

# POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica, Areospaziale e  
dell'Autoveicolo

## Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, orientamento Progettazione Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

### Analisi sperimentale e numerica dello smorzamento delle oscillazioni di pressione in un tubo oleodinamico a spirale



**Politecnico  
di Torino**

Relatore  
prof. Rundo Massimo

Candidato  
Mana Simone

Ottobre 2024



# Indice

<b>Elenco delle tabelle</b>	<b>1</b>
<b>Elenco delle figure</b>	<b>4</b>
<b>Ringraziamenti</b>	<b>7</b>
<b>Introduzione</b>	<b>8</b>
<b>1 Sistemi di riduzione delle oscillazioni di pressione</b>	<b>10</b>
1.1 Introduzione . . . . .	10
1.2 Sistema di attuazione piezo-elettrica diretta . . . . .	11
1.3 Sistema di attuazione idraulico . . . . .	12
1.4 Osservazioni Conclusive . . . . .	13
<b>2 Introduzione al sistema sperimentale</b>	<b>14</b>
2.1 Oggetto della sperimentazione . . . . .	14
2.2 Definizione del circuito di prova . . . . .	14
2.3 Caratteristiche geometriche tubo reale . . . . .	16
2.4 Impostazioni banco per prove sperimentali . . . . .	17
2.5 Definizione frequenza campionamento . . . . .	18
2.6 Proposta soluzione teorica: effetto Bourdon . . . . .	18
<b>3 Esecuzione prove sperimentali</b>	<b>20</b>
3.1 Taratura dei trasduttori . . . . .	20
3.1.1 Montaggio sistema e prova di tenuta . . . . .	20
3.2 Condizioni di spira libera . . . . .	21
3.2.1 Prove di acquisizione: 5-100 Hz . . . . .	21
3.2.2 Prove di acquisizione: 40-50 Hz . . . . .	23
3.2.3 Prove di acquisizione: 60-70 Hz . . . . .	25
3.2.4 Prove di acquisizione: 5-100 Hz con raffinamento . . . . .	26
3.3 Condizioni di spira con ampiezza di oscillazione limitata . . . . .	28
3.3.1 Introduzione . . . . .	28

3.3.2	Esecuzione prove sperimentali . . . . .	29
3.4	Condizioni di spira bloccata . . . . .	30
3.4.1	Introduzione . . . . .	30
3.4.2	Esecuzione prove sperimentali . . . . .	30
3.5	Valutazione dell'andamento della pressione nel tempo . . . . .	32
3.5.1	Impostazione della prova sperimentale . . . . .	32
3.5.2	Prova sperimentale nell'intorno della prima frequenza di smorzamento . . . . .	32
3.5.3	Prova sperimentale nell'intorno della seconda frequenza di smorzamento . . . . .	34
3.6	Osservazioni conclusive . . . . .	36
<b>4</b>	<b>Analisi modale con modello agli elementi finiti del sistema meccanico</b>	<b>38</b>
4.1	Cenni teorici sul metodo FEM . . . . .	39
4.1.1	Analisi Statica . . . . .	39
4.1.2	Analisi Dinamica . . . . .	40
4.1.3	Errore di discretizzazione . . . . .	42
4.1.4	Fasi dell'analisi FEM . . . . .	43
4.2	Pre-processing . . . . .	43
4.2.1	Importazione modello e definizione dei contatti . . . . .	43
4.2.2	Definizione materiale . . . . .	45
4.2.3	Generazione della mesh . . . . .	45
4.2.4	Mesh metrics . . . . .	46
4.3	Processing . . . . .	48
4.3.1	Impostazione analisi . . . . .	48
4.3.2	Applicazione dei vincoli . . . . .	49
4.3.3	Applicazione dei carichi . . . . .	50
4.4	Solving . . . . .	50
4.5	Post-processing . . . . .	52
<b>5</b>	<b>Introduzione al FEM del sistema semplificato</b>	<b>53</b>
5.1	Pre-processing . . . . .	54
5.1.1	Definizione geometria del sistema . . . . .	54
5.1.2	Generazione e analisi mesh . . . . .	55
5.2	Processing . . . . .	57
5.2.1	Applicazione delle condizioni di vincolo . . . . .	57
5.2.2	Simulazione a spostamento imposto . . . . .	59
5.2.3	Simulazione a pressione interna imposta . . . . .	60



<b>6</b>	<b>Risoluzione e presentazione dei risultati del FEM del sistema semplificato</b>	<b>62</b>
6.1	Simulazione a spostamento imposto . . . . .	62
6.1.1	Solving . . . . .	62
6.1.2	Post-processing . . . . .	65
6.1.3	Osservazioni conclusive . . . . .	69
6.2	Simulazione con pressione interna . . . . .	70
6.2.1	Solving . . . . .	70
6.2.2	Post-processing . . . . .	72
6.2.3	Osservazioni conclusive . . . . .	76
6.3	Simulazione con estremità del condotto tappata . . . . .	77
6.3.1	Solving . . . . .	77
6.3.2	Post-processing . . . . .	78
6.3.3	Osservazioni conclusive . . . . .	79
<b>7</b>	<b>Introduzione al FEM del sistema spira completo.</b>	<b>80</b>
7.1	Pre-processing . . . . .	81
7.1.1	Definizione geometria del sistema . . . . .	81
7.1.2	Generazione ed analisi mesh . . . . .	82
7.2	Processing . . . . .	83
7.2.1	Applicazione delle condizioni di vincolo . . . . .	83
7.2.2	Simulazione a spostamento imposto . . . . .	85
7.2.3	Simulazione a pressione interna imposta . . . . .	86
<b>8</b>	<b>Risoluzione e presentazione dei risultati del FEM del sistema completo</b>	<b>88</b>
8.1	Simulazione a spostamento imposto . . . . .	88
8.1.1	Solving . . . . .	88
8.1.2	Post-processing . . . . .	91
8.1.3	Osservazioni conclusive . . . . .	94
8.2	Simulazione con pressione interna . . . . .	95
8.2.1	Solving . . . . .	95
8.2.2	Post-processing . . . . .	98
8.2.3	Osservazioni conclusive . . . . .	101
8.3	Simulazione con estremità del condotto tappata . . . . .	102
8.3.1	Solving . . . . .	102
8.3.2	Post-processing . . . . .	103
8.3.3	Osservazioni conclusive . . . . .	104

<b>9</b>	<b>Modello del sistema oleodinamico.</b>	<b>105</b>
9.1	Modello equivalente del sistema senza variazione di volume . . . . .	105
9.1.1	Pre-processing . . . . .	106
9.1.2	Solving . . . . .	108
9.1.3	Post-processing . . . . .	110
9.2	Modello equivalente del sistema con variazione di volume . . . . .	112
9.2.1	Pre-processing . . . . .	112
9.2.2	Solving . . . . .	114
9.2.3	Post-processing . . . . .	116
9.3	Osservazioni conclusive . . . . .	118
<b>10</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>119</b>
	<b>Appendice</b>	<b>121</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>124</b>

# Elenco delle tabelle

2.1	Caratteristiche geometriche tubo a spirale. . . . .	16
2.2	Impostazioni Servovalvola . . . . .	17
2.3	Impostazioni Trasduttori pressione . . . . .	17
3.1	Parametri di settaggio analisi in frequenza da 5 a 100 Hz. . . . .	22
3.2	Parametri di settaggio analisi in frequenza da 40 a 50 Hz. . . . .	23
3.3	Specifiche videocamera alta velocità. . . . .	24
3.4	Parametri di settaggio analisi in frequenza da 60 a 70 Hz. . . . .	25
3.5	Impostazioni di analisi dati nel dominio del tempo. . . . .	32
3.6	Valori medi e di semi-ampiezza medi dell'onda di pressione al variare della frequenza. . . . .	32
3.7	Valori di sfasamento tra pressione di ingresso e uscita in funzione della frequenza. . . . .	34
3.8	Valori medi e di semi-ampiezza medi dell'onda di pressione al variare della frequenza. . . . .	34
3.9	Valori di sfasamento tra pressione di ingresso e uscita in funzione della frequenza. . . . .	36
4.1	Valori caratteristici del materiale scelto per l'analisi. . . . .	45
4.2	Valori di massa modale direzionale rispetto alla massa totale in funzione del numero di modi impostato nel modello. . . . .	51
4.3	Valori di massa modale direzionale rispetto alla massa totale in funzione del numero di modi impostato nel modello . . . . .	51
5.1	Variazione del carico in funzione degli step di simulazione in direzione Y ed X. . . . .	59
5.2	Valore del carico di pressione in funzione degli step di simulazione. . . . .	61
6.1	Confronto deformazioni massime senza e con l'opzione <i>Large Deflection</i> attivata, nel caso di carico parallelo. . . . .	63
6.2	Confronto deformazioni massime senza e con l'opzione <i>Large Deflection</i> attivata, nel caso di carico perpendicolare . . . . .	63

6.3	Spostamento parallelo rispetto alla variazione di volume. . . . .	65
6.4	Spostamento perpendicolare rispetto alla variazione di volume. . . . .	65
6.5	Confronto tra le deformazioni con e senza <i>Large Deflection</i> nel caso di spostamento parallelo e perpendicolare. . . . .	66
6.6	Confronto tra le deformazioni medie ottenute con l'applicazione dei differenti carichi. . . . .	67
6.7	Confronto deformazioni massime e medie con applicazione del carico di pressione. . . . .	71
6.8	Variazione di volume rispetto alla pressione applicata. . . . .	72
6.9	Confronto deformazioni medie e massime con spirale tappata all'estremità. . . . .	77
6.10	Confronto volume interno rispetto alla pressione interna applicata. . . . .	78
7.1	Variazione del carico in funzione degli step di simulazione in direzione Y ed X . . . . .	85
7.2	Variazione del carico in funzione degli step di simulazione. . . . .	87
8.1	Confronto deformazioni massime senza e con l'opzione <i>Large Deflection</i> attivata, nel caso di carico parallelo. . . . .	90
8.2	Confronto deformazioni massime senza e con l'opzione grandi deformazioni attivata, nel caso di carico perpendicolare. . . . .	90
8.3	Spostamento parallelo rispetto alla variazione di volume. . . . .	91
8.4	Spostamento perpendicolare rispetto alla variazione di volume. . . . .	91
8.5	Confronto tra le deformazioni con e senza <i>large deflection</i> nel caso di spostamento parallelo e perpendicolare. . . . .	92
8.6	Confronto tra le deformazioni medie ottenute con l'applicazione dei differenti carichi. . . . .	92
8.7	Confronto deformazioni massime e medie con carico di pressione interna. . . . .	96
8.8	Variazione di volume rispetto alla pressione applicata. . . . .	97
8.9	Confronto deformazioni massime e medie con carico di pressione ridotto. . . . .	97
8.10	Variazione di volume rispetto alla pressione applicata. . . . .	97
8.11	Confronto deformazioni medie e massime con spirale tappata all'estremità. . . . .	103
8.12	Confronto volume interno rispetto alla pressione interna applicata del sistema tappato in estemità. . . . .	103
9.1	Parametri caratteristici del fluido di lavoro. . . . .	106
9.2	Valori dell'oscillazione di pressione imposti nelle simulazioni Amesim. . . . .	107
9.3	Valori geometrici del sistema e impostazione simulazione Amesim. . . . .	107

9.4	Valori caratteristici medi della pressione in uscita simulati a 47 Hz.	110
9.5	Valori caratteristici medi della pressione in uscita simulati a 68 Hz.	111
9.6	Valori dell'oscillazione di spostamento imposti nella simulazione Amesim. . . . .	114
9.7	Valori caratteristici medi della pressione in uscita sperimentale e numerici a 47 Hz. . . . .	117
9.8	Valori caratteristici medi della pressione in uscita sperimentale e numerici a 68 Hz. . . . .	118

# Elenco delle figure

1	Andamento di portata (a) e di pressione (b), per una pompa volumetrica a ingranaggi esterni a regime di 2000 RPM, 200 bar in condizioni di circuito VT e RT. . . . .	9
1.1	Sistema attuazione piezo-elettrica diretta. . . . .	12
1.2	Sistema di attuazione idraulico. . . . .	13
2.1	Schema simbologico equivalente del circuito idraulico . . . . .	15
2.2	Elemento spirale del circuito idraulico. . . . .	16
2.3	Regolazione strozzatore fisso . . . . .	17
3.1	Sistema di prova sperimentale montato con indicazione della posizione dei trasduttori di pressione. . . . .	21
3.2	Risultati sperimentali prova 5-100 Hz. . . . .	23
3.3	Risultati sperimentali prova 40-50 Hz. . . . .	24
3.4	Movimento della spira in condizioni di ipotizzata risonanza a 47 Hz. . . . .	25
3.5	Risultati sperimentali prova 60-70 Hz. . . . .	26
3.6	Movimento della spira in condizioni di ipotizzata risonanza a 68 Hz. . . . .	26
3.7	Risultati sperimentali 5-100 Hz con raffinamento delle frequenze. . . . .	28
3.8	Nuove condizioni di vincolo imposte al sistema sperimentale tramite l'imposizione di uno spessore. . . . .	29
3.9	Confronto tra la condizione libera e quella a ridotta oscillazione della spira . . . . .	30
3.10	Indicazione delle nuove condizioni di vincolo del sistema tramite un morsetto a chiusura che blocca il movimento della spira. . . . .	31
3.11	Confronto tra la condizione libera e quella a bloccata della spira. . . . .	31
3.12	Andamento di pressioni nel tempo a differenti frequenze vicine a quella caratteristica del fenomeno. . . . .	33
3.13	Andamento di pressioni nel tempo a differenti frequenze vicine a quella caratteristica del fenomeno. . . . .	35
4.1	Indicazione delle superfici interessate dalla connessione. . . . .	44

4.2	Elementi tridimensionali in Ansys. . . . .	46
4.3	Indicazione della <i>Aspect Ratio</i> della mesh. . . . .	47
4.4	Indicazione del <i>Jacobian Ratio</i> della mesh. . . . .	47
4.5	Indicazione del <i>Skewness</i> della mesh. . . . .	48
4.6	Mesh definita per l'analisi modale. . . . .	49
4.7	Vincoli utilizzati per l'analisi modale . . . . .	50
4.8	Mode Shape del sistema alla frequenza propria di 46,74 Hz . . . . .	52
4.9	Mode Shape del sistema alla frequenza propria di 69,36 Hz . . . . .	52
5.1	Rappresentazione della singola spira costituente il sistema semplificato	55
5.2	Indicazione della <i>Aspect Ratio</i> della mesh del sistema semplificato. .	56
5.3	Indicazione del <i>Jacobian Ratio</i> della mesh del sistema semplificato.	56
5.4	Indicazione del <i>Skewness</i> della mesh del sistema semplificato. . . . .	57
5.5	Rappresentazione della condizione di vincolo del sistema semplificato	58
5.6	Rappresentazione della superficie di carico a cui è applicato lo spostamento nel sistema semplificato . . . . .	60
5.7	Rappresentazione del carico di pressione applicato alla spira semplificata. . . . .	61
6.1	Deformata con spostamento parallelo 10 mm. . . . .	63
6.2	Deformata con spostamento perpendicolare 10 mm. . . . .	64
6.3	Confronto tra la variazione di volume interno con lo spostamento applicato esternamente. . . . .	68
6.4	Rappresentazione dei residui nelle due condizioni di carico . . . . .	69
6.5	Deformazione della spira semplificata con carico di pressione di 60 bar. . . . .	71
6.6	Variazione dello spostamento medio e massimo in funzione della pressione. . . . .	73
6.7	Rappresentazione dei residui dell'interpolazione lineare . . . . .	74
6.8	Rappresentazione dei dati sperimentali con opportuna interpolazione.	75
6.9	Rappresentazione dei residui della interpolazione quadratica. . . . .	75
6.10	Rappresentazione della deformata della spirale tappata in estremità.	78
7.1	Rappresentazione del sistema spira completo. . . . .	81
7.2	Indicazione della <i>Aspect Ratio</i> della mesh del sistema completo. . .	82
7.3	Indicazione del <i>Jacobian Ratio</i> della mesh del sistema completo. . .	82
7.4	Indicazione del <i>Skewness</i> della mesh del sistema completo. . . . .	83
7.5	Condizioni di vincolo del sistema completo. . . . .	84
7.6	Superficie di applicazione del carico nel sistema completo. . . . .	86
7.7	Superfici di applicazione del carico di pressione. . . . .	87
8.1	Rappresentazione della deformata del carico parallelo di 10 mm. . .	89

8.2	Rappresentazione della deformata del carico perpendicolare di 10 mm.	89
8.3	Relazione grafica tra spostamento e variazione di volume.	93
8.4	Residui delle due interpolazioni dei dati della simulazione.	94
8.5	Deformata in seguito all'applicazione di un carico di pressione di 30 bar.	96
8.6	Tensioni equivalenti di Von Mises in seguito all'applicazione di un carico di pressione di 30 bar.	98
8.7	Relazioni tra la pressione applicata e lo spostamento totale ottenuto.	99
8.8	Residui delle due interpolazioni dei dati della simulazione.	100
8.9	Relazioni tra la pressione applicata e la variazione di volume ottenuta.	101
8.10	Distribuzione dei residui della interpolazione quadratica.	101
8.11	Deformata in seguito alla applicazione di un carico di pressione di valore 30 bar per il sistema spirale con estremità tappata.	104
9.1	Modello equivalente del sistema sperimentale in Amesim.	106
9.2	Andamento delle pressioni nel tempo a 47 Hz.	108
9.3	Andamento della portata nel tempo a 47 Hz.	109
9.4	Andamento delle pressioni nel tempo a 68 Hz.	109
9.5	Andamento della portata nel tempo a 68 Hz.	110
9.6	Confronto tra i diagrammi di bode del sistema sperimentale e quello numerico.	112
9.7	Modello con variazione di volume in Amesim.	113
9.8	Andamento della pressione nel tempo a 47 Hz.	114
9.9	Andamento della portata nel tempo a 47 Hz.	115
9.10	Andamento della pressione nel tempo a 68 Hz.	115
9.11	Andamento della portata nel tempo a 68 Hz.	116
10.1	Rappresentazione della singola spira deformata.	122
10.2	Creazione tappi spirale.	123
10.3	Rappresentazione del volume ottenuto	123



# Ringraziamenti

Al termine del lavoro di tesi mi sento in dovere di ringraziare il prof. Massimo Rundo per la disponibilità costante al dialogo e al confronto su ogni argomento fonte di dubbi e per avermi dato la possibilità di svolgere un'esperienza sperimentale presso il FPRL, fondamentale per il mio percorso di crescita personale.

Ringrazio mia famiglia, in particolare ai miei genitori Gianpiero e Daniela per avermi supportato sin dal principio del mio percorso universitario. Un grazie alla mia fidanzata Sofia, per essermi stata accanto nei giorni belli e in quelli brutti. Ringrazio, infine, i miei amici, i miei compagni di corso e tutti quelli che hanno incrociato la loro vita con la mia lasciandomi qualcosa di buono.

# Introduzione

Il trasferimento di potenza tramite l'interposizione di un fluido ha avuto un forte sviluppo nel corso della storia, interessando differenti campi di impiego. L'energia meccanica proveniente da una sorgente, definita motore primo, viene convertita in grandezze idrauliche, portata in volume  $Q$  e pressione  $p$ , attraverso il gruppo di alimentazione. Quest'ultima viene poi opportunamente gestita tramite il gruppo di regolazione e controllo e infine trasferita al carico tramite il gruppo di utilizzazione, che ha il compito di convertirla nuovamente in energia meccanica. Indipendentemente dal tipo del motore primo, il gruppo di alimentazione è sicuramente costituito da una pompa volumetrica, che ha il compito di prelevare il fluido da un serbatoio e imprimervi una portata definita<sup>1</sup>. Quest'ultima risulta costante in valore medio ma presenta delle oscillazioni caratteristiche dipendenti dalla tipologia e dalla costruzione della stessa. Le variazioni di portata istantanee possono provocare delle oscillazioni di pressione all'interno del circuito idraulico, causando la vibrazione degli elementi del sistema che, a loro volta, definiscono l'ottenimento del rumore. Un esempio è rappresentato in figura 1, in cui si possono denotare gli andamenti di portata e pressione simulati di una pompa volumetrica a ingranaggi esterni ricavati in [8] in un sistema idraulico con la pompa collegata ad una capacità (VT), oppure ad uno strozzatore (RT). L'utilizzo di elementi di accumulo di fluido consente di ridurre l'impatto delle vibrazioni e del rumore, come riportato nella figura 1, tuttavia definisce l'ottenimento di sistemi a pressione imposta, inadatti in alcune applicazioni.

Le condizioni che hanno portato alla necessità di definire sistemi che riducessero le oscillazioni di pressione sono molteplici: in primo luogo anche nel campo dell'oleodinamica si sta volgendo all'utilizzo di nuove fonti energetiche per l'alimentazione del motore primo, con conseguente vantaggio ambientale ma, in queste nuove condizioni, il rumore della pompa risulta non più trascurabile in una macchina con un motore elettrico. Non si deve, inoltre, dimenticare la influenza delle vibrazioni nell'affidabilità del sistema complessivo, in quanto la propagazione delle stesse è una delle principali responsabili della rottura per fatica dei componenti del cir-

---

<sup>1</sup>Si ricorda che la pressione ottenuta all'interno del circuito è funzione del carico applicato dall'esterno, ma unicamente se la valvola limitatrice di pressione non è in regolazione.

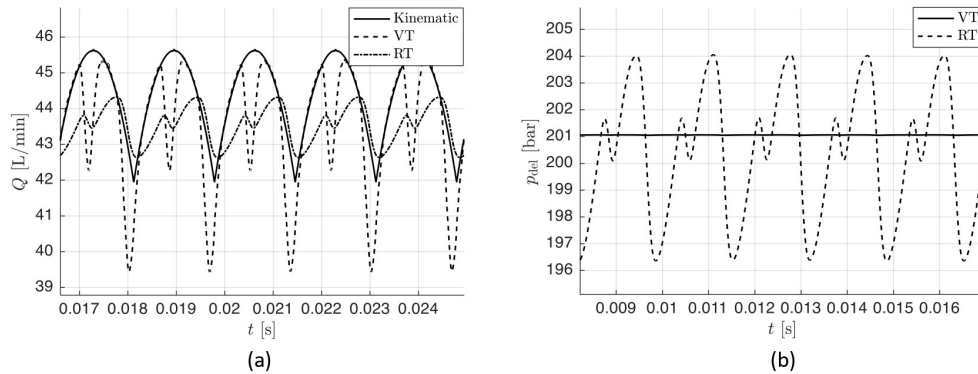


Figura 1: Andamento di portata (a) e di pressione (b), per una pompa volumetrica a ingranaggi esterni a regime di 2000 RPM, 200 bar in condizioni di circuito VT e RT.

cuito. Tramite la riduzione delle oscillazioni di pressione è possibile ottenere una macchina più silenziosa, a favore dell'operatore, ma anche più affidabile. Risulta dunque ovvio che ogni soluzione tecnologica volta alla riduzione dell'oscillazione di pressione fornita dalla pompa può consentire l'ottenimento di una macchina con caratteristiche migliori, più adatte ad assecondare le nuove esigenze del mercato. L'obiettivo della tesi risulta, dunque, quello di verificare la presenza del fenomeno di smorzamento della pressione in un opportuno condotto a spirale tramite prove sperimentali, cercando successivamente un'interpretazione mediante un modello strutturale agli Elementi Finiti e, infine, confrontando i risultati con un modello oleodinamico opportunamente costituito sul software Simcenter Amesim.

# Capitolo 1

## Sistemi di riduzione delle oscillazioni di pressione

### 1.1 Introduzione

Le macchine volumetriche presentano innumerevoli vantaggi legati all'alta densità di potenza, alla robustezza e all'ottima affidabilità. Il problema principale riguarda la presenza di oscillazioni di pressione determinate dalla variazione di portata ottenuta a causa della geometria. Si evidenzia, infatti, che queste variazioni di pressione possano causare vibrazioni indesiderate e rumore, le quali possono provocare problemi di affidabilità dell'intero sistema, oltre alle problematiche di salute per gli operatori.

Un metodo efficace per la ridurre le oscillazioni di pressione ottenute dalle macchine volumetriche consiste nel miglioramento del design interno delle stesse tramite una accurata progettazione. In secondo luogo si possono utilizzare metodi attivi e passivi esterni alle pompe, con conseguente aumento della complessità e riduzione della affidabilità. Si utilizzano i metodi passivi tramite l'imposizione di risonatori che consentono di ridurre il fenomeno in particolari condizioni di lavoro della pompa per cui sono progettati, ad esempio un numero imposto di giri del motore primo; tuttavia non hanno efficacia nelle altre condizioni. I metodi attivi hanno, invece, la capacità di superare i limiti di quelli passivi, rendendo disponibile l'attenuazione delle oscillazioni anche al variare delle condizioni di lavoro del sistema. Il metodo alla base dei sistemi attivi consiste nell'introdurre, o sottrarre, un flusso di olio che si somma, o sottrae, a quello principale: ciò determina un aumento, o una riduzione, della pressione perchè esso si comporta come una trasformazione isocora di un fluido. Si nota che l'oscillazione derivante è opportunamente calibrata con una determinata ampiezza e sfasamento per ottenere il miglior risultato possibile in termini di scostamento dal valore medio.

La volontà di ricercare ulteriori sistemi che consentissero di ottenere risultati paragonabili a quelli appena indicati ha portato alla valutazione del fenomeno analizzato in [7], il quale sfrutta i fenomeni dinamici stessi dei componenti del circuito idraulico per smorzare le oscillazioni di pressione. Nelle prove sperimentali riportate in quest'ultima si è ricavato che un particolare sistema oleodinamico costituito da una spirale ha la capacità di ridurre l'ampiezza delle onde di pressione in uscita se eccitato ad opportune frequenze. Ricercando in letteratura ulteriori informazioni, si evidenzia l'articolo [3]. Il quale correla la geometria del condotto con la generazione e propagazione delle onde acustiche tramite un modello unidimensionale agli elementi finiti. Il risultato ottenuto, però, non garantisce una accuratezza dei dati rispetto alle valutazioni sperimentali fornendo come risposta la presenza di fenomeni di interazione del fluido con la struttura del condotto stesso. Nell'articolo [4] si riporta l'analisi della risposta di una condotta idraulica eccitata esternamente tramite uno shaker per simulare il comportamento di un motore aeronautico. Si dimostra che esiste un'interazione tra la frequenza naturale della condotta e le armoniche del fluido generate dalla pompa, tali per cui la sovrapposizione dell'eccitazione esterna e della fluttuazione di pressione generano un battimento che provoca una forte vibrazione della stessa.

Si riportano le trattazioni teoriche di due tipologie di sistemi attivi tratti dalla letteratura [2] che utilizzano una camera di un pistone collegato alla linea principale: nel primo caso esso viene direttamente comandato da un attuatore piezo-elettrico, nel secondo viene interposta una valvola a tre vie, attuata dal sistema piezo-elettrico ed utilizzata come pilotaggio del circuito principale.

## 1.2 Sistema di attuazione piezo-elettrica diretta

Il sistema di riduzione dell'oscillazione di pressione è schematizzato in figura 1.1: esso è costituito da un pistone principale collegato alla linea ad alta pressione, il quale è controllato in posizione da un sistema piezo-elettrico comandato con un circuito di feedback attraverso un opportuno amplificatore. Il vantaggio di questa configurazione è rappresentato dalla capacità di adattarsi alle variazioni delle condizioni di lavoro della macchina, per esempio la pressione della linea principale oppure la portata.

Si denota, in riferimento ai risultati ottenuti in [2] che le capacità di riduzione delle oscillazioni di pressione si aggirano intorno all'80/90%.

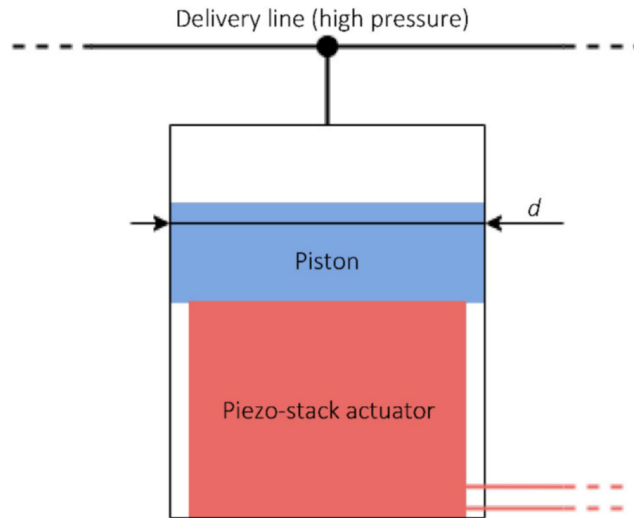


Figura 1.1: Sistema attuazione piezo-elettrica diretta.

### 1.3 Sistema di attuazione idraulico

Il sistema di riduzione dell'oscillazione di pressione è schematizzato in figura 1.2: il pistone è costituito da due superfici differenti in relazione alla camera di interesse, in particolare il diametro maggiore è collegato alla linea principale, mentre la camera di comando presenta un alesaggio inferiore. Il controllo viene applicato alla camera inferiore, in figura 1.2 indicata con la lettera B, tramite una valvola 3/2 attuata tramite un sistema piezo-elettrico. L'equilibrio dello stantuffo è definito dall'interazione tra la pressione della linea rispetto a quella proveniente dal comando, in aggiunta ad una molla. La valvola può consentire l'imposizione della pressione di linea, oppure quella del serbatoio, nella camera B. Nel primo caso si ottiene un invio di fluido nella linea principale, nel secondo invece si espande la camera, riducendo, di conseguenza, la pressione di linea.

La riduzione delle oscillazioni di pressione risulta analoga a quella indicata con il sistema descritto nel paragrafo precedente ma presenta alcune criticità legate al controllo del sistema di attuazione, in quanto agisce su una valvola terza e non direttamente sul pistone come nel caso precedente. I vantaggi legati all'utilizzo di questo metodo sono imputabili alla necessità di un attuatore piezo-elettrico che generi una forza minore, in quanto esso agisce su una valvola di dimensioni inferiori, in analogia ai sistemi pilota delle valvole oleodinamiche.

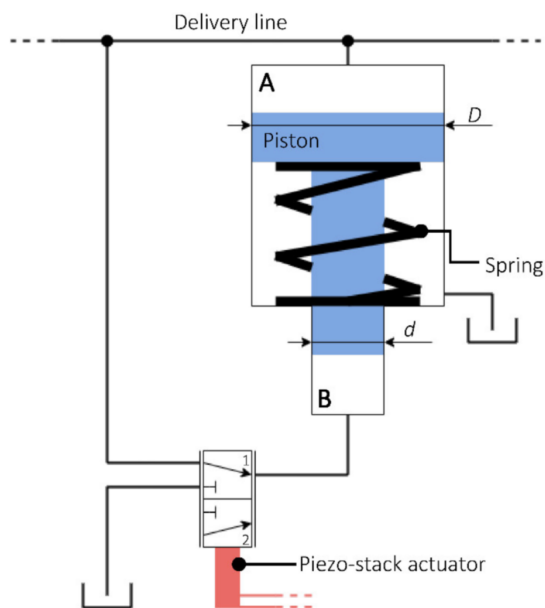


Figura 1.2: Sistema di attuazione idraulico.

## 1.4 Osservazioni Conclusive

Tramite l'analisi dei metodi di riduzione delle oscillazioni di pressione si può identificare meglio quali siano le condizioni necessarie per riuscire ad ottenere l'obiettivo: applicare una determinata variazione di volume sulla linea principale oppure in un condotto direttamente collegato ad esso. Quest'ultima consente di variare la pressione interagendo direttamente con il fluido, ovvero comprimendolo oppure espandendolo. In particolare si ricorda che il modulo di comprimibilità dell'olio idraulico, in quanto liquido, risulta molto elevato, per cui sono necessarie minime variazioni di volume per ottenere un'intensa variazione di pressione. Si ponga l'attenzione, però, sulla necessità di imporre la variazione di pressione in un determinato istante, tale da riuscire a compensare il delta che si è creato rispetto al valore medio: per riuscire a ridurre una sovrappressione è necessario imporre un aumento di volume. Viceversa, per compensare una pressione inferiore a quella media è necessario ridurre il volume del sistema di controllo.

Si ricerca, con la presente trattazione, di ritrovare un nuovo sistema per riuscire a smorzare le oscillazioni di pressione della pompa con l'obiettivo di porre le basi fisiche per la creazione di un sistema reale di smorzamento.

# Capitolo 2

## Introduzione al sistema sperimentale

### 2.1 Oggetto della sperimentazione

Nel capitolo precedente è stato indicato l'utilizzo di un sistema piezo-elettrico per la riduzione dell'oscillazione di pressione generata dalla pompa oleodinamica. Tramite le prove sperimentali, si pone l'obiettivo di ritrovare un nuovo sistema di ridurre le oscillazioni dinamiche di pressione, sfruttando l'interazione dell'olio in pressione con la struttura di un condotto piegato a formare una spirale. In particolare si può ipotizzare che la riduzione dell'oscillazione di pressione sia collegata al movimento ottenuto alle frequenze proprie del sistema meccanico costituito dal tubo, per cui risulta necessario valutare quali esse siano tramite un accurato modello agli elementi finiti. In particolare si presuppone che la variazione di pressione derivi dal movimento di oscillazione fisico della spirale, il quale varia il volume interno della stessa, ripercuotendosi in una variazione di pressione. Il principio è simile all'effetto Bourdon sfruttato nei manometri, dove una variazione di pressione provoca un cambiamento del raggio di curvatura delle spire e di variazione di volume interno. E' fondamentale che il cambiamento di volume risulti piccolo, in quanto l'olio risulta incomprimibile. Lo studio di questo fenomeno sarà affidato ad un modello Amesim dedicato.

### 2.2 Definizione del circuito di prova

La sperimentazione è basata su un circuito equivalente a quello indicato nel documento [7], di cui verranno riportate in seguito le caratteristiche. Il banco di prova utilizzato è quello di prova delle servo-valvole, presente nei laboratori del FPRL nel dipartimento di Energia del Politecnico di Torino. Su di esso è stata opportunamente montata la servo-valvola Moog 76-03 che ha il compito di ricreare l'oscillazione di pressione necessaria per l'osservazione del fenomeno tramite il



comando con un segnale elettrico oscillante. La servovalvola, che può essere identificata come uno strozzatore variabile (SV) in sezione, alimenta un parallelo tra uno strozzatore fisso (SF) ed il tubo di prova a spirale (SP). A valle del tubo di prova è stata inserita una capacità di  $100 \text{ cm}^3$  che ha il compito di abbassare le frequenze proprie del sistema. La presenza della saracinesca a valle della capacità consente la rimozione dell'aria presente nel condotto al montaggio e garantisce il flusso di olio necessario per raggiungere la temperatura desiderata di prova. Chiudendo la saracinesca si instaura la condizione di pressione richiesta per l'esecuzione delle prove sperimentali e diviene fondamentale il ruolo del SF, in quanto esso consente di disaccoppiare la pressione di lavoro da quella del serbatoio, scaricando un'opportuna portata di fluido durante tutta la durata delle prove. Si deve porre, dunque, attenzione alla regolazione dello stesso, in modo da avere un corretto flusso di olio verso il serbatoio, pur mantenendo delle oscillazioni di pressione consone alla verifica del fenomeno. Si ponga, infine, attenzione alla necessità di utilizzare la servo-valvola, in quanto le oscillazioni di pressione dovute alla pompa stessa sono molto ridotte a causa della elevata distanza tra il banco di prova e la pompa stessa, la quale risulta essere posizionata nel piano interrato del laboratorio. I misuratori di pressione sono posizionati in ingresso ed in uscita dal tratto di tubo in esame, per valutare correttamente le oscillazioni derivanti dalla servo-valvola e quella smorzata in uscita.

