

**POLITECNICO DI MILANO**  
**FACOLTÀ DI INGEGNERIA INDUSTRIALE**

Dipartimento di Meccanica

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica



**SVILUPPO DI MODELLI DI SIMULAZIONE PER INTENSIFICATORI  
AD ALTISSIMA PRESSIONE**

Relatore: Chiar.mo Prof. Michele MONNO

Correlatore: Ing. Massimo GOLETTI

Tesi di Laurea di:

Riccardo DAVERIO  
Matr. 720531

Anno Accademico 2009 - 2010



# Ringraziamenti

Giunto alla fine del mio percorso universitario e di questo periodo lavorativo, ringrazio tutte quante le persone per l'aiuto concreto che mi hanno fornito e per l'entusiasmo che mi hanno trasmesso.

Esprimo la mia gratitudine al professor Michele Monno per la fiducia nell'accordarmi il presente lavoro di tesi, per la professionalità, la disponibilità dimostrata e per avermi guidato in questo cammino.

Ringrazio l'Ing Massimo Goletti per i consigli e le preziose indicazioni, nonché a tutto il personale del laboratorio MUSP, in particolare Gaetano, Alessandro, Paolo e Valerio per tutte le volte che hanno risposto alle mie domande.

Ringrazio la Tecnocut S.p.a, soprattutto l' Ing Pedrini, l'Ing Dal Lago, l'Ing. De Otto per la gentilezza e la tempestività delle risposte tecniche.

Ringrazio il professor Gianni Ferretti per i preziosi suggerimenti e Marco Bonvini per gli indispensabili consigli informatici.

Un grazie speciale a Lisa che mi ha sempre incoraggiato e sostenuto: senza di lei sarebbe stato tutto più difficile.

Grazie a Gè, Peppo, Biso, Cassi, Musle, Andrea e Diego perché con loro ho vissuto bene le giornate di tesi.

Grazie ad Alessandra, che con me ha condiviso infinite ore di studio, per la sua sincera amicizia.

Grazie a Nicola, Sandro, Marco e Davide, compagni di corso, di tante avventure e di amicizia che non ha fine.

Grazie ai miei compagni di squadra dell'USD Arquatese con i quali ho concluso un ottimo campionato e ho scaricato la tensione accumulata durante le ore di studio.

Infine il grazie più sentito a mio padre e mia madre che mi hanno concesso di trascorrere questi anni di università supportandomi in tutto e sempre.







*A Lisa e ai miei genitori*









# Indice generale

Indice generale .....	I
Indice delle figure .....	VII
Indice delle tabelle .....	XVII
Sommario .....	XIX
Introduzione .....	XXI
Capitolo 1: Tecnologia Waterjet .....	1
1.1 Struttura di un impianto Waterjet.....	2
1.1.1 Sistema di adduzione dell'abrasivo.....	2
1.1.2 Impianto di trattamento e depurazione dell'acqua .....	4
1.1.3 Testa di taglio .....	5
1.1.4 Il sistema di movimentazione.....	7
1.1.5 Intensificatore.....	9
Capitolo 2: Intensificatore a pompante contrapposto .....	13
2.1 Descrizione della macchina e principio di funzionamento .....	13
2.2 Modellazione dell'intensificatore.....	15
2.3 Simulazione e validazione del modello.....	17
Capitolo 3: Intensificatore a pompanti paralleli .....	21
3.1 Principio di funzionamento .....	21
3.2 Circuito oleo – idraulico.....	22
3.2.1 Olio (fluido di lavoro) .....	24
3.2.2 Serbatoio .....	25
3.2.3 Accoppiamento motore asincrono – pompa a pistoncini assiali .....	26
3.2.4 Circuito di regolazione della pressione .....	29
3.2.5 Valvola di ritegno.....	32
3.2.6 Manometro .....	33
3.2.7 Accumulatore .....	35
3.2.8 Valvola limitatrice di pressione .....	37
3.2.9 Cilindri a singolo effetto (gruppo di intensificazione).....	38

