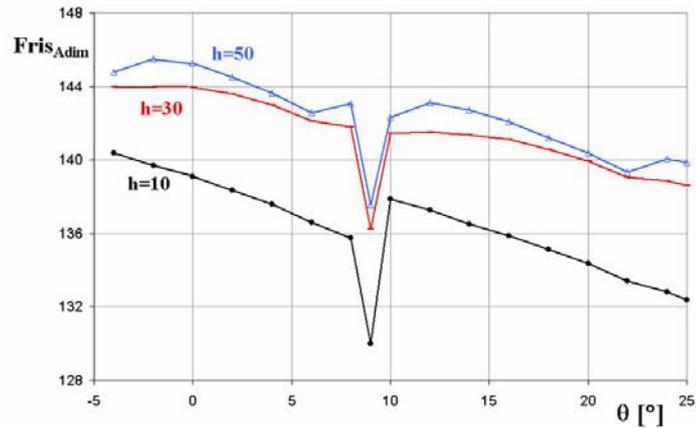


Figura 95: Andamento del modulo della forza al variare della posizione angolare delle ruote, per differenti altezze di meati laterale fino a 50 μm .

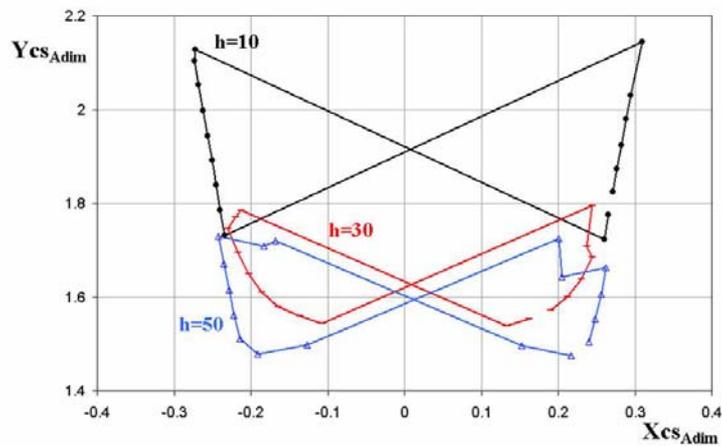


Figura 96: Andamento della posizione del punto di applicazione della forza lato ingranaggio al variare della posizione angolare delle ruote, per differenti altezze di meati laterale fino a 50 μm .

$h[\mu\text{m}]$	1	2	5	7	10	15	20	30	50
ε_y	7,0	7,0	6,9	6,8	6,5	6,0	5,3	4,3	3,9
ε_F	25,1	25,1	25,0	24,9	24,3	23,3	21,8	20,0	19,1

Tabella 22: Scostamenti ε_y e ε_F al variare del valore dell' altezza del meato laterale, supposta costante

Occorre tuttavia osservare che quando il sovra-bilanciamento è molto alto ed il punto di applicazione della forza interna tende a spostarsi in alto verso la bocca di mandata della macchina, nella realtà il rasamento tenderà ad inclinarsi ed a far diminuire l'altezza del meato in corrispondenza dell'aspirazione; di conseguenza, il campo di pressioni che agisce nel meato laterale cambierà fortemente a causa della variazione dell'altezza del meato esercitando un'azione che tende ad allontanare nuovamente il rasamento dalle ruote dentate. Sarebbe quindi necessario effettuare un calcolo iterativo che porti alla determinazione della posizione di equilibrio del rasamento, che risulta però molto oneroso. Per analizzare le tendenze di

comportamento dei rasamenti in presenza di un'altezza di meato variabile si è scelto, quindi, in primo luogo di imporre una ben determinata inclinazione del meato e procedere al calcolo delle grandezze di interesse; in particolare, si è scelto di non considerare la rotazione del rasamento attorno all'asse y che è meno preponderante ed influente ([6],[7]) e di considerare solo la rotazione del rasamento attorno l'asse x , descritta dal parametro I_y .

I risultati ottenuti, qui mostrati solo parzialmente, sono descritti in termini di inclinazione attorno l'asse y , $I_{y,perc}$, che varia tra i valori -100% e +100%; valori negativi dell'inclinazione attorno l'asse y corrispondono a meati laterali che tendono a chiudersi nella zona di mandata mentre valori positivi corrispondono a meati che tendono a chiudersi nella zona di aspirazione.

In particolare, verrà analizzata la spinta adimensionale F che agisce sulla superficie interna delle fiancate a confronto con la spinta che agisce sulla superficie di bilanciamento, per inclinazioni attorno l'asse y variabile e per diverse altezze di meato h_0 in corrispondenza dell'origine del sistema di riferimento Oxy, in una fissata posizione delle ruote dentate. Analoga analisi verrà effettuata per le coordinate del punto di applicazione della spinta F , adimensionalizzate rispetto il modulo della dentatura. Le condizioni di funzionamento a cui si fa riferimento sono di seguito riportate:

Pressione in mandata:	100 bar
Pressione in aspirazione:	1 bar
Pressione di drenaggio:	1 bar
Regime di rotazione:	1500 rpm
Altezza del meato h_0:	2±20 μm
Inclinazione I_x:	0%
Inclinazione I_y:	-100% ÷ +100%
Numero nodi nella griglia di calcolo (xXy):	600x400
Posizione delle ruote:	0°; 15°

Tabella 23: Condizioni di funzionamento della macchina adottate nel calcolo e parametri descrittivi del meato laterale

Nelle immagini seguenti viene riportata la distribuzione di pressione nel meato laterale al variare dell'inclinazione del meato stesso, considerando un'altezza di riferimento pari ai soliti 10 μm e due posizioni angolari delle ruote, 0° e 15°. Per le inclinazioni maggiori ($I_y = \pm 95\%$) si notano i picchi di pressione che si instaurano in corrispondenza dei denti delle ruote dove il meato è inferiore rispetto al valore di riferimento h_0 .

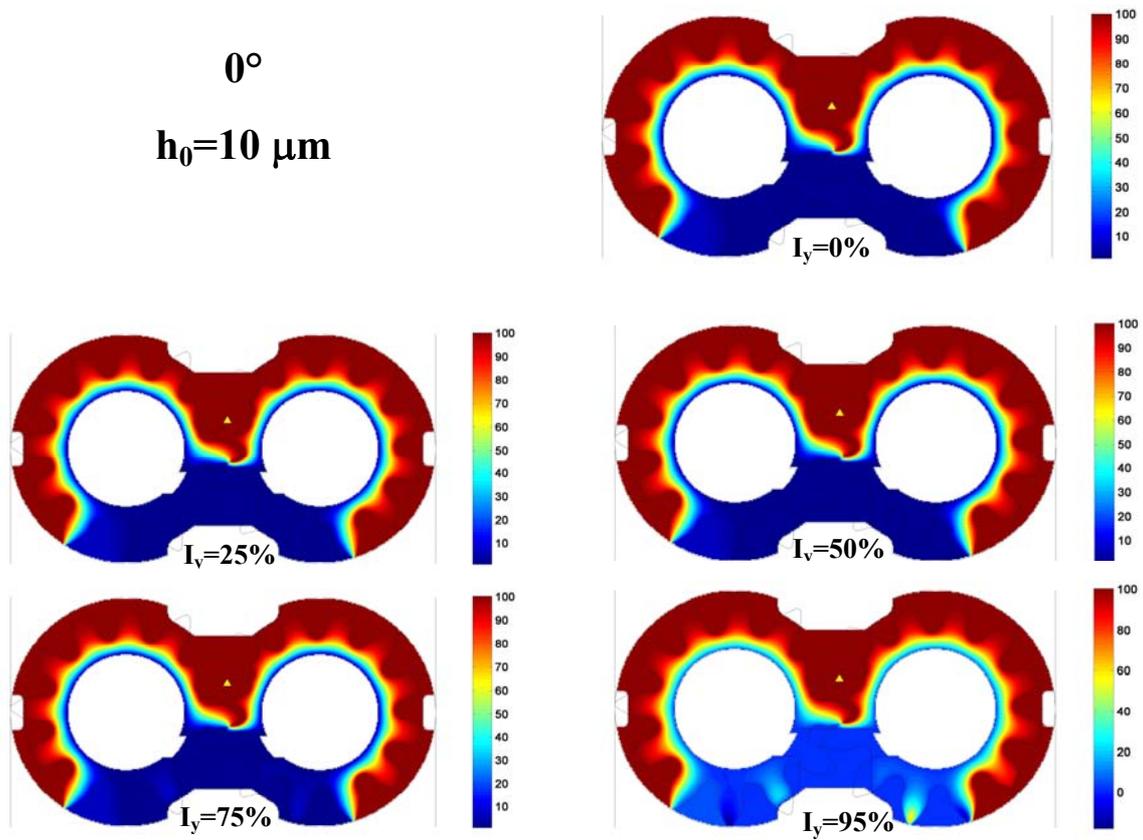


Figura 97: Distribuzione della pressione al variare dell'inclinazione del meato verso la bocca di aspirazione

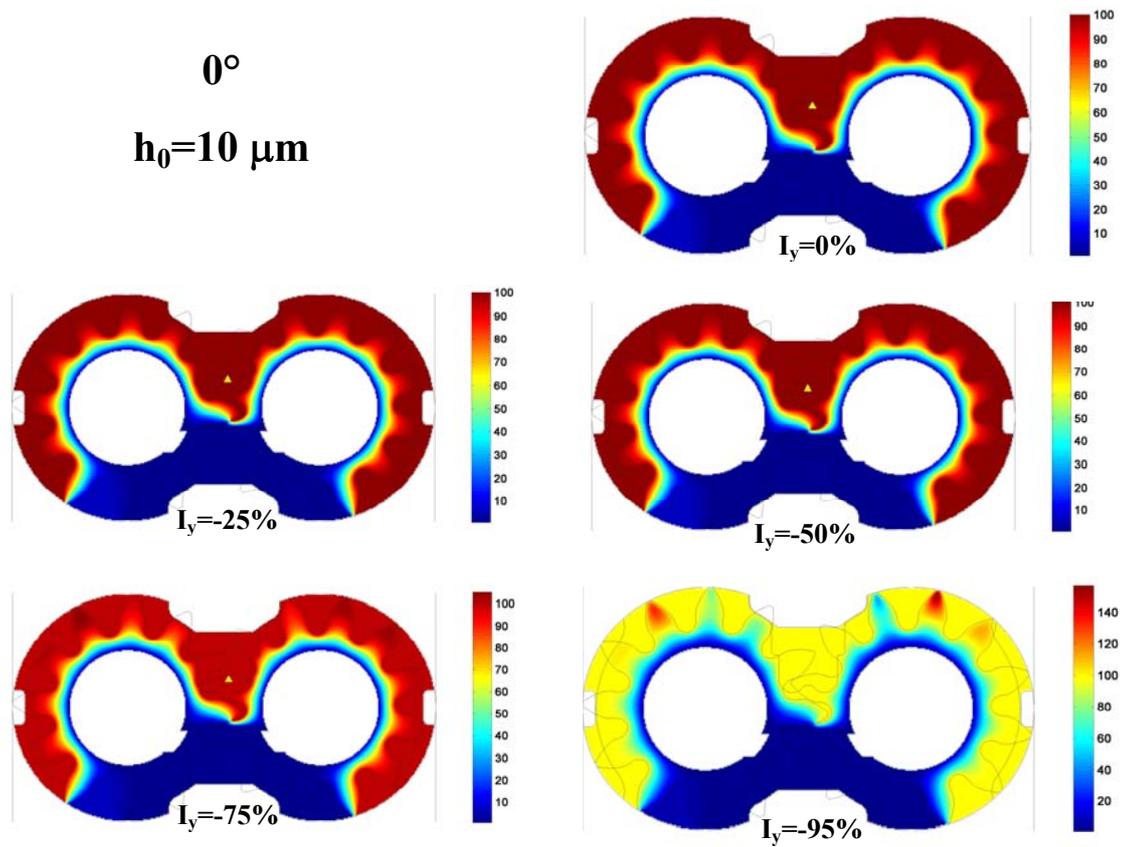


Figura 98: Distribuzione della pressione al variare dell'inclinazione del meato verso la bocca di mandata

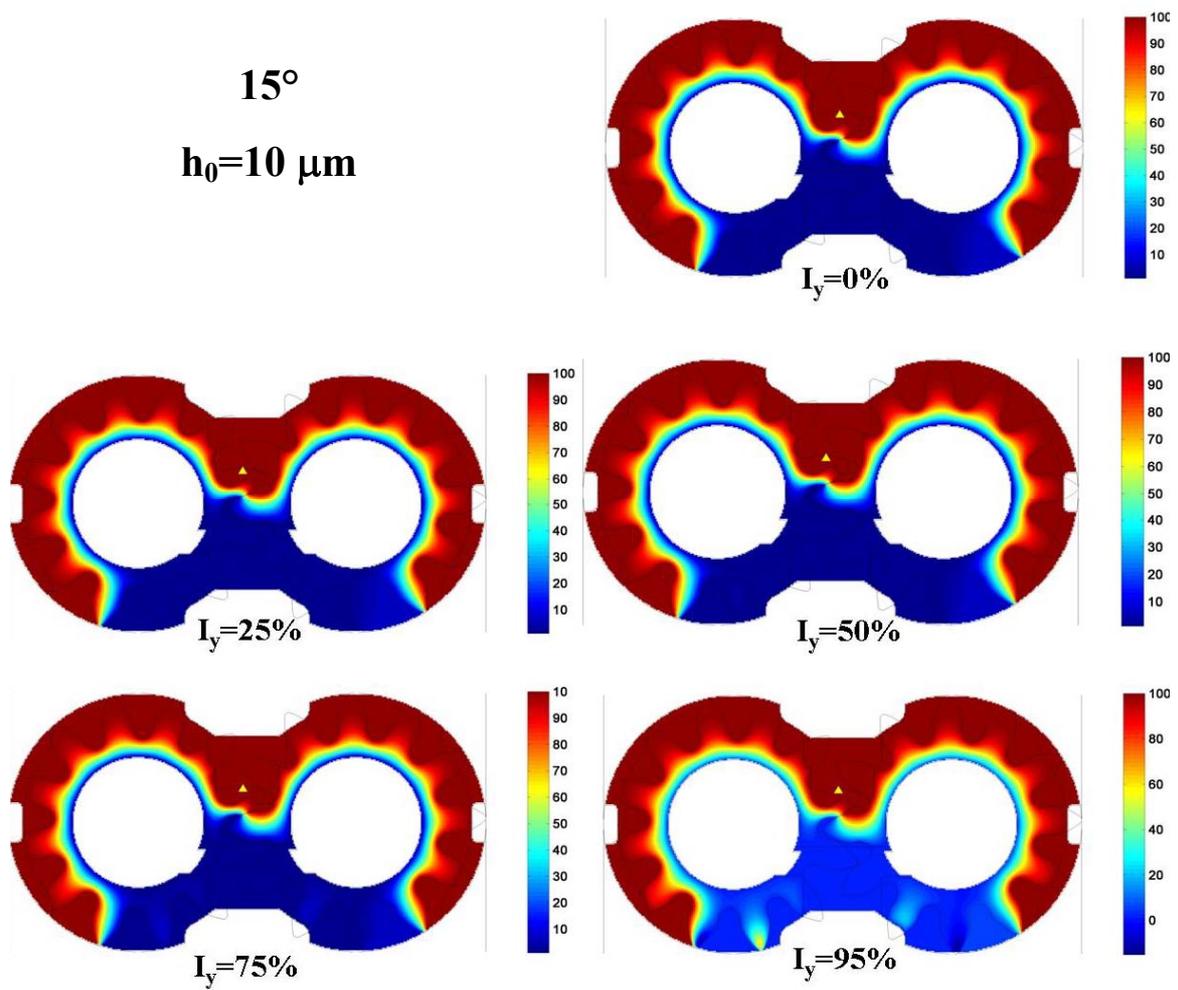


Figura 99: Distribuzione della pressione al variare dell'inclinazione del meato verso la bocca di aspirazione

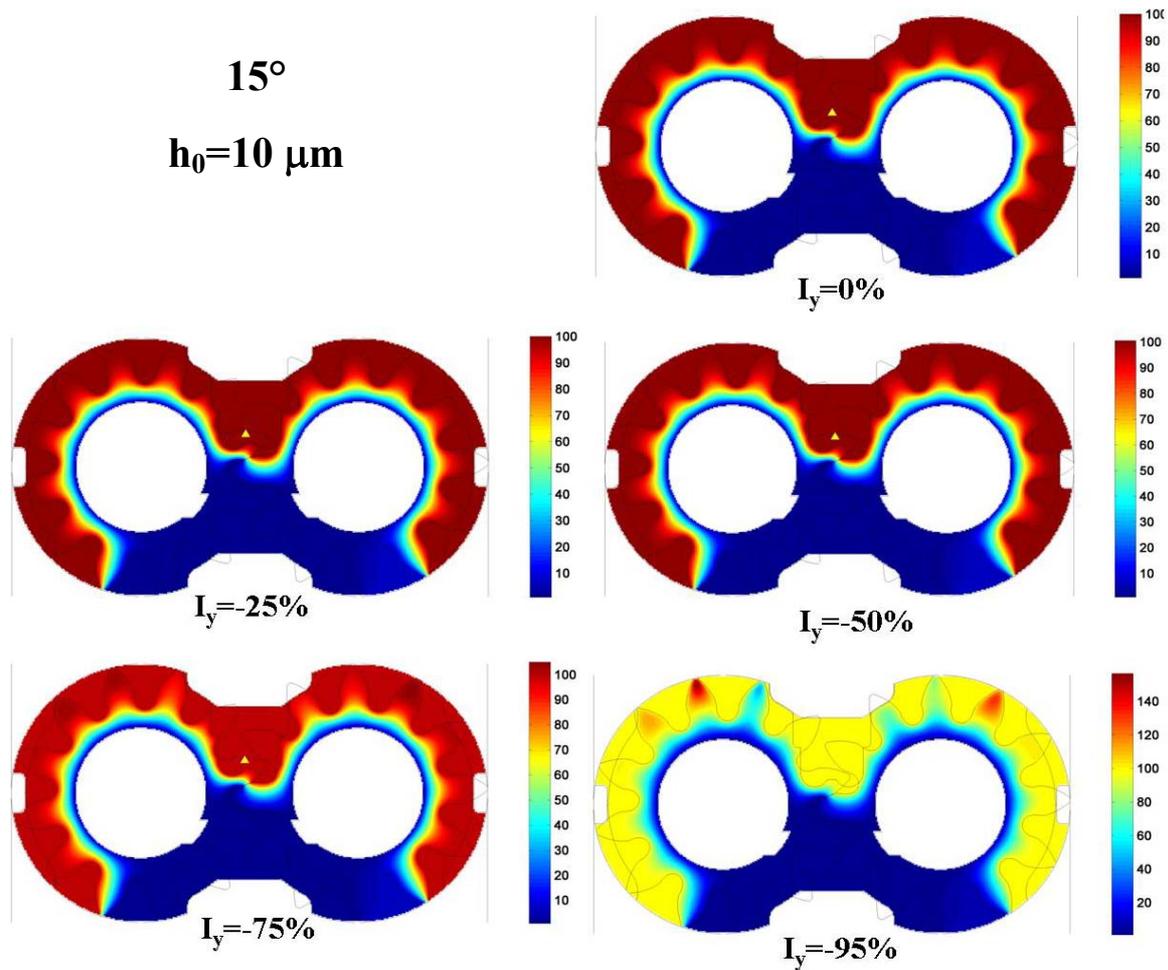


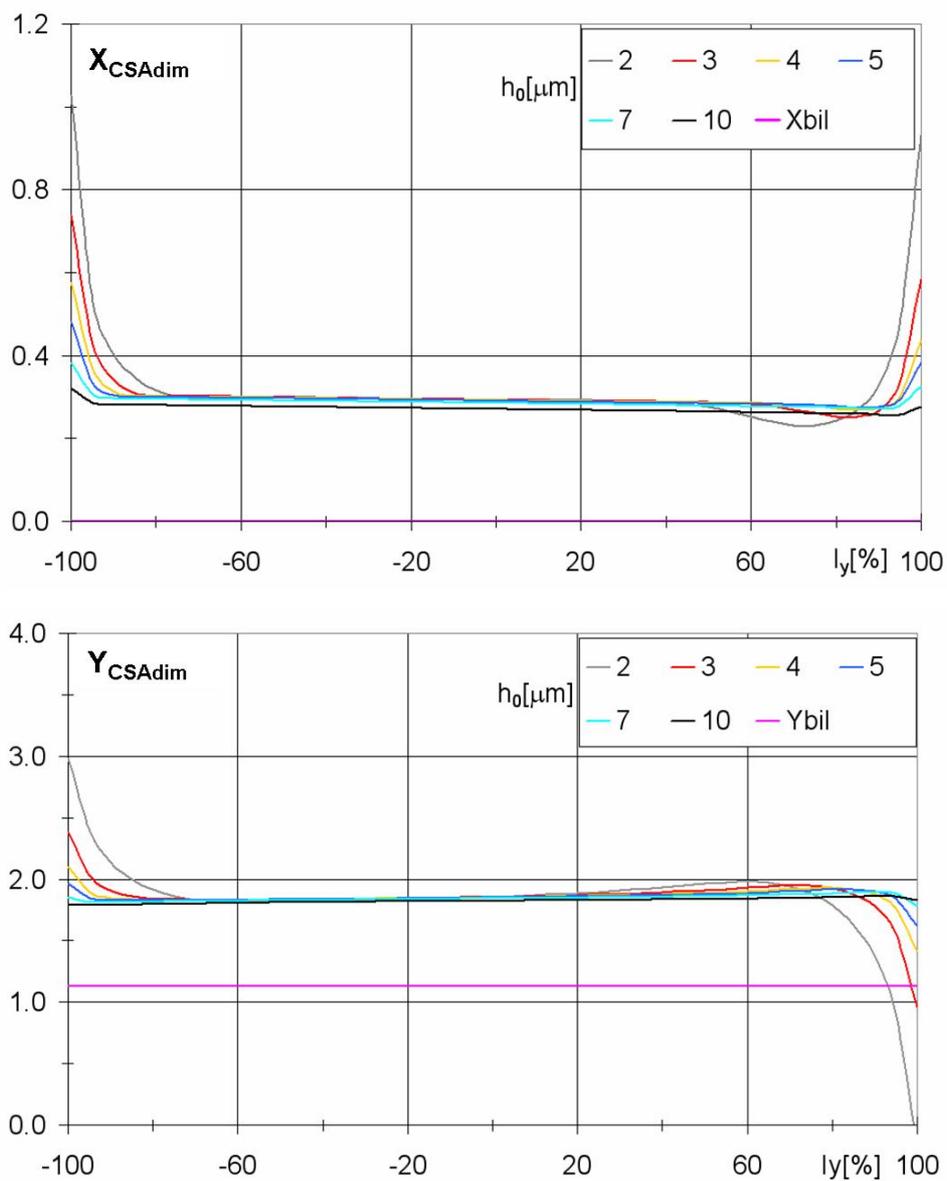
Figura 100: Distribuzione della pressione al variare dell'inclinazione del meato verso la bocca di mandata

I risultati, ottenuti per più valori dell'altezza di meato di riferimento h_0 , nelle posizioni 0° e 15° , sono riassunti in Figura 101 e in Figura 102; si può notare come il posizionamento del punto di applicazione della forza lato ingranaggio F_{Ris} , descritto alle coordinate adimensionali X_{CSAdim} e Y_{CSAdim} , vari in modo consistente solo in corrispondenza delle inclinazioni attorno all'asse y più marcate. Ciò è vero anche al variare del parametro h_0 , per il quale si osserva anche che quanto più esso diminuisce tanto più grande sarà la variazione che X_{CSAdim} e Y_{CSAdim} subiscono. La forza lato ingranaggio sembra raggiungere un valore prossimo a quello della spinta di bilanciamento F_{bil} solo per le inclinazioni più elevate e a partire dalle altezze di meato h_0 più piccole. Si è valutato poi un ulteriore parametro, analogamente a quanto fatto in [6], [7], definito come l'incremento di spinta W , il quale quantifica la differenza tra la spinta lato ingranaggio che si ottiene con meato ad altezza

variabile e quella che si ottiene con meato ad altezza costante, a parità di altezza di riferimento h_0 di partenza:

$$W = \frac{F_{Ri_{h_{var}}} - F_{Ri_{h_{cost}}}}{p_m r_t^2} \quad Eq. 24$$

L'andamento di W mostra come non vi sia un sostanziale incremento della spinta lato ingranaggio se non alle elevate inclinazioni del rasamento; naturalmente, anche in questo caso, più l'altezza di partenza h_0 è piccola più W aumenta anche per inclinazioni del rasamento più piccole.



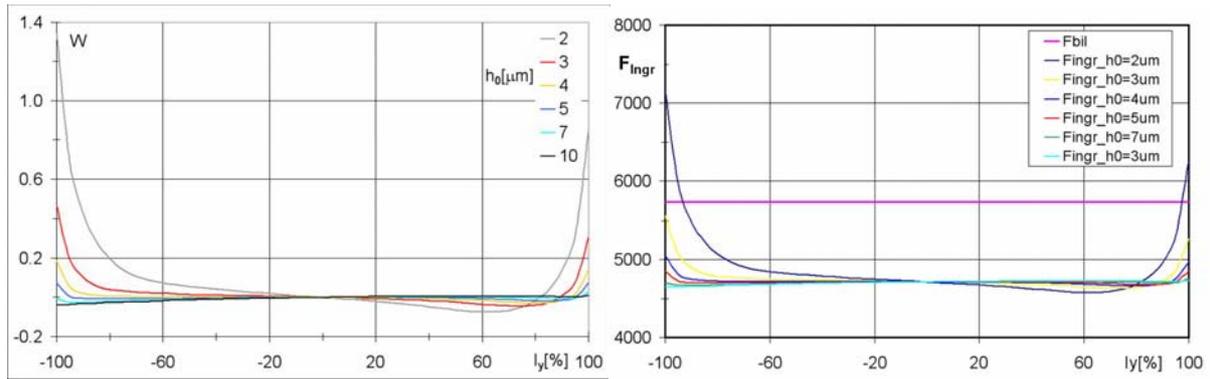
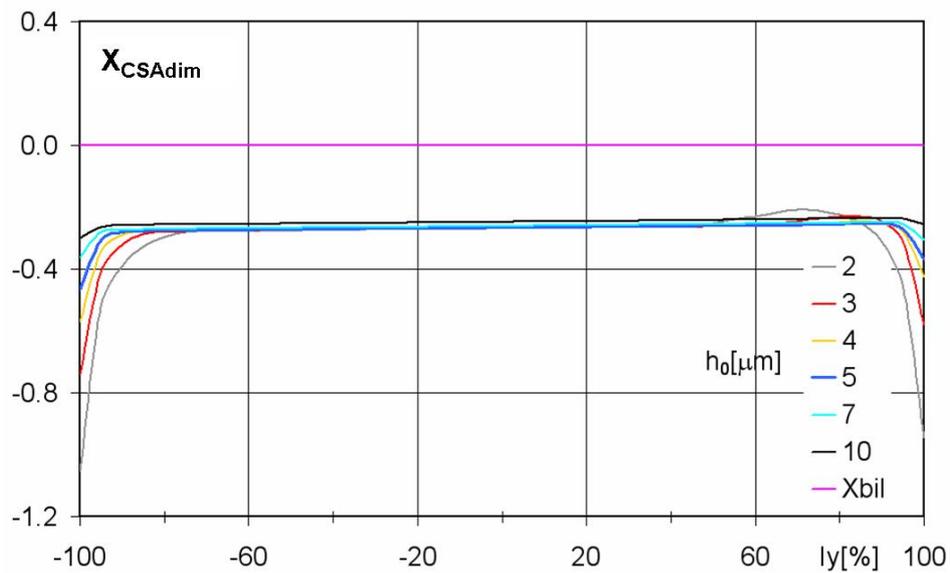


Figura 101: Andamento del punto di applicazione e della spinta che agisce sulla superficie interna delle fiancate al variare di $I_{y,perc}$ in corrispondenza di un angolo di rotazione pari a 0° (in alto), dell'incremento di spinta W e della forza lato ingranaggio confrontata con quella lato bilanciamento (in basso)

Come si può valutare dall'immagine successiva, anche per un angolo di rotazione delle ruote dentate pari a 15° il comportamento resta analogo. Si nota comunque che la coordinata X_{CSAdim} ha cambiato segno per i fenomeni già messi in luce precedentemente.

Per valori di partenza del parametro h_0 superiori ai $10 \mu\text{m}$ l'influenza dell'inclinazione della fiancata attorno l'asse y è praticamente nulla; infatti già con h_0 pari a $10 \mu\text{m}$ sia la spinta FR_{isAdim} che la coordinate X_{CSAdim} ed Y_{CSAdim} mantengono i propri valori al variare dell'inclinazione attorno all'asse y .



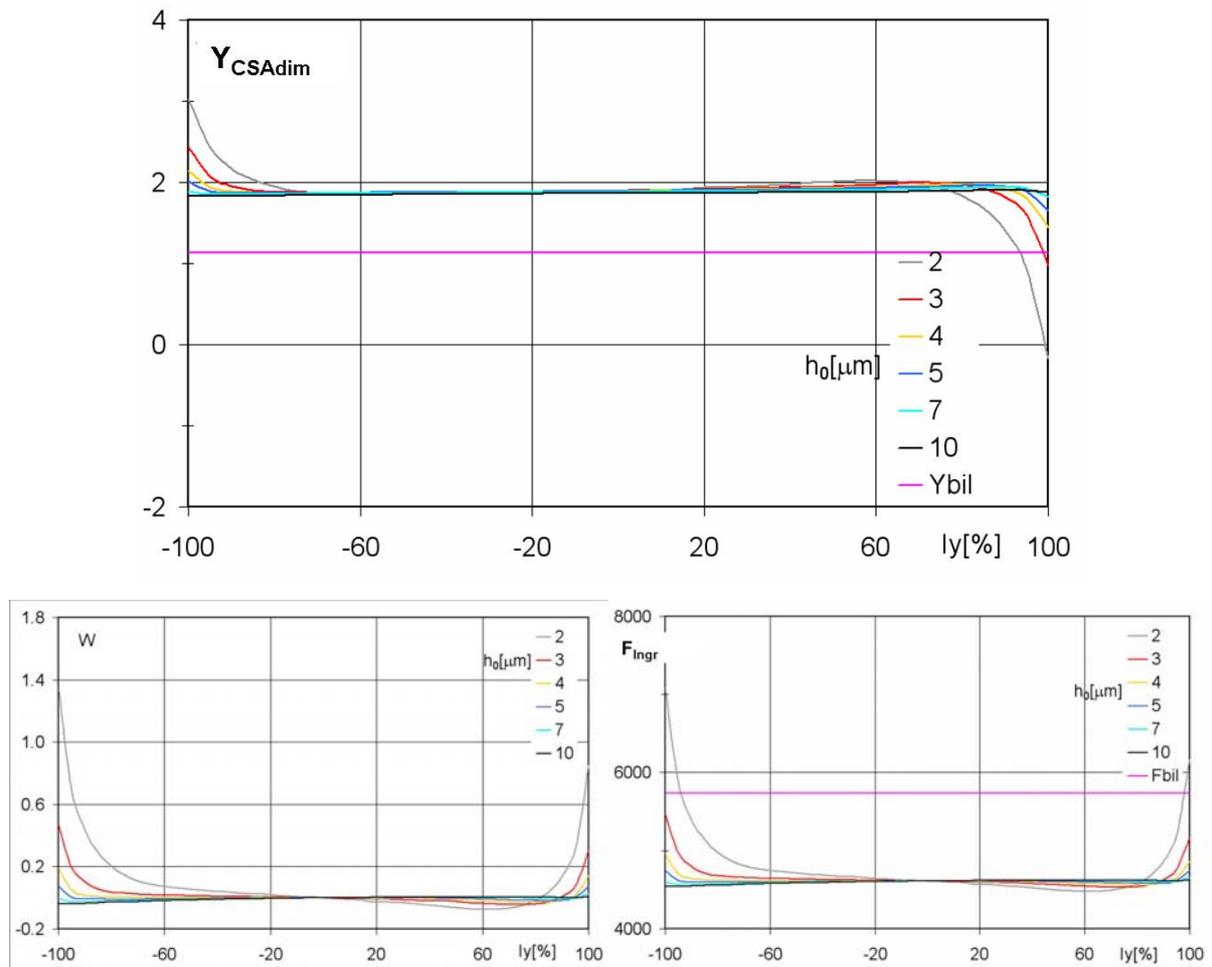


Figura 102: Andamento del punto di applicazione e della spinta che agisce sulla superficie interna delle fiancate al variare di $I_{y,perc}$, in corrispondenza di un angolo di rotazione pari a 0° (in alto), dell'incremento di spinta W e della forza lato ingranaggio confrontata con quella lato bilanciamento (in basso)

Le informazioni così raccolte possono essere una valida guida nelle scelte progettuali dei rasamenti della pompa; ad esempio, se le fiancate tendono ad inclinarsi molto rispetto l'asse y si genera una forza dovuta alla distribuzione del campo di pressioni nel meato in grado di contrastare la spinta di bilanciamento ma si generano anche picchi di pressione elevati nella zona in cui il meato tende a chiudersi. Se non si desidera tale effetto è necessario rivedere la progettazione delle superfici di bilanciamento delle fiancate, al fine di ottenere un buon bilanciamento delle stesse senza generare picchi di pressione localizzati troppo elevati. In pratica occorre sagomare la superficie di bilanciamento in modo da determinare una spinta che tenda a chiudere assialmente i rasamenti ma senza far inclinare gli stessi rispetto le ruote dentate.

2.5 Conclusioni

In questo capitolo è stata presentata l'analisi a calcolo svolta allo scopo di studiare il bilanciamento assiale di pompe ad ingranaggi esterni; sono state analizzate più unità commerciali delineando alcune considerazioni: per quel che riguarda le macchine analizzate, si osserva che generalmente, quando le superfici lato ingranaggio dei rasamenti sono dotate di fresature periferiche, a parità di superficie di bilanciamento, il sovra-bilanciamento del rasamento è decisamente minore e ciò è tanto più vero quanto più le fresature si estendono verso la porta di aspirazione. Questo succede perché, a causa della presenza della fresatura, la forza lato ingranaggio aumenta in modulo ed il suo punto di applicazione si sposta verso il centro geometrico del rasamento dove più o meno si trova il punto di applicazione della forza lato bilanciamento. Il fatto che, nell'ambito delle macchine analizzate, esistano esemplari dotati di fiancate caratterizzate di ugual superficie di bilanciamento e di superfici lato ingranaggio senza fresatura e con fresatura più o meno lunga fa supporre che la fresatura periferica venga utilizzata per registrare il bilanciamento assiale delle macchine.

L'analisi effettuata mette in luce come sia possibile valutare a calcolo le forze che agiscono sul rasamento e trarne utili considerazioni; è poi possibile, a parità di superficie interna delle fiancate, utilizzare diverse superfici di bilanciamento e scegliere quella più opportuna; questa è una procedura che, anche numericamente, risulterebbe meno impegnativa poiché richiederebbe di calcolare il campo delle pressioni nel meato laterale una volta sola reiterando invece, il calcolo della forza di bilanciamento e del suo punto di applicazione (Eq. 21 e Eq. 23), calcolo però molto semplice che si può effettuare addirittura a mano.

Per le tipologie di unità commerciali analizzate, in numero superiore a quelle di cui sono stati presentati i risultati in questo capitolo (circa una decina), a seconda della presenza o meno della fresatura periferica e della sua estensione, sono state individuate le seguenti tipologie di comportamento:

- Chiusura in aspirazione: il rasamento tende a inclinarsi verso la bocca di aspirazione ed il sovra-bilanciamento è alto; la configurazione è tipica di fiancate non dotate di fresatura.
- Posizionamento medio del rasamento parallelo ai fianchi delle ruote: in questo caso non si evidenzia una tendenza spiccata del rasamento a ruotare verso l'aspirazione e la mandata, e l'entità della rotazione è comunque ridotta sicché si può affermare che la fiancata

tende mediamente a restare parallela ai fianchi degli ingranaggi. A seconda di come è sagomata la superficie di bilanciamento ci può essere più o meno sovra-bilanciamento del rasamento; tale configurazione è tipica di fiancate dotate di fresatura periferica media.

- Chiusura in mandata: il rasamento tende a inclinarsi verso la bocca di mandata ed il sovra-bilanciamento non è molto alto o addirittura si può arrivare, per alcune condizioni di funzionamento in corrispondenza di ben definite posizioni angolari delle ruote, ad un sottobilanciamento, cioè la forza lato ingranaggio supera in modulo quella lato bilanciamento; la configurazione è tipica di fiancate dotate di fresatura molto lunga.

Ma di fatto qual è la migliore configurazione di bilanciamento? È possibile fare delle previsioni sul comportamento della macchina senza per forza dover provare al banco diverse unità e procedere con una messa a punto dispendiosa in termini di tempo e denaro? Un tentativo in questo senso è stato fatto cercando di valutare il rendimento volumetrico, il quale dipende fortemente dall'andamento dell'altezza del meato laterale tra i rasamenti e le ruote dentate; nel prossimo capitolo si presenta un modello appositamente sviluppato per calcolare il rendimento volumetrico e lo si utilizza per valutare l'influenza della presenza della fresatura periferica e dell'inclinazione della fiancata rispetto l'ingranaggio. Occorre far notare, però, che, alla valutazione della bontà del funzionamento della macchina volumetriche, concorre in modo paritario anche il rendimento idromeccanico, oltre che quello volumetrico, che nell'analisi presentata non è stato valutato. A livello qualitativo, si può osservare che elevati sovra-bilanciamenti delle fiancate, quindi elevate spinte sulla superficie di bilanciamento dei rasamenti portano la fiancata a posizionarsi in modo fortemente inclinato rispetto i fianchi delle ruote, facilitando il contatto tra le stesse ed i rasamenti; in questa condizione, il rendimento idromeccanico ne verrebbe fortemente penalizzato mentre nei casi estremi si arriverebbe addirittura al grippaggio della macchina. Si può quindi pensare che la condizione più favorevole di bilanciamento assiale della macchina sia di evitare i sovra-bilanciamenti troppo elevati e la presenza della fresatura periferica sulle superfici interne porta proprio in questa direzione.

2.6 Bibliografia

1. **Bonacini, C., Carra, R.**, 1988, *A numerical method to evaluate axial force in pressure compensated gear pumps and motors*, 43rd Annual Meeting – National Conference on Fluid Power, 11-13 Ottobre 1988, Chicago - Illinois (USA).
2. **Borghi, M., Bonacini, C.**, 1991, *Calcolo delle pressioni sui fianchi degli ingranaggi di macchine oleodinamiche ad ingranaggi esterni*, *Oleodinamica-Pneumatica*, Aprile 1991, p. 118.
3. **Borghi, M., Milani, M., Toderi, G.**, 1996, *Sul calcolo della spinta sulle fiancate nelle macchine oleodinamiche ad ingranaggi esterni*, 51° Congresso Nazionale ATI, 16-20 Settembre 1996, Udine – Italia, p. 1675.
4. **Borghi, M., Cantore, G., Milani, M.**, 1997, *Bilanciamento delle macchine oleodinamiche ad ingranaggi esterni*, Congresso Internazionale della Trasmissione di Potenza, 10-11 Giugno 1997, Assago – Milano – Italia, p. 363.
5. **Paltrinieri, F., Milani, M., Borghi, M.**, 2002, *Modelling and simulating hydraulically balanced external gear pumps*, Proceedings of the 2nd International FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, Modena – Italy.
6. **Koç, E., Kurbant, A.O., Hooke, C.J.**, 1997, *An analysis of the lubrication mechanisms of the bush-type bearings in high pressure pumps*, *Tribology International – Elsevier Sciences*, Vol. 30 No. 8 - 1997, pp. 553-560.
7. **Koç, E., Hooke, C.J.**, 1997, *An experimental investigation into the design and performance of hydrostatically loaded floating wear plates in gear pumps*, *Wear – Elsevier Sciences*, N. 209 - 1997, pp. 184-192.
8. **Koç, E., Hooke, C.J.**, 1997, *Considerations in the design of partially hydrostatic slipper bearings*, *Tribology International – Elsevier Sciences*, Vol. 30 No. 11 - 1997, pp. 815-823.
9. **Ivantysynova, M.**, 1999, *A New Approach to the Design of Sealing and Bearing Gaps of Displacement Machines*, 4th JHPS International Symposium on Fluid Power, 1999, Tokio, Japan.
10. **Lasaar, R.**, 2000, *The Influence of the Microscopic and Macroscopic Gap Geometry on the Energy Dissipation in the Lubricating Gaps of Displacement Machines*, Proceedings of the 1st International FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, Hamburg – Germany, September 20-22, 2000, pp. 101-116.
11. **Wieczorek, U., Ivantysynova, M.**, 2000, *CASPAR – A Computer Aided Design Tool Axial Piston Machines*. Proceedings of the Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control PTMC 2000, Bath – UK, 2000.
12. **Wieczorek, U.**, 2000, *Simulation of the Gap Flow in the Sealing and Bearing Gaps of Axial Piston Machines*, Proceedings of the 1st International FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, Hamburg – Germany, September 20-22, 2000, pp. 493-507.
13. **Olems, L.**, 2000, *Investigations of the Temperature Behaviour of the Piston Cylinder Assembly in Axial Piston Pumps*, *International Journal of Fluid Power* 1 (2000), No. 1, pp. 27-38.

14. **Wieczorek, U., Ivantysynova, M.**, 2002, *Computer Aided Optimization of Bearing and Sealing Gaps in Hydrostatic Machines – The Simulation Tool Caspar*. International Journal of Fluid Power 3 (2002), No. 1, pp. 7-20.

15. **Huang, C.**, 2002, *Gap Flow Investigation of the Piston Cylinder Assembly in Axial Piston Pumps Considering EHD Effects*, Proceedings of the 2nd International FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, Modena – Italy, July 3-6, 2002.

16. **Paltrinieri, F.**, 2004, *Modellizzazione del funzionamento di macchine volumetriche ad ingranaggi esterni*, Tesi di Dottorato, II Ciclo Dottorato in Ingegneria dei Materiali, Facoltà di Ingegneria, Università degli studi di Modena e Reggio Emilia.

Simboli

A	Area di efflusso
d_p	Diametro della circonferenza primitiva
FBil	Forza risultante sul rasamento lato bilanciamento
FBil_{Adim}	Forza risultante sul rasamento lato bilanciamento adimensionalizzata
FRis	Forza risultante sul rasamento lato ingranaggio
FRis_{Adim}	Forza risultante sul rasamento lato ingranaggio adimensionalizzata
FRis_{media}	Forza risultante sul rasamento lato ingranaggio media
\vec{g}	Vettore accelerazione di gravità
h	Altezza del meato
H	Dimensione del rasamento lungo l'asse y
I	Inclinazione adimensionale del rasamento
I_{lav}	Interasse di lavoro delle ruote
L	Dimensione del rasamento lungo l'asse x
m	Modulo della dentatura
m_x, m_y	Coefficienti adimensionale
M_x	Coppia applicata ai rasamenti attorno l'asse x
M_y	Coppia applicata ai rasamenti attorno l'asse y
M_{xAdim}	Coppia adimensionalizzata applicata ai rasamenti attorno l'asse x
M_{yAdim}	Coppia adimensionalizzata applicata ai rasamenti attorno l'asse y
n	Velocità di rotazione delle ruote
N_x	Numero di nodi della griglia cartesiana lungo x
N_y	Numero di nodi della griglia cartesiana lungo y
p	Pressione

r (r,θ)	Coordinata del sistema di riferimento polare
r_t	Raggio di testa della dentatura
t	Tempo
\vec{v}	Vettore di velocità del fluido
W	Incremento della spinta sul lato ingranaggio dei rasamenti
x, y	Sistema di riferimento cartesiano
Xbil	Coordinata x del punto di applicazione della forza sul lato bilanciamento dei rasamenti
Ybil	Coordinata y del punto di applicazione della forza sul lato bilanciamento dei rasamenti
Xbil_{Adim}	Coordinata x del punto di applicazione della forza sul lato bilanciamento dei rasamenti adimensionalizzata
Ybil_{Adim}	Coordinata y del punto di applicazione della forza sul lato bilanciamento dei rasamenti adimensionalizzata
Xcs	Coordinata x del punto di applicazione della forza risultante sul lato ingranaggio dei rasamenti (centro di spinta)
Ycs	Coordinata y del punto di applicazione della forza risultante sul lato ingranaggio dei rasamenti
Xcs_{Adim}	Coordinata x adimensionalizzata del punto di applicazione della forza risultante sul lato ingranaggio dei rasamenti
Ycs_{Adim}	Coordinata y adimensionalizzata del punto di applicazione della forza risultante sul lato ingranaggio dei rasamenti
x_G	Coordinata x del baricentro della generica area su cui agisce la pressione p
y_G	Coordinata y del baricentro della generica area su cui agisce la pressione p
ε_y	Scostamento % della coordinata y media del punto di applicazione della forza lato ingranaggio rispetto alla coordinata y del punto di applicazione lato bilanciamento
ε_F	Scostamento % della forza media lato ingranaggio rispetto alla forza lato bilanciamento
ζ (ζ,η)	Coordinata del sistema di riferimento relativo
η (ζ,η)	Coordinata del sistema di riferimento relativo
θ (r,θ)	Coordinata del sistema di riferimento polare
μ	Viscosità dinamica del fluido
ρ	Densità del fluido

Apici, Pedici

a	Relativo all'aspirazione
d	Drenaggio
m	Relativo alla mandata

O_ring Relativo alla guarnizione sul lato bilanciamento delle fiancate flottanti
x,y Relativi agli assi x e y

Capitolo 3

Valutazione del Rendimento Volumetrico di Macchine ad Ingranaggi Esterni.

3.1 Introduzione

Il rendimento volumetrico è un parametro significativo per la valutazione delle prestazioni delle macchine volumetriche; esso misura quanto volume di fluido effettivamente (cilindrata effettiva) riesce a trasferire la macchina in un giro dell'albero rispetto alla propria cilindrata, valutata su basi geometriche (cilindrata geometrica) o effettuandone la misura ad esempio secondo la norma UNI-ISO 8426 (cilindrata teorica). Chiamando V_T e V_r rispettivamente il volume trasferito per giro nel caso teorico e reale (effettivo), e indicando con V_F il volume di fluido perso per giro dell'albero della macchina, i rendimenti volumetrici della pompa η_{vp} e del motore η_{vm} sono così definiti:

$$\eta_{vp} = \frac{V_r}{V_T} = \frac{V_T - V_F}{V_T} \quad \eta_{vm} = \frac{V_T}{V_r} = \frac{V_T}{V_T + V_F} \quad \text{Eq. 25}$$

In sostanza, per valutare il rendimento volumetrico occorre esprimere il volume di fluido perso dalla macchina per giro dell'albero; tale volume deriva dalle fughe di fluido determinate dalla differenza di pressione tra gli ambienti di ingresso e uscita della macchina, attraverso diversi meati che si generano nella macchina durante il suo funzionamento. Le portate di fuga possono essere brevemente così elencate:

1. Perdite volumetriche interne:

- Portate di fuga attraverso i meati laterali della macchina (che si costituiscono tra le fiancate della macchina e le ruote),
- Portate di fuga attraverso il meato che si genera tra la testa dei denti ed il corpo della pompa,
- Portate di fuga dovute al meato in corrispondenza dell'area di ingranamento,
- Portate di fuga attraverso gli scarichi presenti sulle fiancate della macchina,

2. Portata di comprimibilità.
3. Perdite volumetriche esterne: dovute ad eventuali drenaggi presenti.
4. Perdite volumetriche per difetto di riempimento: riduzione di portata all'uscita a seguito di un riempimento incompleto della pompa

Occorre precisare che nel modello presentato non vengono prese in considerazione le portate di fluido “perse” a causa del mancato riempimento dei vani determinato anche da eventuali fenomeni di cavitazione che possono avvenire nella zona di aspirazione della macchina; la motivazione è legata alla difficoltà di prevedere e modellizzare perdite di tale natura.

In questo capitolo verrà presentato un modello a parametri concentrati per la valutazione di tali fughe, applicato per semplicità al caso di una pompa ad ingranaggi esterni; inoltre il modello verrà utilizzato, come anticipato nel capitolo 2, per stimare l'influenza di alcune caratteristiche delle fiancate di bilanciamento idraulico assiale delle macchine e della modalità stessa con cui avviene il bilanciamento (che determina il posizionamento dei rasamenti all'interno del corpo macchina).

3.2 Modello a parametri concentrati

Il modello a parametri concentrati si basa sull'individuazione di un ben preciso volume di fluido all'interno della macchina in prossimità della porta di alta pressione, in cui la pressione possa essere considerata costante e pari al valore di mandata stesso.

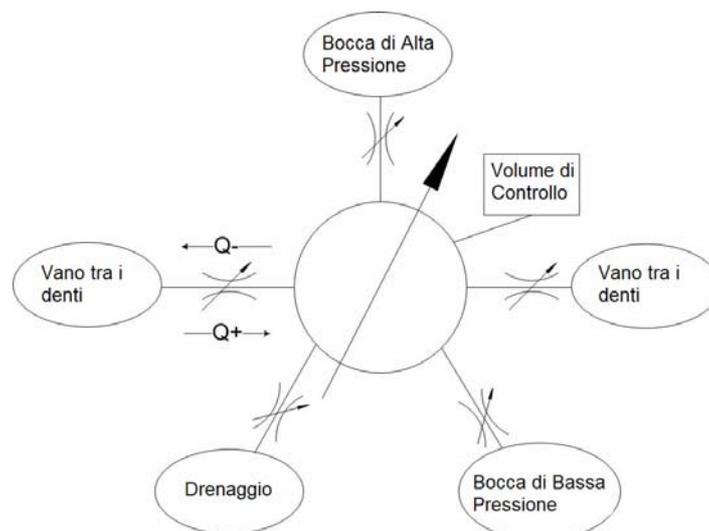


Figura 103: Schema del modello a parametri concentrato per la valutazione del rendimento volumetrico

Questo volume si trova a comunicare con l'ambiente di mandata, con i vani tra i denti, il drenaggio e l'ambiente di bassa pressione attraverso aree di efflusso variabili rappresentate nel modello da strozzatori variabili. La pressione nel volume è considerata costante grazie alla sua grande comunicazione con l'ambiente di mandata. Inoltre il volume, mostrato in Figura 105, varia a causa dello spostamento del cosiddetto "primo punto di contatto tra i denti" evidenziato in Figura 104; per essere maggiormente precisi, nella sezione trasversale 2D della pompa viene rappresentata in rosso un'area che però, moltiplicata per la larghezza di fascia delle ruote dentate genera il volume di controllo.

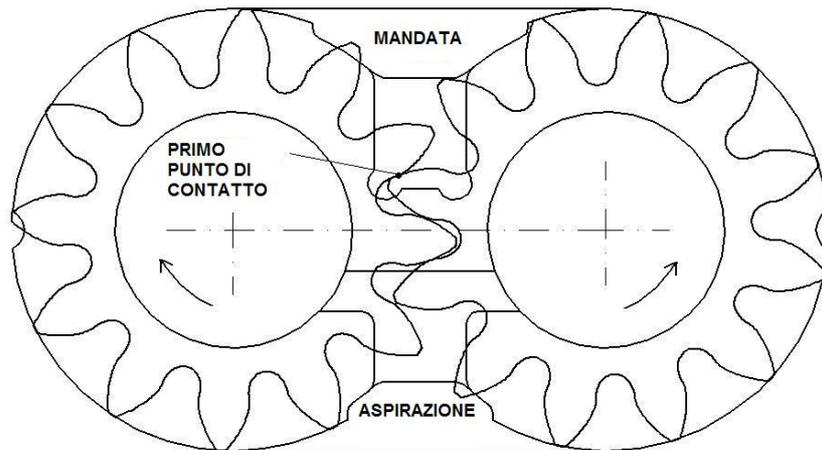


Figura 104: Sezione trasversale di una pompa ad ingranaggi esterni e indicazione del "primo punto di contatto" sul segmento dei contatti.

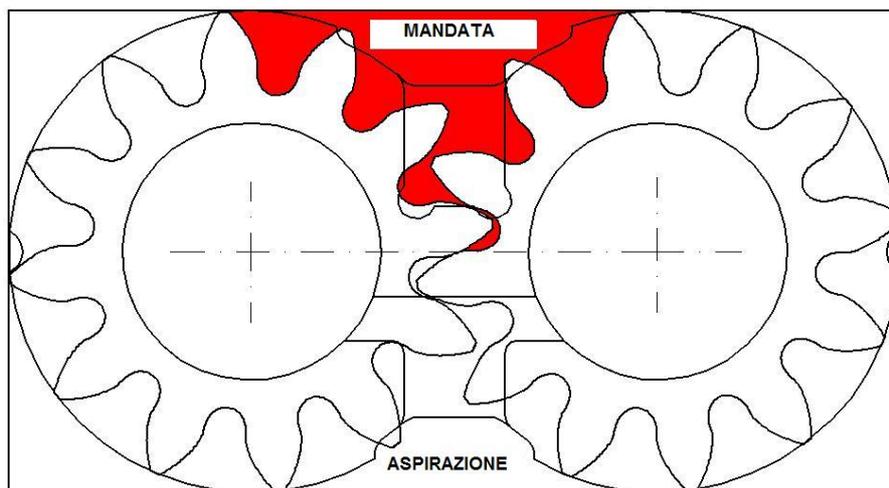


Figura 105: Volume di controllo evidenziato in rosso in una sezione trasversale di una pompa ad ingranaggi esterni con fiancate di bilanciamento senza fresatura periferica.

Nel caso di fiancate dotate di fresatura periferica il volume di controllo si estende fino a dove arriva l'estensione della fresatura stessa, poiché essa impone la pressione di mandata su tutti i vani tra i denti con cui entra in comunicazione (Figura 106).

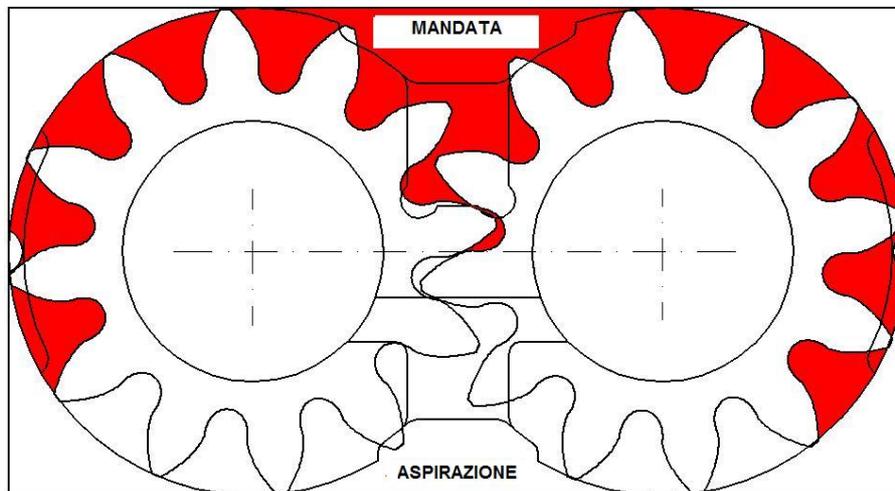


Figura 106: Volume di controllo evidenziato in rosso in una sezione trasversale di una pompa ad ingranaggi esterni con fiancate di bilanciamento senza fresatura periferica.

Il volume di controllo comunica con l'ambiente di alta pressione attraverso due aree di efflusso: una è determinata dal gioco tra la coppia di denti che è destinata ad ingranare nel proseguimento della rotazione delle ruote e dalla larghezza di fascia delle ruote stesse, l'altra è determinata dalla presenza degli scarichi sui rasamenti in prossimità della bocca di alta pressione a cui il volume di controllo si trova sovrapposto (Figura 107).

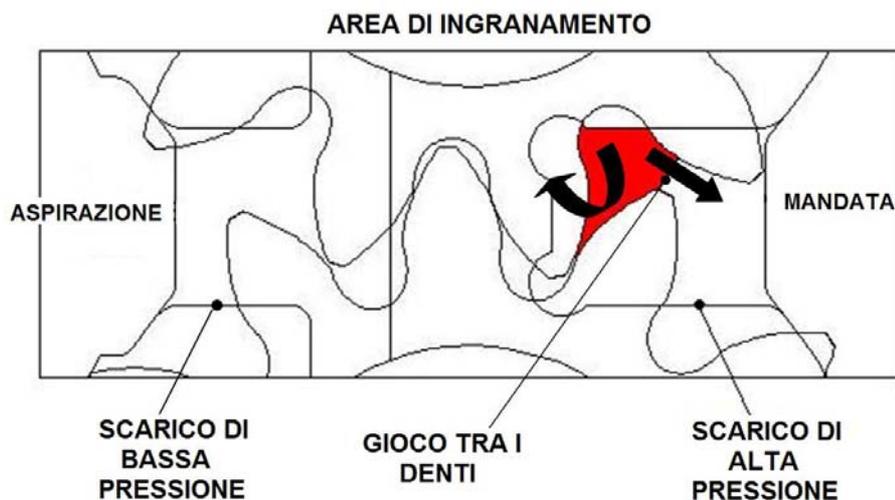


Figura 107: Area di ingranamento di una macchina ad ingranaggi esterni; in rosso è evidenziata l'area di efflusso attraverso lo scarico di alta pressione

Le fughe di fluido che escono dal volume di controllo passano attraverso i meati laterali tra i rasamenti e le ruote e si dirigono verso i volumi tra i denti adiacenti, verso il drenaggio e direttamente verso l'aspirazione passando sull'area di ingranamento; infine una parte della portata in uscita dal volume di controllo passa attraverso il meato che si forma tra la testa dei denti che delimitano i vani adiacenti ed il corpo interno della macchina, in corrispondenza dell'ultimo dente in tenuta, cioè l'ultimo dente che giace lungo l'arco di tenuta della macchina. In Figura 108 sono mostrate queste perdite e differenziate nel caso di presenza di fresatura periferica (destra) o meno (sinistra) attraverso frecce di colore diverso che ne identificano il verso di flusso. Inoltre le perdite vengono rappresentate in riferimento ad una sola ruota per semplicità ma di fatto, per quel che riguarda le fughe al drenaggio e sull'ultimo dente in tenuta, esse compaiono anche nel caso della ruota accoppiata.