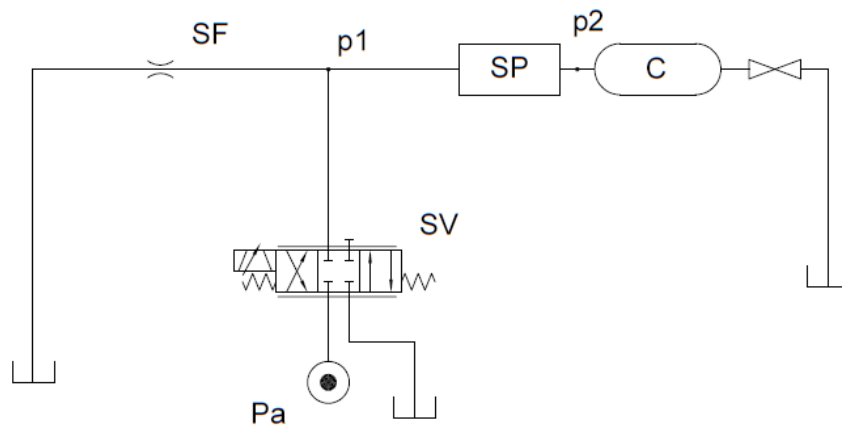


Figura 2.1: Schema simbolico equivalente del circuito idraulico

Il gruppo di alimentazione è un GAPFV, ovvero un Gruppo di Alimentazione a Pressione Vera, per cui viene imposta la pressione alla mandata e si ottiene una portata variabile tale da mantenere quel valore costante. La pompa volumetrica, dunque, impone una pressione al gruppo formato dai due strozzatori SV ed SF che si comportano come un meetering e definiscono il valore di portata della pompa

in relazione al valore di apertura della servo-valvola. Si definisce che essa non lavori mai a bocche chiuse, ovvero si fornisce una tensione media alla stessa per consentire di avere un valore medio di pressione diverso da zero a valle. Si può assumere che la posizione, dunque, imponga la pressione nella giunzione e che SF imponga la portata, tuttavia risulta importante definire che la combinazione degli stessi fornisce il valore di pressione del sistema. Si ricorda, inoltre, che siccome la saracinesca risulta chiusa il valore medio di portata circolante nel ramo della capacità è nullo, ed in esso vi circola unicamente la portata di comprimibilità.

## 2.3 Caratteristiche geometriche tubo reale

Il tubo di prova per la valutazione del fenomeno di riduzione delle onde di pressione è costituito da un tubo in acciaio dal diametro di 6 mm ed uno spessore di 1 mm, opportunamente piegato tramite una macchina piegatubi sino ad ottenere una spirale, in figura 2.2. Si riportano le caratteristiche geometriche in tabella 2.1.

diametro esterno tubo [mm]	6
diametro interno tubo [mm]	4
n° spire	5
diametro medio spire [mm]	86
passo [mm]	12
lunghezza lineare tubo [m]	1.736

Tabella 2.1: Caratteristiche geometriche tubo a spirale.

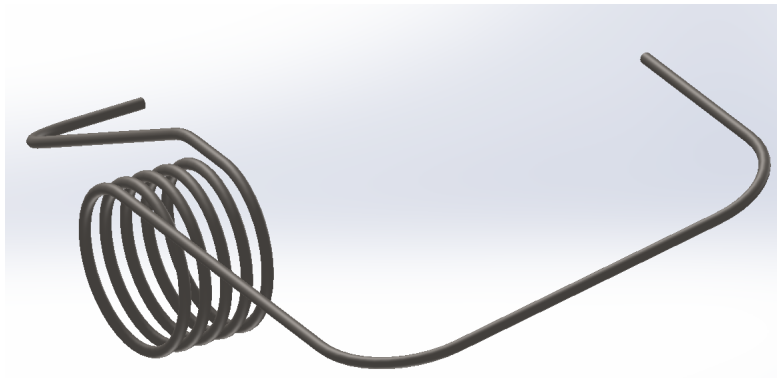


Figura 2.2: Elemento spirale del circuito idraulico.

## 2.4 Impostazioni banco per prove sperimentali

Di seguito le impostazioni utilizzate per le prove sperimentali svolte relative alla risonanza del tubo spirale. Si dividono in funzione dell'elemento 2.2 per la servovalvola e 2.3 per i misuratori di pressione.

Servovalvola Moog D76 alimentata in parallelo	
$V_{max}$ [V]	5
Pressure Gain [ $\frac{bar}{V}$ ]	5
Valore medio [V]	1,5
Rated input signal [V]	1

Tabella 2.2: Impostazioni Servovalvola

Trasduttori di pressione		
Sensori	XP5-M-50BA-/ZX06	Campo misura 50 bar
Trasduttore ingresso tubo	S/N N193M0	guadagno 113
Trasduttore ingresso tubo	S/N N193M1	guadagno 109.5
I guadagni impostati consentono un fattore di conversione di $5 \frac{bar}{V}$		

Tabella 2.3: Impostazioni Trasduttori pressione

Lo strozzatore deve essere opportunamente regolato a circa metà della fascia verde, come indicato nella figura 2.3, in modo da ottenere risultati consistenti con quelli riportati.

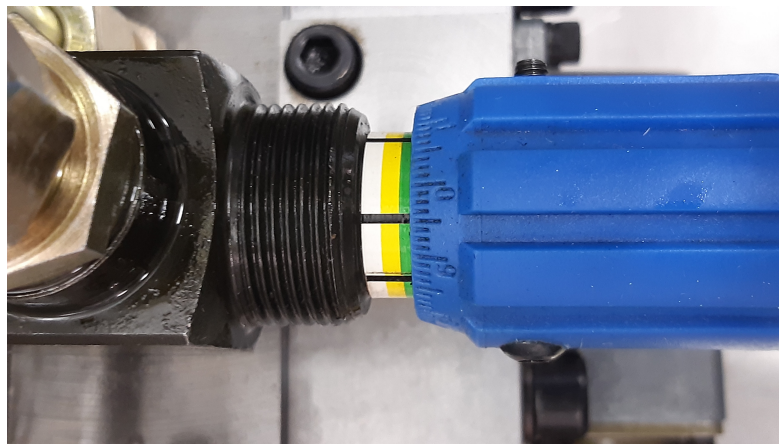


Figura 2.3: Regolazione strozzatore fisso

## 2.5 Definizione frequenza campionamento

La valutazione della frequenza di campionamento è un parametro fondamentale per ottenere dei dati consistenti dalla sperimentazione. Infatti, si ricorda che i dati di pressione vengono acquisiti a intervalli fissi, definiti dalla frequenza alla quale essi vengono campionati, contrariamente al segnale reale che risulta essere continuo. Il processo di digitalizzazione del segnale e di acquisizione dello stesso determina la necessità di una frequenza di campionamento minima. Quest'ultima viene definita dal teorema di Nyquist-Shannon, ovvero tramite la relazione 2.1, in cui la frequenza di campionamento deve essere almeno il doppio di quella massima del sistema. Si ponga attenzione che la frequenza di campionamento è calcolata tramite la 2.2, in cui  $T_c$  è il periodo tra due acquisizioni.

$$f_c > 2 \cdot f_{max} \quad (2.1)$$

$$f_c = \frac{1}{T_c} \quad (2.2)$$

La  $f_{max}$  del sistema viene imposta utilizzando un opportuno filtro antialiasing, o passa-basso, che rimuove tutte le risposte oltre il valore indicato in modo da mantenere la valenza del teorema. Si evidenzia la validità della relazione 2.1 che consente la distinzione dei segnali acquisiti, riducendo l'errore di Aliasing.

## 2.6 Proposta soluzione teorica: effetto Bourdon

L'ipotesi principale del fenomeno riscontrato a livello sperimentale è quella dell'effetto Bourdon, ovvero la variazione di lunghezza delle tubazioni caricate in pressione, come indicato nella letteratura [1]. In particolare, se un tubo è piegato a formare una curva, la differenza di superficie tra l'intradosso e l'estradosso genera uno sbilanciamento di forze che tende ad allungare la tubazione, aumentando il raggio di curvatura della stessa. L'effetto principale di questo fenomeno è lo spostamento dell'estremità libera del condotto, che viene utilizzato nel caso dei manometri per muovere una lancetta su una scala opportunamente graduata. Una analisi del fenomeno applicato agli strumenti di misura può essere analizzata in letteratura tramite [5] e [6]. Questo movimento ha un ulteriore effetto: si ottiene una variazione del volume interno che è il risultato desiderato nel caso in esame. La trattazione e il sistema di prova del fenomeno risultano analoghi a quelli del circuito sperimentale in esame: la spira può essere considerata come una tubazione curva continua sottoposta a variazioni di pressione determinate dalla commutazione continua della servo-valvola. Le oscillazioni di pressione imposte causano, dalla teoria, una variazione di raggio di curvatura: se  $\Delta p > 0$  si ottiene un aumento del

raggio di curvatura del tubo, con conseguente allungamento dello stesso ed aumento del volume interno. Se  $\Delta p < 0$  il raggio di curvatura diminuisce, il condotto si accorcia e diminuisce il volume interno. Solitamente il fenomeno di Bourdon viene utilizzato principalmente per la realizzazione di strumenti per la misura della pressione, in quanto le variazioni minime di lunghezza vengono compensate tramite l'utilizzo di ingranaggi opportuni. Nel caso del condotto di prova, però, si lavora con olio idraulico, avente un modulo di elasticità molto elevato: da cui ne deriva che una piccola variazione di volume può determinare un non trascurabile cambiamento di pressione.

Si ottiene, dunque, che l'olio stesso in pressione nel condotto, in combinazione con la struttura dello stesso, agisce sul valore che lo ha generato. Si ponga attenzione, dunque, a ciò che viene misurato: il valore rilevato dal sensore sarà, dunque, la somma puntuale tra il valore generato tra il circuito e l'interazione del movimento della servo-valvola e quella determinata dalla modifica del volume interno del condotto. In analogia con i metodi di riduzione delle oscillazione presentati nel capitolo precedente il fenomeno è prettamente dinamico: le due componenti sono oscillanti nel tempo ma la loro fase cambia in relazione alle caratteristiche esterne. Si ottiene, dunque, che la pressione totale può essere ogni condizione intermedia tra la somma della componente ottenuta dalla servo-valvola e quella fornita dalla variazione di volume. Se ad un cambiamento della pressione nel condotto si aggiunge una contrazione di volume interno le due componenti di pressione risultanti sono in fase: si amplifica il valore di uscita, in analogia ad una risonanza meccanica. Se ad una variazione di pressione si somma un'espansione del volume interno, l'effetto è opposto al precedente, risultando in opposizione di fase: si attenua il valore di uscita, in analogia ad una anti-risonanza meccanica.

Risulta evidente dalla trattazione, dunque, l'obiettivo della campagna sperimentale proposta, ovvero quello di ritrovare le condizioni di attenuazione della pressione sfruttando la variazione di volume interno causato dalla oscillazione stessa della pressione, ovvero sfruttando l'effetto Bourdon. Se si riuscisse ad identificare la metodologia per ottenere l'opposizione di fase tra le due variazioni di pressione si potrebbe ricavare un nuovo metodo di riduzione delle oscillazioni di pressione generate dalla pompa volumetrica in un circuito oleodinamico.

# Capitolo 3

## Esecuzione prove sperimentali

### 3.1 Taratura dei trasduttori

E' opportuno procedere, prima della prova sperimentale, alla taratura dei sensori di pressione attraverso l'utilizzo di una opportuna macchina. E' richiesto il montaggio sulla stessa e l'opportuno serraggio con chiave dinamometrica, successivamente si procede all'imposizione del carico. Quest'ultimo è costituito da dischi calibrati, aventi un valore equivalente in pressione alla loro applicazione. Dopo aver effettuato la calibratura del primo sensore si procede al secondo, in modo da completare la definizione dei gain del sistema.

#### 3.1.1 Montaggio sistema e prova di tenuta

Si procede al montaggio del sistema sul banco di prova delle servovalvole, collegando opportunamente i componenti come indicato dallo schema idraulico in figura 2.1. In particolare si pone attenzione al collegamento della servovalvola con il blocco e al montaggio dei sensori di pressione, anche in questo caso da serrare con chiave dinamometrica. Successivamente si svolge la prova di tenuta, facendo circolare olio all'interno del circuito con la saracinesca aperta per rimuovere l'aria presente al suo interno. Si nota che la servo-valvola consente il collegamento del circuito alla pompa, per cui essa deve rimanere aperta totalmente per fare le opportune valutazioni. La completa apertura non è possibile utilizzando il programma di misura, in quanto essa viene alimentata con un segnale sinusoidale per ottenere le variazioni di pressione, perciò essa viene alimentata esternamente con una tensione continua per riuscire a mantenerla aperta e fare fluire l'olio nel circuito. Quando tutta l'aria all'interno della tubazione e della capacità è stata rimossa, è possibile aumentare la pressione per valutare l'effettiva tenuta di tutti i raccordi e le interfacce. Si ricorda, infine, di impostare lo strozzatore fisso come indicato nella figura 2.3. Prima di procedere alla prova sperimentale risulta necessario portare a

regime di temperatura l'olio idraulico tramite l'apertura totale della servovalvola e della saracinesca del circuito, in modo da arrivare a circa 40°C, temperatura base per lo svolgimento di tutte le prove. Si denota che l'olio utilizzato è un ISO VG 46.

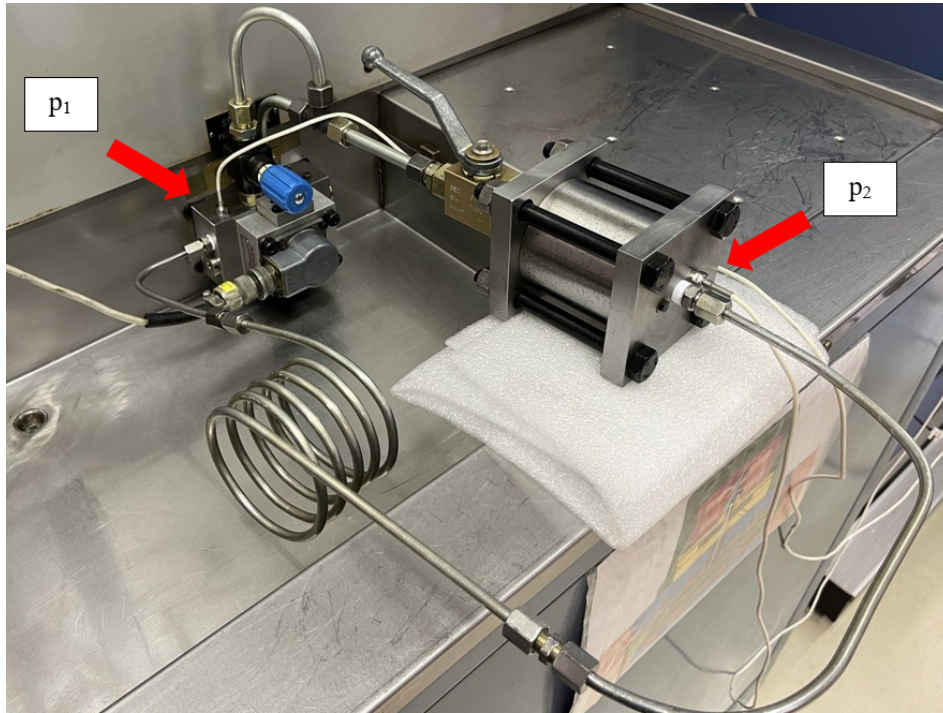


Figura 3.1: Sistema di prova sperimentale montato con indicazione della posizione dei trasduttori di pressione.

## 3.2 Condizioni di spira libera

### 3.2.1 Prove di acquisizione: 5-100 Hz

La prima prova di acquisizione è stata svolta imponendo una frequenza di oscillazione del segnale di ingresso alla servo-valvola crescente in uno spettro di frequenze ampio, da 5 a 100 Hz. Questo input ha l'obiettivo di definire la risposta in frequenza di tutto il sistema; si procederà, successivamente, ad aumentare il numero valori di frequenze di eccitazione in alcune zone per ricercare il comportamento di riduzione della pressione<sup>1</sup>. La distribuzione dei valori di frequenza risulta imposta

<sup>1</sup>Si ponga attenzione a svolgere la prova con la saracinesca chiusa, altrimenti non è possibile ottenere la pressurizzazione del condotto

come logaritmica, da cui ne deriva una presenza fitta di punti di acquisizione a basse frequenze che diminuiscono progressivamente verso il valore massimo. In tabella 3.1 si ritrovano i parametri di settaggio della prova sperimentale.

Campo di frequenze	5-100 Hz
Pressione ingresso	45 bar
N° di frequenze campionate	40

Tabella 3.1: Parametri di settaggio analisi in frequenza da 5 a 100 Hz.

Tramite il software utilizzato si ottiene direttamente il diagramma di Bode del sistema, con componenti il gain e la fase del sistema in esame. Risulta che il gain è in scala di dB, calcolata come rapporto tra la pressione di uscita, misurata all'interno della capacità, rispetto a quella di ingresso, misurata a valle della servo-valvola. Il grafico ricavato si riporta in figura 3.2. Nel caso della prova indicata si può valutare una progressiva diminuzione del rapporto tra la pressione di uscita e quella di ingresso. Si ricordi che il valore di input risulta costante in ampiezza e in valore medio, ed imposta dall'esterno, per cui all'aumentare della frequenza si assiste ad una diminuzione della pressione di uscita. Il comportamento è tipico di un sistema dinamico di ordine superiore al 2°, dovuto alla riflessione delle onde di pressione all'interno del condotto.

I valori minimi misurati sono quelli che fuoriescono dal profilo della curva, ovvero i valori ottenuti alle frequenze di circa 45 Hz e 70 Hz: essi possono sembrare degli outlier della prova sperimentale, in quanto distanti dal profilo continuo creato dal software, anche se nella realtà sono i punti di interesse per la verifica del fenomeno di attenuazione delle onde di pressione. Nelle prove successive si cercherà di intensificare lo spettro nell'intorno delle due frequenze indicate in modo da ritrovare il profilo reale del sistema, indagando ulteriormente sul fenomeno.



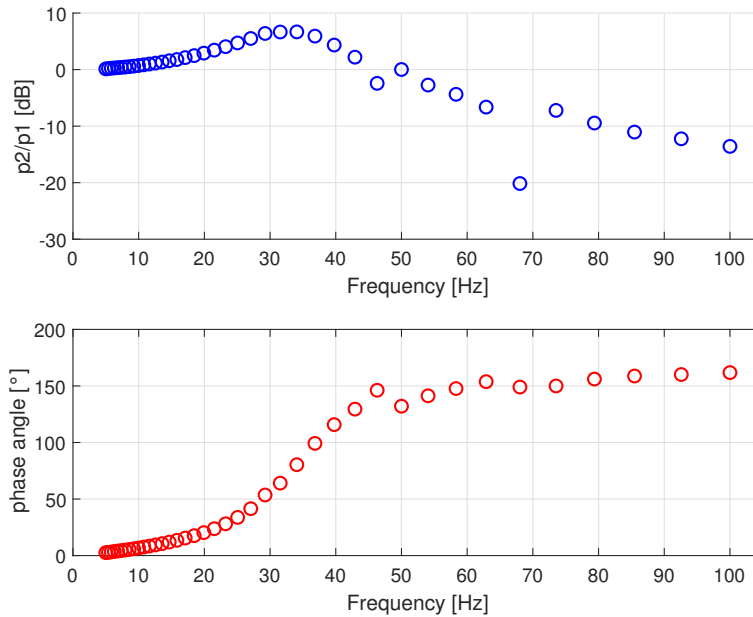


Figura 3.2: Risultati sperimentali prova 5-100 Hz.

### 3.2.2 Prove di acquisizione: 40-50 Hz

Si vuole verificare il profilo reale nell'intorno di alcune frequenze, da cui risulta necessario ridurre la banda di acquisizione, in modo da evitare l'elaborazione di un numero molto elevato di dati. I parametri di impostazione sono riportati in tabella 3.2.

Campo di frequenze	40-50 Hz
Pressione ingresso	45 bar
N° di frequenze campionate	20

Tabella 3.2: Parametri di settaggio analisi in frequenza da 40 a 50 Hz.

Si valuta come quello che appariva come un outlier all'interno della prova ad ampio spettro sia in realtà un valore perfettamente concorde con gli altri nell'intorno della frequenza di circa 47 Hz. Ad essa si ritrova una forte diminuzione della ampiezza di pressione in uscita dal tubo a spirale in esame, ed in corrispondenza della stessa otteniamo un cambiamento repentino della fase. Si può ipotizzare che in corrispondenza di questo valore vi sia una risonanza del sistema meccanico stesso, in quanto sperimentalmente si può verificare che il tubo ha un movimento oscillatorio molto pronunciato rispetto a quello ad altre frequenze. La risonanza

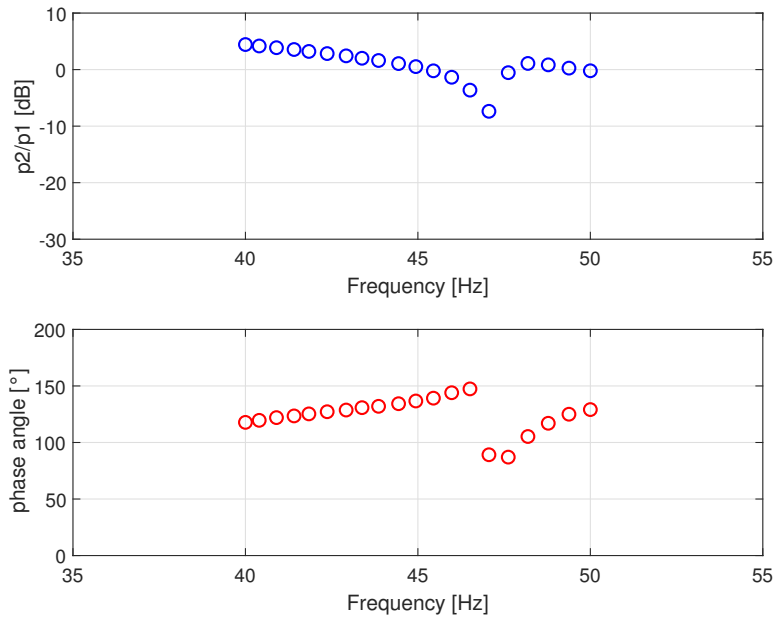
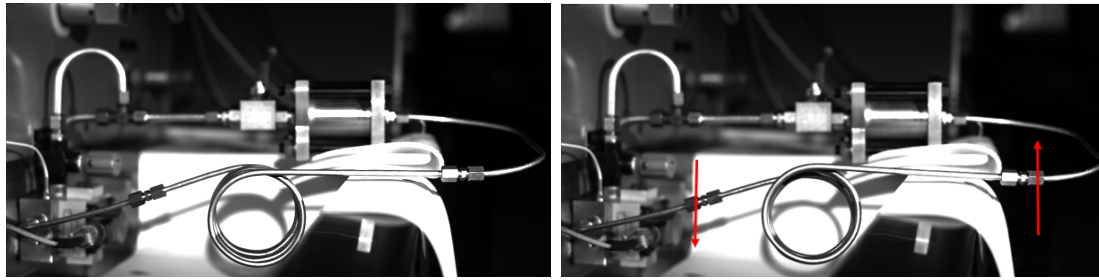


Figura 3.3: Risultati sperimentali prova 40-50 Hz.

può essere verificata tramite l'acquisizione di due immagini della spira con l'utilizzo di una fotocamera ad alta velocità, le cui specifiche sono indicate in tabella 3.3, e rappresentano il confronto di due istanti differenti in figure 3.4. Sfruttando le immagini è possibile comprendere l'entità del movimento della stessa rispetto alla sua dimensione caratteristica, si ipotizzi che la figura 3.4a sia la condizione all'istante di tempo nullo, e la figura 3.4b sia invece la condizione al massimo spostamento. Tramite l'analisi, anche solamente visiva, si può valutare come lo spostamento in direzione verticale sia molto esteso, dell'ordine del centimetro, da cui si ipotizza che questa frequenza possa essere determinata come risonante. Attraverso l'analisi FEM si potrà, eventualmente, verificare questa ipotesi.

PHOTRON FASTCAM MINI AX200	
Sensore	1024x1024px
Sensore monocromatico	12-bit
Frequenza acquisizione	Limite superiore 900k FPS

Tabella 3.3: Specifiche videocamera alta velocità.



(a) Istante iniziale di deformazione

(b) Istante massima deformazione

Figura 3.4: Movimento della spira in condizioni di ipotizzata risonanza a 47 Hz.

### 3.2.3 Prove di acquisizione: 60-70 Hz

Si vuole verificare la presenza di valori di rapporti di pressione ridotti nell'intorno di alcune frequenze, per questo si riduce lo spettro mantenendo un numero elevato di punti di acquisizione, in analogia con la prova sperimentale precedente. I parametri di impostazione sono riportati in tabella 3.4.

Campo di frequenze	60-70 Hz
Pressione ingresso	45 bar
N° di frequenze campionate	20

Tabella 3.4: Parametri di settaggio analisi in frequenza da 60 a 70 Hz.

Come nel caso indicato nel paragrafo precedente, in figura 3.3, si denota che il valore "outlier" della prova in figura 3.2 è in realtà un valore coerente e corretto rispetto al comportamento dei punti nel suo intorno. In particolare alla frequenza di circa 68 Hz si ottiene un'ampia riduzione del valore di pressione rispetto al valore di ingresso, pari a circa -23 dB, presupponendo che questa sia una frequenza di risonanza del sistema meccanico. Contrariamente alla figura 3.4, anche tramite l'utilizzo di fotografie sequenziali non è così immediato valutare uno spostamento visibile della spira, in quanto aumentando la frequenza diminuisce l'entità degli spostamenti stessi. Supponendo che la natura del fenomeno si presuppone uguale a quella precedente, si può evidenziare il piccolo spostamento verticale nel confronto tra le figure 3.6a e 3.6b.

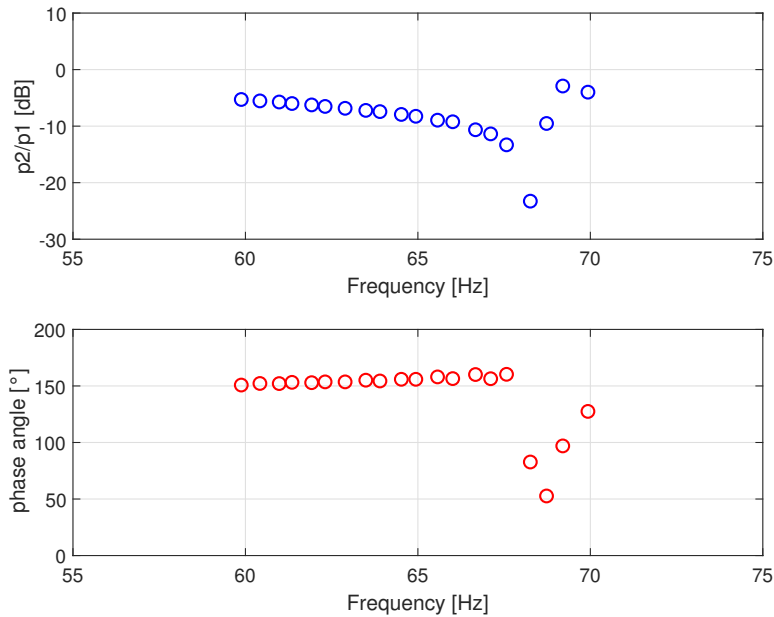
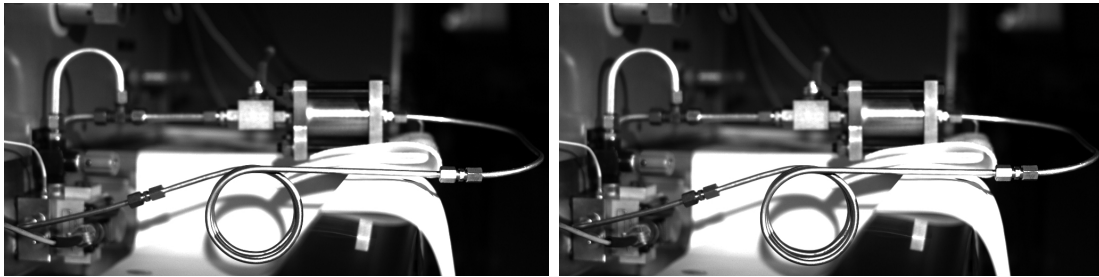


Figura 3.5: Risultati sperimentali prova 60-70 Hz.



(a) Istante iniziale di deformazione

(b) Istante di deformazione massima

Figura 3.6: Movimento della spira in condizioni di ipotizzata risonanza a 68 Hz.

### 3.2.4 Prove di acquisizione: 5-100 Hz con raffinamento

Tramite un opportuno affinamento nelle zone interessate è possibile ricavare uno spettro di frequenze con valori coerenti del sistema. In particolare, una misurazione con un maggior numero di acquisizioni risulta molto dispendiosa in termini temporali e di costo computazionale per la gestione dei dati ricavati, perciò si è deciso di unire gli spettri delle prove alle risonanze con quella completa, in modo da verificare il comportamento generale del sistema. Questo procedimento ha consentito la definizione di uno spettro completo, tra 5 e 100 Hz, che mantiene le caratteristiche globali di un sistema di ordine superiore al 2°, caratterizzato, però,

dalla presenza di due valori di smorzamento dell'ampiezza di pressione: uno a circa 47 Hz e l'altro a circa 68 Hz. Inoltre, la visione globale consente di realizzare un confronto anche visivo sull'entità della riduzione che il fenomeno di risonanza comporta, come si evince in figura 3.7. Si denota come la riduzione di ampiezza presente alla risonanza superiore sia molto più elevata di quella della prima, nonostante il movimento reale della spira sia ridotto, come rappresentato dalle figure 3.4 e 3.6.

Si presuppone che il fenomeno alla base dello smorzamento sia, in entrambi i casi, lo stesso in quanto presenta le medesime caratteristiche: il sistema evolve nel dominio delle frequenze sino ad arrivare a valori elevati di sfasamento, circa  $150/160^\circ$ , per poi diminuire vistosamente sino a valori contenuti,  $80/90^\circ$ , accompagnato da una brusca riduzione del rapporto delle pressioni nell'intorno della frequenza di analisi. Successivamente il sistema riprende in modo repentino i valori di fase e rapporto delle pressioni associati al comportamento globale, da cui la necessità di aumentare il numero di punti di acquisizione per riuscire a determinare il comportamento nell'intorno delle frequenze di presunta risonanza.

E' fondamentale che non si arrivi ad una condizione di opposizione di fase tra le componenti di pressione perchè si sta misurando lo sfasamento tra la componente di ingresso e quella di uscita, che a sua volta è dipendente dal valore di ingresso. Se si potessero scorporare le due, presunte, componenti di pressione che costituiscono il valore di uscita si ritroverebbe che queste sono in opposizione di fase in corrispondenza delle frequenze di presunta risonanza, in quanto hanno la capacità di ridurre le oscillazioni di pressione. A livello sperimentale questo non può essere effettuato perchè, ovviamente, si misura il valore globale.

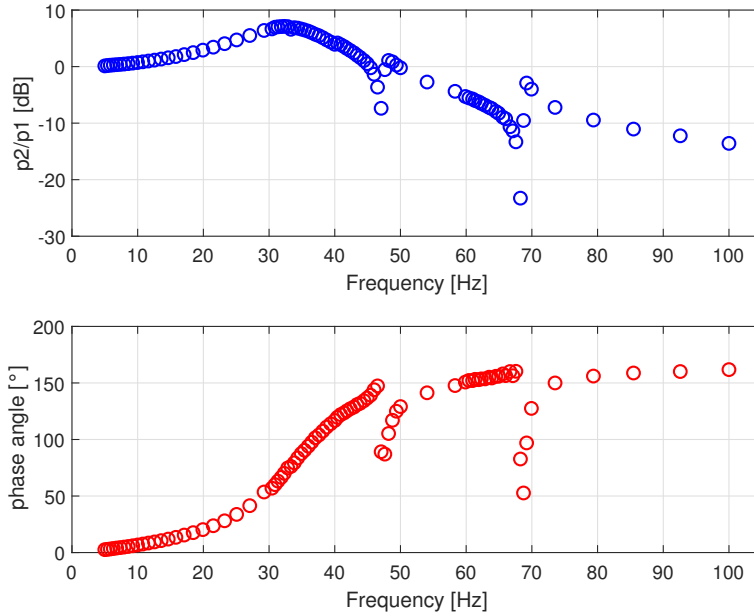


Figura 3.7: Risultati sperimentali 5-100 Hz con raffinamento delle frequenze.

### 3.3 Condizioni di spira con ampiezza di oscillazione limitata

#### 3.3.1 Introduzione

L'ipotesi alla base del fenomeno è che vi sia un'interazione tra il movimento della spira durante la risonanza della stessa e il fluido all'interno con conseguente deformazione. In particolare si vuole verificare che, riducendo le capacità di movimento fisico tramite un opportuno sistema di fissaggio, si possa ridurre l'entità del fenomeno oppure addirittura eliminarlo completamente. Se questo fosse vero si determinerebbe la condizione necessaria per avere la riduzione dell'ampiezza dell'onda di pressione. Tramite l'analisi delle figure 3.4 si denota come il movimento principale della spira sia quello di traslazione verticale, ovvero nella direzione perpendicolare al condotto. Si è deciso di applicare uno spessore che impedisca l'ottenimento dei valori di spostamento completi ma li limiti in ampiezza, come indicato in figura 3.8. Ad esempio si limita l'ampiezza dello spostamento alla frequenza di 47 Hz dall'ordine di alcuni centimetri ad un valore inferiore al centimetro.

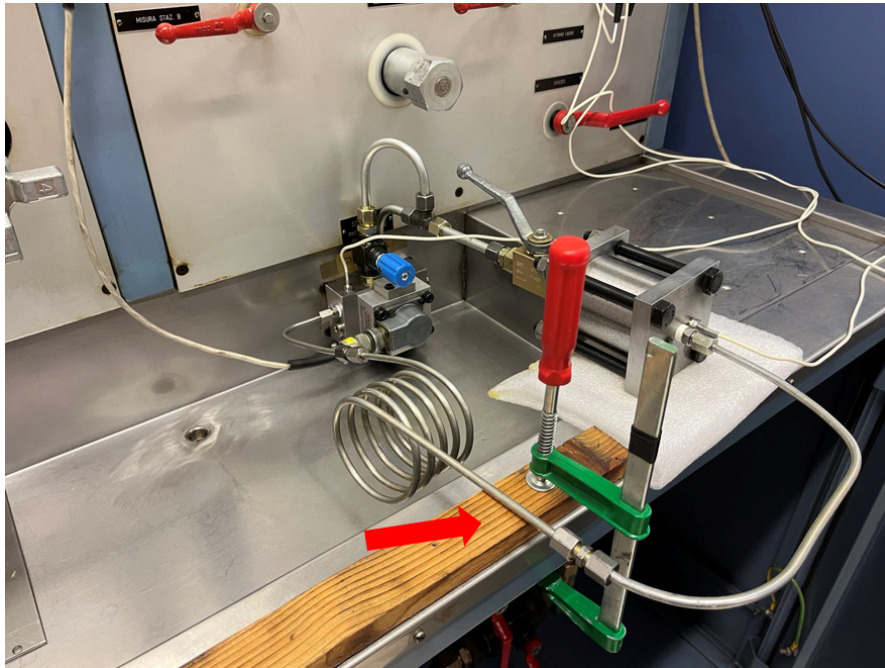


Figura 3.8: Nuove condizioni di vincolo imposte al sistema sperimentale tramite l'imposizione di uno spessore.

### 3.3.2 Esecuzione prove sperimentali

Dopo aver ridotto parte del movimento della spira si è proceduto alla realizzazione delle misure sperimentali, in particolare si sono ripetute in analogia al capitolo 3, per cui si riporta unicamente il risultato finale dello spettro tra 5 e 100 Hz, opportunamente raffinato. Si evidenzia che per fornire un confronto adeguato si è deciso di riportare direttamente la sovrapposizione tra i grafici delle prove a ridotta oscillazione con quelle libere, in figura 3.9. Si denota come la riduzione dell'ampiezza disponibile determina una attenuazione del fenomeno di smorzamento, per cui si determina che le condizioni di vincolo siano importanti nella valutazione. Si denota come, contrariamente al caso di oscillazione libera, non sia presente alcun cambiamento di fase nell'intorno della zona di interesse, per cui si presuppone che non si arrivi alla condizione di opposizione di fase dei termini che costituiscono la pressione di uscita.

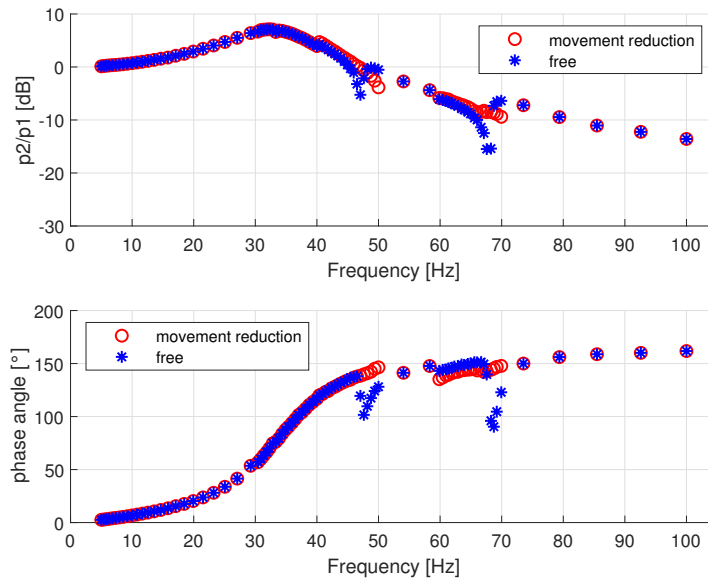


Figura 3.9: Confronto tra la condizione libera e quella a ridotta oscillazione della spira

## 3.4 Condizioni di spira bloccata

### 3.4.1 Introduzione

La valutazione del paragrafo precedente ha dimostrato che esiste una dipendenza dal movimento della spira, per cui si è pensato di ridurlo ulteriormente vincolando saldamente la spira al banco, impedendole il movimento verticale attraverso l'utilizzo di un fermo costituito da un morsetto a chiusura ancorato al banco di prova, come evidenziato in figura 3.10.