3.2.10 Gruppo valvole per gestione della fase di mandata e ritorno dei pistoni .....	45
3.2.11 Accoppiamento motore asincrono – pompa ad ingranaggi .....	52
3.2.12 Valvola di sicurezza. scarico acqua alta pressione .....	53
3.2.13 Testa di Taglio .....	55
3.2.14 Sistema di raffreddamento dell’olio .....	61
3.2.15 Sistema di filtraggio olio .....	63
Capitolo 4: Modellazione dell’intensificatore a pompanti paralleli .....	67
4.1 Obiettivo della modellazione .....	67
4.2 Linguaggio Modelica.....	67
4.2.1 Software di modellazione: Dymola .....	68
4.3 Creazione del modello .....	69
4.4 Ipotesi di base e semplificazioni.....	71
4.5 La modellazione dei fluidi di lavoro.....	71
4.5.1 Il fluido Olio .....	72
4.5.2 Il fluido acqua .....	72
4.6 Tipologia di connettori utilizzati .....	74
4.6.1 Flange .....	74
4.6.2 I connettori oleodinamici .....	75
4.6.3 I connettori idraulici .....	75
4.6.4 Connettori di tipo input/output .....	76
4.6.5 Connettori rotazionali .....	76
4.7 Cilindro a singolo effetto .....	77
4.7.1 Massa tipo “Stop” ( <i>lato Olio</i> ).....	78
4.7.2 Massa tipo “Sliding” ( <i>lato Acqua</i> ).....	79
4.7.3 Camere di tipo ideale oleodinamiche e idrauliche.....	79
4.7.4 Sensore di posizione (Position Sensor).....	82
4.7.5 Oggetto Proximitor .....	83
4.7.6 Valvola di alta pressione.....	84
4.8 Motore asincrono trifase - Circuito primario e secondario.....	85
4.9 Pompa a pistoni assiali – circuito primario.....	86
4.10 Pompa ad ingranaggi – circuito secondario.....	87

---

4.11 Valvola di sicurezza .....	88
4.12 Valvola di non ritorno .....	89
4.13 Accumulatori.....	90
4.14 Gruppo valvole oleodinamiche alimentazione-scarico cilindri.....	91
4.14.1 Semplificazione del modello rispetto allo schema reale .....	91
4.14.2 <i>Two Way Valve</i> .....	93
4.14.3 <i>LamRes</i> (perdita di carico) .....	93
4.15 PLC .....	94
4.15.1 Il codice del PLC.....	97
4.16 Testa di taglio .....	99
Capitolo 5: Model Updating.....	103
5.1 Determinazione dei parametri del modello .....	103
5.1.1 Cilindro a singolo effetto .....	103
5.1.2 Massa Pistone Olio.....	104
5.1.4 Massa Pistone Acqua .....	109
5.1.5 Dimensionamento Camere lato acqua e lato Olio.....	110
5.1.6 Settaggio <i>Fixed</i> .....	111
5.1.7 Determinazione dei valori di fine corsa (Proximator PMS, Proximator PMI) .....	114
5.1.8 Valvola di alta pressione Hp .....	115
5.1.9 Motore asincrono Trifase – Circuito primario .....	117
5.1.10 Motore asincrono trifase – Circuito secondario .....	117
5.1.11 Pompa a pistoni assiali – circuito primario .....	118
5.1.12 Pompa a cilindrata fissa (pompa ad ingranaggi) .....	119
5.1.13 Valvola di sicurezza circuito primario .....	120
5.1.14 Valvola di non ritorno - circuito primario e secondario.....	121
5.1.15 Accumulatori.....	123
5.1.16 Gruppo valvole alimentazione-scarico cilindri lato olio.....	124
5.1.17 Volume tubazioni acqua.....	130
5.1.18 Testa di taglio .....	131
5.2 Inizializzazione del modello .....	133
5.3 Curva di taratura Pompa a cilindrata variabile.....	136