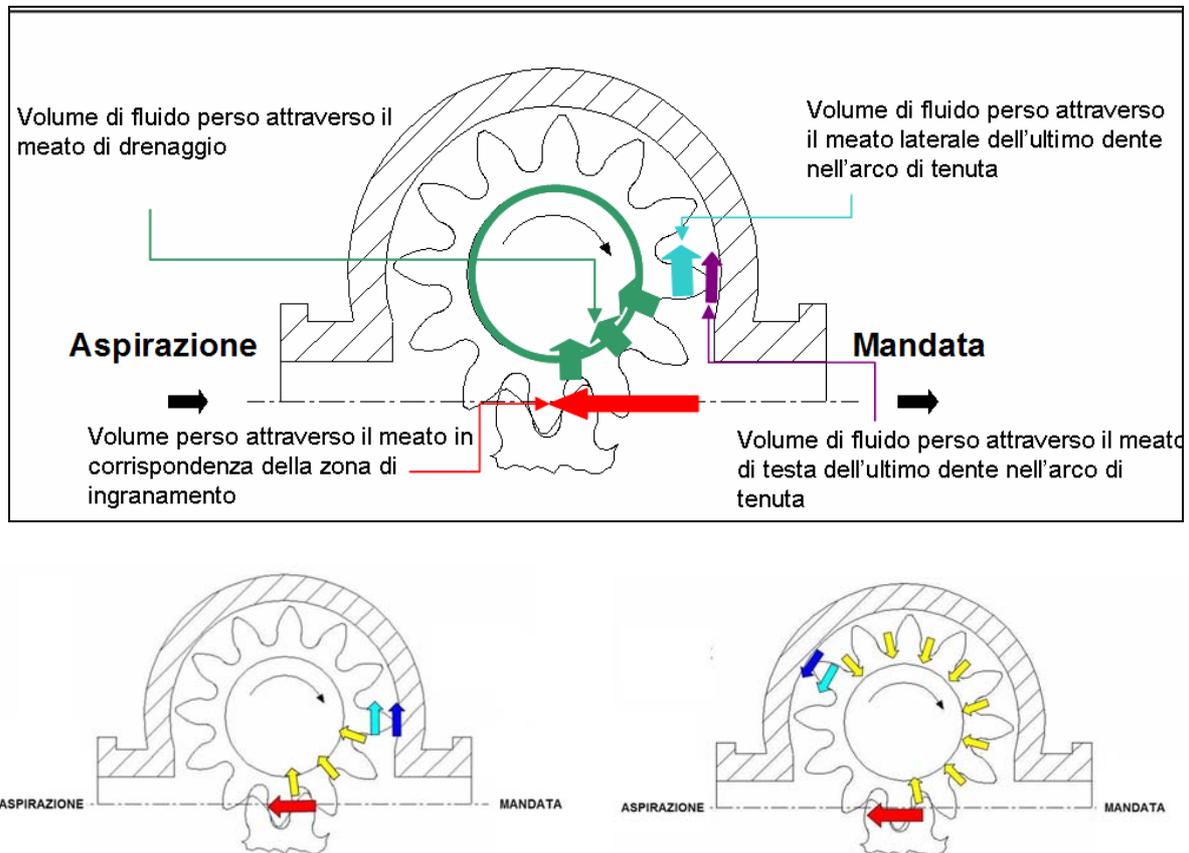


Figura 108: Perdite di portata riferite ad una sola ruota dentata e considerate nel caso di assenza e presenza di fresatura periferica sui rasamenti.

3.3 Modello Numerico

Il modello numerico si basa sulla scrittura dell'equazione di continuità con riferimento al volume di controllo V caratterizzato da una certa pressione p :

$$\frac{V}{\beta} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{dV}{dt} = Q_{in} - Q_{out} - Q_{loss} \quad \text{Eq. 26}$$

In Eq. 26 β è il Bulk Modulus del fluido, considerato costante, il termine $\frac{V}{\beta} \frac{dp}{dt}$ tiene conto dell'effetto di comprimibilità del fluido mentre dV è la variazione di volume che si ha a causa della rotazione compiuta dalle ruote dentate nel tempo dt . In aggiunta, Q_{in} è la portata entrante nel volume, Q_{out} quella uscente verso l'ambiente di mandata attraverso il gioco tra i fianchi dei denti ed, eventualmente, attraverso gli scarichi di alta pressione ricavati sui rasamenti e Q_{loss} è l'insieme delle portate di fuga interne alla macchina e dirette verso il drenaggio, l'aspirazione ed i vani tra i denti adiacenti al volume di controllo. Se si considera una velocità di rotazione costante delle ruote, si ottiene:

$$\begin{aligned} \omega &= 2\pi n = \frac{d\varphi}{dt} & d\varphi &= \omega dt \\ \frac{V}{\beta} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{dV}{dt} &= Q_{in} - Q_{out} - Q_{loss} & & \text{Eq. 27} \\ \Rightarrow \omega \cdot \left(\frac{V}{\beta} \cdot \frac{dp}{d\varphi} + \frac{dV}{d\varphi} \right) &= (Q_{in} - Q_{out} - Q_{loss}) \end{aligned}$$

Si analizza primariamente il caso di rasamenti non dotati di fresatura periferica sulle superfici interne: innanzitutto, il termine che tiene conto della comprimibilità del fluido è in questo caso nullo perché la differenza di pressione tra il volume di controllo ed i vani adiacenti può essere considerata nulla; i vani tra i denti infatti sono ormai prossimi all'ambiente di mandata e la loro pressione è di fatto pari al valore di mandata. Inoltre, la portata in ingresso Q_{in} in questo caso può ritenersi nulla; l'equazione di continuità assume quindi la forma seguente:

$$\omega \cdot \frac{dV}{d\varphi} = (-Q_{out} - Q_{loss}) \quad \text{Eq. 28}$$

Integrando l'Eq. 28 per un giro completo delle ruote si ottiene il volume di fluido effettivo V_r mandato per giro e il volume perso V_{loss} ; il rendimento volumetrico potrà quindi essere espresso come:

$$\eta_V = \frac{V_{dis} - V_{loss}}{V_{dis}} \quad Eq. 29$$

Se invece i rasamenti sono dotati di fresature periferiche sulle superfici interne, il contributo totale dovuto alla comprimibilità del fluido per un giro completo delle ruote dentate, può essere espresso come:

$$V_{compr} = V_{i_t} \frac{(p_m - p_{i_t})}{\beta} 2z \quad Eq. 30$$

In Eq. 30 V_{i_t} e p_{i_t} sono rispettivamente il volume di un vano tra i denti adiacente al volume di controllo e la sua pressione, mentre p_m è la pressione di mandata della macchina; in particolare, per le unità commerciali analizzate, la fresatura periferica è sufficientemente lunga da poter ammettere che la p_{i_t} sia uguale alla pressione di aspirazione ed il vano tra i denti, prima di entrare in comunicazione con la fresatura, non è di fatto riuscito a pressurizzarsi. Il rendimento volumetrico in questo caso sarà pari a:

$$\eta_V = \frac{V_{dis} - V_{loss} - V_{compr}}{V_{dis}} \quad Eq. 31$$

A questo punto, restano da valutare le portate di fuga Q_{loss} che, integrate per un giro completo della macchina volumetrica, determinano il volume di fluido perso. Innanzitutto si espone qui un'ipotesi fondamentale su cui si basa l'espressione delle portate di fuga che interessano la macchina: considerando i valori di pressione che caratterizzano il funzionamento delle macchine analizzate, la geometria dei meati attraverso cui fluiscono le portate ed il valore della viscosità dinamica caratteristica del fluido considerato si può affermare che il moto del fluido nei meati sia prevalentemente laminare e quindi è possibile utilizzare l'equazione di Poiseuille:

$$Q = \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \quad Eq. 32$$

In Eq. 32, b è la larghezza del meato, h la sua altezza ed l la sua lunghezza, mentre Δp la differenza di pressione applicata al meato. Vista la difficoltà di stimare la vera e propria geometria dei meati di fuga considerati, si segue l'approccio esposto in [9], [10] secondo il quale è possibile stabilire per ogni tipologia di meato determinate dimensioni equivalenti che lo descrivano e che permettano di esprimere la portata di fuga semplicemente come in Eq. 32.

Portata persa attraverso la testa dell'ultimo dente sull'arco di tenuta

Tra le ruote dentate e il corpo interno della macchina esiste un meato di generica altezza h che permette il passaggio di fluido da un vano tra i denti a quello adiacente a pressione inferiore; a questo flusso di fluido dovuto alla differenza di pressione si aggiunge la portata di trascinamento dovuta al fatto che le ruote dentate stanno ruotando all'interno del corpo della macchina immerse nell'olio ad una velocità ω . Tale portata viene calcolata in corrispondenza del dente che si trova al confine tra il volume di controllo e l'adiacente vano tra i denti; che il rasamento abbia la fresatura periferica sulla superficie lato ingranaggio o no, tale dente è di fatto l'ultimo dente sull'arco di tenuta della pompa (Figura 109).

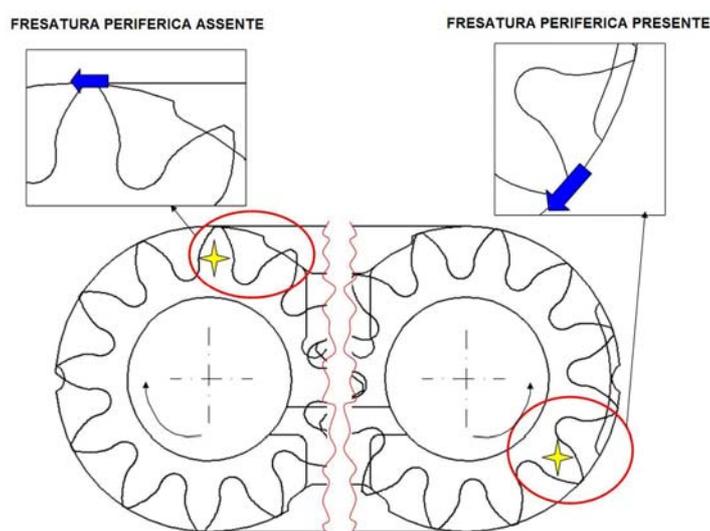


Figura 109: Portata persa attraverso il meato di testa dell'ultimo dente sull'arco di tenuta.

Naturalmente la portata persa va considerata sia sull'ultimo dente in tenuta della ruota motrice che della ruota condotta; tali contributi sono uguali? In verità no perché dipendono fortemente dall'altezza del meato di testa, la quale a sua volta è determinata attraverso lo studio dell'equilibrio radiale delle due ruote che dipende dal carico totale agente su di esse, il quale è generalmente diverso per le due ruote. Il carico totale è determinato dall'andamento della pressione nei vani e dalla forza di ingranamento, componenti che vanno a scaricarsi sul perno sul quale è montata la ruota dentata che va ad assumere una posizione eccentrica rispetto alla boccia in cui è inserito. L'andamento radiale della pressione, la posizione della ruota dentata nel corpo della macchina e, di conseguenza, l'altezza del meato di testa lungo l'intera circonferenza sono stati qui considerati input del problema e calcolati come in [2].

Poiché però, generalmente, entrambe le ruote si spostano, sotto, l'azione del carico, verso la bocca di aspirazione della macchina si possono considerare in prima approssimazione i contributi delle due ruote uguali (e ciò giustifica il fattore 2 in Eq. 33). Occorre far notare che, proprio perché le ruote dentate si spostano durante il funzionamento della pompa verso la bocca di aspirazione, l'altezza del meato di testa sarà ridotta, se non nulla, in prossimità dell'aspirazione stessa (contributo scarso alla determinazione del rendimento volumetrico di questa portata di fuga quando i rasamenti sono dotati di fresature periferiche) mentre sarà "elevata" in prossimità della mandata (contributo rilevante alla determinazione del rendimento volumetrico di questa portata di fuga quando i rasamenti non sono dotati di fresature periferiche). In ogni caso, tale contributo alle portate perse si esprime come:

$$Q_t = 2 \cdot \left(\frac{b_t h_t^3}{12 \mu l_t} (p_m - p_{i-t}) + \frac{b_t h_t \omega r_t}{2} \right) \quad \text{Eq. 33}$$

In Eq. 33, b_t è la larghezza di fascia delle ruote e in questo caso coincide con la larghezza del meato, h_t è l'altezza del meato cioè la distanza tra la testa del dente ed il corpo della macchina ed l_t è di fatto la lunghezza del meato coincidente con lo spessore di testa del dente; infine r_t è il raggio di testa delle ruote dentate ed ω è la velocità angolare della pompa. Il secondo termine in Eq. 33 rappresenta la portata di trascinamento tra un vano e l'altro.

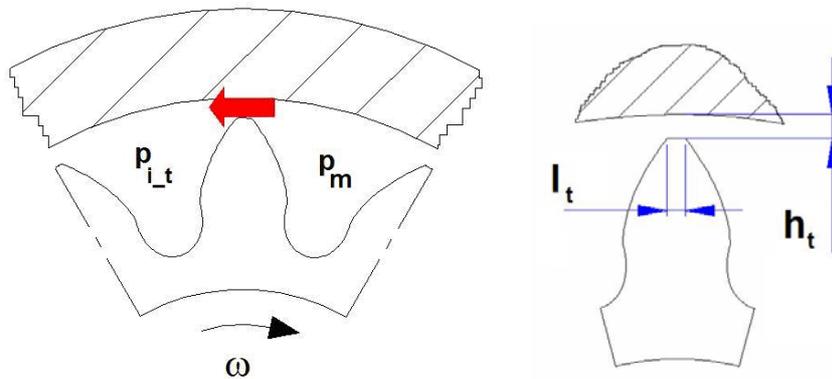


Figura 110: Portate di fuga attraverso il meato di testa: pressioni nei vani tra i denti e dimensioni caratteristiche del meato.

Portata persa attraverso il meato laterale in corrispondenza dell'ultimo dente sull'arco di tenuta.

Come si è già avuto modo di sottolineare il meato laterale tra i rasamenti e le ruote dentate delle macchine ad ingranaggi esterni deve essere ridotto a sufficienza per limitare le fughe di fluido e non penalizzare troppo il rendimento volumetrico ma allo stesso tempo deve sempre

essere assicurata una lubrificazione adeguata durante il funzionamento della macchina. Attraverso questo meato, il fluido fluisce da un vano tra i denti a quello adiacente che si trova a più bassa pressione, ed il meato equivalente attraverso cui si muove può essere individuato in corrispondenza del dente che separa i due vani (ciò vale per entrambi i fianchi delle ruote naturalmente). Per quel che riguarda il modello per la valutazione del rendimento volumetrico esposto, la portata di fuga così descritta andrà sempre valutata in corrispondenza dell'ultimo dente che si trova sul confine del volume di controllo, sia nel caso di presenza di fresature periferiche sui rasamenti che nel caso di assenza delle stesse, e che di fatto è l'ultimo dente sull'arco di tenuta. Inoltre la valutazione di tale portata va fatta sia in riferimento alla ruota motrice che alla ruota condotta, considerando che i meati laterali sono uno per ogni fianco delle ruote; in totale si tratta di valutare quattro contributi di portata che sono considerati uguali (e ciò giustifica il fattore 4 in Eq. 34).

$$Q_l = 4 \left(\frac{b_l h_l^3}{12 \mu l_l} (p_m - p_{i-t}) + \frac{b_l u_m h_l}{2} \right) \quad \text{Eq. 34}$$

$$b_l = r_t - r_f \quad l_l = \frac{\pi(r_t + r_f)}{2z} \quad u_m = \omega \frac{(r_t + r_f)}{2}$$

In Eq. 34, b_l , l_l , h_l sono le grandezze caratteristiche del meato, cioè rispettivamente la larghezza, la lunghezza, valutata considerando il raggio medio tra raggio di testa e di fondo, e l'altezza; r_t ed r_f sono i raggi di testa e di fondo della ruote dentate e z il numero di denti. Infine, p_m e p_{i-t} rappresentano la pressione di mandata e la pressione nel vano tra i denti immediatamente adiacente al volume di controllo.

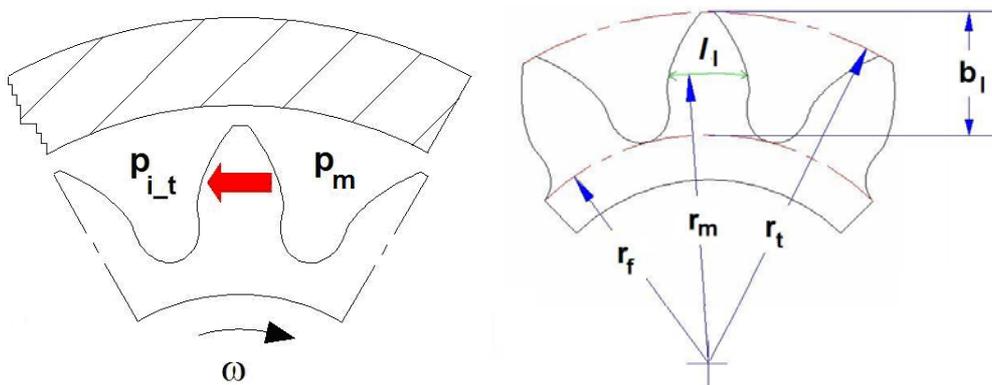


Figura 111: Portate di fuga attraverso il meato laterale: pressioni nei vani tra i denti e dimensioni caratteristiche del meato.

Per una stima più accurata del meato equivalente attraverso cui fluisce la portata, o meglio della sua lunghezza l_l , sono stati implementati i suggerimenti esposti in [10], suddividendo il

meato laterale, lungo la sua lunghezza, in m fette aventi le dimensioni di seguito elencate, dove s_i è lo spessore locale del dente:

$$b_{l,i} = \frac{r_t - r_f}{n} \quad l_{l,i} = s_i \quad i = 1, \dots, n \quad \text{Eq. 35}$$

Ciascuna delle fette in cui è stato suddiviso il dente rappresenta, nel modello a parametri concentrati, uno strozzatore attraverso il quale si muove la portata $Q_{l,i}$, che può essere espressa come in Eq. 36:

$$Q_{l,i} = 4 \left(\frac{b_{l,i} h_{l,i}^3}{12 \mu l_{l,i}} (p_m - p_{i-t}) + \frac{b_{l,i} h_{l,i} u_{m,i}}{2} \right) \Rightarrow Q_l = \sum_{i=1}^n Q_{l,i} \quad \text{Eq. 36}$$

$$u_{m,i} = \omega r_{m,i} \quad r_{m,i} = r_f + (i - 0.5) b_{l,i}$$

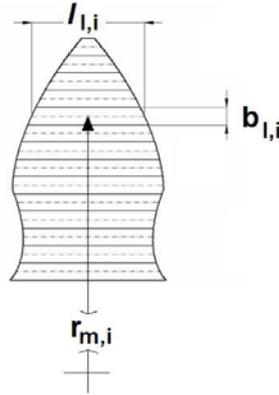


Figura 112: Meato laterale in corrispondenza del dente suddiviso in m fette di spessore $b_{l,i}$.

Portata persa attraverso il meato laterale verso l'ambiente di drenaggio.

La portata persa verso il drenaggio è stata valutata in corrispondenza di ciascun vano tra i denti compreso all'interno del volume di controllo; in particolare si considera, per ciascun vano, una porzione di meato laterale compresa tra la circonferenza di fondo e la circonferenza di drenaggio, caratterizzata da larghezza b_d , da lunghezza l_d e altezza h_d , espressi in Eq. 37, tenendo presente che i meati vanno considerati per entrambe le ruote .

$$Q_d = 4 \left(\frac{b_d h_d^3}{12 \mu l_d} (p_{i-t} - p_D) \right) \quad \text{Eq. 37}$$

$$b_d = K_D \left(2r_f \frac{\pi}{Z} \right) \quad l_d = r_f - r_d \quad h_d = h_l$$

In Eq. 37 la pressione del vano $p_{i,t}$ è pari alla pressione di mandata perché i vani tra i denti considerati si trovano tutti dentro il volume di controllo; p_D è invece la pressione che caratterizza l'ambiente di drenaggio. La larghezza b_d del meato è espressa tramite un coefficiente K_D il cui valore è stato scelto tra quelli proposti in [10], dove viene presentato uno studio dettagliato del campo di flusso nei meati laterali tra rasamenti e ruote dentate e viene analizzata l'influenza della geometria della dentatura sulle portate trafilate attraverso il meato laterale tra un vano e l'altro e verso il drenaggio.

Poiché la valutazione delle portate al drenaggio viene fatta considerando la porzione di circonferenza di drenaggio contenuta nel volume di controllo, dove genericamente sono compresi k vani tra i denti, la portata totale persa al drenaggio sarà Q_D , somma delle singole portate perse in corrispondenza di ciascuno dei k vani tra i denti contenuti nel volume di controllo:

$$Q_D = \sum_{i=1}^k Q_d \quad \text{Eq. 38}$$

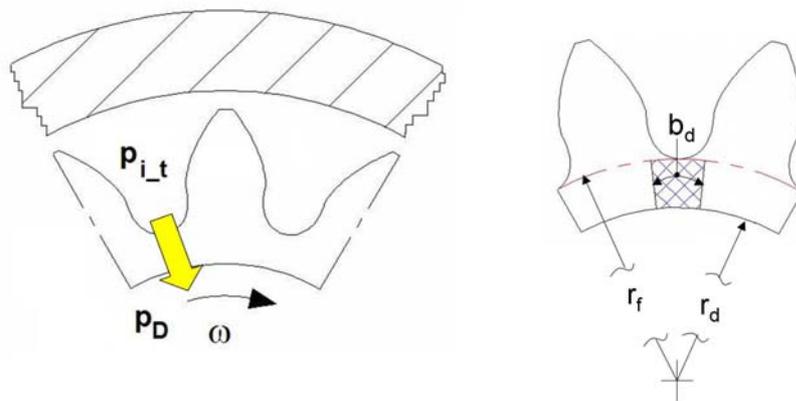


Figura 113: Portate perse al drenaggio: pressioni e dimensioni del meato equivalente.

Portata persa attraverso il meato laterale in corrispondenza della zona di ingranamento.

In corrispondenza della zona di ingranamento, attraverso i meati laterali può fluire una certa quantità di fluido dalla mandata, caratterizzata dalla pressione p_m , direttamente all'aspirazione, caratterizzata dalla pressione p_a ; a causa di come viene definito il meato equivalente (Figura 114), riferito ad una sola ruota dentata, e poiché i meati laterali in corrispondenza dell'area di ingranamento sono due, per ottenere la portata totale che fluisce attraverso il meato occorre moltiplicare per il fattore 4, visibile in Eq. 39:

$$Q_{mes} = 4 \frac{b_{mes} h_{mes}^3}{12 \mu l_{mes}} (p_m - p_a)$$

Eq. 39

$$b_{mes} = r_m - r_f \quad r_m = \frac{r_f + r_t}{2} \quad l_{mes} = l_l \quad h_{mes} = h_l$$

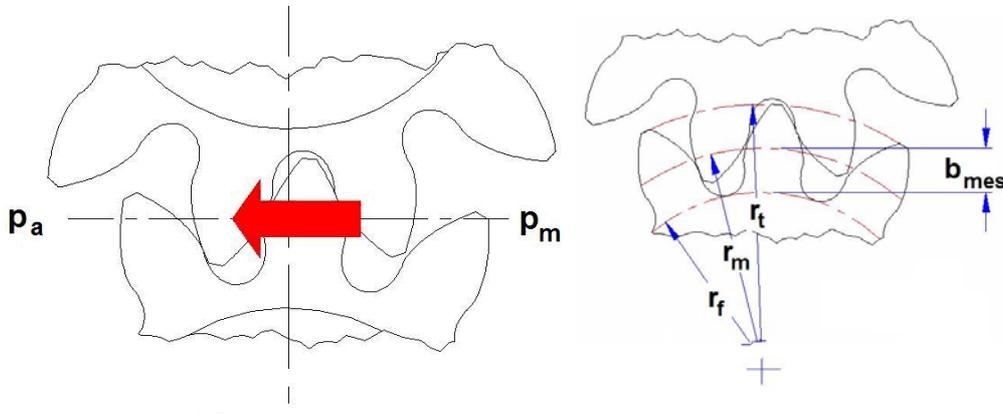


Figura 114: Portata persa attraverso il meato laterale in corrispondenza dell'area di ingranamento: pressioni e dimensioni caratteristiche del meato.

Portata persa attraverso lo scarico di alta pressione

Una certa quantità di portata può rifluire dall'ambiente di alta pressione ai vani tra i denti nella zona di ingranamento, se la pressione nei vani è scesa al di sotto del valore di mandata e la comunicazione con tale ambiente è ancora esistente grazie appunto alla presenza degli scarichi. L'area di efflusso, che dipende dalla geometria degli scarichi, dalla dentatura e varia in funzione dell'angolo di rotazione φ della ruote è stata valutata tramite una procedura CAD-CAE che combina l'utilizzo di un software commerciale e di un codice di calcolo appositamente sviluppato per il post-processing dei dati. La portata viene valutata attraverso l'equazione dell'efflusso turbolento, considerando un valore di riferimento per il coefficiente di efflusso C_e pari a 0.65:

$$\begin{aligned} \text{if } p_m > p_{i-t} : \quad Q_r(\varphi) &= 2C_e A(\varphi) \sqrt{\frac{2(p_m - p_{i-t})}{\rho}} \\ \text{if } p_m \leq p_{i-t} : \quad Q_r &= 0 \end{aligned} \quad \text{Eq. 40}$$

In Eq. 40 p_{i-t} è la pressione nel vano tra i denti che si trova in corrispondenza dell'area di ingranamento; la sua valutazione è avvenuta come descritto nel capitolo 1 ed in [1], [4], [5]. Per un giro completo delle ruote dentate, la portata totale media persa attraverso lo scarico sarà:

$$Q_{r,m} = \frac{z}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} Q_r(\varphi) d\varphi \quad \text{Eq. 41}$$

A questo punto è possibile valutare il volume di fluido totale perso per un giro completo delle ruote:

$$V_{\text{loss}} = \frac{2\pi/z}{\omega} \cdot [z(Q_t + Q_D + Q_1)] + \frac{2\pi}{\omega} \cdot Q_{r,m} + \frac{2\pi}{\omega} \cdot Q_{\text{mes}} \quad \text{Eq. 42}$$

In questo modo è possibile valutare il rendimento volumetrico usando l'Eq. 29 o l'Eq. 31.

Altezza del meato laterale tra rasamento e fiancate di bilanciamento variabile.

Fino ad ora l'altezza del meato laterale è stata considerata costante e pari ad un valore ben preciso il cui ordine di grandezza rispecchia quanto esposto in [6], [7], dove l'altezza del meato laterale è stata misurata sperimentalmente. Come già esposto nel capitolo 2, le fiancate di bilanciamento tendono ad inclinarsi rispetto ai fianchi delle ruote dentate durante il funzionamento della pompa determinando un'altezza di meato laterale variabile. Nel codice per il calcolo numerico del rendimento volumetrico è stata quindi implementata una procedura che, fissata una certa inclinazione del rasamento, permette di considerare un'altezza variabile per il meato laterale nella valutazione delle portate perse; queste ultime, data la condizione di moto laminare supposto nei meati laterali, sono grandemente dall'altezza del meato tra rasamenti e ruote dentate.

Come già esposto nel capitolo 2, l'inclinazione principale del rasamento è quella riferita all'asse y (per cui il rasamento ruota attorno all'asse x) visibile in Figura 115 assieme alle dimensioni della fiancata di bilanciamento. L'espressione dell'altezza del meato laterale è quindi mostrata in Eq. 43, dove I_y è l'inclinazione del rasamento e h_0 l'altezza di riferimento al centro geometrico del rasamento.

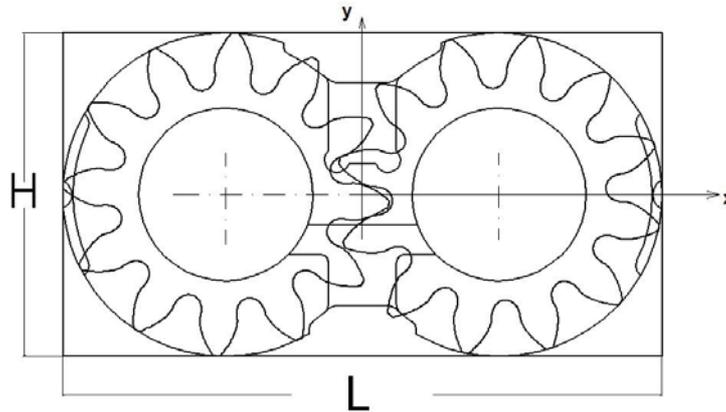


Figura 115: Sistema di riferimento centrato nel centro geometrico del rasamento mostrato in riferimento ad una sezione trasversale della pompa ad ingranaggi.

$$h(x, y) = h_0 + m_y y$$

$$m_y = \frac{2I_y h_0}{H} \quad \text{Eq. 43}$$

Le portate perse coinvolte nell'aggiornamento dell'altezza del meato sono quelle attraverso il meato laterale in corrispondenza dell'ultimo dente sull'arco di tenuta, della zona di ingranamento e del drenaggio.

Per quanto riguarda le prime portate perse menzionate, per ogni fetta in cui è stato suddiviso il meato nel senso della larghezza, si è valutata l'altezza del meato al centro della fetta stessa secondo l'Eq. 43, in corrispondenza del raggio medio r_{ml_i} , definito come:

$$r_{ml_i} = r_f + (i - 0.5)b_{l,i} \quad \text{Eq. 44}$$

Per il meato laterale in corrispondenza del drenaggio è stata valutata un'altezza media del meato in corrispondenza del centro dello stesso, riferito al raggio medio r_{md} :

$$r_{md} = \frac{r_d + r_f}{2} \quad \text{Eq. 45}$$

Considerando il meato laterale in corrispondenza della zona di ingranamento, invece, l'altezza media è pari proprio ad h_0 perchè il meato si trova centrato rispetto all'origine del sistema di riferimento adottato. I risultati ottenuti dall'utilizzo di questo modello, saranno chiaramente influenzati dal valore di h_0 scelto nei calcoli.

3.4 Risultati Ottenuti

Effetto della presenza della fresatura periferica sulle superfici lato ingranaggio delle fiancate di bilanciamento.

Il modello numerico descritto è stato utilizzato per calcolare il rendimento volumetrico di due pompe ad ingranaggi esterni che differiscono solamente per la presenza (pompa A) o meno (pompa C) della fresatura periferica sulle superfici delle fiancate di bilanciamento rivolte alle ruote dentate, come visibile in Figura 116. Le denominazioni scelte sono coerenti con quelle adottate nel capitolo 2.

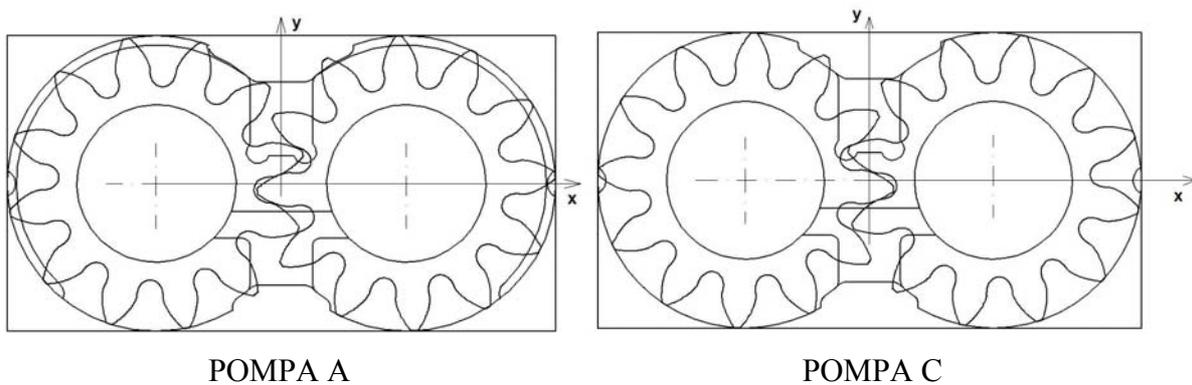


Figura 116: Sezioni trasversali delle pompe A e C

In Tabella 24 sono riassunti i parametri caratteristici della dentatura adimensionalizzati rispetto al modulo mod della dentatura.

Parametro	Valore	Unità di Misura
Angolo di Pressione di Contatto	20	[gradi]
Diametro di Testa	14.49	[mod]
Diametro di Fondo	9.51	[mod]
Diametro di Drenaggio	7.72	[mod]
Numero dei Denti	12	-
Altezza del Meato Laterale di Riferimento	10	[μm]
Larghezza di Fascia della Dentatura	2.83	[mod]

Tabella 24: Elenco dei parametri caratteristici della dentatura adimensionalizzati rispetto al modulo

Come già visto nel capitolo 2, la presenza o meno della fresatura periferica, a parità di superficie di bilanciamento, cambia molto il comportamento dei rasamenti durante il funzionamento; dove è presente la fresatura, come visibile nelle immagini seguenti (ricavate sempre per una condizione di funzionamento caratterizzata da un regime $n=1500$ rpm ed una pressione di mandata $p_m=180$ bar), il centro di spinta della forza lato ingranaggio si sposta verso il basso rispetto l'origine del sistema di riferimento e globalmente la forza lato

ingranaggio che agisce sul rasamento tende ad aumentare avvicinandosi maggiormente a quella esercitata sulla superficie di bilanciamento. Concludendo si può affermare che il sovrabilanciamento non è molto alto ed il rasamento tende ad inclinarsi di poco rispetto ai fianchi delle ruote dentate. Inoltre, il comportamento evidenziato è meno influenzato dalle condizioni di funzionamento della macchina, in particolare dal regime di rotazione, soprattutto per quel che riguarda la posizione del centro di spinta, rispetto al caso di assenza di fresatura; la fresatura periferica, infatti, impone la pressione di mandata su di un elevato numero di vani tra i denti, fin verso la bocca di aspirazione e quindi la pressurizzazione dei vani sarà meno sensibile alle condizioni di funzionamento della macchina quali regime di rotazione e pressione in mandata.

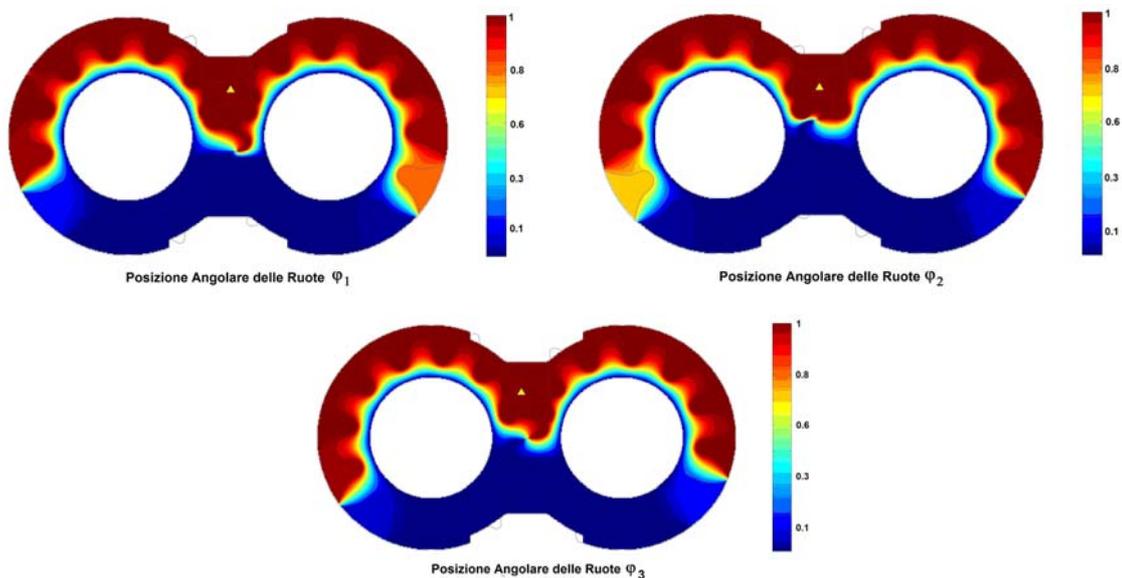


Figura 117: Distribuzione della pressione nel meato laterale della Pompa C in corrispondenza di diverse posizioni angolari ($n=1500$ rpm, $p_m=100$ bar)

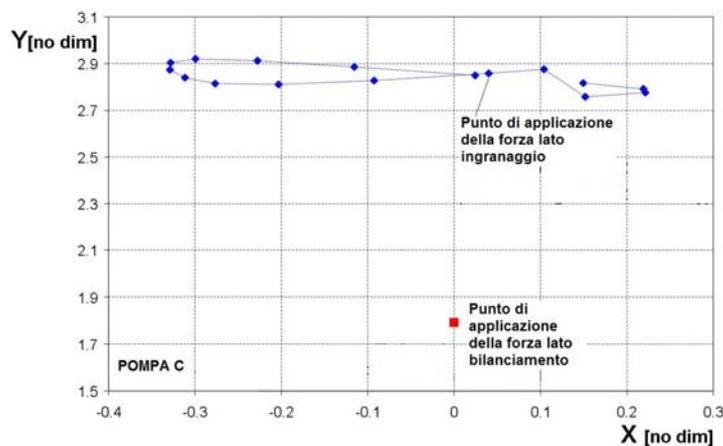


Figura 118: Andamento del punto di applicazione della forza lato ingranaggio a confronto con il punto di applicazione della forza lato bilanciamento per la Pompa C ($n=1500$ rpm, $p_m=100$ bar).

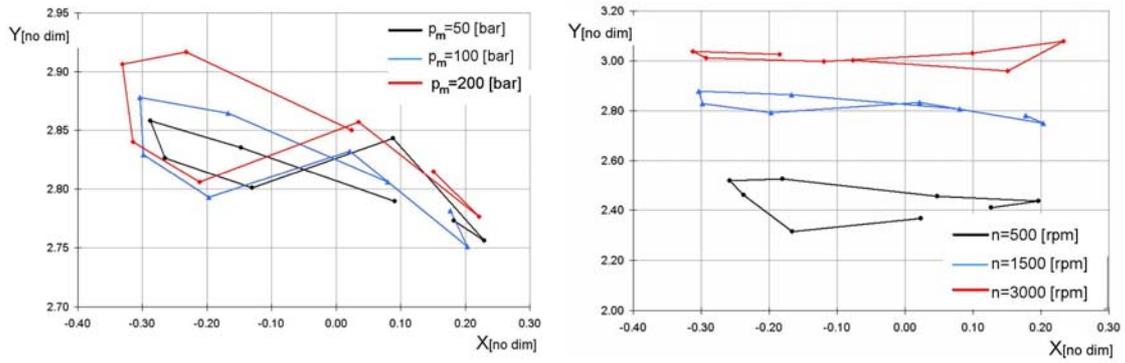


Figura 119: Andamento del punto di applicazione della forza lato ingranaggio al variare del regime di rotazione n e della pressione di mandata p_m (Pompa C).

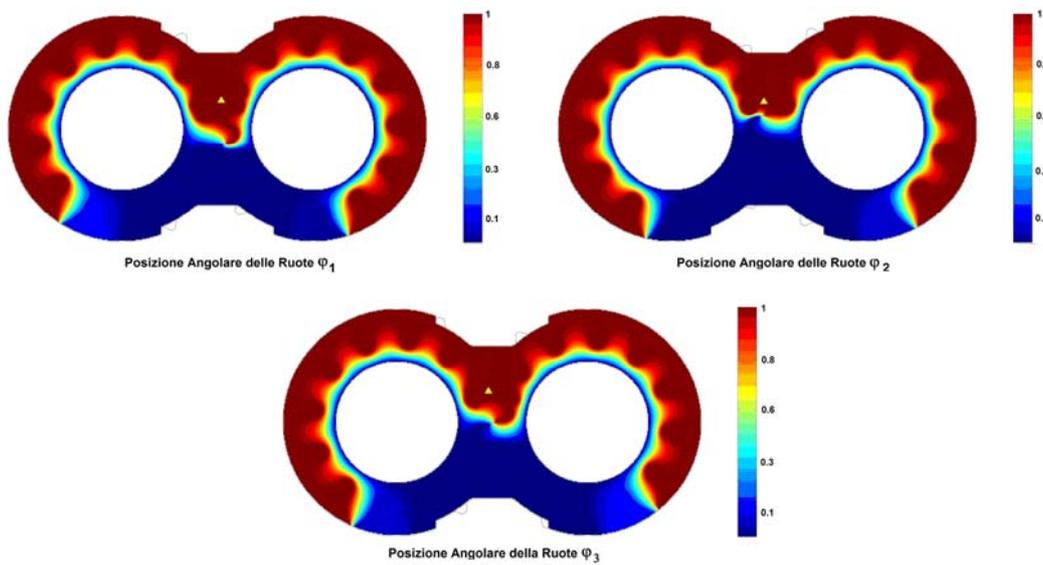


Figura 120: Distribuzione della pressione nel meato laterale della Pompa A in corrispondenza di diverse posizioni angolari ($n=1500$ rpm, $p_m=100$ bar).

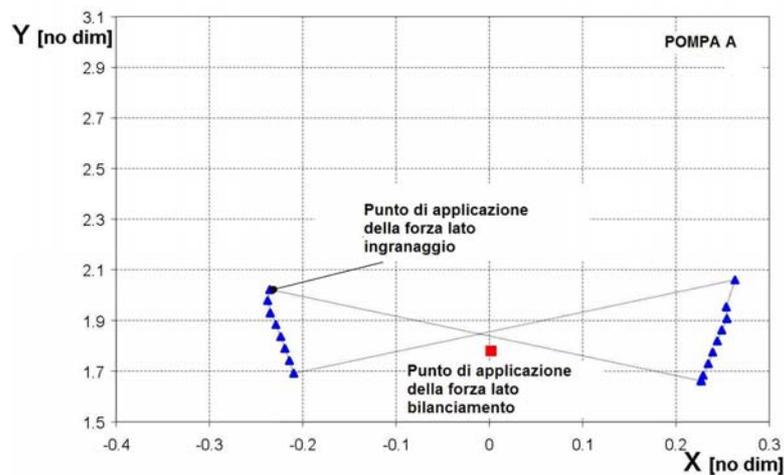


Figura 121: Andamento del punto di applicazione della forza lato ingranaggio a confronto con il punto di applicazione della forza lato bilanciamento per la Pompa A ($n=1500$ rpm, $p_m=100$ bar).

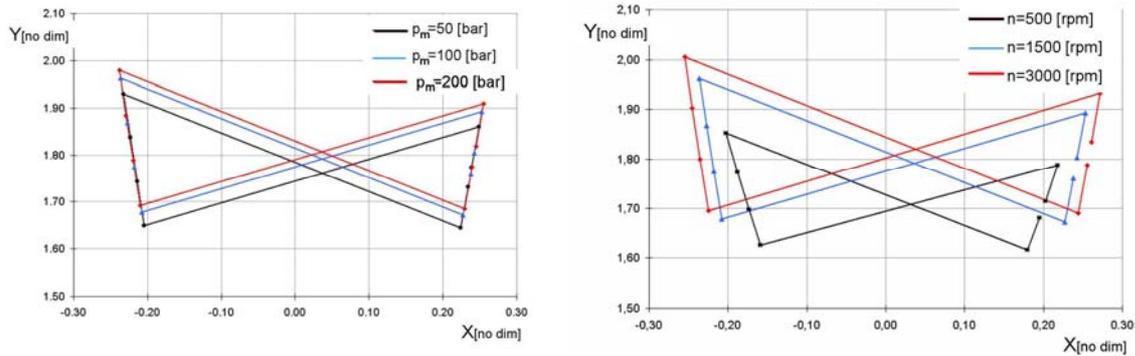


Figura 122: Andamento del punto di applicazione della forza lato ingranaggio al variare del regime di rotazione n e della pressione di mandata p_m (Pompa A)

Il parametro rendimento volumetrico come risente delle differenze evidenziate riguardo al diverso comportamento di bilanciamento assiale? Per valutare ciò è stata implementata un'attività numerica per calcolare il rendimento volumetrico in corrispondenza delle condizioni di funzionamento elencate in Tabella 25 per entrambe le macchine considerate. I risultati ottenuti sono mostrati in Figura 123.

Parametro	Valore	Unità di Misura
Pressione in Mandata	100 ÷ 200	[bar]
Pressione in Aspirazione	1	[bar]
Velocità di Rotazione	500 ÷ 3000	[rpm]
Pressione di drenaggio	1	[bar]

Tabella 25: Condizioni di funzionamento considerate.

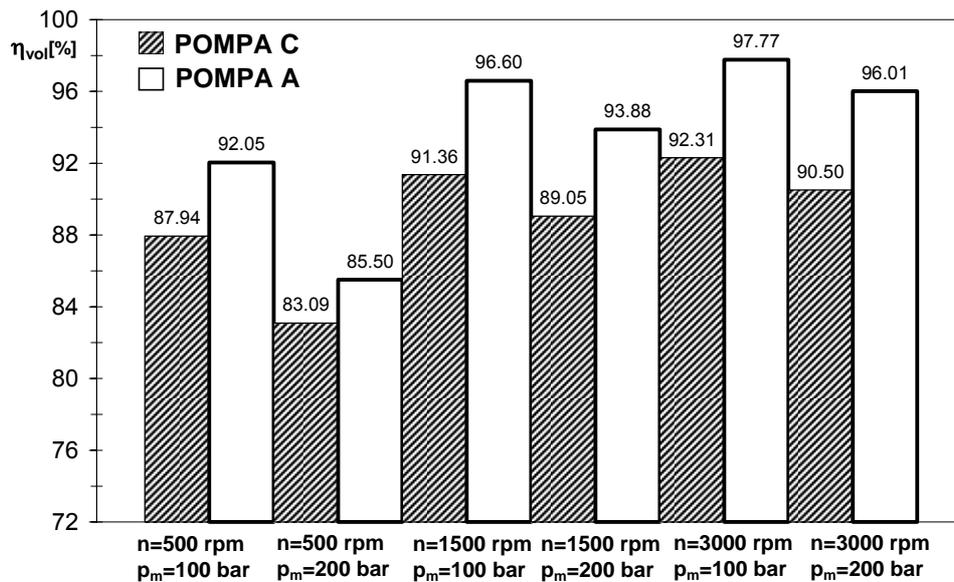


Figura 123: Rendimento Volumetrico delle Pompe C e A per diverse condizioni di riferimento.

Per spiegare i risultati ottenuti, che evidenziano come la pompa A, dotata di fresatura periferica, sia sempre caratterizzata da un rendimento volumetrico maggiore, bisogna innanzitutto sottolineare che i volumi di fluido persi attraverso il meato di testa in corrispondenza dell'ultimo dente in tenuta (quando l'altezza di meato non è nulla): essi sono caratterizzati da un ordine di grandezza maggiore rispetto agli altri volumi persi. Di conseguenza, il peso sul calcolo del rendimento volumetrico del volume perso attraverso il meato di testa (10^{-1} cm³/giro) è più rilevante rispetto al peso determinato dai volumi di fluido persi attraverso il meato laterale verso drenaggio e vani adiacenti al volume di controllo ($10^{-2} \div 10^{-3}$ cm³/giro). Osservando l'Eq. 33, si può affermare che, per la pompa C, il primo termine è pari a zero a causa della differenza di pressione praticamente nulla tra il volume di controllo ed i vani tra i denti immediatamente adiacenti che si trovano ormai in prossimità della bocca di alta pressione, mentre il secondo termine, dovuto al trascinamento, è diverso da zero e dipende dall'altezza del meato di testa. Come già messo in luce, le ruote dentate, durante il funzionamento della pompa, si spostarono sotto l'azione del carico verso la bocca di aspirazione determinando un incremento dell'altezza del meato di testa in prossimità dell'aspirazione. Per la Pompa A invece, dotata di fresatura periferica sulle superfici dei rasamenti che si affacciano alle ruote dentate, il meato di testa da considerare, sempre in corrispondenza dell'ultimo dente in tenuta, si trova più vicino alla bocca di aspirazione, di conseguenza entrambi i termini in Eq. 33 sono nulli o trascurabili.

Infine, il contributo dell'effetto di comprimibilità, che esiste solo per la pompa A, è troppo basso (10^{-2} cm³/giro) per penalizzare il rendimento volumetrico al pari del contributo attraverso il meato di testa. I restante volumi di fluido persi, verso l'aspirazione attraverso il meato laterale in corrispondenza della zona di ingranamento e verso la mandata attraverso lo scarico di alta pressione, sono comparabili per le due pompe considerando i medesimi parametri di funzionamento. Si osserva infine che, per entrambe le pompe, all'aumentare del regime di rotazione ed al diminuire della pressione di mandata, come atteso, il rendimento volumetrico cresce.

Influenza dell'inclinazione dei rasamenti rispetto le ruote dentate.

L'analisi numerica per valutare l'influenza dell'inclinazione dei rasamenti è stata implementata con riferimento alla pompa di cui è visibile una sezione trasversale in Figura 124.

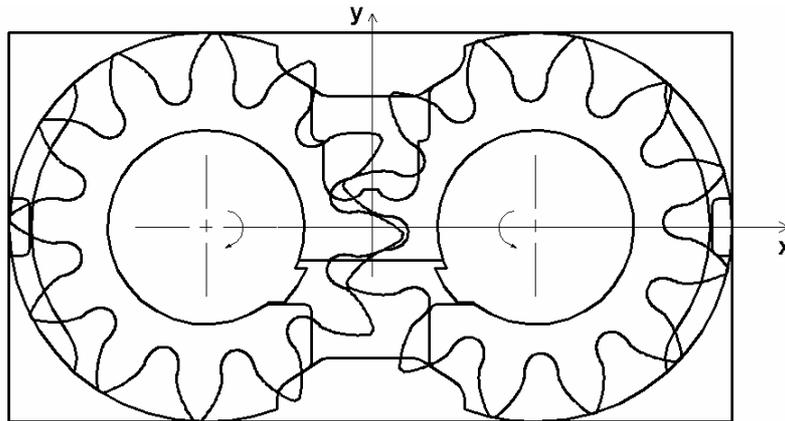


Figura 124: Sezione trasversale della pompa analizzata.

Parametro	Valore	Unità di misura
Angolo di pressione	20	[gradi]
Diametro di testa	14.59	[mod]
Diametro di fondo	9.51	[mod]
Diametro di drenaggio	7.3	[mod]
Numero di denti	12	-
Larghezza di fascia	17.3	[mod]

Tabella 26: Parametri geometrici caratteristici della dentatura della pompa analizzata.

In Tabella 26 sono riportati i parametri caratteristici della dentatura, adimensionalizzati rispetto il modulo della dentatura mod . In Tabella 27, invece, compaiono le condizioni di riferimento adottate per le simulazioni numeriche.

Parametro	Valore	Unità di misura
Pressione in mandata	100	[bar]
Pressione in aspirazione	1	[bar]
Velocità di rotazione	1500	[rpm]
Pressione di drenaggio	1	[bar]
Altezza meato laterale nel centro geometrico del rasamento	3÷20	[μm]
Inclinazione % lungo l'asse y	0.999±0.999	-

Tabella 27: Condizioni di funzionamento considerate nelle simulazioni.

L'altezza del meato laterale in corrispondenza del centro geometrico del rasamento h_0 è stata scelta in riferimento ai valori rilevati in [6], [7]; le superfici che compongono il meato laterale sono supposte completamente rigide, non vengono prese in considerazione deformazioni di carattere termico e meccanico. Infine, in accordo con quanto rilevato in [6], durante le simulazioni numeriche viene considerata per il meato laterale una configurazione stazionaria.

In Figura 125 è visibile l'andamento del rendimento volumetrico in funzione del parametro inclinazione del rasamento lungo l'asse y , ottenuto per un'altezza di riferimento h_0 pari ad $10 \mu\text{m}$; l'andamento è praticamente parabolico con vertice, e valore massimo del rendimento volumetrico, in corrispondenza di un'inclinazione del rasamento nulla. In Figura 126 sono riportati i volumi di fluido persi per un giro completo delle ruote, in funzione dell'inclinazione del rasamento, adimensionalizzati per il volume totale di fluido perso per giro; è così possibile valutare il peso di ciascun contributo nella determinazione del rendimento volumetrico. In particolare, in Figura 127 compaiono i volumi persi al drenaggio, in giallo, e attraverso il meato laterale in corrispondenza dell'ultimo dente in tenuta, in azzurro; gli altri volumi di fluido persi sono di fatto indipendenti dall'inclinazione del meato laterale. Da questo grafico si possono trarre alcune considerazioni: quando l'altezza del meato laterale è minima nella prossimità della porta di mandata ($I_y < 0$), le portate al drenaggio, valutate su di un arco di circonferenza esteso per lo più nella zona identificata dalle ordinate positive, sono minori rispetto al caso di inclinazione nulla del meato. Le portate perse attraverso il meato laterale, invece, valutate in corrispondenza dell'ultimo dente in tenuta che, vista la presenza della fresatura periferica, si trova più vicino alla porta di bassa pressione, aumentano all'aumentare dell'inclinazione del rasamento verso la porta di mandata. I volumi di fluido persi si comportano in modo esattamente opposto nel caso di $I_y > 0$. Il risultato globale è una riduzione del rendimento volumetrico non appena ci si sposta dalla condizione $I_y = 0$.

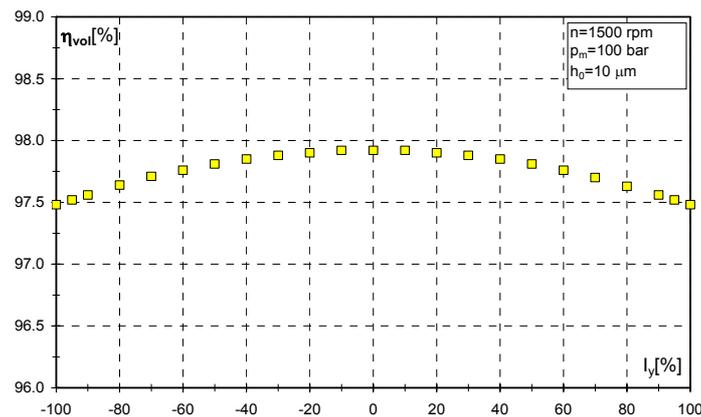


Figura 125: Andamento del rendimento volumetrico in funzione dell'inclinazione del rasamento attorno l'asse x ($h_0 = 10 \mu\text{m}$).

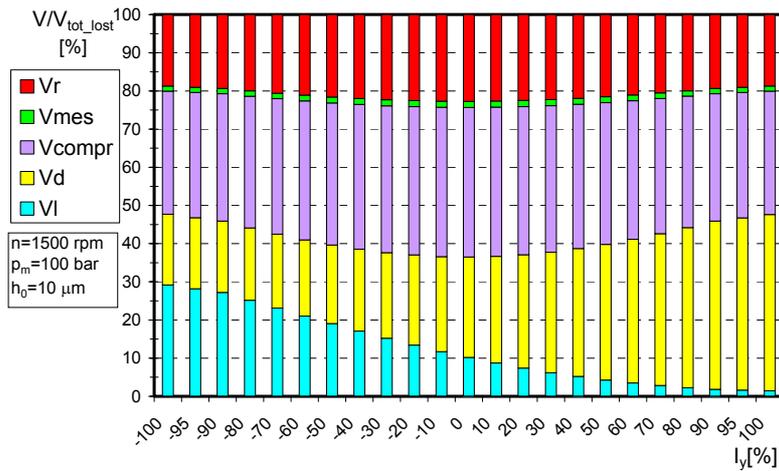


Figura 126: Volumi di fluido adimensionalizzati rispetto al totale, persi in un giro completo delle ruote in corrispondenza di diverse inclinazioni del meato ($h_0=10$ μm)

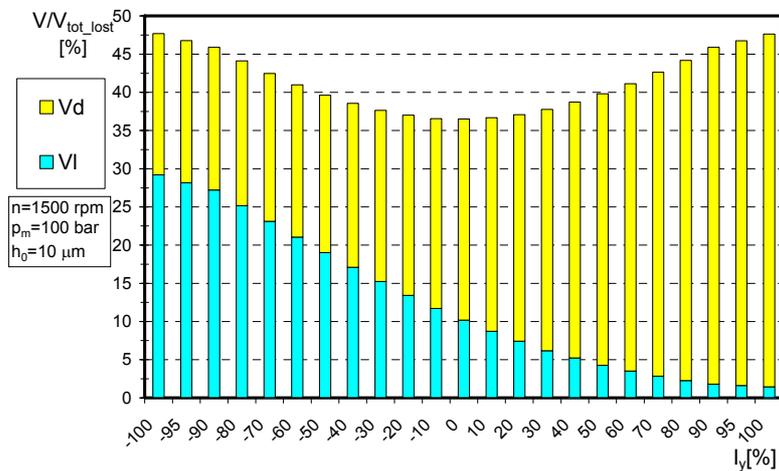


Figura 127: Volumi di fluido, adimensionalizzati rispetto al totale, persi in un giro completo delle ruote al drenaggio e attraverso il meato laterale in funzione di diverse inclinazioni del meato ($h_0=10$ μm)

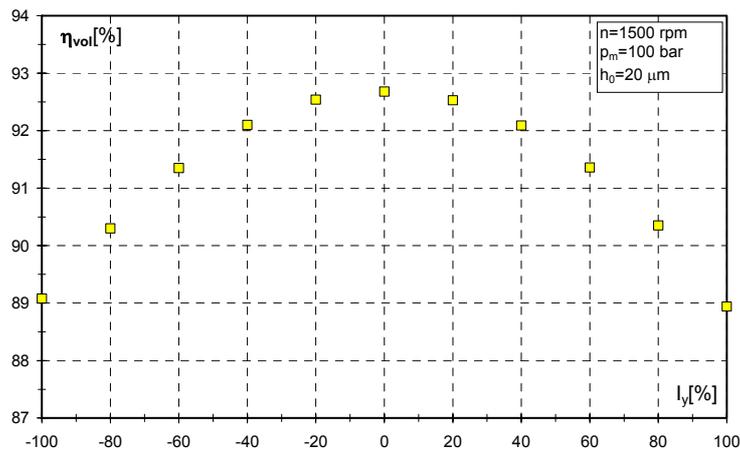


Figura 128: Andamento del rendimento volumetrico in funzione dell'inclinazione del rasamento attorno l'asse x ($h_0=20$ μm).

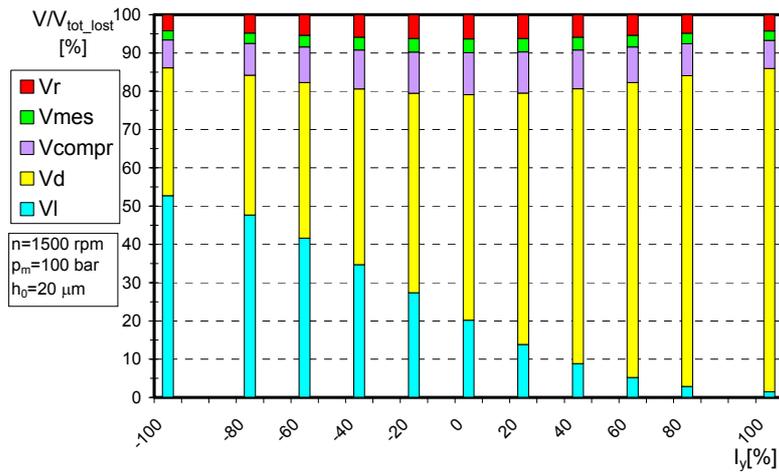


Figura 129: Volumi di fluido adimensionalizzati rispetto al totale, persi in un giro completo delle ruote in corrispondenza di diverse inclinazioni del meato ($h_0 = 20 \mu\text{m}$)

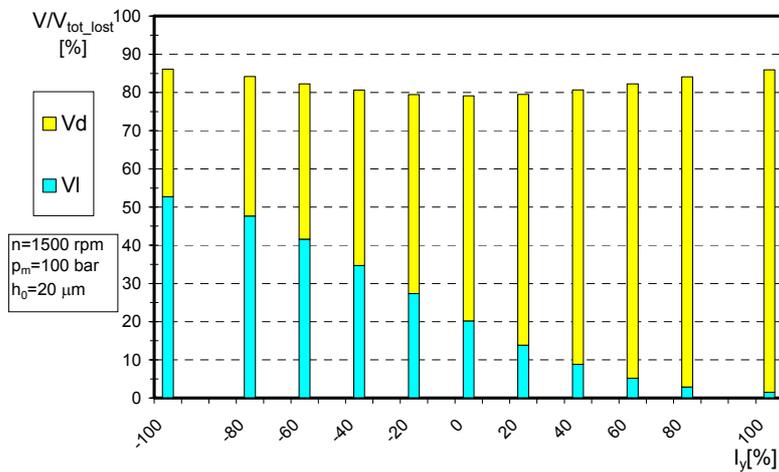


Figura 130: Volumi di fluido, adimensionalizzati rispetto al totale, persi in un giro completo delle ruote al drenaggio e attraverso il meato laterale in funzione di diverse inclinazioni del meato ($h_0 = 20 \mu\text{m}$)

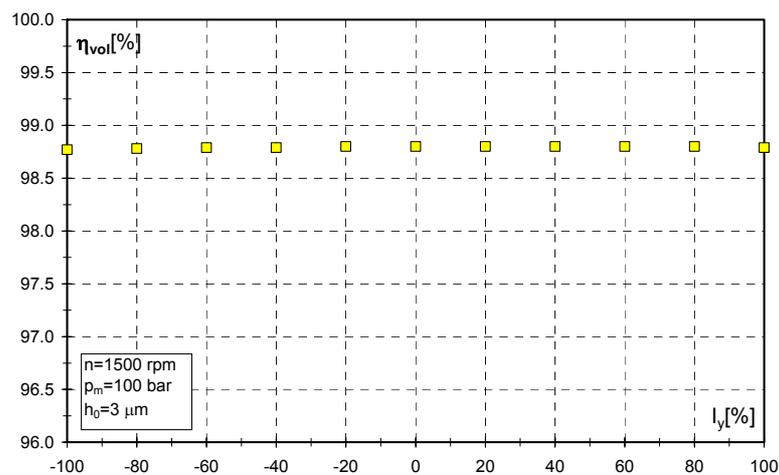


Figura 131: Andamento del rendimento volumetrico in funzione dell'inclinazione del rasamento attorno l'asse x ($h_0 = 3 \mu\text{m}$).