### 3.4.2 Esecuzione prove sperimentali

Le prove sperimentali sono state eseguite in analogia con la metodologia del capitolo 3, per cui si riporta direttamente il risultato finale sovrapposto a quello della spira libera di oscillare, in figura 3.11. Si denota come l'assenza di movimento verticale abbia praticamente rimosso ogni capacità del sistema di smorzare le oscillazioni di pressione al suo interno, creando un sistema indipendente dal fenomeno in esame. L'assenza di cambiamenti di fase repentini determina un sistema che non ha la capacità di porre in opposizione di fase le due componenti di pressione di uscita ma le mantiene costanti, come un caratteristico sistema di ordine superiore al secondo.



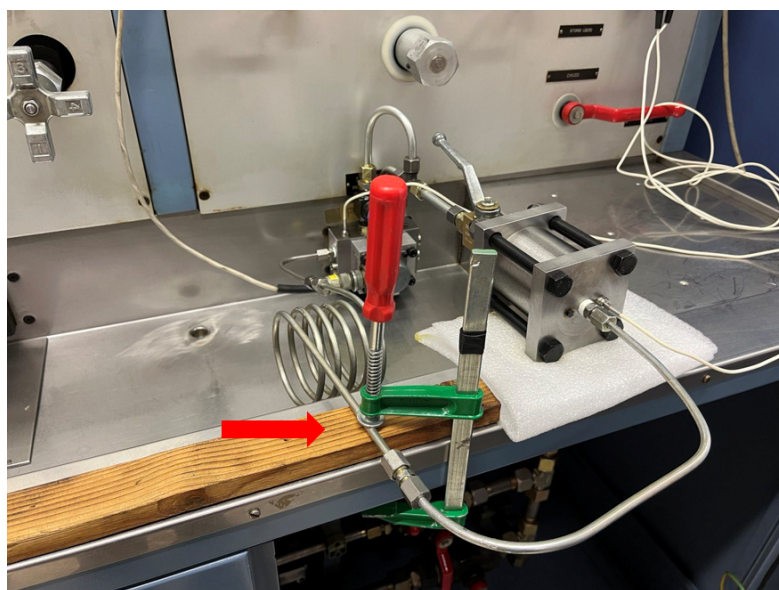


Figura 3.10: Indicazione delle nuove condizioni di vincolo del sistema tramite un morsetto a chiusura che blocca il movimento della spira.

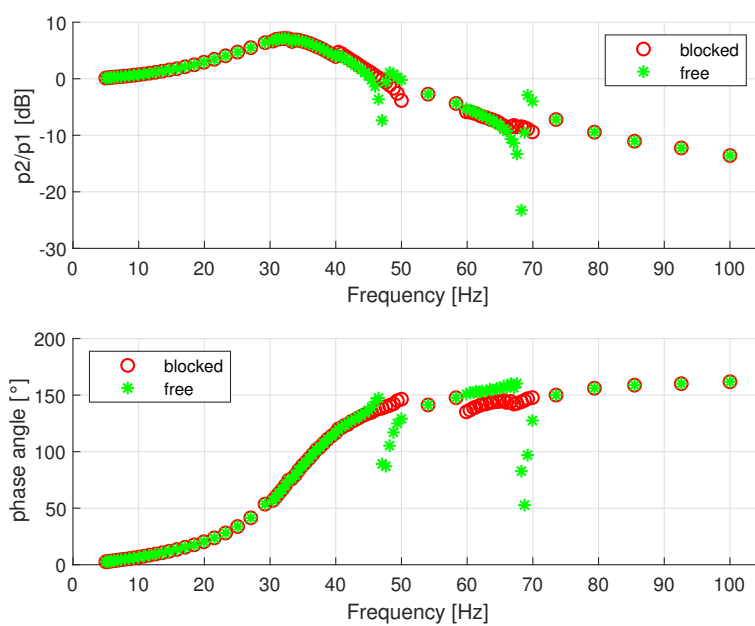


Figura 3.11: Confronto tra la condizione libera e quella a bloccata della spira.

## 3.5 Valutazione dell'andamento della pressione nel tempo

### 3.5.1 Impostazione della prova sperimentale

Si è deciso, attraverso una analisi complementare a quella effettuata nei paragrafi precedenti, di analizzare ulteriormente il fenomeno a livello sperimentale, valutando i valori puntuali di pressione nel tempo. Questa serie di dati è stata associata, poi, al valore di frequenza della pressione di ingresso. In questo modo si può apprezzare nel dominio del tempo l'effetto di smorzamento caratteristico del fenomeno. I sensori utilizzati sono quelli riportati in tabella 2.3 ma viene utilizzata una seconda scheda di acquisizione per salvare i segnali di pressione nel tempo. I dati della stessa sono riportati in tabella 3.5.

n° bit scheda aqisizione	16
Voltage range [V]	$\pm 10$
Frequenza campionamento [Hz]	10000

Tabella 3.5: Impostazioni di analisi dati nel dominio del tempo.

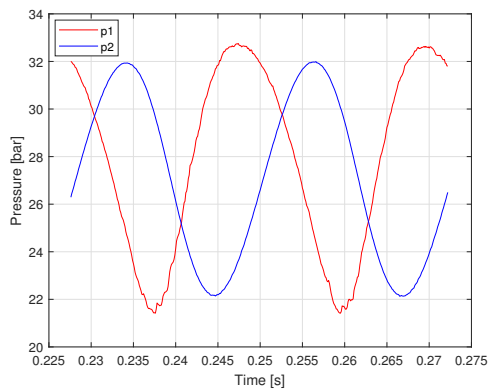
### 3.5.2 Prova sperimentale nell'intorno della prima frequenza di smorzamento

Si applica un segnale di pressione oscillante, con un valore medio di circa 28 bar ed una semi-ampiezza di circa 5 bar, mentre l'output è identificato in corrispondenza del secondo sensore posizionato nel circuito. Le prove vengono eseguite a tre frequenze nell'intorno della presunta risonanza e si valuta la presenza di differenti valori medi oppure semi-ampiezze. I risultati sono riportati in tabella 3.6 ed i corrispondenti grafici sono in figura 3.12.

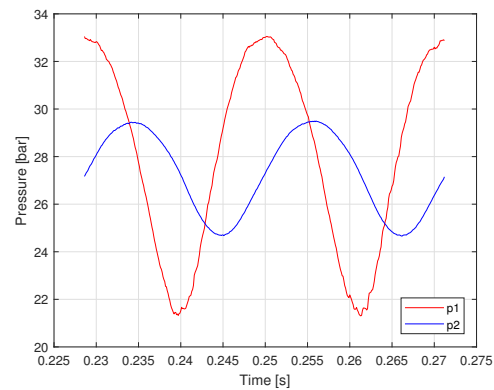
Frequenza [Hz]	$p_m$ [bar]	$\Delta p_{2m}$ [bar]	$\frac{\Delta p_{2m}}{\Delta p_{1m}}$ [dB]
45	27,91	4.99	0.25
47	27,92	2.34	-6.80
49	27.96	4.61	0.33

Tabella 3.6: Valori medi e di semi-ampiezza medi dell'onda di pressione al variare della frequenza.

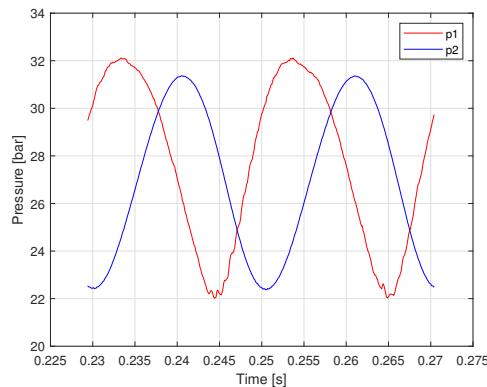
L'analisi dei dati ricavati tramite la prova sperimentale definisce che la frequenza di interesse del sistema coincide con quella ipotizzata di risonanza, ed è pari a 47



(a) 45 Hz



(b) 47 Hz



(c) 49 Hz

Figura 3.12: Andamento di pressioni nel tempo a differenti frequenze vicine a quella caratteristica del fenomeno.

Hz, in quanto al raggiungimento di essa ritroviamo una riduzione di oltre 6.5 dB della semi-ampiezza dell'onda di pressione, calcolata come rapporto tra il valore medio della semi-ampiezza della pressione di uscita rispetto a quella di ingresso.<sup>2</sup>. Si verifica, inoltre, il cambiamento dello sfasamento tra i due segnali al variare della frequenza di eccitazione del sistema, sia a livello puramente qualitativo che tramite l'analisi dei dati ricavati dalle prove sperimentali. In particolare si denota la diminuzione dello sfasamento sino alla frequenza di risonanza, per poi proseguire con un nuovo aumento della stessa, in perfetta analogia con i dati ricavati dalle prove nel dominio delle frequenze. I risultati sono riportati in tabella 3.7.

<sup>2</sup>Si ponga attenzione che risulta necessario utilizzare il valore medio per fornire una indicazione sul comportamento globale, e non puntuale, dei dati: infatti, si è considerato il valore medio come praticamente costante, da cui il significato del rapporto  $\frac{\Delta p_{2m}}{\Delta p_{1m}}$  è pertanto indicativo.

Frequenza [Hz]	Sfasamento [°]
45	149
47	98
49	127

Tabella 3.7: Valori di sfasamento tra pressione di ingresso e uscita in funzione della frequenza.

### 3.5.3 Prova sperimentale nell'intorno della seconda frequenza di smorzamento

Si applica un segnale di pressione costante, con un valore medio di circa 28 bar ed una semi-ampiezza di circa 5 bar, in analogia con la prova precedente. Le prove vengono eseguite a tre differenti frequenze e si valutano i valori medi e semi-ampiezze corrispondenti, i risultati sono riportati in tabella 3.8 e le rappresentazioni grafiche sono in figura 3.13.

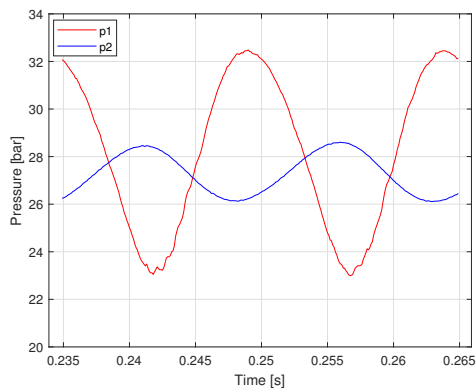
Frequenza [Hz]	$p_m$ [bar]	$\Delta p_{2m}$ [bar]	$\frac{\Delta p_{2m}}{\Delta p_{1m}}$ [dB]
67	27,99	1.45	-9.82
68	27,80	0.41	-20.39
69	28,08	2.3	-3.75

Tabella 3.8: Valori medi e di semi-ampiezza medi dell'onda di pressione al variare della frequenza.

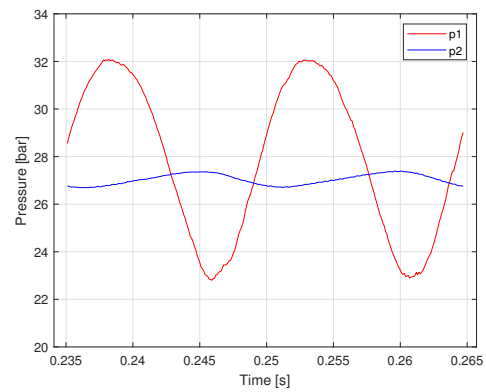
Tramite la seconda analisi dei dati si ricava che la frequenza di interesse, che coincide con quella ipotizzata di risonanza, è 68 Hz, in quanto al raggiungimento di essa ritroviamo una semi-ampiezza praticamente nulla rispetto alle condizioni antecedenti e successive, con una riduzione di oltre 20 dB rispetto al valore di uscita<sup>3</sup>. Questo fornisce una chiara definizione delle potenzialità del sistema di smorzamento che, se nel caso della prima frequenza di risonanza della spira era capace di portare l'oscillazione ad una semi-ampiezza di circa 2 bar e ora la annulla quasi totalmente arrivando a valori prossimi a 0,5 bar, cambiando unicamente la frequenza di eccitazione. Risulta importante denotare come le pressioni in uscita  $p_2$  siano minori anche nell'intorno della frequenza e non solo al suo valore preciso: questo elemento si poteva già determinare dal grafico 3.7, in cui si evince che il comportamento di diminuzione della pressione di uscita rispetto all'aumentare della frequenza è globale e non unicamente locale nell'intorno della risonanza.

La valutazione dello sfasamento tra i segnali dimostra come, in questo caso, non

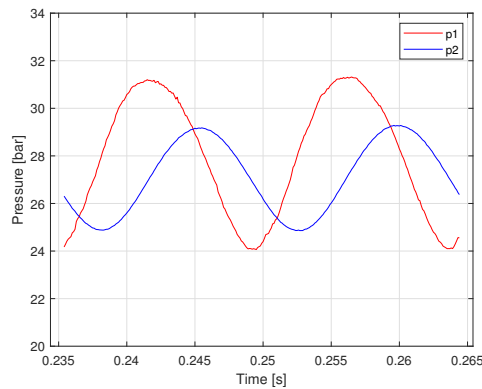
<sup>3</sup>Si faccia riferimento alla nota del paragrafo precedente per identificare il significato del rapporto indicato



(a) 67 Hz



(b) 68 Hz



(c) 69 Hz

Figura 3.13: Andamento di pressioni nel tempo a differenti frequenze vicine a quella caratteristica del fenomeno.

vi sia un cambio repentino della fase corrispondente al raggiungimento della frequenza di, presunta, risonanza, ma si mantiene comunque ben visibile l'andamento ritrovato anche nelle altre prove sperimentali, ovvero il raggiungimento di un valore soglia oltre la quale esso diminuisce vistosamente. Si riportano in tabella 3.9 i risultati dell'analisi dello sfasamento rispetto alla frequenza.

Frequenza [Hz]	Sfasamento [°]
67	168
68	164
69	77

Tabella 3.9: Valori di sfasamento tra pressione di ingresso e uscita in funzione della frequenza.

### 3.6 Osservazioni conclusive

Il capitolo 3 definisce alcune importanti conclusioni ricavate attraverso i risultati sperimentali:

- Il sistema presenta il fenomeno di smorzamento ricercato, in particolare esso si manifesta alle presunte frequenze di risonanza del sistema meccanico;
- Una analisi spettrale tra 5 e 100 Hz non ha la capacità di visualizzare il fenomeno a meno dell'utilizzo di un numero molto elevato di punti di acquisizione, il quale risulta problematico in termini di tempo e di problemi di gestione dei dati ricavati. L'unica indicazione ottenuta tramite i dati ricavati può essere fornita da un punto, considerabile un "outlier" se non opportunamente contestualizzato;
- Si è resa necessaria un'elaborazione di dati da differenti misurazioni per avere una rappresentazione globale del fenomeno rispetto ad una banda di frequenze più ampia;
- La prima frequenza di smorzamento risulta essere circa 47 Hz, coincidente con una presunta risonanza della spirale e ha uno smorzamento caratteristico della pressione di circa -8 dB;
- La seconda frequenza di smorzamento risulta essere circa 68 Hz, coincidente anche essa con una presunta risonanza della spirale. Questa presenta uno smorzamento caratteristico della pressione più intenso, pari a circa -23 dB. Risulta interessante questo fenomeno in quanto lo spostamento reale della spira, valutabile empiricamente in figura 3.6, è inferiore a quello della prima in figura 3.4. Si presuppone, dunque, che l'effetto non sia direttamente collegabile allo spostamento della spira, bensì ad un effetto di variazione di volume interno del tubo stesso a causa dell'oscillazione.
- Cambiando le condizioni di vincolo del sistema si varia profondamente la risposta dinamica dello stesso, in particolare le frequenze di risonanza. Rimuovendo le capacità di oscillazione si rende il sistema più rigido, ovvero si

spostano le risonanze a frequenze più elevate. Questo significa che, durante le prove sperimentali, il fenomeno potrebbe non essere stato rimosso ma semplicemente spostato a valori più elevati di frequenza. Si può, dunque, ipotizzare che ripetendo le prove sperimentali in condizioni di spira bloccata vicino alle nuove condizioni di risonanza della stessa si ottenga nuovamente il fenomeno.

- Si denota come le prove risultino ripetibili in quanto si hanno gli stessi risultati tra le condizioni di spira libera, ad oscillazione limitata e bloccata. Questo, ovviamente, "lontano" dalle frequenze di interesse del fenomeno.
- Le prove di acquisizione della pressione nel tempo confermano i risultati ricavati attraverso le precedenti prove sperimentali, ritrovando valori coerenti con questi ultimi. In particolare si può apprezzare la variazione di ampiezza della pressione al variare della frequenza del segnale di ingresso e lo sfasamento tra essi. Si evidenzia come lo sfasamento ricavato, e quello misurato nei precedenti capitoli, sia il confronto tra il valore di ingresso e quello di uscita e non tra le componenti di quest'ultima, perciò non si possono fare analisi effettive sulla presenza della opposizione di fase tra le componenti ma unicamente ipotizzare che vi sia questo fenomeno.

## Capitolo 4

# Analisi modale con modello agli elementi finiti del sistema meccanico

Terminate le prove sperimentali si ha il compito di verificare se le frequenze di interesse ritrovate sono coerenti con quelle di risonanza del sistema. La prima verifica per valutare se lo stesso tubo fosse in risonanza alle frequenze indicate è già stato esplicitato nel capitolo 3: valutare empiricamente l'entità della vibrazione del tubo, in quanto la condizione di risonanza meccanica si sviluppa con un grande aumento del valore di spostamento a parità di intensità della forzante. La verifica empirica, tuttavia, non garantisce sufficiente confidenza per un approccio tecnico-scientifico, per questa ragione si è deciso di ricorrere ad un modello agli elementi finiti per valutare tutte le frequenze di risonanza del sistema.

Il processo decisionale che ha portato alla scelta dell'utilizzo del metodo numerico è stata determinata dalla facilità di implementazione dello stesso e dalla possibilità di cambiare facilmente le condizioni esterne, come ad esempio i vincoli, rispetto all'utilizzo di prove più specifiche, come, ad esempio, delle prove sperimentali. Nel caso in esame non si è proseguito con quest'ultima per l'analisi delle frequenze proprie in quanto richiedeva un notevole sforzo in termini preparazione del sistema fisico, in quanto si doveva predisporre lo stesso per l'utilizzo di un accelerometro per la misura della risposta in frequenza e per l'acquisizione dei dati. Inoltre, con il metodo agli elementi finiti risulta possibile interrogare il modello creato per valutare ogni parametro di interesse in ogni punto del sistema, senza la necessità di ripetere le prove con una differente localizzazione dei sensori.

I vantaggi presentati per il modello FE sono solamente alcuni, risulta infatti possibile analizzare non solo differenti condizioni di lavoro dello stesso componente ma anche soluzioni tecniche differenti a parità di utilizzo, in modo da verificare quale soluzione possa essere la più adatta allo scopo, con particolare attenzione al costo che quest'ultima presenta senza avere la necessità di costruire lo stesso e proseguire con una campagna sperimentale. Si ricorda che i modelli numerici



forniscono, però, sempre una soluzione al problema imposto ma non ne garantiscono la veridicità della soluzione, per cui è opportuno validare il modello realizzato, come nel caso in esame.

## 4.1 Cenni teorici sul metodo FEM

Il metodo agli elementi finiti è una tecnica di risoluzione di problemi descritti tramite equazioni differenziali alle derivate parziali che sfrutta una soluzione numerica in forma integrale su un dominio finito. L'approccio di risoluzione consiste nella descrizione del sistema continuo attraverso un funzionale in forma integrale che viene discretizzato tramite funzioni di approssimazione, ricavando un problema matriciale.

Il sistema di equazioni differenziali che descrive il problema elastico tridimensionale può essere opportunamente descritto attraverso il principio dei lavori virtuali:

$$\int dL_i = \int dL_e \quad (4.1)$$

### 4.1.1 Analisi Statica

Attraverso un'opportuna elaborazione è possibile ricavare una equazione di bilancio statica a partire dalla 4.1: essa esprime che, dato un continuo infinitesimo ed un campo di forze e tensioni equilibrato, se viene applicato un campo di spostamenti e deformazioni virtuali, il lavoro virtuale interno, ovvero il primo membro, è uguale al lavoro virtuale esterno, ovvero il secondo:

$$\int_V \{\delta\varepsilon\}^T \{\sigma\} dV = \int_V \{\delta u\}^T \{\varphi\} dV + \int_A \{\delta u\}^T \{t\} dA \quad (4.2)$$

in cui:

- $\{\delta\varepsilon\}$  è la deformazione virtuale;
- $\{\sigma\}$  è il tensore delle tensioni;
- $\{\delta u\}$  è lo spostamento virtuale;
- $\{\varphi\}$  è il vettore delle forze per unità di volume;
- $\{t\}$  è il vettore delle forze per unità di superficie;

- $dV$  è il volume infinitesimo dell'elemento;
- $dA$  è la infinitesima superficie dell'elemento.

Risulta, successivamente, necessario imporre una relazione matriciale che consenta di rappresentare lo spostamento di un qualunque punto del dominio,  $\{u\}$  attraverso il valore di spostamento dei nodi dell'elemento,  $\{s\}$ . L'elemento che consente questa rappresentazione è la matrice delle funzioni di forma  $[n]$ :

$$\{u\} = [n]\{s\} \quad (4.3)$$

La relazione 4.3 definisce, dunque, che attraverso le funzioni di forma opportune si possa controllare lo spostamento di infiniti punti del dominio sfruttando unicamente gli spostamenti nodali. Si intuisce che maggiore è il numero di nodi utilizzati, migliore risulta l'approssimazione dello spostamento dei punti interni, idealmente se si avesse un modello ad infinito numero di nodi non si avrebbe alcuna approssimazione, in quanto il modello convergerebbe alla soluzione esatta. Dato che risulta impossibile ottenere questo, in campo strutturale s'instaura una forza residua a causa della mancanza di equilibrio in ogni punto del dominio, per questo motivo il metodo è definito più rigido della realtà.

La scelta delle funzioni di forma è arbitraria, tuttavia si predilige l'utilizzo di funzioni polinomiali per la loro facilità di derivazione. Inoltre, per garantire la convergenza è necessario che le stesse siano continue e derivabili sino all'ordine  $n$ , devono rappresentare il moto rigido e devono rappresentare lo stato di deformazione costante. In aggiunta ad esse è necessario che mostrino continuità con gli elementi adiacenti e siano isotrope.

### 4.1.2 Analisi Dinamica

Si ritiene necessario introdurre anche alcune nozioni riguardanti l'analisi dinamica tramite elementi finiti, in quanto essa verrà utilizzata per la valutazione delle frequenze di risonanza del sistema sperimentale. In particolare si richiama il principio dei lavori virtuali, in equazione 4.1, aggiungendo all'equazione di bilancio il termine inerziale e quello di smorzamento, da cui si ottiene:

$$\int_V \{\delta\varepsilon\}^T \{\sigma\} dV = \int_V \{\delta u\}^T \{\varphi\} dV + \int_A \{\delta u\}^T \{t\} dA + \int_V \{\delta u\}^T \rho \{\ddot{u}\} dV + \int_V \{\delta u\}^T c_s \{\dot{u}\} dV \quad (4.4)$$

I termini indicati sono rispettivamente:

- $\int_V \{\delta u\}^T \rho \{\ddot{u}\} dV$  il termine inerziale;
- $\int_V \{\delta u\}^T c_s \{\dot{u}\} dV$  il termine di smorzamento.

Attraverso l'utilizzo delle funzioni di forma si possono ottenere le matrici di massa e smorzamento, da cui si può procedere con la risoluzione del sistema a più gradi di libertà tramite l'equazione caratteristica della dinamica:

$$[m]\{\ddot{s}\} + [c]\{\dot{s}\} + [k]\{s\} = \{f\} \quad (4.5)$$

L'analisi modale, per ricavare le frequenze naturali e le mode shape viene effettuata valutando un sistema lineare tempo invariante, senza smorzamento e senza forzanti, da cui l'equazione della dinamica si riduce a:

$$[m]\{\ddot{s}\} + [k]\{s\} = 0 \quad (4.6)$$

Assumendo che:  $\{s\} = \{\varphi\} \sin(\omega t)$  ritroviamo l'autoproblema 4.7, la cui risoluzione definisce l'ottenimento della matrice degli autovalori, ovvero le frequenze proprie  $\omega^2$ , e gli autovettori, ovvero le mode shape  $\{\varphi\}$ .

$$([k] - \omega^2[m])\{\varphi\} = 0 \quad (4.7)$$

Data l'elevata dimensione delle matrici risulta difficoltoso effettuare il calcolo dei parametri indicati, inoltre le frequenze proprie aumentano molto velocemente in valore, da cui ne deriva che risulta facile ottenere delle frequenze proprie oltre i 1000 Hz, da cui si ottiene principalmente rumore e non spostamento. Per evitare di appesantire il calcolo ed ottenere risultati errati, si limita l'analisi modale ad un numero  $m$  di frequenze da calcolare. Questo valore deve essere sufficientemente elevato per garantire l'accuratezza dei calcoli ma non troppo per evitare un'eccessiva complessità numerica. Si consiglia di valutare  $m$  tale da porre almeno il 90% della massa totale del componente in vibrazione<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup>Si ricorda che ogni frequenza propria definisce la oscillazione di una determinata quantità di massa del componente, da cui ne deriva che variando  $m$  cambia la massa totale in vibrazione.

### 4.1.3 Errore di discretizzazione

Il metodo agli Elementi Finiti fornisce sempre un risultato, indipendentemente dalla capacità dell'analista di analizzare il sistema reale e replicarlo per arrivare ad un modello attraverso alcune ipotesi semplificative. Ipotizzando che non vi siano errori durante la fase di modellazione, otteniamo comunque un risultato errato, ovvero il FEM non fornisce mai la soluzione esatta. Questa affermazione è giustificata dalla teoria stessa del metodo: infatti, questo si basa sul controllo dello spostamento di infiniti punti del dominio interno sfruttando solamente i nodi che sono, ovviamente, in numero finito. L'approssimazione determina l'instaurazione di un residuo dovuto alla mancanza di equilibrio in ogni punto del dominio, il quale tende ad annullarsi se il modello risulta sufficientemente accurato, facendo tendere la approssimazione alla soluzione esatta. In campo strutturale si calcola quanto il valore medio di stress sull'elemento sia differente dal valore di tensione ai nodi in ogni elemento e nodo del sistema, valutato tramite l'equazione 4.8. Esso valuta quanto tende ad essere continuo il campo delle tensioni, come dovrebbe essere nella realtà.

$$\{\Delta\sigma\} = |\{\sigma\}_E - \{\sigma\}_N| \quad (4.8)$$

dove:

- $\{\Delta\sigma\}$  è il vettore dell'errore di stress
- $\{\sigma\}_E$  è il vettore delle tensioni mediate sull'elemento
- $\{\sigma\}_N$  è il vettore delle tensioni sui nodi

L'errore di sollecitazione viene implementato in Ansys come errore energetico, definito PRERR, che misura la quantità di energia di deformazione nel componente dovuta al residuo rispetto a quella teorica, valutata in funzione delle tensioni nodali. L'equazione di riferimento è riportata in 4.9.

$$\%ERR = \% \frac{\{\Delta\sigma\}^T \{\Delta\sigma\}}{\|\{\sigma\}_N\|^2} \quad (4.9)$$

Dalla meccanica del continuo si conosce la dipendenza dell'energia di deformazione dallo stato di tensione e dal modulo elastico, da cui ne deriva che ipotizzando un errore di misura del modulo elastico del 5% un PRERR inferiore a quel valore supera la precisione dei dati di partenza, perciò risulta inutilmente dispendioso in termini computazionali. Ne deriva la volontà di raffinare la mesh in analisi sino ad ottenere un valore di errore energetico paragonabile con la precisione ipotizzata nel modulo elastico del materiale, per garantire la convergenza del metodo.

L'errore energetico rappresenta un valore globale mediato su tutti gli elementi, tuttavia se il sistema presenta una geometria particolare, o un carico molto intenso, si possono ottenere delle zone ad alta intensità di sollecitazione che possono portare ad un singolo valore di errore di stress molto elevato. Se questo accade nel punto più sollecitato del componente non si può ottenere un valore affidabile di stress massimo per poter valutare se il componente ha un fattore di sicurezza adeguato oppure no. Per evitare questo, si può procedere con una iterazione della dimensione della mesh, sino ad ottenere un valore congruo. Questo processo può essere effettuato raffinando unicamente la zona intorno allo stress massimo, senza rendere più fine la mesh in zone di scarso interesse, in modo da non appesantire troppo il modello globale.

Nelle simulazioni in esame non si presentano geometrie eccessivamente complicate o carichi intensi, da cui ne deriva che quest'ultimo processo di iterazione non verrà valutato nel proseguo della trattazione.

#### 4.1.4 Fasi dell'analisi FEM

Si definiscono le fasi principali per la definizione di un problema strutturale agli elementi finiti:

- *pre-processing*, in cui viene definito il modello, scelto il materiale e generata la mesh;
- *processing*, in cui vengono definite le condizioni di vincolo e di carico del sistema;
- *solving*, in cui il programma si occupa della risoluzione del problema basandosi sulle informazioni imposte dall'utente, come azione dei carichi e vincoli;
- *post-processing*, in cui vengono analizzati ed elaborati i dati forniti dalla risoluzione numerica.

## 4.2 Pre-processing

### 4.2.1 Importazione modello e definizione dei contatti

Utilizzando il software commerciale Solidworks si procede alla realizzazione del modello CAD del condotto, includendo sia la spirale che i tubi di collegamento alla capacità ed alla servo-valvola. Dopo aver realizzato il sistema meccanico ed opportunamente accoppiato gli elementi per creare un assieme, si procede all'importazione nel software commerciale Ansys Workbench. Nella fase in esame si

dovrebbe procedere alla semplificazione del modello rispetto al CAD utilizzato in produzione, rimuovendo tutti gli elementi non necessari a livello strutturale, come ad esempio i loghi, utilizzando il software ANSYS DesignModeler, tuttavia nel caso in esame ciò non risulta necessario.

Si ponga attenzione alle caratteristiche di connessione tra le differenti parti dell'assieme, in particolare al tubo spira: esso deve essere imposto il giusto tipo di collegamento rispetto ai due condotti verso la capacità e verso la piastra adattatore per la servo-valvola, un esempio delle due superfici coinvolte si ritrova in figura 4.1. Dato che i due elementi sono collegati attraverso un raccordo filettato che ne impedisce il movimento reciproco, si impone la connessione per contatto "bonded", ovvero le due superfici non hanno la capacità di movimento reciproco, comportandosi come un unico corpo.

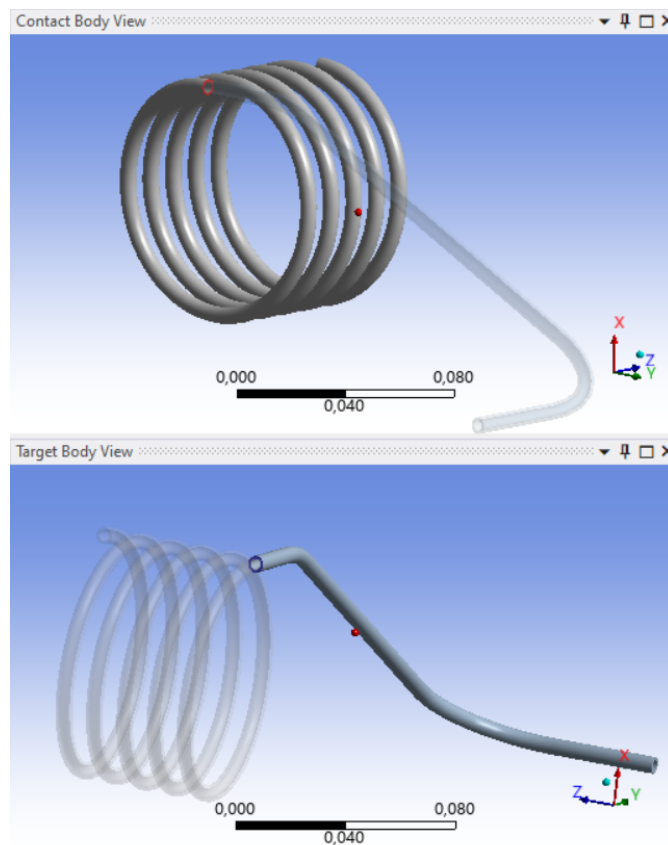


Figura 4.1: Indicazione delle superfici interessate dalla connessione.

## 4.2.2 Definizione materiale

Risulta necessario imporre il materiale del componente per poter consentire al software di calcolare le matrici caratteristiche del sistema: per questo si è scelto di utilizzare un acciaio strutturale i cui dati di interesse sono riportati in tabella 4.1.

Densità [ $kg/m^3$ ]	7820
Modulo di Young [GPa]	200
Coefficiente Poisson [-]	0,3
Tensione di snervamento [Mpa]	250
Tensione di rottura [Mpa]	460

Tabella 4.1: Valori caratteristici del materiale scelto per l'analisi.

## 4.2.3 Generazione della mesh

Data la volontà di effettuare un'analisi modale per il confronto con i dati sperimentali è opportuno utilizzare una mesh adeguata: non è richiesta una capacità molto elevata di rappresentazione delle tensioni o degli spostamenti, in quanto lo scopo della simulazione è quello di ottenere le frequenze proprie e di ricavare un'indicazione sul modo proprio di vibrare. Risulta, comunque, importante definire il tipo di elemento da utilizzare tra quelli disponibili nel software in modo da utilizzarlo anche nelle simulazioni statiche che verranno effettuate nella trattazione, con opportuni raffinamenti in base all'utilizzo.

La mesh può essere imposta con differenti tipologie di elementi, in relazione alla complessità geometrica del modello e al grado che si vuole utilizzare per le funzioni di forma. In particolare, dato che il modello non risulta particolarmente complesso si è deciso di prediligere l'utilizzo di elementi esagonali e non tetragonali. In particolare la mesh risulta costituita da elementi Hex20, ovvero elementi solidi a 20 nodi aventi traslazioni nei nodi in direzione X, Y e Z. Gli spostamenti sono approssimati tramite funzioni di forma quadratiche che determinano un comportamento meno rigido del sistema, garantendo una migliore approssimazione del risultato rispetto ad elementi lineari.

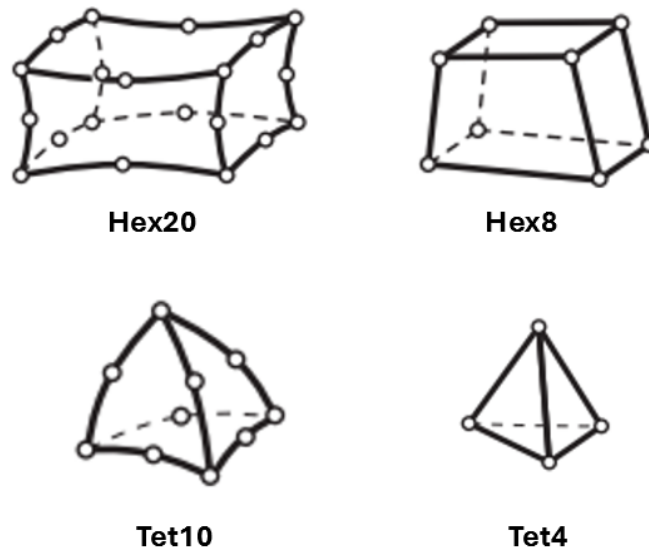


Figura 4.2: Elementi tridimensionali in Ansys.