5.3.1 Taratura ugello 0,25 mm .....	137
5.3.2 Taratura ugello 0,33.....	138
Capitolo 6: Validazione del modello .....	141
6.1 Acquisizione sperimentale del segnale di pressione.....	142
6.1.1 Strumentazione .....	142
6.1.2 Posizionamento sensore di pressione.....	143
6.1.3 Parametri di acquisizione.....	144
6.1.4 Salvataggio dati .....	145
6.1.5 Filtraggio.....	151
6.1.6 Analisi del segnale di pressione sperimentale (ugello 0,25 mm) ....	153
6.1.7 Calcolo del valor medio sperimentale .....	156
6.2 Simulazione .....	157
6.3 Lettura files Dymola. ....	158
6.3.1 Metodo di estrazione di una variabile.....	159
6.3.2 Considerazioni sul segnale temporale .....	160
6.3.3 Calcolo valor medio simulato.....	164
6.3.4 Analisi segnale simulato .....	165
6.4 Confronto segnale acquisito e segnale simulato.....	167
6.4.1 2500 bar ugello 0,25 .....	170
6.4.2 3000 bar, ugello 0,25 mm .....	171
6.4.3 3400 bar, ugello 0,25 .....	172
6.4.4 3600 bar, ugello 0,25 mm .....	173
6.4.5 4000 bar, ugello 0,25mm .....	174
6.4.6 2500 bar ugello 0,33mm .....	175
6.4.7 3000 bar, ugello 0,33mm .....	176
6.4.8 3400 bar, ugello 0,33mm .....	177
6.4.9 3600 bar, ugello 0,33mm .....	178
6.4.10 4000 bar, ugello 0,33mm .....	179
6.5 Considerazioni sui risultati ottenuti .....	180
6.5.1 Oscillazione della pressione durante la compressione.....	181
6.5.2 Analisi periodo di pompaggio e considerazioni sul coefficiente di perdita $C_d$ .....	181

---

6.6 Miglioramento del modello: regolazione automatica della cilindrata della pompa a pistoni .....	182
6.6.1 Regolazione per ugello 0,25mm .....	182
6.6.2 <i>Regolatore_Cilindrata</i> in Dymola .....	185
Capitolo 7: Intensificatore Pompa Elettrica .....	189
7.1 Modellazione dell'intensificatore con Dymola .....	192
7.1.1 Cilindro idraulico .....	194
7.1.2 Testa di taglio .....	197
7.1.3 Valvole di alta pressione .....	198
7.1.4 Modellazione dell'azionamento elettrico .....	199
7.1.5 Position.....	204
7.1.6 Accumulatore .....	204
7.2 Acquisizione segnali di pressione sperimentali .....	205
7.2.1 Analisi del segnale di pressione sperimentale.....	208
7.3 Simulazione del modello.....	209
7.3.1 Calcolo legge di moto limite .....	211
7.3.2 Impostazione dei parametri e inizializzazione .....	213
7.4 Considerazioni sui risultati ottenuti .....	221
Capitolo 8: Conclusioni.....	223
8.1 Intensificatore a pompanti paralleli.....	223
8.2 Intensificatore Pompa Elettrica .....	226
8.3 Sviluppi futuri .....	227
Appendice A: Introduzione a Dymola .....	229
Appendice B: Strumentazioni .....	243
Appendice C: Labview.....	251
Appendice D: File M per analisi dei dati acquisiti e simulati.....	255
Appendice E: Piano fattoriale per il modello dell'intensificatore a pompanti paralleli.....	263
Bibliografia .....	271