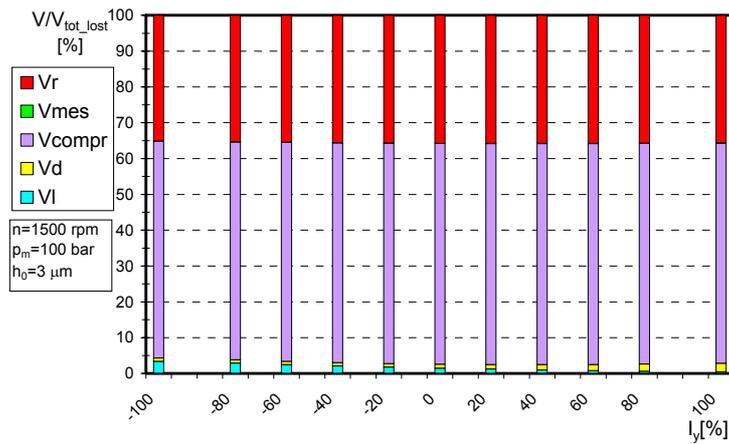


Figura 132: Volumi di fluido adimensionalizzati rispetto al totale, persi in un giro completo delle ruote in corrispondenza di diverse inclinazioni del meato ($h_0=3 \mu\text{m}$).

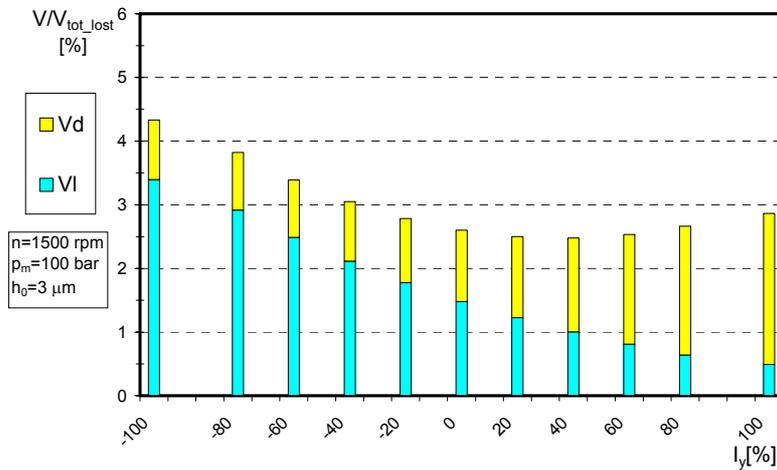


Figura 133: Volumi di fluido, adimensionalizzati rispetto al totale, persi in un giro completo delle ruote al drenaggio e attraverso il meato laterale in funzione di diverse inclinazioni del meato ($h_0=3 \mu\text{m}$).

Come visibile dalla Figura 128 fino alla Figura 133, il comportamento del rendimento volumetrico si mantiene al variare dell'altezza del meato laterale di riferimento h_0 . Si osserva, però, come per minori altezze del meato laterale di riferimento il rendimento volumetrico è decisamente maggiore e l'andamento del rendimento in funzione dell'inclinazione del rasamento è piuttosto piatto.

L'andamento simmetrico del rendimento volumetrico in funzione dell'inclinazione del rasamento non è comunque così scontato; infatti, la valutazione del rendimento volumetrico dipende fortemente dalle ipotesi assunte nella modellizzazione, soprattutto per quel che riguarda la definizione delle dimensioni equivalenti dei meati valutati. In ogni caso, le informazioni che si possono trarre dall'analisi numerica sono essenzialmente due: la prima è che, per pompe dotate di fresatura periferica, la configurazione di bilanciamento "ideale" per quel che riguarda il rendimento volumetrico è quella in cui i rasamenti rimangono paralleli ai

fianchi delle ruote dentate, configurazione alla quale già tendono le pompe volumetriche dotate di fresatura, tanto più quest'ultima è estesa verso la porta di bassa pressione; la seconda informazione che si può derivare dall'analisi è che il rendimento volumetrico per pompe dotate di fresatura è generalmente più alto rispetto al caso di rasamenti senza fresature periferiche, per via dell'assenza della perdita attraverso il meato di testa sull'ultimo dente in tenuta, e ciò rimane vero anche al variare dell'inclinazione del meato. Riguardo quest'ultima considerazione si possono osservare gli andamenti in Figura 134, ricavati per la pompa A e la pompa C analizzate nel paragrafo precedente; si sottolinea inoltre che, nel caso della pompa C, senza fresature periferiche sulle fiancate di bilanciamento, il rendimento volumetrico cresce al crescere dell'inclinazione del meato verso la porta di mandata. Ciò è piuttosto ovvio visto che, in questo caso, sia i volumi persi al drenaggio che quelli persi attraverso il meato laterale in corrispondenza dell'ultimo dente in tenuta, vengono valutati in corrispondenza delle y positive.

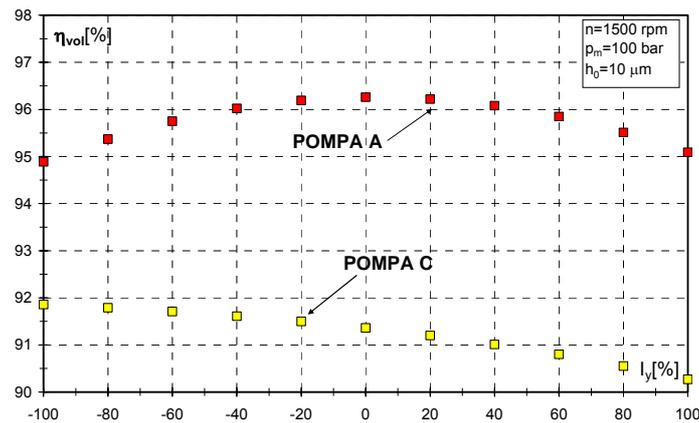


Figura 134: Andamento del rendimento volumetrico al variare dell'inclinazione dei rasamenti attorno l'asse y per le pompe A e C ($h_0=10$ μ m)

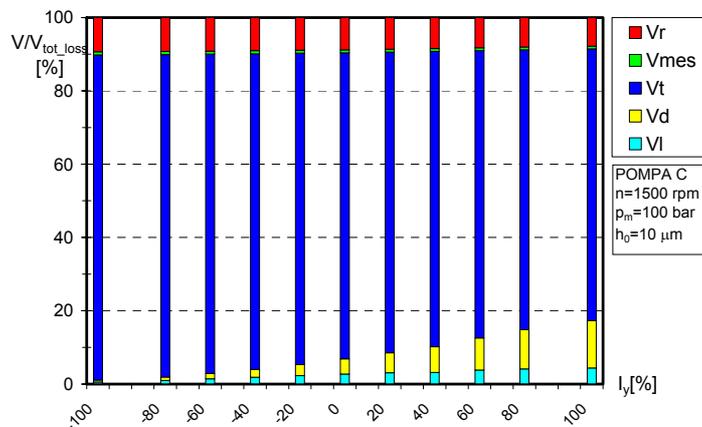


Figura 135: Volumi di fluido adimensionalizzati rispetto al totale, persi in un giro completo delle ruote in corrispondenza di diverse inclinazioni del meato per la pompa C ($h_0=10$ μ m).

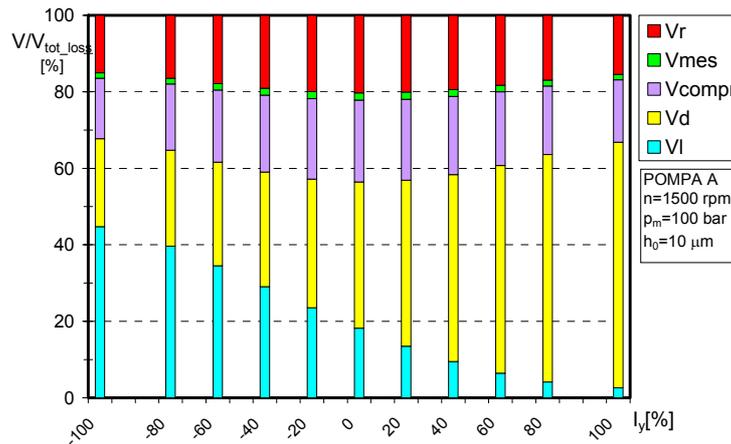


Figura 136: Volumi di fluido adimensionalizzati rispetto al totale, persi in un giro completo delle ruote in corrispondenza di diverse inclinazioni del meato per la pompa A ($h_0=10$ μm).

3.5 Conclusioni

L'analisi effettuata sul rendimento volumetrico ha permesso di approfondire lo studio sul bilanciamento assiale di diverse tipologie di macchine ad ingranaggi esterni presentato nel precedente capitolo. Le considerazioni principali che se ne possono trarre riguardano la funzione delle fresature periferiche ricavate sulla superficie interna delle fiancate di bilanciamento e l'influenza dell'inclinazione del rasamento nel corpo della macchina rispetto i fianchi delle ruote. Innanzitutto si è osservato che, applicando il modello presentato, il rendimento volumetrico che caratterizza la pompa con fiancate dotate di fresatura periferica è più alto (dai 2.5 ai 5.5 punti percentuali di differenza) rispetto al caso di una pompa che si differenzia dalla prima solo per l'assenza della fresatura e che in quest'ultimo caso la perdita sul meato di testa influenza in maniera preponderante il rendimento volumetrico; quest'ultimo aspetto in particolare è dovuto all'impostazione del modello adottato. Nel modello, infatti, non è stato preso in considerazione il fatto che, anche in assenza di fresatura periferica, la pressione nei vani è già pari al valore di mandata ben prima di arrivare in prossimità della bocca di alta pressione e quindi le portate perse attraverso il meato di testa, che sono quelle che incidono maggiormente sulla perdita di efficienza volumetrica in questo caso, sono decisamente minori rispetto a quanto valutato dal modello perché calcolate in corrispondenza del dente che effettivamente realizza la tenuta, spostato verso l'aspirazione. Va però specificato che, se si considera il vero andamento della pressione nei vani e quindi si estende il volume di controllo verso l'aspirazione, occorre anche ri-calcolare le perdite al drenaggio considerando un arco più ampio e che le perdite attraverso il meato laterale dell'ultimo dente

in tenuta aumentano poiché cresce la differenza di pressione a cui è sottoposto il meato; complessivamente ci si aspetta che i due aspetti, portate di fuga attraverso il meato di testa inferiori ma portate di drenaggio e attraverso il meato laterale maggiori, si compensino. Dall'analisi a calcolo sembra quindi emergere come la fresatura periferica determini un beneficio per quel che riguarda il bilanciamento assiale della macchina, stabilizzandolo al variare delle condizioni di funzionamento, in particolare del regime di rotazione, ma anche un effetto "positivo" sul rendimento volumetrico.

Come si è visto nell'ultimo paragrafo, l'inclinazione del rasamento rispetto le ruote dentate, ha una certa influenza sulla valutazione del rendimento volumetrico. In particolare, quando è presente la fresatura periferica, che determina generalmente una minore inclinazione del rasamento ed un minor sovra-bilanciamento, il rendimento volumetrico calcolato risulta essere massimo proprio nel caso di inclinazione nulla; in realtà, la variazione di rendimento al variare dell'inclinazione della fiancata è piuttosto contenuta ma bisogna osservare che l'analisi è stata effettuata per una condizione di funzionamento intermedia, mentre l'effetto sarebbe più tangibile nel caso di basse velocità di rotazione ed alte pressioni di mandata, e soprattutto considerando altezze di riferimento del meato laterale maggiori di quelle considerate nel calcolo.

A parità di tutto il resto, nel caso di presenza di fresatura lunga, come già menzionato, la fiancata è sottoposta ad una coppia di basso modulo e di segno variabile e resta mediamente parallela ai fianchi delle ruote e ciò è più o meno in linea con la condizione di massimo rendimento volumetrico calcolato, che richiede fiancate quanto più possibile parallele ai fianchi delle ruote; quando la fresatura è assente, invece, la fiancata tende a ruotare in modo da diminuire il meato laterale in aspirazione mentre il rendimento volumetrico valutato a calcolo cresce all'aumentare dell'inclinazione della fiancata verso la porta di alta pressione. In questo caso, però, il sovra-bilanciamento sulle fiancate si fa notevole, con il rischio che le fiancate entrino in contatto con le ruote, e qui entra in gioco il rendimento idromeccanico che nell'analisi svolta non è stato preso in considerazione ma che può influenzare negativamente l'efficienza globale della macchina e che quindi costituisce, di fatto, un secondo parametro significativo per valutare la bontà del bilanciamento assiale.

3.6 Bibliografia

1. **Edge, K., Keogh, P., Eaton, M.**, 2001, *Modelling and Simulation of Pressures within the Meshing Teeth of Gear Pumps* International Conference on Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse – France, June 13-15, 2001.
2. **Paltrinieri, F., Milani, M., Borghi, M.**, 2002, *Modelling and Simulating Hydraulically Balanced External Gear Pumps*, Proceedings of the 2nd International FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, Modena, Italy, July 3-6, 2002.
3. **Gutés, M., Gámez Montero, P.J., Castilla, R., Codina Macià, E.**, 2000, *Journal Bearing Performance in Gear Pumps*, Proceedings of the 1st International FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, Hamburg – Germany, September 20-22, 2000, pp. 259-269.
4. **Paltrinieri, F., Milani, M., Borghi, M., Zardin, B.**, 2005, *Pressure Transients in External Gear Pumps and Motors Meshing Volumes*, SAE Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition, Chicago, Illinois (USA), November 1–3, 2005.
5. **Borghi, M., Milani, M., Paltrinieri, F., Zardin, B.**, 2004, *About the Prediction of Pressure Variations in the Inter-Teeth Volumes of External Gear Pumps*, 3rd International PhD Symposium on Fluid Power, Terrassa, Spain, 30th June-2nd July, 2004.
6. **Koç, E., Hooke, C.J.**, 1997, *An experimental investigation into the design and performance of hydrostatically loaded floating wear plates in gear pumps*, Wear – Elsevier Sciences, N. 209 - 1997, pp. 184-192.
7. **Koç, E., Kurbant, A.O., Hooke, C.J.**, 1997, *An analysis of the lubrication mechanisms of the bush-type bearings in high pressure pumps*, Tribology International – Elsevier Sciences, Vol. 30 No. 8 - 1997, pp. 553-560.
8. **Koç, E., Hooke, C.J.**, 1997, *Considerations in the design of partially hydrostatic slipper bearings*, Tribology International – Elsevier Sciences, Vol. 30 No. 11 - 1997, pp. 815-823.
9. **Bonacini, C., Borghi, M.**, 1990, *Calcolo delle pressioni nei vani fra i denti di una macchina oleodinamica ad ingranaggi esterni* Oleodinamica-Pneumatica, Tecniche Nuove – Milan – Italy, November 1990, pp. 128-134, (In Italian).
10. **Paltrinieri, F., Milani, M., Borghi, M.**, 2004, *Studying the Flow Field inside Lateral Clearances of External Gear Pumps*, Proceedings of the 3rd International FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, Terrassa, Spain, June 30th -July 2nd, 2004.
11. **Paltrinieri, F., Milani, M., Borghi, M., Zardin, B.**, 2005, *Studying the Axial Balance of External Gear Pumps*, SAE Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition, Chicago, Illinois (USA), November 1–3, 2005.

Simboli

- A** Area di efflusso
- C_e** Coefficiente di efflusso
- b** Larghezza di fascia delle ruote (larghezza del meato di testa)

h	Altezza del meato
H	Dimensione del rasamento lungo y
i	Indice
I	Inclinazione adimensionale del rasamento
k	Indice
K	Coefficiente di correzione per la larghezza equivalente del meato di drenaggio
l	Lunghezza equivalente del meato
L	Dimensione del rasamento lungo x
m	Coefficiente adimensionale
mod	Modulo della dentatura
n	Velocità di rotazione delle ruote
p	Pressione
Q	Portata
r	Raggio
t	Tempo
u	Velocità di trascinamento
V	Volume
V_T	Cilindrata teorica (effettiva)
V_r	Cilindrata “reale”
V_F	Volume di fluido perso per ciclo della macchina volumetrica
x, y	Sistema di riferimento cartesiano
z	Numero dei denti delle ruote
β	Bulk Modulus
η	Rendimento
μ	Viscosità dinamica del fluido
φ	Angolo di rotazione delle ruote
ρ	Densità del fluido
ω	Velocità angolare delle ruote

Apici, Pedici

compr Comprimibilità

D, d	Drenaggio
dis	Spostamento
f	Circonferenza di fondo della dentatura
H	Bocca in corrispondenza dell'alta pressione
i	Indice
in	Ingresso
i_t	Relativo ad un vano tra i denti della ruota
l	Laterale
L	Bocca in corrispondenza della bassa pressione
loss	Perdite di portata
m	Medio
mes	Relativo all'area di ingranamento
out	Uscita
r	Relativo allo scarico
t	Relativo alla testa del dente
v	Volumetrico
x	Coordinata x
y	Coordinata y

Capitolo 4

Modellizzazione del Funzionamento di Macchine Volumetriche ad Ingranaggi Esterni tramite un Modello a Parametri Concentrati.

4.1 Introduzione

La modellazione numerica di componenti e sistemi oleodinamici costituisce uno strumento assai utile e valido per affiancare o sostituire alcune fasi della loro progettazione, prototipazione e sperimentazione. Questa è ormai una esigenza dettata non solo dalla compressione dei tempi di produzione richiesta dal mercato ma anche, e soprattutto, dalla necessità di capire a fondo le problematiche legate il comportamento di sistemi e componenti, conoscenza che porta ad approfondire i fenomeni coinvolti e che permette di proporre soluzioni per le problematiche riscontrate.

In questo capitolo si vuole presentare il percorso che ha portato nel corso di questi tre anni a realizzare un modello numerico per la simulazione di macchine ad ingranaggi esterni, a partire dalle informazioni reperite nel corso degli anni grazie ad attività di sperimentazione e simulazione numerica.

Per quello che riguarda le macchine volumetriche, esistono in letteratura molti esempi di modellizzazione numerica; in particolare, riguardo le macchine ad ingranaggi esterni, in [2] viene modellizzata una pompa ad ingranaggi esterni con un approccio a parametri concentrati analogo a quello descritto nel seguito del capitolo. Nei lavori da [4] a [7] vengono presentati i metodi numerici adottati per valutare il bilanciamento radiale ed assiale di una macchina ad ingranaggi esterni; in [9] si presenta infine un metodo numerico per stabilire l'equilibrio radiale che tenga in considerazione anche la procedura di rodaggio della macchina e quindi il profilo del corpo interno "segnato" dalle ruote dentate durante il funzionamento della macchina.

A partire dai lavori reperiti in letteratura, nel corso del dottorato sono stati analizzati diversi aspetti legati al funzionamento delle macchine ad ingranaggi esterni; le informazioni ottenute sono state utilizzate e rielaborate nella costruzione di un modello a parametri concentrati realizzato nel software commerciale AMESim, al fine di generare un modello di macchina ad

ingranaggi esterni che si possa interfacciare ed utilizzare all'interno di circuiti idraulici aventi svariate applicazioni, con lo scopo di ottenere un componente che permetta anche lo studio dell'interazione circuito-macchina.

L'ambiente in cui è stato sviluppato il modello numerico è un software commerciale per la modellazione a parametri concentrati per la simulazione di sistemi idraulici, elettro-idraulici e meccanici; esso è corredato anche da uno strumento di programmazione in linguaggio Fortran o C, che permette di realizzare componenti personalizzati in grado di interfacciarsi con i componenti delle librerie classiche del software. Gli input di carattere geometrico necessari al modello numerico vengono forniti analizzando il processo dell'ingranamento sia attraverso un software CAD che tramite un procedura numerica di elaborazioni delle grandezze di interesse [11].

Il modello numerico realizzato è quindi basato su un approccio a parametri concentrati e comporta di fatto una serie di semplificazioni notevoli di cui si vuole dare cenno qui di seguito:

- Il fluido di lavoro è Newtoniano, per la sua modellizzazione si potrebbero utilizzare diversi sottomodelli di fluido implementati in AMESim che si distinguono per come trattano le proprietà del fluido stesso; il sistema liquido - aria libera - vapore (bi-componente e bi-fase), che si può sviluppare quando si instaurano fenomeni di areazione e cavitazione nel fluido, è trattato con l'approccio del fluido equivalente, le cui proprietà sono calcolate come "media" delle proprietà di ciascun componente/fase del sistema. Densità, Bulk Modulus e viscosità variano fortemente con la pressione, quando essa raggiunge il valore di saturazione; è possibile controllare la pressione di saturazione dell'aria nel gas ma non la tensione di vapore del fluido (che è fissata dal software a -0.9 bar relativi).
- nel determinare il carico che agisce sulla ruota dentata, e conseguentemente del perno della ruota nel cuscinetto, vengono trascurate le forze di inerzia e viscosità, che sono però di ordine molto inferiore al carico dovuto alla pressione.
- le fiancate flottanti vengono considerate ferme e parallele ai fianchi delle ruote; i meati laterali tra esse e i fianchi delle ruote hanno altezza pari a 10 μm , valore di riferimento scelto secondo quanto riportato nella letteratura scientifica; tuttavia, nel modello è possibile considerare le fiancate inclinate di un certo angolo rispetto ai fianchi delle ruote immaginando, come presumibilmente succede nella realtà, che in condizioni di

equilibrio esse si posizionino adottando una certa inclinazione, determinata dalle condizioni di funzionamento della macchina e dai parametri geometrici che la descrivono. Ciò si riflette sull'altezza dei meati laterali che mettono in comunicazione i vani tra loro.

- non vengono prese in considerazione le eventuali deformazioni meccaniche e termiche.

4.2 Costruzione di un modello a parametri concentrati per l'analisi del funzionamento di macchine ad ingranaggi esterni

La macchina ad ingranaggi esterni è costituita principalmente da due ruote dentate, motrice e condotta, che ingranano tra loro, montate su appositi perni; la ruota motrice è caratterizzata da un perno più lungo, che fuoriesce dal corpo che costituisce l'albero della macchina. I perni delle ruote "poggiano" su cuscinetti a strisciamento, le boccole, con interposto un meato molto sottile di olio; le boccole, due per ogni ruota, sono forzate in apposite fiancate flottanti e/o nel coperchio e corpo della pompa. Le fiancate flottanti servono essenzialmente a mantenere la tenuta (dal punto di vista delle perdite di fluido) in senso assiale della macchina ed a bilanciare la forza dovuta alla pressione che agisce sulla loro superficie rivolta ai fianchi delle ruote. Infine, tutti questi componenti vengono racchiusi nel corpo della macchina.

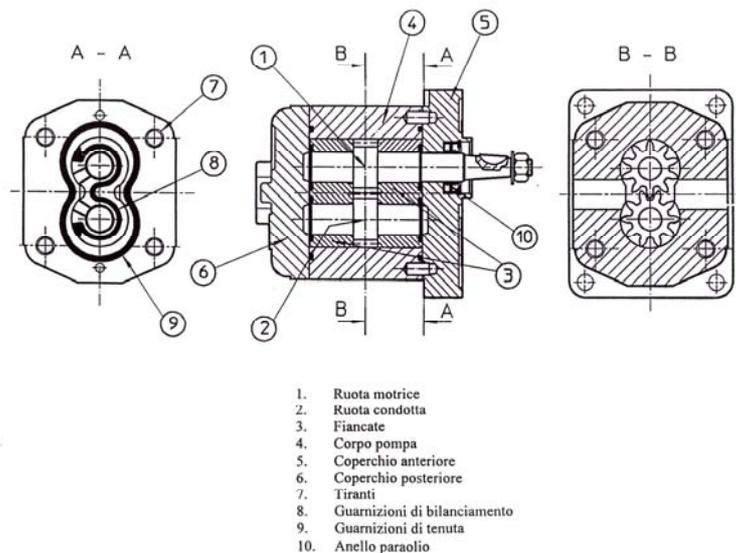


Figura 137: Disegno costruttivo di una pompa ad ingranaggi esterni

Nella pompa ad ingranaggi esterni, di cui è visibile una generica sezione trasversale in Figura 139, in cui sono riportate la superficie interna della fiancata di bilanciamento assiale e le ruote dentate ad essa sovrapposte, il fluido di lavoro riempie i vani tra i denti che si trovano in aspirazione, ambiente caratterizzato da pressione pari a p_a , e la rotazione delle ruote li trasferisce perifericamente (lungo il cosiddetto arco di tenuta) verso l'ambiente ad alta pressione, caratterizzato da pressione p_m , isolandoli, rispetto ai due ambienti a pressione differente, tra le ruote stesse ed il corpo della macchina; i vani però sono in comunicazione l'uno con l'altro (Figura 140) attraverso i meati laterali tra i fianchi delle ruote e le fiancate flottanti, le quali chiudono e contengono assialmente le ruote, attraverso i meati tra la testa dei denti ed il corpo della macchina ed infine sono in comunicazione con l'ambiente di drenaggio. In sostanza, in un modello idraulico a parametri concentrati della pompa ad ingranaggi esterni, ogni vano tra i denti può essere rappresentato come un volume variabile (come si vedrà più avanti il volume è variabile sia a causa della posizione eccentrica della ruota dentata nel corpo macchina sia a causa dell'ingranamento) che si trova in comunicazione con i vani adiacenti e con l'ambiente di drenaggio attraverso strozzatori variabili, la cui area di efflusso dipende dalle caratteristiche geometriche dei meati di comunicazione precedentemente descritti (Figura 141).

Poiché il fluido si muove dall'alta alla bassa pressione, attraverso i meati di comunicazione tra i vani esso tende a rifluire dalla mandata verso l'aspirazione, andando a pressurizzare i vani tra i denti prima che questi siano in effetti comunicanti con l'ambiente di mandata. In questo modo si realizza una pressurizzazione graduale dei vani della macchina lungo l'arco di tenuta che si completa nel momento in cui ciascun vano viene a trovarsi in comunicazione con la mandata; seguendo il percorso di un vano per un giro completo è quindi possibile calcolare l'andamento radiale della pressione al suo interno. Un ruolo non indifferente nel determinare la pressurizzazione graduale dei vani tra i denti viene svolto dal contributo della portata di trascinamento; tale contributo è significativo in corrispondenza del meato tra le teste dei denti ed il corpo interno della macchina poiché l'altezza di tale meato varia in funzione della posizione del vano dato che le ruote si muovono nella carcassa durante il funzionamento della macchina. Per quello che riguarda i meati laterali, invece, se si considera che le fiancate di bilanciamento siano parallele ai fianchi delle ruote, le portate di trascinamento in ingresso e uscita per ogni vano sono identiche; il loro contributo, invece,

assume un ruolo decisivo nel momento in cui le fiancate di bilanciamento assiale siano inclinate.

Un motore elettrico esterno si occupa di fornire la coppia sufficiente a fare girare le ruote, vincendo la coppia resistente generata dai vani tra i denti che non sono bilanciati in termini di pressione nella zona di ingranamento della macchina (in corrispondenza della tenuta tra ambiente di alta e bassa pressione realizzata dal contatto tra i fianchi di due denti che ingranano); la coppia resistente sarà proporzionale alla differenza di pressione tra mandata e aspirazione.

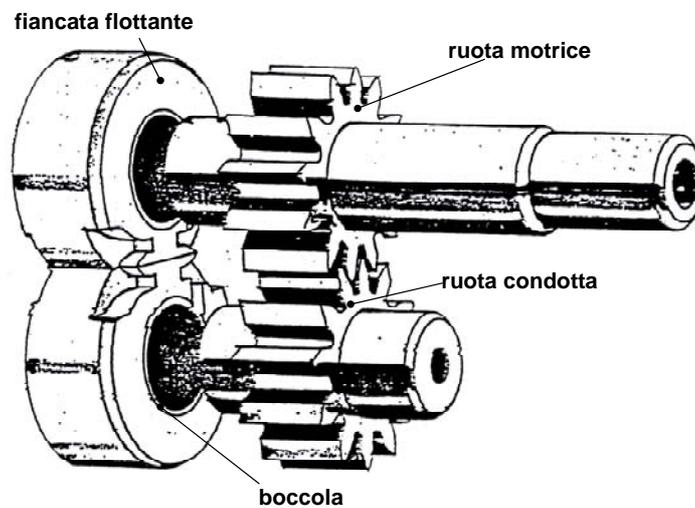


Figura 138: Le ruote dentate ed una fiancata flottante completa di boccole di una macchina ad ingranaggi esterni.

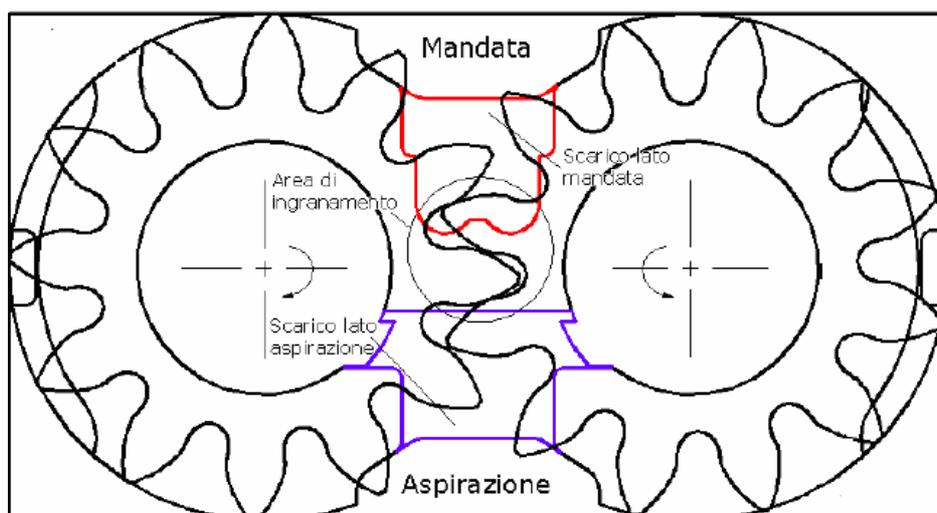


Figura 139: Sezione di una pompa ad ingranaggi esterni.

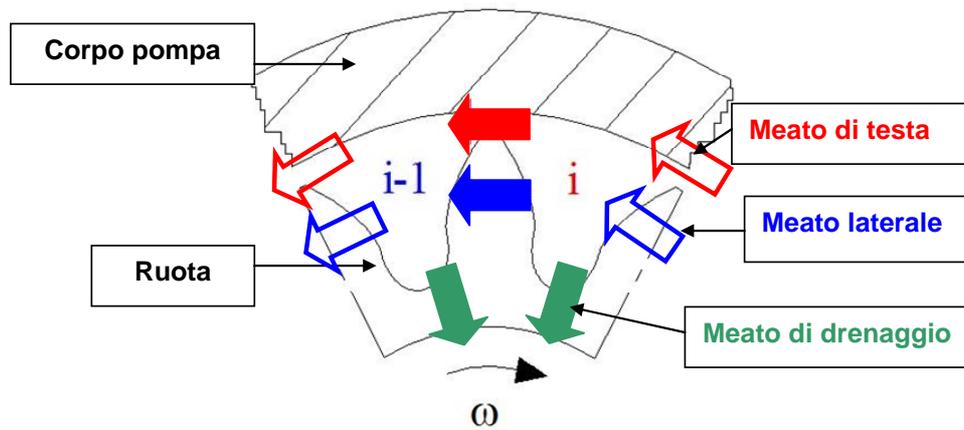


Figura 140: Meati di comunicazione tra vani adiacenti della ruota.

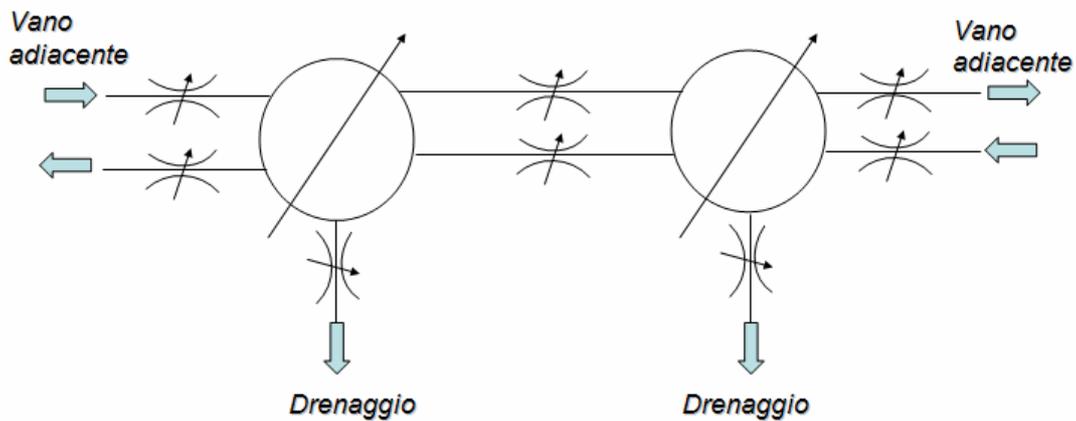


Figura 141: Schematizzazione a parametri concentrati di due vani compresi tra i denti di una ruota dentata di una macchina ad ingranaggi esterni.

Per un motore ad ingranaggi esterni le considerazioni da fare sono analoghe, ma in questo caso il fluido viene trasferito dall'ambiente di alta pressione (alimentazione) a quello di bassa pressione (scarico); in sostanza, il fluido ad alta pressione “spinge” sui fianchi dei denti delle ruote che non sono bilanciati (zona di ingranamento della macchina) riuscendo a generare una coppia che viene trasferita all'esterno dall'albero motore ed è proporzionale alla differenza di pressione tra i due ambienti di ingresso e uscita. Questa volta la de-pressurizzazione dei vani tra i denti prosegue perifericamente dall'alimentazione allo scarico ed è determinata ancora una volta dal fluido che tende a muoversi verso la bassa pressione (scarico) attraverso i meati che realizzano la comunicazione tra i vani e verso il drenaggio. Occorre osservare che, anche se il motore idraulico è costituito dai medesimi componenti della pompa ad ingranaggi (in Figura 142 si notano le due diverse configurazioni), la de-pressurizzazione dei vani nel caso

del motore non è sovrapponibile alla pressurizzazione nel caso della pompa; l'andamento radiale della pressione lungo l'arco di tenuta nella pompa e nel motore differiscono e ciò è imputabile anche all'influenza delle portate di trascinamento che, nel motore rispetto alla pompa, cambiano di segno.

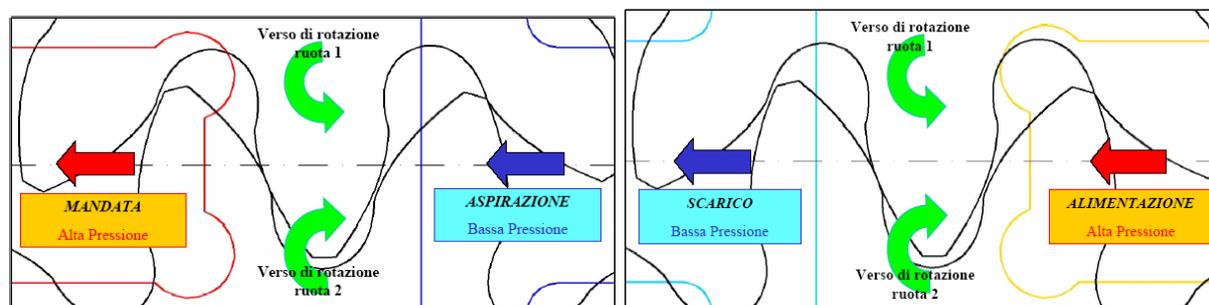


Figura 142: Configurazione di pompa (a sinistra) e motore (a destra) per una macchina ad ingranaggi esterni reversibile, ingrandimento della zona di ingranamento.

In una macchina ad ingranaggi esterni il carico generato dalla distribuzione radiale della pressione unitamente alla forza di contatto generata dall'ingranamento delle ruote dentate, determina una forza totale che si scarica sui cuscinetti a strisciamento di ciascuna ruota (boccole); il carico genera una reazione in termini di distribuzione della pressione nel meato di fluido esistente tra le boccole ed i perni delle ruote, dipendente dalle tolleranze dimensionali dei componenti (coppia rotoidale lubrificata di lunghezza finita). Ciò determina uno spostamento delle ruote dentate all'interno del corpo della macchina, verso l'ambiente di alta pressione, come visualizzato in Figura 144 nel caso di una pompa⁹. In realtà, il posizionamento delle ruote dentate all'interno del corpo macchina è determinato anche dal recupero del gioco esistente tra le fiancate di bilanciamento e il corpo interno, determinato dalle tolleranze di lavorazione e schematizzato in modo qualitativo in Figura 143; tale gioco viene in sostanza recuperato, quando la macchina è in funzionamento, in direzione della congiungente le bocche di aspirazione e mandata della pompa, verso l'aspirazione, a causa delle forze che la pressione genera sulle ruote dentate stesse.

⁹ D'ora in poi, nella trattazione del modello si farà riferimento ad una pompa ad ingranaggi esterni.

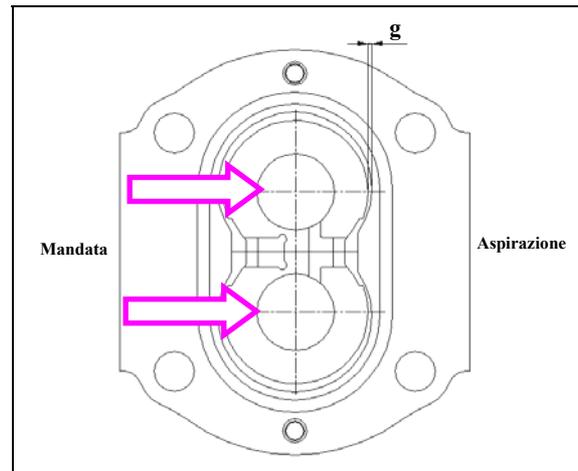


Figura 143 : Recupero del gioco tra fiancata e corpo in direzione della congiungente le bocche di aspirazione e mandata

Di fatto, la posizione eccentrica del perno nella boccia determina una certa eccentricità di posizionamento della ruota dentata all'interno del corpo; questo fenomeno influisce sull'altezza dei meati tra le teste dei denti della ruote e il corpo della macchina, meati che determinano in modo prioritario la comunicazione tra due vani adiacenti e sono quindi i maggiori responsabili della pressurizzazione graduale dei vani tra i denti durante la rotazione delle ruote ([4], [9]). Si può quindi concludere che il posizionamento eccentrico della ruota determina un diverso andamento della pressione nei vani tra i denti, pressione che a sua volta concorre a determinare il carico sulla ruota stessa; i due aspetti sono quindi estremamente legati e si influenzano reciprocamente.

Oltre al carico dovuto all'azione della pressione nei vani tra i denti della macchina, sulla coppia rotoidale perno-boccola si scarica anche la forza di contatto F_c dovuta all'ingranamento delle due ruote dentate.

Il valore medio di tale forza si può esprimere come:

$$F_c = \Delta p \cdot b_t \cdot \frac{(r_t^2 - r_p^2)}{2 \cdot r_p \cdot \cos(\alpha_{lav})}$$

$$\Delta p = p_m - p_a$$

b_t : larghezza di fascia delle ruote

r_p : raggio della circonferenza primitiva

α_{lav} : angolo di pressione di lavoro

r_t : raggio di testa

Eq. 46

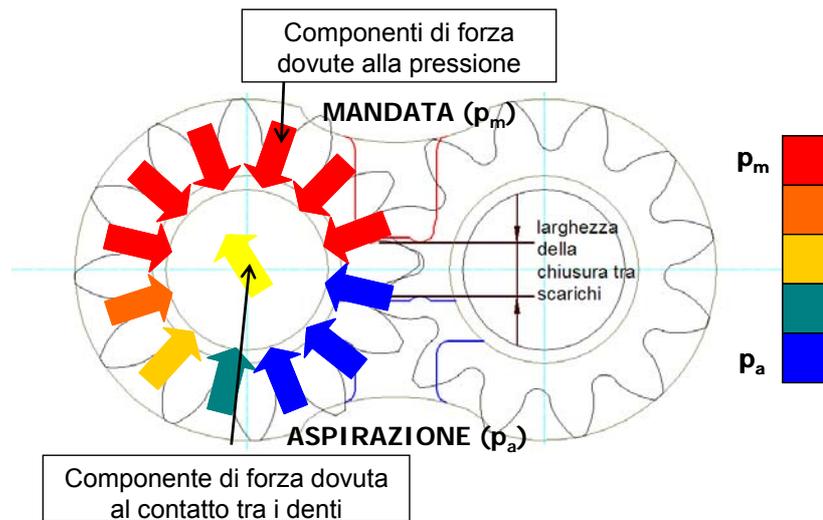


Figura 144 : Forze agenti sulla ruota dentata in una pompa ad ingranaggi esterni.

Il modello di simulazione per macchine ad ingranaggi esterni costruito in ambiente AMESim si basa sulla reciproca influenza tra andamento radiale della pressione e posizionamento della ruota nel corpo della macchina (o meglio l'eccentricità di posizionamento del perno su cui è montata la ruota, nella boccia). Per questo si è realizzato un componente personalizzato per la simulazione del comportamento di un cuscinetto a strisciamento (riportato in Figura 145); ogni ruota dentata viene sostenuta da due cuscinetti, montati sulle fiancate flottanti od in alternativa nel corpo della macchina: per come è strutturato il modello si è scelto di rappresentare questa situazione utilizzando un elemento equivalente che rappresentasse una delle due boccole, su cui si scarica metà del carico totale. In questo approccio si suppone quindi che il carico totale si distribuisca in modo da gravare per metà su di una boccia e per metà sull'altra, ipotesi plausibile vista la simmetria geometrica e di distribuzione delle pressioni in senso assiale.

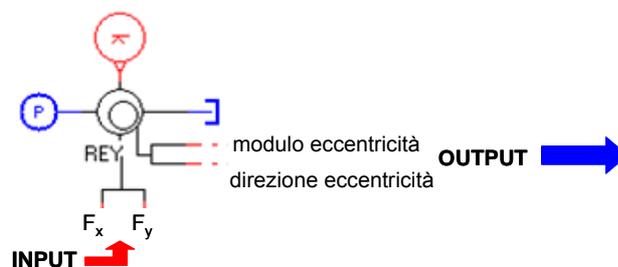


Figura 145 : Componente che simula il comportamento di un cuscinetto a strisciamento realizzato in AMESet

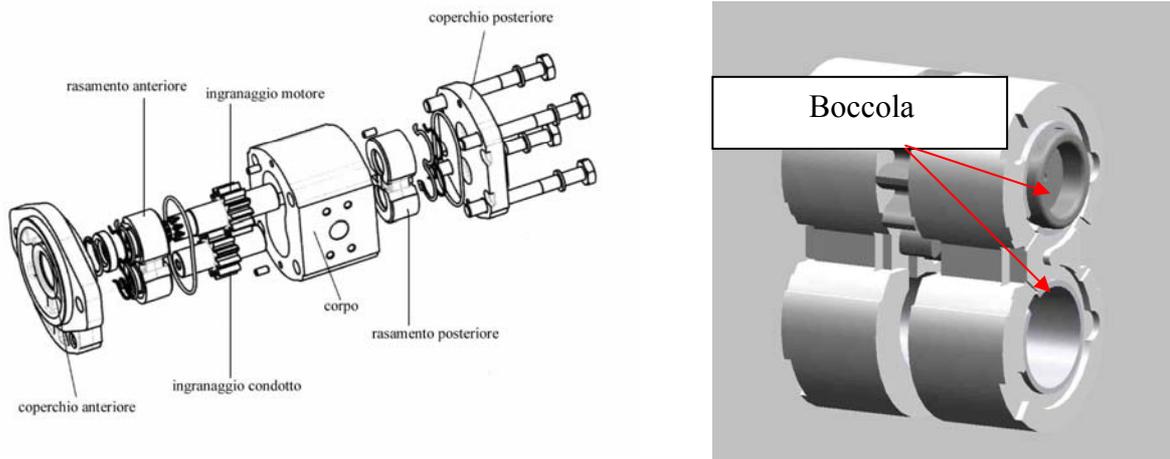


Figura 146: Schema di un assemblaggio dei componenti facenti parte di una macchina ad ingranaggi esterni (sinistra) e modello solido dei rasamenti della macchina e delle ruote dentate (destra).

Il componente che rappresenta l'accoppiamento perno-boccola è stato realizzato utilizzando un tool di programmazione (AMESet) messo a disposizione dal software commerciale utilizzato, AMESim. L'approccio utilizzato per modellare il comportamento del cuscinetto è analogo a quello sviluppato in [9]; esso utilizza i risultati ottenuti dalla risoluzione dell'equazione di Reynolds all'interno del meato tra perno e boccola, schematizzato come in Figura 147, ipotizzando che un fluido Newtoniano ed incompressibile, che l'efflusso attraverso i meati tra la testa dei denti e il corpo macchina sia laminare, che le forze di inerzia e di galleggiamento siano trascurabili. Infine si considera che il gradiente della pressione in direzione radiale sia trascurabile rispetto a quello in direzione circonferenziale.

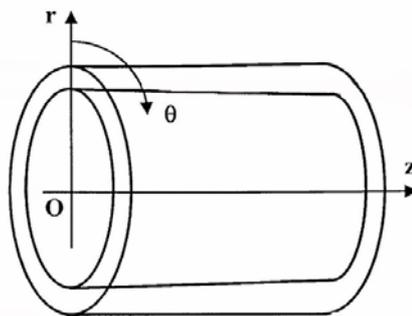


Figura 147: Schema dell'accoppiamento perno boccola e del sistema di riferimento a coordinate cilindriche considerato.

L'espressione dell'altezza del meato tra perno e boccola, assieme all'equazione di Reynolds utilizzata, è:

$$h \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \vartheta^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right] + 3 \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial h}{\partial \vartheta} \frac{\partial p}{\partial \vartheta} + \frac{\partial h}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 12 \frac{\mu}{h^2} \left[\frac{\omega}{2} \frac{\partial h}{\partial \vartheta} + \frac{\partial h}{\partial t} \right]$$

$$h(\vartheta, z) = R - r - e \cos(\gamma - \vartheta)$$

μ : viscosità assoluta del fluido

Eq. 47

ω : velocità di rotazione del perno (ruota dentata)

r : raggio del perno

R : raggio della boccia

e : modulo dell'eccentricità di posizionamento del perno nella boccia

γ : direzione dell'eccentricità di posizionamento del perno nella boccia

L : lunghezza assiale del perno

$$c = R - r$$

Nel componente generato per descrivere l'accoppiamento perno-boccia, il modulo e la direzione dell'eccentricità del perno, e quindi della ruota dentata, vengono determinati avvalendosi di opportune curve interpolanti: i risultati ottenuti dall'utilizzo del modello esposto in [9] sono stati utilizzati per creare opportuni polinomi interpolanti che, in funzione del numero di Sommerfeld e del rapporto $L/2r$, e una volta definite le caratteristiche geometriche di perno e boccia, le caratteristiche del fluido (viscosità assoluta μ), la velocità di rotazione del perno ω , il carico agente sul cuscinetto F , sono in grado di fornire modulo e direzione dell'eccentricità.

Il carico agente sul cuscinetto si calcola sommando tutti i contributi di forza determinati dall'azione della pressione in ciascun vano tra i denti della ruota dentata; per ciascun vano tra i denti si può esprimere la forza esercitata sul cuscinetto come:

$$F = 2 \cdot p \cdot r_t \cdot b_t \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z}\right)$$

p : pressione nel vano

r_t : raggio di testa delle ruote dentate

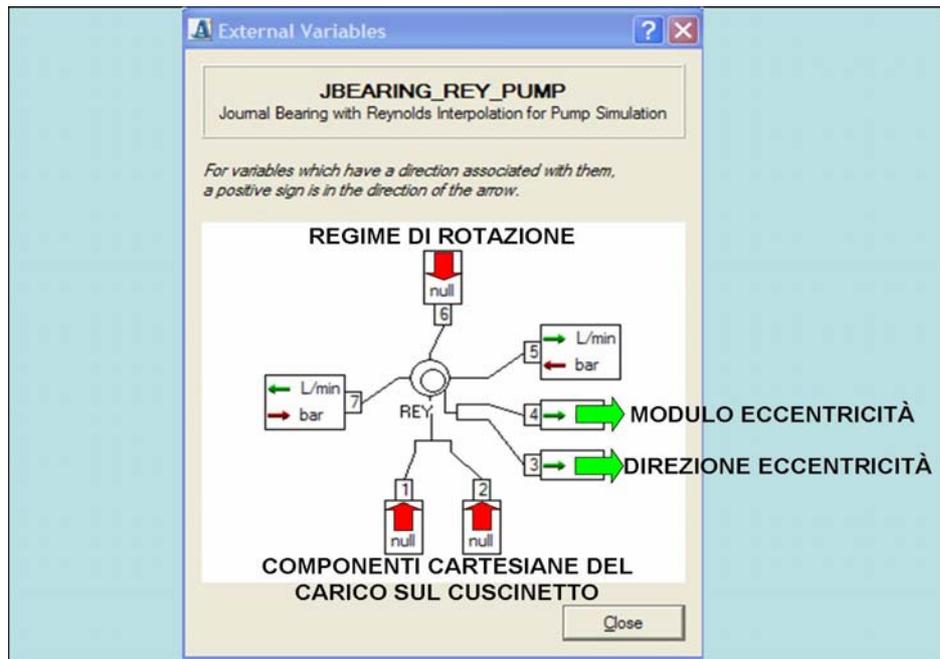
b_t : larghezza di fascia delle ruote

z : numero di denti delle ruote

Eq. 48

La direzione di tale forza è coincidente con l'asse del vano tra i denti.

Infine si osserva che l'aver generato un componente personalizzato permette in futuro di modificare il codice di calcolo corrispondente introducendo, ad esempio, l'influenza della variazione delle proprietà del fluido con la temperatura e la pressione.



Numero di Sommerfeld
$$\frac{\mu \cdot \omega \cdot L \cdot r}{F \cdot \pi} \cdot \left(\frac{r}{c}\right)^2$$

Rapporto Beta β
$$\frac{L}{2 \cdot r}$$

Figura 148 :Modello di cuscinetto realizzato in AMESet ed utilizzato in AMESim.

Il componente che rappresenta l'accoppiamento perno-boccola è caratterizzato da tre porte attraverso cui passano segnali di input per il componente cuscinetto, quali il carico globale determinato dalla distribuzione radiale della pressione e dalla forza di contatto generata nell'ingranamento ed il regime di rotazione del perno nella boccola. Altre due porte, invece, vengono utilizzate per fornire in output il modulo e la direzione di eccentricità che vengono utilizzati come input per ulteriori componenti del sistema realizzato. In questo modo è possibile creare un'interfaccia tra il mondo meccanico e quello idraulico; infatti quando varia la posizione della ruota, cambiano anche le dimensioni dei meati di comunicazione tra i vani di ciascuna ruota; infatti i volumi tra i denti della ruota comunicano tra loro attraverso i meati che si formano tra le teste dei denti e il corpo della macchina, la cui altezza h' si può calcolare come:

$$h'(\vartheta, z) = r_c - r_T - e \cos(\gamma - \vartheta)$$

r_c : Raggio del corpo interno della macchina Eq. 49
 r_T : Raggio di testa della ruota dentata

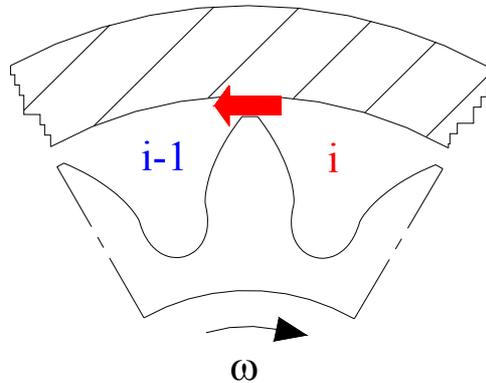


Figura 149 : Meato di testa che si viene a formare tra la testa di un dente di una ruota ad ingranaggi esterni e il corpo interno della macchina.

Quando varia la posizione della ruota, cambia anche l'altezza di questo meato determinando una diversa portata scambiata tra i vani che viene espressa, sotto ipotesi di moto laminare, attraverso i due contributi riportati in Eq. 50:

$$Q_t = \frac{b_t \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot l_t} \cdot \Delta p + \frac{u_t \cdot b_t}{2} \cdot h'$$

n : regime di rotazione della pompa
 $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ Eq. 50
 b_t : larghezza di fascia della ruota dentata
 l_t : spessore di testa del dente
 $u_t = \omega \cdot r_T$

In Eq. 50 il primo termine è appunto la quantità di portata che passa, per effetto della differenza di pressione, da un vano all'altro scritta mentre il secondo termine è di trascinamento e deriva dal fatto che la ruota dentata sta ruotando nel corpo macchina con una velocità di rotazione pari a ω ¹⁰.

¹⁰ Nel caso la macchina considerata sia un motore ad ingranaggi, lasciando le bocche di alta e bassa pressione invariate della macchina (e quindi l'ingresso e l'uscita della macchina vengono invertite passando dalla modalità pompa a quella motore) la velocità di rotazione di ciascuna ruota cambia verso e il segno delle portate di trascinamento diventa negativo.

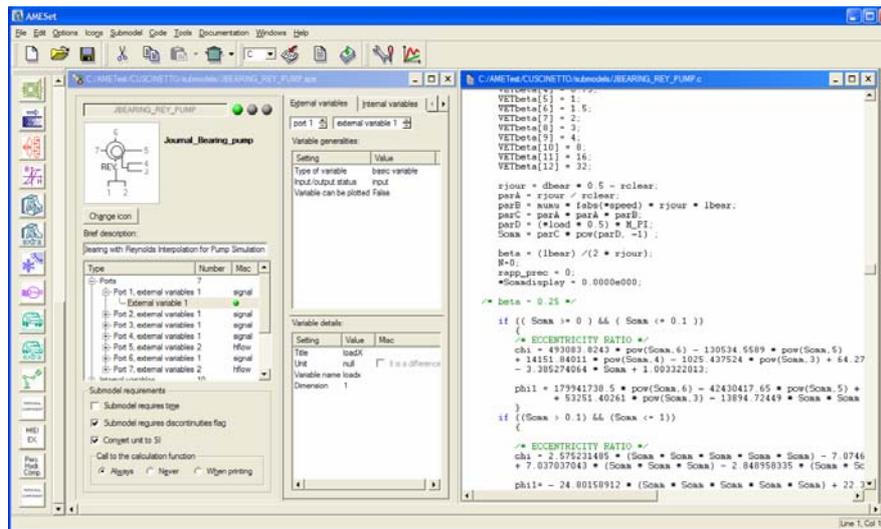


Figura 150: Codice associato al componente cuscinetto

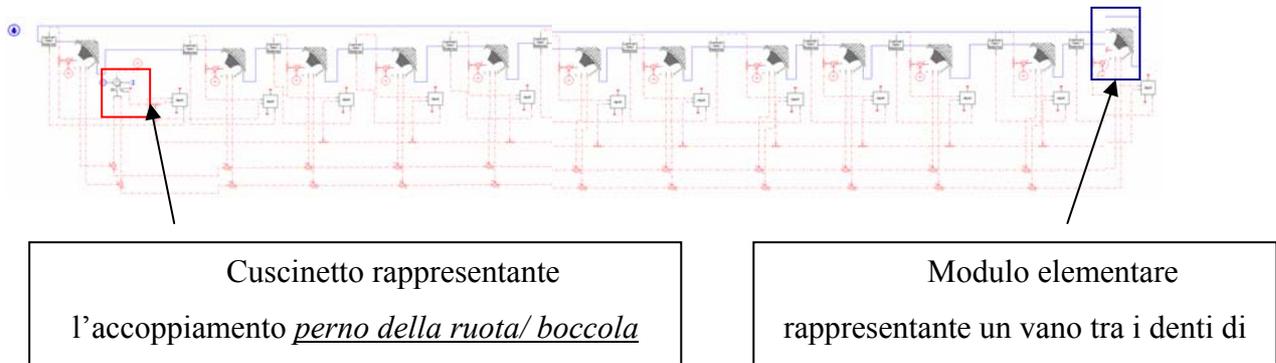


Figura 151: Modello idraulico a parametri concentrati di una ruota dentata di una macchina ad ingranaggi esterni.

In Figura 150 è riportata l'interfaccia AMESet per la definizione delle variabili assegnate a ciascuna porta e per la scrittura del codice in linguaggio C che descrive il funzionamento del cuscinetto; in Figura 151 è riportata un'immagine che mostra l'aspetto del modello a parametri concentrati del vano tra i denti per una macchina ad ingranaggi esterni in cui i carichi dovuti alla pressione che agisce in ciascun vano, quadrati in verde, determinano una componente radiale di forza che agisce sul cuscinetto. Il cuscinetto legge tali forze in input e calcola la posizione della ruota determinata da tale carico; a questo punto restituisce le informazioni geometriche di posizionamento della ruota ai vani nei quali vengono ri-calcolate le grandezze caratteristiche dei meati idraulici di comunicazione.

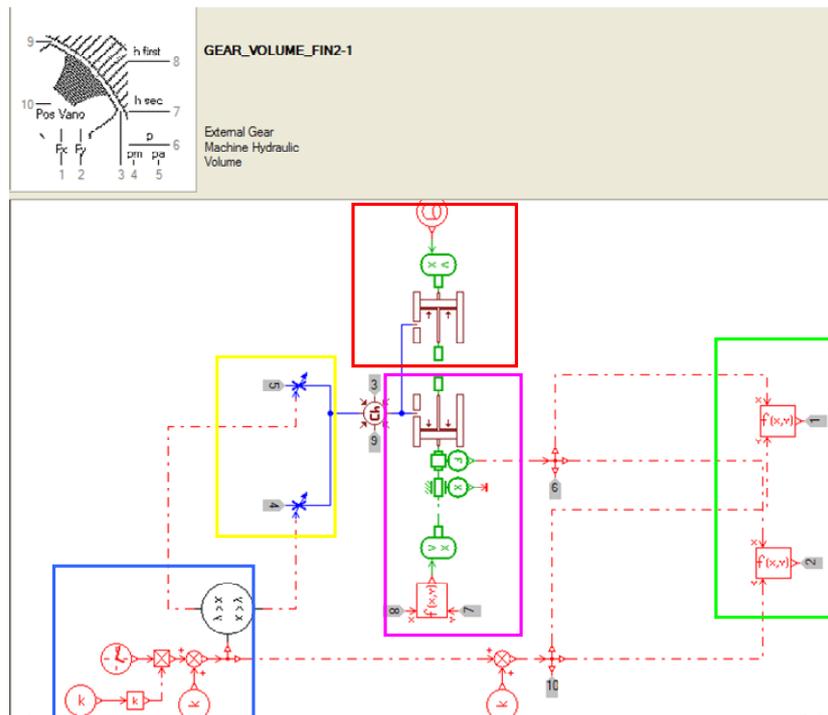


Figura 152 : Supercomponente di AMESim che rappresenta un vano tra i denti di una ruota dentata

Nel componente che rappresenta un vano tra i denti della ruota, che, con il suo carico di pressione, determina una forza sul cuscinetto stesso (Figura 153), la pressione viene determinata seguendo il percorso di ciascun vano per un giro completo della ruota dentata, in funzione dell'andamento del volume del vano stesso che a sua volta dipende dell'angolo di rotazione.