#### 4.2.4 Mesh metrics

La mesh deve essere opportunamente conformata con elementi non distorti per garantire una buona qualità della soluzione, in particolare la condizione di ottimo è quella di avere elementi più possibile quadrati in 2D, e cubici in 3D. Per valutare questo è opportuno interrogare il software utilizzando il comando *Mesh Metric* che fornisce una rappresentazione grafica a barre indicante la percentuale in volume di mesh che ha quel determinato valore dell'indicatore. Questi risultati sono utili per valutare dove è possibile migliorare la rappresentazione della discretizzazione. Gli indicatori analizzati sono:

- *Aspect Ratio*: identifica la comparazione tra il lato lungo e quello corto del quadrilatero. Il valore varia tra 1, ovvero un quadrato, ed infinito. Nel caso in esame si ottiene che una grande percentuale in volume del componente ha un valore prossimo ad 1, da cui ne deriva una mesh con elementi poco allungati.
- *Jacobian Ratio*: è la misura della distorsione dell'elemento rispetto a quello ideale, ha un valore compreso tra -1 e +1, con quest'ultimo rappresentante la condizione di ottimo, ovvero gli elementi non risultano distorti. La mesh in esame risulta avere valori prossimi al valore unitario in una percentuale molto elevata del volume, da cui risulta essere poco distorta.



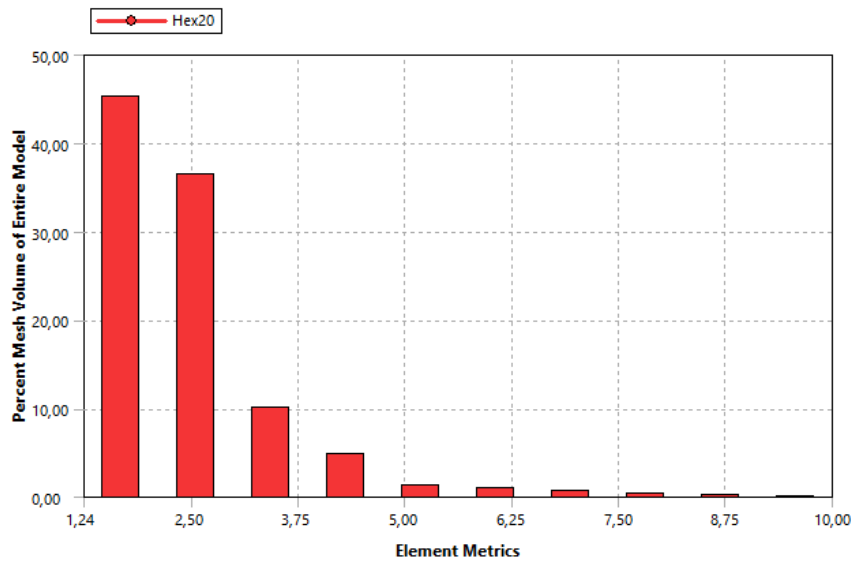


Figura 4.3: Indicazione della *Aspect Ratio* della mesh.

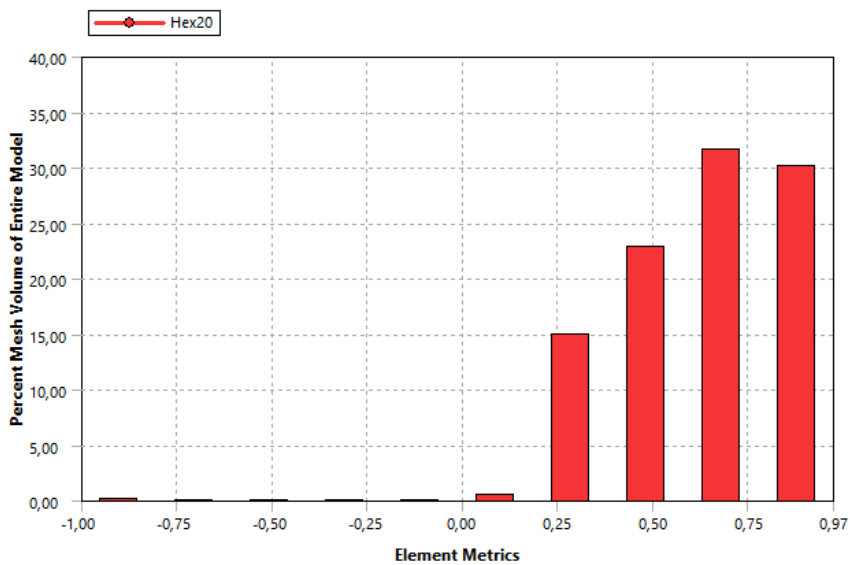


Figura 4.4: Indicazione del *Jacobian Ratio* della mesh.

- *Skewness*: rappresenta la misura dell'angolo dell'elemento rispetto a quello ideale, è uno dei principali indicatori di qualità della mesh. Risulta accettabile una mesh compresa in un range tra 0 e 0,5.

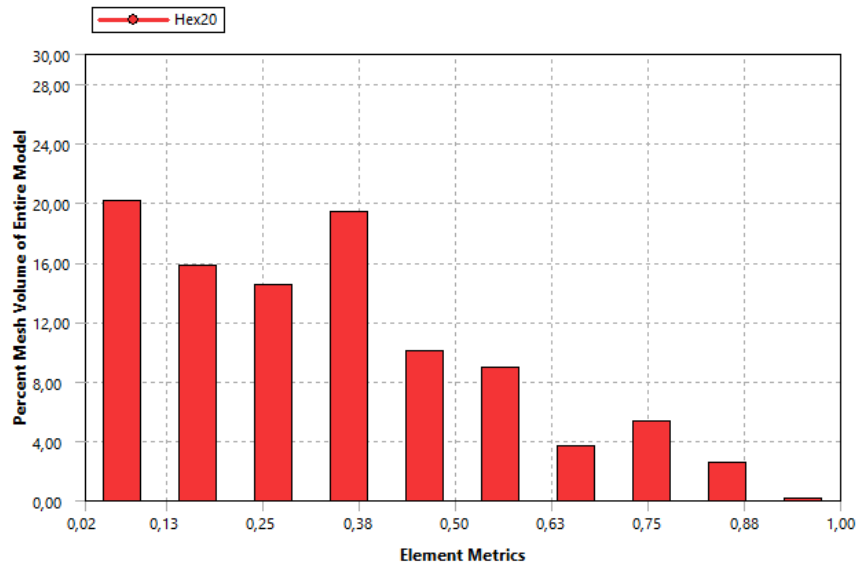


Figura 4.5: Indicazione del *Skewness* della mesh.

Dalle indicazioni valutate tramite gli indicatori di *Mesh Quality* ne deriva la decisione di mantenere la mesh indicata e proseguire con l'impostazione di vincoli e carichi della simulazione.

La rappresentazione della mesh definita per la realizzazione dell'analisi è riportata in figura 4.6

## 4.3 Processing

### 4.3.1 Impostazione analisi

L'impostazione dell'analisi richiede l'inserimento del numero di modi di vibrare da ritrovare, si definisce un numero iniziale pari a 10 modi. Si verificherà se questi sono sufficienti ad arrivare alle frequenze sperimentali, e se questo parametro sia adeguato per arrivare a porre in oscillazione almeno il 90% della massa in ogni direzione. Questa valutazione si rimanda successivamente alla prima analisi.

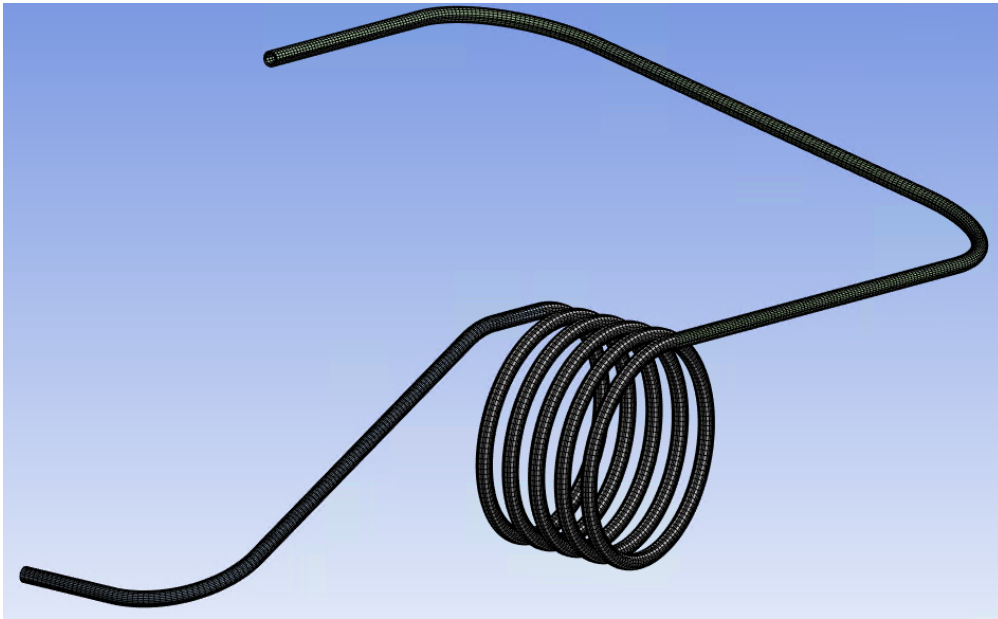


Figura 4.6: Mesh definita per l'analisi modale.

### 4.3.2 Applicazione dei vincoli

Il processo di realizzazione della simulazione richiede ora la definizione del sistema di vincolo dei componenti. Ricordando che i collegamenti interni tra gli stessi sono già impostati, si deve unicamente imporre l'interfaccia del tubo con l'esterno. Il sistema reale è vincolato alle due estremità tramite degli elementi nipplo filettati che consentono il fissaggio e la tenuta tra gli elementi oleodinamici. La rappresentazione del fissaggio risulterebbe possibile ma esulerebbe dalla semplicità del modello in analisi, perciò si è deciso di optare per un fissaggio bloccato applicato alle superfici dritte del tubo, rappresentato in figura 4.7. Il sistema risulta sicuramente efficace nel vincolare la struttura ma presenta delle ampie superfici sottoposte ad uno spostamento e ad una deformazione nulla, in quanto definiti come vincoli perfetti, infinitamente rigidi. Si pone, dunque, il problema relativo all'eccessiva imposizione di vincoli che potrebbe definire una errata simulazione, riducendo la massa posta in oscillazione. La valutazione di questo fenomeno risulta, però, difficoltosa da fare precedentemente ad una simulazione, per questa ragione si è deciso di procedere con il sistema di vincolo descritto in figura 4.7, e, in caso i risultati ottenuti non siano in accordo con quelli sperimentali ritrovati si procederà ad una nuova modellazione degli stessi per mantenere la fedeltà della simulazione rispetto alla realtà. Si ponga attenzione che la risonanza sperimentale si intende individuata come la frequenza alla quale si denota la più ampia oscillazione del tubo a livello empirico.

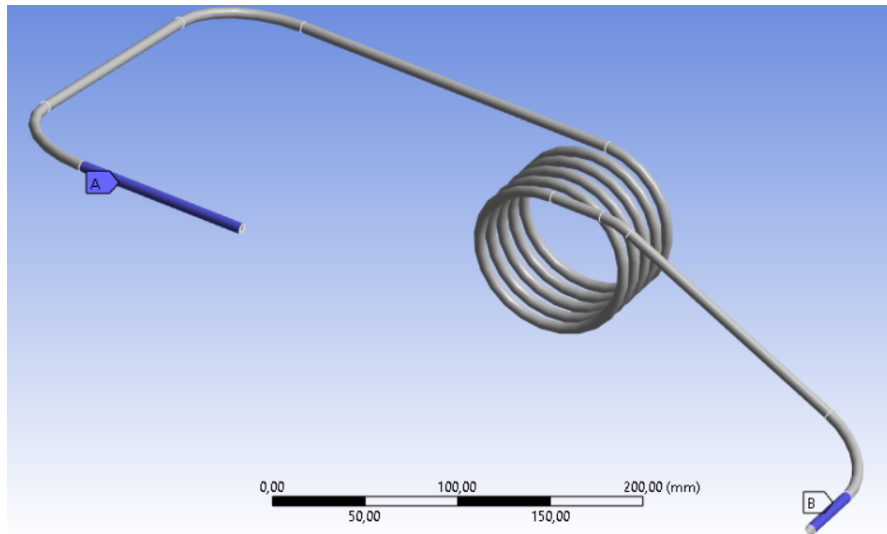


Figura 4.7: Vincoli utilizzati per l'analisi modale

### 4.3.3 Applicazione dei carichi

Si ricorda, in quanto si sta effettuando una analisi modale, che non sono previsti carichi da applicare alla struttura in esame, come indicato nella teoria riassunta nei paragrafi precedenti.

## 4.4 Solving

Si procede con la risoluzione della simulazione, ottenendo le frequenze proprie richieste si verifica che entrambe quelle di interesse per il fenomeno di smorzamento risultano essere tra quelle calcolate. La prima frequenza propria di interesse corrisponde a 46,74 Hz e rappresenta il quarto modo proprio di vibrare, mentre la seconda di interesse risulta essere 69,36 Hz e rappresenta il sesto modo proprio di vibrare.

Si pone attenzione che il primo requisito necessario per definire il numero di frequenze proprie  $m$  da calcolare è soddisfatto, in quanto entrambe le frequenze di interesse sono contenute entro le prime 10, ma non è verificato il secondo di questi: non otteniamo il 90% in movimento in tutte le direzioni. La condizione di superamento del 90% della massa in oscillazione durante l'analisi modale risulta essere una condizione necessaria per la realizzazione di una corretta simulazione, da cui ne deriva la necessità di aumentare il numero di frequenze proprie calcolate, anche se sono già state ottenute quelle desiderate. In particolare, come si denota in tabella 4.2, risulta necessario arrivare al calcolo di 100 modi propri per soddisfare la condizione lungo le tre direzioni principali cartesiane. Si ponga attenzione che

valori molto prossimi al valore di obiettivo si ritrovano anche con soli 50 modi di vibrare, per cui si potrebbero anche valutare i risultati ottenuti con questa simulazione, pur mantenendo la fedeltà rispetto alla realtà. Nonostante ciò si è preferito utilizzare i risultati del modello più complesso per mantenere una migliore coerenza.

N° modi	Massa modale cumulata		
	X	Y	Z
10	0,81	0,74	0,72
50	0,90	0,87	0,88
100	0,92	0,90	0,91

Tabella 4.2: Valori di massa modale direzionale rispetto alla massa totale in funzione del numero di modi impostato nel modello.

Si denota come non siano indicati i valori di massa modale interessati dalle rotazioni in tabella 4.2 ma siano stati indicati in tabella 4.3, questo in quanto le condizioni di superamento del 90% di massa posta in oscillazione dalle rotazioni risultano difficoltose da ottenere per numeri "piccoli" di modi di vibrare. Si denota infatti, in tabella 4.3, che pur aumentando in modo considerevole il numero di frequenze calcolate non si riesce a raggiungere la condizione anche sulle rotazioni.

N° modi	Massa modale cumulata in rotazione rispetto all'asse		
	X	Y	Z
100	0,63	0,60	0,79
300	0,76	0,64	0,83
500	0,78	0,65	0,84

Tabella 4.3: Valori di massa modale direzionale rispetto alla massa totale in funzione del numero di modi impostato nel modello

Si riportano in figura 4.8 e 4.9 le mode shape caratteristiche delle frequenze di interesse, rispettivamente di 46,74 Hz ed 69,36 Hz.

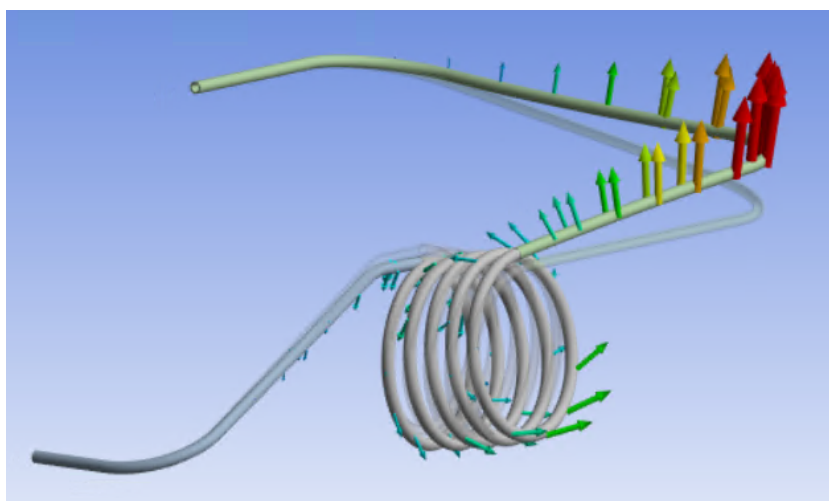


Figura 4.8: Mode Shape del sistema alla frequenza propria di 46,74 Hz

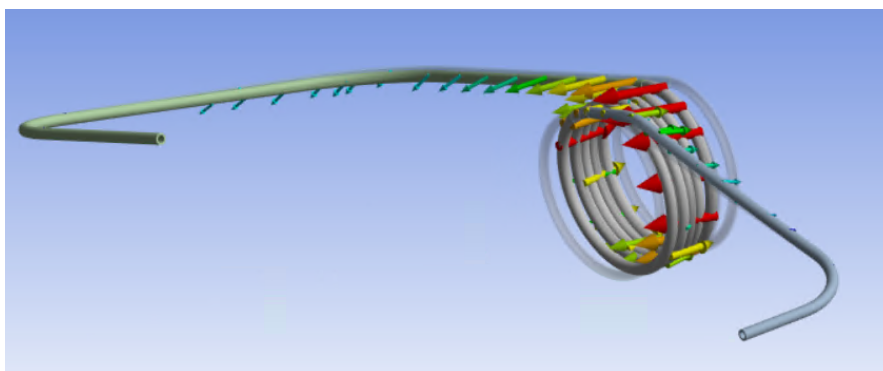


Figura 4.9: Mode Shape del sistema alla frequenza propria di 69,36 Hz

## 4.5 Post-processing

Dopo aver ottenuto i risultati riportati si confrontano le frequenze di interesse con quelle ottenute a livello sperimentale, come indicate nel capitolo 2. Si ritrova che quest'ultime sono rispettivamente coerenti con la prima e più elevata della seconda. Infatti, quella sperimentale risulta essere 68 Hz, mentre quella indicata nel FEM è 69.36 Hz. Ne deriva che il modello riesce a rappresentare in modo ottimo la realtà sperimentale, pur mantenendo una minima differenza imputabile alle variabili secondarie. Si conferma, dunque, la decisione di non introdurre nuove simulazioni e valutare i risultati ottenuti come le condizioni di ottimo per la rappresentazione del sistema fisico reale.

## Capitolo 5

# Introduzione al FEM del sistema semplificato

Dopo aver ritrovato le frequenze caratteristiche del sistema meccanico si è deciso di procedere con un'analisi statica aventi due carichi esterni differenti: il primo è rappresentato da uno spostamento imposto analogo a quello che si ottiene nelle condizioni di risonanza, il secondo è rappresentato dall'applicazione di una pressione interna al condotto. L'obiettivo è verificare che, a causa del carico imposto la spira subisca una variazione di volume interno che è il responsabile del fenomeno di smorzamento della pressione. In quanto risulta difficoltoso misurare una variazione di volume interno, ci si affida ad uno strumento software esportando il CAD deformato del sistema e si verifica con un tool Fluidodinamico se è presente una variazione di volume.

La complessità del sistema meccanico totale ha richiesto un lavoro preliminare di analisi su un sistema semplificato costituito da una unica spira, a cui è stato applicato un carico di spostamento equivalente a quello che la stessa spira subirebbe alle frequenze di interesse. Il carico di pressione viene, invece, applicato su tutte le superfici di contatto con il fluido. L'utilizzo di una spira semplificata è stato determinato dalla volontà di semplificare il modello per verificare l'ipotesi iniziale, in modo da ridurre l'utilizzo di risorse tecnologiche e temporali. Se le ipotesi fossero verificate si potrà procedere con la realizzazione di un modello completo, in modo da confrontarsi direttamente con i dati sperimentali. L'utilizzo di un unica spira determina, però, la necessità di valutare più condizioni di carico di spostamento in quanto dalla prova sperimentale si conosce il movimento complessivo della spira ma non si conosce come ognuna di esse si muove reciprocamente alle altre. Si ipotizzano, dunque, due tipi di spostamenti consentiti e ci si pone l'obiettivo di valutare quale di essi sia più favorevole alla variazione del volume, ovvero alla verifica dell'ipotesi iniziale.

## 5.1 Pre-processing

### 5.1.1 Definizione geometria del sistema

La geometria in esame è, come illustrato precedentemente, quella di una singola spira estratta dal tubo avvolto, rappresentata in figura 5.1. L'utilizzo di un sistema semplice come quello indicato rappresenta un'opportunità per lo studio introduttivo del fenomeno ma non vuole in ogni modo sostituirsi ad una analisi più complessa e completa. L'idea basilare è quella di sfruttare il metodo di analisi ingegneristico studiato durante il percorso formativo: si definiscono delle ipotesi e, per verificarle, si introducono dei modelli a difficoltà, e fedeltà, crescente, in modo da riuscire a ridurre le possibilità di errore e facilitare la elaborazione stessa dei dati ricavati. Quest'ultime valutazioni sono di importanza cruciale e non sono assolutamente scollegate tra di loro: un modello agli Elementi Finiti fornisce sempre un risultato ma non è detto che questo sia corretto, è l'abilità dell'operatore che definisce la possibilità di ottenere un risultato corretto. Un modello snello risulta sicuramente più facile da implementare, riducendo le possibilità di errore ma aumenta anche la facilità di analisi dei risultati, in quanto più vicina all'esperienza "pratica". Un risultato ottenuto in un modello "facile" consente anche la previsione del comportamento, almeno in ambito di simulazione statica, diminuendo drasticamente la possibilità che si analizzino dati errati. Inoltre, effettuare alcuni passaggi intermedi nel processo di verifica delle ipotesi consente di verificare la coerenza dei modelli a complessità crescente. Se un modello semplificato fornisce un risultato, che è ragionevolmente verificato anche a livello teorico/pratico e quello più completo ha un risultato completamente opposto, è ovvio pensare che vi sia un errore nel secondo, in quanto si ha tratto esperienza dal primo.

Le due condizioni di carico differenti al sistema in esame hanno il compito di determinare un cambio del raggio di piega del tubo e conseguente variazione del volume interno, in analogia al tubo di Bourdon utilizzato nei comuni manometri. Si ponga attenzione che il carico di pressione è applicato su tutte le facce cilindriche del sistema, compresi gli estremi rettilinei, in modo da risultare coerenti con l'azione del fluido in una delle spire del sistema reale. In questo modo si ritrova una differenza importante rispetto al modello del tubo di Bourdon "classico", ovvero dato che la spira è percorsa dal fluido, che entra ed esce tramite le due porte di collegamento alle altre spire, non si ottiene alcuna estremità chiusa su cui la pressione può agire per deformare ulteriormente il condotto. Ne deriva, dunque, la necessità di effettuare la simulazione per comprendere al meglio il fenomeno, non potendo ricondursi ad un caso teorico notevole.

Per rendere paragonabili le due simulazioni si è deciso di mantenere le stesse caratteristiche di mesh e vincoli, variando unicamente il tipo di carico.



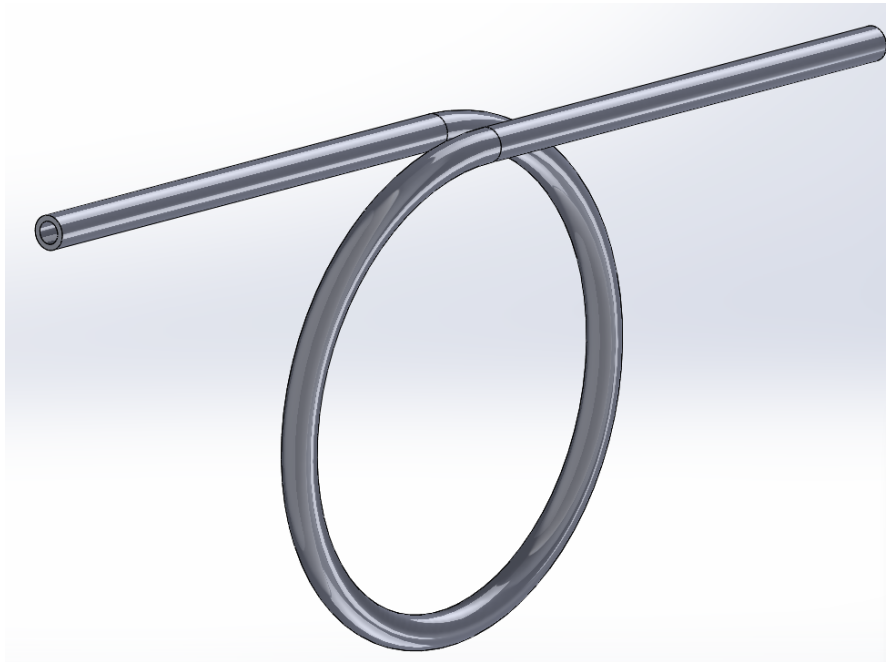


Figura 5.1: Rappresentazione della singola spira costituente il sistema semplificato

### 5.1.2 Generazione e analisi mesh

Si procede definendo la mesh della spira semplificata, in analogia con quanto valutato nel caso dell'analisi modale, in particolare si è deciso di utilizzare nuovamente elementi Hex20, sfruttando una mesh più fine a causa del calcolo strutturale, in quanto sono necessari maggiori dettagli per la rappresentazione della soluzione di tensioni e spostamenti e, soprattutto, per mantenere un'elevata coerenza con il modello reale tale da apprezzare ogni minima eventuale variazione di volume. Si ricorda, infatti, che il fluido utilizzato è olio idraulico e data la sua incomprimibilità, garantisce una variazione di pressione notevole anche in presenza di piccole variazioni di volume.

Si riportano i grafici relativi agli indicatori principali di una simulazione agli elementi finiti in figure 5.2, 5.3 e 5.4.

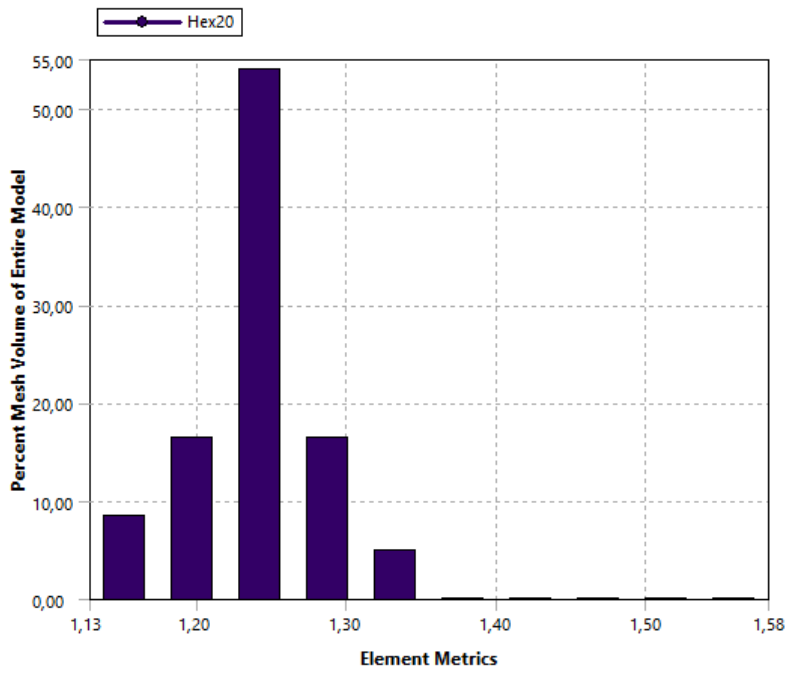


Figura 5.2: Indicazione della *Aspect Ratio* della mesh del sistema semplificato.

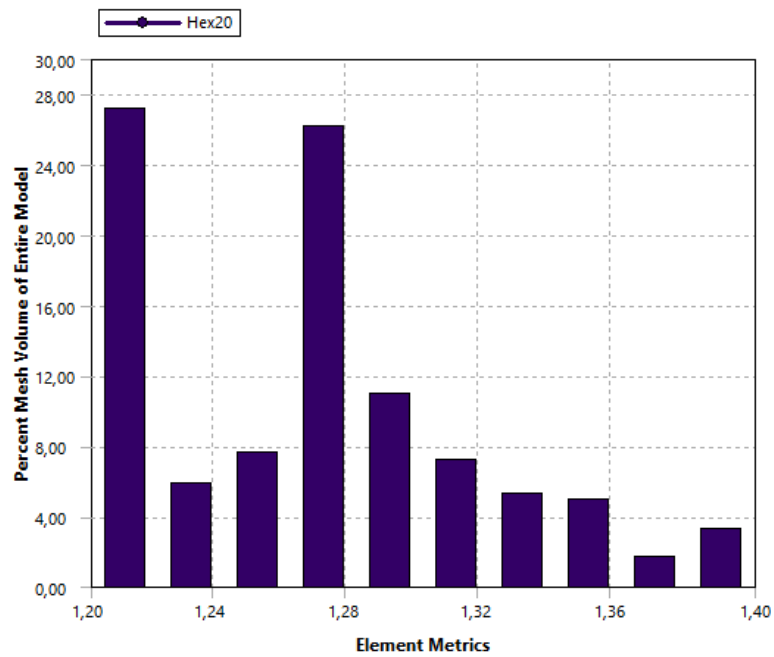


Figura 5.3: Indicazione del *Jacobian Ratio* della mesh del sistema semplificato.

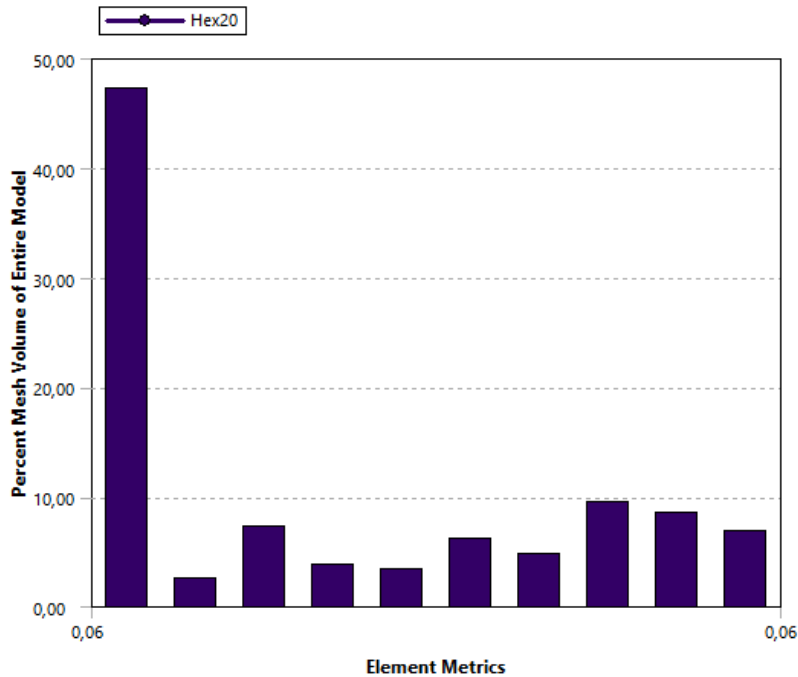


Figura 5.4: Indicazione del *Skewness* della mesh del sistema semplificato.

Si pone l'attenzione sui risultati presentati in forma grafica per definire che la mesh non presenta evidenti problemi di elementi allungati o con angoli particolarmente dissimili da quelli ideali, anzi la *Skewness* è praticamente nulla in ogni elemento della mesh: ovvero l'angolo dell'elemento è pressochè coincidente con quello ideale. Per ottenere elementi più cubici possibile è stato necessario imporre la dimensione dell'elemento circa uguale all'altezza dello stesso discretizzando opportunamente lo spessore del condotto. In conclusione si definisce che gli indicatori definiscano una mesh che non presenta particolari problematiche per la risoluzione numerica.

## 5.2 Processing

### 5.2.1 Applicazione delle condizioni di vincolo

La singola spira non è un elemento assente dal sistema reale ma è la rappresentazione modellistica del comportamento di una delle spire del sistema fisico in prova nel laboratorio del FPRL. Data la condizione è possibile individuare differenti possibili condizioni di vincolo, dipendenti principalmente dal tipo di carico applicato alla spira stessa. Considerando la spira come reale e ipotizzando di ap-

plicare dei carichi di spostamento ad entrambe le estremità rettilinee tramite due attuatori, sono possibili due tipi di movimento: parallelo o perpendicolare ad esso. In entrambi i casi si ottiene una distensione oppure una contrazione del tubo, ottenendo un aumento, o diminuzione rispettivamente, del raggio primitivo della spira. Questi carichi hanno la capacità di modificare il volume interno del sistema a causa del cambio di raggio di piegatura, come per un tubo rettilineo a cui viene applicato un carico in mezzeria.

Il sistema appena descritto, però, non rispetta le condizioni minime di vincolo richieste dal software, perciò si è deciso di vincolare una delle due estremità rettilinee della singola spira ed applicare il carico di spostamento sulla seconda, ottenendo un sistema analogo. Si ponga attenzione che ora risulta necessario uno spostamento più ampio da un singolo lato poiché manca il movimento relativo dei due estremi. La rappresentazione del sistema vincolato è presentata in figura 5.5: si è deciso di imporre la condizione di blocco sulla faccia del condotto, in quanto essa deve rappresentare la continuità del materiale rispetto alle altre spire. Al contrario, imponendo un accoppiamento infinitamente rigido sulla superficie esterna cilindrica, avremmo ridotto le capacità di flessione della spira rispetto alla condizione reale.

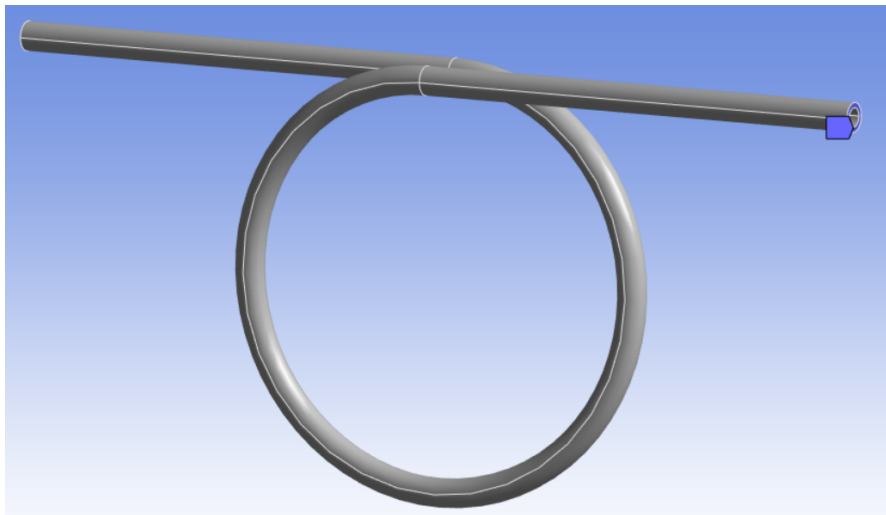


Figura 5.5: Rappresentazione della condizione di vincolo del sistema semplificato

## 5.2.2 Simulazione a spostamento imposto

### Impostazione analisi

L'impostazione dell'analisi richiede una particolare attenzione, poichè si è deciso di valutare un processo iterativo a valori di carico crescenti per valutarne la corrispondente variazione di volume. Per imporre questo risulta necessario cambiare il *Number of Steps* nelle impostazioni della simulazione, ed imporlo pari a 5, che sono le condizioni di carico del sistema. Si ponga inoltre, attenzione, alla valutazione dell'impostazione *large deflection*, essa, se attivata, consente al software di valutare i cambiamenti di rigidezza del sistema a causa della deformazione imposta dal carico stesso. Nel caso in esame non è possibile definire a priori se è necessario oppure no, ma conviene valutare due simulazioni: una con l'opzione disattivata ed una con la stessa attivata, in modo da verificare le differenze sul modello deformato.

### Applicazione del carico

Il carico esterno risulta, dunque, essere applicato all'estremità libera con due direzioni possibili: parallelo o perpendicolare alla condotta. Dato che a livello teorico il fenomeno di riduzione del volume dovrebbe essere lo stesso si è deciso di distinguere le due casistiche: nella prima simulazione si è applicato uno spostamento parallelo al tubo e nel secondo perpendicolare allo stesso, come indicato nella figura 5.6. Si riassumono i valori di spostamento in direzione Y ed X al variare degli step di simulazione in tabella 5.1. Si ricorda che i valori riportati sono indicati in valore assoluto, la direzione di applicazione risulta quella che consente di ottenere un aumento del raggio di curvatura della spira: nel caso del carico parallelo lo spostamento positivo coincide con il verso negativo dell'asse delle Y, nel caso di carico perpendicolare lo spostamento positivo coincide con il verso positivo dell'asse delle X.