## Indice delle figure

Figura 1. 1 Serbatoio di contenimento dell'abrasivo .....	2
Figura 1. 2 Particolare della testa di taglio: tramoggia .....	3
Figura 1. 3 sistema di adduzione dell'abrasivo differente con particolare della vite micrometrica [Ann03].....	4
Figura 1. 4 Esploso di una testa di taglio AWJ [Ann03] .....	6
Figura 1. 5 Sistema di movimentazione assi con vasca di raccolta [Con07] .....	7
Figura 1. 6 Piattaforma per il controllo numerico della macchina.....	8
Figura 1. 7 Esempio di intensificatore: modello 60 Hp Tecnocut .....	9
Figura 1. 8 Schema semplificato pistone a singolo effetto [Ann03].....	10
Figura 1. 9 Schema funzionamento pompa diretta Mod. Omax [Oma08].....	10
Figura 1. 10 Spaccato di pompa elettrica Tecnocut [Tec10] .....	11
Figura 2. 1 schema intensificatore a doppio effetto [Vall02].....	13
Figura 2. 2 Schema cilindro a doppio effetto [Ann03] .....	14
Figura 2. 3: Schema complessivo dell'intensificatore [Vall02].....	15
Figura 2. 4 Schema dell'intensificatore modellato con il software Dymola [Vall02] .....	16
Figura 2. 5 Esempio di segnale di pressione acquisito a 153 Mpa tarato manualmente .....	17
Figura 2. 6 Segnali di pressione dell'acqua a confronto .....	19
Figura 2. 7 Andamento della funzione di coerenza (151,86 Mpa).....	20
Figura 3. 1 Schema oleo-idraulico dell'intensificatore a pompanti paralleli 120 Hp.....	23
Figura 3. 2 Immagine di un motore di tipo asincrono trifase [Fim05].....	26
Figura 3. 3 Curva caratteristica di un motore asincrono (numero di giri-coppia) .....	26
Figura 3. 4 Spaccato di una pompa a cilindrata variabile a pistoni assiali [Mann94].....	28
Figura 3. 5 Rappresentazione grafica dell'effetto dell'inclinazione della piastra sulla variazione della cilindrata [Cus07].....	28
Figura 3. 6 Interruttori per la gestione dei cilindri .....	29
Figura 3. 7 Valvola compensatrice di pressione [Spe91].....	30
Figura 3. 8 Schema di regolazione della pressione – aumento della pressione di lavoro [Rex04] .....	31
Figura 3. 9 Schema di regolazione della pressione – diminuzione della pressione di lavoro [Rex04] .....	32
Figura 3. 10 Valvola di non ritorno [Spe91] .....	33

Figura 3. 11 Manometri presenti sul quadro comandi. In ordine da sinistra: pressione di lavoro circuito primario, pressione di lavoro circuito secondario, pressione alimentazione acqua .....	33
Figura 3. 12 Schema realizzativo di un manometro di Bourdon [Mann94] .....	34
Figura 3. 13 Accumulatori su intensificatore a pompanti paralleli modello a 6 cilindri.....	35
Figura 3. 14 Schema esemplificativo del funzionamento di un accumulatore [Con07].....	36
Figura 3. 15 Schema costruttivo di una valvola limitatrice di pressione [Spe91] .....	37
Figura 3. 16 Particolare dei cilindri dell'intensificatore a pompanti paralleli [Jet09] .....	38
Figura 3. 17 Cilindro a singolo effetto con definizione delle diverse camere. [Jet09] .....	39
Figura 3. 18 Particolare costruttivo del cilindro lato olio [Jet09].....	40
Figura 3. 19 Particolare costruttivo del cilindro a singolo effetto lato acqua [Jet09] .....	41
Figura 3. 20 Valvola di alta pressione [Jet09] .....	42
Figura 3. 21 Posizionamento della valvola di alta pressione.....	43
Figura 3. 22 Semplificazione di un pistone a singolo effetto [Ann03].....	44
Figura 3. 23 Schema descrittivo dell'inserimento dell'olio nel cilindro per le fasi di pre-compressione, compressione, ritorno.....	45
Figura 3. 24 Fase di pre-compressione .....	46
Figura 3. 25 Fase di compressione .....	47
Figura 3. 26 Fase di ritorno del pistone .....	48
Figura 3. 27 Numerazione dei pistoni nel caso si un intensificatore a 3 pompanti e delineazione dei punti morti [Jet09] .....	49
Figura 3. 28 Segnale ideale di posizione relativo al movimento di tre pistoni... 51	
Figura 3. 29 Posizione dell'accoppiamento motore asincrono-pompa ad ingranaggi nell'intensificatore 120 Hp [Jet09].....	52
Figura 3. 30 Pompa ad ingranaggi [Spe91] .....	53
Figura 3. 31 Posizionamento valvola di alta pressione [Jet09] .....	53
Figura 3. 32 Spaccato valvola di sicurezza [Jet09].....	54
Figura 3. 33 Testa di taglio .....	55
Figura 3. 34 Spaccato Testa di taglio [Jet09] .....	56
Figura 3. 35 Tipologia di materiali con cui è realizzato l'ugello primario [Ann03].....	58
Figura 3. 36 Illustrazione dell'ugello primario [Ann03] .....	58
Figura 3. 37 Camera di miscelazione [Ann03].....	59
Figura 3. 38 Ugello focalizzatore .....	60
Figura 3. 39 Vista parziale dell'impianto di raffreddamento .....	61
Figura 3. 40 Schema semplificato di uno scambiatore di calore olio/acqua .....	62
Figura 3. 41 Scambiatore a piastre [Rb05] .....	62