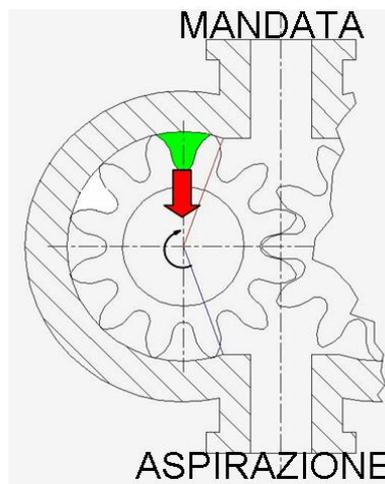


Figura 153: Vano tra i denti di una ruota dentata di una macchina ad ingranaggi esterni.

Ciò è possibile grazie alla costruzione di un semplice modellino in AMESim il cui sottomodulo matematico è rappresentato in sostanza dalla scrittura dell'equazione di continuità relativamente al volume di fluido considerato:

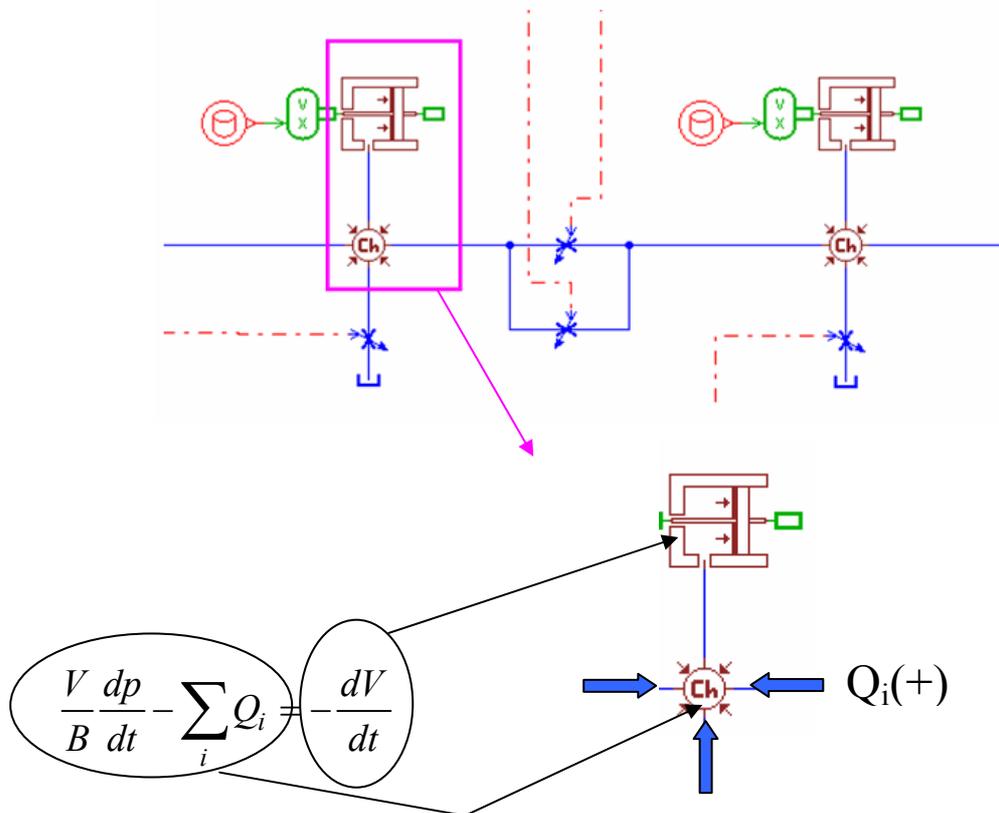


Figura 154: Modello a parametri concentrati di due vani tra i denti di una ruota dentata realizzato in AMESim

Ogni volume tra i denti della ruota dentata è rappresentabile utilizzando il modellino raffigurato in Figura 154, di conseguenza il software si troverà a risolvere un sistema di z equazioni differenziali del primo ordine, dove z è il numero di denti che caratterizzano la macchina ad ingranaggi, per ciascuna delle ruote dentate:

$$\frac{V_j}{B} \cdot \frac{dp_j}{dt} + \frac{dV_j}{dt} = \sum_i Q_i \quad j = 1 \dots z$$

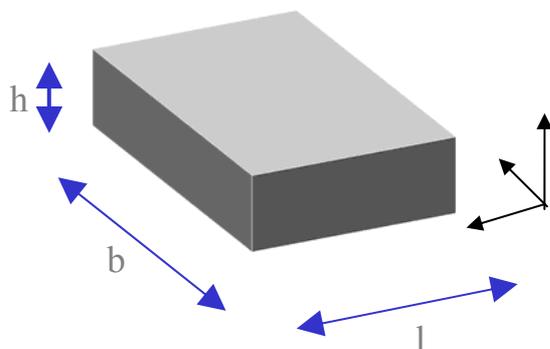
B : modulo di comprimibilità del fluido Eq. 51

Q_i : portate in ingresso/uscita al volume V_j

p_j : pressione nel vano V_j

Le portate scambiate dai vani con gli ambienti adiacenti sono espresse attraverso una serie di equazioni algebriche che basano il calcolo dell'efflusso di fluido sull'ipotesi che nei meati

considerati si instauri moto di tipo laminare¹¹. In generale per un meato geometrico come quello rappresentato di seguito e considerando una tipologia di moto laminare associato all'efflusso di fluido attraverso il meato stesso, si potrà scrivere:



Per le macchine considerate, le caratteristiche geometriche dei meati appartengono ai seguenti campi dimensionali:

$$h = 0.005 \div 0.12 \text{ mm}$$

$$b = 3 \div 8 \text{ mm}$$

$$l = 0.8 \div 4.2 \text{ mm}$$

$$q = \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \Rightarrow Q = \frac{b \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot l} \Delta p \quad \text{Eq. 52}$$

Nel caso dei meati che si vengono a creare tra le teste dei denti ed il corpo della macchina e dei meati laterali tra le ruote dentate e le fiancate di bilanciamento, dovranno essere tenuti in considerazione anche i contributi dovuti alla velocità di trascinamento u_t determinata dalla velocità di rotazione delle ruote dentate nel corpo pompa. Il contributo è analogo a quello espresso in Eq. 50, ma nel caso dei meati laterali h rappresenta l'altezza del meato laterale, cioè la distanza tra le ruote dentate e le fiancate di bilanciamento, e b rappresenta la larghezza del meato in senso radiale (differenza tra il raggio di testa ed il raggio di fondo del dente).

Nel caso specifico del vano tra i denti di una ruota dentata di una macchina ad ingranaggi esterni, i contributi alla variazione del volume del vano stesso, rappresentati quindi dal componente pistone in AMESim, sono in realtà due, racchiusi in Figura 152 nei riquadri in rosso e viola. Il pistone racchiuso nel riquadro rosso fornisce un contributo di variazione del volume in funzione dell'angolo di rotazione e , e quindi, essendo la velocità di rotazione delle ruote costante, variabile nel tempo; in pratica, il volume rimane costante finché si trova nell'arco di tenuta della macchina mentre ha un andamento fortemente variabile in funzione dell'angolo di rotazione quando si trova nell'area di ingranamento della macchina (Figura 155). Il pistone racchiuso nel riquadro viola, invece, fornisce un contributo alla variazione di

¹¹ Le ipotesi e le considerazioni riguardo i meati equivalenti sono del tutto analoghe a quanto esposto nel capitolo 3, dove le scelte fatte sono espone maggiormente in dettaglio.

volume variabile nel tempo in funzione della posizione eccentrica della ruota, contributo che, in funzione dell'angolo di rotazione ha andamento tipicamente sinusoidale; questo contributo non è presente quando i denti che delimitano il vano non si trovano più a ridosso del corpo della pompa ma sono in collegamento diretto con l'aspirazione o la mandata o si trovano in corrispondenza dell'area di ingranamento della macchina, zona in cui subiscono una forte variazione.

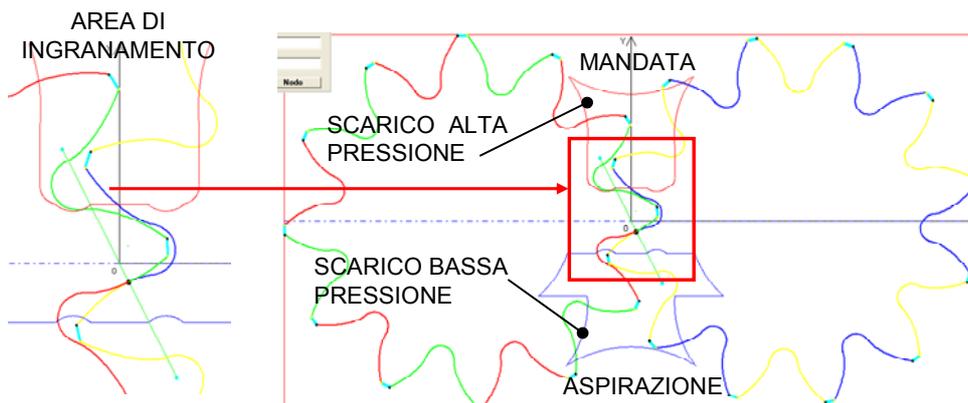


Figura 155: Sezione longitudinale di una macchina ad ingranaggi esterni e particolare dell'area di ingranamento.

Come descritto precedentemente, i componenti descritti, combinati tra loro, permettono di risolvere l'equazione di continuità associata al generico vano tra i denti e, quindi, di calcolarne la pressione attraverso la scrittura dell'equazione di continuità:

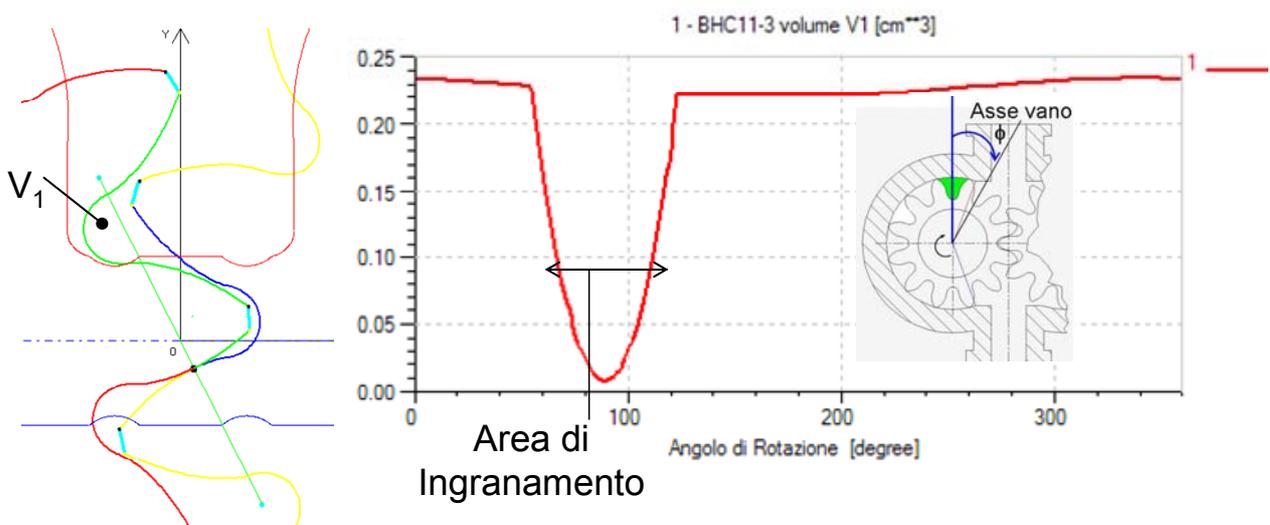


Figura 156: Andamento del volume V_1 in funzione dell'angolo di rotazione, in riferimento all'angolo spazzato dall'asse del vano.

In Figura 156 è riportato l'andamento del volume del vano V_1 , appartenente alla ruota 1, in funzione dell'angolo di rotazione φ , con riferimento alla posizione dell'asse del vano; il sistema di riferimento adottato è tale per cui $\varphi=0^\circ$ si trova in corrispondenza dell'asse della ruota dentata 1 ortogonale alla retta congiungente le ruote (Figura 157).

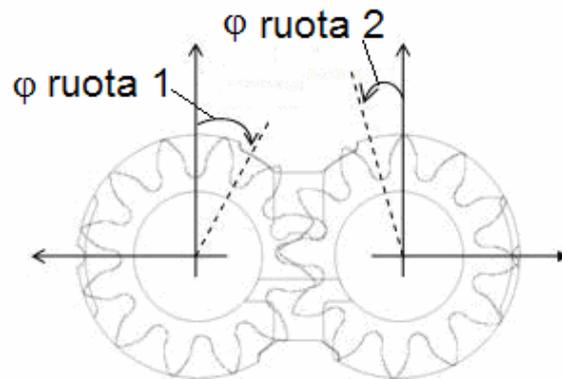


Figura 157: Riferimento adottato nel modello a parametri concentrati

Come è visibile in Figura 156, l'andamento del volume del vano è determinato dall'eccentricità della ruota ad esclusione della zona in cui il dente della ruota condotta entra nel vano V_1 stesso, in preparazione all'ingranamento tra i due denti, determinando una diminuzione del volume del vano. Proseguendo nella rotazione, V_1 subisce dapprima una forte compressione e poi un'espansione; l'andamento del volume può essere ben approssimato con quello di una parabola e viene fornito in input al pistone nel riquadro rosso in Figura 152. Occorre fare una precisazione: l'andamento del vano tra i denti può essere considerato con buona approssimazione parabolico nella zona in cui avviene il vero e proprio ingranamento tra le ruote; una discontinuità nell'andamento del vano potrebbe derivare dalla sua definizione: esso in una prima fase si trova a coincidere con tutto lo spazio compreso tra due denti di una ruota, ad esempio la 1, mentre, ad un certo punto, all'avvicinarsi del dente della ruota 2 il vano diminuisce drasticamente e con il proseguire della rotazione segue un andamento parabolico. Da questa discontinuità, che dipende appunto da come sono stati definiti i volumi di fluido, potrebbero derivare discontinuità sull'andamento della pressione che non sono assolutamente legate alla fisica del problema. Visto che in corrispondenza della discontinuità nell'andamento del volume, la comunicazione del volume tra i denti e l'ambiente di alta pressione è attiva e di fatto impone la pressione nel vano al valore di mandata, si è preferito raccordare l'andamento del vano con un tratto parabolico; la scelta

effettuata di fatto non influenza in alcun modo la determinazione della pressione, che in questa fase è costante e pari al valore di mandata. In modo del tutto analogo si ragiona quando i vani tra i denti escono dalla zona di ingranamento e si trovano a comunicare con l'aspirazione. Gli ambienti di aspirazione e mandata sono rappresentati da due volumi costanti.

Tutti i dettagli geometrici che caratterizzano la zona di ingranamento della macchina, sono stati ricavati da codici di calcolo appositamente sviluppati nel corso degli anni, che permettono di ricostruire le proprietà geometriche della macchina. In particolare, all'interno di uno specifico software CAD, è possibile costruire la geometria della fiancata di bilanciamento e le ruote dentate e definire gli opportuni domini di intersezione [11]. Queste informazioni vengono salvate all'interno di un file di testo che viene fornito in input ad un codice di calcolo il quale elabora i dati e fornisce in output le grandezze geometriche richieste (andamento dei volumi, delle luci di comunicazione tra i volumi ed i diversi ambienti e dei relativi perimetri bagnati, in funzione dell'angolo di rotazione ed in corrispondenza della zona identificata come di ingranamento). Il passo angolare per l'elaborazione dei dati scelto nei calcoli sviluppati è pari a 0.5° .

I due strozzatori nel riquadro giallo in Figura 152 permettono di chiudere e aprire la ulteriori comunicazioni del vano con gli ambienti di alta e bassa pressione; potranno essere utili ad esempio per tenere in considerazione la presenza della fresatura sulle fiancate flottanti che riporta la pressione di mandata su un numero di vani maggiore rispetto al caso in cui intervenisse solo la graduale pressurizzazione dei vani dovuta ai trafilamenti attraverso i meati di testa ed i meati laterali. La presenza di questa fresatura, in gergo denominata baffo (Figura 158), può essere rappresentata in un modello a parametri concentrati con l'ausilio di uno strozzatore che, comandato da un opportuno segnale, apre la comunicazione del vano con l'ambiente di mandata in corrispondenza dell'angolo per cui esso arriva in prossimità del baffo.

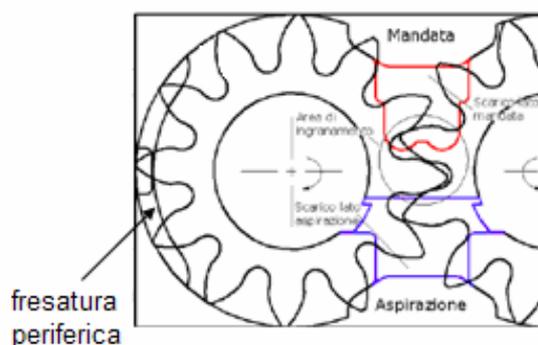


Figura 158: Fresatura sulla fiancata flottante in gergo chiamata baffo.

Infine, sempre in Figura 152, nel riquadro blu sono racchiusi diversi componenti che hanno il compito di generare il segnale angolare a partire dal tempo e dal regime di rotazione della macchina, che è costante, rispettando la seguente relazione:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = \frac{d\theta}{dt} = \frac{\theta}{t} \Rightarrow \theta = \omega \cdot t = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot t \quad \text{Eq. 53}$$

Il segnale angolare viene poi manipolato in modo da limitarne la variazione, con l'avanzare del tempo di simulazione del modello, ad un intervallo $[0; 2\pi]$.

Come già ricordato, ogni vano tra i denti di una ruota comunica con i vani adiacenti attraverso diversi meati di trafileamento, descritti in Figura 140; un singolo vano, quindi, si trova a comunicare attraverso una rete di strozzatori con i vani adiacenti, gli ambienti di aspirazione e mandata, il drenaggio. Infine, quando si trova in corrispondenza della zona di ingranamento, come si vedrà tra breve, si aprono e chiudono nuove vie di passaggio per il fluido attraverso gli scarichi posti sulle fiancate flottanti. In Figura 159 si può osservare il componente che rappresenta un vano tra i denti di una ruota dentata, racchiuso nel “supercomponente” del riquadro blu, e la rete degli strozzatori ad esso connessi.

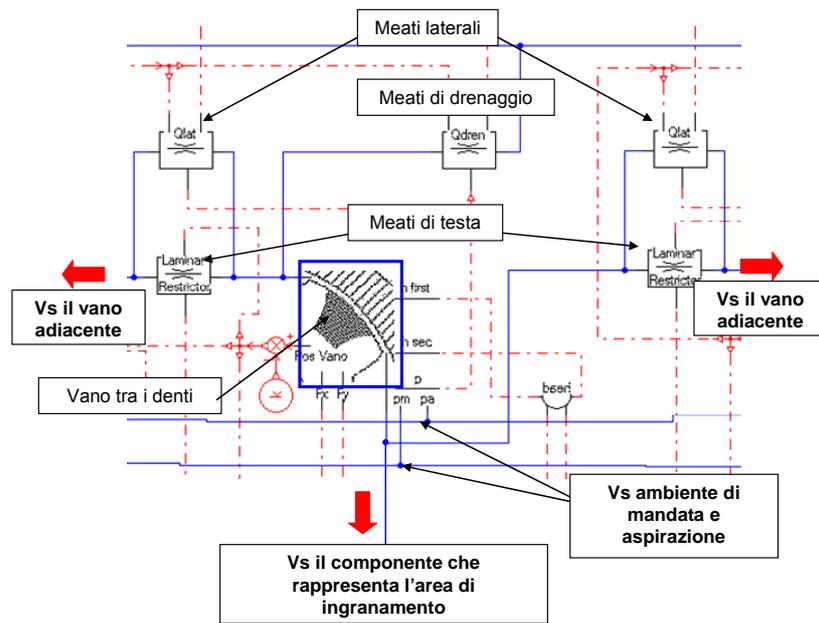


Figura 159 : Componente vano tra i denti di una ruota e strozzatori di comunicazione con i vani adiacenti

In Figura 160, si osserva l'andamento dei volumi dei due vani che rimangono isolati dagli ambienti di aspirazione e scarico nella zona di ingranamento della macchina; le forti compressioni ed espansioni dei due volumi, che racchiudono l'olio minerale rimasto intrappolato che viene riportato verso l'aspirazione, determinano nei vani picchi di pressione al di sopra del valore di mandata e repentine cadute di pressione che possono portare alla generazione di fenomeni quali l'areazione e la cavitazione.

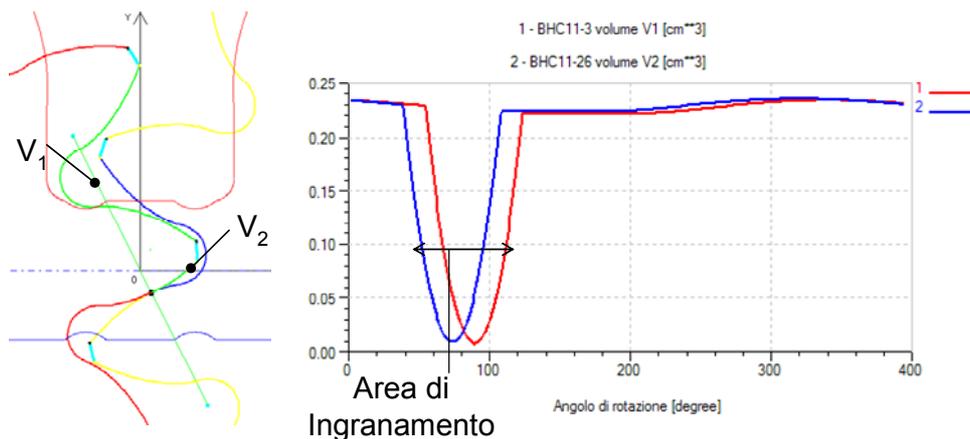


Figura 160: Andamento dei volumi dei vani V_1 e V_2 in funzione dell'angolo di rotazione.

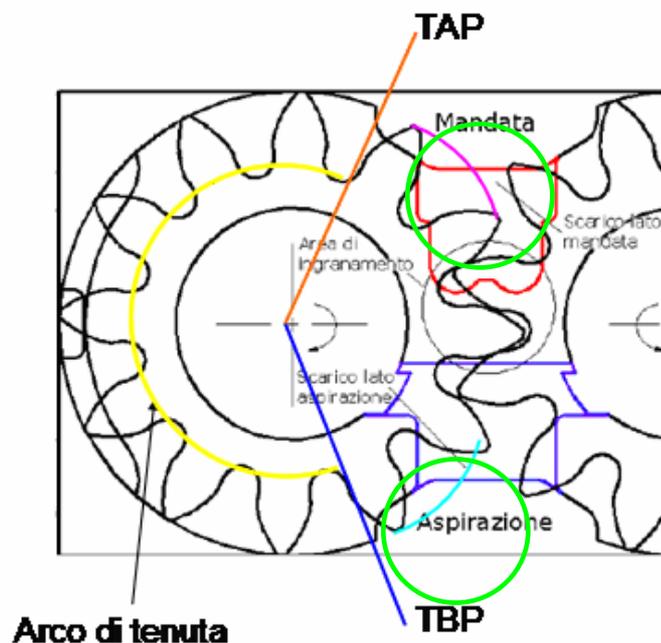
Come si è già avuto modo di evidenziare nel capitolo 1, i picchi di pressione causano irregolarità nel contatto tra i denti, vibrazioni e rumore e costituiscono, dato che si ripetono

periodicamente, una sollecitazione a fatica dei componenti della macchina; le forti espansioni dei volumi tra i denti nella zona di ingranamento, invece, possono determinare cali di pressione tali da raggiungere la pressione di saturazione dell'aria disciolta nel liquido, al di sotto della quale l'aria comincia a liberarsi in bolle, e a volte tali anche da raggiungere la tensione di vapore del fluido determinando la generazione di bolle di vapore. Nel momento in cui la pressione cresce nuovamente, le bolle formatesi possono implodere, generando onde di pressione, accompagnate da un rumore caratteristico, le quali vanno a sollecitare in modo anomalo i materiali dei componenti meccanici, danneggiandoli seriamente.

Nella pratica comune, quindi, si ricavano delle fessure direttamente sulle fiancate flottanti della macchina, come in Figura 155 (scarico di alta pressione e scarico di bassa pressione), che hanno il compito di mantenere la comunicazione dei vani con gli ambienti circostanti, permettendo di ottenere sovra-pressioni contenute e di scongiurare il fenomeno della cavitazione nei vani.

Quando un vano si avvicina alla posizione in cui, grazie all'ingranamento di una nuova coppia di denti, viene "isolato" dall'ambiente di mandata ed inizia la compressione del proprio volume, occorre tener conto delle aree di efflusso che, in virtù della presenza degli scarichi, determinano la sua comunicazione con mandata e aspirazione. Prendendo come riferimento il solito vano V_1 appartenente alla ruota 1 e partendo dalla zona di mandata (0° nel riferimento adottato) si ha che, superata la tenuta di alta pressione (TAP), V_1 comincia a comunicare con la mandata attraverso la luce determinata dal tratto di circonferenza di testa tra i due denti che racchiudono il vano e la larghezza di fascia, $G_{V_1_mand}$ (Figura 161 in alto); questa luce diventa diversa da zero una volta superata la TAP. Successivamente, quanto la testa del dente della ruota condotta inizia a penetrare nel vano V_1 , la luce può essere definita dalla larghezza di fascia delle ruote e dalla perpendicolare tra il fianco del dente che precede il vano (seguendo il verso della velocità di rotazione) e la testa del dente della ruota condotta (Figura 161 in basso, a sinistra). Tale luce si annulla in corrispondenza del primo punto di ingranamento, quando la coppia di denti di ruota 2 e 1 in avvicinamento si trova finalmente a contatto; in modo analogo, tenendo però conto dello sfasamento di mezzo passo angolare, occorre definire la luce $G_{V_2_mand}$ relativa al volume V_2 . Nel frattempo il vano V_1 ha già cominciato a diminuire per via della compenetrazione del dente della ruota 2 al suo interno; in questa fase è però connesso con la mandata anche attraverso la luce che si apre grazie alla presenza dello scarico di alta pressione, $L_{V_1_mand}$, e ciò fa sì che la pressione al

suo interno non aumenti troppo; occorre aggiungere che durante l'ingranamento, il gioco tra i fianchi dei denti, diverso da zero se la pompa è a singolo contatto, permette al vano V_1 di comunicare anche con il vano V_2 ($G_{V_1V_2}$). Nel proseguimento della rotazione, V_1 si troverà poi in comunicazione con l'aspirazione prima attraverso la luce generata dalla presenza dello scarico di bassa pressione, L_{V_1asp} , e poi per la luce dovuta alla coppia di denti che smette di ingranare in zona di aspirazione, G_{V_1asp} (Figura 161 in basso a destra); quest'ultima luce si raccorda con quella generata dal tratto di circonferenza di testa tra i due denti che racchiudono il vano e la larghezza di fascia (Figura 161 al centro), stavolta comunicante con l'aspirazione, che a sua volta si annulla, isolando V_1 , quando il vano sorpassa angularmente la tenuta di bassa pressione (TBP). In questa fase il vano si riempie di fluido e poi si isola gradualmente lungo l'arco di tenuta della macchina (tra TBP e TAP) trovandosi in comunicazione solo con i vani adiacenti ed il drenaggio. Analogamente a quanto illustrato riguardo alla luce G_{V_1mand} , esiste una luce G_{V_2asp} sfasata di mezzo passo angolare rispetto alla G_{V_1asp} . Infine, per quanto riguarda il volume V_2 , esso comunica con gli ambienti di alta e bassa pressione attraverso gli scarichi che concorrono a definire le luci L_{V_2mand} , L_{V_2asp} .



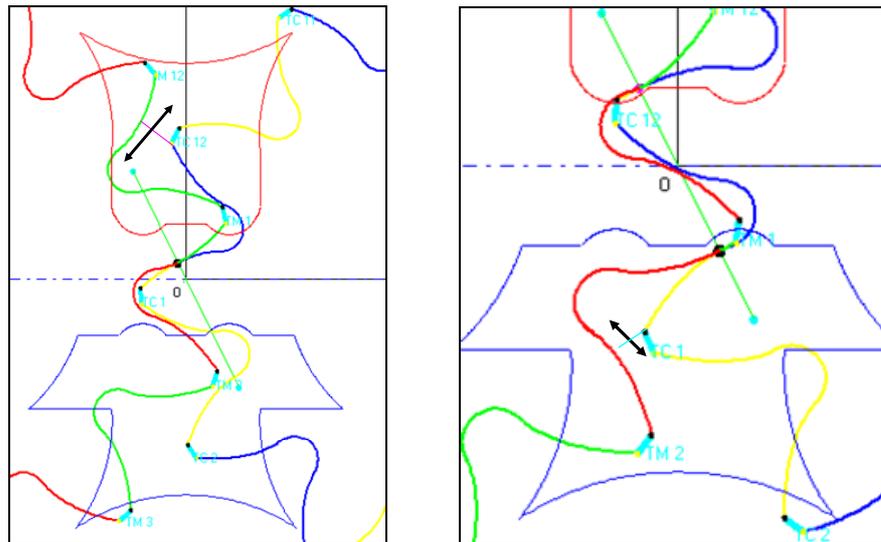


Figura 161: In alto, racchiusi in cerchi verdi, compaiono i collegamenti dei vani tra i denti con l'aspirazione e la mandata; in basso sono rappresentate le luci di comunicazione del vano V_1 con l'aspirazione (destra) e la mandata (sinistra).

Il componente che in AMESim realizza l'apertura e la chiusura delle luci descritte è in sostanza costituito da una rete di strozzatori a cui vengono fornite, attraverso file di dati, l'andamento di ciascuna delle luci considerate, ricavate in modo analogo a quanto fatto per i volumi tra dei vani tra i denti:

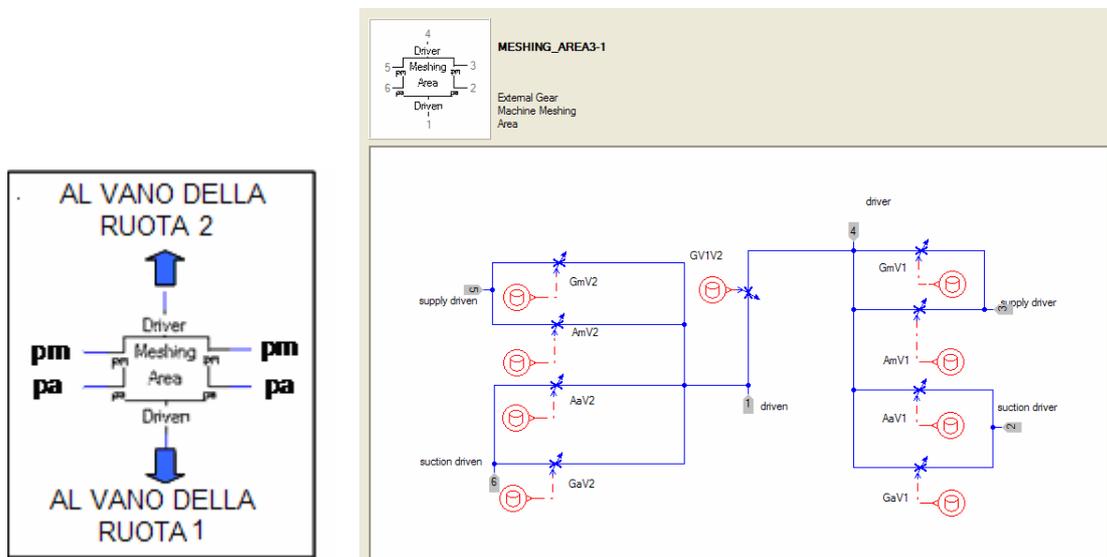


Figura 162: Il componente che in AMESim rappresenta le comunicazioni dei vani con gli ambienti circostanti nella zona di ingranamento della macchina.

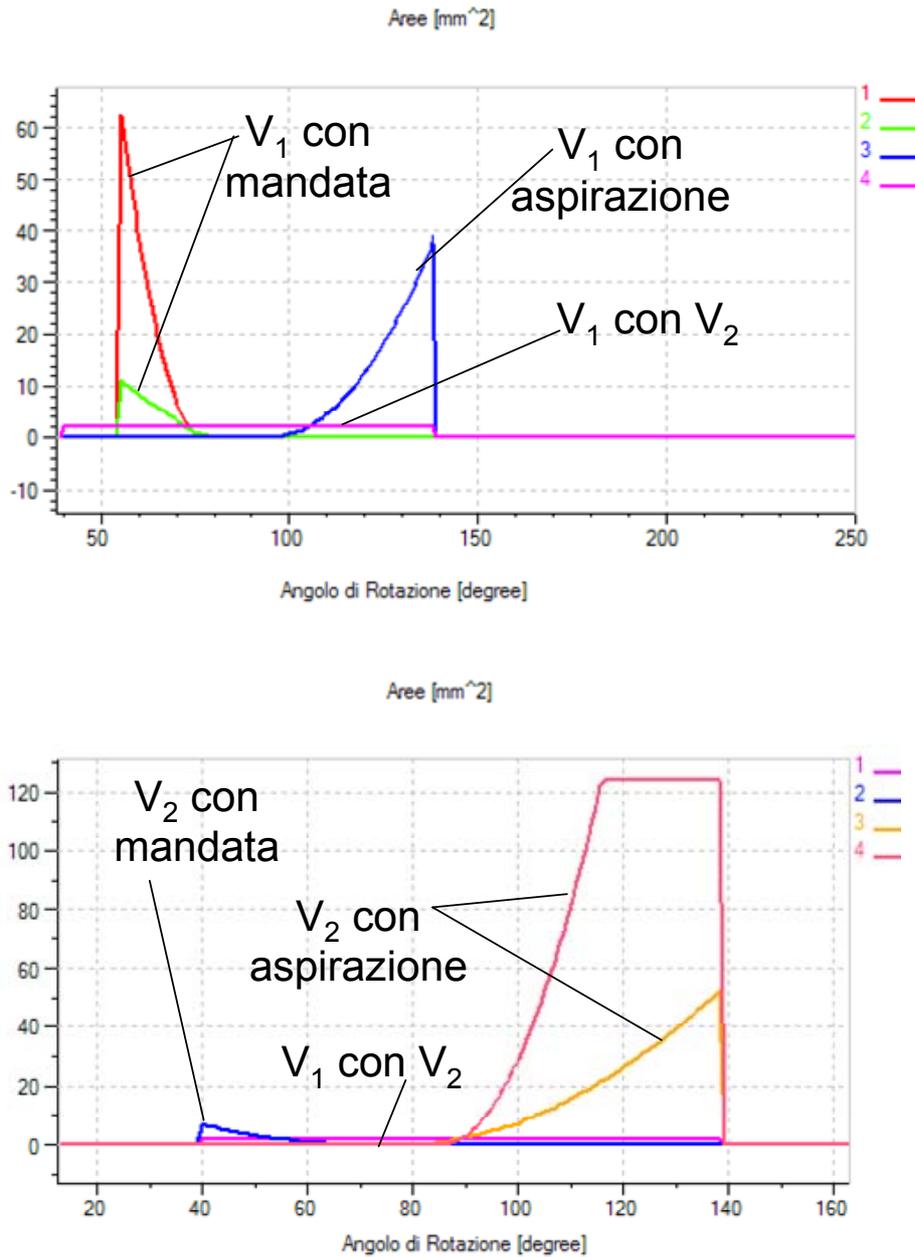


Figura 163: Andamento delle aree che, in corrispondenza della zona di ingranamento, realizzano la comunicazione dei vani con gli ambienti circostanti

Per realizzare l'intero modello della macchina occorre utilizzare un numero di componenti che rappresentano i vani tra i denti pari al numero di denti di ciascuna ruota dentata; si collegano i vani tra loro e si utilizza il componente cuscinetto per calcolare l'eccentricità della ruota; si realizzano analogamente le due ruote, ciascuna con il proprio cuscinetto, con i volumi tra i denti interfacciati tra loro attraverso il componente che rappresenta la zona di ingranamento (Figura 164). Infine si collegano le due ruote con gli ambienti di aspirazione e

mandata, rappresentati da due volumi costanti. In Figura 164 viene visualizzato il “supercomponente” che racchiude l’insieme di componenti appena descritti, collegato in modo da simulare un circuito idraulico molto semplice; in questo caso l’utente dovrà decidere la velocità di rotazione della macchina ed impostare il diametro dello strozzatore che si trova sulla linea di mandata (load) da cui dipenderà la pressione di mandata della macchina.

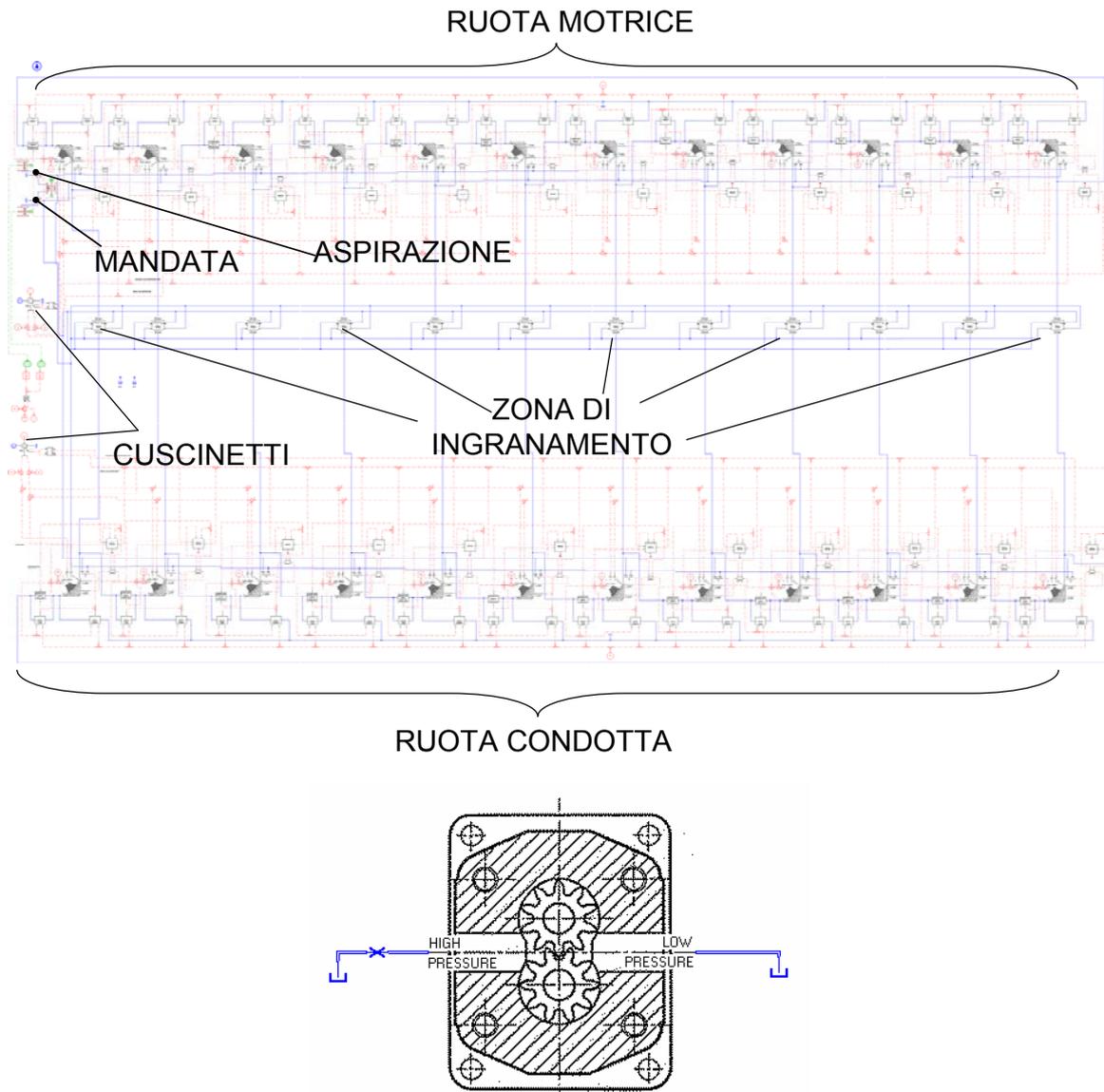


Figura 164 : L’insieme dei componenti che rappresentano la pompa ad ingranaggi esterni (in alto) ed il supercomponente che costituisce della macchina (in basso)

4.3 Alcuni risultati ottenuti

In questa sezione vengono mostrati alcuni dei risultati che è possibile ottenere utilizzando il modello numerico presentato; in particolare ci si riferisce ad una pompa ad ingranaggi esterni a contatto singolo ed i risultati vengono mostrati adottando il riferimento polare riportato in Figura 165, per la ruota 1 e 2 (motrice e condotta).

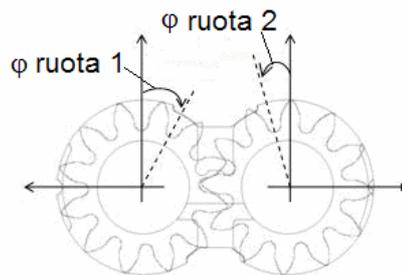


Figura 165: Sistemi di riferimento adottati nel modello numerico realizzato

I sistemi di riferimento sono stati scelti in modo da essere concordi con il verso delle velocità di rotazione delle ruote dentate. In Figura 166 compaiono due generici vani tra i denti di ruota 1 e 2, destinati, dopo diversi gradi di rotazione delle ruote, ad essere contemporaneamente coinvolti nell'ingranamento.

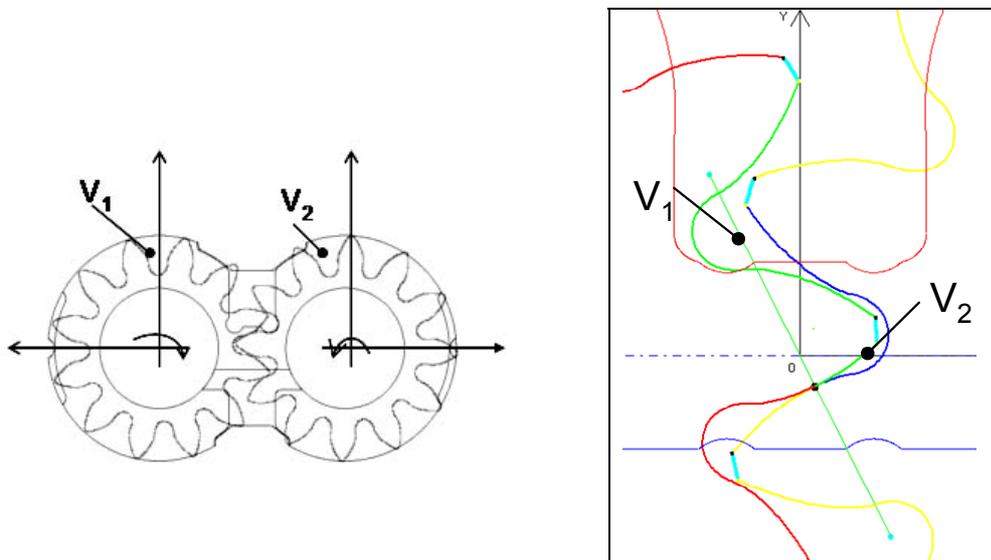


Figura 166: I vani tra i denti V_1 e V_2 all'inizio della simulazione (a sinistra) e in corrispondenza della zona di ingranamento (a destra).

I risultati mostrati sono stati ottenuti considerando una pompa ad ingranaggi esterni avente ruote dentate caratterizzate da profilo ad evolvente, a dodici denti; le caratteristiche principali

della dentatura si trovano riassunte in Tabella 28, adimensionalizzate rispetto al modulo di taglio della dentatura.

La configurazione utilizzata nelle simulazioni è riportata in Figura 164; le tubazioni sono caratterizzate da un diametro di 20 mm ed una lunghezza di 0.1 m per quel che riguarda il collegamento tra il serbatoio e la bocca di aspirazione della pompa e tra la bocca di mandata della pompa e lo strozzatore fisso, mentre per il collegamento tra lo strozzatore e il serbatoio al quale ritorna il fluido la lunghezza è di 1 m. I modelli delle tubazioni scelti considerano unicamente gli effetti di comprimibilità e attrito.

Modulo dentatura m	m	-
Numero di denti z	12	-
Angolo di pressione α	20	°
Raggio di testa r_t	7.29	mod
Raggio di fondo r_f	5.09	mod
Interasse di lavoro delle ruote I_{lav}	12.57	mod
Larghezza di fascia delle ruote b_t	11.71	mod

Tabella 28: Parametri caratteristici della dentatura

Si osserva che per ogni vano tra i denti della ruota 1, V_1 , ne esiste uno relativo alla ruota 2, V_2 , sfasato rispetto al primo di mezzo passo angolare (π/z , dove z è il numero di denti della ruota), i cui denti corrispondenti sono destinati ad ingranare insieme nella zona di ingranamento. I risultati mostrati si riferiscono ad un regime di rotazione $n = 1450$ rpm ed diametro d dello strozzatore posto sulla linea di mandata della pompa pari a 1 mm; occorre sottolineare che i risultati ottenuti in termini di andamento della pressione in corrispondenza della zona di ingranamento dipendono fortemente dalla geometria degli scarichi adottata, oltre che dalla geometria della dentatura, e che è possibile valutare appunto l'influenza della posizione e forma degli scarichi presenti sulle fiancate flottanti della macchina semplicemente preparando diversi set di file di dati in corrispondenza di diverse geometrie degli scarichi da fornire in input al componente che rappresenta la zona di ingranamento nel modello numerico.

L'angolo di rotazione rispetto al quale sono riportati i risultati corrisponde all'angolo di rotazione dell'asse del vano V_1 . In Figura 168 si osserva l'andamento delle pressioni¹² nei vani V_1 e V_2 per un giro completo dell'albero della pompa; inizialmente entrambi i vani sono in comunicazione con la mandata e si trovano ad alta pressione, poi V_2 , seguito da V_1 , comincia a comprimersi fortemente; i vani comunicano con la mandata attraverso lo scarico di alta pressione che però mette a disposizione luci di passaggio che vanno a diminuire con l'avanzare della rotazione per poi chiudersi. A questo punto le pressioni si alzano fino a raggiungere un picco; subito dopo però, il vano V_2 , che ha già iniziato la sua fase di espansione e comincia a trovarsi in comunicazione con l'aspirazione, subisce un crollo della pressione che trascina anche la pressione del vano V_1 verso il valore in aspirazione. Proseguendo nella rotazione, i due vani si trovano coinvolti in fenomeni di areazione, una volta che le pressioni abbiano raggiunto il valore di saturazione, e, se le pressioni scendono ancora fino al valore della tensione di vapore del fluido, di cavitazione.

Quando la comunicazione di entrambi i vani con l'ambiente di aspirazione è sufficientemente grande, le pressioni assumono il valore caratteristico dell'aspirazione finché i due vani, V_2 prima e V_1 dopo mezzo passo angolare della ruota, risultano isolati nell'arco di tenuta della macchina dopo aver superato la tenuta di bassa pressione e cominciano a pressurizzarsi gradualmente a causa delle portate di olio che trafilano dall'alta alla bassa pressione attraverso i meati tra le teste dei denti e il corpo della pompa e attraverso i meati laterali tra le superfici delle ruote e le fiancate flottanti. Le pressioni nei vani tra i denti raggiungono il valore della pressione di mandata molto prima che il rispettivo vano sia in comunicazione con essa, dopo aver superato la tenuta di alta pressione.

¹² Le pressioni sono riportate in bar relativi alla pressione atmosferica

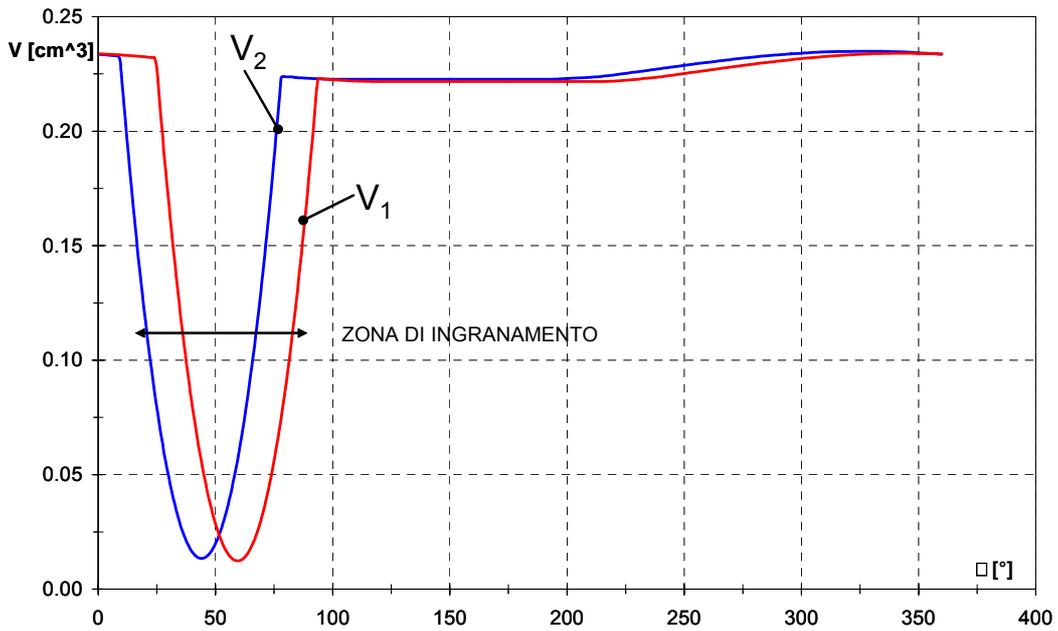
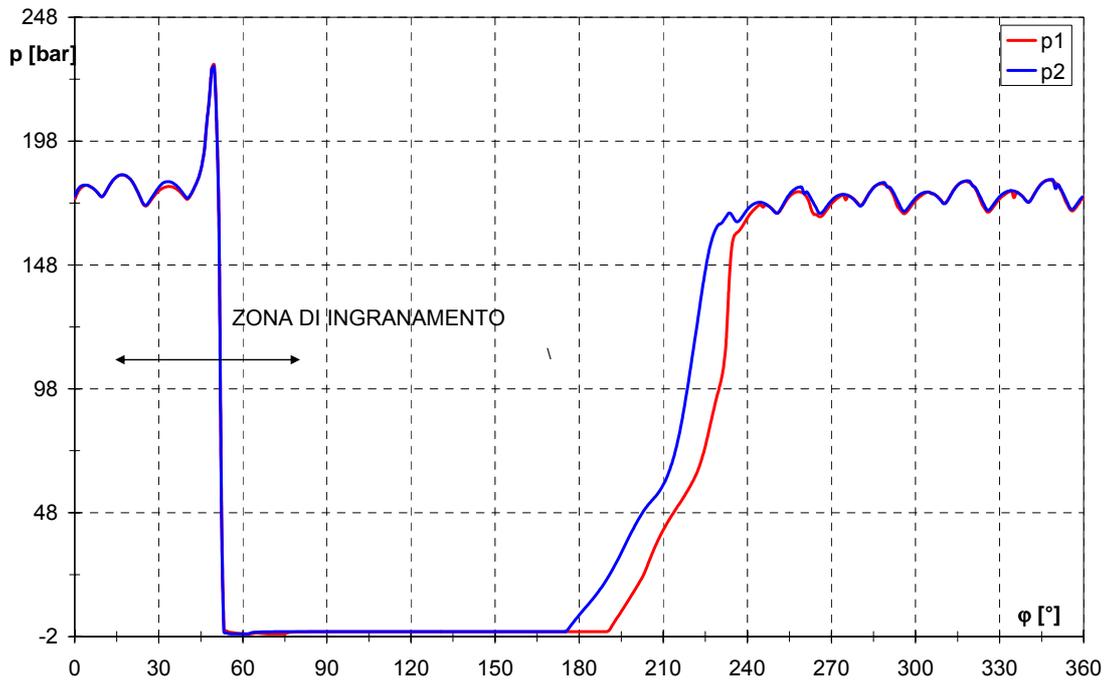


Figura 167: Andamento dei volumi dei vani V_1 e V_2 in funzione dell'angolo di rotazione (come riferimento si considera l'angolo di rotazione dell'asse del vano V_1).



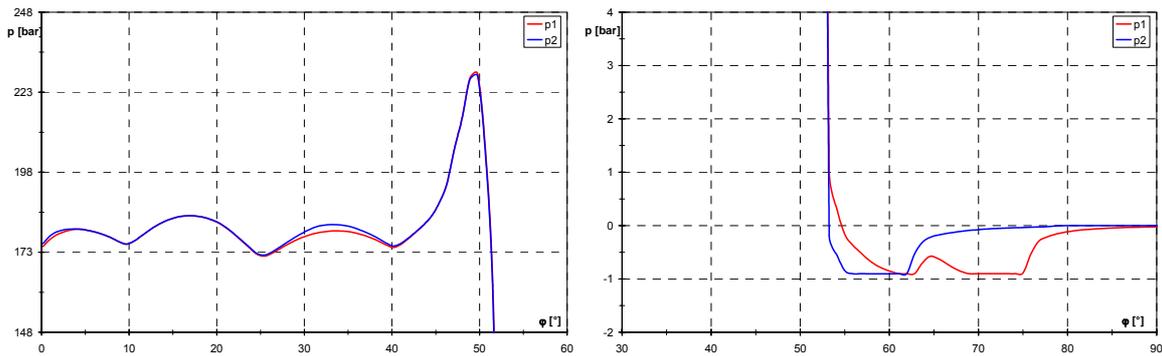


Figura 168: Andamento delle pressioni nel vano V_1 e V_2 in funzione dell'angolo di rotazione, per un giro completo dell'albero della pompa ($n=1450$ rpm, $d=1$ mm).

In Figura 169 compaiono gli andamenti della portata volumetrica dovuta alla variazione del volume del vano identificato come V_1 e delle portate volumetriche scambiate da V_1 con i vani adiacenti attraverso i meati tra la testa dei denti e il corpo della macchina.

In Figura 170 sono riportate le portate scambiate da V_1 in funzione dell'angolo di rotazione, per un giro completo dell'albero della pompa, attraverso le luci di comunicazione del volume con gli ambienti circostanti. In modo assolutamente analogo si comporta il vano V_2 relativo alla ruota condotta.

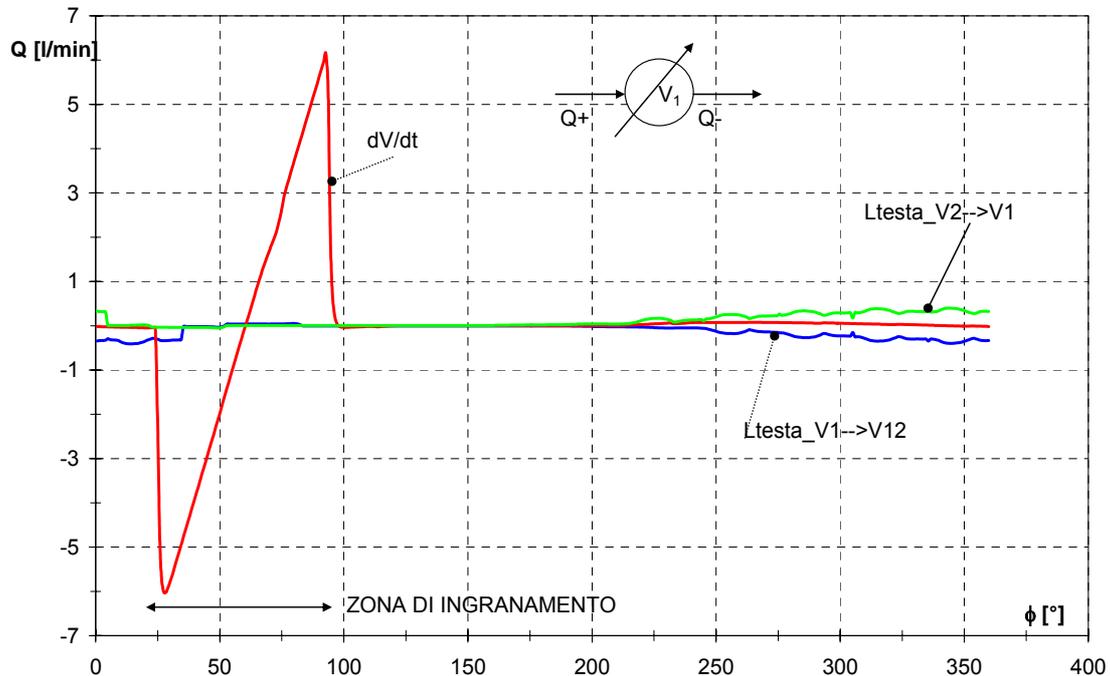


Figura 169: Portate scambiate dal vano V_1 con i vani adiacenti e portata dovuta alla variazione del volume del vano ($n=1450$ rpm, $d=1$ mm).

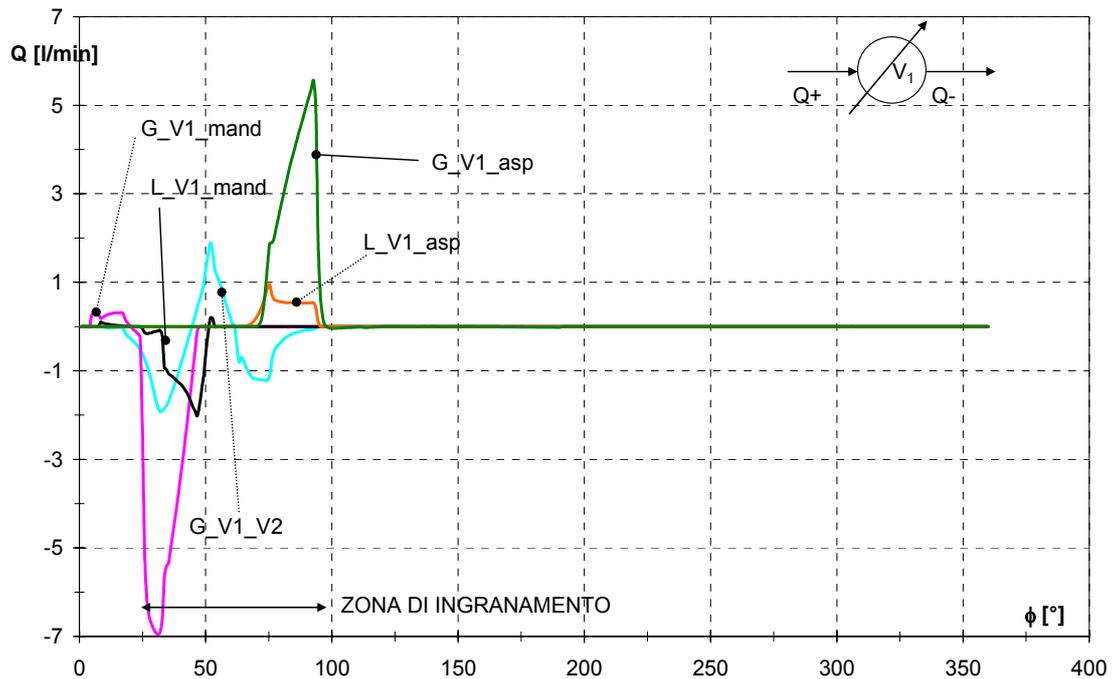


Figura 170: Portate scambiate dal vano V_1 per un giro completo dell'albero della pompa, attraverso le luci di comunicazione con gli ambienti di alta e bassa pressione e con il vano V_2 della ruota condotta ($n=1450$ rpm, $d=1$ mm).