Step simulazione	Valore del carico [mm]
1	2
2	4
3	6
4	8
5	10

Tabella 5.1: Variazione del carico in funzione degli step di simulazione in direzione Y ed X.

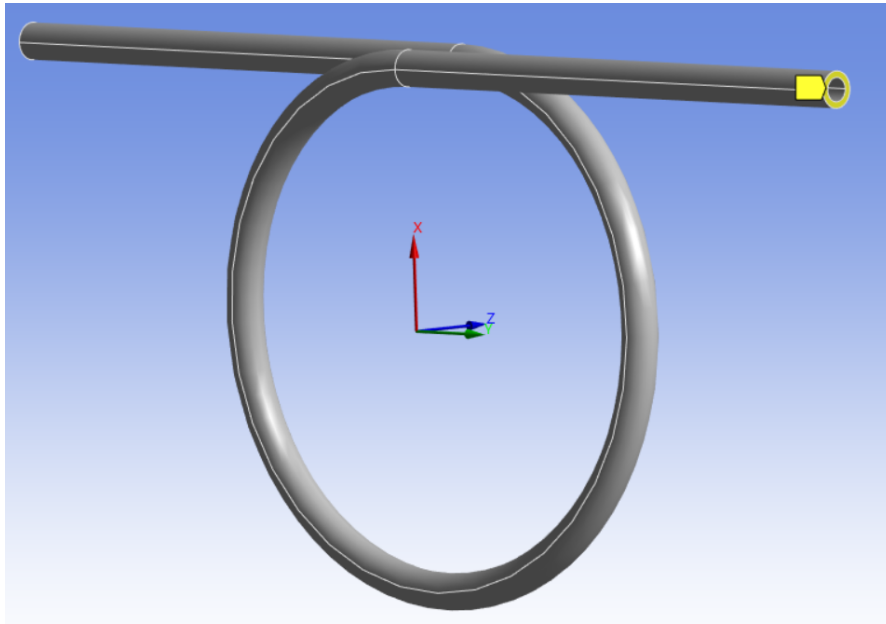


Figura 5.6: Rappresentazione della superficie di carico a cui è applicato lo spostamento nel sistema semplificato

### 5.2.3 Simulazione a pressione interna imposta

#### Impostazione analisi

L'impostazione della simulazione richiede, nuovamente, l'introduzione di un processo iterativo di carico, in particolare la componente di pressione risulta variabile tra 10 e 60 bar, come indicato in tabella 5.2. Nel caso in esame si vuole evitare di ripetere le simulazioni in condizioni di *Grandi Deformazioni* e nelle condizioni di *Piccole Deformazioni*, per cui ci affida ai risultati della precedente simulazione a carico di spostamento: se questa definisce che sia necessario considerare la variazione di rigidità del sistema si mantiene per tutte le simulazioni che saranno effettuate con il modello in esame, altrimenti si mantengono le impostazioni di piccoli spostamenti.

Step simulazione	Valore del carico [bar]
1	10
2	20
3	30
4	40
5	50
6	60

Tabella 5.2: Valore del carico di pressione in funzione degli step di simulazione.

### Applicazione del carico

Il carico di pressione rappresenta l'interazione del fluido con il sistema meccanico, ne deriva che le superfici di interesse sono tutte quelle lambite dal fluido stesso, ovvero tutte le superfici interne del condotto. Si ponga attenzione che, contrariamente al manometro di Bourdon, non si ha alcuna superficie di estremità su cui agisce la pressione, in quanto il fluido entra ed esce dalle due bocche del condotto. Una simulazione del sistema equivalente a quello in esame ma con una estremità tappata può essere ritrovata in appendice.

La rappresentazione della condizione di carico, è riportata in figura 5.7:

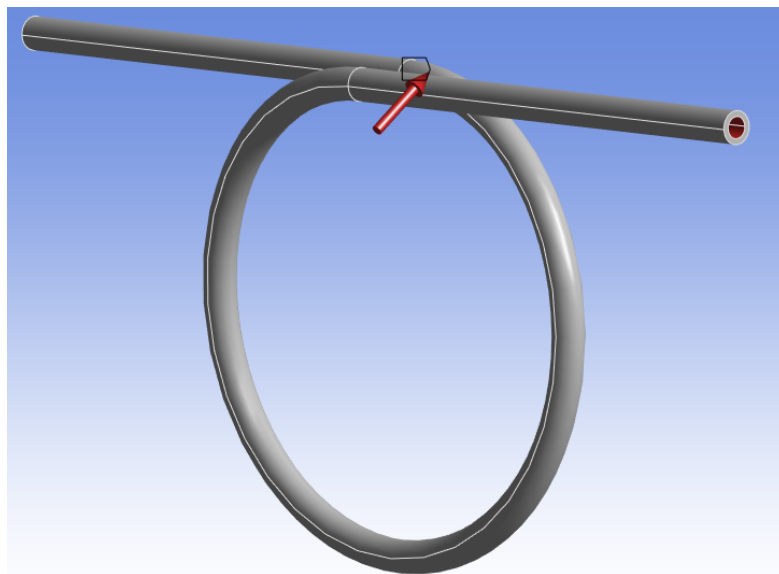


Figura 5.7: Rappresentazione del carico di pressione applicato alla spira semplificata.

# Capitolo 6

## Risoluzione e presentazione dei risultati del FEM del sistema semplificato

### 6.1 Simulazione a spostamento imposto

#### 6.1.1 Solving

##### Deformazioni

Si procede, dunque, alla risoluzione della simulazione imponendo l'ottenimento dei cinque corpi deformati ottenuti in seguito all'applicazione dei carichi della simulazione. Dato che non si conosce a priori l'entità delle deformazioni, si è deciso di effettuare un confronto tra due simulazioni, variando l'utilizzo, o meno, della opzione *Large Deflection*. Per ottenere questo si è deciso di valutare i valori massimi di deformazione ottenuti nelle due casistiche, rappresentate in tabella 6.1 nel caso di carico parallelo e in tabella 6.2 nel caso di carico perpendicolare. Da un'analisi preliminare si può identificare che non vi sia una grande differenza di valori di deformazione, da ciò ne deriva che la rigidità del sistema non varia considerevolmente a causa del cambiamento di geometria causato dal carico. Per ulteriori valutazioni si rimanda al paragrafo dedicato all'analisi dei dati.

Si riporta, a titolo di esempio, la deformata ottenuta in seguito all'applicazione del carico parallelo di entità 10 mm in figura 6.1 e del carico perpendicolare della stessa entità, in figura 6.2. Tramite un'analisi preliminare delle condizioni deformate si può apprezzare la differenza rispetto alla condizione indeformata, rappresentata in grigio con una differente trasparenza.



Spostamento [mm]	Deformazione [mm]	
	<i>Large Deflection</i> disattivata	<i>Large Deflection</i> attivata
0	0	0
2	2,119	2,118
4	4,238	4,233
6	6,238	6,345
8	8,477	8,454
10	10,596	10,560

Tabella 6.1: Confronto deformazioni massime senza e con l'opzione *Large Deflection* attivata, nel caso di carico parallelo.

Spostamento [mm]	Deformazione [mm]	
	<i>Large Deflection</i> disattivata	<i>Large Deflection</i> attivata
0	0	0
2	2,054	2,057
4	4,108	4,120
6	6,161	6,189
8	8,215	8,262
10	10,269	10,339

Tabella 6.2: Confronto deformazioni massime senza e con l'opzione *Large Deflection* attivata, nel caso di carico perpendicolare

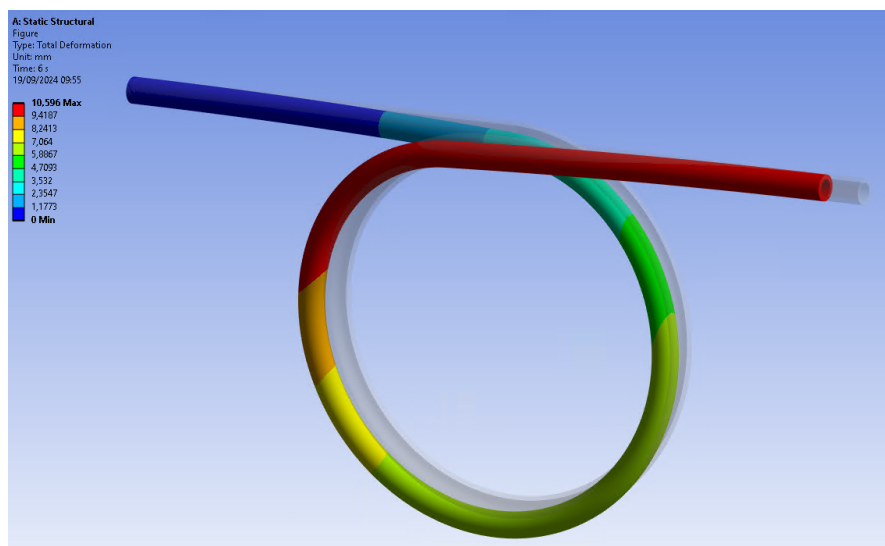


Figura 6.1: Deformata con spostamento parallelo 10 mm.

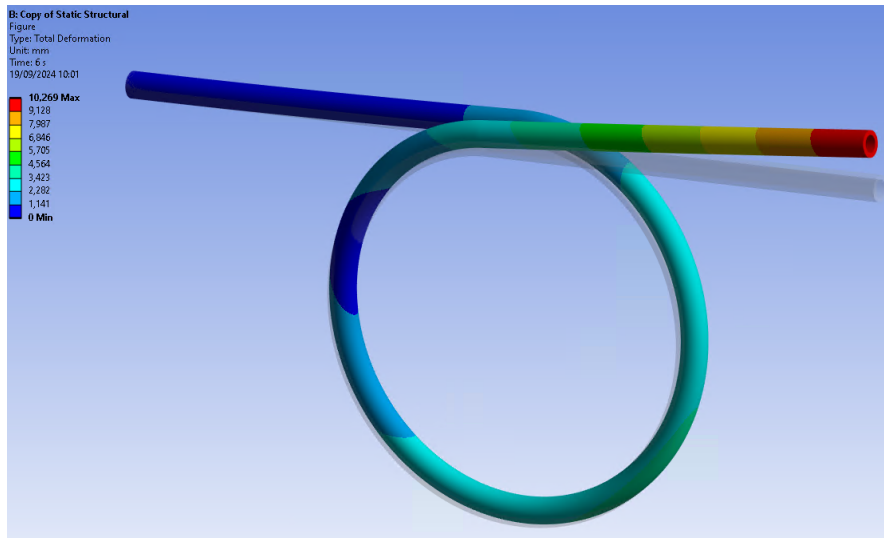


Figura 6.2: Deformata con spostamento perpendicolare 10 mm.

## Volume

Dato che l'obiettivo è quello di valutare il volume interno è opportuno esportare i modelli in file STL tramite l'opportuna opzione del software, con l'obiettivo di valutare il fenomeno e la correlazione dello stesso con lo spostamento applicato. Il processo di misura del volume interno può essere opportunamente consultato nell'appendice del documento. Dopo il processo di calcolo dello stesso è possibile ora correlare lo spostamento imposto, sia parallelo che perpendicolare, al volume interno ottenuto tramite l'esportazione del CAD deformato e valutare la variazione di volume rispetto a quello iniziale indeformato.

Si denoti che il valore ottenuto dalla condizione indeformata dopo l'esportazione dal software di simulazione è coerente con quello ottenuto applicando lo stesso metodo del capitolo precedente direttamente sul CAD continuo. In particolare si ottiene un volume di  $5908 \text{ mm}^3$  dal modello continuo ed un valore pari ad oltre il 99% dello stesso,  $5896 \text{ mm}^3$ , da quello indeformato esportato a causa delle approssimazioni determinate dalla discretizzazione del modello. In tabella 6.3 è riportata la correlazione tra lo spostamento parallelo e la variazione di volume percentuale, calcolato tramite la relazione 6.1.

$$\Delta V = 100 \cdot \frac{V_{def} - V_{ind}}{V_{ind}} \quad (6.1)$$

E' possibile ricavare una tabella analoga per la caratterizzazione del sistema con carico applicato perpendicolare, in tabella 6.4.

Spostamento esterno [mm]	Volume [ $mm^3$ ]	$\Delta V$ [%]
0	5896	0,00%
2	5897	0,01%
4	5899	0,04%
6	5901	0,08%
8	5905	0,15%
10	5910	0,23%

Tabella 6.3: Spostamento parallelo rispetto alla variazione di volume.

Spostamento esterno [mm]	Volume [ $mm^3$ ]	$\Delta V$ [%]
0	5896	0,00%
2	5897	0,01%
4	5898	0,02%
6	5901	0,08%
8	5906	0,16%
10	5912	0,26%

Tabella 6.4: Spostamento perpendicolare rispetto alla variazione di volume.

Risulta interessante, da un'analisi preliminare dai dati ottenuti, valutare che la variazione di volume esiste ed in particolare è un aumento dello stesso, per cui è preliminarmente verificata la ipotesi effettuata. Si pone attenzione che i valori di  $\Delta V$  ottenuti sono di valore esiguo ma possono, in via teorica, determinare un'ampia variazione di pressione in quanto il fluido di lavoro è olio, ovvero un liquido. Da qui deriva che una minima variazione di volume può determinare una ampia risposta di pressione.

## 6.1.2 Post-processing

### Errore energetico

Si procede alla valutazione dell'errore energetico tramite l'utilizzo dei comandi APDL nel software Ansys Workbench. Risulta necessario riportare il valore per ogni analisi in quanto esso dipende, oltre che dalla mesh e dal modulo elastico, dal valore di tensione del sistema che, ovviamente, cambia in relazione al carico applicato. Il valore di errore energetico ritrovato è molto inferiore al 5% preventivato, in quanto è pari a 0,62 % nel caso di carico parallelo e 0,75 % nel caso di quello perpendicolare. Si è deciso di proseguire l'analisi in quanto il modello risulta poco complesso e questo processo non ha richiesto una potenza di calcolo molto elevata.

### Confronto tra *piccole* e *grandi* deformazioni

Analizzando i dati forniti tramite le simulazioni, riportati in tabella 6.1 e 6.2, si determina che la variazione di deformazione ottenuta attivando l'impostazione *Large Deflection* è minima, valutabile in alcuni micron per i carichi minori, per arrivare a valori di alcuni centesimi per quelli più elevati. Si è deciso di elaborare i dati ottenuti dalla simulazione in modo da evidenziarne le differenze: in particolare si riporta in tabella 6.5 la differenza di valori tra la condizione di *piccole* e *grandi* deformazioni a parità di modulo del carico applicato adimensionalizzata rispetto alla deformazione con *piccole* deformazioni.

In prima battuta si può immediatamente decretare che per ottenere la stessa differenza in valore massimo di deformazione è necessario un modulo più elevato nel caso di carico parallelo, per esempio si ottiene una differenza dello 0,3 % applicando uno spostamento di 8 mm nel caso parallelo, unicamente di 4 mm nell'altro: si tratta di un comportamento che aumenta di rilevanza all'aumentare del modulo di carico. Si ottiene, dunque, che nel caso di direzione dello spostamento applicato perpendicolare l'influenza della deformazione sulla rigidità del sistema aumenta. Pur valendo le condizioni indicate, le differenze di deformazione risultano comunque esigue con i carichi applicati, con valori massimi di differenza inferiori all'1%, da cui ne deriva la possibilità di effettuare le simulazioni senza considerare la variazione di rigidità dovuta alla deformazione, in modo da ridurre le richieste di potenza di calcolo per lo svolgimento della simulazione. Qualora vi fossero dei carichi applicati di modulo superiore a quello utilizzato nelle simulazioni presentate sarebbe necessaria un'ulteriore analisi per determinare l'eventuale deriva del fenomeno, anche se risulta improbabile ottenere uno spostamento di entità così elevata in ogni singola spira a livello sperimentale.

Spostamento in valore assoluto[mm]	Delta deformazione massimo con e senza <i>large deflection</i> [%]	
	Direzione parallela	Direzione perpendicolare
0	0	0
2	0,1	0,2
4	0,1	0,3
6	0,2	0,4
8	0,3	0,6
10	0,3	0,7

Tabella 6.5: Confronto tra le deformazioni con e senza *Large Deflection* nel caso di spostamento parallelo e perpendicolare.

### Confronto tra le deformazioni in relazione alla direzione del carico applicato

Si denota in figura 6.1 e 6.2 come il carico di spostamento causi un progressivo aumento del raggio di piegatura della spira, tendendo a riportare il condotto nella condizione rettilinea. La deformazione ha una distribuzione a valori crescenti a partire dal vincolo sino al punto di applicazione del carico ma non presenta le stesse caratteristiche in entrambe le casistiche.

Nel caso di carico parallelo al condotto si può valutare come ogni porzione del tubo sia deformata sino al tratto rettilineo dove è posizionato il vincolo ed in particolare tutto il condotto vicino al punto di carico lo sia in modo consistente. Al contrario, nel caso di carico perpendicolare solo quest'ultimo tratto subisce questo valore di deformazione, mentre il resto del condotto risulta poco deformato.

Dato che sono disponibili i dati della simulazione è possibile provvedere con una analisi numerica completa e non unicamente basata sulla rappresentazione grafica del risultato. Analizzando i valori riportati nelle tabelle 6.1 e 6.2 si denota come i valori massimi non siano particolarmente differenti tra loro, a meno di decimi, ma risultano essere i valori medi di deformazione, riportati in tabella 6.6 ad essere molto differenti. Quest'ultimo è valutato come la media aritmetica tra i valori di deformazione assegnati ad ogni singolo elemento della mesh, per cui un risultato inferiore significa che, mediamente, si ottiene una deformazione meno intensa con l'applicazione del carico perpendicolare. Ad esempio, ricaviamo unicamente una deformazione media di 2,83 mm, a confronto di una pari a 6,39 mm nel caso di carico parallelo. Ne deriva, dunque, che nel caso di carico parallelo il corpo sia deformato in modo più massivo, non concentrato unicamente nel punto di applicazione del carico stesso.

Spostamento esterno [mm]	Deformazione media [mm]	
	Carico parallelo	Carico perpendicolare
0	0	0
2	1,278	0,566
4	2,556	1,132
6	3,834	1,698
8	5,113	2,264
10	6,391	2,830

Tabella 6.6: Confronto tra le deformazioni medie ottenute con l'applicazione dei differenti carichi.

### Analisi variazione volume.

Si analizzano i dati riportati in tabella 6.3 e 6.4 con l'obiettivo di approfondire eventuali relazioni che possono intercorrere tra lo spostamento applicato e la variazione di volume ottenuta. Si rammenta che ogni eventuale correlazione ritrovata risulta essere caratteristica del sistema in esame e del carico in esame perciò la generalizzazione della stessa non può essere effettuata in modo banale ma deve proseguire attraverso una complicazione del modello e una nuova analisi analoga a quella presentata. Si sfrutta la rappresentazione grafica dei dati da analizzare riportata in figura 6.3.

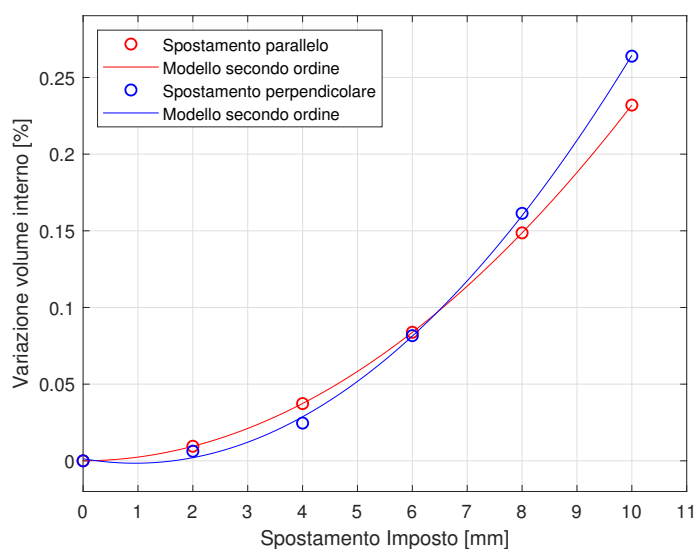
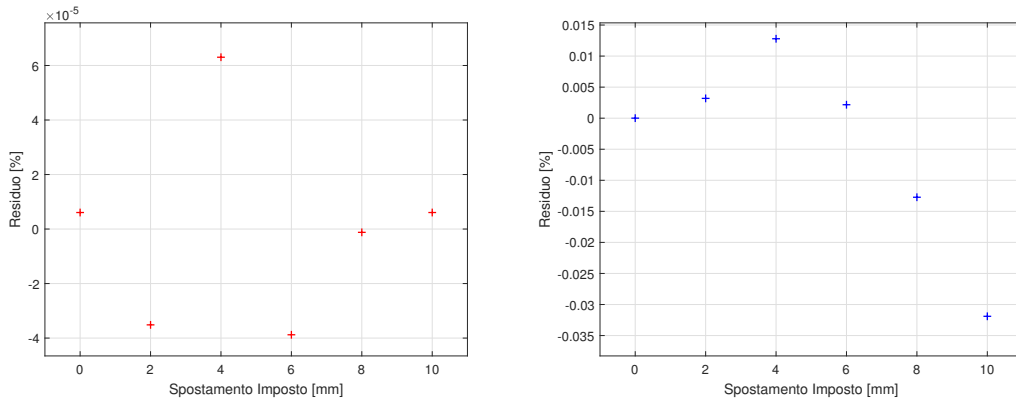


Figura 6.3: Confronto tra la variazione di volume interno con lo spostamento applicato esternamente.

Si è deciso di analizzare i dati con Matlab, denotando che essi risultano disposti in modo ordinato, da qui la volontà di ricercare una curva interpolante. Si è ipotizzato di utilizzare, in prima battuta, una curva interpolante del secondo ordine per entrambe le serie di dati tramite i comandi *polyfit* e *polyval* del software. Si riportano le curve di interpolazione nella figura 6.3. La determinazione nell'utilizzo di curve di ordine 2 è valutabile tramite la rappresentazione dei residui in figura 6.4: non si denotano particolari derive degli stessi, per cui si assume che il modello utilizzato abbia le capacità di rappresentare il fenomeno, inoltre la loro norma è dell'ordine di  $10^{-4}$  in entrambe le serie di dati. I valori dei coefficienti dei polinomi sono riportati nelle relazioni: 6.2 per il carico parallelo, e 6.3 per quello perpendicolare.

$$y = 0,0023 \cdot x^2 + 0.0001 \cdot x \quad (6.2)$$



(a) Residui dell'interpolazione dei dati di spostamento parallelo (b) Residui dell'interpolazione dei dati di spostamento perpendicolare

Figura 6.4: Rappresentazione dei residui nelle due condizioni di carico

$$y = 0,0032 \cdot x^2 - 0.0061 \cdot x + 0.0013 \quad (6.3)$$

### 6.1.3 Osservazioni conclusive

Le osservazioni ottenute sono:

- L'applicazione di uno spostamento, perpendicolare o parallelo, determina una minima, ma esistente, variazione del volume interno del condotto. Si è dunque dimostrato, tramite una simulazione, l'effetto del tubo di Bourdon.
- Risulta indifferente la direzione di applicazione del carico al fine di ottenere una variazione di volume. La condizione sufficiente risulta, dunque, essere quella di variare la curvatura stessa del tubo ripiegato.
- La direzione di applicazione ha, però, una ben precisa influenza sul valore stesso di variazione di volume: risulta infatti che lo stesso valore di spostamento determina due differenti  $\Delta V$  se applicato parallelamente o perpendicolarmente al condotto.
- Esiste un punto, ora definito *discriminante*, che separa due comportamenti ben definiti: per spostamenti inferiori ad esso la variazione di volume ottenuta con un carico parallelo è superiore a quello del carico perpendicolare, oltre ad esso si inverte il comportamento. Il valore discriminante del carico risulta essere 6 mm.
- Si rammenta, come ricavato dai paragrafi precedenti, che la direzione di carico influenza il valore della deformazione media: uno spostamento per-

pendicolare al condotto deforma meno la struttura. In aggiunta ad esso, si è determinato da quest'ultima valutazione che si ottiene circa la stessa variazione di volume, se non addirittura superiore a quella del carico parallelo. Questo determina un vantaggio per l'eventuale realizzazione di un dispositivo basato sulla variazione di volume: minore è la richiesta di deformazione per unità di variazione volumica, minore sarà l'energia da fornire al sistema.

- L'utilizzo delle relazioni 6.2 e 6.3 consente l'identificazione della variazione di volume a partire dal carico applicato all'esterno. In particolare, se si stesse effettuando una prova sperimentale sulla spira utilizzata per la simulazione misurando lo spostamento in un punto, sarebbe possibile identificare la variazione di volume interno ed eventualmente correlarlo alla pressione. Quest'ultima richiesta necessita di un opportuno modello numerico sul software Amesim che sarà svolta nei capitoli successivi.

## 6.2 Simulazione con pressione interna

### 6.2.1 Solving

Si provvede alla risoluzione della simulazione ritrovando i corpi deformati rappresentati in forma grafica in figura 6.5. Si denota che la pressione interna provoca uno spostamento dell'estremità libera della spira lungo la direzione X, in analogia all'applicazione di un carico esterno perpendicolare alla faccia circolare. Questo è perfettamente analogo con la teoria di Bourdon, infatti, pur non essendo presente l'estremità chiusa, la pressione agisce su ogni superficie interna al condotto ma, data la curvatura del tubo, non si hanno le stesse superfici in direzione radiale. Infatti, la zona di intradosso presenta una superficie di azione inferiore rispetto a quella di estradosso, determinando una forza risultante che tende ad aumentare il raggio di curvatura del sistema; provocando lo spostamento della estremità libera.

Si rappresentano, in tabella 6.7, i risultati di spostamento massimo e medio della spira in corrispondenza dei carichi applicati. Si denota come non sia riportato il confronto con l'opzione *large deflection* attiva, in quanto si è appurato tramite l'analisi precedente che non risulta influente il cambiamento di geometria sulla rigidità del sistema.



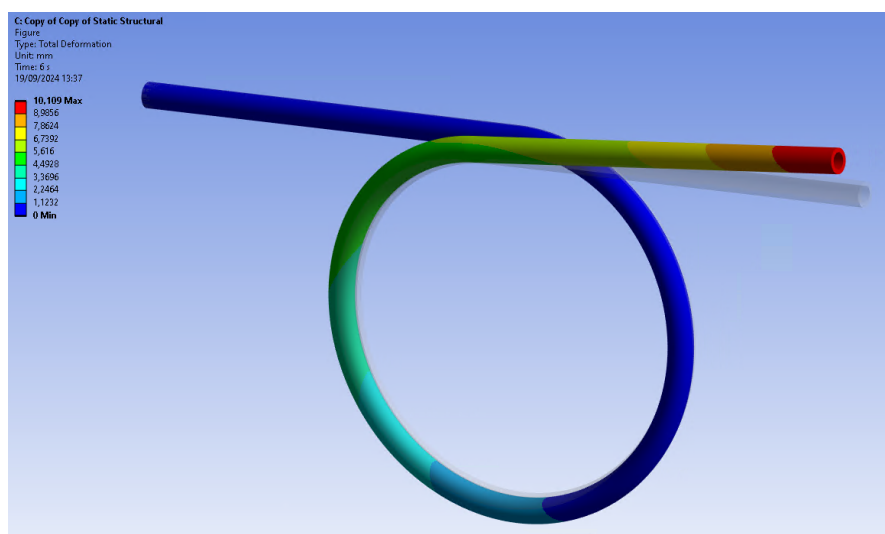


Figura 6.5: Deformazione della spira semplificata con carico di pressione di 60 bar.

Valore del carico	Deformazione massima [mm]	Deformazione media [mm]
0	0	0
10	1,685	0,478
20	3,370	0,956
30	5,055	1,433
40	6,739	1,911
50	8,424	2,389
60	10,109	2,867

Tabella 6.7: Confronto deformazioni massime e medie con applicazione del carico di pressione.

Come ipotizzato in analogia al fenomeno di Bourdon si è ottenuto uno spostamento tramite l'applicazione di un carico di pressione interna al condotto, da cui ne deriva che, per le analisi svolte nei capitoli precedenti, ad uno spostamento dell'estremo libero corrisponde una variazione del volume interno. Si riportano i valori ricavati dall'analisi in tabella 6.8, in relazione al valore della pressione applicata, in modo da poter analizzare la relazione che intercorre tra di essi. Si ricorda che il  $\Delta V$  viene calcolato tramite la formula 6.1.

Pressione interna [bar]	Volume [ $mm^3$ ]	$\Delta V$ [%]
0	5896	0,00%
10	5897	0,01%
20	5899	0,04%
30	5901	0,09%
40	5905	0,15%
50	5910	0,23%
60	5916	0,33%

Tabella 6.8: Variazione di volume rispetto alla pressione applicata.

## 6.2.2 Post-processing

### Errore energetico

In analogia con la valutazione effettuata nel caso dei carichi di spostamento si ripete il calcolo per il sistema caricato con la pressione interna, ottenendo nuovamente un valore di PRERR molto basso, pari a 0,67 %, per cui ci si è assicurati che il modello abbia le capacità di convergere ad un risultato.

### Valutazione relazioni tra pressione applicata e spostamento massimo e medio

Analizzando la tabella 6.7 si possono ricavare delle relazioni tra lo spostamento con piccole deformazioni e la pressione applicata all'interno della tubazione, ottenendo il grafico rappresentato in figura 6.6. Si denota come le relazioni siano puramente lineari, in quanto per ipotesi si rimane al di sotto del limite di elasticità del materiale ed entro i piccoli spostamenti.

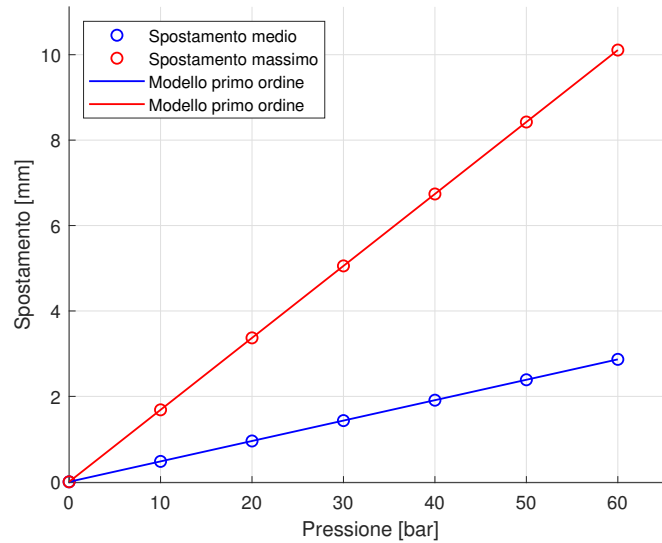


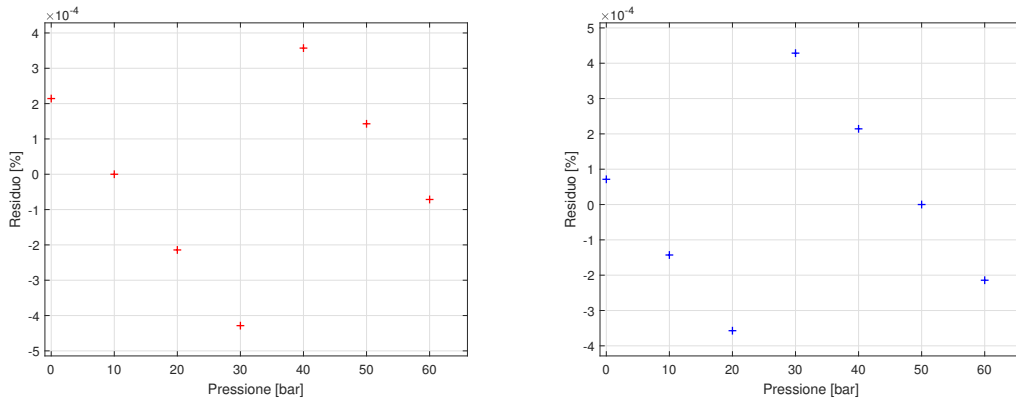
Figura 6.6: Variazione dello spostamento medio e massimo in funzione della pressione.

Il sistema si comporta come già valutato nel caso di applicazione di uno spostamento: l'applicazione del carico perpendicolare alla faccia consente di ottenere elevati spostamenti massimi con moderati valori di spostamento medio. Tuttavia in questo caso la definizione della direzione non è attribuibile alla volontà di caricare uno spostamento in quella direzione ma è determinata dalla interazione tra la pressione e la forma della spira, come indicato nella teoria del fenomeno di Bourdon. Si ipotizza che lo spostamento massimo sia, in ognuna delle simulazioni svolte, l'estremità libera della spira che è coerente con quanto analizzato nelle condizioni di deformata.

Inserendo i dati in una analisi su Matlab, si può valutare la loro linearità sfruttando la rappresentazione dei residui riportata in figura 6.7. Questi ultimi non riportano alcuna indicazione di derive o regolarità degli stessi, inoltre la loro norma è dell'ordine di  $10^{-4}$  in entrambe le serie di dati. Le relazioni ottenute sono riportate in 6.4 e 6.5, rispettivamente per lo spostamento medio e per quello massimo. Si denota come il valore di intercetta della retta sia praticamente nullo in entrambi i casi.

$$y = 0.0478 \cdot x + 7.14 \cdot 10^{-5} \quad (6.4)$$

$$y = 0.1685 \cdot x + 2.14 \cdot 10^{-4} \quad (6.5)$$



(a) Residui dell'interpolazione dei dati di spostamento massimo (b) Residui dell'interpolazione dei dati di spostamento medio

Figura 6.7: Rappresentazione dei residui dell'interpolazione lineare

### Valutazione relazioni tra pressione applicata e variazione di volume

Attraverso l'analisi dei dati di tabella 6.8 si denota come pressioni di modesta entità come 10 o 20 bar siano capaci di riportare variazioni minime di volume, dell'ordine di alcuni centesimi percentuali, ma sono quelle che risultano essere applicate nel caso sperimentale. Si ricorda, infatti, che le prove sperimentali sono state effettuate con un valore medio di pressione di ingresso di circa 28 bar ed una ampiezza di circa 5 bar. Questi valori risultano, dunque, di importanza fondamentale per la correlazione tra i dati sperimentali e quelli ricavati dalle simulazioni. Si può ipotizzare che se la spira semplificata fosse inserita all'interno del sistema di prova essa subirebbe una deformazione iniziale pari a circa lo 0,09%, a causa della componente media e successivamente subirebbe un'oscillazione di volume di un valore inferiore allo 0,01 % a causa della componente oscillante della pressione. Questa variazione di volume, opportunamente sfasata, si ipotizza essere responsabile dell'ottenimento del fenomeno di riduzione delle oscillazioni.

Si denota come sia possibile effettuare un'analisi analoga a quella presentata nel paragrafo precedente, ovvero sfruttando Matlab ed imponendo una interpolazione del secondo ordine, in quanto la relazione tra pressione applicata e spostamento risulta lineare, come appurato nel paragrafo precedente. Si riporta l'interpolazione dei dati sperimentali in figura 6.8 e le distribuzioni dei residui in figura 6.9, affermando che non esista alcuna distribuzione preferenziale degli stessi e la loro norma risulti essere dell'ordine di  $10^{-5}$ , dunque la relazione migliore per la interpolazione è quella quadratica.

$$y = 8.72 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 + 2.92 \cdot 10^{-4} \cdot x + 2.02 \cdot 10^{-5} \quad (6.6)$$

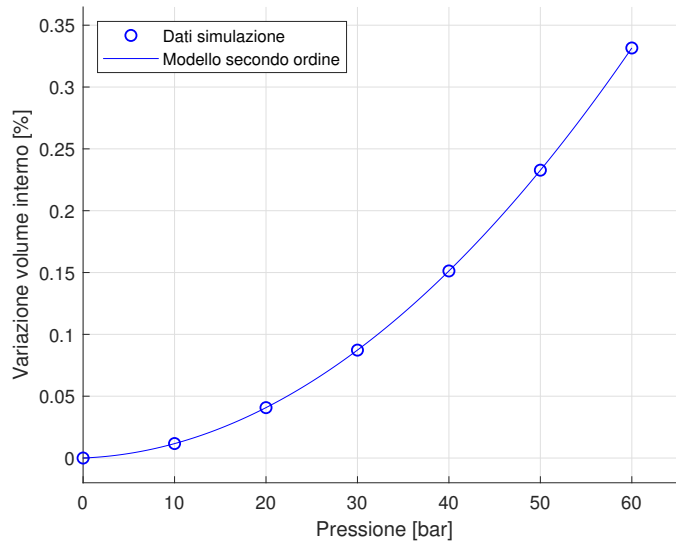


Figura 6.8: Rappresentazione dei dati sperimentali con opportuna interpolazione.