Figura 3. 42 Schema filtro tradizionale dell'olio [Spe91].....	64
Figura 4. 1 Modello Intensificatore 60 Hp.....	70
Figura 4. 2 Caratteristiche del fluido.....	72
Figura 4. 3 Caratteristiche del fluido acqua .....	73
Figura 4. 4 Tipologia di flange.....	74
Figura 4. 5 Tipologia di connettori oleodinamici.....	75
Figura 4. 6 Modifica del codice del connettore <i>Port_A</i> relativamente alla proprietà del fluido olio. Il connettore <i>Port_B</i> presenta le stesse caratteristiche	75
Figura 4. 7 Modifica del codice del connettore <i>Port_A</i> relativamente alla proprietà del fluido Acqua .....	76
Figura 4. 8 Connettori Input/Output.....	76
Figura 4. 9 Flange rotazionali .....	77
Figura 4. 10 Icona cilindro a singolo effetto .....	77
Figura 4. 11 Visualizzazione Diagram di Dymola per il cilindro a singolo effetto. ....	78
Figura 4. 12 Massa di tipo <i>Stop</i> - Dymola .....	78
Figura 4. 13 di tipo <i>Sliding</i> - Dymola .....	79
Figura 4. 14 Oggetto <i>Chamber</i> .....	80
Figura 4. 15 Codice Modelica per l'oggetto <i>ChamberA</i> e <i>ChamberB</i> .....	81
Figura 4. 16 Camera <i>Chamber_B_water</i> .....	81
Figura 4. 17 Codice Modelica ChamberB per lato olio .....	82
Figura 4. 18 Codice Modelica ChamberB modificato per lato acqua.....	82
Figura 4. 19 Position Sensor .....	82
Figura 4. 20 Icona dell'oggetto Proximitor.....	83
Figura 4. 21 Codice Modelica proximitor .....	83
Figura 4. 22 Valvola di alta pressione acqua .....	84
Figura 4. 23 Schema della valvola di alta pressione .....	84
Figura 4. 24 Icona dell'oggetto <i>Checkvalve</i> .....	85
Figura 4. 25 Icona del modello del motore asincrono trifase.....	85
Figura 4. 26 Modello della pompa a cilindrata variabile .....	86
Figura 4. 27 Collegamento motore asincrono – Pompa a cilindrata variabile ....	87
Figura 4. 28 Modello della pompa a cilindrata fissa .....	87
Figura 4. 29 Collegamento Motore Asincrono – Pompa ad ingranaggi .....	88
Figura 4. 30 modello della valvola di sicurezza.....	88
Figura 4. 31 Valvola di non ritorno.....	89
Figura 4. 32 Oggetto Accu1 .....	90
Figura 4. 33 Accumulatori circuito secondario disposti in parallelo .....	90
Figura 4. 34 Icona del gruppo valvole .....	91
Figura 4. 35 Schema valvole per movimentazione piostone.....	91
Figura 4. 36 Gruppo valvole semplificato.....	92
Figura 4. 37 Two Way Valve .....	93