Se si pensa che ogni ruota ha 12 denti, e quindi 12 vani, e che perciò in tutti i vani si ripete lo stesso andamento della pressione sfasato di $2\pi/12$ rispetto al vano precedente, sommando tutti i contributi si possono ottenere il carico totale agente sui cuscinetti della ruota 1 e il carico totale agente sui cuscinetti della ruota 2. L'eccentricità totale in modulo e direzione della ruota 1 e 2 sono riportate in Figura 171 e fornite dai componenti "cuscinetto". Si nota che le ruote tendono globalmente a spostarsi verso l'aspirazione (Figura 172), confermando il comportamento delle pompe ad ingranaggi esterni riscontrabile dai segni lasciati dai denti nel corpo interno della pompa, nella zona di bassa pressione.

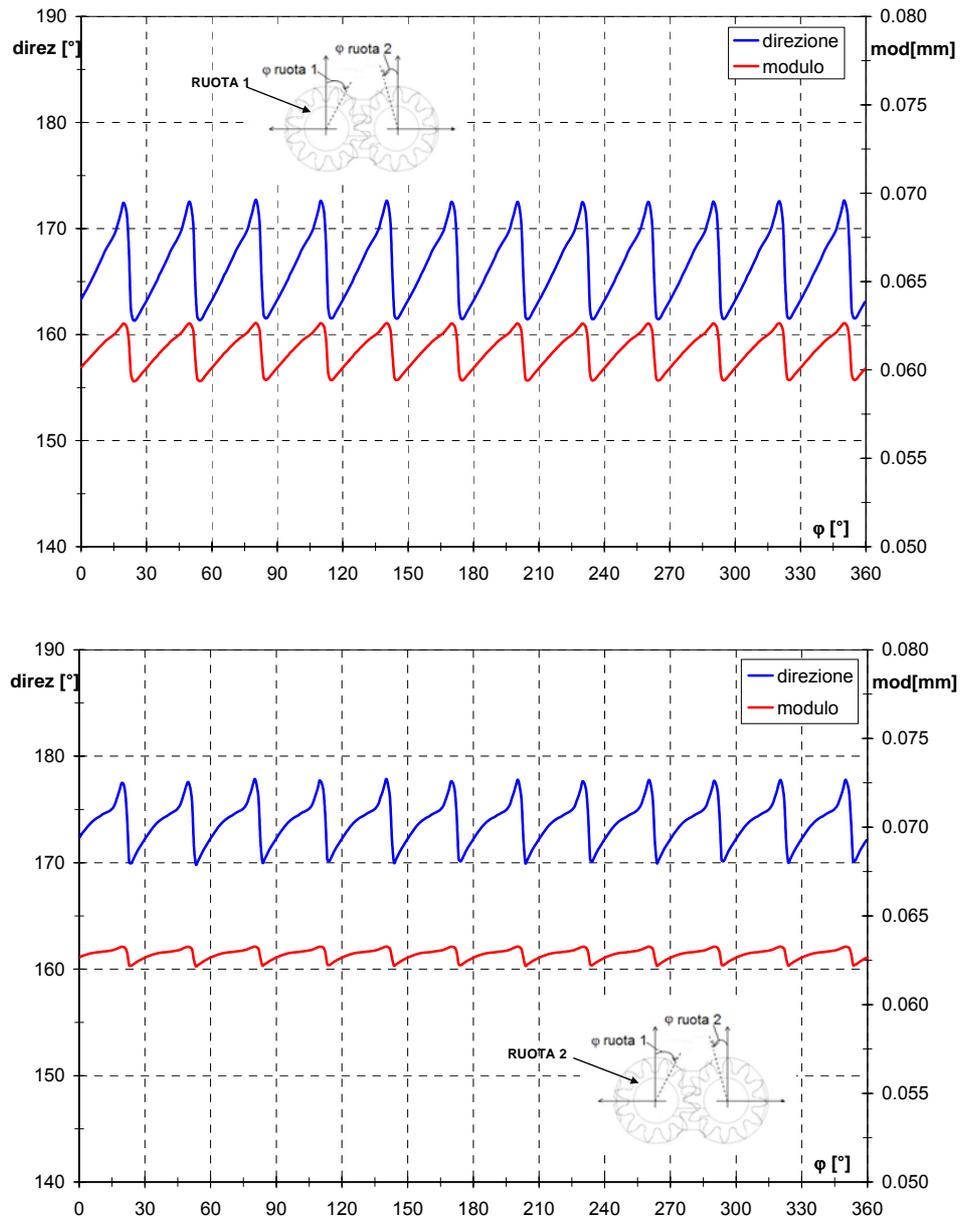


Figura 171 : Direzione e modulo dell'eccentricità della ruota 1 (in alto) e della ruota 2 (in basso) per $n=1450$ rpm, $d=1$ mm.

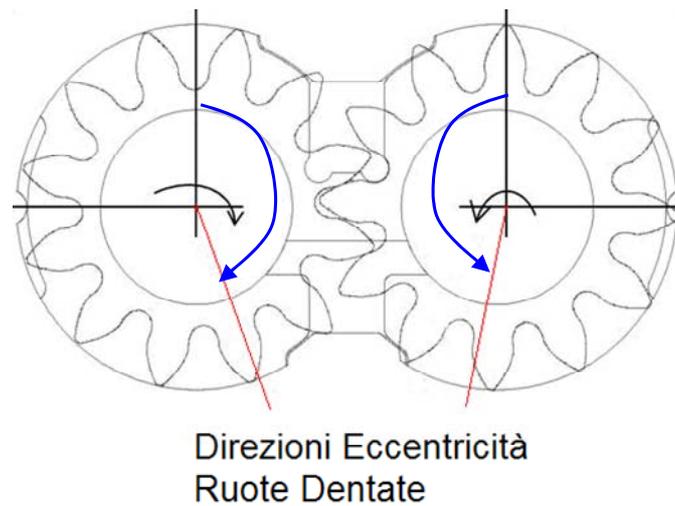


Figura 172 : Direzione media dell'eccentricità delle ruote 1 e 2.

Viene infine riportato l'andamento della portata in mandata della macchina sempre considerando un giro completo dell'albero della pompa.

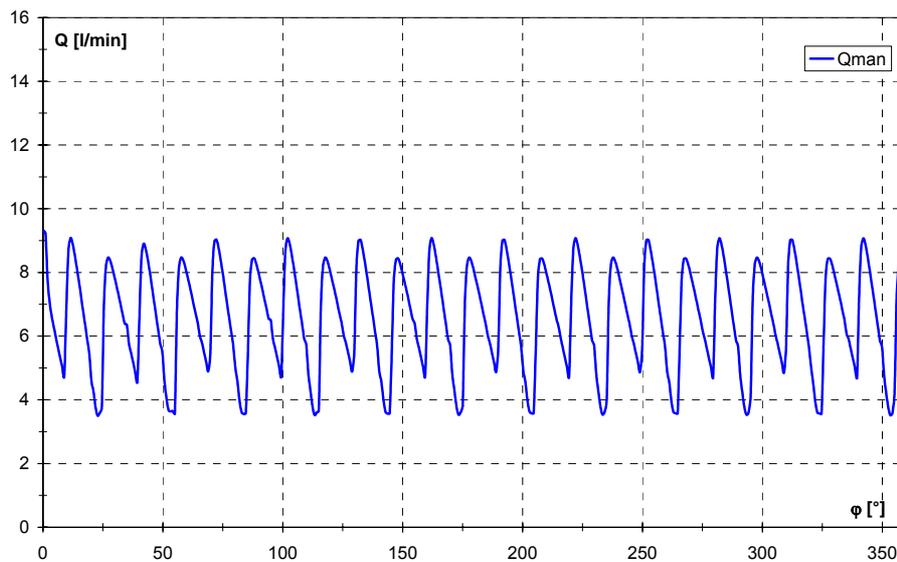


Figura 173: Andamento della portata in mandata della pompa, $n=1450$ rpm.

In Figura 174 sono riportati gli andamenti corrispondenti della pressione nella linea di mandata e della portata attraverso lo strozzatore (load) che si trova nella linea di mandata.

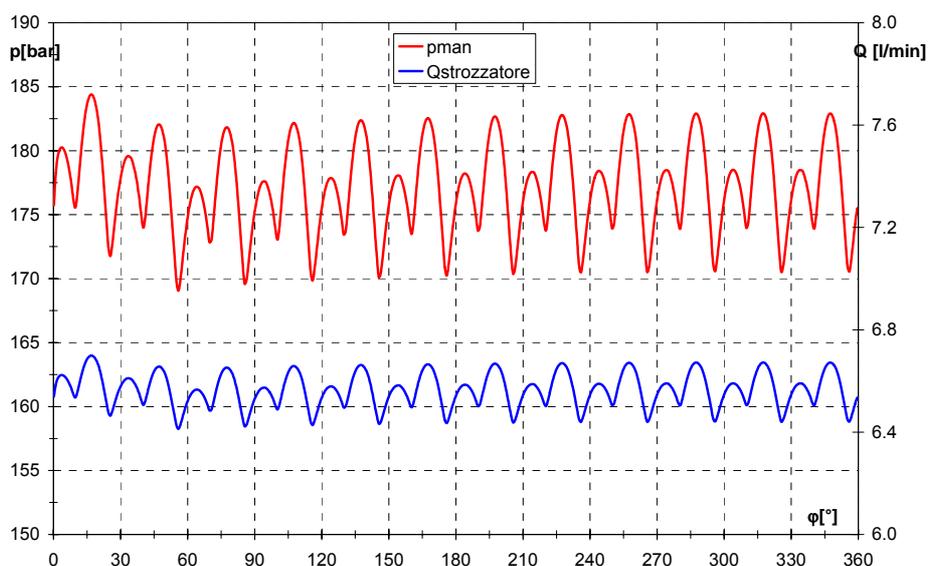


Figura 174: Andamento della pressione alla mandata della pompa e della portata attraverso lo strozzatore di diametro $d=1$ mm, $n=1450$ rpm.

Con un circuito analogo al precedente assumendo un diametro per lo strozzatore sulla linea di mandata pari a 1.45 mm ed un regime di rotazione pari a 3000 rpm, si ottengono i risultati mostrati nelle immagini seguenti.

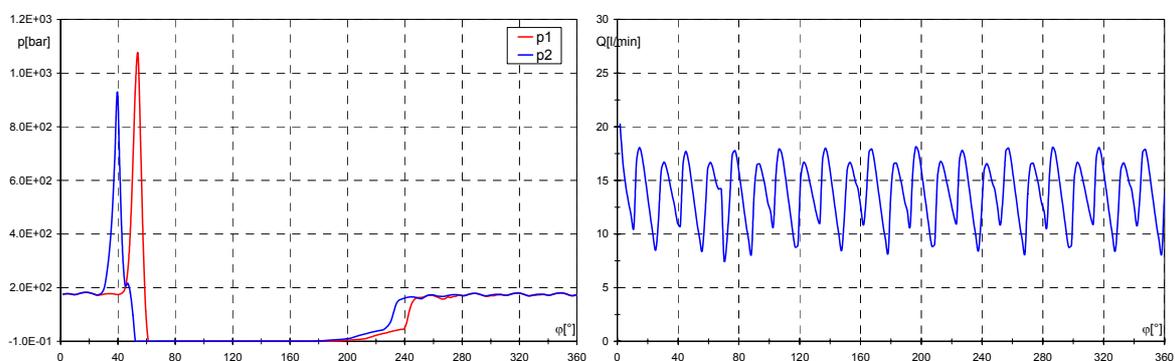


Figura 175: Andamento delle pressioni p_1 e p_2 nei due generici vani V_1 e V_2 appartenenti rispettivamente a ruota 1 e 2 e della portata alla bocca di uscita della pompa in funzione dell'angolo di rotazione, per un regime pari a 3000 rpm, diametro dello strozzatore $d=1.45$ mm.

In Figura 175 vengono riportati gli andamenti delle pressioni nei due generici vani indicati in Figura 166. Si nota come le due pressioni p_1 e p_2 siano maggiormente “disaccoppiate” rispetto al caso di regime n pari a 1450 rpm e come i picchi di pressione siano molto più elevati; tutto ciò è dovuto al fatto che, in corrispondenza di elevati regimi di rotazione, i contributi alla determinazione della pressione dovuti alla variazione di volume sono percentualmente preponderanti rispetto alle portate scambiate attraverso le luci nella zona di ingranamento (ed alla geometria degli scarichi non ottimizzata). Proprio perché il tempo a disposizione per

l'efflusso di fluido è inferiore nel caso di elevati regimi di rotazione, anche la pressurizzazione dei vani tra i denti risulta più graduale e ritardata rispetto al caso di regimi di rotazione medio bassi. La differente pressurizzazione dei vani, e quindi il diverso andamento radiale della pressione, determina anche un diverso valore dell'eccentricità, sia in direzione che in modulo, della ruota 1 e 2, ed in particolare una velocità di rotazione più alta tende a far aumentare la direzione dell'eccentricità rispetto al caso precedentemente analizzato, e secondo il sistema di riferimento adottato (Figura 172).

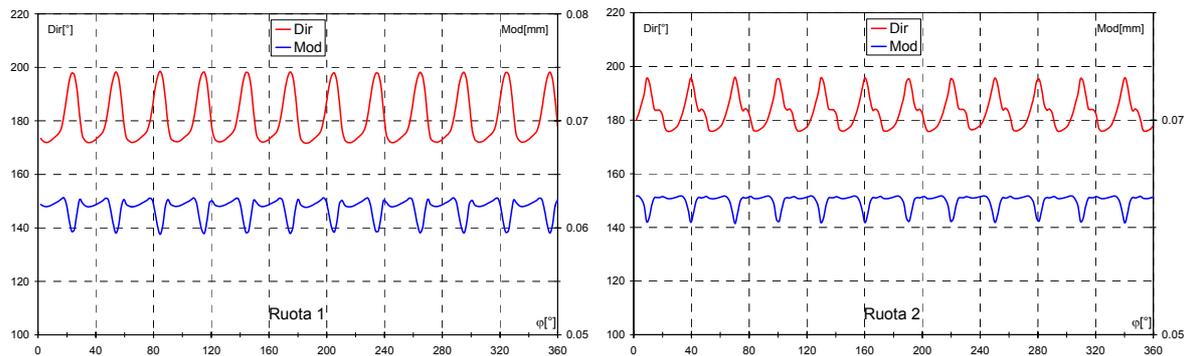


Figura 176: Andamento della direzione e del modulo dell'eccentricità di ruota 1 (a sinistra) e ruota 2 (a destra) in funzione dell'angolo di rotazione delle ruote e per un regime pari a 3000 rpm, diametro dello strozzatore $d=1.45$ mm.

In Figura 177 compaiono gli andamenti della pressione e della portata valutati in corrispondenza dello strozzatore posto sulla mandata della macchina, che evidenziano anche in questo caso il doppio picco, sfasato di mezzo passo angolare, dovuto ai contributi sfasati delle ruote 1 e 2. La portata media in mandata è all'incirca doppia rispetto al caso precedente, come ci si poteva aspettare dato che il regime di rotazione nei due casi analizzati è aumentato da 1450 rpm a 3000 rpm.

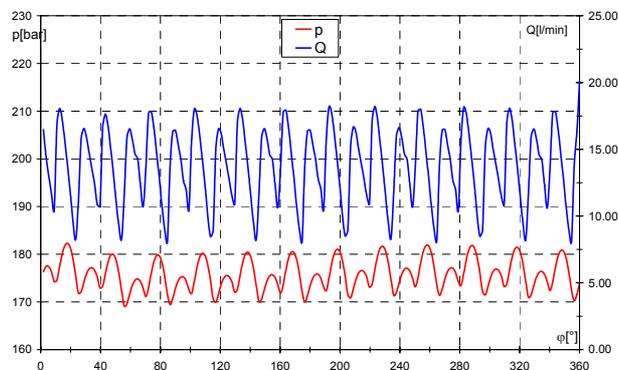


Figura 177: Andamento della pressione alla mandata della pompa e della portata attraverso lo strozzatore di diametro $d=1.45$ mm, in funzione dell'angolo di rotazione e per un regime pari a 3000 rpm, .

Infine, allo scopo di rispecchiare maggiormente una configurazione reale di prova su banco, si è aggiunta, al semplice circuito prima descritto, una tubazione le cui caratteristiche geometriche e di elasticità potessero essere considerate variabili, valutando gli effetti sulla pressione di mandata della macchina.

In particolare, in Figura 178 il componente che rappresenta la pompa ad ingranaggi esterni è stato collegato con tubazioni aventi le seguenti caratteristiche:

- i collegamenti tra la macchina ed il serbatoio in aspirazione e tra la macchina ed il nodo idraulico in mandata sono molto corti (10 cm) e rigidi (modulo di elasticità $E=2100000$ bar). I sottomodelli scelti nel software AMESim tengono in considerazione solamente gli effetti della compressibilità del sistema fluido/tubazione e dell'attrito.
- Il collegamento tra il nodo idraulico e lo strozzatore che genera il carico in mandata della macchina è realizzato con una tubazione caratterizzata dal sottomodello di AMESim "Simple wave equation hydraulic pipe/hose", uno dei sottomodelli più semplici che può modellizzare gli effetti di una propagazione nelle tubazioni di un'onda di pressione (adatto comunque a tubi relativamente brevi e casi in cui il Dissipation Number $N_{diss} = \frac{4L_t v}{c_s D_t^2}$ abbia ordine di grandezza $10^{-2} \div 10^{-3}$).

Per quanto riguarda le dimensione geometriche della tubazione e le sue caratteristiche di elasticità, in Tabella 29 sono riportati i casi analizzati.

CASO	LUNGHEZZA L	DIAMETRO D	MODULO DI ELASTICITÀ E
A	0.6 m	20 mm	2100000 bar
B	0.1 m	20 mm	2100000 bar
C	0.6 m	20 mm	50000 bar
D	0.1 m	20 mm	50000 bar

Tabella 29: Parametri caratteristici della dentatura

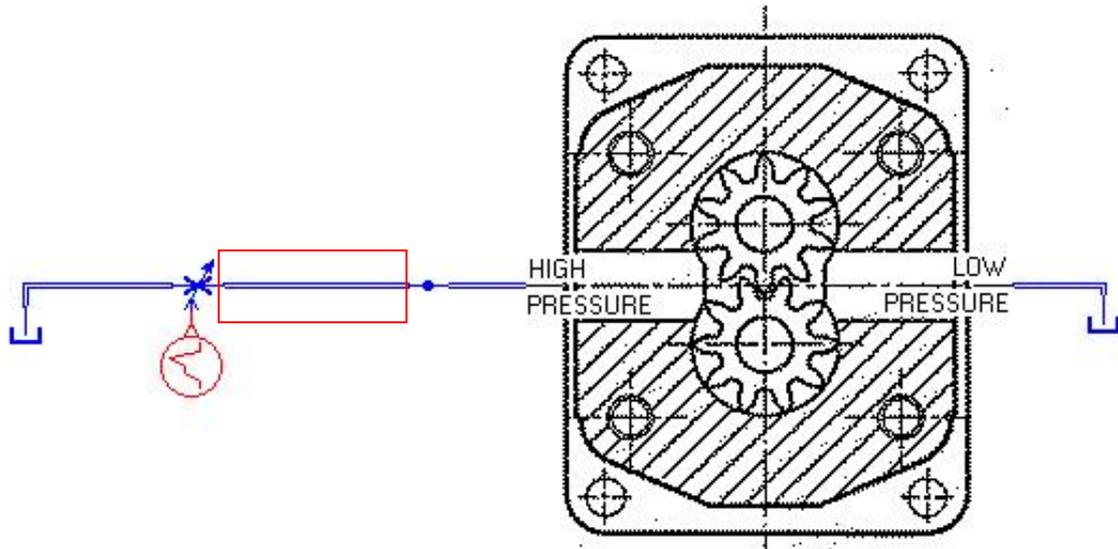


Figura 178: Componente pompa ad ingranaggi esterni collegato alla tubazione "Simple wave equation hydraulic pipe/hose"

Nelle immagini seguenti compare l'analisi FFT eseguita sulla pressione di mandata della pompa nei quattro casi elencati e per due diversi regimi di rotazione, 1450 e 3000 rpm; tale analisi è in grado di evidenziare le componenti armoniche più significative che compongono il segnale della pressione, caratterizzandole in termini di frequenza ed ampiezza.

Si analizza il caso relativo a regime di rotazione pari a 1450 rpm; nel caso A la tubazione è rigida e lunga e nel grafico della FFT relativa alla pressione in mandata si notano le frequenze pari a 290 Hz (0.0034 s), tipico ripple dipendente dal numero dei denti delle ruote, in questo caso 12, e a 580 Hz (0.0017 s), esattamente il doppio della prima, ad indicare la presenza del doppio picco della pressione per ogni periodo di tempo corrispondente ad un passo angolare delle ruote (Figura 180). In maniera analoga si comporta la pressione nel caso C, relativo all'utilizzo di una tubazione lunga ma caratterizzata da un modulo di elasticità molto minore, i cui valori di ampiezza sono in entrambi i casi decisamente inferiori. In C si evidenzia però un'ulteriore componente armonica significativa in corrispondenza all'incirca di 420 Hz (0.00238 s), che non compare in nessuno degli altri casi (Figura 181). Nel caso di tubo corto, casi B e D, si evidenziano ulteriori armoniche significative, rispetto a quelle caratteristiche in corrispondenza di 290 Hz e 580 Hz, in particolare all'incirca in corrispondenza di 1158 Hz (0.00086 s), 1738 Hz (0.00057 s), 2317 Hz (0.00043 s) (Figura 182 e Figura 183).

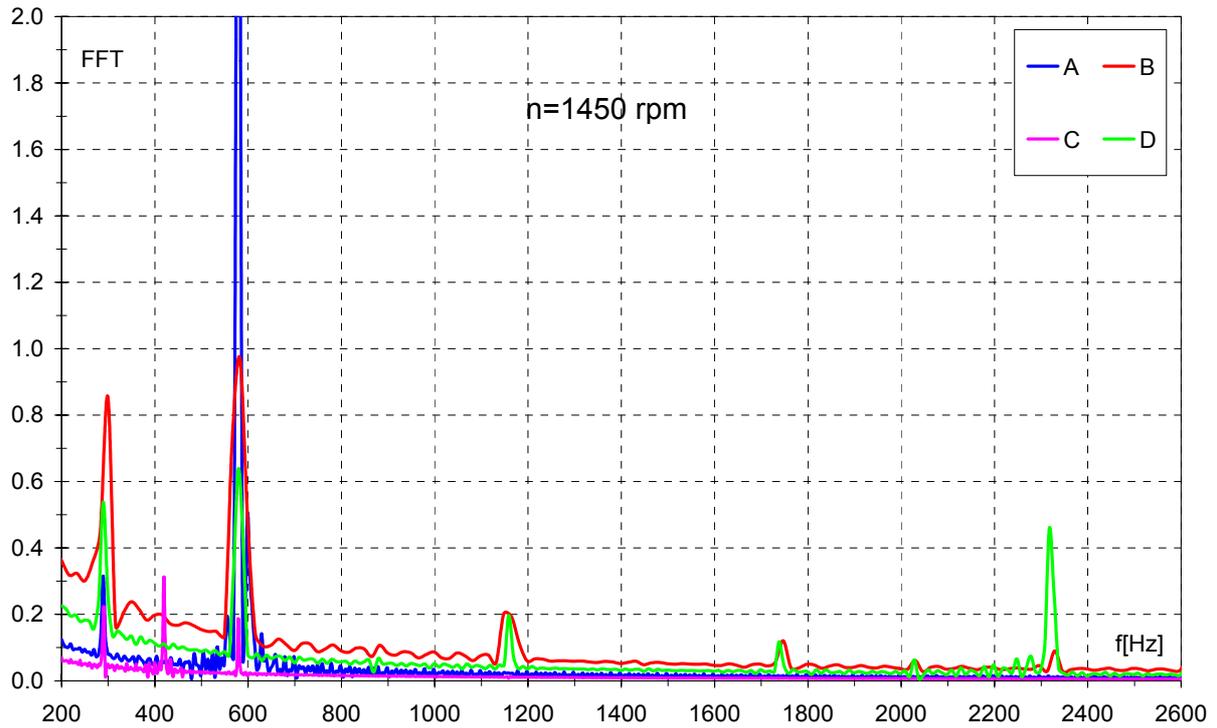


Figura 179: Analisi con tecnica FFT della pressione in mandata della pompa nei quattro casi A, B, C, D, per regime pari a 1450 rpm.

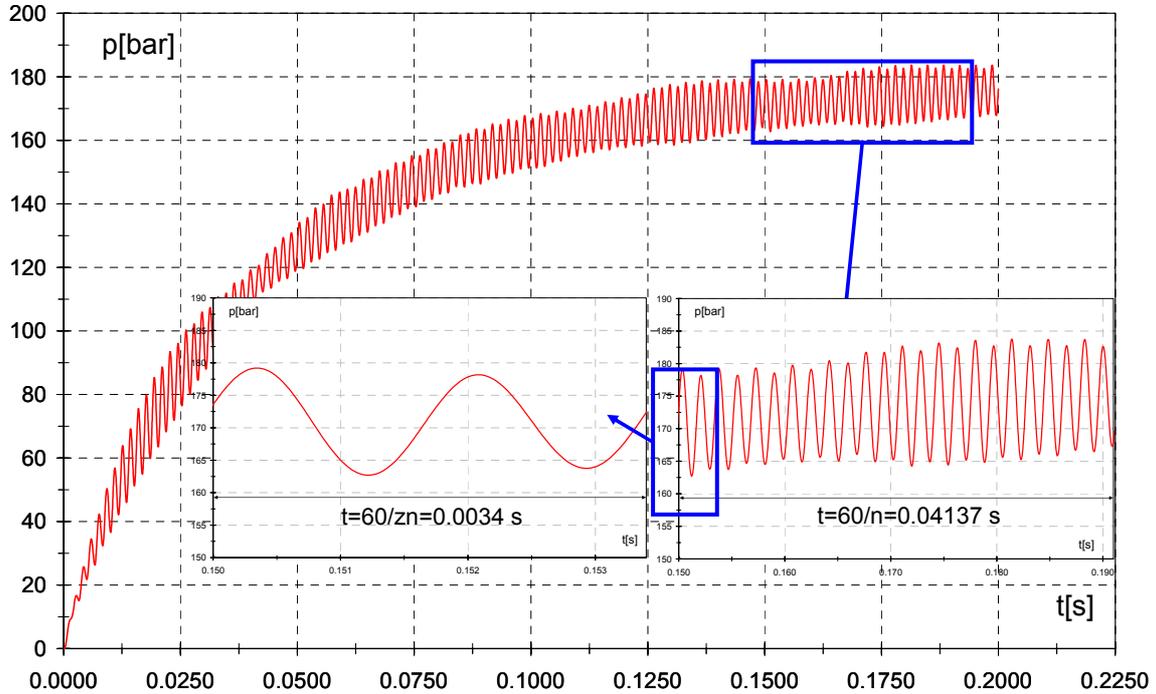


Figura 180: Pressione in mandata della pompa in funzione del tempo nel caso A ($n=1450$ rpm)..

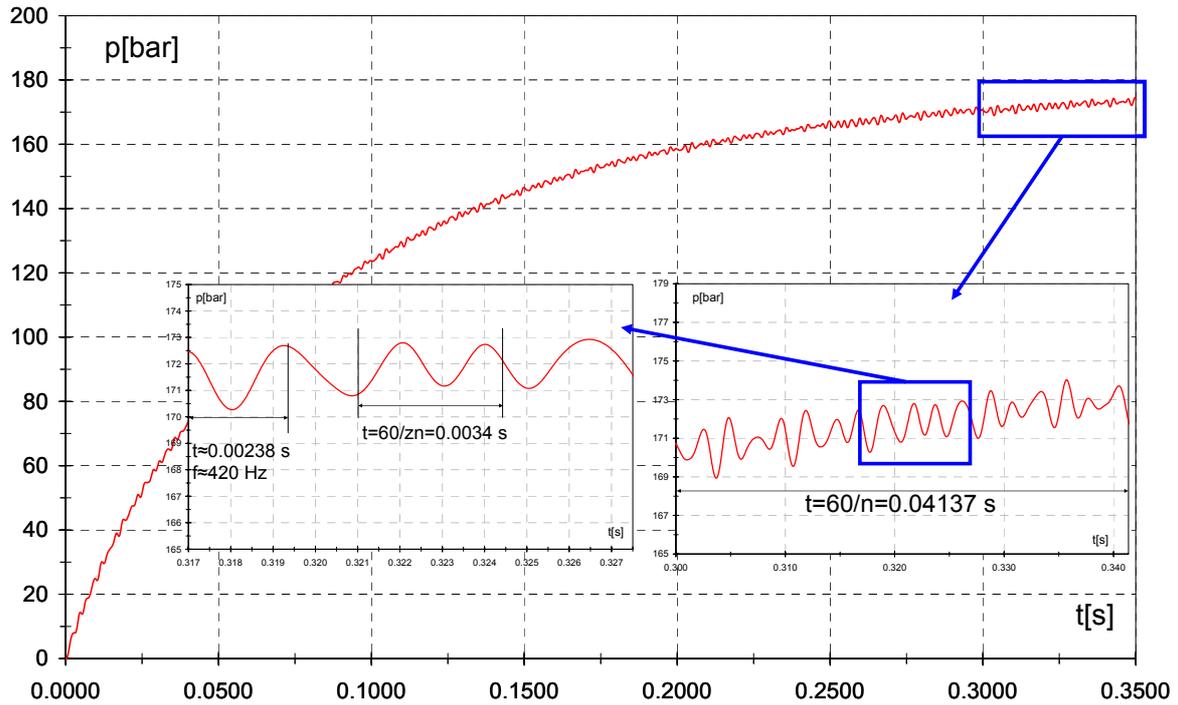


Figura 181: Pressione in mandata della pompa in funzione del tempo nel caso C ($n=1450$ rpm)..

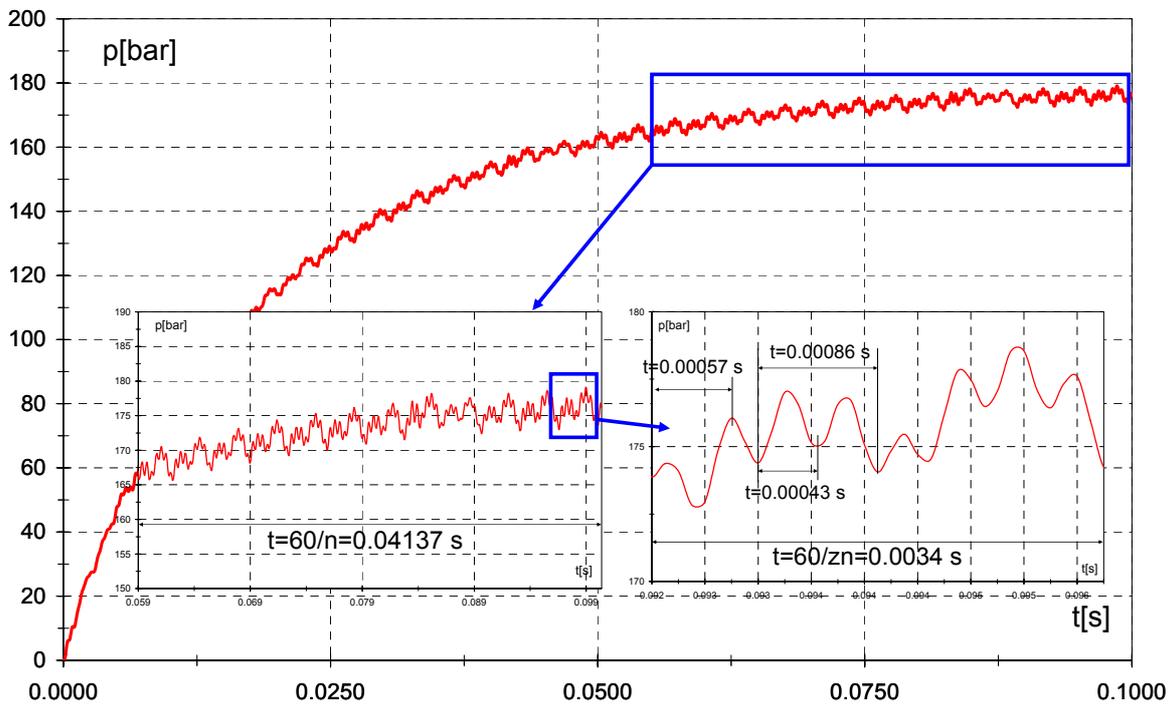


Figura 182: Pressione in mandata della pompa in funzione del tempo nel caso D ($n=1450$ rpm)..

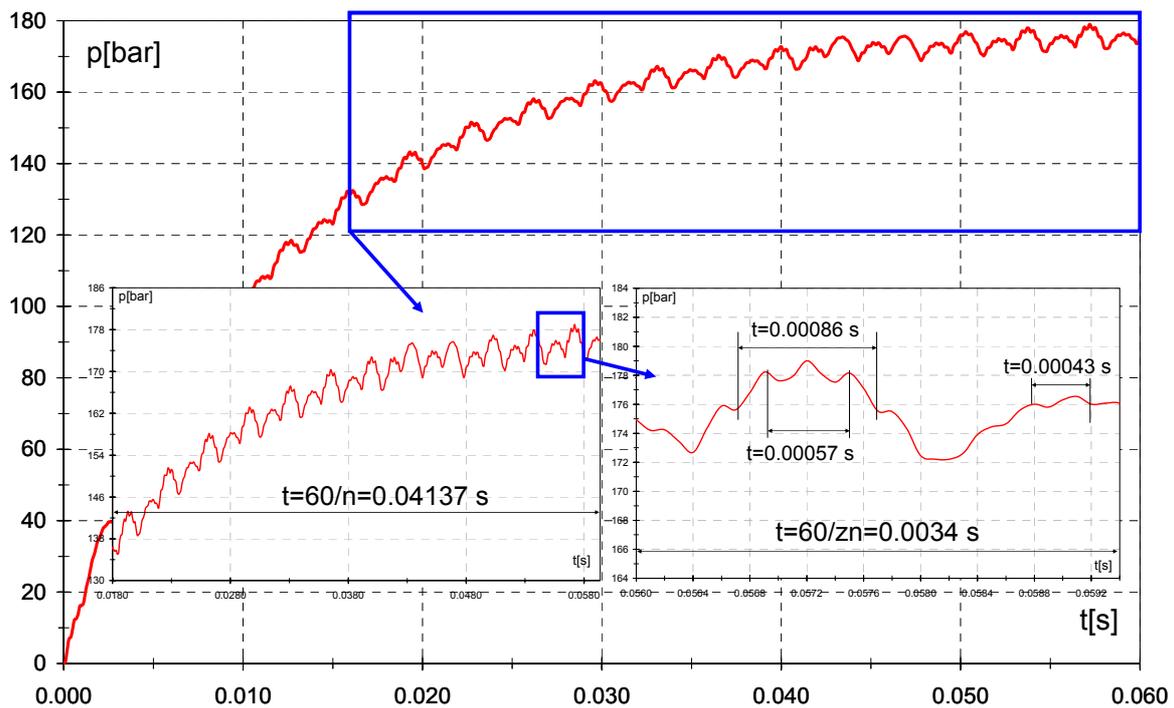


Figura 183: Pressione in mandata della pompa in funzione del tempo nel caso B ($n=1450$ rpm).

Quando il regime di rotazione è pari a 3000 rpm si individua un comportamento analogo a quello già descritto in tutti e quattro i casi analizzati; in particolare per tutti i casi, le frequenze caratteristiche legate al numero di denti z e alla presenza del doppio picco di pressione nell'intervallo temporale corrispondente ad un passo angolare delle ruote, sono pari rispettivamente a 600 Hz ed a 1200 Hz. Nel caso C, tubazione lunga caratterizzata da basso modulo di elasticità, persiste a 420 Hz l'armonica già individuata nel caso di regime pari a 1450 rpm, che evidentemente non dipende dal regime stesso. Nei casi B e D, infine si individua un'ulteriore armonica significativa in corrispondenza di una frequenza pari a 2400 Hz (0.00042 s).

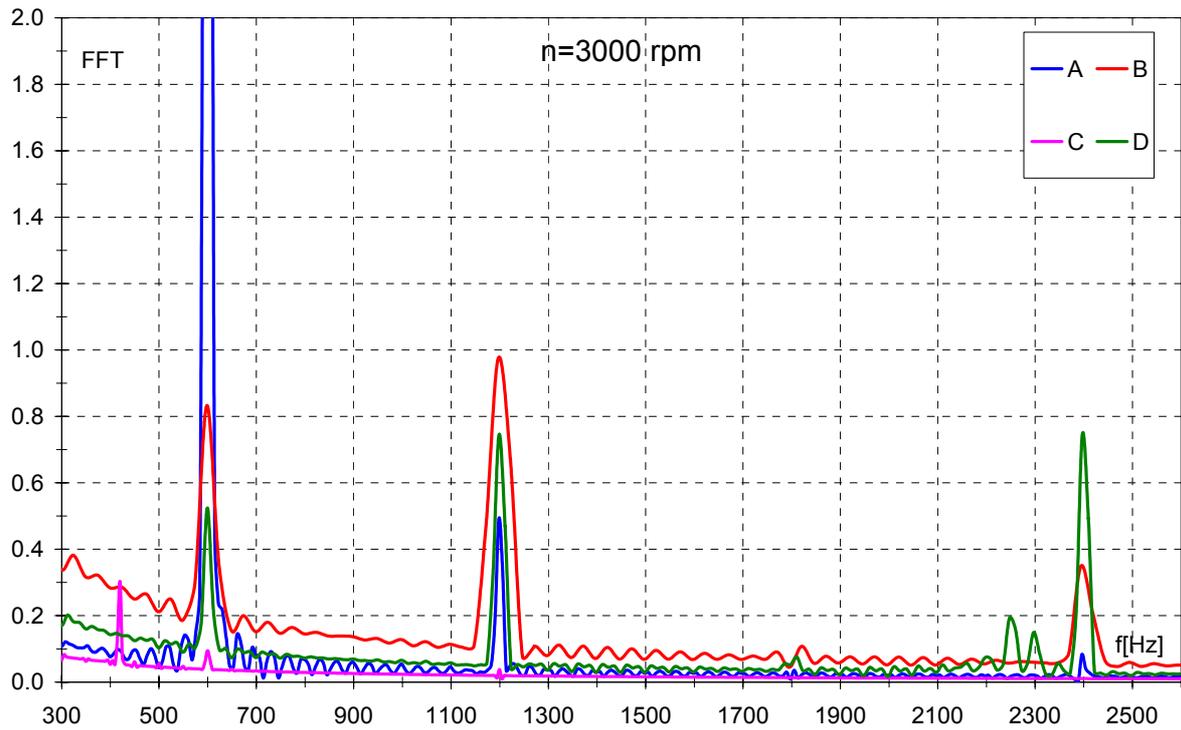


Figura 184: Analisi con tecnica FFT della pressione in mandata della pompa nei quattro casi A, B, C, D, per regime pari a 3000 rpm.

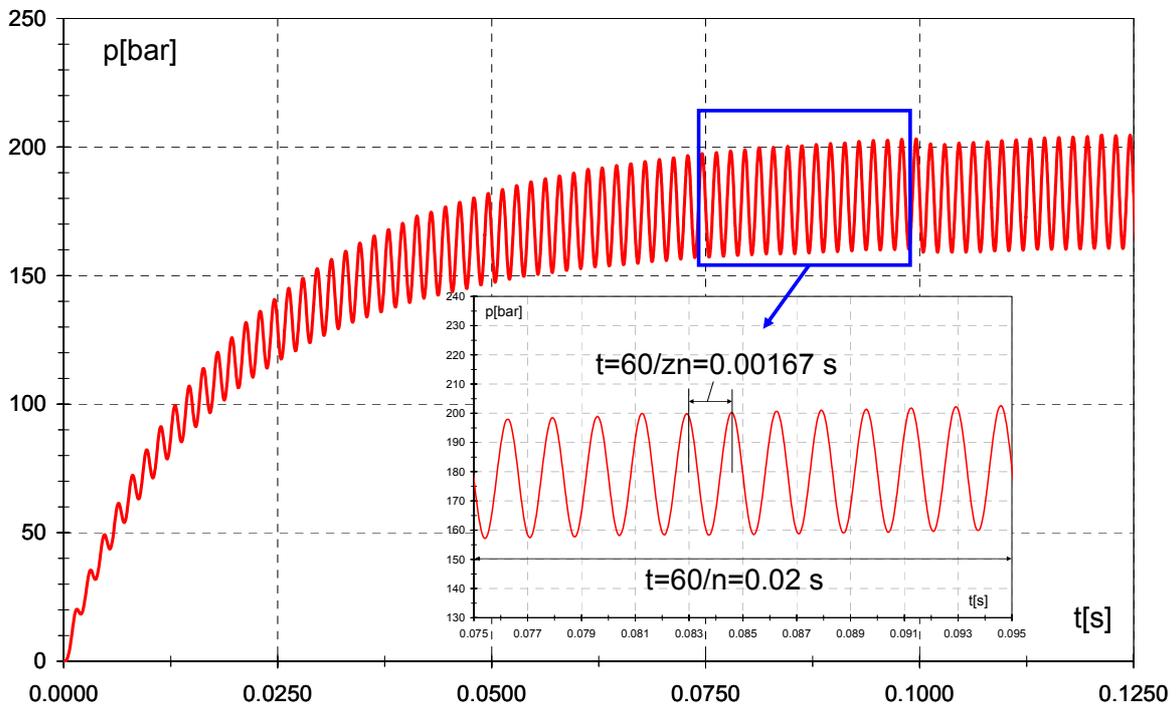


Figura 185: Pressione in mandata della pompa in funzione del tempo nel caso A ($n=3000 \text{ rpm}$).

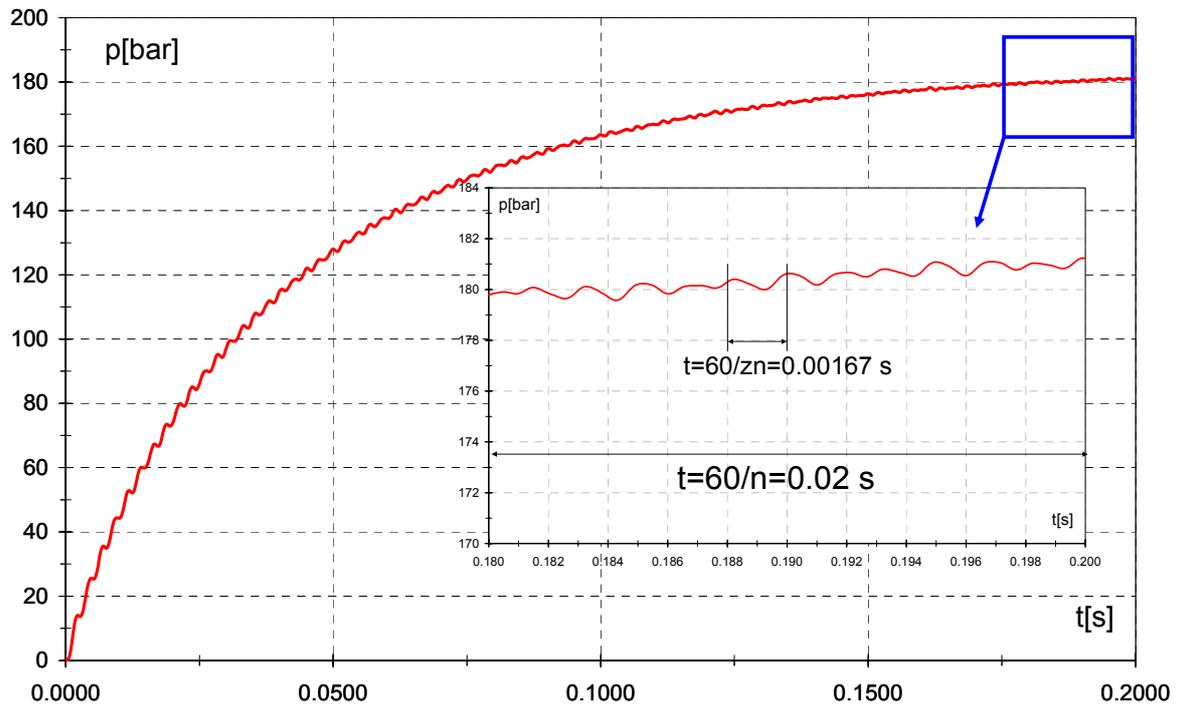


Figura 186: Pressione in mandata della pompa in funzione del tempo nel caso C ($n=3000$ rpm).

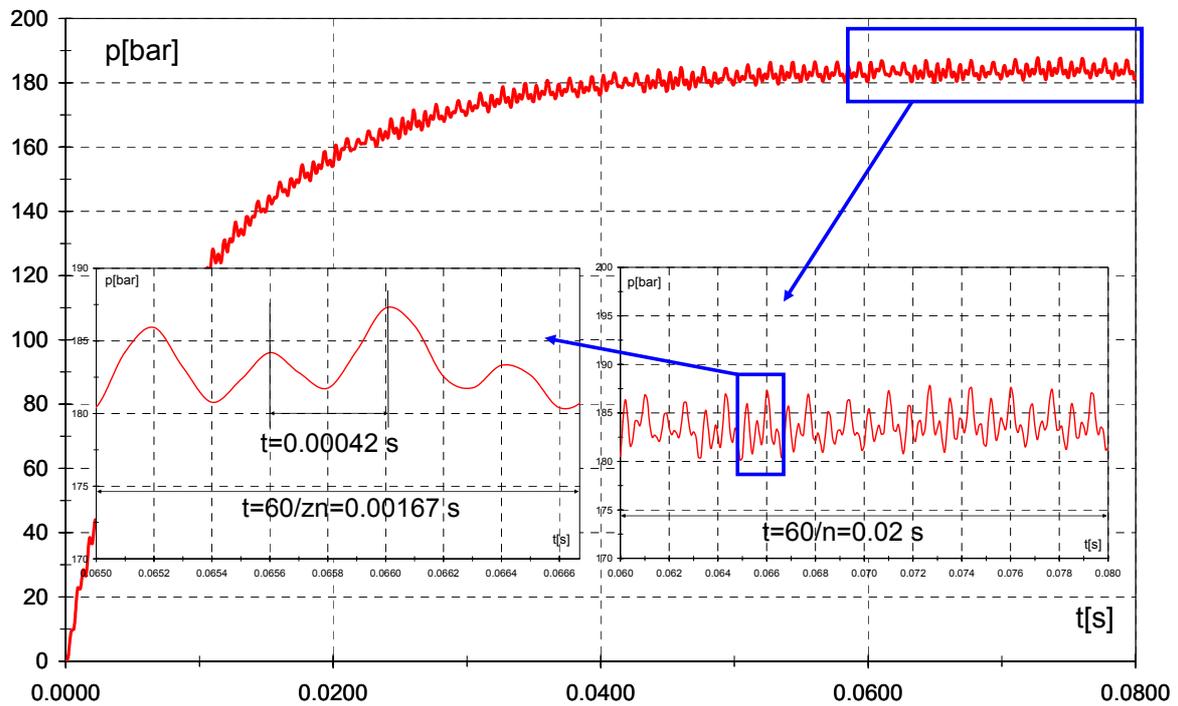


Figura 187: Pressione in mandata della pompa in funzione del tempo nel caso D ($n=3000$ rpm).

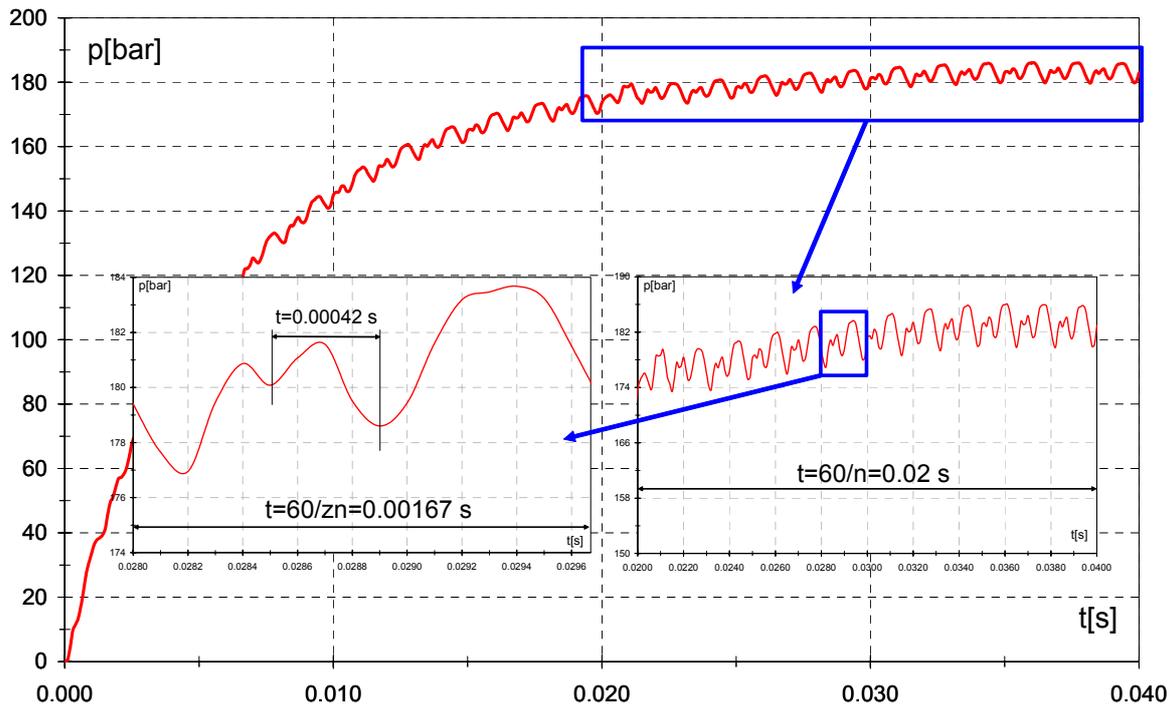


Figura 188: Pressione in mandata della pompa in funzione del tempo nel caso B ($n=3000$ rpm).

4.4 Conclusioni

In questo capitolo è stato presentato un modello numerico a parametri concentrati per la simulazione del comportamento delle macchine volumetriche ad ingranaggi esterni. Il modello, basato sul concetto che ciascun vano tra i denti delle ruote può essere rappresentato come un volume variabile di fluido che scambia portata con i vani adiacenti, gli ambienti di alta e bassa pressione, e l'ambiente di drenaggio attraverso luci di efflusso costanti e variabili riprodotte attraverso strozzatori fissi e variabili, è stato realizzato nella piattaforma commerciale AMESim con l'ausilio di librerie di componenti messe a disposizione dal software ed una libreria appositamente sviluppata che contiene i componenti auto-generati sfruttando la piattaforma di programmazione AMESet (Figura 189). L'equazione di continuità applicata a ciascun vano permette di calcolare l'andamento della pressione nel vano stesso in funzione dell'angolo di rotazione delle ruote, una volta espresse le portate scambiate dai vani stessi con gli ambienti circostanti. L'andamento della pressione nei vani tra i denti rappresenta, assieme alla forza di contatto tra i denti, il carico che ciascuna ruota dentata deve sopportare; tale carico si scarica sui perni delle ruote che sono inseriti in apposite boccole forzate nelle fiancate di bilanciamento assiale della macchina. Il sostentamento generato dal

cuscinetto a strisciamento sommato al contributo del gioco tra fiancate e corpo interno, determina il posizionamento delle ruote dentate nel corpo della macchina, influenzando la pressurizzazione dei vani tra i denti e il funzionamento della macchina.

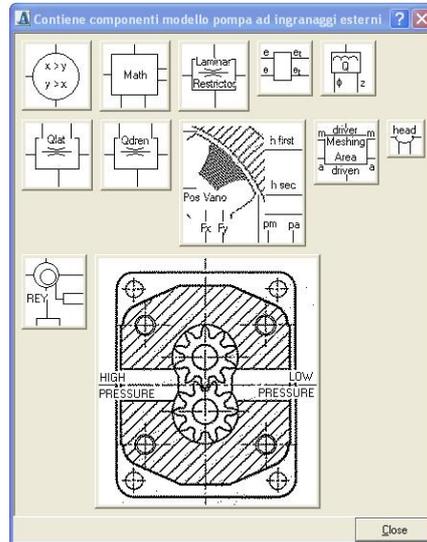


Figura 189: Libreria dei componenti generati con il tool AMESet e dei supercomponenti generati in AMESim

Particolare cura è stata dedicata nel modello alla rappresentazione della zona di ingranamento, in cui diversi fenomeni concorrono a determinare la commutazione tra l'alta e la bassa pressione, la generazione di picchi di pressione e l'insorgenza di fenomeni come l'areazione e la cavitazione. Mentre le caratteristiche geometriche (andamento dei volumi dei vani, geometria degli scarichi e luci di efflusso da essi determinate, ecc. ...) sono state descritte esternamente al modello e fornite come dati di input del calcolo, ad esclusione del posizionamento delle ruote nella carcassa, la modellazione dei fenomeni di areazione e cavitazione è stata affidata al software che utilizza un approccio a fluido equivalente per trattare il sistema olio liquido/aria libera/olio vaporizzato. Il modello può essere utilizzato sia per analizzare nel dettaglio il comportamento della macchina in diverse condizioni di funzionamento, che per valutare l'influenza di determinate caratteristiche geometriche (geometria degli scarichi, interasse di lavoro delle ruote, geometria della dentatura, posizionamento delle fiancate flottanti¹³ rispetto le ruote dentate) sul funzionamento e le prestazioni della macchina. Infine il componente realizzato in AMESim che racchiude il modello può essere virtualmente collegato ad un qualsivoglia circuito idraulico in cui sia

¹³L'inclinazione delle fiancate rispetto alle ruote dentate viene tenuta in considerazione in corrispondenza dei meati laterali e di drenaggio in modo analogo a quanto esposto nel capitolo 3.

importante valutare l'interazione tra la macchina volumetrica ed il comportamento di altri componenti presenti sul circuito che possono risentire, ad esempio, del pressure ripple generato dalla macchina stessa.

Di fatto, il modello può essere utilizzato sia per simulare il comportamento di una pompa che di un motore ad ingranaggi esterni; occorre unicamente selezionare correttamente i componenti che rappresentano i meati di testa ed i meati laterali tra i vani, i quali contengono il contributo delle portate di trascinamento che hanno segno opposto nei due casi.

4.5 Bibliografia

1. **Zarotti, G., Nervegna, N.**, 1981, *Pump efficiencies approximation and modelling*, Proceedings of the 6th International Fluid Power Symposium, Cambridge – UK, April 1981, Paper C4, pp.145-164
2. **Mancò, S., Nervegna, N.**, 1989, *Simulation of an External Gear Pump and Experimental Verification*, Proceedings of JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokio – Japan, March 1989, pp. 139-152.
3. **Mancò, S., Nervegna, N.**, 1993, *Pressure Transients in an External Gear Hydraulic Pump*, Proceedings of JHPS International Symposium on Fluid Power, Japan, March 1993, pp. 221-227.
4. **Bonacini C., Borghi M.** *Calcolo delle pressioni nei vani fra i denti di una macchina oleodinamica ad ingranaggi esterni*. Oleodinamica-Pneumatica, Novembre 1990, p. 128.
5. **Borghi M., Bonacini C.** *Calcolo delle pressioni sui fianchi degli ingranaggi di macchine oleodinamiche ad ingranaggi esterni*. Oleodinamica-Pneumatica, Aprile 1991, p. 118.
6. **Borghi M., Cantore G., Milani M.** *Bilanciamento delle macchine oleodinamiche ad ingranaggi esterni*. Atti del Congresso Internazionale della Trasmissione di Potenza '97, 1997, pp. 363-375.
7. **Borghi M., Milani M., Toderi G.** *Sul calcolo della spinta sulle fiancate nelle macchine oleodinamiche ad ingranaggi esterni*. 51° Congresso Nazionale ATI, 16-20 Settembre 1996, Udine (Italia), p. 1675.
8. **Poy Ferrer, M., Codina Macià, E.**, 2002, *Suction capability of gear pumps*, Proceedings of the 2nd International FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, Modena – Italy, July 3-6, 2002
9. **Paltrinieri, F., Milani, M., Borghi, M.**, 2002, *Modelling and simulating hydraulically balanced external gear pumps*, Proceedings of the 2nd International FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, Modena – Italy.
10. **Gutés, M., Gámez Montero, P.J., Castilla, R., Codina Macià, E.**, 2000, *Journal bearing performance in gear pumps*, Proceedings of the 1st International FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, Hamburg – Germany, September 20-22, 2000, pp. 259-269.
11. **Paltrinieri, F.**, 2004, *Modellizzazione del funzionamento di macchine volumetriche ad ingranaggi esterni*, Tesi di Dottorato, II Ciclo Dottorato in Ingegneria dei Materiali, Facoltà di Ingegneria, Università degli studi di Modena e Reggio Emilia.
12. **Caretto, R., Mancò, S., Nervegna, N., Rundo, M.**, 1996 *Modelling, Simulation and Experimental Studies on a Variable Displacement Radial Piston Pump Prototype for Automotive Applications*, ASME IMECE, Atlanta, Georgia, FPST 1996-Vol.3 Collected Papers.
13. **Mancò, S., Nervegna, N., Rundo, M., Armenio, G., Pachetti, C., Trichilo, R.**, 1998 *Gerotor Lubricating Oil Pump for IC Engines*, SAE Transaction, No 982689.
14. **Mancò, S., Nervegna, N., Rundo, M.**, 2001, *Variable Flow Internal Gear Pump*, Proceedings of 2001 ASME IMECE November 11-16, 2001, New York, FPST 2001- 25009

Simboli

B	Bulk Modulus del fluido
b	Generica larghezza equivalente del meato
b_t	Larghezza di fascia delle ruote
c	Gioco radiale
c_s	Velocità di propagazione del suono nel fluido
D_t	Diametro della generica tubazione
e	Modulo dell'eccentricità tra perno e boccola
F_C	Forza di contatto media tra le ruote dentate
h	Generica altezza equivalente del meato
I_{lav}	Interasse di lavoro tra le ruote
l	Generica lunghezza equivalente del meato
L	Lunghezza assiale del perno della ruota
L_t	Lunghezza della generica tubazione
m	Modulo della dentatura
n	Regime di rotazione delle ruote
N_{diss}	Dissipation Number
p	Generica pressione
p_a	Pressione di aspirazione
p_m	Pressione di mandata
Q	Portata
r	Raggio del perno
R	Raggio della boccola
r_C	Raggio del corpo interno
r_f	Raggio della circonferenza fondo
r_p	Raggio della circonferenza primitiva
r_t	Raggio della circonferenza di testa
t	Tempo
TAP	Tenuta di alta pressione
TBP	Tenuta di bassa pressione
u_t	Velocità di trascinamento in corrispondenza della testa dei denti
V	Volume

xyz	Coordinate del sistema di riferimento cartesiano
z	Numero dei denti delle ruote dentate
α	Angolo di pressione
α_{lav}	Angolo di pressione di lavoro
γ	Direzione dell'eccentricità delle ruote
Δp	Differenza di pressione
θ	Angolo di rotazione
μ	Viscosità dinamica del fluido
ν	Viscosità cinematica del fluido
φ	Angolo di rotazione delle ruote dentate
ω	Velocità angolare delle ruote

Apici, Pedici

a	Aspirazione
i, j	Indici di numerazione
m	Mandata
1, 2	Riferiti rispettivamente a ruota 1 e 2

Capitolo 5

Messa in funzione e utilizzo di due banchi prova oleodinamici.