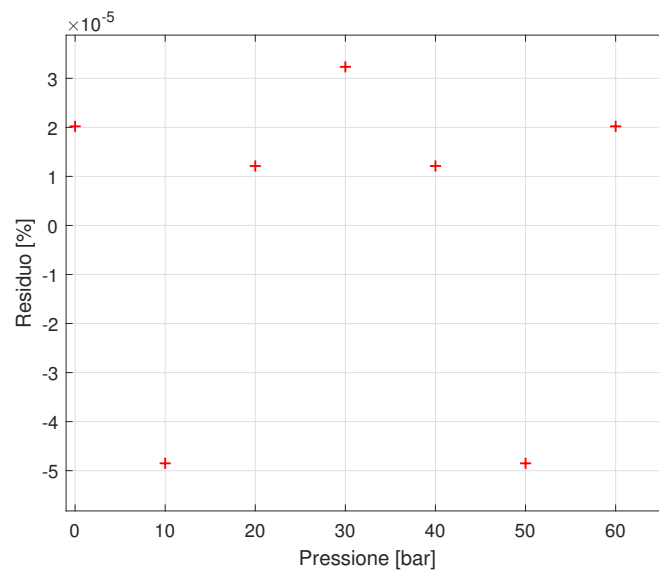


Figura 6.9: Rappresentazione dei residui della interpolazione quadratica.

### 6.2.3 Osservazioni conclusive

Le osservazioni ricavate dall'analisi sono:

- Si è scelta una mesh sufficientemente raffinata, capace di far convergere il modello ad un risultato. Se fosse necessario ridurre la potenza di calcolo richiesta si potrebbe aumentare la dimensione della mesh, sino ad arrivare a valori di PRERR paragonabili con quello dell'incertezza del modulo elastico.
- L'applicazione di una pressione interna alla spira semplificata definisce l'ottenimento di uno spostamento dell'estremità libera della stessa in direzione perpendicolare alla faccia circolare in analogia all'applicazione di un carico esterno.
- La relazione che intercorre tra lo spostamento e la pressione applicata risulta lineare, sia nei valori massimi che in quelli medi. Si è ipotizzato che lo spostamento massimo coincida con quello attuato in direzione X dall'estremità libera. Se si volesse indagare ulteriormente sarebbe possibile effettuare una simulazione ricavando solamente i dati in quella direzione di quel punto.
- Viene verificato in modo simulato il fenomeno di Bourdon: l'applicazione di una pressione ad un tubo piegato determina il cambiamento del raggio di curvatura dello stesso a causa della differenza di superficie su cui agisce la pressione.
- Lo spostamento determinato dalla pressione di carico causa una variazione del volume interno, in analogia all'applicazione di uno spostamento dall'esterno.
- La relazione che intercorre tra la pressione applicata e la variazione di volume risulta quadratica, per questo motivo è possibile ricavare, nel caso in esame, quale oscillazione di pressione applicare per ottenere una determinata variazione di volume. Questo verifica l'ipotesi che il fenomeno di smorzamento sia determinato da una sovrapposizione tra la pressione di ingresso e una contro-pressione determinata dalla variazione di volume. La correlazione tra la variazione di volume e la pressione ottenibile sarà ulteriormente indagata nel corso della tesi.

## 6.3 Simulazione con estremità del condotto tappata

### 6.3.1 Solving

Per fornire un'ulteriore visuale sul fenomeno del tubo di Bourdon utilizzato negli strumenti di misura della pressione si è deciso di effettuare una nuova simulazione in condizioni più vicine a quelle del manometro stesso. In particolare si è deciso di modificare il CAD della spirale semplificata tappando la bocca di uscita del fluido e fornendo una nuova superficie di azione della pressione per deformare il sistema. La decisione di utilizzare il modello semplificato è determinata dalla volontà di mantenere la prevedibilità di deformazione del sistema, garantita dalla semplicità stessa e dalla possibilità di valutare le differenze di risposta rispetto al sistema analizzato nel capitolo dedicato. Per mantenere la coerenza con quest'ultimo si è deciso di imporre le stesse condizioni di vincolo e di mesh che non verranno ulteriormente indagate, in modo da facilitare il confronto tra gli stessi. Si è deciso di applicare carichi equivalenti a quelli della simulazione effettuata nel capitolo precedente in modo da garantire la possibilità di confronto. I risultati sono riportati in tabella 6.9.

Valore del carico	Deformazione massima [ $\mu\text{m}$ ]	Deformazione media [ $\mu\text{m}$ ]
0	0	0
10	3	1
20	6	2
30	9	3
40	13	3
50	16	4
60	19	5

Tabella 6.9: Confronto deformazioni medie e massime con spirale tappata all'estremità.

Si è deciso di non calcolare tutte le variazioni di volume corrispondenti all'applicazione del carico di pressione in quanto la trattazione eseguita suggerisce che sia necessario uno spostamento dell'estremità libera per generare la variazione di volume interno, da cui ne deriva che in caso di spostamenti molto ridotti non possa essere ottenuta alcuna variazione di volume apprezzabile. Per mantenere comunque la coerenza si è deciso di calcolare un'unica variazione di volume, corrispondente alla applicazione di una pressione di 60 bar. I valori ottenuti sono riportati in tabella 6.10.

Pressione interna [bar]	Volume [ $mm^3$ ]	$\Delta V$ [%]
0	5896	0,00
60	5897	0,01

Tabella 6.10: Confronto volume interno rispetto alla pressione interna applicata.

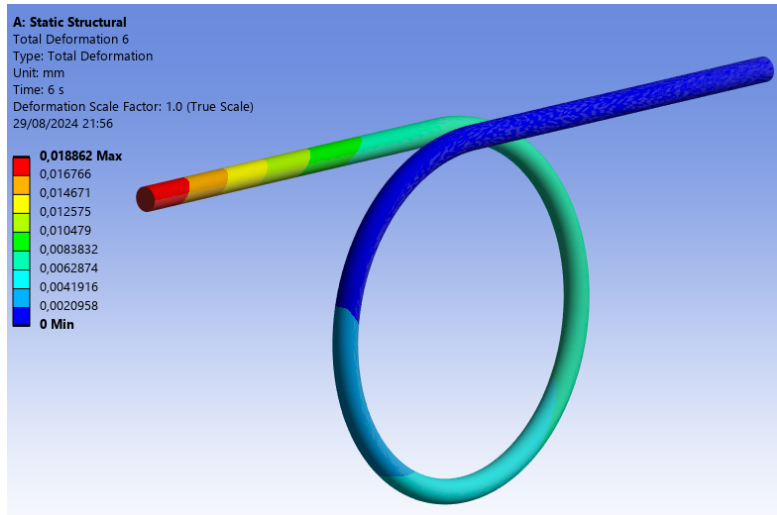


Figura 6.10: Rappresentazione della deformata della spirale tappata in estremità.

### 6.3.2 Post-processing

Si può facilmente riconoscere come le entità degli spostamenti totali siano molto inferiori rispetto a quelle del caso della spira senza estremità tappata, sia in valore medio che in quello massimo. Per esempio, nel caso di una pressione applicata di 40 bar nel caso di condotto aperto si ha una deformazione globale di 6,7 mm rispetto a quella di 16  $\mu\text{m}$  ottenuta con il condotto chiuso in estremità. Questa differenza sostanziale è attribuibile unicamente all'azione della superficie stessa di chiusura, infatti si genera una spinta che è parallela all'asse del tratto rettilineo che si contrappone a quella perpendicolare dovuta all'effetto Bourdon. Esaminando una simulazione unicamente con la pressione applicata sulla estremità si nota come l'effetto ottenuto sia un allungamento della spira ed una riduzione del raggio di curvatura, da cui si ottiene una deflessione verso X negative, esattamente opposte a quelle della valutazione effettuata nei capitoli precedenti. Ne deriva dunque l'impossibilità di utilizzare questo sistema per ottenere degli spostamenti che possano portare alla variazione di volume e, dunque, risultino interessanti per lo sviluppo di sistemi di smorzamento della pressione. Si evidenzia come venga mantenuta la linearità anche nel caso in esame, a dimostrazione dell'utilizzo di piccoli spostamenti. La valutazione sulla variazione di volume corrispondente sarebbe evitabile



se si ipotizzassero come valide le relazioni che legano lo spostamento totale alla variazione di volume, tuttavia non sarebbero rispettate le stesse condizioni di carico per cui si è deciso di procedere con una ulteriore valutazione. Si evince come una pressione interna di 60 bar sia capace di generare una variazione di volume molto ridotta, oltre 30 volte inferiore rispetto a quella nel caso della spira senza tappo, per cui si ipotizza che non vi sia alcuna effettiva variazione di volume al fine richiesto dal testo in esame.

### 6.3.3 Osservazioni conclusive

- Il cambiamento di geometria nel caso della spira semplificata cambia totalmente la risposta del sistema al carico di pressione interna.
- Non si evidenzia alcuna deformazione totale apprezzabile a causa della contrapposizione dell'azione della pressione sulle pareti piegate del condotto, effetto Bourdon, e sulla estremità chiusa imposta in questa nuova geometria.
- Non si ottengono variazioni apprezzabili di volume in seguito all'applicazione di una pressione interna.
- Si ipotizza che lo spostamento della estremità libera sia una condizione necessaria per ottenere una variazione interna di volume, in quanto nel caso in esame, in assenza della condizione, non si è assistito alla presentazione del fenomeno.
- Grazie all'analisi effettuata e alle conclusioni tratte si determina che lo spostamento dell'estremità libera sia una condizione necessaria e sufficiente. Si presuppone quindi che esista un dualismo tra il fenomeno ricercato e lo stesso spostamento che può essere, dunque, sfruttato per creare dei dispositivi di smorzamento delle onde di pressione. Si ponga attenzione che queste valutazioni sono valide unicamente nel caso del sistema in esame, ulteriori investigazioni saranno proposte a seguire.

## Capitolo 7

# Introduzione al FEM del sistema spira completo.

L'utilizzo di un sistema semplificato ha consentito di ridurre i tempi delle simulazioni preliminari e ritrovare una metodologia di analisi che possa portare ad avere dei risultati attendibili anche nel caso di modelli più complessi. Risulta necessario, ora, proseguire con l'approccio ingegneristico e sfruttare le capacità di calcolo del software agli elementi finiti per analizzare una condizione più vicina alla realtà. L'ipotesi iniziale era quella di analizzare tutto il sistema di tubazioni, comprendente la spira e i due tubi di collegamento alla servovalvola ed alla capacità, come è stato effettuato per l'analisi modale ma questo provocava dei problemi tecnici nell'analisi del volume interno. Si è ipotizzato, dunque, che le variazioni di volume ottenute nei tratti di congiungimento della spira con il resto del circuito siano trascurabili rispetto a quello ottenuto dal corpo centrale, per cui l'analisi viene effettuata solamente rispetto a quest'ultimo. Si ponga attenzione che questa ipotesi risulta essere molto forte, in quanto il fenomeno della variazione di volume è legato ai tratti piegati del tubo, ovvero al fenomeno Bourdon, e nei condotti trascurati vi sono delle curve che potrebbero dunque fornire delle zone di variazione di volume, anche se per il momento si decide di trascurarle.

L'analisi della spirale completa è, dunque, una diretta estensione delle analisi effettuate nei capitoli precedenti, per cui si ripeteranno in modo fedele i processi sino all'ottenimento di risultati coerenti con l'esperienza teorica e sperimentale. Si procede, pertanto, all'analisi delle deformazioni risultanti da carichi di spostamento e di pressione esterni, valutando il volume interno e la sua correlazione con lo spostamento applicato.

## 7.1 Pre-processing

### 7.1.1 Definizione geometria del sistema

Il sistema completo, come analizzato per la realizzazione dell'analisi modale, è costituito da una parte centrale, la spira, e da due condotti opportunamente sagomati che svolgono la funzione di collegamento ai due componenti cardine del circuito: la servovalvola e la capacità. L'impossibilità di effettuare la simulazione nelle condizioni più complete e coerenti con la realtà ha imposto la necessità di utilizzare solamente la parte centrale, rappresentata in figura 7.1.

Il modello utilizzato può essere visualizzato come un'estensione di quello semplificato, consentendo di ipotizzare a priori i risultati ottenibili attraverso le simulazioni e intuire se questi sono coerenti con la realtà. Il processo di risoluzione FEM consente sempre di ottenere un risultato ma non è detto che questo sia corretto, o addirittura, può essere incoerente con la realtà o con la teoria, per cui ponendoci in condizioni semplificate ed estendendo la complessità del sistema si possono evitare errori di valutazione e analizzare in modo errato i risultati presentati. Il modello in esame può essere visualizzato come formato da 6 spire disposte in serie tra loro, per cui, conoscendo la deformazione ottenibile su una singola di esse, il risultato nella nuova condizione dovrebbe essere una somma di queste ultime, opportunamente pesata rispetto alla nuova rigidità del componente e dalla interazione tra le spire stesse.

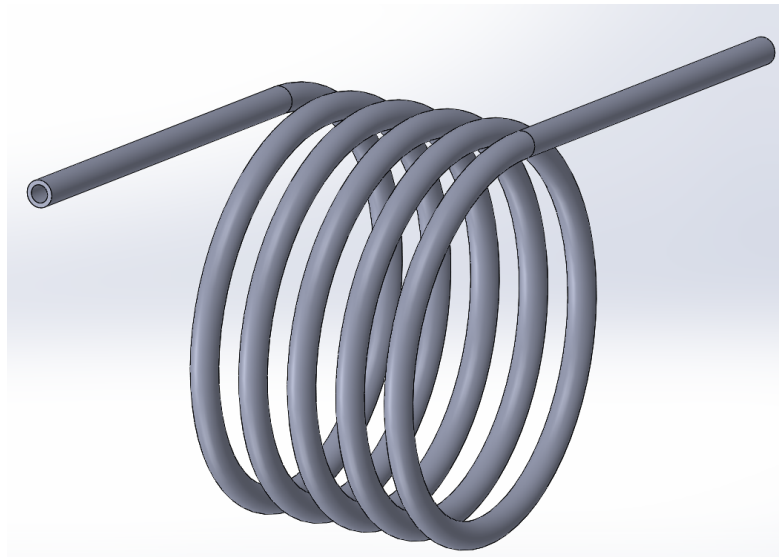


Figura 7.1: Rappresentazione del sistema spira completo.

## 7.1.2 Generazione ed analisi mesh

Si procede definendo la mesh della spira completa: si è deciso di utilizzare nuovamente elementi Hex20 sfruttando una mesh fine, come nel caso della spira semplificata. Si riportano i grafici relativi agli indicatori principali di una simulazione agli elementi finiti in figure 7.2, 7.3 e 7.4.

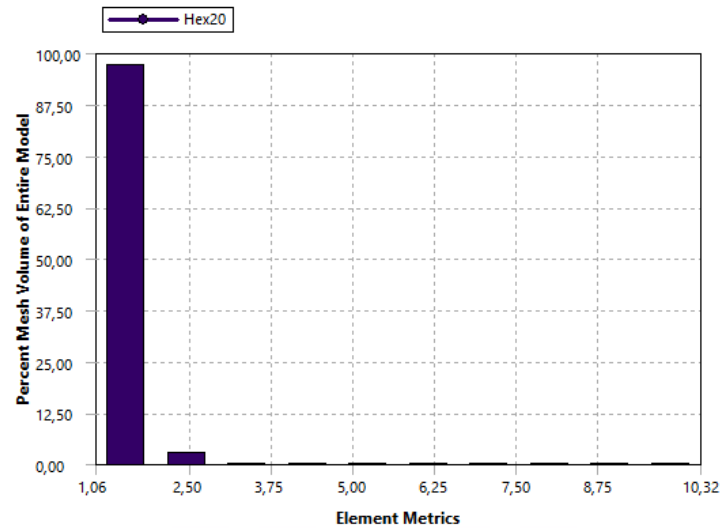


Figura 7.2: Indicazione della *Aspect Ratio* della mesh del sistema completo.

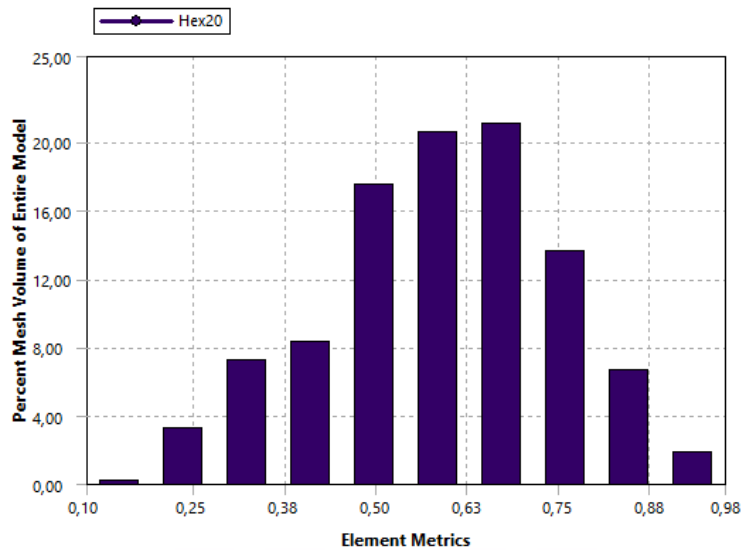


Figura 7.3: Indicazione del *Jacobian Ratio* della mesh del sistema completo.

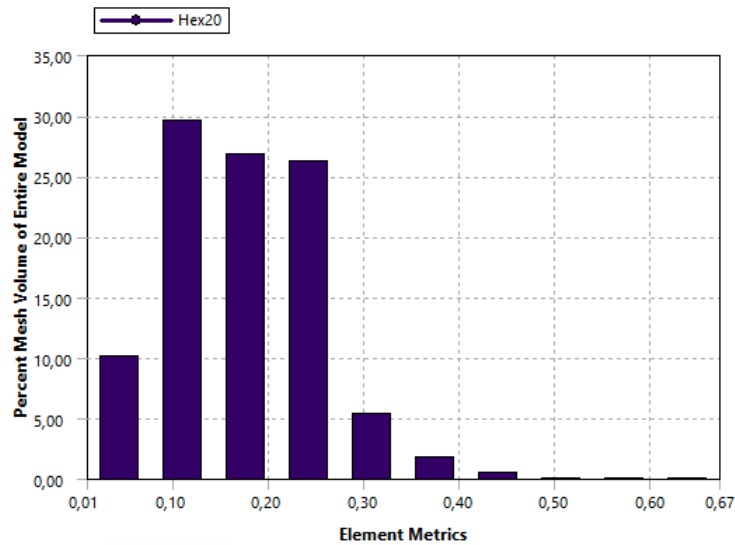


Figura 7.4: Indicazione del *Skewness* della mesh del sistema completo.

Si pone l'attenzione sui risultati presentati in forma grafica per definire che la mesh risulta essere adatta alla simulazione in esame in quanto gli elementi sono molto vicini ad uno ideale, ovvero cubico, come dimostra il valore dell'*Aspect Ratio* praticamente unitario in tutto il componente. Inoltre non si presentano elementi eccessivamente distorti, oppure con angoli dissimili da quelli dell'elemento ideale.

## 7.2 Processing

### 7.2.1 Applicazione delle condizioni di vincolo

Le condizioni di vincolo richiedono un'analisi preliminare: la spira risulta inserita nel sistema reale collegata tramite nippo filettati alle due estremità dei condotti. L'ipotesi iniziale consisteva nel vincolare entrambe le estremità della stessa limitando molto le capacità di deformazione e soprattutto eliminando la possibilità di spostamento analoghe a quelle del sistema ridotto. Analizzando il componente reale si può valutare come entrambi i collegamenti filettati siano efficaci nel vincolare la struttura in modo elastico, ovvero senza eliminare completamente alcun tipo di spostamento nelle tre direzioni cartesiane principali. Esaminando le foto ricavate durante le prove sperimentali, in figura 3.4, si valuta che entrambe le estremità possono subire spostamenti verticali ed anche lungo la direzione parallela all'asse del condotto rettilineo. Si ipotizza, inoltre, che si possano ottenere spostamenti anche lungo la terza direzione, non valutabile nella fotografia. Questa capacità di spostamento è determinata dalla presenza dei due condotti di collegamento che si

comportano come due vincoli rigidi rispetto al condotto stesso, che ne impediscono il movimento relativo, sebbene risultino cedevoli globalmente in ogni direzione. In via preventiva, per ridurre la complessità della simulazione e avere una configurazione simile a quella del sistema semplificato, si è deciso di non modellare i vincoli come cedevoli nello spazio ma di vincolare rigidamente, con un vincolo a rigidità infinita, un lato della spira completa ed applicare lo spostamento all'altra estremità. Questa può sembrare una condizione di vincolo troppo rigida rispetto al sistema reale, per cui si può richiedere una ulteriore valutazione della stessa, se i risultati ottenuti non dovessero essere in linea con i quelli sperimentali. Si ponga attenzione, però, che l'applicazione di un carico unicamente su un lato della spira può essere equivalente al movimento di entrambe le estremità, in quanto si deve valutare lo spostamento relativo dei due estremi. Si prenda per esempio una molla: se si applica uno spostamento di valore  $X$  in direzione opposta ai due capi di una molla, questo è uno spostamento relativo di  $2X$  delle due estremità che risulta essere equivalente ad un sistema con un estremo vincolato ed uno spostamento imposto di  $2X$  mm all'altra estremità. Da questa considerazione ne deriva la volontà di vincolare solamente un lato del sistema spira, come rappresentato in figura 7.5.

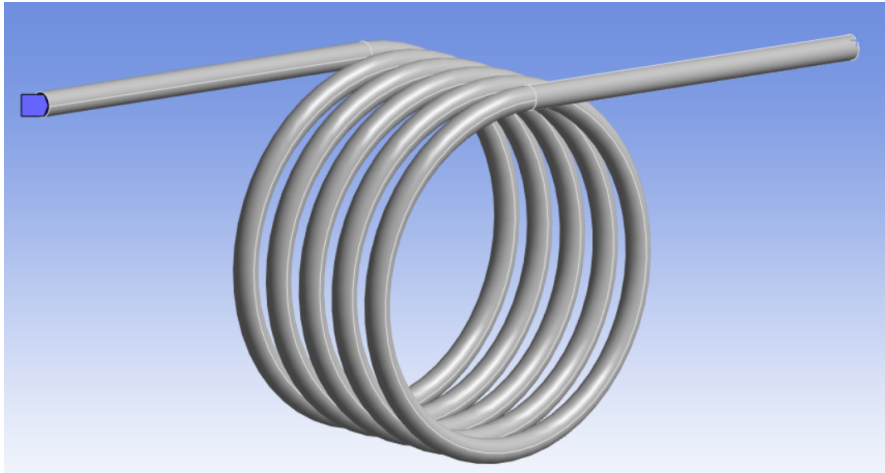


Figura 7.5: Condizioni di vincolo del sistema completo.

## 7.2.2 Simulazione a spostamento imposto

### Impostazione analisi

In analogia al caso della spira semplificata, l'obiettivo è quello di ottenere più condizioni deformate imponendo degli step di carico crescenti, in questo modo lo svolgimento della simulazione determina l'ottenimento di differenti condizioni da poter analizzare nella parte dedicata. Per ottenere questo è necessario imporre il *Number of Steps* pari a 6, ovvero i differenti valori che assume il carico dall'esterno. Si pone attenzione che, per completezza, si ripete l'analisi considerando la variazione di rigidità determinata dalla modifica di geometria derivante dal carico. Per valutare la sua influenza, i risultati tratti da questa analisi determineranno l'utilizzo, o meno, della impostazione *Large Deflection* nel proseguo di tutte le analisi relative al sistema completo.

### Applicazione del carico

Nella simulazione in esame si è deciso di imporre lo spostamento esterno, ma esso, come nel caso semplificato, può essere applicato in due direzioni: si effettua una simulazione con carico parallelo all'asse del condotto rettilineo e una con questo in direzione perpendicolare allo stesso. In entrambi i casi i carichi applicati di spostamento presentano valori crescenti, come riportato in tabella 7.1. Si ricorda che i valori riportati sono indicati in valore assoluto, la direzione di applicazione risulta quella che consente di ottenere un aumento del raggio di curvatura della spira, in analogia al sistema semplificato. In particolare il carico parallelo richiesto risulta essere concorde al verso dell'asse Y, mentre quello perpendicolare risulta essere discorde, infatti si necessita di un carico in direzione opposta all'asse X per ottenere un aumento del raggio di curvatura della spira.

Step simulazione	Valore del carico [mm]
1	0
2	2
3	4
4	6
5	8
6	10

Tabella 7.1: Variazione del carico in funzione degli step di simulazione in direzione Y ed X

Si riportano le rappresentazioni delle condizioni di carico in figura 7.6.

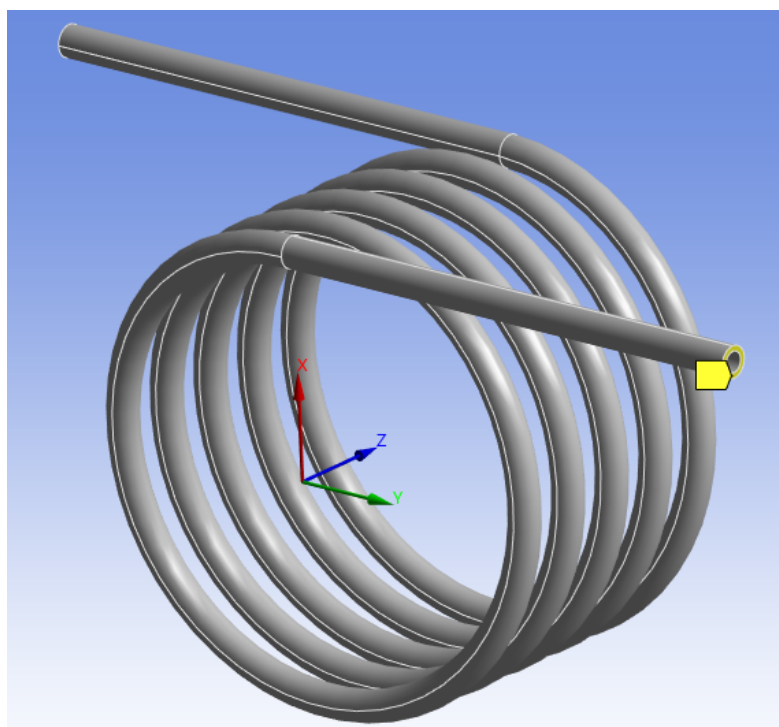


Figura 7.6: Superficie di applicazione del carico nel sistema completo.

### 7.2.3 Simulazione a pressione interna imposta

#### Impostazione analisi

Si è deciso di proseguire l'analisi della spirale completa valutando la relazione che intercorre tra l'applicazione di una pressione interna e la variazione di volume ottenibile, in analogia alla spirale ridotta ed al fenomeno di Bourdon. Il numero di step di carico necessari risulta pari a 6, in modo da valutare la risposta in seguito all'applicazione di un carico costante di entità crescente tra 5 bar e 30 bar.

#### Applicazione del carico

Il carico di pressione, in quanto rappresentante l'interazione della struttura con il fluido, necessita di essere applicato su tutte le superfici che sono lambite dal fluido stesso, ovvero quelle del condotto interno. Si ponga attenzione che non vi è alcuna superficie di azione sulla porzione finale del condotto, contrariamente ad un tubo di Bourdon "classico". I valori di carico sono riportati in tabella 7.2, si evidenzia come i carichi siano inferiori rispetto a quelli della spirale semplificata, in quanto si è valutato, in una prima simulazione, che gli spostamenti ottenuti dall'applicazione di valori così alti di pressione fossero troppo elevati rispetto a



quelli misurati nella sperimentazione. Infatti, in essa si avevano valori medi di circa 28 bar e semi-ampiezze di circa 5 bar, valori molto più vicini a quelli della simulazione svolta. Si può valutare la rappresentazione delle aree di carico nella figura 7.7.

Step simulazione	Valore del carico [bar]
1	5
2	10
3	15
4	20
5	25
6	30

Tabella 7.2: Variazione del carico in funzione degli step di simulazione.

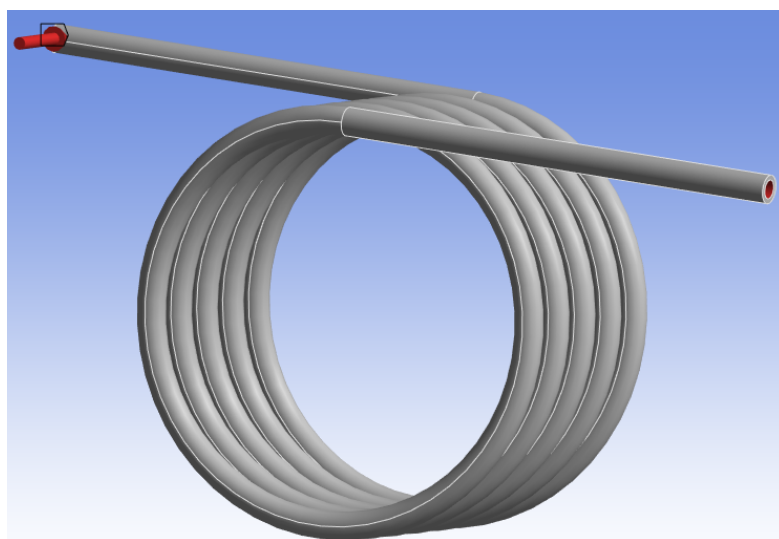


Figura 7.7: Superfici di applicazione del carico di pressione.

# Capitolo 8

## Risoluzione e presentazione dei risultati del FEM del sistema completo

### 8.1 Simulazione a spostamento imposto

#### 8.1.1 Solving

##### **Deformazioni**

Si procede con la valutazione delle deformazioni ottenute in seguito alla esecuzione della simulazione e si riportano, a titolo di esempio, le deformate relative al carico parallelo e perpendicolare di entità 10 mm in figura 8.1 e 8.2.

Si denota, attraverso l'utilizzo delle figure, come anche nel caso della spira completa la direzione del carico influenzi in modo prevalente la deformazione: nel caso del carico parallelo si deforma in modo molto più esteso rispetto all'altra condizione di carico, pur essendo della stessa entità. Questo sarà ulteriormente analizzato sfruttando i dati tabellati ricavati attraverso la simulazione.

Si riportano, in tabelle 8.1 e 8.2, i valori ricavati attraverso la simulazione.

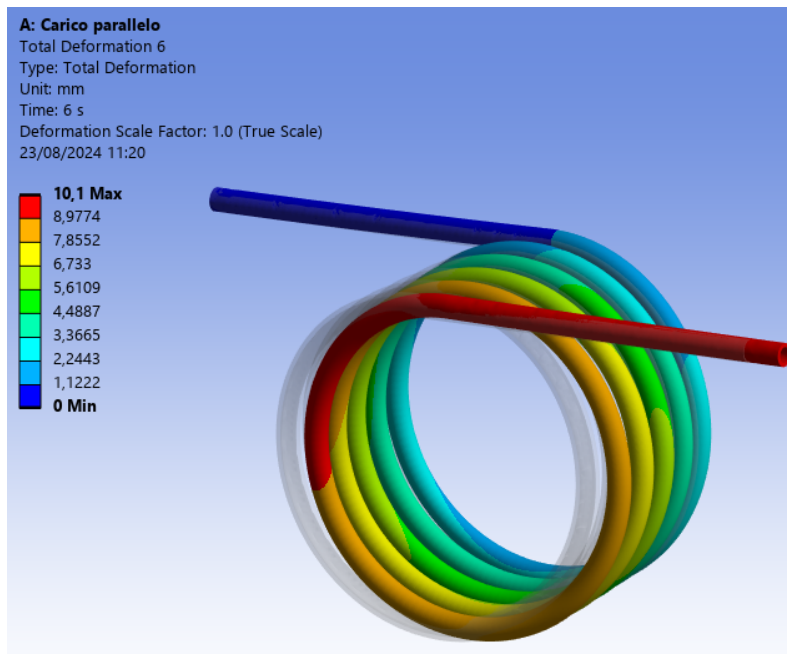


Figura 8.1: Rappresentazione della deformata del carico parallelo di 10 mm.

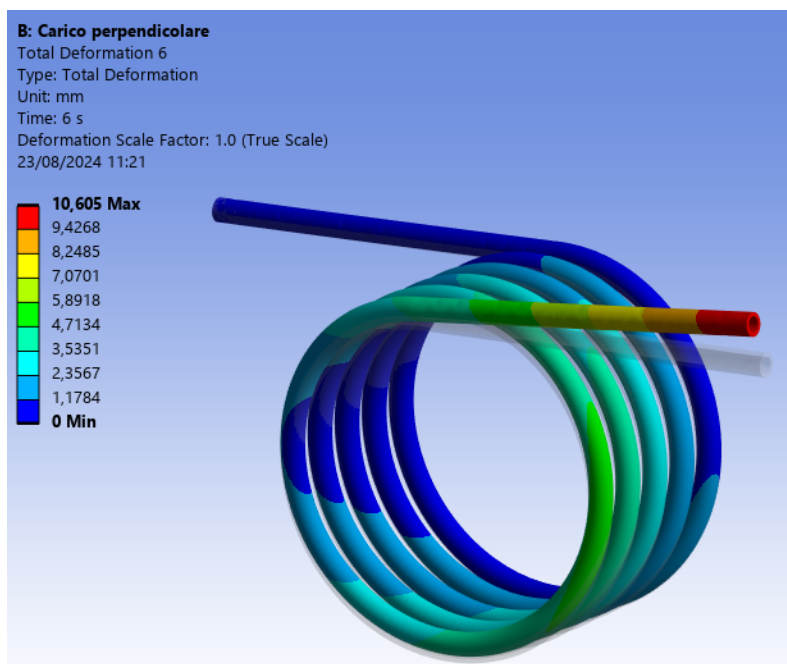


Figura 8.2: Rappresentazione della deformata del carico perpendicolare di 10 mm.

Spostamento [mm]	Deformazione massima [mm]	
	<i>Large Deflection</i> disattivata	<i>Large Deflection</i> attivata
0	0	0
-2	2,020	2,020
-4	4,040	4,040
-6	6,060	6,060
-8	8,080	8,080
-10	10,100	10,102

Tabella 8.1: Confronto deformazioni massime senza e con l'opzione *Large Deflection* attivata, nel caso di carico parallelo.

Spostamento [mm]	Deformazione massima [mm]	
	<i>Large Deflection</i> disattivata	<i>Large Deflection</i> attivata
0	0	0
2	2,116	2,121
4	4,233	4,246
6	6,349	6,376
8	8,466	8,496
10	10,582	10,605

Tabella 8.2: Confronto deformazioni massime senza e con l'opzione grandi deformazioni attivata, nel caso di carico perpendicolare.

## Volume

Si è ripetuto il processo di estrazione delle deformate e importazione nel software SolidWorks in modo da ricavare i valori di volume e di  $\Delta V$  in seguito all'applicazione del carico, denotando come, in analogia con i risultati presentati per la spira semplificata, anche in questo caso esiste una correlazione tra l'applicazione di uno spostamento e la conseguente variazione di volume. Il volume interno misurato attraverso il CAD continuo, risulta essere di  $19488 \text{ mm}^3$ . Tutti i valori misurati risultano inferiori a questo, a causa della imposizione della discretizzazione del sistema, per cui si è deciso di imporre il valore di riferimento pari a quello della condizione indeformata, pari a circa il 97% del valore reale, ovvero  $18952 \text{ mm}^3$ . Si riportano i risultati ottenuti in tabella 8.3 e 8.4. Si ricorda che il valore di  $\Delta V$  è calcolato sfruttando la relazione 6.1.

Spostamento esterno [mm]	Volume [ $mm^3$ ]	$\Delta V$ [%]
0	18952	0,00%
2	18954	0,01%
4	18959	0,04%
6	18968	0,09%
8	18981	0,15%
10	18997	0,24%

Tabella 8.3: Spostamento parallelo rispetto alla variazione di volume.

Spostamento esterno [mm]	Volume [ $mm^3$ ]	$\Delta V$ [%]
0	18952	0,00%
2	18954	0,01%
4	18960	0,04%
6	18970	0,10%
8	18984	0,17%
10	19002	0,26%

Tabella 8.4: Spostamento perpendicolare rispetto alla variazione di volume.

## 8.1.2 Post-processing

### Errore energetico

In analogia con la simulazione statica con modello semplificato, si è deciso di calcolare l'errore energetico per valutare se la mesh fosse adatta alla risoluzione. In particolare si può notare che il PRERR presenta un valore pari a 0,95% nel caso di carico parallelo e 1,05 % nel caso di quello perpendicolare. Si può dedurre, essendo molto inferiori al limite imposto del 5%, che la mesh risulta adatta alla risoluzione del modello indicato.