Figura 4. 38 Oggetto LamRes.....	94
Figura 4. 39 Icona del PLC in cui si possono notare i connettori di Input e Output.....	95
Figura 4. 40 Codice Modelica per la dichiarazione dei connettori <i>Input</i> e <i>Output</i> e di <i>Pistone</i> .....	96
Figura 4. 41 Codice If per definire il valore dell'intero <i>Pistone</i> .....	97
Figura 4. 42 Codice per determinare gli step di pre-compressione, compressione, ritorno. ....	98
Figura 4. 43 Modello <i>Testa di taglio</i> .....	99
Figura 4. 44 Visualizzazione <i>Diagram</i> della testa di taglio.....	100
Figura 4. 45 Oggetto <i>Orifice</i> .....	100
Figura 4. 46 Codice Modelica per la definizione della portata e della densità nel componente <i>SimOrinoStates</i> .....	101
Figura 5. 1 Quotatura cilindro .....	103
Figura 5. 2 Effetto Stribeck .....	105
Figura 5. 3 Effetto Forza di Coulomb.....	106
Figura 5. 4 Effetto di F_prop .....	107
Figura 5. 5 Effetto F_stribeck.....	108
Figura 5. 6 Parametri <i>Pistone Olio</i> .....	109
Figura 5. 7 Parametri Pistone acqua .....	109
Figura 5. 8 Settaggio <i>Chamber_A</i> .....	110
Figura 5. 9 Settaggio <i>Chamber_B</i> .....	110
Figura 5. 10 Settaggio <i>Chamber_Water</i> .....	111
Figura 5. 11 Schema esemplificativo dei parametri in gioco [Vall02].....	111
Figura 5. 12 Parametri <i>Fixed1</i> .....	112
Figura 5. 13 Parametri <i>Fixed2</i> .....	112
Figura 5. 14 Parametri <i>Fixed3</i> .....	113
Figura 5. 15 Posizione del <i>Pistone Olio</i> in funzione del tempo. ....	113
Figura 5. 16 Schema per la definizione del settaggio del sensore di posizione	114
Figura 5. 17 Parametri <i>Proximitor_PMS</i> .....	115
Figura 5. 18 Parametri <i>Proximitor_PMI</i> .....	115
Figura 5. 19 Schema valvola Hp.....	115
Figura 5. 20 Parametri <i>CheckValve_water2</i> e <i>CheckValve_water1</i> .....	116
Figura 5. 21 Parametri <i>Tank</i> (serbatoio) .....	116
Figura 5. 22 Parametri Motore asincrono - circuito primario.....	117
Figura 5. 23 Parametri Motore asincrono - circuito secondario .....	118
Figura 5. 24 Pompa a cilindrata variabile .....	119
Figura 5. 25 Parametri Pompa a cilindrata fissa .....	120
Figura 5. 26 Parametri Valvola di sicurezza circuito primario.....	121
Figura 5. 27 Parametri valvola di non ritorno – Circuito primario e secondario .....	121