5.1 Introduzione

Tra le attività svolte nell'ambito del dottorato, si è partecipato all'installazione ed alla messa in funzione di due banchi prova per la caratterizzazione del comportamento di macchine volumetriche e componenti di regolazione. Il banco prova per macchine volumetriche è in grado di alimentare il banco per componenti proporzionali fornendo potenza idraulica attraverso i tubi flessibili che collegano i circuiti idraulici dei due banchi. La possibilità di partecipare alla messa in funzione ed all'utilizzo dei banchi ha costituito un'occasione di apprendimento delle problematiche legate alla sperimentazione e alla loro gestione oltre che la possibilità, in alcuni casi, di veder confermate le tendenze evidenziate attraverso la modellizzazione numerica dei componenti oleodinamici.



Figura 190: I due banchi prova oleodinamici per la caratterizzazione del comportamento di macchine volumetriche e componenti di regolazione

5.2 Banco Prova Macchine Volumetriche

Il banco prova si presta alla caratterizzazione stazionaria secondo normativa UNI-ISO ed alla caratterizzazione dinamica di macchine volumetriche motrici e operatrici dei gruppi 1 e 2.

Esso è dotato di un motore elettrico CC a doppia presa di forza che fornisce la potenza necessaria a trascinare le unità in prova (Figura 191); le unità in prova sono collegate ad un circuito oleodinamico integrato, accessibile nella parte bassa del banco, realizzato con tubi flessibili e raccordi.



Figura 191: Particolari del banco per macchine volumetriche: a sinistra l'estremità dell'albero che porta il torsionmetro (in rosso), a destra l'estremità opposta dell'albero con il motore elettrico in CC

Il circuito è stato appositamente progettato per permettere di realizzare diverse configurazioni, adattandosi alla tipologia di prova che si desidera effettuare, nel rispetto delle indicazioni delle normative UNI-ISO; variando i collegamenti dei tubi flessibili, realizzati, dove possibile, tramite attacchi rapidi, si definiscono le diverse configurazioni circuitali.

Sulla sommità del banco è posto il serbatoio dell'olio ed una centralina idraulica necessaria al filtrazione ed al condizionamento dell'olio stesso (Figura 193); il condizionamento termico dell'olio è regolato da tre termostati che fissano tre distinti livelli di temperatura $\theta_3 < \theta_2 < \theta_1$: se la temperatura dell'olio è inferiore a θ_3 si aziona il circuito di preriscaldamento dell'olio, se è maggiore di θ_3 ma inferiore a θ_2 non vi è preriscaldamento e si è in condizioni di funzionamento normale del banco, se invece la temperatura è superiore a θ_2 viene azionato il circuito di condizionamento termico dell'olio, inviando il fluido ad una scambiatore di calore preventivamente azionato. Il superamento della temperatura θ_1 , comporta l'accensione di una spia di emergenza e l'arresto automatico del banco dopo dieci minuti se la condizione di temperatura elevata permane.

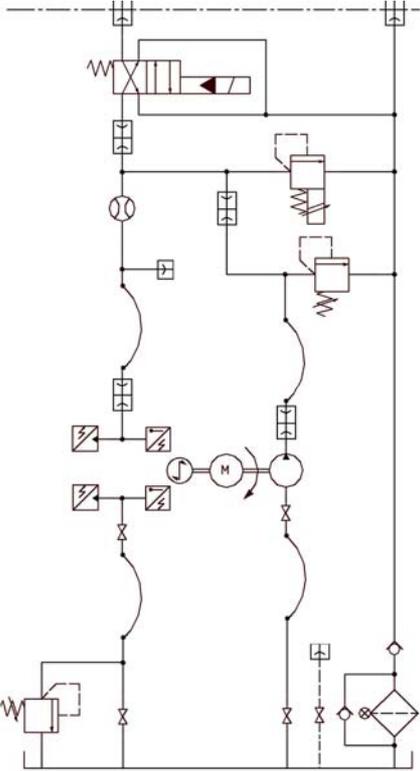
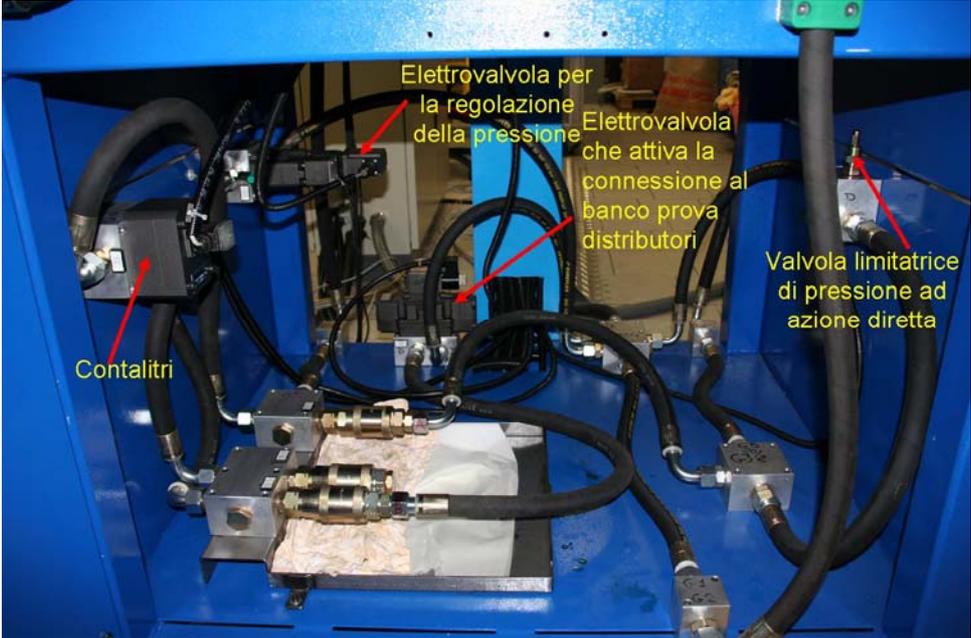


Figura 192: Foto del circuito idraulico del banco prova macchine (in alto) e layout equivalente (in basso)

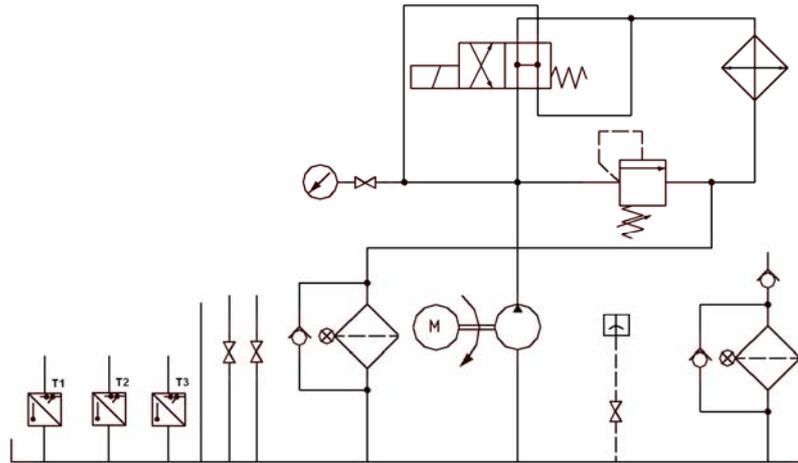


Figura 193: Circuito di condizionamento e filtrazione del fluido

Le caratteristiche tecniche del banco sono riassunte nella tabella sottostante:

<i>Caratteristiche Impianto Elettrico</i>	
Potenza massima assorbita	40 kW
Tensione	380 Vac trifase + neutro, 50 Hz
Corrente massima	90 A
<i>Caratteristiche Impianto Oleodinamico</i>	
Pressione massima	350 bar
Portata massima	150 l/min
Capacità serbatoio olio	400 l
Temperatura massima olio (θ_1)	65 °C

Tabella 30: Caratteristiche tecniche del banco.

La consolle di comando che si trova in posizione centrale è dotata di tre potenziometri per la regolazione della corrente massima assorbibile, del regime di rotazione del motore elettrico, della pressione sulla linea di mandata della pompa (o di alimentazione del motore); sono presenti tre indicatori digitali per leggere la corrente massima a disposizione del banco, quella realmente assorbita ed infine il regime di rotazione del motore elettrico. Naturalmente sulla consolle sono presenti i comandi necessari all'avviamento del banco, quali l'accensione del motore elettrico, l'inserzione delle valvole di sicurezza e per l'impostazione del carico; infine una serie di spie di allarme avverte l'operatore di eventuali situazioni di emergenza come l'intasamento dei filtri, la temperatura dell'olio troppo alta, il livello critico dell'olio nel serbatoio, il funzionamento del circuito di condizionamento termico, l'eventuale apertura delle protezioni in plexiglass dei banchi. Sotto la consolle si trova il quadro elettrico con i

collegamenti per la gestione del banco, gestione che avviene tramite un PLC che interfaccia i comandi imposti dall'operatore con il motore elettrico e le elettro-valvole presenti e gestisce i segnali di allarme ed emergenza. Nel banco sono integrati diversi strumenti per l'acquisizione delle grandezze di interesse; attualmente sono presenti:

-un trasduttore assoluto per la misura della pressione in corrispondenza della bocca di bassa pressione dell'unità in prova (aspirazione della pompa o scarico del motore); trasduttore caratterizzato da un campo di misura 0-10 bar con accuratezza pari allo 0.25% del fondo scala.

-un trasduttore di pressione relativo per la misura della pressione in corrispondenza della bocca di alta pressione dell'unità da provare (mandata della pompa o alimentazione del motore), caratterizzato da un campo di misura pari a 0-345 bar relativi e da una accuratezza pari a 0.25% del FS.

-un misuratore di portata ad ingranaggi esterni, campo di misura 0.4÷80 l/min, accuratezza sulla cilindrata caratteristica del componente compresa tra $\pm 0.3\%$ (con viscosità cinematica dell'olio pari a 20 mm²/s).

-un torsionmetro ad estensimetri per misurare la coppia all'albero, caratterizzato da campo di misura pari a 100 Nm, classe di accuratezza 0.2; il torsionmetro è dotato anche di un dispositivo per la misura della velocità di rotazione (sottoforma di segnale TTL, 360 impulsi/giro dell'alberino del torsionmetro)

-un encoder incrementale per la misura del regime di rotazione del motore elettrico.

Gli strumenti di misura, a parte l'encoder che dialoga direttamente con il PLC, portano i loro segnali ad una morsettiera esterna che è collegata alle schede di acquisizione di un sistema per la memorizzazione ed il condizionamento dei dati misurati.

5.3 Banco Prova per distributori proporzionali

Il banco prova per distributori proporzionali viene alimentato attraverso il banco per macchine volumetriche e, similmente, manda l'olio al serbatoio sfruttando sempre il circuito del banco per macchine volumetriche. Il circuito si trova nella parte posteriore del banco, Figura 195, accessibile dopo aver smontato un pannello: differenti configurazioni circuitali sono realizzabili aprendo o chiudendo i rubinetti che sezionano le diverse parti del circuito e realizzano il percorso dell'olio; infine, uno strozzatore variabile ed una valvola limitatrice di pressione a taratura variabile manualmente possono essere utilizzati per realizzare il carico

alle bocche di utilizzo della valvola. Le leve di comando di tali strozzatori si trovano nella parte anteriore del banco, in modo da essere facilmente accessibili all'operatore. Nella parte anteriore si trova anche la piastra forata sulla quale è possibile fissare valvole di diverse dimensioni (Figura 196) e dove arrivano i tubi di collegamento tra le bocche della valvola ed il circuito oleodinamico posto nella parte posteriore del banco.

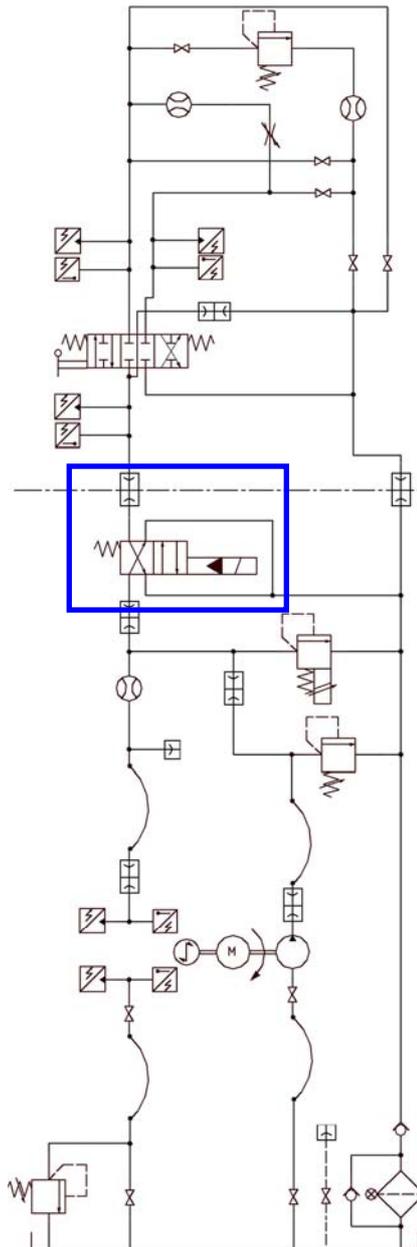


Figura 194: Circuito idraulico equivalente corrispondente all'insieme dei due banchi.

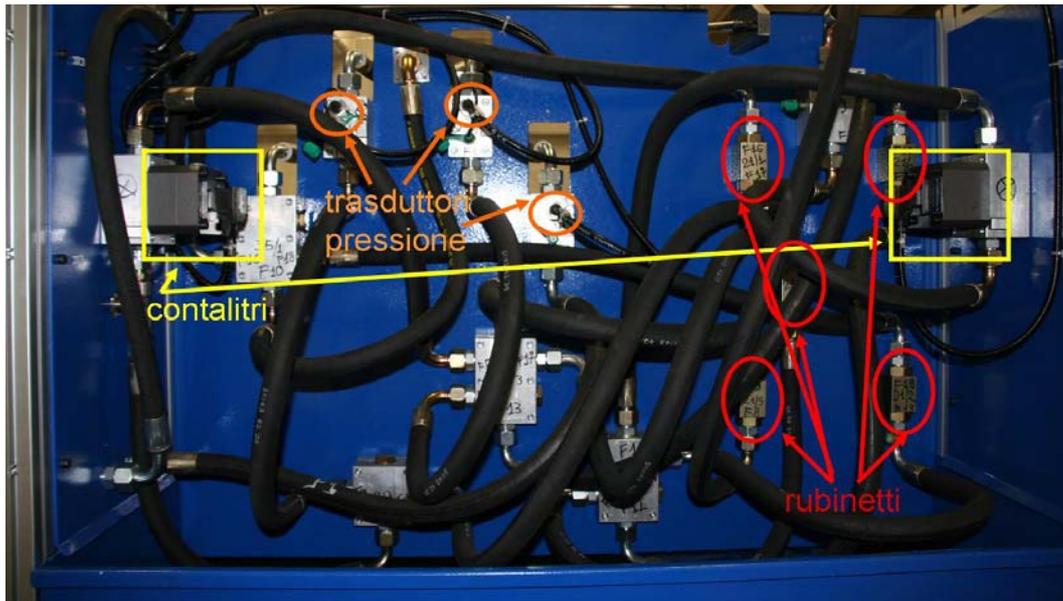


Figura 195: Foto del circuito idraulico del banco prova componenti di regolazione, posizionato nella parte posteriore del banco.

Nel banco sono integrati gli strumenti di misura necessari a caratterizzare il comportamento della valvola proporzionale:

- tre trasduttori di pressione relativi posti, rispettivamente, sulla bocca di ingresso di ingresso della valvola in prova (P), sulle bocche di uscita che portano agli utilizzatori (A e B); caratterizzati da un campo di misura pari a 0-345 bar relativi e da una accuratezza pari a 0.25% del FS

- un trasduttore di pressione assoluto posto sulla bocca di scarico della valvola (T) caratterizzato da un campo di misura 0-50 bar con accuratezza pari a 0.1% del FS.

- due misuratori di portata ad ingranaggi esterni posti lungo il circuito della stessa tipologia già descritta nel paragrafo dedicato al banco prova macchine volumetriche.

Tali strumenti comunicano con una morsettiera esterna che è collegata a sua volta al sistema per l'acquisizione ed il condizionamento dei dati, esattamente come succede per il banco prova per macchine volumetriche.

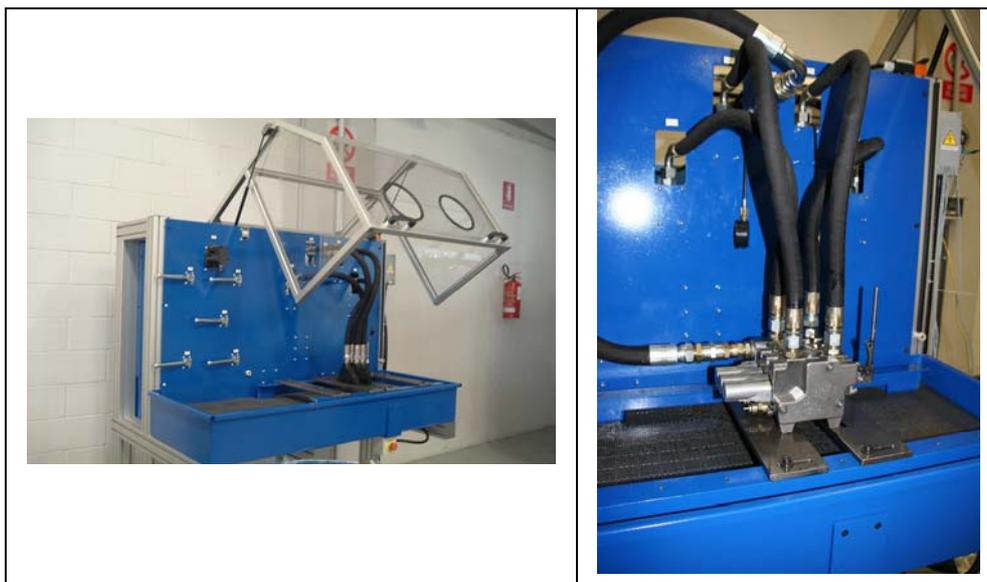


Figura 196: Banco prova per componenti di regolazione (sinistra); particolare del posizionamento della valvola e della piastra forata per il fissaggio

Come visibile dal layout del circuito mostrato (Figura 194), il collegamento tra i due banchi si realizza tramite due innesti rapidi e due tubazioni flessibili di andata e ritorno dell'olio. La pompa va montata sull'estremità dell'albero che non porta il torsionmetro e alimenta attraverso l'elettro-valvola, evidenziata nel riquadro blu in Figura 194, il banco prova per distributori proporzionali; tale elettrovalvola, che in condizioni di riposo collega direttamente la mandata della pompa allo scarico, va azionata per permettere di portare in pressione il ramo di mandata della pompa e quindi il ramo di alimentazione della portata alla valvola in prova. Sul layout del circuito sono visibili gli strozzatori che aprono/chiudono i passaggi su alcuni rami del circuito, la valvola limitatrice di pressione e lo strozzatore variabile che si può regolare agendo direttamente su una manopola posta sul lato destro del banco stesso.

5.4 .Sistema di acquisizione dati

Il sistema di acquisizione dati, cioè l'insieme degli apparecchi che servono all'acquisizione e analisi dei segnali provenienti dagli strumenti di misura integrati nei banchi prova, è formato dai seguenti componenti:

- Sistema di condizionamento dei segnali,
- Hardware per l'acquisizione dei segnali,
- Il Personal computer,
- Il Software per la gestione dell'acquisizione.

I banchi prova, nella configurazione classica, prevedono fino a 5 segnali analogici da

acquisire contemporaneamente (che potranno essere in tensione o corrente a seconda del trasduttore da utilizzare per ogni data prova) e fino a tre segnali frequenziali provenienti dai misuratori di portata volumetrici e/o dal torsionometro (per la misura della velocità angolare). Il sistema di acquisizione è stato appositamente scelto per interfacciarsi ai banchi prova ed agli strumenti montati sui banchi, tuttavia, data la sua flessibilità, può essere adattato anche ad eventuali evoluzioni del layout dei circuiti di prova e a diverse applicazioni. Ad esempio, è possibile inserire ulteriori trasduttori di pressione in altri punti del circuito, trasduttori lineari LVDT sui cassettei di distributori e valvole in prova (come in effetti si è già avuto modo di fare) o contagiri sugli alberi delle macchine. Ulteriore possibilità è quella di automatizzare le procedure di prova tramite il sistema di acquisizione e gestione dei dati, infatti le schede d'acquisizione presentano la possibilità di fornire in output segnali sia analogici che digitali, occorre acquistare però un modulo apposito per la loro gestione. Il sistema, fornito dalla National Instruments, è costituito dai seguenti componenti principali:

1. NI Cardbus 8310: interfaccia il sistema d'acquisizione con il PC portatile (Input: 50Mb/s, Output: 10Mb/s);
2. PXI-1036DC Chassis che ospita l'hardware del calcolatore e le schede di acquisizione;
3. NI PXI-6251: Scheda di acquisizione multifunzione per segnali analogici (16 Canali a 16 bit. 1,25 MS/s);
4. NI PXI-6624: Scheda di acquisizione Counter Timer per segnali frequenziali (8 Canali Massima frequenza 400 kHz, Source Frequency 20 MHz) ;
5. SCC-C120: Modulo per acquisizione segnali in corrente 1-20 mA, 2 canali (3 unità);
6. SCC-LP02: Modulo Filtro Passa Basso 50 Hz, 2 canali, al fine di filtrare i disturbi provenienti dalla rete elettrica (4 unità);
7. SCC-AI03 Modulo per acquisizione segnali in tensione (10V, 10 kHz), 2 canali (2 unità);
8. NI Developer Suite Professional Control Edition for Win XP/2000 for Multi-User Agreements (Labview): software per la gestione dell'acquisizione dati.

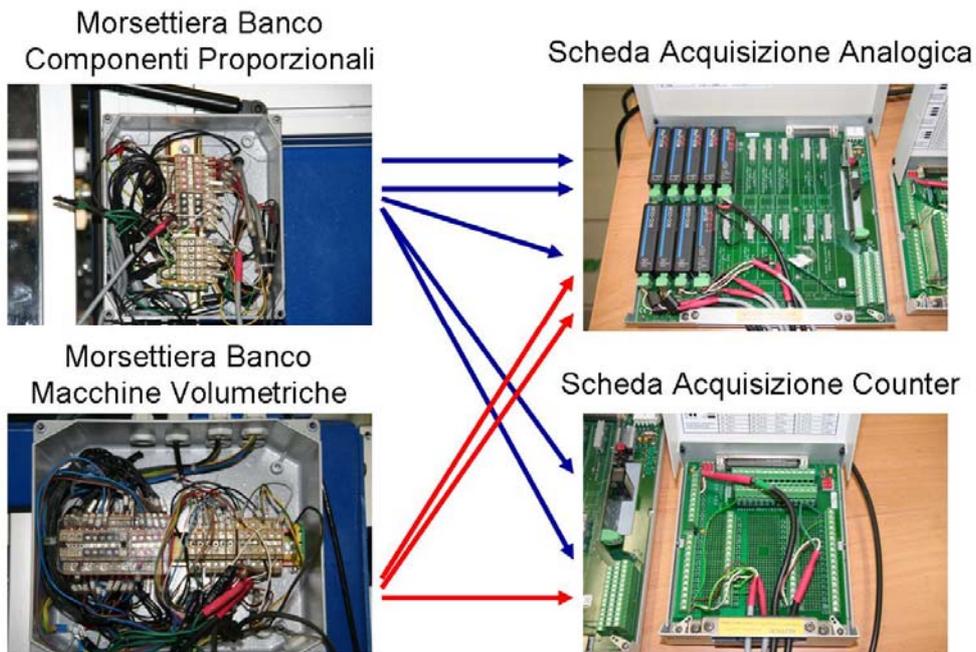
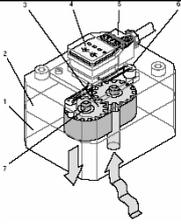


Figura 197: Morsettiere di collegamento degli strumenti di misura e schede di acquisizione dati

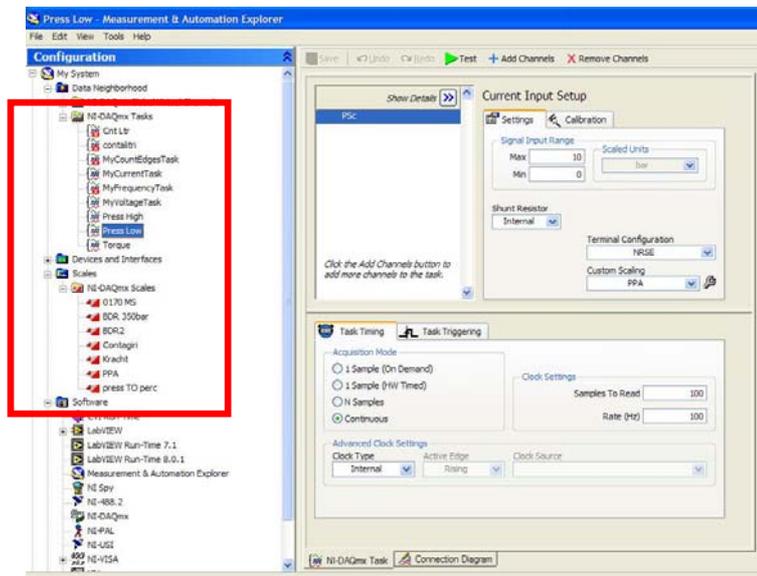
Gli strumenti vengono alimentati e portano il loro segnale in output a due morsettiere poste rispettivamente sul banco prova per macchine volumetriche e sul banco prova per componenti di regolazione. Alcuni cavi elettrici schermati sono stati predisposti per collegare gli strumenti di misura alle schede di acquisizione NI PXI-6251 (“Scheda Analogica”) e NI PXI-6624 (“Scheda Counter”). In Tabella 31 vengono riassunti, per tipologia di strumento e segnale, i cavi di connessione da utilizzare:

Strumento	Segnale
 <p data-bbox="389 1592 517 1626">Contalitri</p>	<p data-bbox="879 1420 1075 1453">Misura Portata</p> <p data-bbox="692 1473 1262 1507">Tipologia: Onda Quadra (20 V picco-picco)</p> <p data-bbox="655 1527 1299 1561">Trasmissione: 3 fili (2 canali sfasati di 90°, terra.)</p>
	<p data-bbox="879 1653 1075 1686">Misura Coppia</p> <p data-bbox="676 1706 1278 1740">Tipologia: Segnale analogico in Tensione $\pm 5V$</p> <p data-bbox="847 1760 1107 1794">Trasmissione: 2 fili.</p>

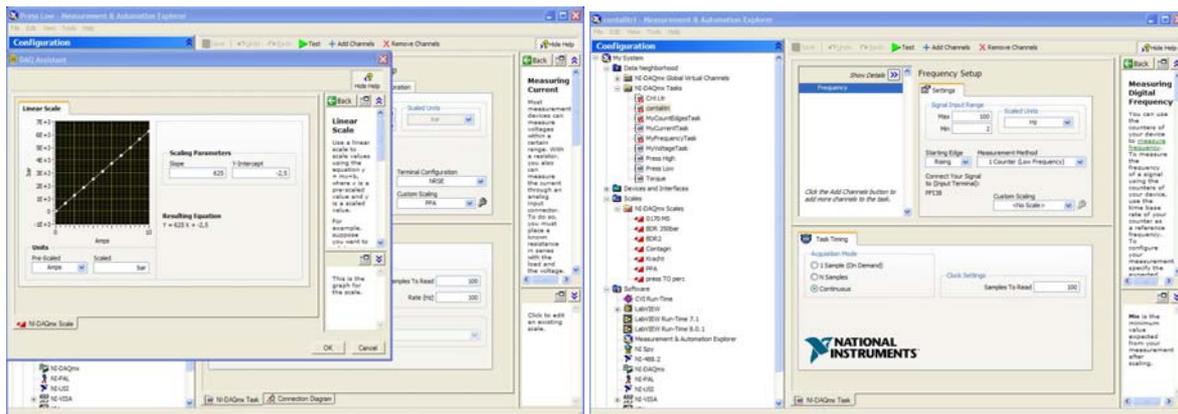
 <p>Torsionmetro</p>	<p>Misura Coppia</p> <p>Tipologia: Segnale analogico in Tensione $\pm 5V$</p> <p>Trasmissione: 2 fili.</p>
 <p>Trasduttore di Pressione</p>	<p>Misura Velocità Angolare</p> <p>Tipologia: Onda Quadra TTL</p> <p>Trasmissione: 3 fili (2 canali sfasati di 90°, terra)</p> <p>Misura Pressione</p> <p>Tipologia: Segnale in corrente 4-20 mA</p> <p>Trasmissione: 2 fili</p>

Tabella 31: Strumenti di misura e tipologia del segnale trasmesso

Realizzato il collegamento degli strumenti di misura con il sistema di acquisizione, si è provveduto a monitorare i segnali riportati dagli strumenti utilizzando il programma Measurement and Automation Explorer (MAX), compreso nel pacchetto Labview, dove è possibile visualizzare in real time l'output dello strumento in termini di segnale elettrico (in V o mA), impostare la scala di conversione dello strumento in funzione delle sue caratteristiche e verificare la coerenza con la grandezza effettiva misurata (Figura 198).



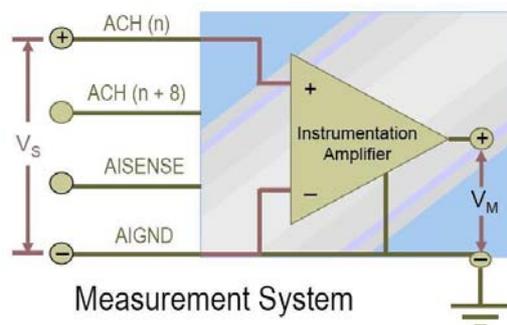
Visualizzazione in MAX degli strumenti collegati al sistema di acquisizione (riquadro rosso a destra) e delle caratteristiche di uno dei trasduttori di pressione (a sinistra)



A sinistra è visualizzata la scala di conversione del segnale in output da un trasduttore di pressione (4-20 mA \rightarrow bar); a destra le impostazioni associate al misuratore di portata.

Figura 198: Interfaccia per la gestione dell'acquisizione dati dagli strumenti.

Le problematiche riscontrate in questa fase sono state molteplici. Innanzitutto la messa a terra del banco coincide di fatto con la terra degli strumenti di misura già montati su di esso dal costruttore; al primo tentativo di connessione la messa a terra del sistema per l'acquisizione dati era comune con la terra del banco. In questa configurazione, l'unica modalità di misura utilizzabile per i segnali analogici è la Reference Single Ended, in cui la misura è riferita alla massa comune tra il sistema di acquisizione e lo strumento come mostrato in Figura 199; in questa configurazione, un solo canale viene utilizzato per effettuare la misura. Normalmente questo sistema di misura genera molti disturbi di modo comune sui segnali e, in effetti, da quanto osservato sulle misure sperimentali, in particolare quella della velocità angolare proveniente dal torsionometro (Figura 200), l'acquisizione dati in alcuni casi diventava impossibile.



RSE

Figura 199: Modalità di misura Reference Single Ended

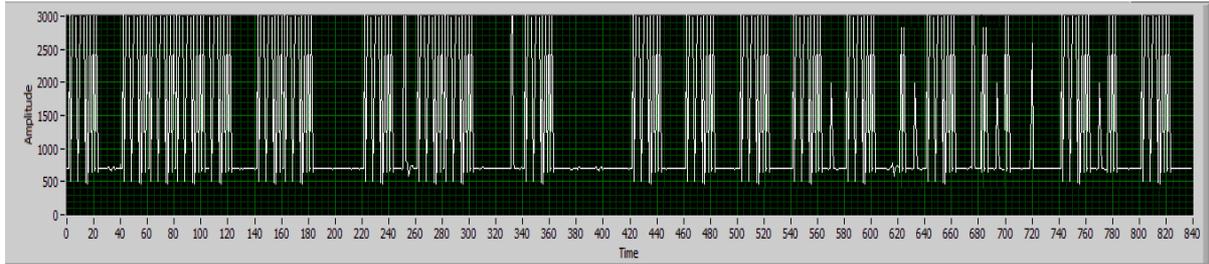


Figura 200: Misura della velocità di rotazione proveniente dal torsiometro con sistema di misura RSE

A questo punto la messa a terra del sistema di acquisizione è stata resa indipendente e allontanata dalla messa a terra del banco (e quindi anche degli strumenti) e la modalità di acquisizione dei segnali analogici è stata cambiata adottando la tipologia Non Reference Single Ended, in cui la misura è riferita alla linea AI sense che è indipendente dalla terra dello strumento; meno sensibile ai disturbi di modo comune anche se non immune ad essi¹⁴, la NRSE presenta anche il vantaggio di impedire la generazione di loop fittizi di corrente tra il sistema di acquisizione e la terra comune e permette ancora l'utilizzo di un solo canale per l'acquisizione del segnale come mostrato in Figura 201.

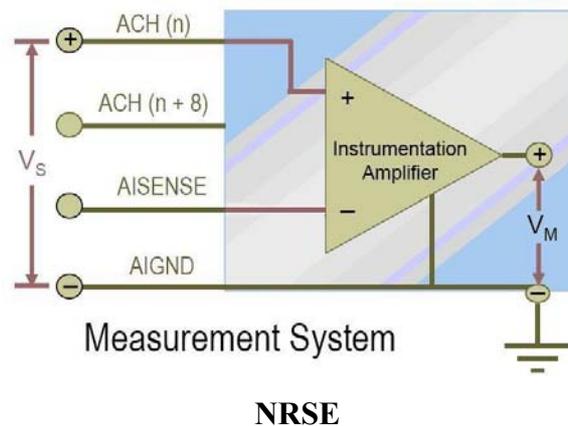


Figura 201: Modalità di misura Non Reference Single Ended

In questa configurazione, il segnale della velocità angolare si presenta come in Figura 202; esso è facilmente filtrabile numericamente senza stravolgerne la natura e permette l'acquisizione della velocità angolare.

¹⁴ La modalità di collegamento più adatta per l'eliminazione dei disturbi di modo comune sarebbe la Differential, ma essa richiede l'utilizzo di due canali di acquisizione per ogni segnale e quindi dimezza il numero dei segnali che è possibile acquisire.

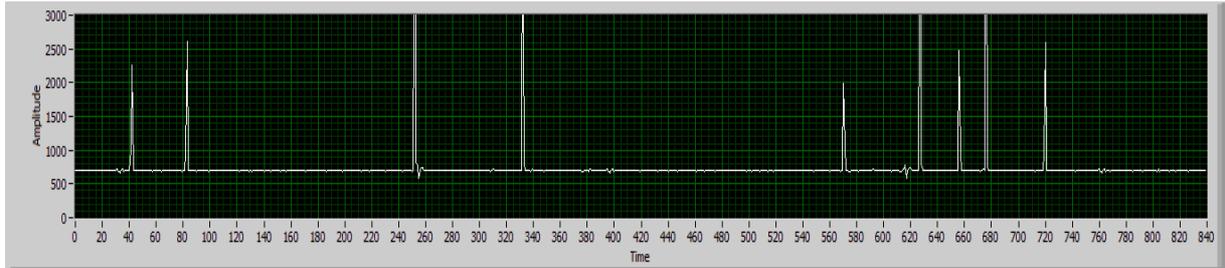


Figura 202: Misura della velocità di rotazione proveniente dal torsiometro con sistema di misura NRSE

Per tutti i segnali analogici adottati la modalità di misura è la NRSE. Per quello che riguarda i segnali digitali esistono due modalità di misura possibili: l’Averaging e l’Inverse Period: secondo l’Averaging, occorre contare il numero di impulsi in una ben definita finestra temporale di ampiezza t , ampiezza che deve essere comunque molto più piccola del tempo globale in cui si effettua la misura se si vuole ottenere un risultato preciso; con l’Inverse period si “misura” la distanza tra un impulso e l’altro, quindi il periodo del segnale. La prima metodologia, che richiede due canali, è adatta nel caso il segnale sia generalmente pulito e applicata soprattutto per i casi di caratterizzazione stazionaria. L’Inverse Period, invece, che richiede un canale solo, è più adatto nel caso il segnale sia affetto da disturbi poiché si ricava direttamente una frequenza ed è poi possibile filtrare numericamente i disturbi intesi come frequenze di ordine di grandezza completamente diverso dal valore medio (vedi caso della velocità angolare in Figura 202).

Per i contaltri ad ingranaggi, caratterizzati da segnali che non presentano disturbi ad alta frequenza, nel caso di prove stazionarie delle macchine volumetriche è stato utilizzato il metodo Averaging, settando l’ampiezza della finestra temporale in funzione del regime di rotazione adottato per la macchina in prova; nel caso di prove dinamiche è stata sfruttata un’opzione fornita dal sistema di acquisizione che permette di utilizzare un metodo ibrido tra i due esposti: di fatto l’Inverse Period viene utilizzato per avere una prima stima del valore attraverso uno dei due canali utilizzati che viene poi corretta attraverso il secondo canale. Nel caso del contagiri, invece, vista la presenza di disturbi ad alta frequenza, è stato utilizzato il metodo Inverse Period.

Una seconda problematica che di fatto ha rappresentato una vera e propria sfida, ha riguardato la presenza di disturbi molto forti sui segnali analogici dei trasduttori di pressione (sia sul banco prova macchine che su quello dei componenti di regolazione) e del torsiometro. Questi disturbi sono completamente assenti in condizione di banco spento ma morsettiere degli strumenti alimentate con tensione a 24 V, mentre compaiono non appena il banco viene

acceso, come si può vedere in Figura 203. La situazione di banco acceso è riferita ad una condizione in cui si è avviata la centralina di condizionamento del fluido e la ventola di raffreddamento del motore elettrico. Non sono presenti i filtri a 50 Hz passa basso sul sistema di acquisizione dati quindi i segnali sono affetti anche dai disturbi dovuti alla rete.

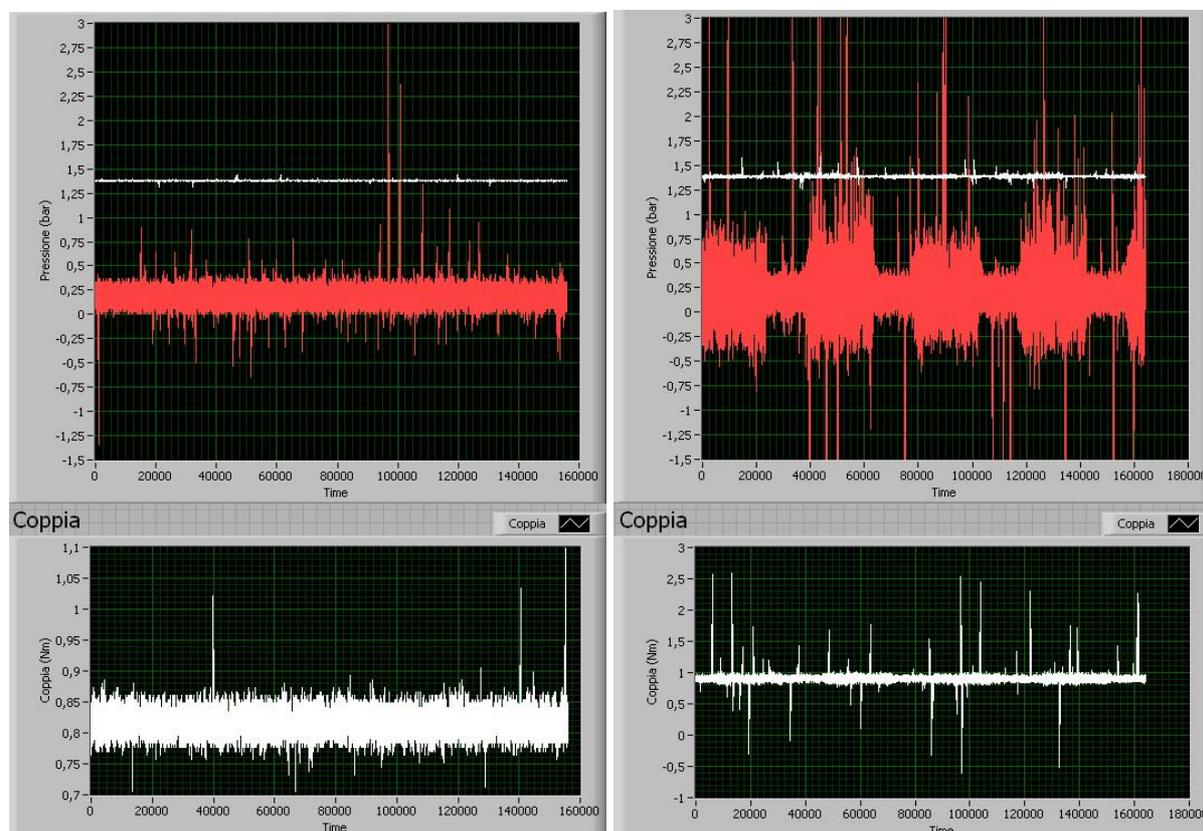


Figura 203: Segnali di pressione e coppia in funzione del tempo al banco prova macchine con banco spento e morsetti alimentata (a sinistra) e con banco acceso.

Analogamente si osserva per quel che riguarda gli segnali acquisiti dal banco prova componenti di regolazione, in particolare le pressioni, visibili in Figura 204. Esclusa l'influenza della centralina di condizionamento del fluido, si è determinato che i disturbi si generano al momento dell'avvio della ventola di raffreddamento del motore elettrico in CC, trascinata da un motore asincrono trifase la cui velocità di rotazione è regolata da un inverter da 1.4 kW. In realtà, l'inverter si occupa di variare la velocità di rotazione del motore in maniera discreta tra due valori: alta velocità quando la temperatura del motore elettrico in CC sale oltre un certo valore di soglia, bassa velocità quando la temperatura è al di sotto di questo valore di soglia.

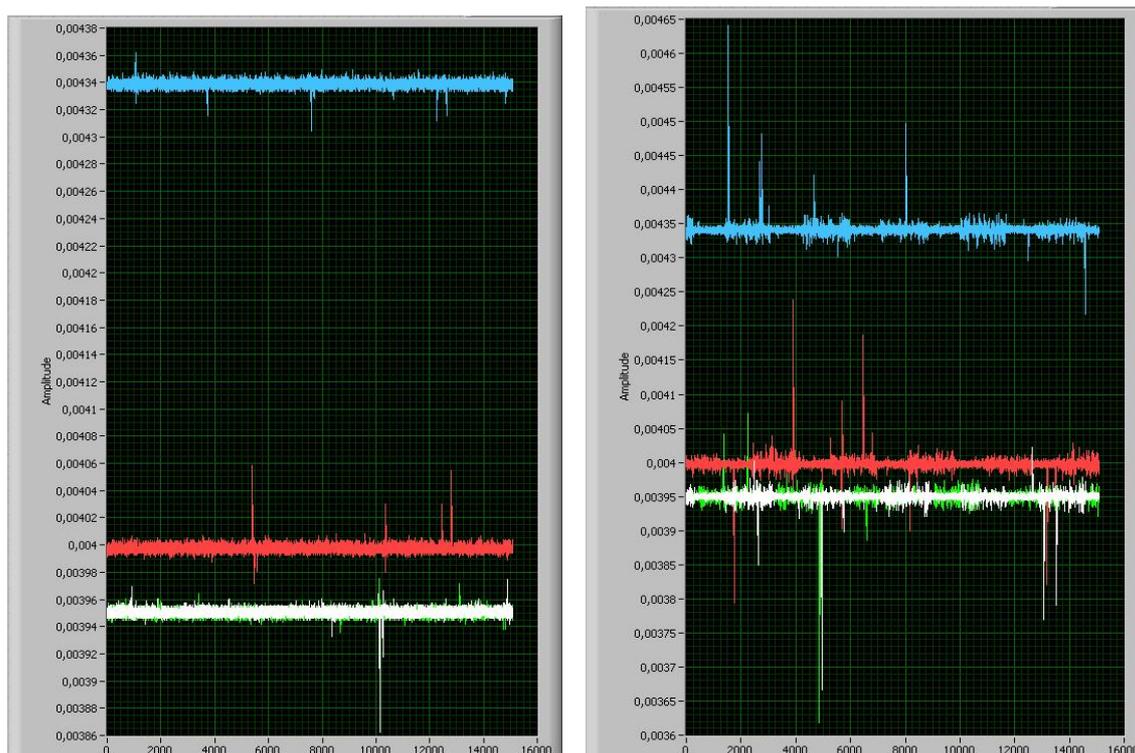


Figura 204: Segnali di pressione in funzione del tempo al banco prova componenti di regolazione con banco spento e morsetti alimentata (a sinistra) e con banco acceso.

I grafici mostrati in Figura 205 e Figura 206 sono riferiti a prove di acquisizione effettuate per un motore ad ingranaggi esterni, di cui si parlerà più in dettaglio successivamente, e mostrano evidentemente la tipologia del disturbo osservato.

La causa di questi disturbi è imputabile alla presenza di un motore elettrico ad alta potenza comandato attraverso un inverter, quindi attraverso un segnale PWM, che comporta variazioni di potenza a frequenza elevata. Il disturbo è caratterizzato da frequenze molto basse (circa $2 \div 2.5$ Hz) e non è di fatto filtrabile. Il problema è analogo a quanto esposto anche in [4], dove vengono elencate una serie di azioni che possono influire beneficamente, qui riportate parzialmente:

- usare una modalità di misura NRSE, come per altro suggerito in [8] e [9]
- usare cavi corti
- usare dei filtri
- spostare il sistema di acquisizione lontano dagli amplificatori
- isolare elettricamente il motore
- isolare con un tubazione non conduttiva il ramo di alta pressione dalla pompa a pressione costante

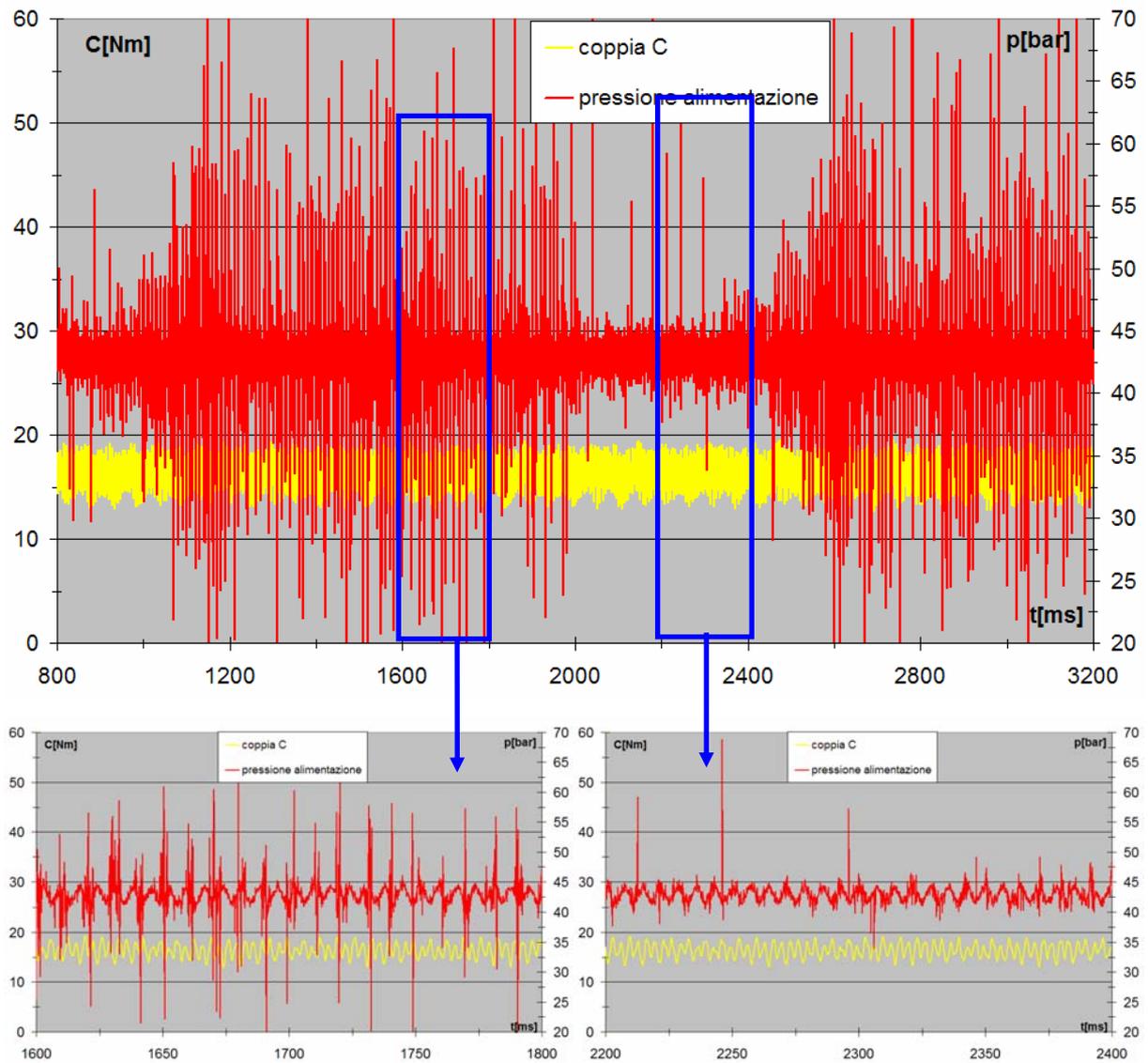


Figura 205: Pressione in alimentazione e coppia per il motore ad ingranaggi esterni considerando un regime $n=700$ rpm e circa 40 bar di pressione in alimentazione media.

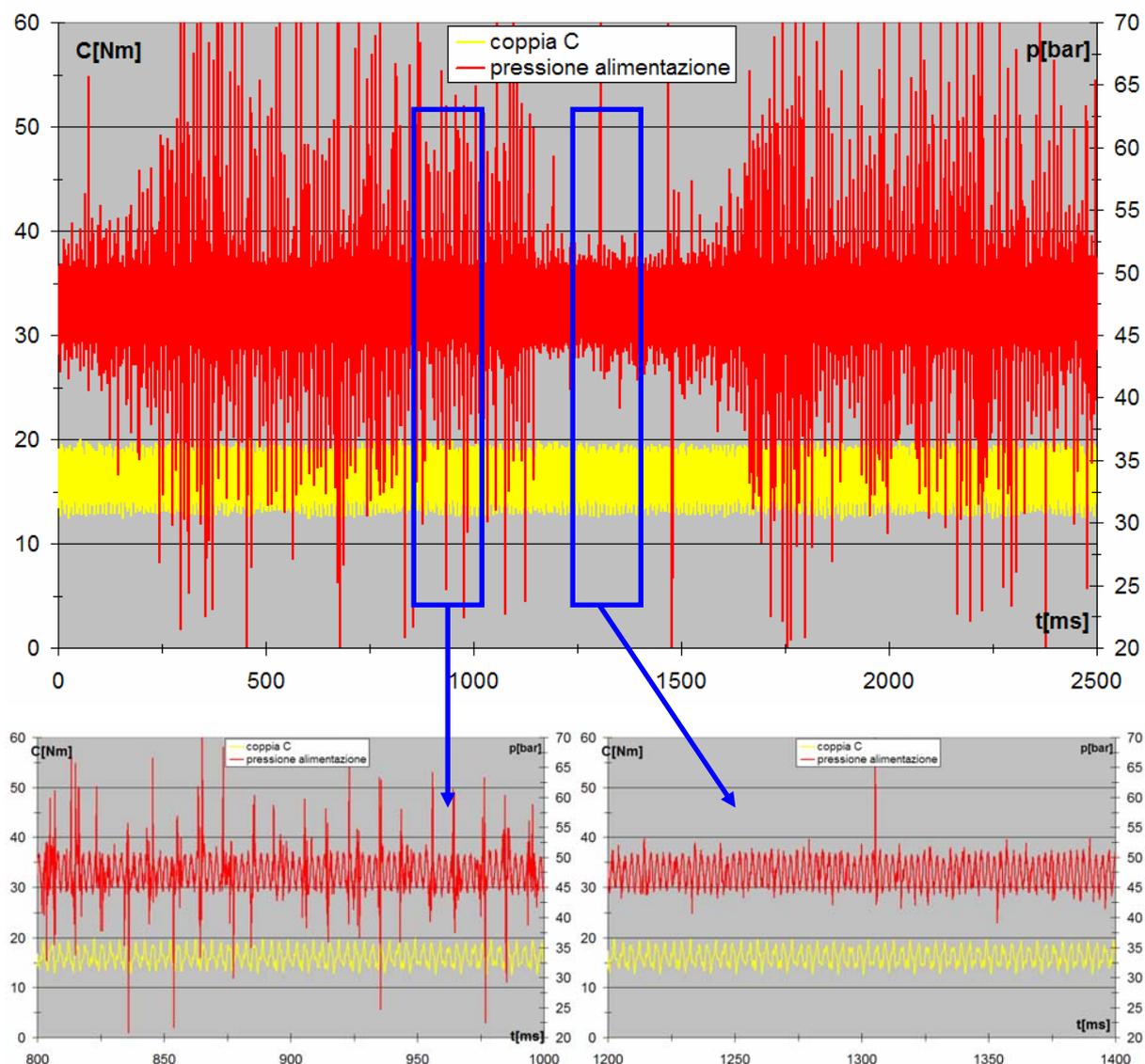


Figura 206: Pressione in alimentazione e coppia per il motore ad ingranaggi esterni considerando un regime $n=2000$ rpm e circa 40 bar di pressione in alimentazione media.

Di questi suggerimenti, alcuni sono difficilmente realizzabili nel caso dei banchi considerati mentre altri sono stati adottati, in particolare la modalità di misura NRSE, come già esposto, l'utilizzo di filtri, ma non elettrici, in ingresso e uscita dell'inverter (una induttanza in ingresso ed una tra l'inverter ed il motore elettrico). Queste azioni non hanno comunque portato vantaggi evidenti e, negli ultimi tempi, si era deciso di smontare l'inverter ed effettuare l'alimentazione del motore che trascina la ventola di raffreddamento direttamente. Un ultimo tentativo prima di togliere di mezzo l'inverter, realizzato recentemente, ha permesso però di diminuire notevolmente i disturbi: tra i tanti parametri caratteristici dell'inverter che è possibile impostare, ne esiste uno denominato Carrier Frequency che è

legato alla frequenza con cui l’inverter ricostruisce il segnale di alimentazione da inviare al motore elettrico. Tale frequenza è normalmente molto alta e per il nostro inverter può variare da 1 kHz a 15 kHz; con 15 kHz si riduce molto il rumore acustico legato al motore mentre il “rumore elettromagnetico” prodotto è molto elevato, viceversa con 1 kHz. Quasi superfluo aggiungere che l’impostazione di default di questo parametro era 15 kHz; nell’immagine seguente compaiono i segnali di pressione e coppia in funzione del tempo (riportato in 10^{-4} s) provenienti dal banco prova per macchine volumetriche con Carrier Frequency pari ad 1 kHz e pari a 10 kHz; per avere una buona riduzione dei disturbi la Carrier Frequency è stata quindi abbassata a 1 kHz (sono sempre assenti i filtri passa basso a 50 Hz).

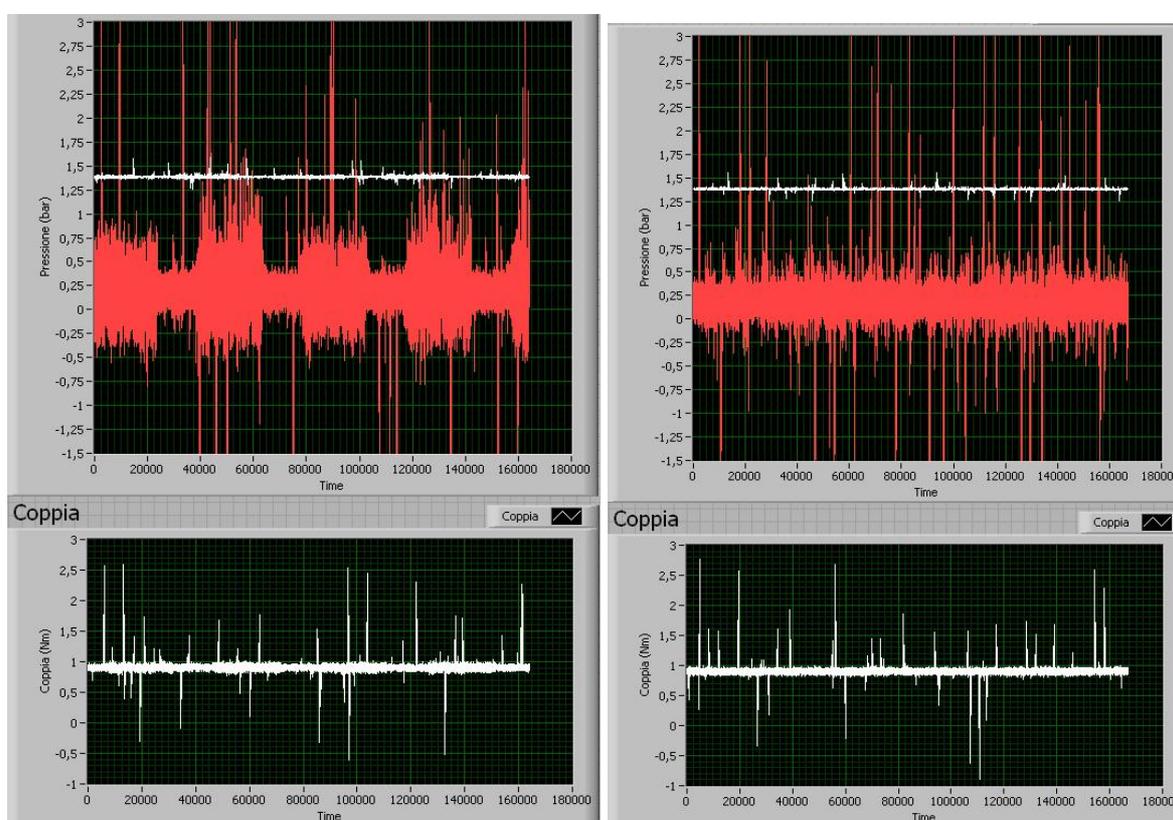


Figura 207: Disturbi dovuti all’inverter su pressione e coppia del banco prova per macchine volumetriche con Carrier Frequency pari a 10 kHz (sinistra) e 1 kHz (destra).

Si nota comunque che la pressione allo scarico della macchina in prova, in bianco nei grafici, è molto meno disturbata rispetto la pressione in alimentazione. C’è da aspettarsi che, adottando il suggerimento trovato in [4] di utilizzare una tubazione non conduttiva per il ramo di alta pressione della pompa di alimentazione, possa apportare buoni risultati dal punto di vista dell’abbattimento del motore.