### Deformazioni

Analizzando i dati riportati nel paragrafo dedicato, si è deciso di elaborarli per ottenere alcune importanti delucidazioni sul fenomeno, in analogia a quanto svolto per il modello semplificato. In particolare si riportano in tabella 8.5 le differenze percentuali tra la simulazione con *piccoli* e *grandi* spostamenti, in modo da valutare quale delle due opzioni risulta più indicata per la risoluzione della simulazione. Si evidenzia come nel caso di spostamento parallelo le differenze siano pressochè nulle, ovvero inferiori allo 0,02 %, mentre nel caso della simulazione con carico perpendicolare i valori siano di un ordine di grandezza superiori, ma comunque inferiori allo 0,5%. Questa valutazione consente di validare l'utilizzo dei piccoli

spostamenti che richiedono, inoltre, un'inferiore potenza di calcolo per la risoluzione della simulazione.

Spostamento in valore assoluto[mm]	Delta deformazione massimo con e senza "large deflection" [%]	
	Direzione parallela	Direzione perpendicolare
0	0	0
2	0.01	0,21
4	0.01	0,32
6	0.01	0,42
8	0.01	0,35
10	0.02	0,22

Tabella 8.5: Confronto tra le deformazioni con e senza *large deflection* nel caso di spostamento parallelo e perpendicolare.

Si è deciso di proseguire il confronto valutando le differenze di deformazione media, nel caso di piccoli spostamenti, in modo da indagare ulteriormente sul fenomeno della deformazione localizzata o globale della spira rispetto alla direzione del carico, come si poteva individuare attraverso le immagini delle deformate presentate nel paragrafo precedente. Tramite la tabella 8.6 si denota come pur applicando lo stesso carico si ottengano due valori di deformazione media molto differenti: infatti l'applicazione di un carico parallelo, in perfetta analogia con la spira semplificata, risulta interessare aree superiori a quelle del carico perpendicolare, aumentandone il valore medio.

Spostamento [mm]	Deformazione media [mm]	
	Carico parallelo	Carico perpendicolare
0	0	0
2	1,086	0,438
4	2,173	0,875
6	3,259	1,313
8	4,345	1,750
10	5,432	2,188

Tabella 8.6: Confronto tra le deformazioni medie ottenute con l'applicazione dei differenti carichi.

## Volume

Si procede all'analisi della relazione che intercorre tra spostamento assegnato ed il  $\Delta V$ , ricordando che nel caso semplificato questo riportava ad una correlazione quadratica. Si rappresentano i dati delle tabelle 8.3 e 8.4 in forma grafica nella figura 8.3. Si procede con l'analisi dei dati della simulazione ricavando il miglior fit possibile degli stessi tramite i comandi di Matlab *polyfit* e *polyval*. Si ipotizza l'utilizzo di una interpolazione del secondo ordine, come già effettuato per la spira semplificata. Si denota come, contrariamente alla simulazione precedente, non si abbia alcun punto *discriminante* tra le due condizioni di carico, ma la condizione perpendicolare definisca una variazione di volume sempre maggiore della corrispettiva. Si afferma, dunque, che risulta più efficace applicare uno spostamento verticale piuttosto che in direzione assiale, anche per un eventuale dispositivo esterno.

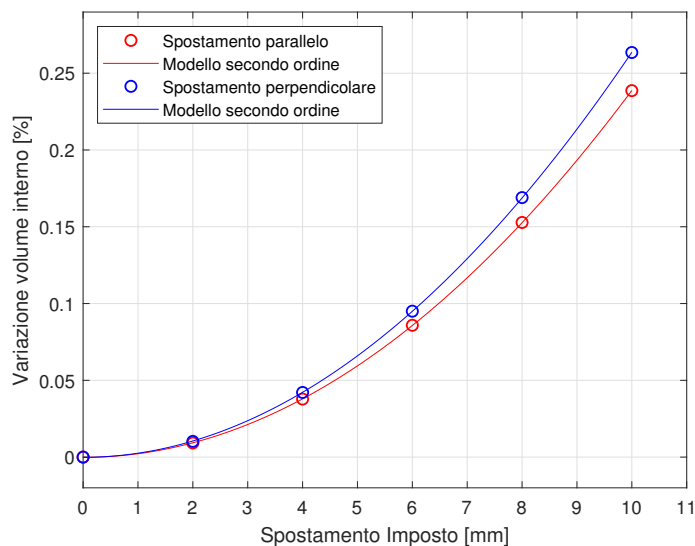
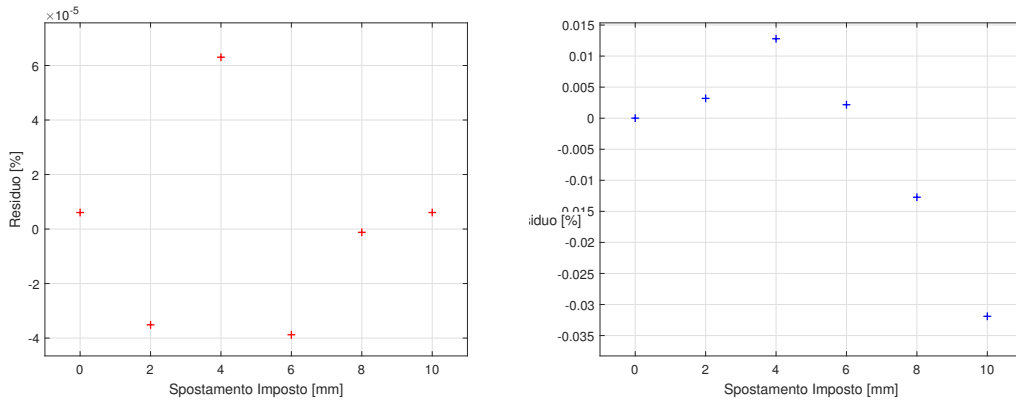


Figura 8.3: Relazione grafica tra spostamento e variazione di volume.

Si riporta in figura 8.4 la distribuzione dei residui delle due interpolazioni, sottolineando che non esistono derivate. Inoltre, la norma degli stessi risulta essere dell'ordine di  $10^{-4}$  per entrambe le valutazioni, rendendo affidabile l'utilizzo di questa interpolazione. Si riportano in relazione 8.1 e 8.2 i coefficienti della interpolazione ritrovati.

$$y = 0,0024 \cdot x^2 - 7,13 \cdot 10^{-5} \cdot x - 1.16 \cdot 10^{-4} \quad (8.1)$$

$$y = 0,0026 \cdot x^2 - 5,78 \cdot 10^{-5} \cdot x - 1.54 \cdot 10^{-4} \quad (8.2)$$



(a) Residui della interpolazione per carico parallelo. (b) Residui della interpolazione per carico perpendicolare.

Figura 8.4: Residui delle due interpolazioni dei dati della simulazione.

### 8.1.3 Osservazioni conclusive

Si riassumono le principali conclusioni che possono essere ricavate tramite l'analisi dei dati ricavati da questa simulazione più fedele alla realtà:

- L'utilizzo delle impostazioni di mesh dedicate definisce un errore energetico inferiore al limite convenzionale stabilito, pertanto si può proseguire con l'analisi sul modello indicato.
- Tramite l'analisi delle deformate si definisce come la direzione di carico influenzi l'estensione delle deformazioni all'interno del corpo. Infatti, applicando un carico in direzione parallela all'asse rettilineo della spira, si ottiene una zona deformata molto più estesa, in accordo con i dati ricavati per la spira singola.
- Il sistema non richiede l'utilizzo di equazioni per i grandi spostamenti, ovvero la rigidità del sistema non dipende dalla variazione di geometria imposta dal carico. Infatti, si osserva come le differenze di deformazione massima siano poco accentuate, al massimo 0,5 %, per cui si è deciso di mantenere l'utilizzo delle piccole deformazioni.
- Esiste, come previsto, anche nel caso in esame il fenomeno della variazione di volume causata dallo spostamento dell'estremità libera. In particolare, si sono valutate le relazioni matematiche esistenti tra l'entità dello spostamento e la corrispondente variazione di volume.



- Non esiste, contrariamente alla simulazione semplificata, il punto *discriminante* dove si ottiene la stessa variazione di volume con lo stesso spostamento applicato, indipendentemente dalla direzione.
- Si può definire, dunque, che la spira completa si comporti come ipotizzato precedentemente, ovvero come una serie di singole spirali che sono state analizzate nelle simulazioni precedenti, con valori di spostamento mediato sulla variazione di rigidità della stessa.

Si ponga attenzione all'entità degli spostamenti e delle variazioni di volume: risulta che, per ottenere una  $\Delta V$  dello 0,15% sia necessario uno spostamento verticale della estremità libera di 8 mm, un valore piuttosto elevato macroscopicamente. Questo risulta, però, molto vicino ai valori di spostamento reale valutati in modo empirico tramite l'utilizzo della telecamera ad alta risoluzione, come rappresentato nelle immagini 3.4. Al momento non è ancora nota la relazione tra la variazione di volume e la variazione di pressione ottenibile, tuttavia se si ipotizza quello rilevato come valore di riferimento risulta necessario utilizzare appositi attuatori che siano capaci di fornire quello spostamento alle frequenze richieste per ridurre le oscillazioni di pressione.

## 8.2 Simulazione con pressione interna

### 8.2.1 Solving

#### Deformazioni

Si verifica che l'applicazione di un carico di pressione interna abbia come conseguenza, visibile in figura 8.5, lo spostamento della estremità libera. Quest'ultimo, però, contrariamente al modello semplificato, non è unicamente in direzione X ma anche in direzione Z: ciò è imputabile alla presenza di effetti di accoppiamento tra le spire stesse del sistema. I valori di spostamento ottenibili sono molto elevati, per cui si è deciso di ridurre la pressione di prova da valori di 60 bar a 30 bar, in modo da rendere paragonabili i risultati con quelli misurati sperimentalmente.

Si denota come non sia stata svolta una simulazione con l'imposizione delle *Large Deflection*, in quanto si è valutato nella simulazione di spostamento che l'influenza del cambiamento di rigidità sia minima, da cui ne deriva l'ipotesi che non sia necessario appesantire ulteriormente la simulazione. Si riportano in tabella 8.7 i risultati di deformazione totale ricavati dalle simulazioni.

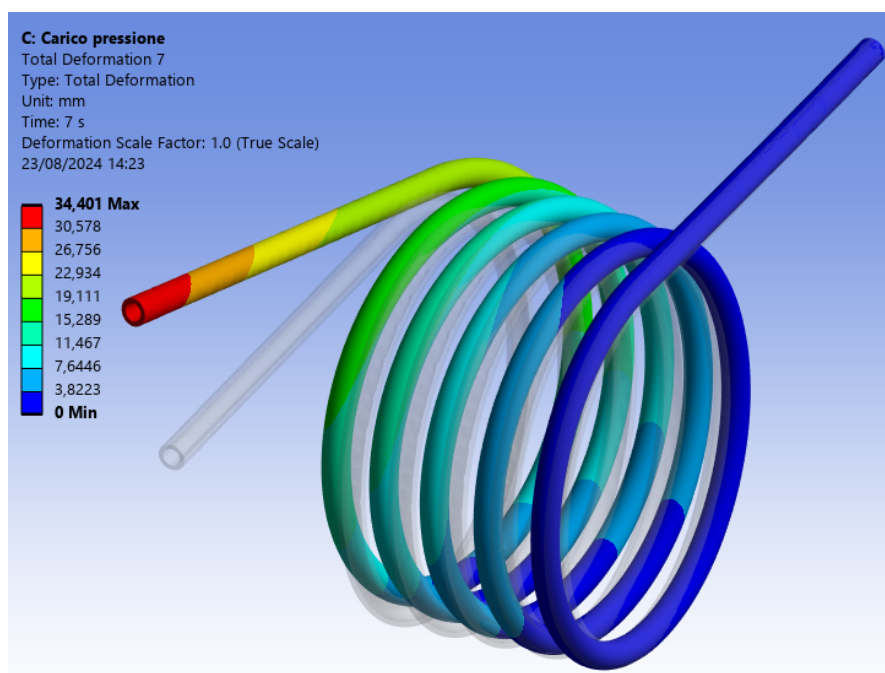


Figura 8.5: Deformata in seguito all'applicazione di un carico di pressione di 30 bar.

Valore del carico	Deformazione massima [mm]	Deformazione media [mm]
0	0	0
5	5,734	1,338
10	11,467	2,676
15	17,200	4,014
20	22,934	5,352
25	28,667	6,690
30	34,789	8,028

Tabella 8.7: Confronto deformazioni massime e medie con carico di pressione interna.

## Volume

Si procede alla valutazione della variazione di volume in seguito all'applicazione del carico di pressione interna, in analogia con la situazione della spirale ridotta. I risultati ottenuti sono riportati in tabella 8.8.

In seguito alla valutazione dei risultati ottenuti si è deciso che poteva essere interessante ridurre ulteriormente la pressione di carico rispetto al caso semplificato, in modo da analizzare il comportamento in presenza di valori di pressione pa-

Pressione interna [bar]	Volume [ $mm^3$ ]	$\Delta V$ [%]
0	18952	0,00%
5	18969	0,09%
10	19020	0,36%
15	19105	0,81%
20	19224	1,43%
25	19376	2,24%
30	19563	3,22%

Tabella 8.8: Variazione di volume rispetto alla pressione applicata.

ragionabili con quelli della semi-ampiezza della oscillazione nel caso sperimentale. Dunque, prima di procedere all'analisi dei dati, si è deciso di ripetere le simulazioni sfruttando carichi ridotti. In particolare, il limite massimo è stato imposto a 10 bar. Si riportano in tabelle 8.9 i confronti tra deformazioni massime e medie ed in tabella 8.10 le variazioni di volume ottenute con determinati carichi di pressione.

Valore del carico	Deformazione massima [mm]	Deformazione media [mm]
0	0	0
2	2,293	0,535
4	4,587	1,070
6	6,880	1,606
8	9,174	2,141
10	11,467	2,676

Tabella 8.9: Confronto deformazioni massime e medie con carico di pressione ridotto.

Pressione interna [bar]	Volume [ $mm^3$ ]	$\Delta V$ [%]
0	18952	0,00%
2	18955	0,02%
4	18963	0,06%
6	18977	0,13%
8	18996	0,23%
10	19020	0,36%

Tabella 8.10: Variazione di volume rispetto alla pressione applicata.

## 8.2.2 Post-processing

### Errore energetico

L'errore energetico calcolato per il modello caricato con pressione interna risulta essere pari a 0,99%, da cui anche questa simulazione risulta adatta al calcolo strutturale.

### Deformazioni

E' possibile effettuare l'analisi statica rappresentando lo stress equivalente di Von Mises in modo da comprendere il fenomeno di spostamento della spira tramite le tensioni che sono applicate sulla stessa. Si può valutare, osservando la figura 8.6, che le spire sono progressivamente caricate con tensioni superiori, tanto più ci si avvicina al vincolo perchè ogni spira a causa del carico tende ad aumentare il suo raggio di curvatura, per effetto Bourdon, ma lo fa rispetto alla spira che è immediatamente accanto ad essa. Se questa si può muovere perchè non è vincolata, si ottiene che tutti gli spostamenti delle spire che costituiscono il sistema si impilano sino ad arrivare all'ultima, che non può a sua volta riporli sul vincolo, perchè infinitamente rigido. Questo spiega intuitivamente il motivo per cui l'estremità libera si muove in due direzioni, contrariamente alla singola spira e determina il motivo per cui ci sia una zona ad alta tensione massima nell'intradosso della spira più vicina al vincolo.

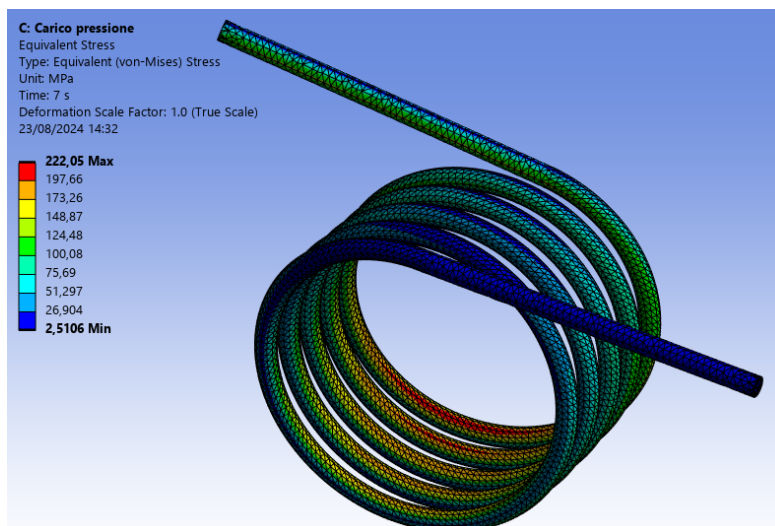


Figura 8.6: Tensioni equivalenti di Von Mises in seguito all'applicazione di un carico di pressione di 30 bar.

Rappresentando i risultati degli spostamento rispetto alla pressione imposta, si osserva una distribuzione lineare dei punti simulati, da cui si procede alla ricerca dei coefficienti di interpolazione della retta attraverso Matlab. I risultati sono riportati in forma grafica in 8.7 e i coefficienti sono indicati nelle relazioni 8.3 e 8.4 per la componente media e massima rispettivamente. La norma dei residui, valutata dell'ordine di  $10^{-4}$ , e la distribuzione dei residui, rappresentata in figura 8.8, consentono di attribuire con una maggiore certezza la linearità dello spostamento rispetto alla pressione. Si ponga attenzione che i dati ricavati sono di spostamento totale, non in una direzione specifica.

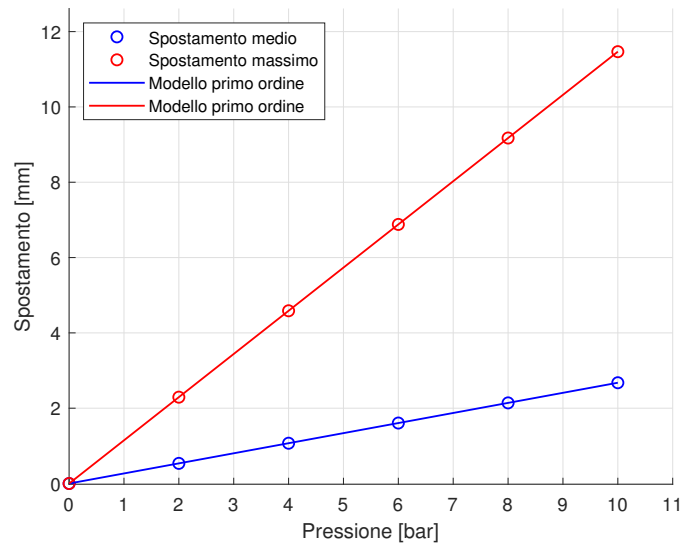
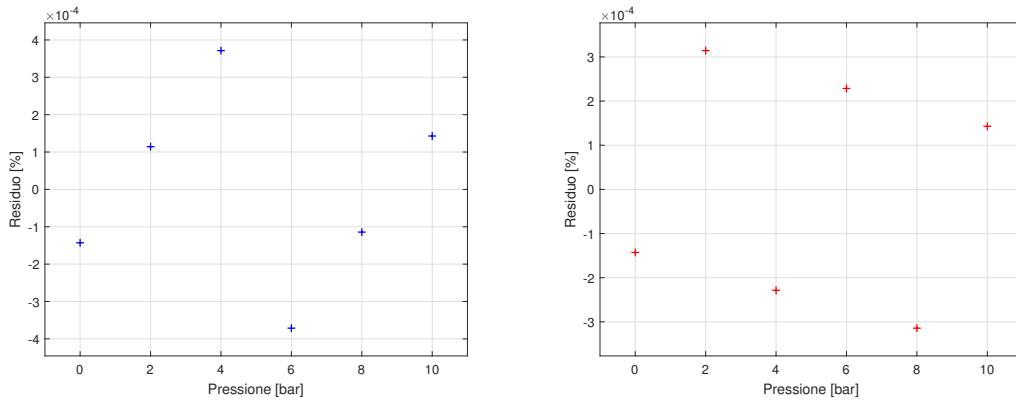


Figura 8.7: Relazioni tra la pressione applicata e lo spostamento totale ottenuto.

$$y = 0.2676 \cdot x \quad (8.3)$$

$$y = 1.1467 \cdot x \quad (8.4)$$



(a) Residui della interpolazione per spostamento medio. (b) Residui della interpolazione per spostamento massimo.

Figura 8.8: Residui delle due interpolazioni dei dati della simulazione.

## Volume

Tramite la rappresentazione dell'andamento della variazione di volume rispetto alla pressione applicata, si denota, come nel caso semplificato, un andamento parabolico per cui si ipotizza l'utilizzo di una interpolazione del secondo ordine, rappresentata in figura 8.9. Si evince come la pressione interna generi degli spostamenti che sono paragonabili a quelli applicati nel modello del paragrafo precedente, generando delle variazioni di volume della stessa entità. Ad esempio si valuti una pressione applicata di 4 bar: essa genera uno spostamento massimo di circa 4,6 mm ed una variazione di volume percentuale dello 0,058 %. Uno spostamento esterno della stessa entità, definisce, sfruttando la relazione 8.2, una variazione di volume dello 0,055 %, per cui i due valori risultano assolutamente paragonabili. Si ponga attenzione che la minima differenza di volume può essere determinata dalla componente idrostatica stessa che ha l'effetto di espandere il condotto dall'interno, aumentandone dunque il volume. Il risultato quadratico di interpolazione, i cui coefficienti sono riportati nell'equazione 8.5, viene confermato attraverso la distribuzione dei residui, presentata in figura 8.10 e mediante il valore della norma degli stessi con ordine di grandezza di  $10^{-4}$ .

$$y = 0,0036 \cdot x^2 + 0,0005 \cdot x \quad (8.5)$$

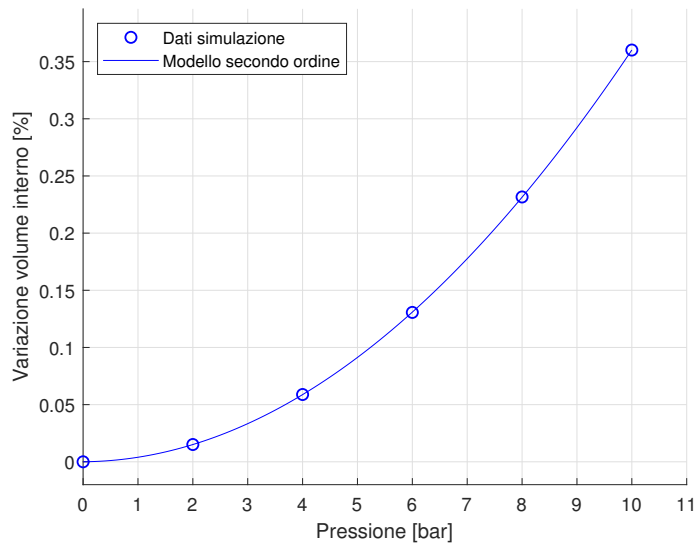


Figura 8.9: Relazioni tra la pressione applicata e la variazione di volume ottenuta.

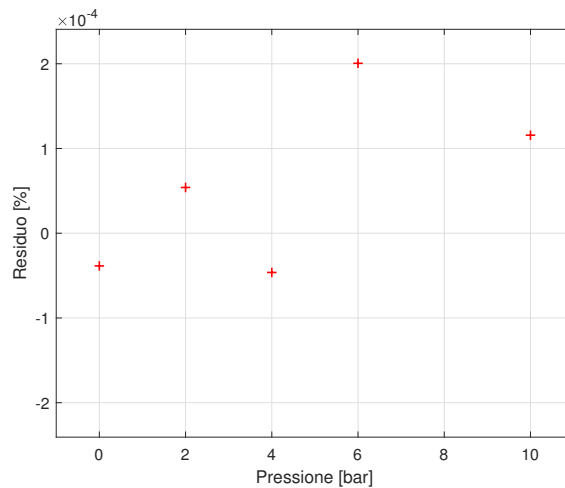


Figura 8.10: Distribuzione dei residui della interpolazione quadratica.

### 8.2.3 Osservazioni conclusive

- La simulazione risulta adatta per il calcolo strutturale in seguito alla valutazione dell'errore energetico PRERR.
- L'applicazione di una pressione interna al condotto determina una deformazione della spirale che risulta paragonabile a quella valutata sperimentalmente tramite l'acquisizione di immagini ad alta frequenza.

- L'estremità libera della spira risulta subire uno spostamento che si nota prevalentemente in direzione X, ovvero perpendicolarmente all'asse del tratto rettilineo ma subisce anche uno spostamento laterale determinato dalla inclinazione stessa della spirale. Questo fenomeno è attribuibile all'effetto di accoppiamento tra le spire stesse.
- Esiste una correlazione lineare tra lo spostamento, sia in valore medio che in valore massimo, rispetto alla pressione applicata. Si denoti che le relazioni sono valutate in contributo totale di deformazione e non direzionale.
- Dato che la correlazione che lega lo spostamento massimo, ovvero quello dell'estremità libera alla pressione applicata, è valutata sui contributi totali e non è possibile ricavare il valore di pressione applicata misurando lo spostamento in una direzione. Per ritrovare questo comportamento, sarebbe necessario effettuare una nuova simulazione ed esplorare lo spostamento di un punto in estremità in un'unica direzione.
- La relazione che lega la pressione applicata alla variazione di volume risulta quadratica, come nel caso della spira semplificata. Si denota come rispetto a quest'ultimo modello siano necessarie pressioni molto inferiori per ottenere la stessa variazione di volume, ad esempio una  $\Delta V$  di 0,15 % nel modello di spira singola richiede una pressione interna applicata di 40 bar, mentre quello completo di soli 6,5 bar. Questo è, ovviamente, determinato dalla geometria stessa del modello: quello completo è composto da 6 spire disposte in serie, ognuna delle quali si comporta come un tubo di Bourdon, per cui le variazioni di volume su ogni singolo tratto poi vengono sommate e generano un valore totale superiore a quello singolo. Per una stessa variazione di volume è richiesta una pressione oltre 6 volte inferiore, da questo comportamento ne deriva che il sistema globale è ulteriormente facilitato rispetto alla singola somma delle spire che lo compongono.

## 8.3 Simulazione con estremità del condotto tappata

### 8.3.1 Solving

Per fornire un dualismo con la trattazione della spirale semplificata, si è deciso di ripetere la simulazione con una delle estremità tappata. In analogia con la condizione indicata precedentemente, si ha l'azione della pressione sulla superficie di chiusura che genera un nuovo contributo per la deformazione del sistema. Per mantenere la coerenza con la spirale non tappata, trattata nel capitolo precedente,



si è deciso di imporre le medesime condizioni di vincolo e di mesh, in modo da facilitare il confronto tra gli stessi. Si è deciso di applicare carichi equivalenti a quelli della simulazione effettuata nel capitolo precedente, in modo da garantire la possibilità di confronto. Dato le entità ridotte delle deformazioni, come visibile in figura 8.11, si è optato per mantenere inattiva la opzione grandi spostamenti. I risultati sono riportati in tabella 8.11.

Valore del carico	Deformazione massima [ $\mu\text{m}$ ]	Deformazione media [ $\mu\text{m}$ ]
0	0	0
5	8,24	1,82
10	16,48	3,64
15	24,72	5,45
20	32,95	7,27
25	41,19	9,09
30	49,43	10,91

Tabella 8.11: Confronto deformazioni medie e massime con spirale tappata all'estremità.

Si è deciso di non calcolare tutte le variazioni di volume corrispondenti all'applicazione del carico di pressione in analogia con quanto effettuato nel caso della spirale semplificata, in quanto si presuppone che i risultati ottenuti siano paragonabili a quest'ultimo. Per mantenere comunque la coerenza si è deciso di calcolare un'unica variazione di volume, corrispondente alla applicazione di una pressione di 30 bar. I valori ottenuti sono riportati in tabella 8.12.

Pressione interna [bar]	Volume [ $\text{mm}^3$ ]	$\Delta V$ [%]
0	18952	0,00
30	18954	0,01

Tabella 8.12: Confronto volume interno rispetto alla pressione interna applicata del sistema tappato in estemità.

### 8.3.2 Post-processing

Si può facilmente riconoscere come le entità degli spostamenti totali siano decisamente inferiori rispetto a quelle del caso della spira senza estremità tappata, in perfetta analogia con il sistema costituito da una spira. Per esempio, nel caso di una pressione applicata di 20 bar e nel caso di condotto aperto, si ha una deformazione globale di oltre 22 mm rispetto a quella di 32 micron ottenuta con il condotto

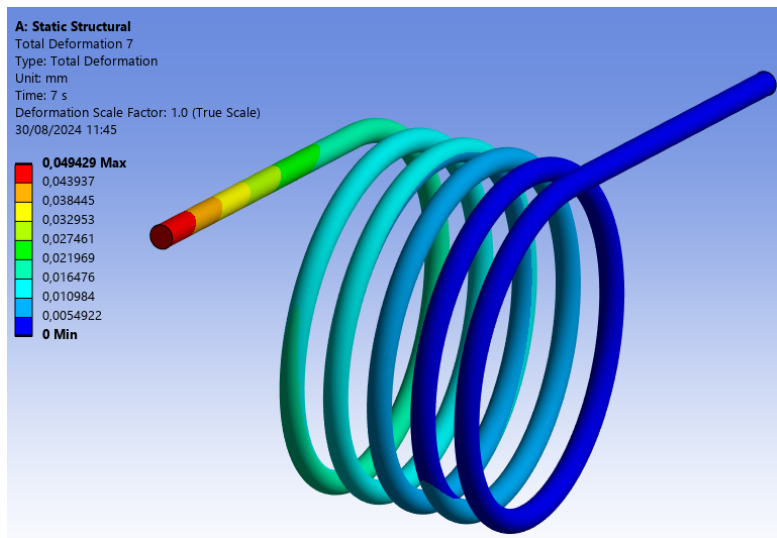


Figura 8.11: Deformata in seguito alla applicazione di un carico di pressione di valore 30 bar per il sistema spirale con estremità tappata.

chiuso in estremità. Anche nel caso in esame l'effetto è determinato dall'opposizione tra la forza che agisce sull'estremità chiusa e l'effetto di Bourdon. Si pensava, inizialmente, che la prima di queste componenti fosse capace di deformare la spira come se vi fosse applicato un carico parallelo all'asse, tuttavia questa osservazione è stata smentita dai risultati delle simulazioni.

La valutazione sulla variazione di volume è strettamente collegata ai risultati analizzati in questo paragrafo, per cui, in assenza di spostamento, ci si aspettava di non ottenere significative variazioni di volume, come effettivamente è successo.

### 8.3.3 Osservazioni conclusive

- Si identifica come condizione necessaria, anche nel caso in esame, la presenza dello spostamento per l'ottenimento della variazione di volume.
- Risulta impossibile ottenere un fenomeno sufficientemente intenso, almeno rispetto alla condizione analizzata precedentemente, al fine di controllare la variazione di volume e, dunque, di pressione nel condotto in esame. Ovvero, risulta che un sistema costituito da una spirale tappata all'estremità non possa funzionare, in prima approssimazione, come smorzatore delle onde di pressione.

# Capitolo 9

## Modello del sistema oleodinamico.

Ritrovata la correlazione tra il carico di pressione e la corrispondente variazione di volume, risulta importante valutare quale sia il valore di pressione imputabile a quest'ultima che si ipotizza essere la responsabile dello smorzamento di pressione nel sistema sperimentale. Il metodo per riuscire a comprendere questo fenomeno sfrutta il software commerciale Simcenter Amesim per modellare il condotto oleodinamico a parametri concentrati, simulando la variazione di volume tramite un opportuno attuatore.

Si è deciso di effettuare la definizione di due modelli, quello senza l'effetto di variazione di volume e quello con quest'ultima. Ognuno di questi capitoli sarà a sua volta diviso in analogia all'analisi FEM, in quanto risulta comunque una simulazione numerica avente una fase di preparazione dell'analisi, *Pre-processing*, di risoluzione e ottenimento dei risultati, *Solving*, ed una di analisi di questi ultimi, *Post-processing*.

### 9.1 Modello equivalente del sistema senza variazione di volume

Il sistema idraulico sperimentale, come già descritto nel capitolo 2, è costituito da una pompa che alimenta una servo-valvola, collegata ad una capacità attraverso il condotto a spirale da un lato e ad uno strozzatore fisso dall'altro, come rappresentato in figura 2.1. Dato che l'obiettivo dell'analisi è rappresentare l'oscillazione di pressione a valle della spirale causata dal movimento della valvola risulta necessario modellare unicamente il tratto di circuito costituito dalla spirale e dalla capacità. Il modello equivalente viene rappresentato in figura 9.1.

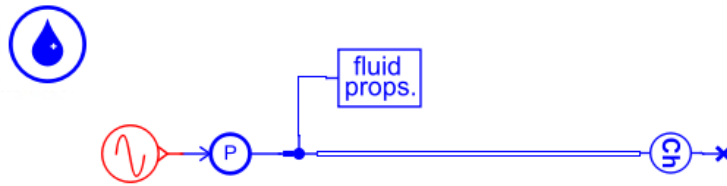


Figura 9.1: Modello equivalente del sistema sperimentale in Amesim.

### 9.1.1 Pre-processing

#### Proprietà fluido

Risulta necessario modellare le proprietà del fluido come *Advanced* per avvicinarsi alle condizioni ricavate sperimentalmente. Questa necessità è principalmente imputabile al valore reale del modulo di comprimibilità, quello teorico risulta essere 17000 bar ma si deve considerare anche la presenza di aria separata al suo interno, per cui si iterano i risultati sino a ritrovare un valore più fedele alla realtà sperimentale. Questo si effettua anche per i valori di densità e di viscosità dello stesso. Si riportano i valori definitivi ricavati in tabella 9.1.

Densità [ $kg/m^3$ ]	860
Modulo comprimibilità [bar]	8000
Viscosità dinamica [cP]	40
Pressione saturazione [bar]	0

Tabella 9.1: Parametri caratteristici del fluido di lavoro.

#### Blocco di oscillazione e conversione in segnale pressione

Risulta essenziale imporre un'oscillazione al sistema, perciò si è scelto di utilizzare una sinusoide per fornire il segnale opportuno basandoci sui dati sperimentali di pressione nel tempo effettuata nel sottocapitolo 3.5. Questi valori imposti saranno, successivamente, convertiti in pressioni attraverso il blocco *pressurecon*.

Dato che sono state effettuate analisi sperimentali a due frequenze imposte si ripropongono per ottenere un confronto con gli stessi. Le impostazioni del blocco sono riportati in tabella 9.2.

Frequenza [Hz]	Valore medio [bar]	Semi-ampiezza [bar]	Sfasamento [°]
47	28	5	0
68	28	5	0

Tabella 9.2: Valori dell'oscillazione di pressione imposti nelle simulazioni Amesim.

### Condotto idraulico

Il condotto a spirale viene approssimato come un tubo rettilineo di lunghezza equivalente a quello della spirale non avvolta, in quanto non è possibile inserire la geometria all'interno della simulazione. Si è deciso di utilizzare il modello HL0041, adatto ad un'analisi di propagazione delle onde, costituito da un sistema a parametri distribuiti con attrito dipendente dalla frequenza e valutazione dell'inerzia calcolata con elementi concentrati lungo la lunghezza del condotto stesso. Risulta fondamentale imporre i parametri relativi alla geometria del sistema e alla discretizzazione interna dello stesso. I valori imposti sono riportati in tabella 9.3.

Geometria	
Diametro [mm]	4
Lunghezza [mm]	1736
Spessore condotto [mm]	1
Impostazioni simulazione	
Numero nodi interni	20
Attrito dipendente dalla frequenza	Si

Tabella 9.3: Valori geometrici del sistema e impostazione simulazione Amesim.

### Capacità e tappo

Risulta necessario simulare la capacità reale presente nel sistema sperimentale tramite un elemento *HC00*, essa richiede unicamente la valutazione del volume della stessa, pari a  $100 \text{ cm}^3$ , come indicato nel capitolo 2.

Risulta necessario, infine, predisporre un tappo nel condotto per consentire la realizzazione della simulazione, coerentemente con il sistema reale che presenta una saracinesca chiusa.

### 9.1.2 Solving

Si procede allo svolgimento della simulazione, imponendo un tempo di simulazione pari a 0,15 s e un tempo di rappresentazione di  $1 \cdot 10^{-4}$  s. Si è deciso di utilizzare un integratore standard.

Si riportano in figura 9.2 e 9.4 gli andamenti delle pressioni nel tempo in ingresso al condotto,  $p_1$ , ed alla sua uscita,  $p_2$ . Nelle figure 9.3 e 9.5 viene rappresentato l'andamento della portata in ingresso al condotto,  $Q_1$  nel caso del sistema oscillante a 47 Hz e 68 Hz.