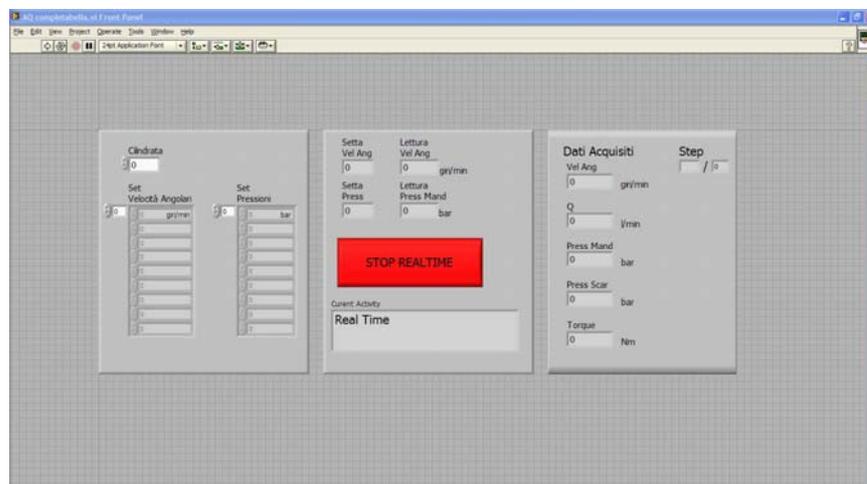
Interfacce di Acquisizione

In ambiente LabVIEW sono state realizzate le interfacce grafiche per l’acquisizione dati

usando un set di strumenti e oggetti disponibili nella libreria del software. In LabVIEW il codice che realizza l'interfaccia si costruisce utilizzando apposite funzioni che controllano gli oggetti del pannello-interfaccia. Lo strumento che si ottiene è denominato Virtual Instrument (VI), poiché apparenza e funzionalità imitano i consueti strumenti fisici, come oscilloscopi e multimetri; LabVIEW permette di realizzare applicazioni in base a specifiche esigenze utilizzando, come risorse hardware, semplici schede di acquisizione (DAQ) plug-in non dedicate.

Il programma d'interfaccia per la caratterizzazione stazionaria delle macchine volumetriche attualmente disponibile, permette di impostare n regimi di rotazione e m pressioni alla mandata della pompa (o alimentazione del motore) e di realizzare quindi $n \times m$ prove. All'avviamento del software, l'interfaccia ricorda all'operatore di impostare la cilindrata della macchina volumetrica, regime di rotazione e pressione ai valori pre-definiti per la prova e visualizza tali valori per facilitare l'operazione manuale di settaggio. A questo punto si setta dalla consolle di comando del banco il punto di funzionamento della macchina e si procede alla memorizzazione dei dati.

La procedura si ripete fino all'esaurimento delle prove dalle quali si ottiene un file .txt dove vengono salvati tutti i dati misurati, mostrato in Figura 204.



	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	Prova Pompa/motore step n°1 (punto 600 giri/min, 100 bar)										
2	Velocità Angolare	Portata	Pres Low Media	Press Low Dev	Pres High Media	Press High Dev Stand	Torque Media	Torque Dev Stand			
3	giri/min	l/min	bar	bar	bar	bar	Nm	Nm			
4		599,3	5,58	1,14	0,01	100,51	0,346	13,12	0,068	0,912912	0,975977
5	Prova Pompa/motore step n°2 (punto 600 giri/min, 200 bar)										
6	Velocità Angolare	Portata	Pres Low Media	Press Low Dev	Pres High Media	Press High Dev Stand	Torque Media	Torque Dev Stand			
7	giri/min	l/min	bar	bar	bar	bar	Nm	Nm			
8		599,3	5,91	1,14	0,013	200,23	0,329	24,35	0,14	0,861937	0,904087
9	Prova Pompa/motore step n°3 (punto 1200 giri/min, 100 bar)										
10	Velocità Angolare	Portata	Pres Low Media	Press Low Dev	Pres High Media	Press High Dev Stand	Torque Media	Torque Dev Stand			
11	giri/min	l/min	bar	bar	bar	bar	Nm	Nm			
12		1197,9	10,75	1,17	0,011	100,53	0,41	13,1	0,067	0,947177	0,974587
13	Prova Pompa/motore step n°4 (punto 1200 giri/min, 200 bar)										
14	Velocità Angolare	Portata	Pres Low Media	Press Low Dev	Pres High Media	Press High Dev Stand	Torque Media	Torque Dev Stand			
15	giri/min	l/min	bar	bar	bar	bar	Nm	Nm			
16		1197,8	11,09	1,17	0,013	200,39	0,345	25,24	0,069	0,918061	0,936521

Figura 208: Interfaccia del programma di acquisizione (in alto), file con i dati misurati salvati (in basso)

Per la caratterizzazione dinamica delle macchine volumetriche è stata realizzata una interfaccia di acquisizione diversa, riportata in Figura 209; in questa interfaccia l'operatore è in grado di visualizzare direttamente le grandezze misurate, in particolare la pressione di alimentazione del motore (o di mandata della pompa) che viene regolata da consolle del banco con un potenziometro ma non visualizzata direttamente sulla consolle.



Figura 209: Interfaccia di acquisizione dati per la caratterizzazione dinamica di macchine volumetriche.

Il programma realizzato per acquisire i dati in caso di prove su valvole montate sul banco prova per componenti di regolazione è caratterizzato dall'interfaccia che si può osservare in Figura 210. In questo programma si possono acquisire al massimo 8 segnali, tra digitali e analogici: le pressioni alle bocche P, A, B, T del distributore in prova, il segnale di un

trasduttore lineare di spostamento collegato alla spola del distributore, il segnale di una cella di carico, due misure di portata (in mandata della pompa e alle bocche di utilizzo del distributore). L'interfaccia è sviluppata su due finestre, la prima in cui si effettua il monitoraggio di pressioni e portate, la seconda che, oltre alle pressioni, mostra i valori del trasduttore di spostamento e della cella di carico. Il tasto "save" permette di salvare i dati in appositi file .dat; è stata utilizzata la stessa interfaccia per tutte le caratterizzazioni funzionali realizzate finora sui distributori provati.

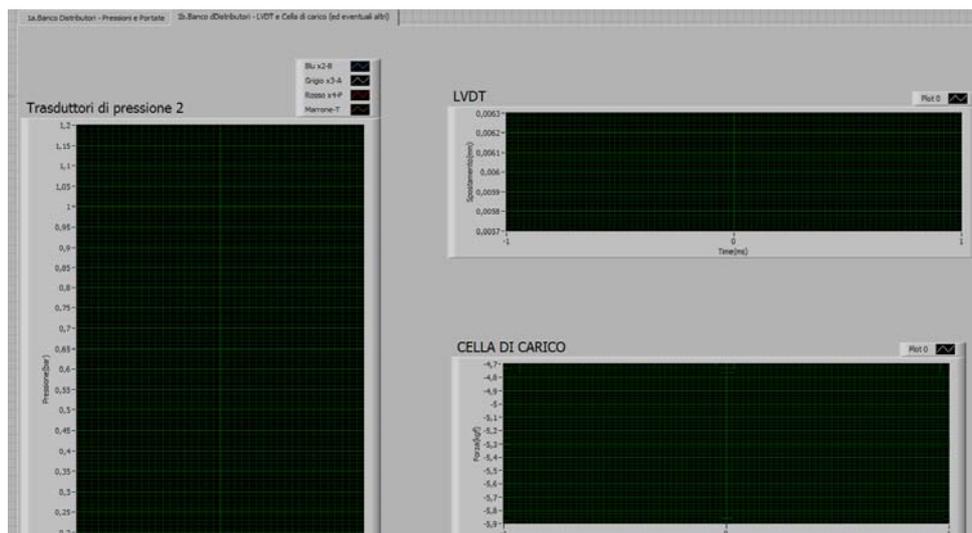
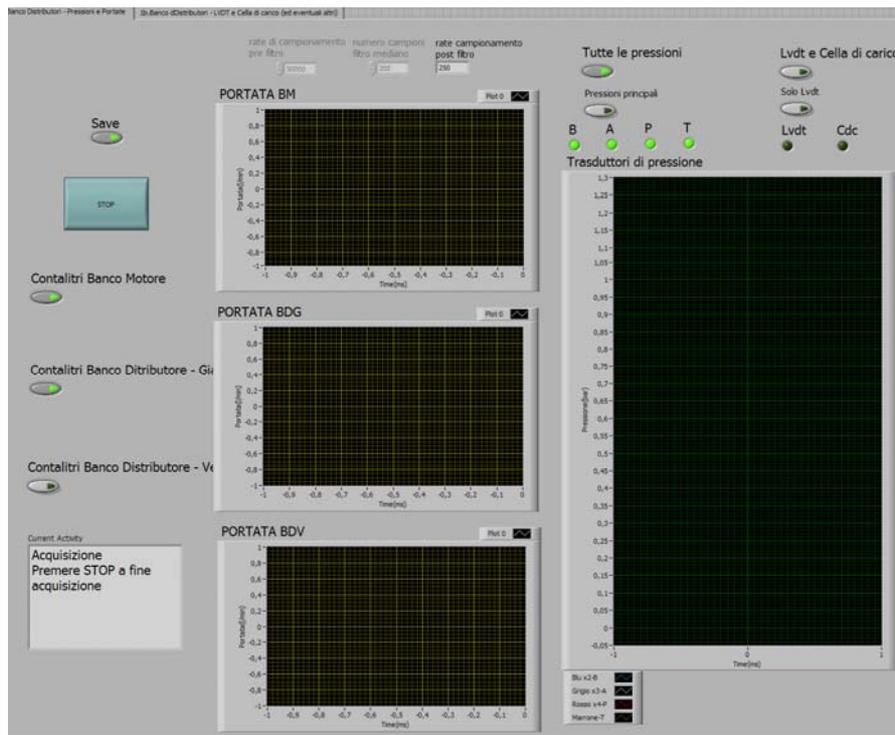


Figura 210 : Interfaccia Labview per l'acquisizione dati su due finestre.

5.5 Utilizzo del banco prova per la caratterizzazione del comportamento di macchine volumetriche.

Il circuito idraulico che rappresenta la configurazione del banco prova quando si desidera caratterizzare il comportamento di una pompa è rappresentato in Figura 211.

In questa configurazione la pompa si trova montata sull'estremità dell'albero che porta il torsionmetro e manda il fluido a scarico attraverso il misuratore di portata ed una elettrovalvola proporzionale, il cui segnale di comando proviene dal PLC della consolle centrale e deriva dall'impostazione dell'operatore sul potenziometro; tale valvola permette quindi di variare la pressione sul ramo di mandata della macchina. Infine, una valvola limitatrice di pressione è posta in derivazione per limitare la massima pressione del circuito.

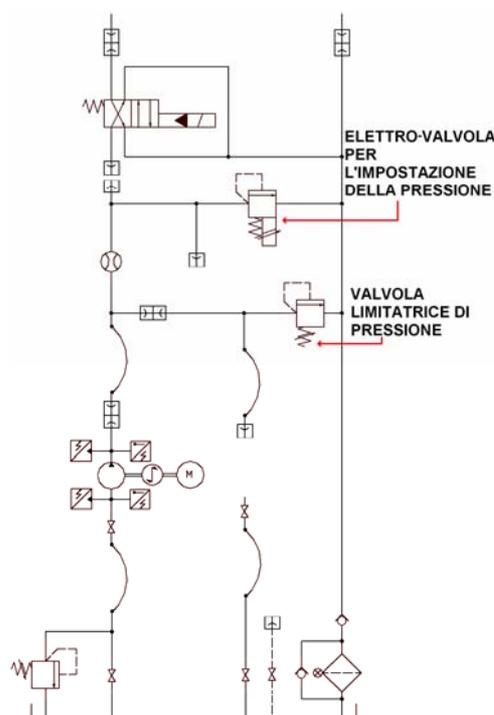


Figura 211: Circuito idraulico equivalente del banco prova per la caratterizzazione di pompe volumetriche

Con tale configurazione del circuito è possibile effettuare una caratterizzazione completa in condizioni stazionarie della macchina secondo quanto specificato nella normativa UNI-ISO 4409, effettuando misure della portata in mandata $q_{v,e,2}$ e della coppia assorbita T_e al variare del regime di rotazione n della macchina e della pressione alla mandata $p_{e,2}$ della macchina stessa.

La valutazione della cilindrata teorica della macchina può avvenire in conformità alla norma UNI-ISO 8426, effettuando misure della portata volumetrica della macchina in corrispondenza di diversi regimi di rotazione, per differenze di pressione tra le bocche della

pompa decrescenti. L'interpolazione delle misure effettuate con il metodo dei minimi quadrati porta a definire la cilindrata V della macchina, nel campo in cui la portata misurata risulta proporzionale al regime di rotazione, come inclinazione della curva interpolante:

$$V_p = \frac{\Delta q_{Ve,2}}{\Delta n} \Big|_{\Delta p \rightarrow 0} \quad \text{Eq. 54}$$

La valutazione della cilindrata teorica permette di ricavare il rendimento volumetrico e idromeccanico della macchina e di caratterizzarne completamente il comportamento.

$$\eta_v = \frac{q_{Ve,2}}{V_p \cdot n} \quad \eta_{hm} = \frac{V_p \cdot \Delta p / 2 \cdot \pi}{T_e} \quad \text{Eq. 55}$$

Volendo analizzare il comportamento di un motore oleodinamico, invece, esso va montato all'estremità dell'albero in cui si trova il torsionmetro, mentre dalla parte opposta verrà montata la pompa che dovrà fornire la portata di alimentazione al motore stesso.

Una semplice modifica al circuito oleodinamico posto nella parte bassa del banco, che si realizza tramite lo scambio di un attacco rapido, permette di realizzare il circuito necessario alle prove per la caratterizzazione del comportamento del motore (Figura 213). Secondo quanto prescritto ancora nella normativa UNI-ISO 4409 è possibile misurare la portata in ingresso al motore e la coppia generata dallo stesso per diversi regimi di rotazione e diversi valori di pressione imposta all'alimentazione del motore. Inoltre, è possibile generare una certa contro-pressione allo scarico del motore utilizzando la valvola limitatrice di pressione evidenziata in rosso in Figura 213, che ha una taratura massima di 50 bar e si trova montata in parallelo rispetto al rubinetto che porta lo scarico del motore direttamente al serbatoio; se si vuole provare il motore con una contro-pressione allo scarico ben determinata sarà necessario chiudere totalmente tale rubinetto e servirsi della sola valvola limitatrice di pressione.

In questa particolare condizione, poiché pompa e motore sono montati sullo stesso albero, si riesce a recuperare parte della potenza meccanica generata dal motore idraulico ed a sfruttarla per trascinare la pompa; in pratica, la potenza meccanica fornita alla pompa perché alimenti il circuito viene realizzata in parte dal motore elettrico ed in parte dal motore idraulico in prova. In tale configurazione occorre però scegliere attentamente le cilindrature delle due macchine, facendo in modo che la cilindrata della pompa sia superiore alla cilindrata del motore, per garantire che la pompa sia in grado di mandare una quantità di portata sufficiente; scegliendo due cilindrature uguali per le due macchine, infatti, il motore si troverebbe a ricevere una

portata troppo bassa a causa dei rendimenti volumetrici delle due macchine. Si può infatti scrivere, tenendo conto del fatto che le velocità delle due macchine sono uguali, e supponendo che tutta la portata mandata dalla pompa vada direttamente al motore:

$$q_{VP} = q_{VM} \Rightarrow V_{rP} \cdot n_P = V_{rM} \cdot n_M$$

$$V_P \cdot \eta_{VP} \cdot n_P = \frac{V_M}{\eta_{VM}} \cdot n_M \Rightarrow V_P = V_M \cdot \frac{n_M}{n_P} \cdot \frac{1}{\eta_{VM} \cdot \eta_{VP}} = \frac{V_M}{\eta_{VM} \cdot \eta_{VP}} \quad \text{Eq. 56}$$

Conseguentemente sarà necessario utilizzare una pompa che abbia cilindrata maggiore del motore in prova, così da poter sopperire alle perdite determinate dai rendimenti volumetrici delle macchine; la portata in eccesso viene deviata a scarico attraverso la valvola limitatrice di pressione proporzionale, comandata tramite un potenziometro dalla consolle centrale che determina così la pressione sulla linea di alimentazione del motore e di mandata della pompa. In situazioni maggiormente critiche, la portata può essere scaricata dalla limitatrice di pressione del banco stesso. Di seguito vengono riportate alcune possibili scelte delle cilindrature della coppia motore/pompa, realizzate pensando anche che, per assicurare un funzionamento regolare della valvola che si occupa di determinare il carico (la pressione) sulla linea di mandata della pompa e di alimentazione del motore, occorre garantire un passaggio di portata attraverso tale valvola non inferiore ai 5-6 l/min:

MOTORE (cm ³ /giro)	POMPA (cm ³ /giro)
1	8
2	8
3	8
4	11
6	14
8	14
11	17
14	19
17	22
19	25
22	28
25	33

Tabella 32: Valori suggeriti per le cilindrature delle pompe e dei motori da montare sul banco prova.

Al fine di testare il comportamento stazionario e dinamico di un motore idraulico è necessario innanzitutto scegliere la pompa di alimentazione in modo opportuno; un motore idraulico, come del resto una pompa, può essere “destro” o “sinistro”, cioè, osservando l’estremità dell’albero uscente dal componente, l’albero della macchina può ruotare rispettivamente in senso orario o antiorario. Se il motore è destro il senso di rotazione del motore elettrico corrisponde al comando di “marcia avanti” nella consolle di comando dei banchi e, poiché nel banco sono fissate le porte di alta e bassa pressione, significa che il motore idraulico va montato con l’albero uscente nella parte bassa della flangia di attacco (configurazione b in Figura 212); di conseguenza è fissato il verso di rotazione dell’albero della pompa, antiorario, e quindi la pompa di alimentazione sarà “sinistra”. Se il motore è “sinistro” il senso di rotazione del motore elettrico corrisponde al comando di “marcia indietro” sulla consolle di comando, il che porta a dover montare il motore con l’albero uscente in alto (configurazione a in Figura 212); in questo caso quindi la pompa di alimentazione dovrà essere “destra”.

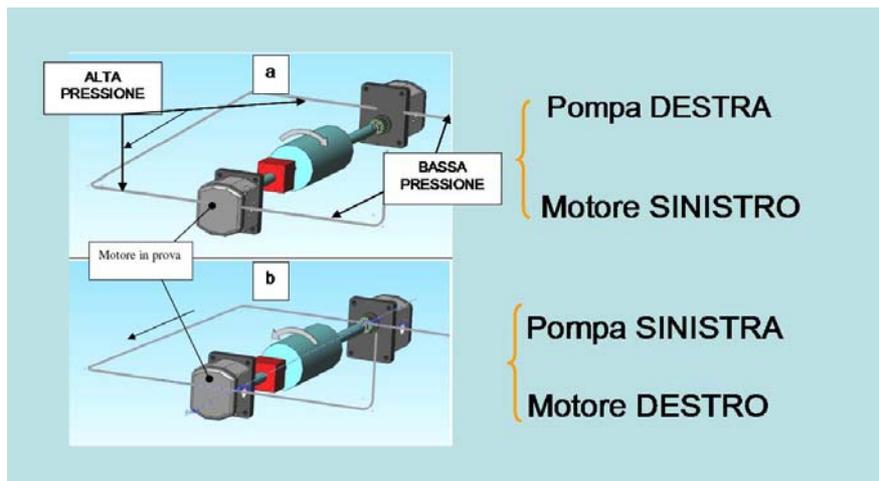


Figura 212: Schema di montaggio di un motore ed una pompa idraulica nel banco prova per macchine volumetriche.

Con metodo analogo a quanto esposto per la pompa, si ricava la cilindrata teorica del motore e si riescono a calcolare i rendimenti volumetrico e idromeccanico.

$$V_M = \frac{\Delta q_{Ve,1}}{\Delta n} \Big|_{\Delta p \rightarrow 0} \quad \text{Eq 57}$$

$$\eta_v = \frac{V_M \cdot n}{q_{Ve,1}} \quad \eta_{hm} = \frac{T_e}{V_M \cdot \Delta p / 2 \cdot \pi}$$

Sulle misure effettuate, siano esse riguardanti il motore o la pompa volumetrica, conoscendo le caratteristiche degli strumenti, si valuta l'errore commesso come scostamento dal valor medio e si utilizza il metodo della media quadratica per valutare l'errore commesso su di una grandezza derivata:

$$\frac{\delta\eta_{\text{tot}}}{\eta_{\text{tot}}} = \sqrt{\left(\frac{\delta q_V}{q_V}\right)^2 + \left(\frac{\delta p}{p}\right)^2 + \left(\frac{\delta n}{n}\right)^2 + \left(\frac{\delta T}{T}\right)^2} \quad \text{Eq. 58}$$

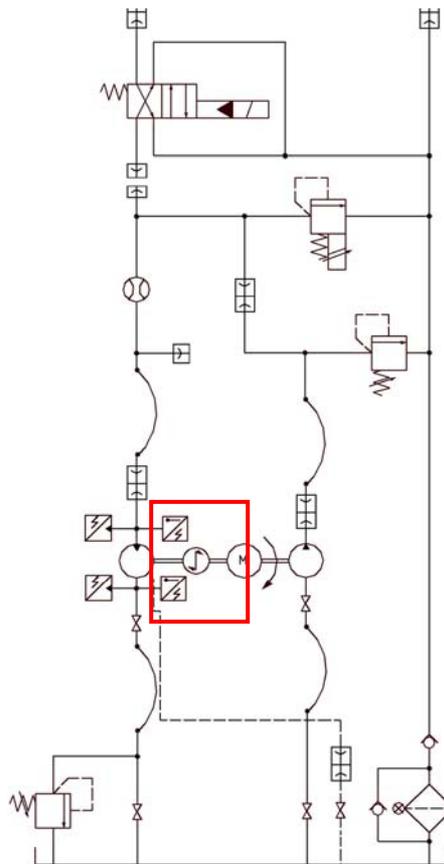


Figura 213: Circuito idraulico equivalente del banco per la caratterizzazione di motori volumetrici

Infine, è possibile monitorare la corrente assorbita e, considerando il rendimento e la tensione di alimentazione del motore elettrico, si può ricavare la potenza assorbita del componente. Un confronto di tale potenza assorbita con la potenza idraulica generata ($P = q \cdot p$) fornisce una valutazione sul rendimento globale del banco. In configurazione rigenerativa del banco, quando si testa un motore oleodinamico, tale valutazione può essere indicativa del grado di rigenerazione della potenza.

Caratterizzazione stazionaria di macchine volumetriche

In questa sezione si presentano i risultati ottenuti riguardo la caratterizzazione stazionaria di un motore idraulico ad ingranaggi esterni.

Si tratta di un motore ad ingranaggi esterni a cilindrata fissa appartenente al gruppo 2 e avente le seguenti caratteristiche dichiarate dal costruttore:

- Cilindrata: $V=26 \text{ cc/giro}$
- Pressione massima continua: 180 bar
- Pressione massima intermittente: 190 bar
- Pressione di picco: 210 bar
- Velocità di rotazione: 700 – 3400 rpm

Nell'immagine seguente vengono riportate le caratteristiche di funzionamento dei motori idraulici del gruppo 2, in termini di portata in funzione del regime di rotazione, per le diverse cilindrata delle macchine appartenenti al gruppo ed in corrispondenza di due diversi livelli di pressione (20, 200 bar). Tali caratteristiche sono riportate a catalogo dal costruttore, che evidenzia anche le seguenti raccomandazioni:

- utilizzo di oli idraulici secondo DIN 51224 o oli lubrificanti per motori;
- range di temperatura di funzionamento: $-20 - 85 \text{ }^\circ\text{C}$
- range di viscosità raccomandato: $12 - 90 \text{ mm}^2/\text{s}$
- grado di filtrazione: $p_{al} > 150 \text{ bar}$ classe NAS 9, $p_{al} < 150 \text{ bar}$ classe NAS 10.

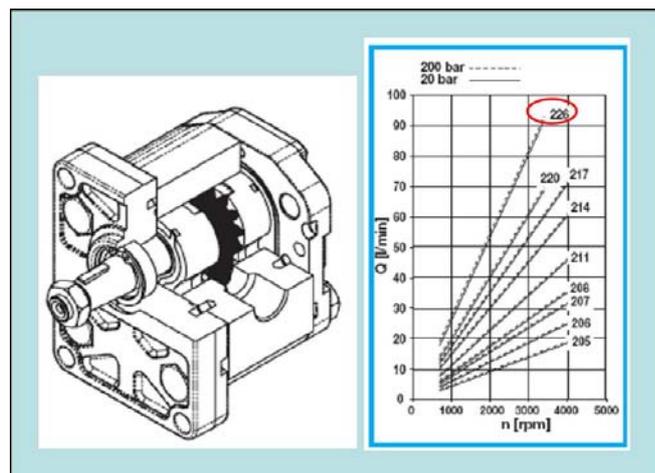


Figura 214: Motore a ingranaggi esterni

Nel caso specifico delle prove eseguite il motore ha una cilindrata di $26 \text{ cm}^3/\text{giro}$ e la pompa utilizzata ha cilindrata pari a $34 \text{ cm}^3/\text{giro}$. La disposizione delle macchine è schematizzata in

modo semplificato in Figura 215 mentre in Figura 216 sono riportate le due estremità dell'albero del motore elettrico su cui vanno montate la macchine; la macchina da provare, in questo caso un motore idraulico, va posizionata dalla parte in cui è presente il torsionmetro

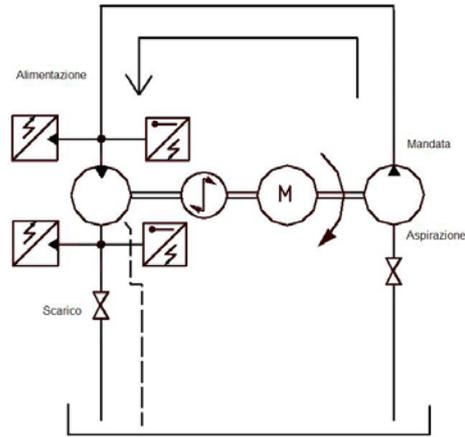


Figura 215: Schema semplificato del circuito del banco prova in configurazione per prove di motori idraulici

In Figura 217 è visibile il circuito oleodinamico completo utilizzato per le prove.

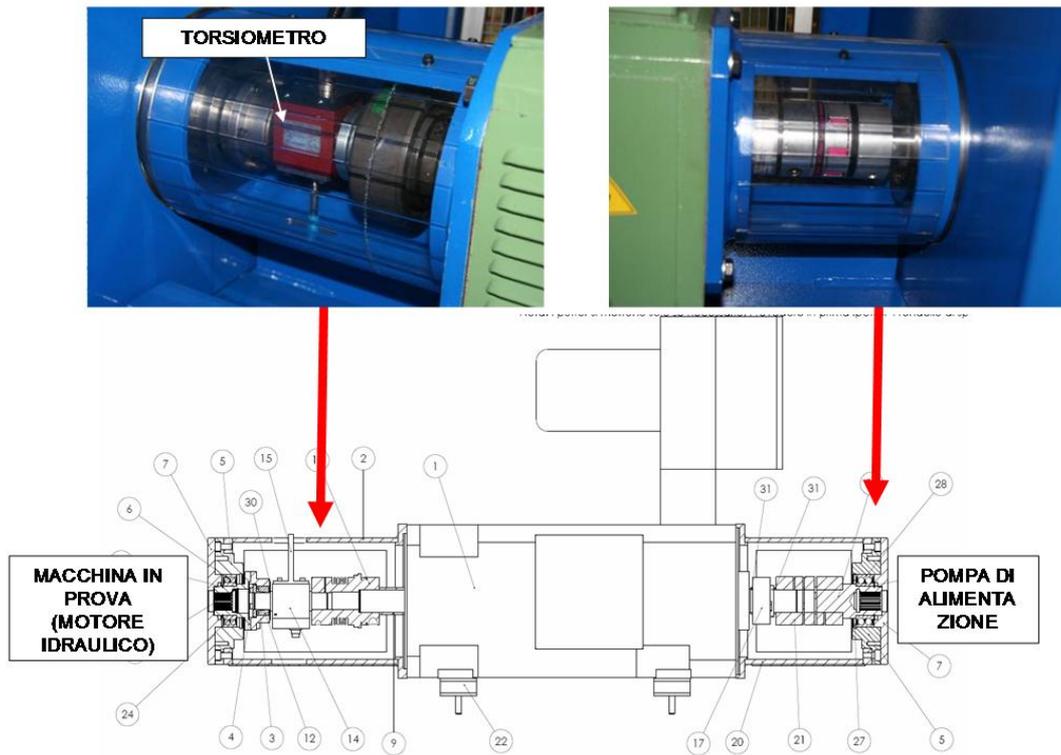


Figura 216: Foto e disegno delle due estremità dell'albero uscente dal motore elettrico del banco

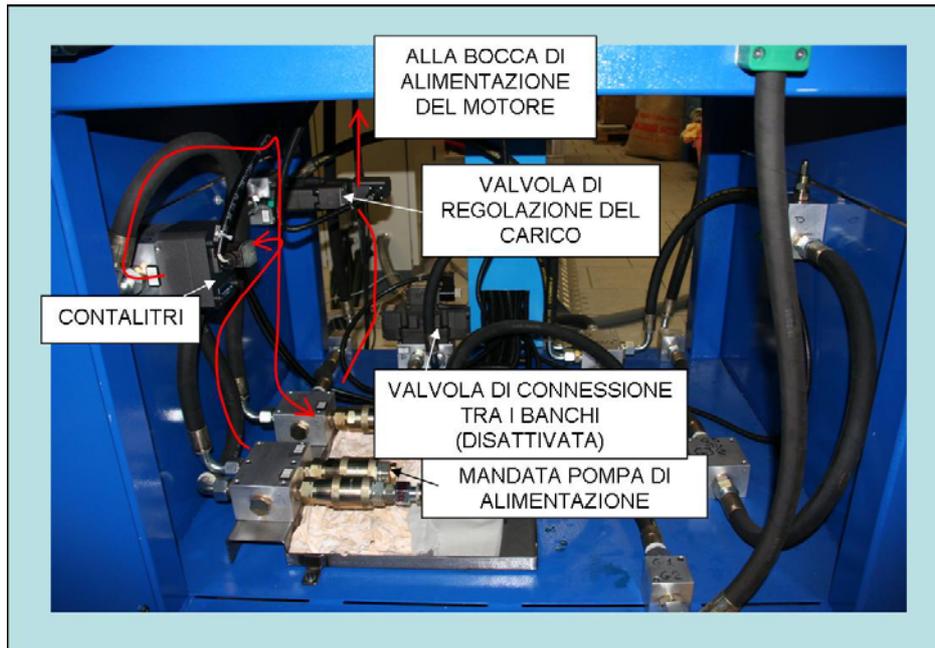


Figura 217: Circuito oleodinamico del banco prova per macchine volumetriche; indicazioni del percorso del fluido in caso di prove su motori idraulici.

La caratterizzazione del comportamento stazionario del motore è stata realizzata secondo quanto suggerito nella normativa UNI-ISO 4409. In questo caso non si tratta di ricavare un andamento temporale delle grandezze ma un unico valore delle stesse in corrispondenza di una determinata condizione di funzionamento della macchina, definita dalla pressione di alimentazione e dal regime di rotazione. Per diversi valori del regime di rotazione e della pressione in ingresso al motore vengono misurate le seguenti grandezze:

- la pressione media di alimentazione p_{al} e la pressione media di scarico p_{sc} del motore,
- la coppia media erogata dal motore idraulico T ,
- la portata media di alimentazione del motore Q ,
- il regime di rotazione della macchina n .

Da queste misure e dalla conoscenza della cilindrata teorica della macchina V è possibile ricavare ulteriori grandezze che caratterizzano il funzionamento del motore:

- la potenza idraulica a disposizione del motore: $P_{hm} = Q(p_{al} - p_{sc})$,
- la potenza meccanica generata: $P_m = T2\pi n$,
- il rendimento idromeccanico $\eta_{hm} = T / (V(p_{al} - p_{sc}) / 2\pi)$,
- il rendimento volumetrico $\eta_v = Vn / Q$;
- il rendimento totale $\eta_{tot} = P_m / P_h = \eta_{hm}\eta_v$.

Nel caso specifico analizzato sono stati presi in considerazione i seguenti valori delle grandezze di interesse:

- olio idraulico ISO VG 46, temperatura $\theta=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\pm 1^{\circ}\text{C}$);
- $n = 1000, 1500, 2000, 2500\text{ rpm}$ ($\pm 0.5\%$);
- $p_{al} = 0^{15}, 40, 80, 120, 160\text{ bar}$ relativi.
- $p_{sc} = 0\text{ bar}$ relativi.

In Figura 218 è visualizzata l'interfaccia del software di acquisizione dati realizzato con Labview per la caratterizzazione stazionaria delle macchine volumetriche; prima di iniziare la prova, è necessario impostare la cilindrata della macchina ed il set di velocità e pressioni da che determinano i punti di funzionamento della macchina. Eseguita questa prima fase di impostazione, si può avviare l'esecuzione tramite il tasto "run" di Labview. Il software seleziona in sequenza la coppia di velocità e pressione impostate a cui eseguire ogni singola prova (a regime di rotazione n fissato viene fatta variare la p_{al} fino al valore massimo, dopodichè si passa al successivo valore di regime di rotazione) e l'operatore, dopo aver impostato tali valori¹⁶, può schiacciare sul tasto "stop real time" e dare inizio all'acquisizione dati vera e propria. Il software seleziona una finestra temporale la cui ampiezza è funzione della velocità di rotazione, nella quale acquisisce i valori delle grandezze in analisi e ne ricava una media; alla fine, si re-setta nella condizione di stand by (lettura in real time delle grandezze) e visualizza sul pannello alla sinistra il set dei valori così calcolati.



Figura 218: Interfaccia per l'acquisizione dei dati sperimentali nel caso di caratterizzazione stazionaria

I risultati ottenuti sono visualizzati nei grafici seguenti; si osserva che la coppia (Figura 219), la quale idealmente dovrebbe rimanere costante e pari al valore $V\Delta p/2\pi$ al variare del regime di rotazione, cala invece all'aumentare di questo; ciò è dovuto al crescere delle perdite dovute agli attriti meccanici e viscosi alle alte velocità, attriti che nel caso ideale non vengono

¹⁵ In realtà la pressione di alimentazione del motore non è nulla ma molto bassa, al minimo 3.5 bar.

¹⁶ La pressione di alimentazione del motore viene regolata tramite l'elettro-valvola proporzionale che si comanda attraverso un potenziometro posto sulla consolle; il regime di rotazione del motore si regola agendo sul potenziometro che comanda l'azionamento del motore elettrico.

chiaramente considerati; la coppia mostra una proporzionalità all'incirca diretta con la pressione di alimentazione del motore.

La portata in ingresso al motore è direttamente proporzionale al regime di rotazione ed alla cilindrata della macchina ed inoltre mostra una dipendenza anche dalla differenza di pressione tra le bocche: più questa aumenta più sono elevate le perdite di fluido attraverso i meati della macchina e più è elevata la portata misurata. Infatti, le fughe di fluido, spinte dalla pressione, si muovono in meati dalla conformazione particolare, caratterizzati da un'altezza molto piccola rispetto le restanti dimensioni; per questo motivo, e per il valore caratteristico della viscosità del fluido, si può affermare che il regime di moto che qui si instaura sia prevalentemente di tipo laminare. Vista la diretta proporzionalità che esiste tra pressione e portata nel caso di moto laminare attraverso un meato e poiché la portata misurata è quella in ingresso al motore, e quindi include sia la portata che passa attraverso la macchina e cede la propria energia di pressione agli organi mobili sia quella che, spinta dalla pressione, se ne va scarico per le vie di fuga messe a disposizione dalla macchina, la portata in ingresso totale aumenta al crescere della p_{al} del motore.

La potenza idraulica, riportata in Figura 221, mostra il tipico andamento lineare crescente al crescere del regime di rotazione e risulta direttamente proporzionale alla differenza di pressione tra le bocche della macchina. In questo caso la potenza idraulica $P_h (=Q\Delta p)$ è la potenza fornita al motore idraulico che esso dovrà convertire in potenza meccanica ($P_m=T\omega$); P_h dipende dal regime di rotazione attraverso la dipendenza della portata in ingresso al motore dal regime stesso.

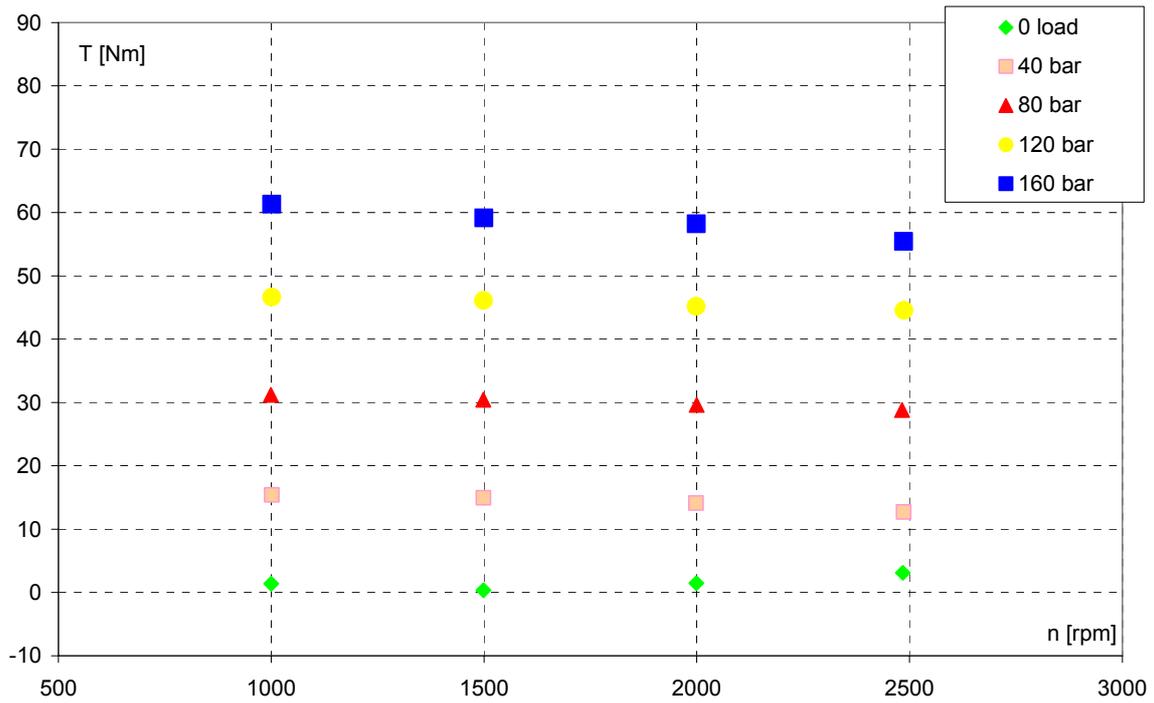


Figura 219: Andamento della coppia erogata dal motore idraulico al variare del regime di rotazione n , per diverse p_{al} .

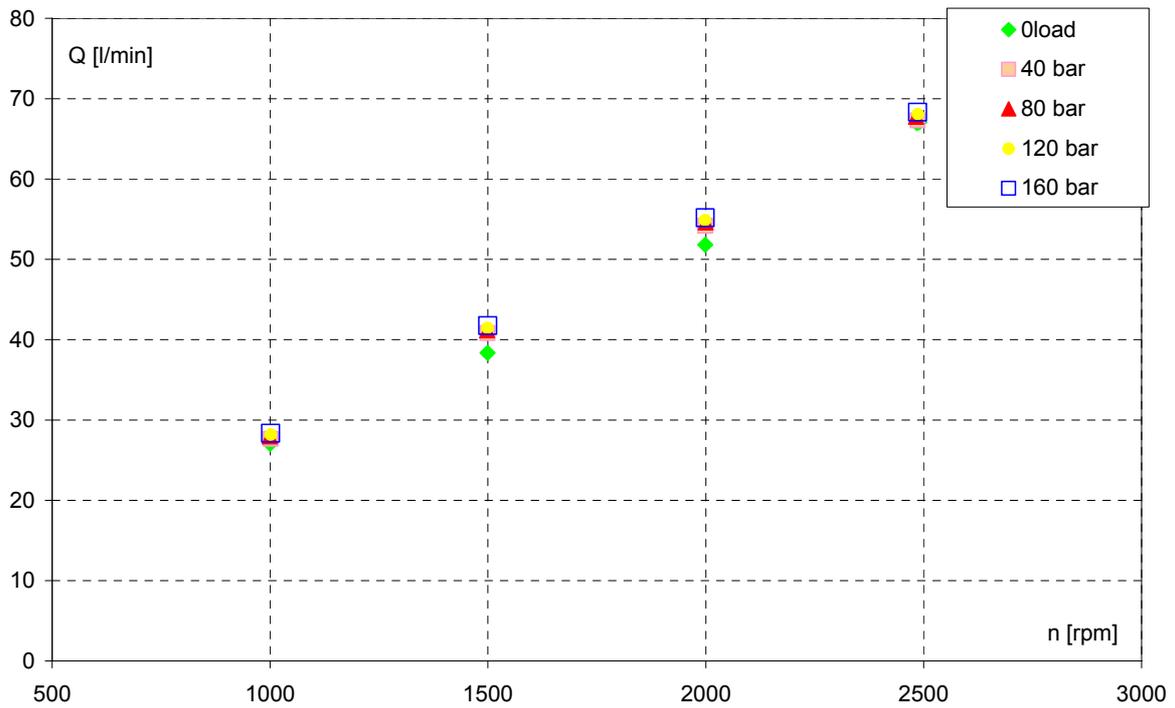


Figura 220: Andamento della portata in ingresso al motore al variare del regime di rotazione n , per diverse p_{al} .

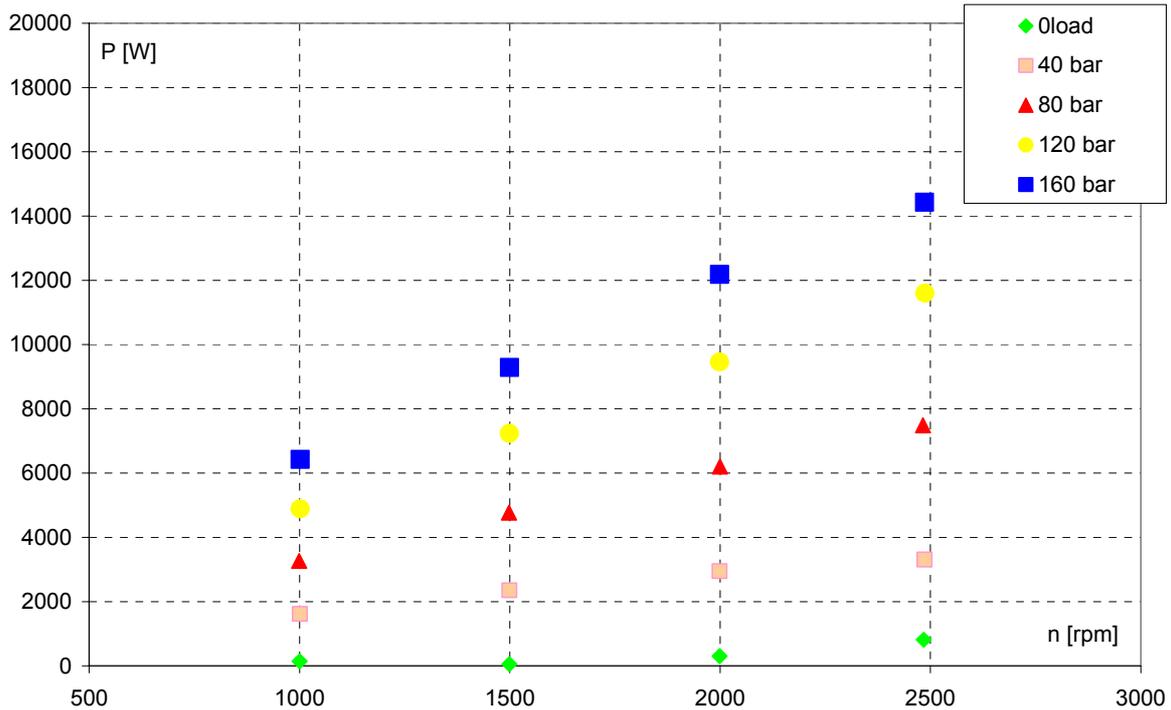


Figura 221: Andamento della potenza idraulica fornita al motore al variare del regime di rotazione n , per diverse p_{al} .

Il rendimento volumetrico di un motore idraulico è generato dal rapporto tra la portata teorica in ingresso al motore e quella misurata; per quanto prima osservato rispetto alla portata in ingresso al motore, non stupisce l'andamento del rendimento volumetrico della macchina: all'aumentare del regime di rotazione il rendimento volumetrico cresce perché le perdite di fuga hanno un'influenza percentuale minore sulla portata totale rispetto la portata volumetrica dV/dt ; all'aumentare della pressione di alimentazione p_{al} , infine le perdite di fuga crescono e quindi il corrispondente rendimento volumetrico è più basso.

Il rendimento idromeccanico è determinato dal rapporto tra la coppia reale erogata dal motore e la coppia ideale dipendente solo dalla cilindrata e dalla differenza della pressione; la coppia reale è inferiore a quella teorica a causa delle perdite per attrito meccanico, che crescono al crescere del regime, e delle perdite per attrito viscoso, percentualmente più rilevanti rispetto alle perdite per attrito meccanico ai bassi regimi di rotazione (di qui il nome di rendimento "idromeccanico"). L'andamento di tale rendimento è generalmente decrescente all'aumentare del regime di rotazione, ma poiché può crescere all'aumentare della pressione, in corrispondenza delle pressioni di alimentazione più alte si può verificare anche l'inversione dell'andamento.

Il rendimento totale del motore è generato dal prodotto dei due rendimenti appena descritti; il suo andamento in funzione del regime di rotazione viene mostrato in Figura 224; ai bassi regimi e agli alti regimi il rendimento totale tende a calare mentre mostra un massimo per i regimi intermedi, la cui posizione dipende dalla pressione a cui sono state fatte le prove. Si nota che:

- ai bassi regimi influisce negativamente sul rendimento totale del motore il rendimento volumetrico che è piuttosto basso, però diminuendo la pressione di alimentazione del motore si ottiene un incremento dello stesso rendimento volumetrico per il diminuire delle perdite di fuga;
- agli alti regimi influisce negativamente sul rendimento totale del motore il rendimento idromeccanico, che però riceve un certo beneficio qualora la pressione di alimentazione del motore venga aumentata.

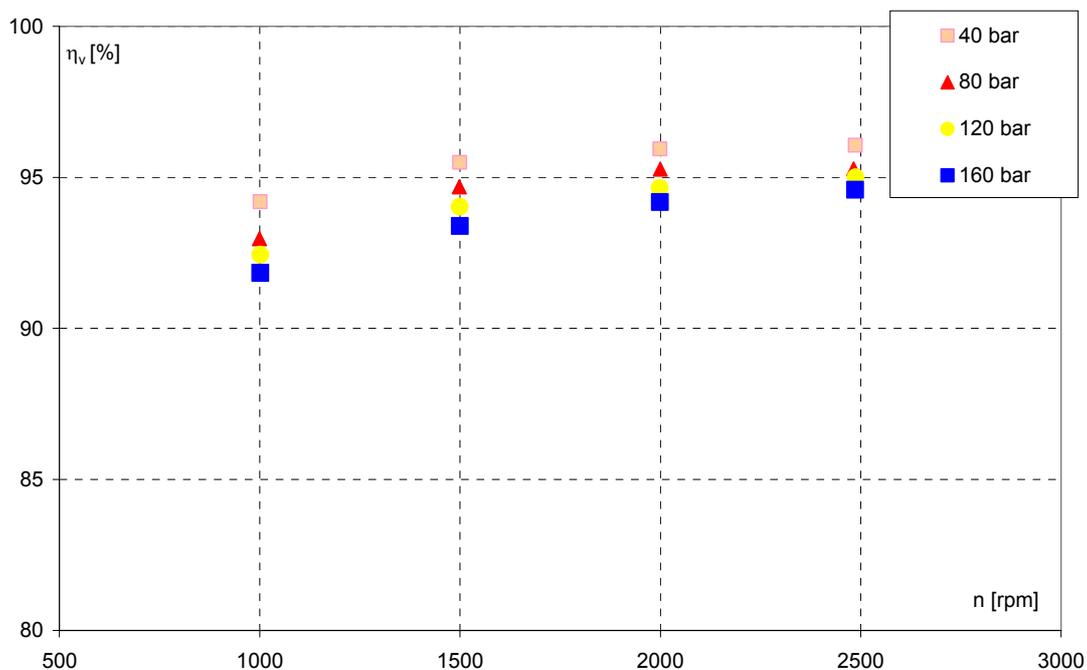


Figura 222: Andamento del rendimento volumetrico del motore al variare del regime di rotazione n , per diverse P_{al} .

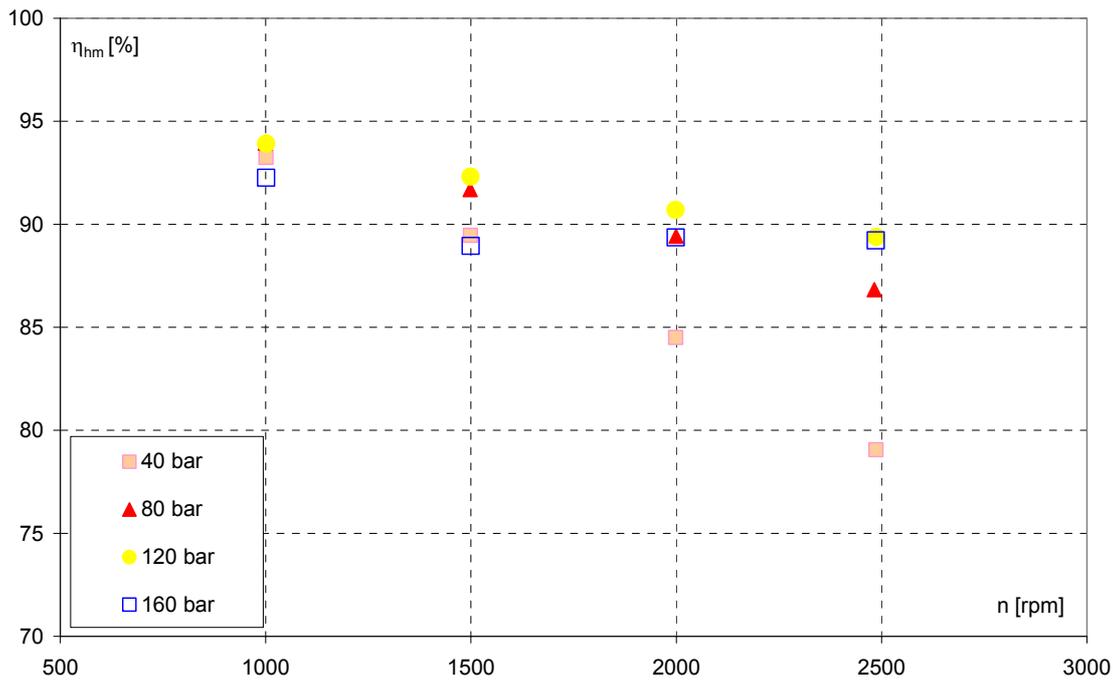


Figura 223: Andamento del rendimento idromeccanico del motore al variare del regime di rotazione n , per diverse p_{al} .

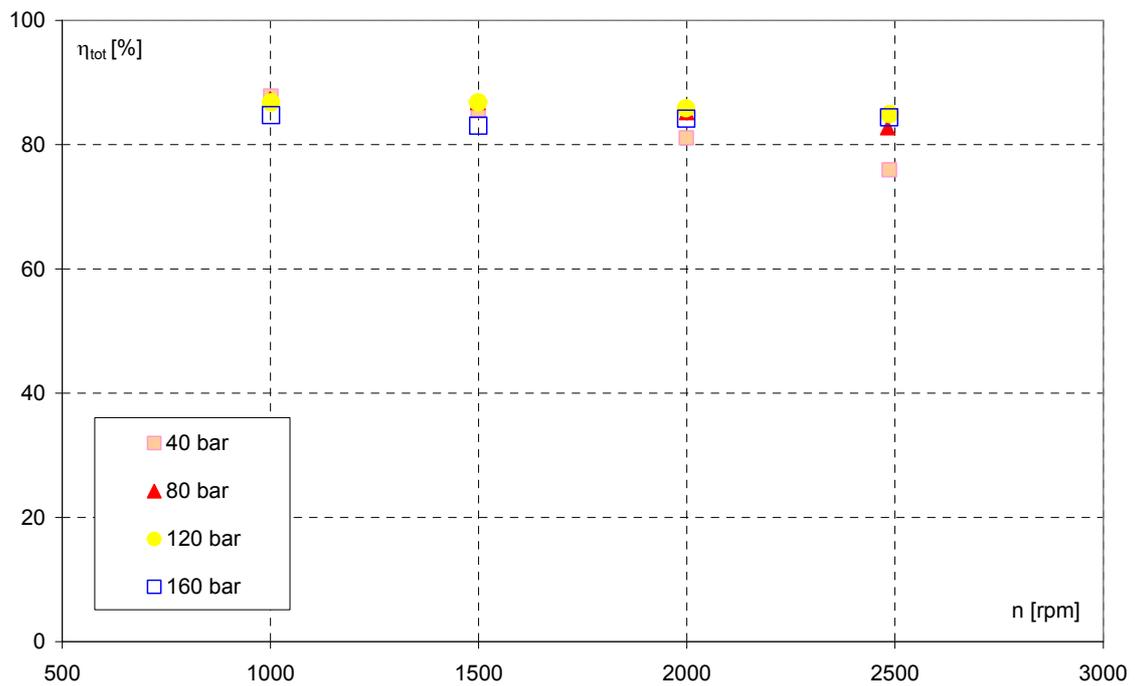


Figura 224: Andamento del rendimento idromeccanico del motore al variare del regime di rotazione n , per diverse p_{al} .

Analoghe prove di caratterizzazione stazionaria sono state effettuate anche su pompe ad ingranaggi esterni e motori a pistoni assiali.

Caratterizzazione dinamica del motore ad Ingranaggi Esterni

I risultati mostrati in questa sezione si riferiscono alla caratterizzazione dinamica del motore intesa come il monitoraggio delle grandezze di interesse, in funzione del tempo una volta fissata una certa pressione in alimentazione ed un certo regime di rotazione; le grandezze monitorate sono le pressioni alle bocche di ingresso e uscita della macchina e la coppia. Il monitoraggio di tali grandezze permette di evidenziare l'andamento tipicamente periodico in funzione del tempo che dipende dal numero di denti delle ruote dentate e dalla velocità di rotazione e l'ampiezza delle oscillazioni della coppia erogata dal motore.

Occorre specificare che in condizioni normali il sistema di acquisizione dati, come già osservato, è dotato di una serie di filtri a 50 Hz passa basso; ciò significa che il segnale analogico viene purificato da tutti i disturbi che hanno una frequenza maggiore di 50 Hz il che è utile nel caso di caratterizzazione del comportamento stazionario della macchina ma risulta dannoso nel caso si desideri effettuare una caratterizzazione in real time. Le grandezze caratteristiche di una macchina volumetrica ad ingranaggi esterni, se osservate in condizioni real time, sono infatti caratterizzate da una pulsazione periodica che dipende dal numero dei denti delle ruote dentate ed il cui periodo è di fatto pari al passo angolare della ruota. In sostanza, tali pulsazioni sono caratterizzate da una frequenza f che si può esprimere come:

$$f = \frac{n \cdot z}{60} [\text{Hz}]$$

n = regime di rotazione della macchina [rpm]

z = numero di denti della ruota

Eq. 59

Con i regimi di rotazione provati ed un numero di denti z pari a 12, la frequenza f assume i seguenti valori:

n [rpm]	f [Hz]
700	140
1000	200
1500	300
2000	400

Tabella 33: Frequenze del pressure ripple al variare del regime di rotazione della macchina

La frequenza f della pulsazione è quindi sempre superiore a 50 Hz e non sarebbe possibile osservare l'andamento periodico delle grandezze utilizzando i filtri passa basso; per poter realizzare una caratterizzazione in real time è stato necessario eliminare temporaneamente i

filtri; ciò comporta però l'acquisizione di un segnale fortemente influenzato dai disturbi e non sempre facilmente leggibile.

Di seguito verranno mostrati quindi gli andamenti delle grandezze di interesse in corrispondenza di diversi intervalli temporali per evitare le zone in cui il disturbo sul segnale è più elevato; in ogni caso gli intervalli temporali sono scelti in modo da coprire un giro completo dell'albero della macchina, che ovviamente dipende dalla velocità angolare dell'albero stesso (per i regimi di rotazione della macchina testati tale intervallo è pari a 0.0857 s nel caso di $n=700$ rpm, 0.06 s nel caso di $n=1000$ rpm, 0.04 s nel caso di $n=1500$ rpm, 0.03 s nel caso di $n=2000$ rpm).

I risultati mostrati si riferiscono a prove del motore idraulico effettuate considerando un regime di rotazione n pari a 700, 1000, 1500 e 2000 rpm, con pressione media in ingresso al motore pari a circa 40 bar; infine, ad un regime pari a 2000 rpm e pressione di alimentazione pari a circa 80 bar. L'acquisizione è stata eseguita con una frequenza pari a 10 kHz; nel seguito verranno mostrati alcuni dei risultati ottenuti.

Occorre osservare che gli andamenti delle grandezze monitorate possono essere influenzati anche dai fenomeni di risonanza che possono coinvolgere il circuito idraulico; una perturbazione di pressione si propaga in un tubo di lunghezza L in un tempo caratteristico, pari a t :

$$t = \frac{L}{c}$$

L = lunghezza tubo

$$c = \text{velocità del suono} = \sqrt{\frac{B}{\rho}}$$

B = modulo di comprimibilità
 ρ = densità del fluido

Eq. 60

L'onda di pressione che si propaga nel circuito può entrare in risonanza o antirisonanza con le pulsazioni di pressione generate dalla macchina.

Questi fenomeni possono dare origine ad andamenti diversi delle pulsazioni di pressione rispetto a quello che ci si aspetta solo in funzione del numero di denti che caratterizza le ruote della macchina. Gli effetti della risonanza delle onde di pressione nel circuito sono differenti al variare del regime di rotazione della macchina; infatti il regime di rotazione n determina, insieme al numero di denti caratteristico, il periodo della pulsazione nelle pressioni misurate ma il tempo caratteristico di propagazione delle onde di pressione nel circuito dipende dalla

lunghezza del tubo e dal modulo di comprimibilità effettivo del fluido e del tubo stesso (se questo non è perfettamente rigido), caratteristiche che non vengono influenzate dal regime n . Considerando un modulo di comprimibilità pari a 17000 bar ed una densità dell'olio di 900 kg/m³ ed una lunghezza del tubo di circa 2 m si può stimare tempo impiegato da un'onda di pressione a percorrere il tubo e valutare se interferisce o meno con la frequenza periodica dovuta al numero di denti:

$$t = \frac{L}{c} \cong 3.7 \text{ ms} \quad f_o \cong 264.71 \text{ Hz} \quad \text{Eq. 61}$$

Il trasduttore utilizzato allo scarico è caratterizzato da un fondoscala pari a 10 bar e fornisce una misura molto precisa, mentre quello utilizzato all'alimentazione del motore è caratterizzato da un fondoscala pari a 350 bar.

Per quel che riguarda l'andamento della pressione allo scarico del motore si nota come siano ben evidenti le pulsazioni di pressione che si mantengono al variare delle condizioni di prova e, in un intervallo di tempo pari alla durata di un giro completo dell'albero motore, sono in numero pari al numero dei denti delle ruote dentate. Le pulsazioni sulla pressione di alimentazione del motore e sulla coppia sono fortemente "disturbate", come già mostrato; risultano invece ben evidenti per un regime pari a 2000 rpm.

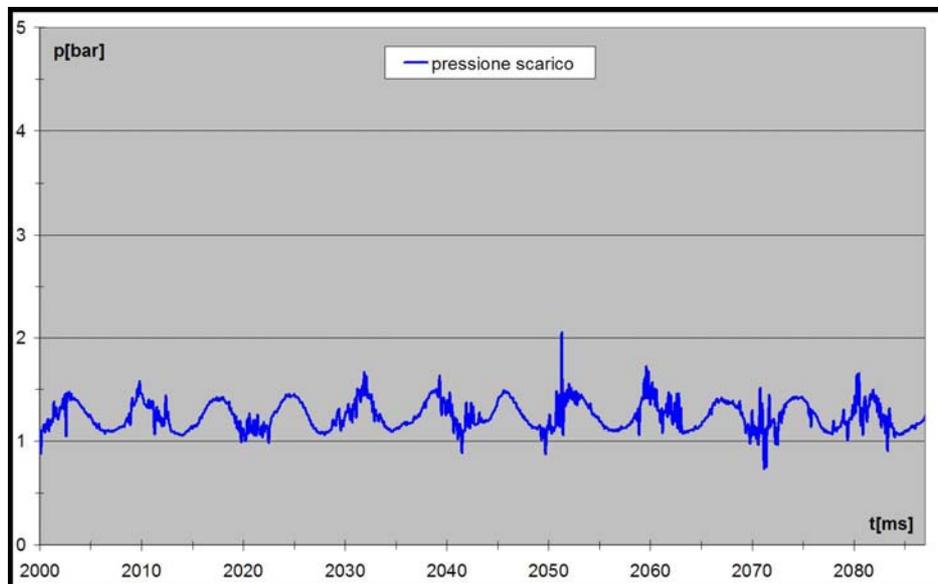


Figura 225 : Andamento della pressione allo scarico del motore – $n=700 \text{ rpm}$, $p_{almedia}=42.5 \text{ bar}$, $Q_{media}=18 \text{ l/min}$.

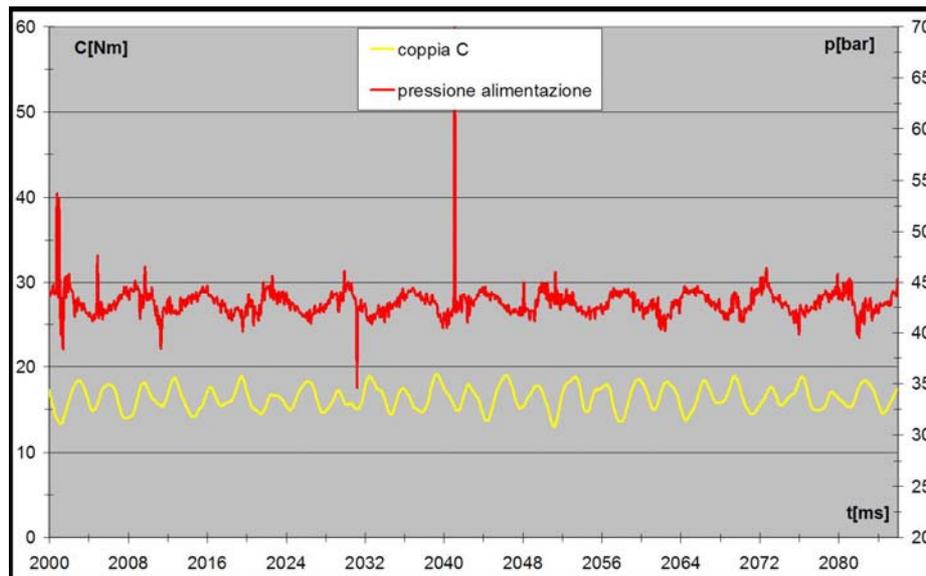


Figura 226: Andamento della pressione di alimentazione e della coppia del motore – $n=700$ rpm, $p_{almedia}=42.5$ bar, $Q_{media}=18$ l/min.

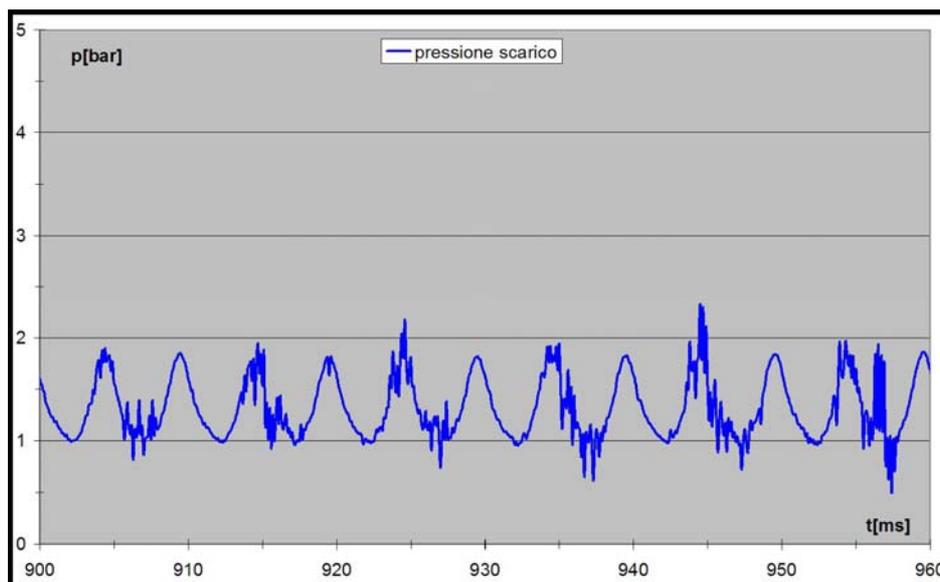


Figura 227: Andamento della pressione allo scarico del motore – $n=1000$ rpm, $p_{almedia}=46$ bar, $Q_{media}=26$ l/min.

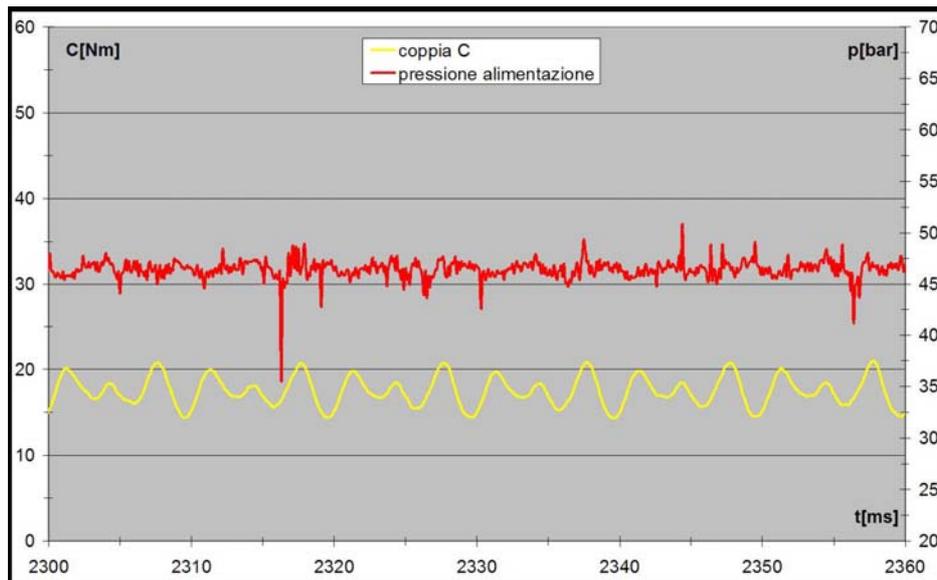


Figura 228: Andamento della pressione di alimentazione e della coppia del motore – $n=1000$ rpm, $p_{almedia}=46$ bar, $Q_{media}=26$ l/min.

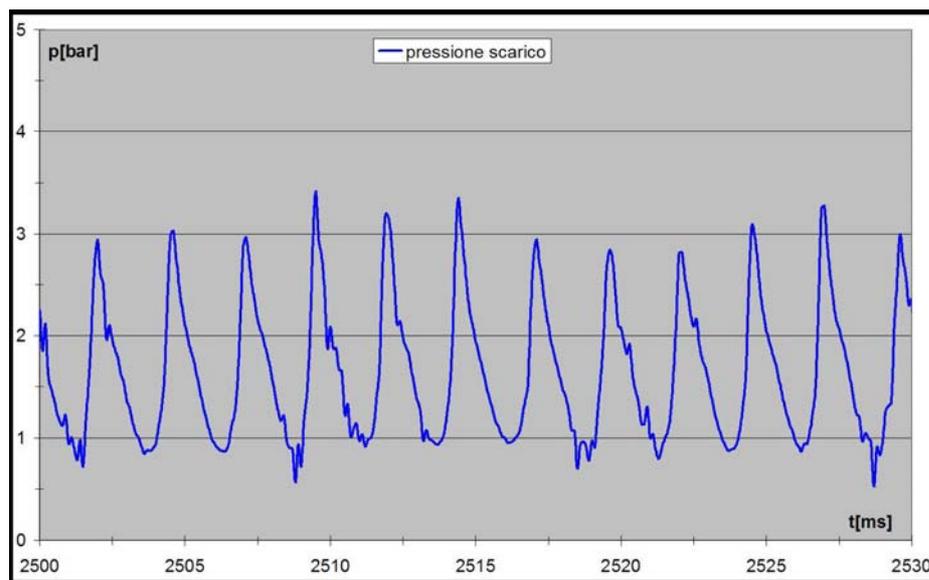


Figura 229: Andamento della pressione allo scarico del motore – $n=2000$ rpm, $p_{almedia}=83$ bar, $Q_{media}=52$ l/min.

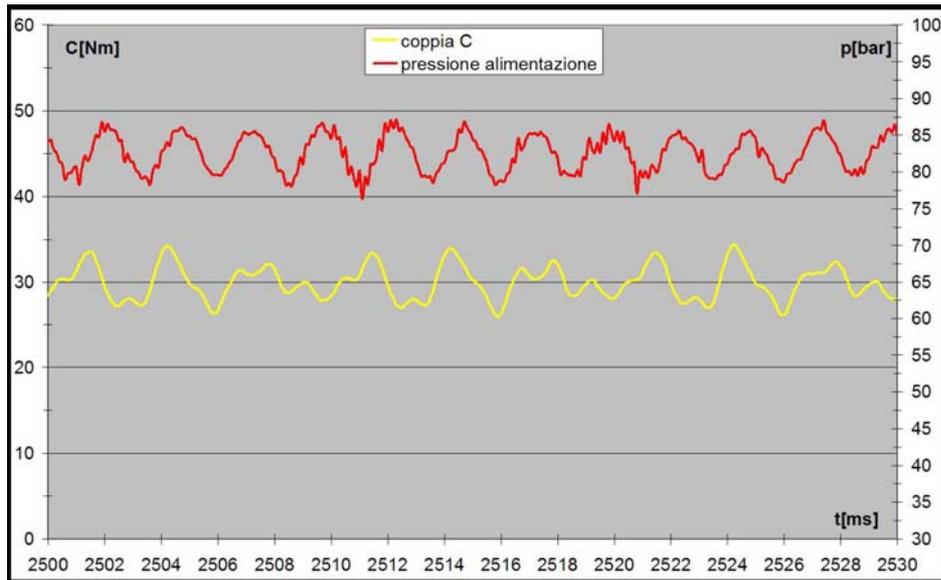


Figura 230: Andamento della pressione di alimentazione e della coppia del motore – $n=2000$ rpm, $p_{almedia} = 83$ bar, $Q_{media} = 52$ l/min

5.6 Utilizzo del banco prova per la caratterizzazione del comportamento di distributori proporzionali

In questo paragrafo vengono presentati i risultati ottenuti dalle prove di caratterizzazione funzionale eseguite su di un distributore a comando manuale fornito sottoforma di prototipo dall'azienda costruttrice con l'intenzione di verificarne il funzionamento corretto e migliorarne la progettazione. Durante il periodo in cui sono state effettuate le prove si è ricostruito anche il modello numerico del componente e del banco prova in AMESim; il confronto numerico-sperimentale ha permesso la validazione del modello numerico e lo studio di eventuali problematiche legate al componente stesso, più difficili da individuare sperimentalmente perché i risultati sono fortemente influenzati dalla tipologia del banco utilizzato.

Secondo la norma UNI-ISO 6403, tra le prove più significative per valutare il buon funzionamento del componente in esame, sono previste prove in regime stazionario per determinare le perdite di carico nell'attraversamento della valvola nelle diverse posizioni assunte, e prove di commutazione, cioè prove per valutare la gradualità della portata attraversante la valvola e l'entità della pressione massima e della portata massima alla quale l'elemento di controllo può ancora funzionare su tutto il range dei propri spostamenti, in entrambe le direzioni. Tali prove sono realizzabili con il banco prova descritto

precedentemente, preparando opportunamente il percorso seguito dall'olio nel circuito posto nella parte posteriore del banco per componenti di regolazione.

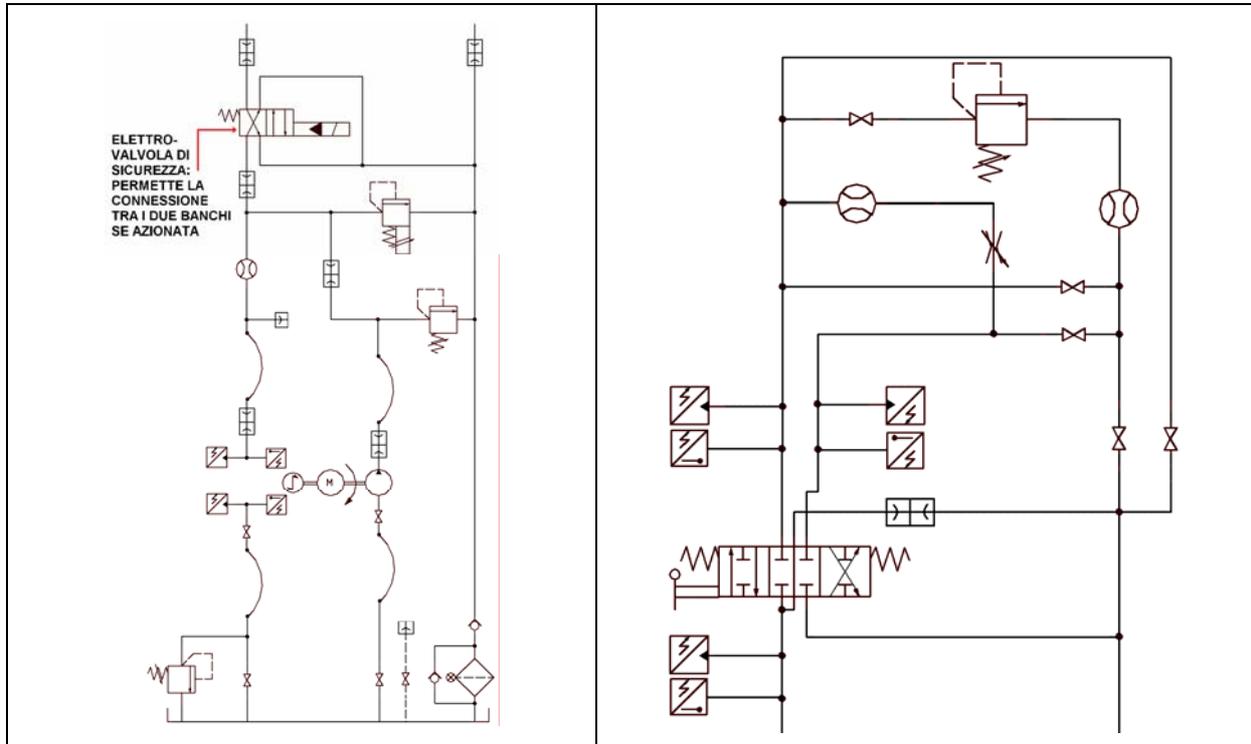


Figura 231: Configurazione dei circuiti idraulici del banco prova per macchine volumetriche (sinistra) e del banco per componenti di regolazione (destra), nel caso in cui si effettuino prove sulle valvole

I circuiti che permettono di realizzare tali prove sono evidenziati nella figura seguente:

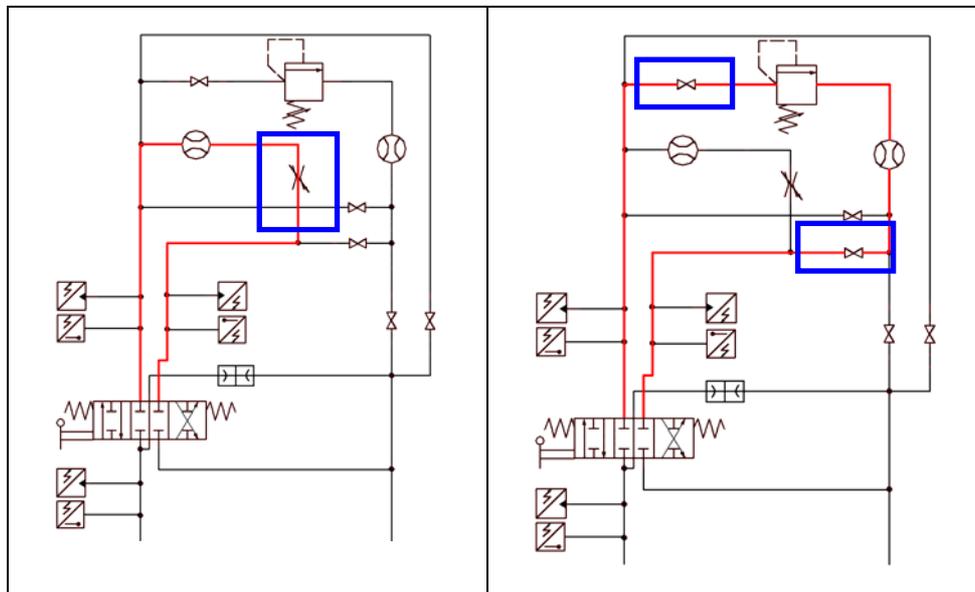


Figura 232: In rosso è evidenziata la configurazione circuitale adottata per effettuare la prova di valutazione delle perdite di carico (sinistra) e la prova di commutazione (destra).

In Figura 232 a sinistra è rappresentato il layout del circuito quando si vogliono valutare le perdite di carico attraverso la valvola; tutti i rubinetti sono chiusi, mentre lo strozzatore variabile quadrato in blu risulta completamente aperto. Durante questa prova si misura la differenza di pressione alle bocche della valvola per diversi valori della portata attraversante la valvola ed in corrispondenza di una determinata posizione dell'elemento mobile della valvola stessa. In questo caso, è possibile monitorare la portata attraversante la valvola tramite il misuratore di portata interposto tra le bocche A e B.

In Figura 232 a destra è rappresentato il layout circuitale per la prova di commutazione da adottare nel caso di movimentazione della spola del componente dalla posizione di riposo alla posizione della valvola che realizza i collegamenti tra le bocche P-A, B-T; i rubinetti evidenziati sono aperti mentre tutti gli altri e lo strozzatore variabile risultano completamente chiusi. Fissata la taratura della valvola limitatrice di pressione, e quindi limitata la pressione a monte della limitatrice stessa ad un valore pari alla taratura della limitatrice con la portata caratteristica scelta, si valuta la portata attraversante la valvola in prova e la differenza di pressione a cavallo di questa considerando uno spostamento completo del cassetto del distributore sia in una direzione che nell'altra. Inoltre, con questa prova, utilizzando una cella di carico posta sul comando dell'elemento mobile, è possibile conoscere la forza necessaria ad azionare l'elemento mobile della valvola. Per poter provare l'altra posizione della valvola, quella che realizza i collegamenti tra le bocche P-B, A-T occorre invertire le bocche degli utilizzatori perché la limitatrice non può essere attraversata da un flusso di fluido nel verso opposto a quello già considerato.

La valvola che è stata sottoposta a prova fa parte della famiglia delle valvole di controllo della direzione, ossia quei componenti di regolazione progettati per gestire la direzione del vettore potenza idraulica, e capaci di condizionare il modulo della potenza idraulica effettivamente a disposizione di un eventuale attuatore. Il distributore è realizzato secondo la logica load-sensing, al fine di ridurre le perdite di carico attraverso il componente e di avere un controllo sulla portata attraversante indipendente dal carico che agisce a valle del componente stesso.

In particolare, si tratta di un distributore a 6 bocche e 4 posizioni, poiché oltre alla posizione centrale e quelle di collegamento PA-BT e PB-AT, è presente la posizione flottante in cui sia la bocca A che la B comunicano contemporaneamente con lo scarico.

Il componente è realizzato nella tipica configurazione a sandwich, in cui più sezioni (o distributori), quattro nel caso in esame, sono unite a formare un'unica valvola e sono

racchiuse tra due piastre; una di queste piastre, detta di ingresso, ha anche la funzione di convogliare l'olio dall'alimentazione verso la sezione che è stata movimentata in una posizione o dalla bocca di ingresso allo scarico qualora tutte le sezioni fossero in posizione di neutro. La piastra di ingresso è dotata di un "compensatore di pressione" (schema idraulico in Figura 233), cioè una valvola proporzionale che confronta il segnale di pressione che si ha sulla linea P con quello che proviene dalla linea in cui si trova il carico o utilizzo (linea Load Sensing), che viene alimentato attraverso il distributore, e la taratura di una molla; in pratica, tale valvola serve a fare in modo che la caduta di pressione tra la linea P a monte del distributore e la linea che va all'utilizzatore sia costante e pari alla taratura della molla, applicando di fatto il ben noto principio di load-sensing. La portata in eccesso viene direttamente scaricata dal compensatore verso il serbatoio e non attraversa le sezioni del componente. Le vere e proprie sezioni del componente sono mostrate, per quel che riguarda lo schema idraulico, in Figura 234 nella versione dotata di compensatore locale di pressione, e in Figura 235, nella versione senza compensatore locale di pressione. Il compensatore locale di pressione è necessario per mantenere una perdita di carico costante attraverso il distributore, permettendo così un controllo sulla portata che va all'utilizzatore indipendente dal carico. Si nota anche la presenza di uno strozzatore variabile, regolabile dall'utente tramite una manopola posta all'esterno di ogni sezione, che, assieme al compensatore di pressione, funge da valvola regolatrice di portata: quando si agisce sulla manopola determinando una perdita di carico più elevata nell'attraversamento dello strozzatore, si determina la parziale chiusura del compensatore locale di pressione che sta a valle. Di conseguenza, la pressione sulla linea P sale e determina la parziale apertura del compensatore di pressione di fiancata, posto nella piastra di ingresso, che scarica parte della portata a serbatoio.

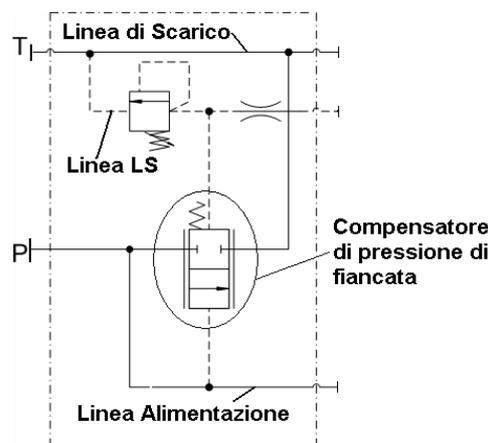


Figura 233 :Schema idraulico della fiancata di ingresso del distributore

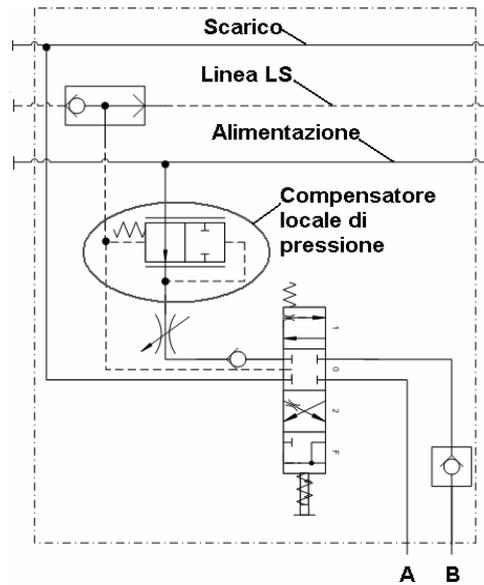


Figura 234: Sezione della valvola, dotata di compensatore locale di pressione.

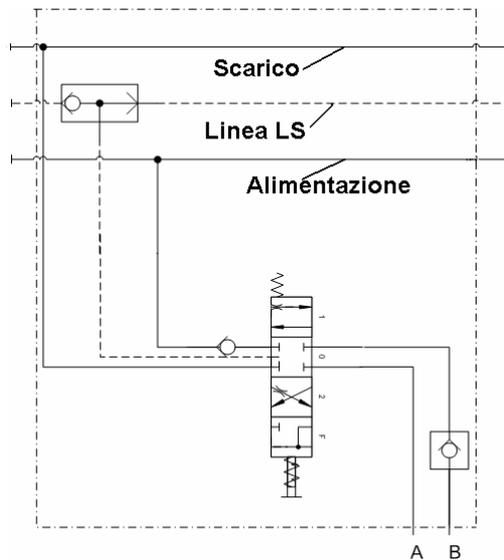


Figura 235 :Sezione della valvola senza compensatore locale.

Il componente analizzato è così composto (Figura 236): la prima sezione, ossia quella più lontana dalla sezione di mandata, non possiede il compensatore locale e, nella posizione flottante, non ha il ritegno che invece è presente nelle altre; in questo modo la movimentazione della leva non prevede il bloccaggio nelle due posizioni PA-BT e PB-AT. Le altre sezioni sono dotate di compensatore di pressione e strozzatore variabile per la regolazione della portata in che va ad alimentare le utenze.

La movimentazione della spola di ciascuna sezione avviene attraverso una leva laterale, quindi l'azionamento del componente è manuale.

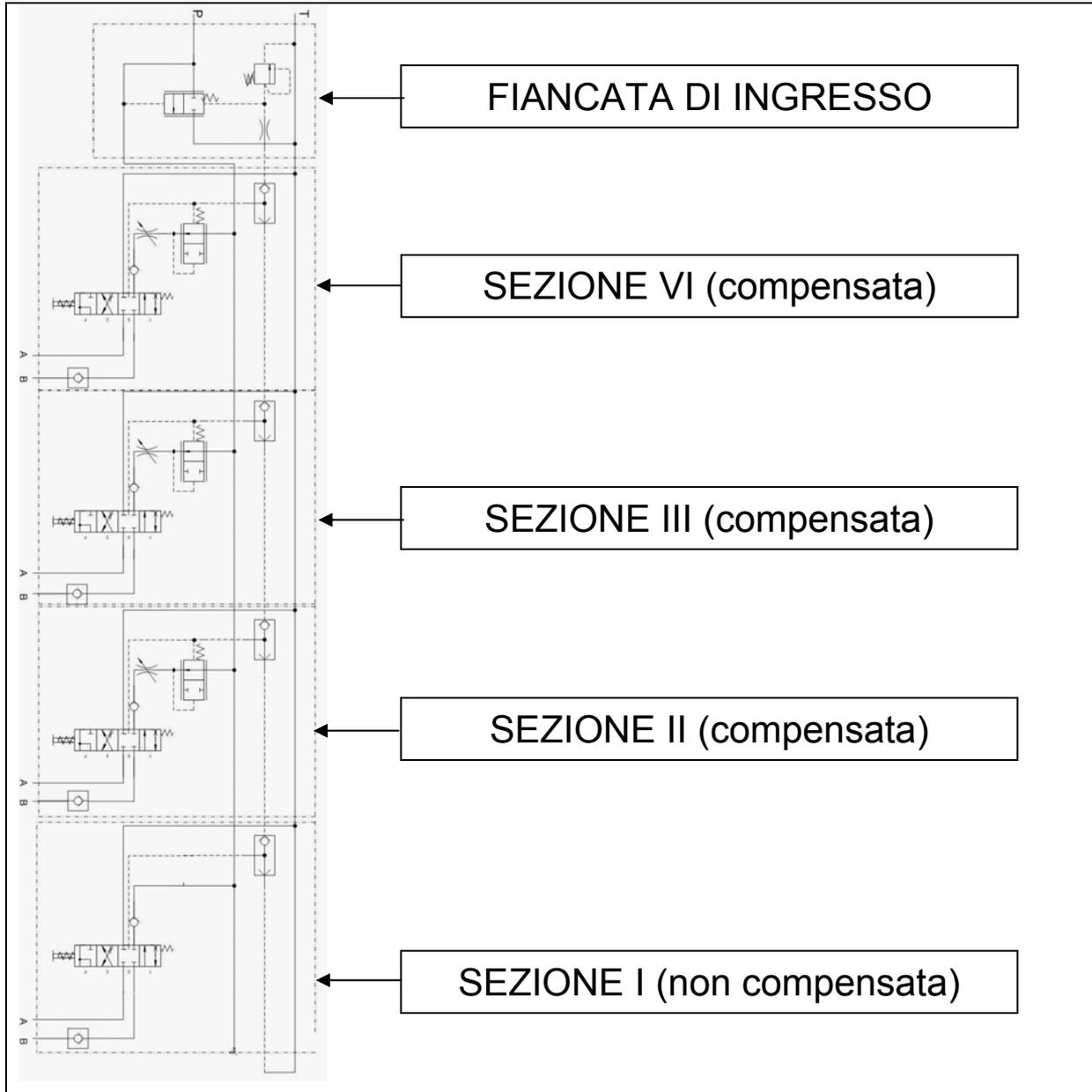


Figura 236: Circuito idraulico completo del componente di regolazione

Le prime verifiche sperimentali eseguite sul componente hanno permesso di andare a modificare la taratura delle molle dei compensatori locali di pressione, che risultava troppo bassa rispetto a quanto si era stabilito da progetto, e lo si poteva valutare andando a misurare la portata che attraversava il distributore, chiaramente troppo bassa rispetto alle aspettative. La portata in difetto veniva scaricata verso il serbatoio attraverso il compensatore di pressione nella piastra di ingresso.

Un ulteriore problema evidenziato durante le prime prove riguardava i regolatori di portata che affiancano il compensatore locale di pressione sulle sezioni che ne sono dotate: il regolatore, infatti, realizzato tramite una spola che si muove sotto comando dell'utente

esterno, compiva una corsa troppo piccola e, in posizione di piena apertura, determinava una perdita di carico troppo alta nel suo attraversamento. Ciò determinava l'apertura del compensatore di pressione di fiancata, che scaricava inopportuna parte della portata al serbatoio. Anche questa problematica è stata affrontata e corretta e la spola del regolatore è stata sostituita con una nuova versione che tenesse in considerazione questi aspetti.

Le prove eseguite sul componente sono state numerose; le più significative per la valutazione delle sue caratteristiche funzionali, come già ricordato, sono le prove per valutare le perdite di carico e le curve di metering del distributore, di cui verrà mostrato qualche risultato nella sezione successiva. Le prove effettuate hanno però riguardato anche la valutazione degli incroci e della manovrabilità (misura della pressione all'alimentazione, porta P, e alla bocca di utilizzo, porta A o B), la verifica della taratura della limitatrice di pressione posta sulla piastra di ingresso del componente, la valutazione del carico necessario a movimentare l'asta ed infine la prova di commutazione relativa al regolatore di portata (strozzatore variabile accoppiato al compensatore locale di pressione).

Le prove per misurare le perdite di carico, realizzate con il layout circuitale del banco riportato in Figura 232 a sinistra, consistono nella misura della caduta di pressione tra le bocche PA-BT e PB-AT in corrispondenza di diversi valori della portata inviata dal banco e per diverse temperature dell'olio; nel caso in esame la portata è stata fatta variare tra 20 e 70 l/min agendo sul potenziometro nella consolle di comando per regolare la velocità di rotazione della pompa. La frequenza di acquisizione dei segnali analogici è pari a 10 kHz. Le temperature dell'olio a cui sono state reiterate le prove sono 30°C, 50°C e 60°C.

Nelle immagini seguenti sono riportati alcuni dei risultati ottenuti; le pressioni, per ragioni di riservatezza, sono state adimensionalizzate in ogni caso rispetto al valore massimo misurato. Una prima osservazione porta subito ad evidenziare l'influenza della temperatura di prova: ad alta temperatura la viscosità del fluido diminuisce e così avviene anche per le perdite di carico misurate.

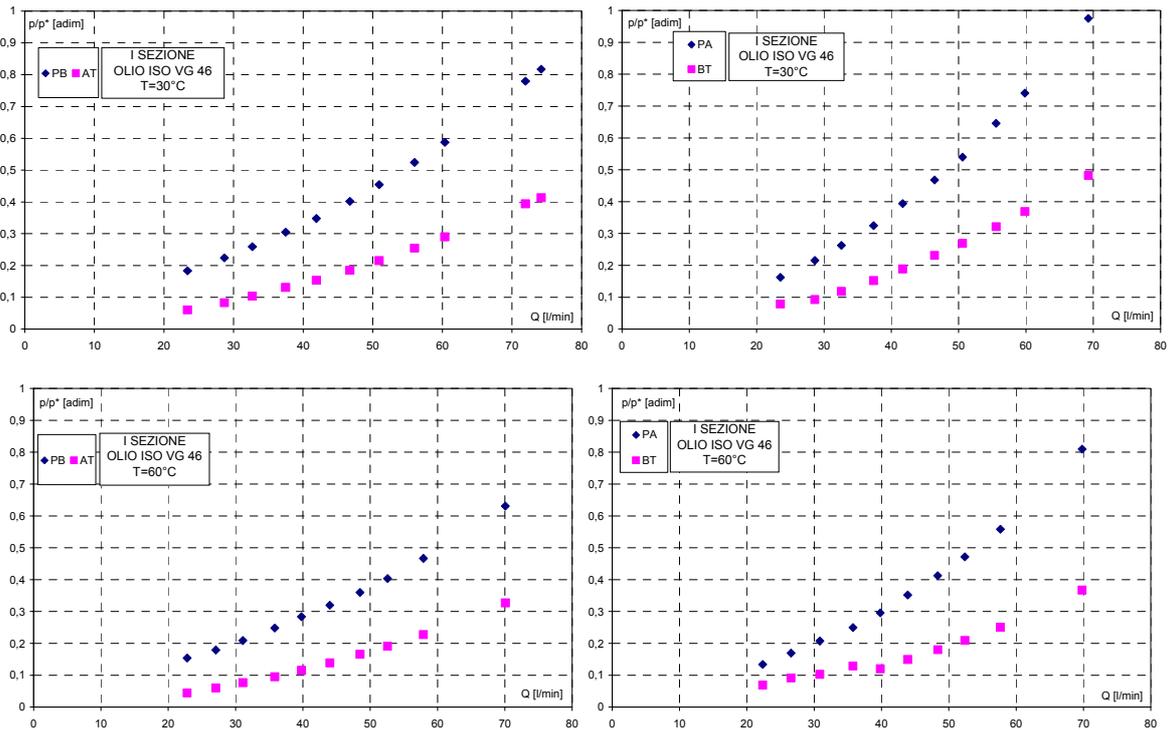


Figura 237: Perdite di carico per la sezione I (senza compensatore locale di pressione) a 30°C (sopra) ed a 60°C (sotto).

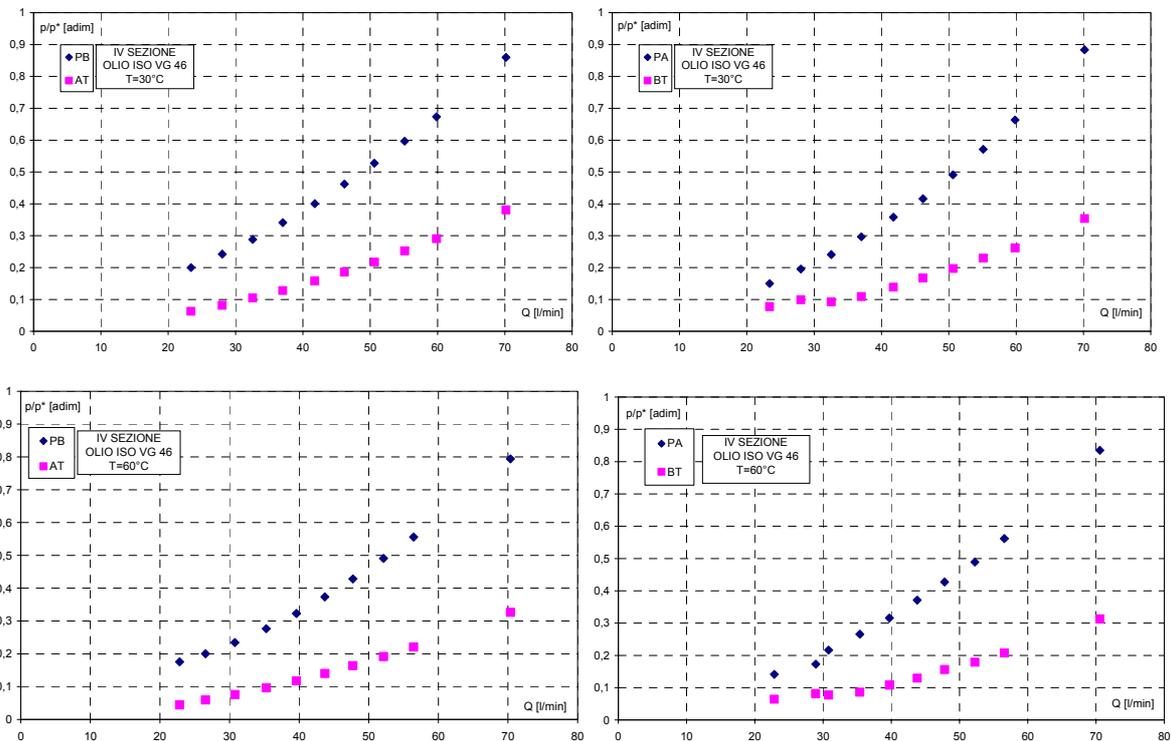


Figura 238: Perdite di carico per la sezione IV (dotata di compensatore locale di pressione) a 30°C (sopra) ed a 60°C (sotto).

I valori delle perdite di carico misurati per la quarta sezione sono analoghi a quelli rilevati nelle altre sezioni compensate; le perdite di carico rilevate sono tendenzialmente più alte rispetto quanto previsto ma di fatto non hanno evidenziato problematiche particolari.

Le curve di commutazione del distributore sono state ricavate imponendo una pressione alle bocche di utilizzo e misurando la portata che attraversa il distributore e la corsa della spola, mentre questa viene movimentata da una posizione all'altra. Nel caso della sezione I (Figura 239), non dotata di compensatore locale di pressione, la portata inviata dal banco viene fatta variare, prova per prova, regolando il regime di rotazione della pompa. Nella posizione centrale e di flottante la portata viene mandata allo scarico direttamente ad opera del compensatore di pressione della fiancata di ingresso; nella posizione PA-BT non si riesce a raggiungere il valore massimo della portata attraversante la sezione analizzata¹⁷, Q_{max} , a causa delle perdite di carico nell'attraversamento che determinano la parziale chiusura del compensatore di pressione della fiancata di ingresso. Ciò trova conferma nell'andamento delle perdite di carico, che per la prima sezione, posizione PA-BT, risultano maggiori, in particolar modo alle alte portate, rispetto alle perdite di carico che si misurano nella posizione PB-AT.

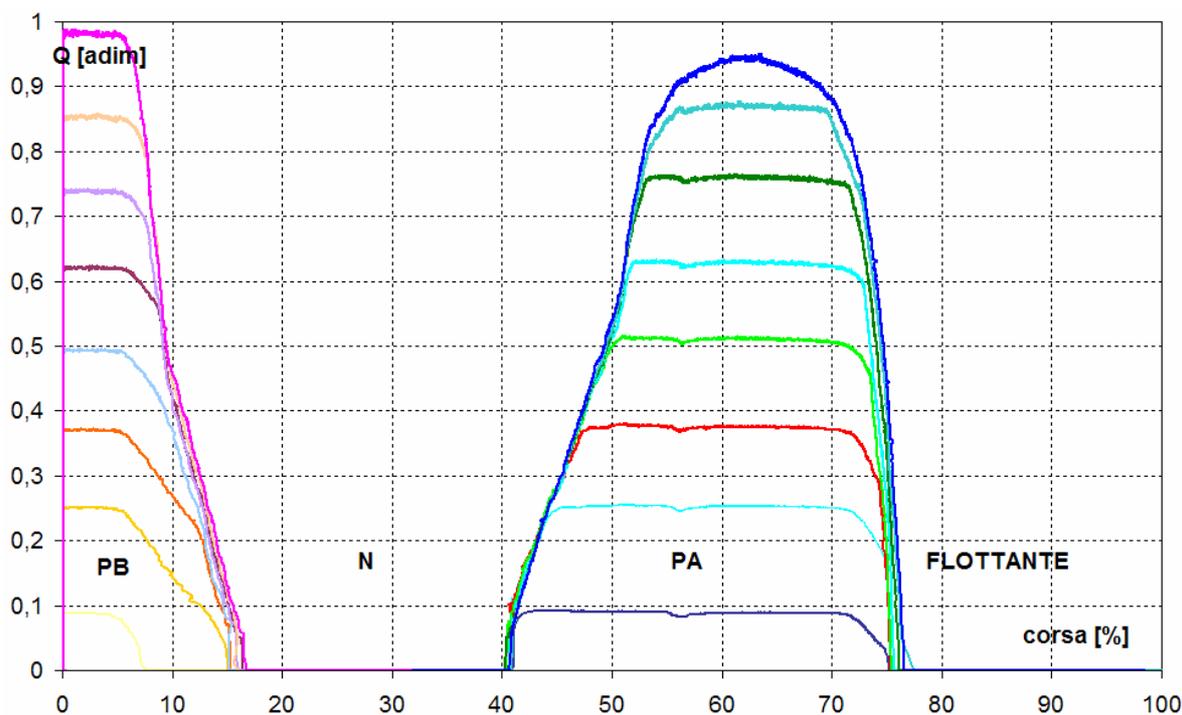


Figura 239: Curve di metering per la I sezione, ricavate a 50°C.

¹⁷ La portata che attraversa la sezione è sempre inferiore a quella che viene mandata dal banco.

Nel caso delle sezioni dotate di compensatore locale di pressione, la pompa invia sempre la portata nominale tipica del distributore mentre la portata che attraversa la sezione in prova viene regolata agendo sulla valvola regolatrice di portata della sezione. In riferimento alla Figura 240, che mostra le curve di commutazione ricavate per la quarta sezione del componente, si osserva che manca l'ultima curva relativa alla portata più alte attraversante la sezione per un problema incontrato nell'acquisizione dati; in ogni caso, anche nel caso del regolatore di portata completamente aperto, in entrambe le posizioni la massima portata attraversante è inferiore a quella caratteristica della I sezione. Osservando le perdite di carico associate alla quarta sezione, si osserva che, generalmente, sono più alte di quelle misurate per la sezione I e, nelle due posizioni, PA-BT e PB-AT raggiungono valori analoghi.

Si nota anche che la regolazione della portata realizzata agendo sul regolatore della sezione, in corrispondenza dei valori di portata più bassi, determina un andamento fortemente oscillante delle pressioni e quindi delle portate; in particolare, per valori di portata adimensionale al di sotto di 0.2 la regolazione della portata è stata fatta agendo sul regime di rotazione della pompa per ovviare a questo problema. Tale andamento è probabilmente il risultato dell'oscillazione del compensatore locale di pressione, che agisce sotto l'effetto della caduta di pressione determinata dal regolatore di portata che è quasi al massimo della chiusura. Un'ulteriore problematica si evidenzia nella diminuzione temporanea di portata si nota in corrispondenza della posizione PA-BT del distributore; questo problema, tipico delle sezioni con compensatore di pressione, evidenzia un'anomalia nella spola del distributore; nella posizione PA-BT la spola realizza il collegamento PA non solo attraverso il classico spigolo pilotante ma anche attraverso il posizionamento di due fori ricavati sulla spola stessa; il posizionamento dei fori, però, non è preciso sicché quando si apre il collegamento PA l'ambiente a pressione di alimentazione si trova per un momento collegato con lo scarico, e ciò determina l'abbassamento della pressione e della portata. Quando tale collegamento si chiude, infine, la portata torna al valore aspettato.

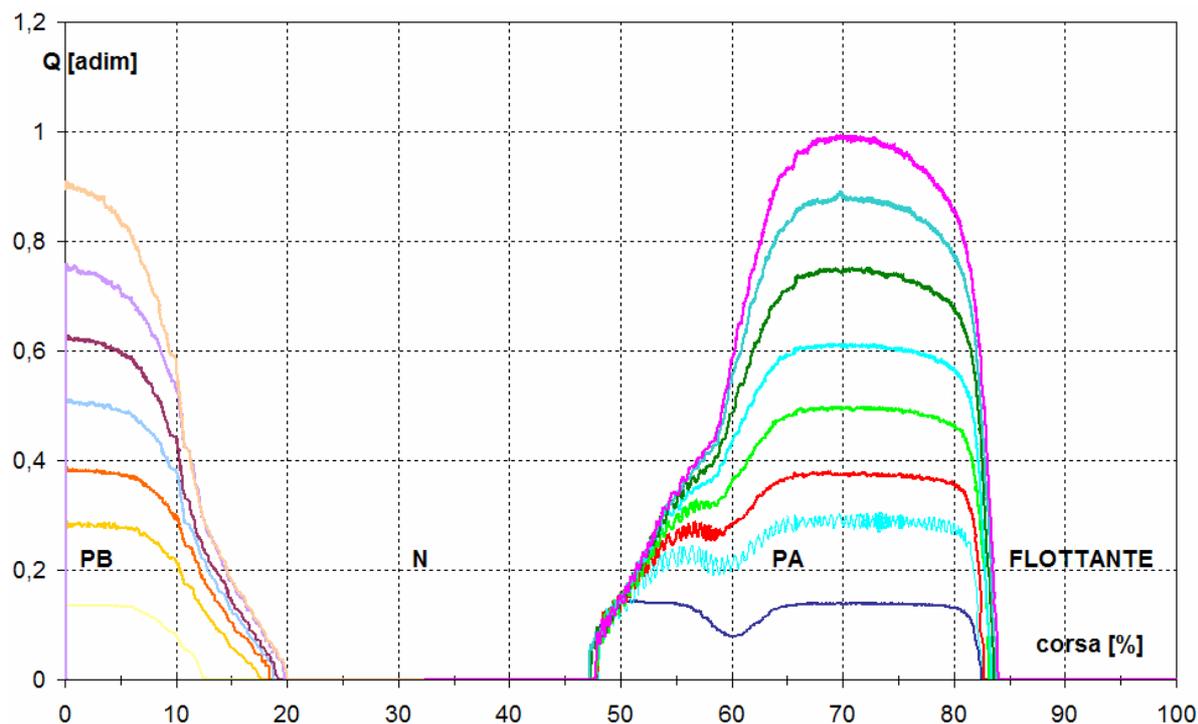


Figura 240: Curve di metering per la IV sezione, ricavate a 50°C

Le diverse problematiche evidenziate durante le prove sperimentali sono state corrette a livello di progettazione del prototipo; le sezioni compensate del distributore sono piuttosto complesse geometricamente e tenere sotto controllo tutti i dettagli non è sempre così scontato. I risultati sperimentali sono stati utilizzati anche per realizzare il confronto numerico-sperimentale con i risultati ottenuti da un modello numerico del distributore realizzato in ambiente AMESim allo scopo di aiutare nella messa a punto della progettazione del componente, anche considerando le modifiche che sono state fatte successivamente e ripetutamente sul prototipo e che richiederebbero ogni volta la ripetizione delle caratterizzazioni funzionali eseguite; in particolare, in Figura 241 sono riportate le curve di metering adimensionalizzate ricavate per la quarta sezione utilizzando il modello numerico.

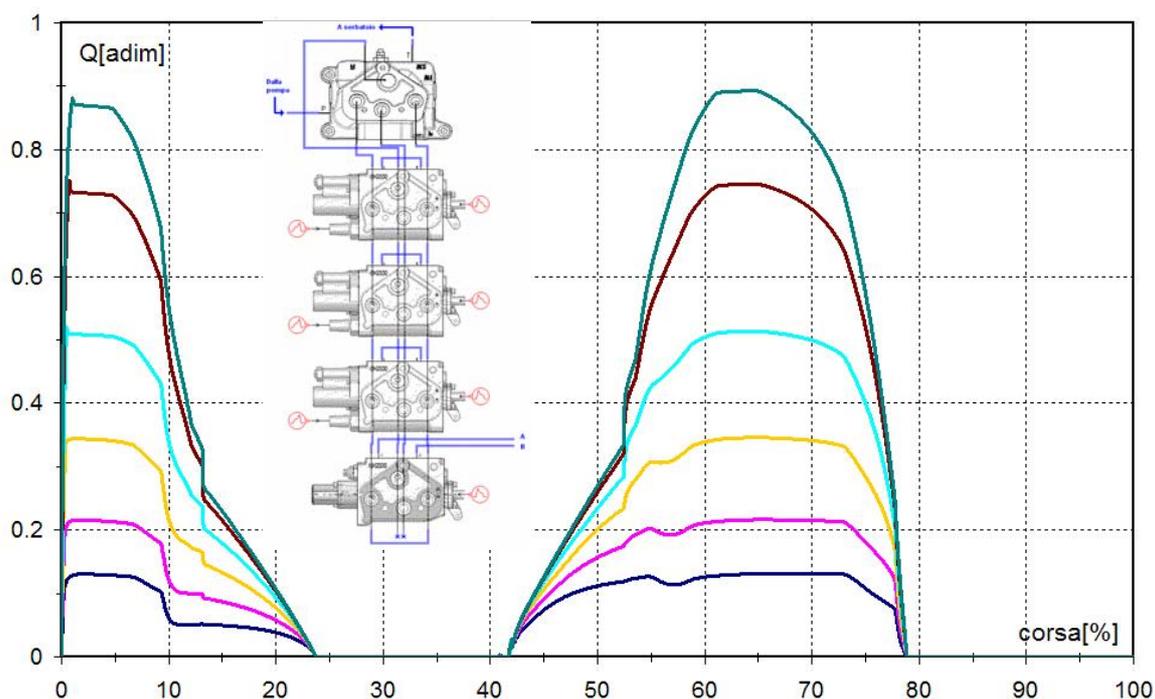


Figura 241: Andamento della portata adimensionalizzata in funzione della corsa adimensionalizzata e riportata in termini % per la IV sezione, curve ricavate numericamente.

5.7 Conclusioni

In questo capitolo sono state presentate le attività realizzate al fine di installare e rendere funzionanti due banchi prova rispettivamente per la caratterizzazione di macchine volumetriche e componenti di regolazione. Nel corso dell'installazione ci si occupò del collegamento degli strumenti al banco ed al sistema di acquisizione dati, dell'assemblaggio del sistema di acquisizione dati, della preparazione delle interfacce software di acquisizione e dell'analisi dei disturbi rilevati e delle possibili cause; i banchi sono stati poi utilizzati ai fini della caratterizzazione sperimentale di alcune tipologie di macchine volumetriche (ad ingranaggi esterni, a pistoni assiali) e di componenti proporzionali (distributori load-sensing a comando manuale). In particolare, nel caso del distributore prototipo, sono state individuate diverse problematiche di funzionamento legate alla progettazione del componente ed è stato possibile realizzare un utile confronto tra i risultati ottenuti dalla modellizzazione numerica e quelli provenienti dalle prove sperimentali; ciò è servito sia a "tarare" il modello a parametri concentrati, cioè a settare un insieme di parametri di cui non si potevano conoscere i valori a

priori perché non geometrici ma legati piuttosto alla tipologia dell'efflusso¹⁸, sia, nella fase successiva, a velocizzare la messa a punto di alcune caratteristiche geometriche (i.e. tarature delle molle).

Al momento, ci si accinge ad effettuare una caratterizzazione stazionaria completa di più campioni di pompe ad ingranaggi esterni ed i risultati sperimentali saranno confrontati con quelli ricavati in particolare dall'analisi realizzata sul rendimento volumetrico (cap. 3) e dall'utilizzo del modello a parametri concentrati presentato nel cap. 4.

¹⁸ Coefficienti di efflusso associati alle aree scoperte dagli spigoli pilotanti, numero di Reynolds critico, presenza o meno delle forze di flusso...

5.8 Bibliografia

1. **UNI-ISO 4409-90**: *Oleoidraulica- Pompe, motori, variatori – Determinazione delle prestazioni in regime stazionario.*
2. **UNI-ISO 8426-99**: *Oleoidraulica – Pompe e motori volumetrici – Determinazione della cilindrata attraverso misure di portata.*
3. **UNI-ISO 6403-99**: *Oleoidraulica – Valvole di controllo della portata e della pressione – Metodi di prova.*
4. **Scott Driscoll**, 2005, *The Design and Qualification of a Hydraulic Hardware-in-the-Loop Simulator*, Thesis for the Master of Science in Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering, Georgia Institute of Technology, August 2005.
5. **T. Arts, H. Boerrigter, J.-M. Buchlin, M. Carbonaro, G. Degrez, R. Dénos, D. Fletcher, D. Olivari, M.L. Riethmuller, R.A. Van den Braembussche**, 2001, *Measurement Techniques in Fluid Dynamics 2nd Revised Version*, von Karman Institute for Fluid Dynamics, ISBN: D/2002/0238/474.
6. **SAE J745**: *Hydraulic Power Pump Test Procedure*
7. **SAE J746**: *Hydraulic Motor Test Procedure*
8. **National Instruments**. SCB-68 68 Pin Shielded Connector Block User Manual. December 2002 Edition, Part Number 320745B-01.
9. **National Instruments**. *Field Wiring and Noise Considerations for Analog Signals*-<http://zone.ni.com/devzone/cda/tut/p/id/3344>.

Simboli

B	Bulk Modulus
c	Velocità del suono
f	Frequenza
L	Lunghezza (delle tubazioni idrauliche)
n	Regime di rotazione
P_m	Potenza meccanica
P_h	Potenza idraulica
Q, q	Portata volumetrica
q_{ve}	Portata volumetrica effettiva (misurata)
T	Coppia teorica all'albero della macchina
T_e	Coppia effettiva (misurata) all'albero della macchina
t	Tempo caratteristico
V	Cilindrata effettiva della macchina

V_r	Cilindrata reale della macchina
z	Numero di denti delle ruote dentate
Δp	Differenza di pressione tra le bocche della macchina
η_v	Rendimento volumetrico
η_{hm}	Rendimento idromeccanico
η_{tot}	Rendimento totale
ρ	Densità fluido
θ	Temperatura del fluido

Apici, Pedici

al	Alimentazione del motore volumetrico
e	Effettiva
h	Idraulico
hm	Idromeccanico
m	Meccanico
M	Motore
P	Pompa
v	Volumetrico
1, 2	Bocche della macchina volumetrica

Conclusioni

Nella presente tesi sono state illustrate le principali attività realizzate durante gli anni del dottorato; per quel che riguarda l'attività numerica, l'attenzione si è concentrata principalmente, anche se non esclusivamente, sulla modellazione e l'analisi del funzionamento di macchine ad ingranaggi esterni. In particolare, è stato creato un codice in linguaggio Matlab per il calcolo delle pressioni nei vani tra i denti nella zona di ingranamento della macchina, utilizzato poi per valutare l'influenza dei parametri di funzionamento della macchina, delle caratteristiche geometriche della dentatura e degli scarichi ricavati sulle fiancate di bilanciamento assiale sulla generazione dei picchi di pressione e sull'instaurarsi di fenomeni di areazione e cavitazione. Di fatto, il codice rappresenta uno strumento di analisi e può essere utilizzato al fine di guidare la progettazione delle superfici interne delle fiancate di bilanciamento assiale della macchina. Successivamente, è stato studiato il bilanciamento assiale della macchina ad ingranaggi esterni, utilizzando un codice di calcolo realizzato presso l'Università di Modena e Reggio Emilia che implementa una procedura numerica per la soluzione dell'equazione di Reynolds all'interno del meato laterale tra fiancate di bilanciamento e le ruote dentate, con particolare attenzione dedicata alla determinazione dell'influenza dei parametri geometrici caratteristici delle fiancate sul posizionamento delle stesse e sul rendimento volumetrico della macchina. Sono state delineate diverse tipologie di bilanciamento assiale in funzione della geometria delle fiancate di diverse unità commerciali ed il parametro rendimento volumetrico, in mancanza di ulteriori dati sperimentali, calcolato tenendo conto di tali caratteristiche geometriche e della posizione inclinata delle fiancate rispetto i fianchi delle ruote, è stato utilizzato come parametro di riferimento nella valutazione della qualità del bilanciamento, osservando però la necessità di effettuare considerazioni di più ampio respiro che coinvolgano anche l'eventuale valutazione del rendimento volumetrico della macchina.

Le informazioni raccolte sono state utilizzate, rielaborate, nella modellazione a parametri concentrati della macchina ad ingranaggi esterni successivamente realizzata; il funzionamento della macchina è stato riprodotto all'interno di un'unica piattaforma di calcolo, il software commerciale AMESim, dove è possibile relazionare l'andamento radiale della pressione, tenendo in considerazione anche l'ingranamento, con il posizionamento delle ruote dentate. Il

modello permette di analizzare il funzionamento dinamico della macchina, sia essa una pompa o un motore ad ingranaggi esterni, calcolando l'andamento in funzione del tempo delle pressioni e delle portate alle bocche, e valutando il rendimento volumetrico. Nel calcolo delle portate scambiate attraverso i meati laterali tra i rasamenti e le ruote dentate, si tiene in considerazione, con un approccio a parametri concentrati, della possibile posizione inclinata che tendono ad assumere le fiancate nel corpo della macchina. Il modello realizzato può essere utilizzato quando si voglia analizzare nel dettaglio il funzionamento della macchina, relazionandone le prestazioni con i principali parametri geometrici coinvolti nella progettazione, e quando sia importante analizzare l'interazione della macchina con il circuito nel quale deve essere inserita. Pur avendo confrontato i risultati ottenuti dall'utilizzo del modello con quelli provenienti da codici numerici di provata validità e confermati sperimentalmente, ottenendo una buona congruenza, manca al momento un diretto confronto sperimentale che è però programmato per l'immediato futuro.

Oltre alle attività numeriche descritte, è stata avviata anche un'intensa attività sperimentale costituita dapprima dalla messa in funzione di due banchi prova idraulici e infine dal loro utilizzo per caratterizzare sperimentalmente macchine volumetriche e componenti di regolazione. I problemi affrontati hanno costituito una valida palestra per l'apprendimento e l'approfondimento di diverse tematiche, che spaziano dall'acquisizione dei segnali misurati alla valutazione del funzionamento di diversi componenti oleodinamici. In particolare, la messa a punto di un distributore progettato secondo la logica load-sensing ed il confronto con i risultati ottenuti dal modello numerico del componente realizzato in ambiente AMESim, hanno costituito un ottimo esempio di scambio di informazioni tra l'approccio sperimentale e quello numerico, permettendo l'ottimizzazione del funzionamento del componente attraverso la revisione della progettazione dello stesso.

RINGRAZIAMENTI

In queste poche righe non riuscirò di sicuro a ringraziare adeguatamente tutte le persone che se lo meriterebbero, perciò chiedo già perdono...

Ringrazio innanzitutto il Prof. Massimo Borghi, che in questi anni è stato la mia guida scientifica e che ha pazientemente corretto gli strafalcioni che di volta in volta gli sottoponevo. Ringrazio il Prof. Giuseppe Cantore che per primo ha pensato di propormi di seguire la strada del dottorato. Ringrazio l'Ing. Fabrizio Paltrinieri ed il Prof. Massimo Milani che mi hanno insegnato tanto, sia dal punto di vista scientifico e tecnico che umano. Senza queste persone, il lavoro compiuto nel corso di questi anni non esisterebbe.

Ringrazio tutte le persone con le quali ho avuto la fortuna di lavorare in questi anni, ognuna di queste persone mi ha insegnato qualcosa e sono profondamente grata a tutti.

Ringrazio la mia famiglia, sempre lì ad aspettarmi pazientemente, a sostenermi ed a sopportarmi, ringrazio Max perché c'è sempre e in modo meraviglioso; senza il loro appoggio niente avrebbe senso per me.