#### Risultati simulazione a 47 Hz.

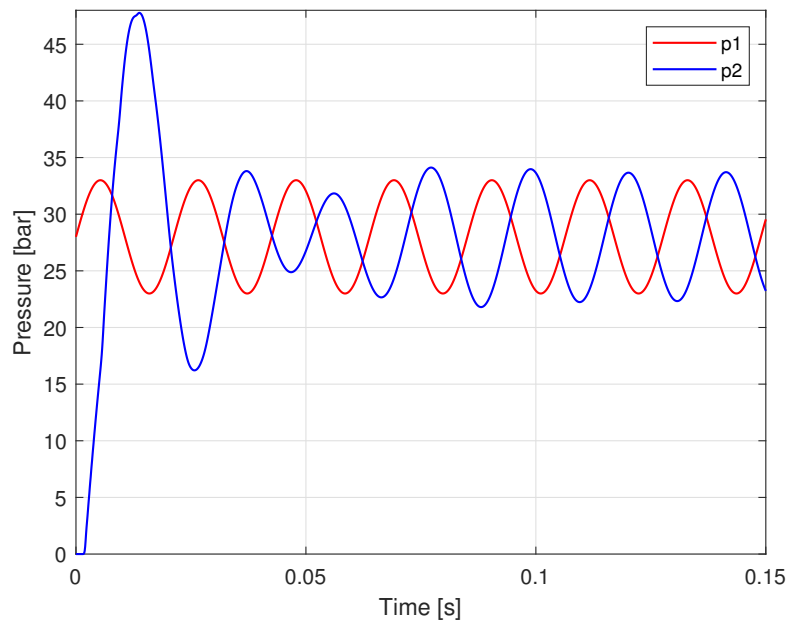


Figura 9.2: Andamento delle pressioni nel tempo a 47 Hz.

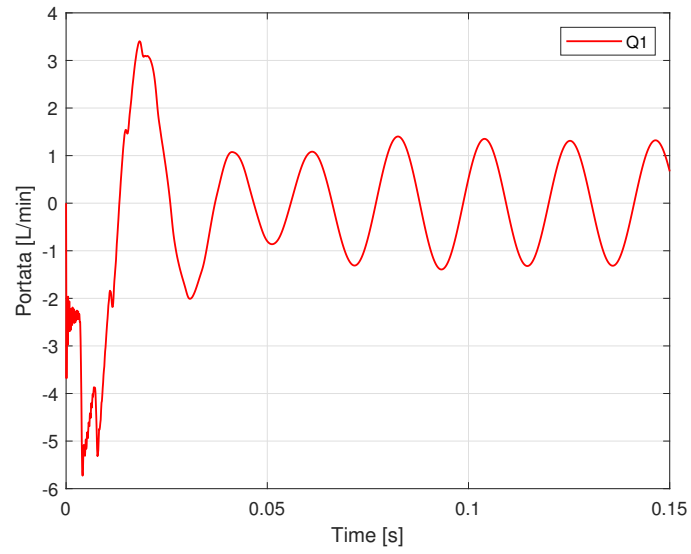


Figura 9.3: Andamento della portata nel tempo a 47 Hz.

**Risultati simulazione a 68 Hz.**

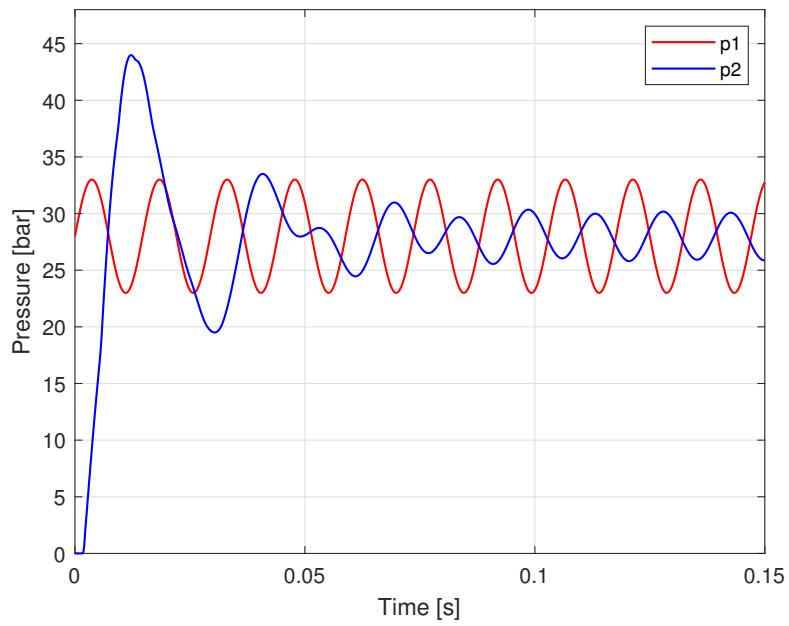


Figura 9.4: Andamento delle pressioni nel tempo a 68 Hz.

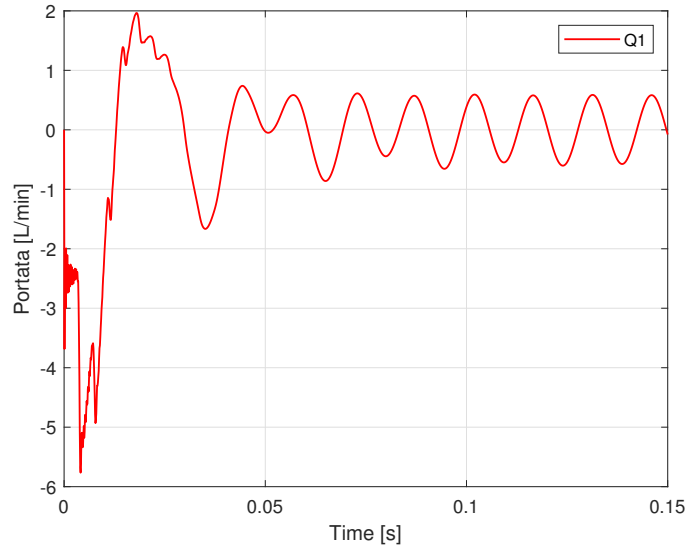


Figura 9.5: Andamento della portata nel tempo a 68 Hz.

### 9.1.3 Post-processing

#### Pressioni per simulazione a 47 Hz.

Tramite l'analisi della figura 9.2 si valuta come l'ingresso nel condotto, ovvero alla porta 1, sia una sinusoide con valore medio circa 28 bar e semi-ampiezza circa 5 bar, come imposto dal blocco di oscillazione. In uscita, alla porta 2, gli effetti di inerzia e di propagazione delle onde determinano un transitorio iniziale che termina dopo un tempo di circa 0,07 s. Si può osservare come, nel caso in esame, l'inerzia non contribuisca alla riduzione della semi-ampiezza della oscillazione ma, anzi, la aumenti. Analizzando i dati tramite Matlab, si può notare che vi sia un aumento di quest'ultima sino a 6 bar nel caso della valutazione alla bocca della capacità, ovvero si determina un aumento di 1,3 dB.

I dati ricavati sono riportati in tabella 9.4.

$p_1$ [bar]	27,79
$\Delta p_1$ [bar]	5,21
$p_2$ [bar]	27,92
$\Delta p_2$ [bar]	6,06
$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}$ [dB]	1,3

Tabella 9.4: Valori caratteristici medi della pressione in uscita simulati a 47 Hz.



### Portata per simulazione a 47 Hz.

Analizzando la figura 9.3 si può determinare che la portata media sia praticamente nulla, pari a 0,1 L/min, in quanto il sistema è costituito da un condotto con una capacità ma non ha un collegamento diretto al serbatoio. Nella fase iniziale si ha un transitorio dove il sistema inserisce ed espelle portata a causa della comprimibilità dell'olio nella capacità. Inizialmente la  $p_2$  aumenta, comprimendo il fluido e facendolo fluire all'interno della capacità, successivamente quando  $p_2$  diminuisce il fluido si espande e ritorna verso la sorgente, sino all'esaurimento del transitorio di pressione. Terminato quest'ultimo si ottiene una oscillazione sinusoidale che è la diretta conseguenza di quella della pressione  $p_2$ , dato che il fluido mantiene la caratteristica di comprimibilità.

### Pressioni per simulazione a 68 Hz.

Si valuta la simulazione con frequenza della pressione in ingresso di 68 Hz, valutando come esista un fenomeno di smorzamento anche senza la presenza del sistema di variazione del volume, infatti si ha una riduzione della componente  $p_2$  di circa 6,97 dB. In analogia a quanto osservato nel sistema sperimentale aumentando la frequenza della oscillazione si riducono i valori di oscillazione in uscita indipendentemente dall'utilizzo di sistemi di riduzione della loro ampiezza.

I risultati ricavati tramite Matlab sono riportati in tabella 9.5

$p_1$ [bar]	27,81
$\Delta p_1$ [bar]	5,19
$p_2$ [bar]	28,02
$\Delta p_2$ [bar]	2,33
$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}$ [dB]	-6,97

Tabella 9.5: Valori caratteristici medi della pressione in uscita simulati a 68 Hz.

### Portata per simulazione a 68 Hz.

L'andamento della portata è analogo a quello del sistema eccitato a 47 Hz, con valore medio praticamente nullo pari a 0.02 L/min. Il transitorio iniziale è determinato dalla comprimibilità del fluido nella capacità, anche se di minore intensità a causa del valore di picco inferiore della pressione di uscita.

### Confronto sistema sperimentale e numerico.

Si riporta in figura 9.6 il confronto tra il diagramma di Bode del sistema modellato in Amesim e i risultati sperimentali ricavati, denotando una ottima corrispondenza. Si assume, dunque, che il modello sia capace di rappresentare la realtà fisica.

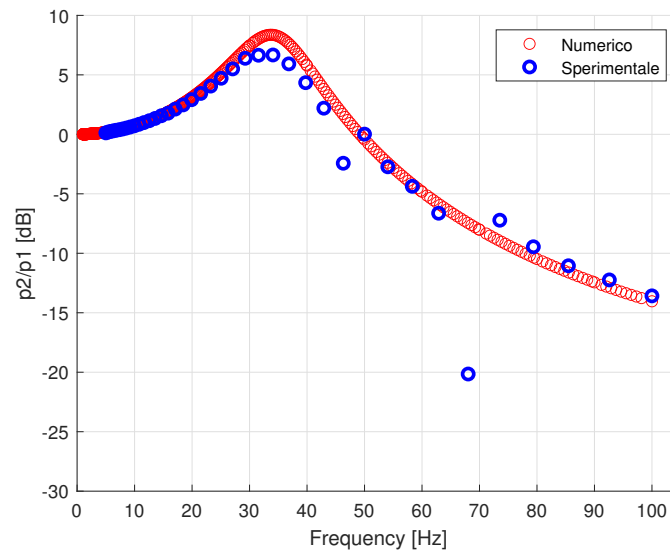


Figura 9.6: Confronto tra i diagrammi di bode del sistema sperimentale e quello numerico.

## 9.2 Modello equivalente del sistema con variazione di volume

Il modello con la variazione di volume è basato su quello presentato nel precedente capitolo ma vi si aggiunge un elemento che consenta di variare il volume a partire da un input esterno, in modo da applicare una determinata variazione di volume ed ottenere il corrispondente smorzamento di pressione ricercato. Si ponga attenzione che si è definita l'ipotesi semplificativa che la variazione di volume sia concentrata alla fine del tubo. Il modello viene rappresentato in figura 9.7.

### 9.2.1 Pre-processing

Si valutano unicamente gli elementi che sono variati rispetto al modello presentato nel sottocapitolo 9.1.

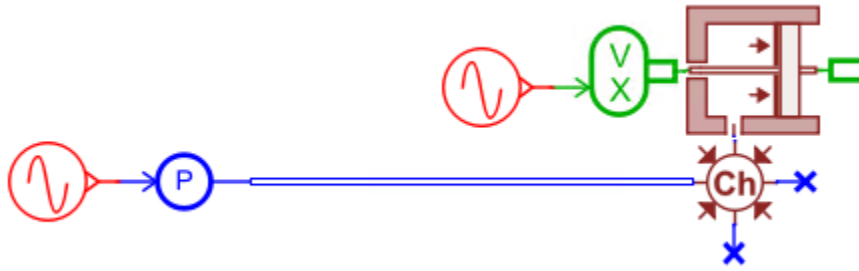


Figura 9.7: Modello con variazione di volume in Amesim.

### Capacità

Il blocco capacità non è quello descritto precedentemente, ma è una capacità *bhc1*, con modello BCH11, ovvero quello che valuta anche la dinamica di pressione nel sistema.

### Attuatore

La variazione di volume è ottenuta attraverso l'utilizzo di un attuatore formato da un pistone *bap2* con modello generico BAP11. Ad esso è stato imposto un diametro tale da ottenere una sezione circolare di valore  $1 \text{ mm}^2$ .

Per consentire l'utilizzo dell'attuatore è risultato necessario imporre una sorgente di forza nulla, per non violare il principio di causalità di Amesim.

### Imposizione oscillazione

L'oscillazione esterna di spostamento dello stantuffo genera una variazione di volume interagendo con la sezione dello stesso, questa deve essere opportunamente conformata in modo da generare il fenomeno di smorzamento delle onde di pressione. Per ottenere questo risultato si deve imporre la stessa frequenza di oscillazione, ma garantendo un determinato sfasamento rispetto all'oscillazione che genera il fenomeno, ovvero quella agente alla porta 1 del condotto. Una corretta fase tra i due segnali consente di ottenere l'opposizione degli stessi e l'ottenimento del fenomeno. Si ponga attenzione che lo spostamento dello stantuffo deve essere tale per cui si ottenga una variazione di volume pari a quelle indicate nel capitolo 8. Si impongono, in analogia alle simulazioni sul condotto senza variazione di volume, due casistiche relative alle due frequenze di cui sono noti i dati sperimentali. I valori imposti sono riportati in figura 9.6.

Si ponga attenzione che i valori riportati sono stati calcolati a seguito di un processo iterativo di simulazione, in modo da ottenere dei risultati paragonabili con quelli misurati sperimentalmente.

Frequenza [Hz]	Valore medio [mm]	Semi-ampiezza [mm]	Sfasamento [°]
47	0	22	200
68	0	22	200

Tabella 9.6: Valori dell'oscillazione di spostamento imposti nella simulazione Amesim.

## 9.2.2 Solving

Si procede alla simulazione del sistema, utilizzando le stesse impostazioni riportate nel sottocapitolo 9.1.2. Si presentano le figure rappresentanti l'andamento di portata, 9.9 e 9.11, presentati oltre gli 0,08 s in quanto si valuta che il transitorio sia concluso a 0,07 s. Questa rappresentazione consente avere un migliore confronto tra il valore di portata entrante nel condotto e quella fornita dall'attuatore  $Q_a$ , misurata alla bocca di collegamento tra la capacità e l'attuatore. L'andamento di pressione in ingresso ed in uscita al condotto sono, invece, rappresentate nelle figure 9.8 e 9.10.

### Simulazione a 47 Hz.

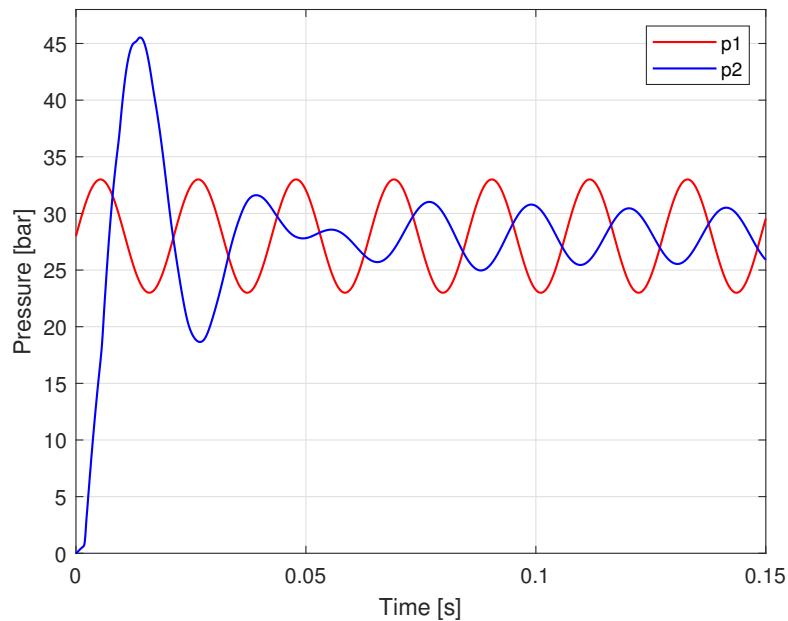


Figura 9.8: Andamento della pressione nel tempo a 47 Hz.

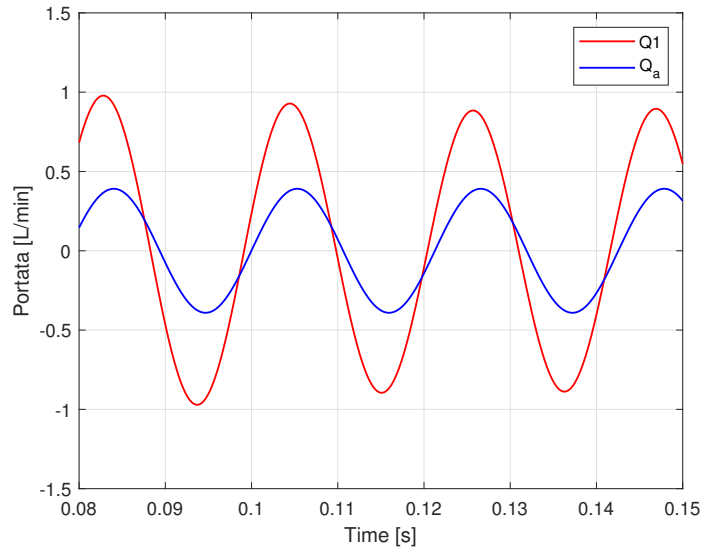


Figura 9.9: Andamento della portata nel tempo a 47 Hz.

**Simulazione a 68 Hz.**

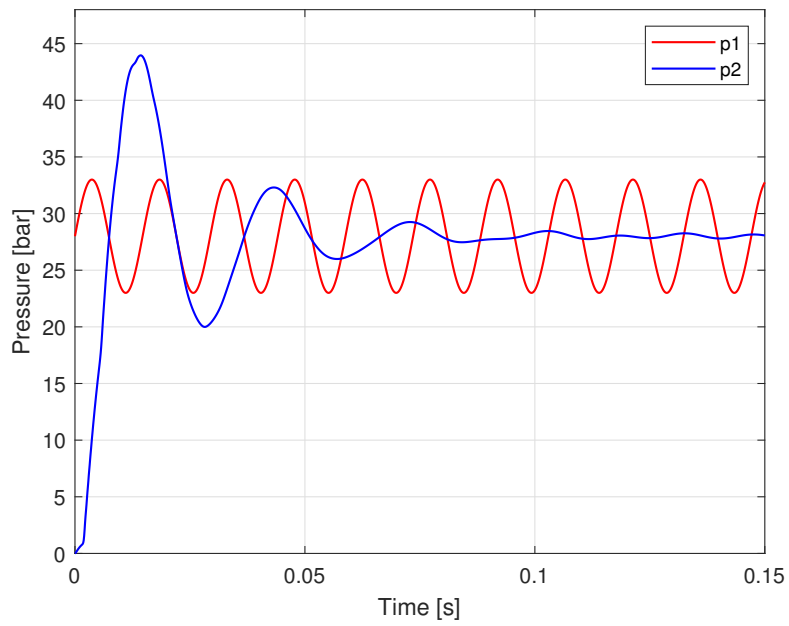


Figura 9.10: Andamento della pressione nel tempo a 68 Hz.

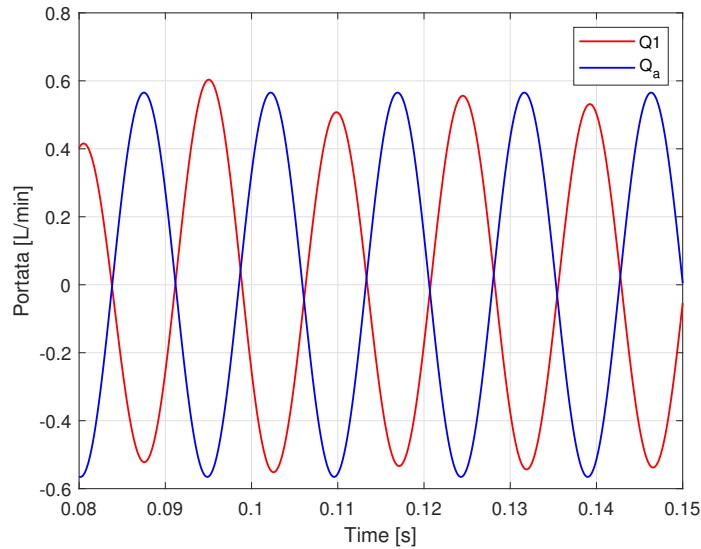


Figura 9.11: Andamento della portata nel tempo a 68 Hz.

### 9.2.3 Post-processing

#### Pressione a 47 Hz

Tramite la valutazione dell'andamento della pressione nel tempo si ottiene l'effetto di smorzamento ritrovato nelle condizioni sperimentali. Risulta, infatti, che vi sia un'attenuazione della semi-ampiezza in uscita, a fronte dello stesso valore di ingresso. L'ottenimento del risultato indicato ha richiesto alcune iterazioni per poter ritrovare il valore più adatto di fase e di semi-ampiezza dello spostamento. Tramite l'utilizzo delle simulazioni FEM risulta che una variazione di pressione di 5 bar, coincidente con la semi-ampiezza sperimentale, determina una variazione di volume di circa lo 0,1%. Questo valore, rapportato al volume interno della spirale di  $19488 \text{ mm}^3$ , determina una  $\Delta V$  richiesta di circa  $22 \text{ mm}^3$ , ottenibile con uno spostamento di quel valore dello stantuffo, data la sezione di valore unitario. La fase è stata imposta in modo da ottenere il miglior valore possibile di smorzamento, ovvero imponendo che la variazione di pressione generata sia in opposizione di fase rispetto a quella della valvola. Essa è stata ottenuta iterando il processo alla ricerca della condizione di ottimo.

Tramite l'importazione dei risultati forniti in Matlab è possibile analizzare i valori numerici caratteristici per poterli confrontare con quelli sperimentali. Nella tabella 9.7 sono stati, inoltre, riportati anche i risultati relativi alla simulazione senza variazione di volume imposta, in modo da evidenziare anche a livello numerico la differenza tra i due modelli.

	Sperimentale	Numerica	
Variazione di volume	-	Si	No
$p_1$ [bar]	27,92	27,79	27,79
$\Delta p_1$ [bar]	5,12	5,21	5,21
$p_2$ [bar]	27,17	27,94	27,92
$\Delta p_2$ [bar]	2,34	2,84	6,06
$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}$ [dB]	-6,8	-5,3	1,3

Tabella 9.7: Valori caratteristici medi della pressione in uscita sperimentale e numerici a 47 Hz.

### Portata a 47 Hz

In analogia con il sistema non smorzato si valuta come la portata media sia praticamente nulla, ovvero pari a 0,07 L/min, in quanto il ramo in esame è isolato dal serbatoio, ovvero non può scaricare portata. Si valuta come il valore di portata fornita dall'attuatore sia leggermente sfasato rispetto a quello fornito dalla servo-valvola. Nel sistema reale questa portata non è identificabile, in quanto non esiste un attuatore esterno da cui essa può circolare nel sistema, come avviene nei sistemi di riduzione della pressione presentati nel capitolo 1. Esiste, tuttavia, una variazione di volume distribuita che ha lo stesso effetto di una variazione di portata: essa determina una componente di pressione che riduce le oscillazioni della servo-valvola.

### Pressione a 68 Hz

Nel caso della simulazione a 68 Hz si mantiene la stessa semi-ampiezza dell'attuatore, in quanto la variazione di volume che si vuole ottenere è la stessa, iterando nuovamente si possono identificare le condizioni di ottimo della riduzione di pressione. Tramite l'analisi dei dati effettuati con l'ausilio di Matlab si ottiene una marcata riduzione della componente iniziale di pressione, che viene identificata dal rapporto tra i  $\Delta$  di pressione in uscita ed in ingresso con un valore di riduzione pari a oltre 20 dB, in perfetta analogia con i risultati sperimentali. Si riportano, inoltre, in tabella 9.8 i valori numerici di entrambe le simulazioni, con e senza variazione del volume applicata all'estremità del condotto.

### Portata a 68 Hz

Si valuta, tramite l'ausilio di Matlab, il valore della semi-ampiezza di oscillazione nel caso della portata entrante nella capacità e di quella fornita dall'attuatore, valutando che esse risultano essere praticamente coincidenti in valore medio, ov-

	Sperimentale	Numerica	
Variazione di volume	-	Si	No
$p_1$ [bar]	27,80	27,81	27,81
$\Delta p_1$ [bar]	4,29	5,19	5,19
$p_2$ [bar]	26,99	27,95	28,02
$\Delta p_2$ [bar]	0,41	0,51	2,33
$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}$ [dB]	-20,39	-20,24	-6,97

Tabella 9.8: Valori caratteristici medi della pressione in uscita sperimentale e numerici a 68 Hz.

vero 0,61 L/min per la componente  $Q_1$  e 0,55 per quella  $Q_a$ . Si denota, inoltre, in figura 9.11 come le due portate siano esattamente opposte in segno, ovvero la maggior parte della portata circolante dalla capacità verso il condotto è fornita dall'attuatore.

### 9.3 Osservazioni conclusive

Si può valutare che il fenomeno di riduzione dell'oscillazione di pressione esiste anche a livello numerico, in quanto la presentazione dei due modelli ha fornito indicazioni sui valori di pressione di uscita ottenibili in entrambi i casi. In particolare si evidenzia come, senza sistema di variazione del volume, non si attenui la semi-ampiezza della pressione ma si possa anche ottenere un incremento. Nel confronto tra i dati sperimentali e numerici si ottiene un'ottima corrispondenza, con valori di smorzamento che sono leggermente superiori nel caso sperimentale, per cui si presuppone esistano dei fenomeni secondari, ad esempio la geometria stessa del condotto che è stata trascurata nel modello in esame.



# Capitolo 10

## Conclusioni

Nella presente tesi si è svolto uno studio sia sperimentale che numerico per isolare l'esistenza del fenomeno di smorzamento delle onde di pressione in un condotto a spirale, ritrovando un risultato positivo in entrambe le valutazioni. In laboratorio è stato possibile isolare le frequenze di interesse e misurare l'effettivo valore di riduzione della oscillazione di pressione in corrispondenza delle stesse. In entrambe le frequenze di interesse ritrovate, 47 e 68 Hz, risulta presente il movimento di avvolgimento/svolgimento della spira, come dimostrato tramite le immagini sperimentali acquisite tramite una videocamera ad alta risoluzione, con valori di smorzamento di pressione che hanno valori di -8 e -23 dB rispettivamente. Questo spostamento determina il fenomeno, in quanto l'imposizione di vincoli determina la sua scomparsa.

I modelli numerici realizzati hanno portato alla conferma dei dati ricavati sperimentalmente: in primo luogo l'analisi modale ha definito che le frequenze di interesse siano anche le frequenze naturali del sistema meccanico, con forme modali coincidenti con quelle visualizzate nelle immagini sperimentali. In secondo luogo, si è valutato che una variazione di volume interno può essere causata da un carico di spostamento applicato all'estremità libera della spira, con quest'ultimo che può essere ottenuto tramite l'interazione tra la pressione interna e la forma del condotto stesso, che rappresenta l'effetto Bourdon. Riportando i valori di variazione di volume ottenuti nella simulazione FEM statica in seguito all'applicazione di spostamenti coerenti con quelli sperimentali, oppure con le oscillazioni di pressione misurate, si è realizzato un modello del sistema oleodinamico. Si è rappresentato un modello che avesse le stesse caratteristiche di quello fisico, ma senza l'effetto di smorzamento, in modo da confrontare gli stessi dati di partenza, per poi procedere alla introduzione di una variazione di volume di valore coincidente con quello ricavato dal FEM. Quest'ultimo sistema presenta risultati coerenti con quelli sperimentali e con le tecniche di smorzamento esistenti. La differenza importante è che la variazione di volume non risulta concentrata in un punto del condotto ma

vi risulta distribuita all'interno.

Si presenta, infine, il modello ottenuto come il primo prototipo teorico di un sistema dinamico di smorzamento della pressione in quanto l'azione di spostamento dell'estremità libera, opportunamente sfasato e calibrato in ampiezza del movimento, consente di ottenere un sistema analogo a quelli di smorzamento delle oscillazioni presentati nel capitolo 1.

# Appendice

## Conversione di file da STL a STEP

Il software Ansys Mechanical consente l'esportazione del file deformato in formato .STL, ovvero un solido discretizzato tramite l'utilizzo di triangoli. Quest'ultimo non consente l'analisi con lo strumento di Flow Simulation, ma risulta necessario effettuare una conversione in un formato neutro, ad esempio il .STEP. Il processo di conversione sfrutta l'utilizzo di un software CAD gratuito, *FreeCAD*.

Si procede alla importazione del file .STL tramite l'opportuno comando, si prosegue con la selezione dell'opzione *Parte* dalla tendina nella barra di comando e si seleziona *Crea forma da mesh* dai comandi della tendina *Parte*. Dopo aver ottenuto la forma si procede a cancellare l'elemento base dalla *Vista Combinata* e si prosegue con il comando *Genera Solido*. Ottenuto lo stesso si procede alla eliminazione della forma e alla esportazione in file .STEP, che può essere letto da Solidworks e risulta la base per la valutazione del volume.

## Calcolo del volume interno

Il CAD deformato dell'oggetto, opportunamente importato nel software di modellazione 3D, visualizzabile in figura 10.1, si presenta come l'oggetto composto dalla mesh, a cui risulta necessario effettuare alcune modifiche: si devono chiudere tutti gli ingressi/uscite del condotto per creare un opportuno volume chiuso al suo interno. Questo processo può essere svolto utilizzando il comando *Create Lids* situato in *Tools* del Flow Simulation di Solidworks, indicato in figura 10.2b oppure creando uno schizzo del tappo stesso tramite lo strumento di *Estrusione* del software, in figura 10.2a.

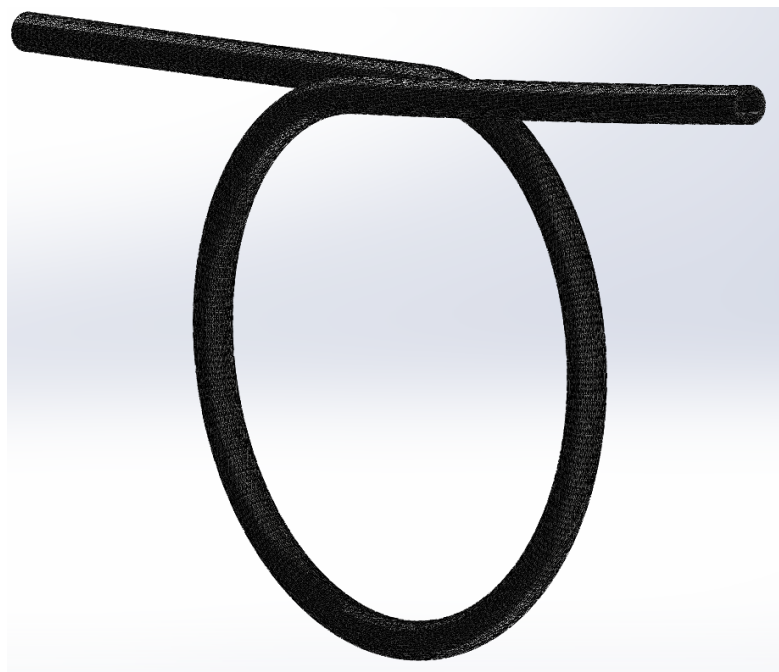
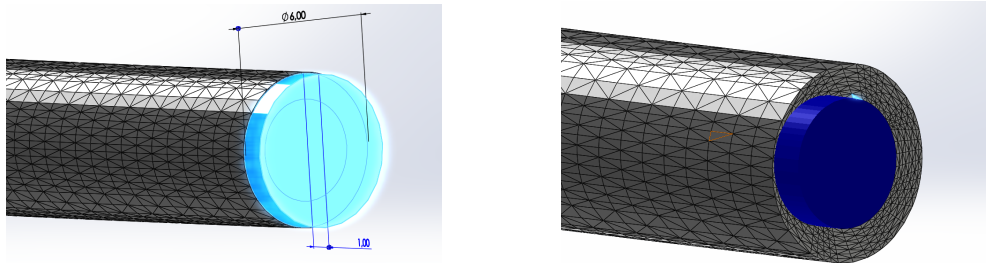


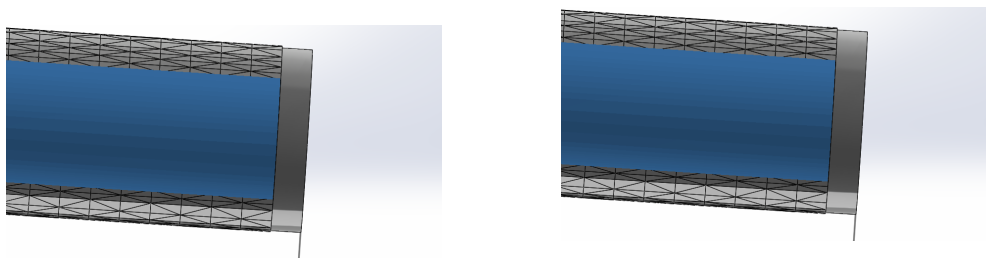
Figura 10.1: Rappresentazione della singola spira deformata.

Successivamente è opportuno utilizzare il comando *Check Geometry* del menù Flow Simulation, impostare il tipo di analisi su *Internal* e spuntare il comando *Create fluid body assembly*. Tramite l'utilizzo del *Show Fluid Volume* è possibile valutare se vi sono errori nella valutazione del volume interno. Si ponga ora attenzione alla rappresentazione ottenuta, in caso si sia utilizzato il metodo di estrusione per la creazione del tappo si ottiene un volume differente da quello del tappo creato con il tool interno al software, in quanto il primo è stato creato esternamente al condotto, il secondo internamente allo stesso, come indicato nella figura 10.3. Per riuscire ad avere lo stesso valore di volume è necessario misurare la profondità del tappo interno e, conoscendo il diametro della condotta, calcolare il volume occupato dal tappo stesso, successivamente è possibile sommare il valore ritrovato a quello fornito dal software, in modo da riuscire a confrontare i due risultati. Se si volesse il CAD del volume interno è possibile ottenerlo tramite il pulsante *Check*, che consente di salvarlo in un file Solidworks.



(a) Creazione tappo con lo strumento di Estrusione. (b) Creazione tappo con lo strumento di Flow Simulation

Figura 10.2: Creazione tappi spirale.



(a) Volume ottenuto con tappo estruso. (b) Volume ottenuto con tappo di Flow Simulation **DA FARE**

Figura 10.3: Rappresentazione del volume ottenuto

# Bibliografia

- [1] D Abdulhameed, R Cheng, M Martens, and S Adeeb. The influence of the internal pressure and in-plane bending on pipe elbows. In *Annual Conference of the Canadian Society for Civil Engineering, London, UK*, pages 1–4, 2016.
- [2] Paolo Casoli, Carlo Maria Vescovini, Fabio Scolari, and Massimo Rundo. Theoretical analysis of active flow ripple control in positive displacement pumps. *Energies*, 15(13):4703, 2022.
- [3] Leandro Danes and Andrea Vacca. The influence of line and fluid parameters on pressure ripple in hydraulic transmissions. *SN Applied Sciences*, 2:1–14, 2020.
- [4] Peixin Gao, Hongquan Qu, Yuanlin Zhang, Tao Yu, and Jingyu Zhai. Experimental and numerical vibration analysis of hydraulic pipeline system under multiexcitations. *Shock and Vibration*, 2020(1):3598374, 2020.
- [5] John T Hawkins. The bourdon pressure gauge. *Journal of the Franklin Institute*, 81(2):73–76, 1866.
- [6] Chido Sunatani. The theory of a bourdon tube pressure gauge and an improvement in its mechanism. *Journal of the Society of Mechanical Engineers*, 27(87):553–582, 1924.
- [7] Andrea Volpi. Indagine teorico-sperimentale sul sistema idraulico di attuazione frizione per autoveicoli. *Dipartimento di Energetica, Politecnico di Torino*, Marzo 2004.
- [8] Xinran Zhao and Andrea Vacca. Theoretical investigation into the ripple source of external gear pumps. *Energies*, 12(3):535, 2019.