Figura 5. 28 Parametri <i>CheckValve_3</i> .....	122
Figura 5. 29 Parametri accumulatore circuito primario <i>Accul_1</i> .....	123
Figura 5. 30 Parametri Accumulatori circuito secondario .....	124
Figura 5. 31 Gruppo valvole alimentazione-scarico cilindri lato olio .....	124
Figura 5. 32 Variazione $dp_{nom}$ tra 10e5 e 30e5 Pa .....	125
Figura 5. 33 Parametri <i>TwoWay_1</i> .....	126
Figura 5. 34 Passaggio del fluido attraverso la servo-valvola E2 per effettuare la pre-compressione .....	127
Figura 5. 35 Parametri <i>TwoWay_2</i> .....	127
Figura 5. 36 Parametri <i>TwoWayValve_3</i> .....	128
Figura 5. 37 Pressione dell'olio all'ingresso della camera primaria .....	129
Figura 5. 38 Parametri <i>LamRes</i> .....	129
Figura 5. 39 Oggetto <i>Oil_Volume</i> modificato con le proprietà dell'acqua .....	130
Figura 5. 40 Proprietà <i>WaterVolume</i> ( <i>Oil_Volume</i> con proprietà acqua) .....	130
Figura 5. 41 Parametri valvola a spillo .....	131
Figura 5. 42 Effetto della pressione dell'acqua e del diametro dell'ugello primario su $C_d$ . [Has97].....	132
Figura 5. 43 Effetto della pressione sul coefficiente $C_d$ [Clau98].....	132
Figura 5. 44 Parametri <i>SimOri</i> con esempio di diametro 0,25mm.....	133
Figura 5. 45 Comando <i>Add Modifiers</i> .....	134
Figura 5. 46 Modifica posizione di partenza <i>Pistone_olio</i> cilindro 1 .....	134
Figura 5. 47 Modifica posizione di partenza <i>Pistone_olio</i> cilindro 2 .....	135
Figura 5. 48 Modifica posizione di partenza <i>Pistone_olio</i> cilindro 3 .....	135
Figura 5. 49 Transitorio di partenza dei pistoni .....	136
Figura 5. 50 Curva taratura della pompa a cilindrata variabile con ugello da 0,25 mm.....	138
Figura 5. 51 Curva taratura della pompa a cilindrata variabile con ugello da 0,25 mm.....	139
Figura 6. 1 Sensore Gefran per rilevazione del segnale di pressione [Gef09] ..	142
Figura 6. 2 Strumentazione (Scheda – sensore – Pc) .....	143
Figura 6. 3 Posizionamento del sensore di alta pressione sul ramo di uscita dell'intensificatore.....	144
Figura 6. 4 Pressione statica (2700 bar) e pressione dinamica con ugello primario 0,25mm.....	145
Figura 6. 5 Segnale di pressione 2500 bar, ugello 0,25 mm .....	146
Figura 6. 6 Segnale di pressione 2500 bar, ugello 0,33mm .....	146
Figura 6. 7 Segnale di pressione 3000 bar, ugello 0,25mm .....	147
Figura 6. 8 Segnale di pressione 3000 bar, ugello 0,33mm .....	147
Figura 6. 9 Segnale di pressione 3400 bar, ugello 0,25mm .....	148
Figura 6. 10 Segnale di pressione 3400 bar, ugello 0,33mm .....	148
Figura 6. 11 Segnale di pressione 3600 bar, ugello 0,25mm .....	149

Figura 6. 12 Segnale di pressione 3600 bar, ugello 0,33mm.....	149
Figura 6. 13 Segnale di pressione 4000 bar, ugello 0,25mm.....	150
Figura 6. 14 Segnale di pressione 4000 bar, ugello 0,33mm.....	150
Figura 6. 15 FFT segnale di pressione 2500 bar, ugello 0,25 mm .....	151
Figura 6. 16 Segnale di pressione 2500 bar, ugello 0,25mm.....	152
Figura 6. 17 Segnale di pressione 2500 bar, ugello 0,25 filtrato. ....	153
Figura 6. 18 Fluttuazione del segnale di pressione 2500 bar con ugello 0,25mm .....	154
Figura 6. 19 Fluttuazione del segnale di pressione 2500 bar con ugello 0,33mm .....	155
Figura 6. 20 Ciclo di 6 pompate su pressione di 4000bar con ugello 0,25mm.	156
Figura 6. 21 Parametri di simulazione.....	158
Figura 6. 22 Plottaggio del segnale tempo in funzione del numero di punti nel caso della simulazione a 2500 bar, ugello 0,25. ....	160
Figura 6. 23 Plottaggio del nuovo segnale tempo in funzione del numero di punti .....	162
Figura 6. 24 Segnale di pressione 2500 bar, ugello 0,25 mm simulato. ....	164
Figura 6. 25 Particolare del segnale di pressione simulato (2500 bar, ugello 0,25) .....	165
Figura 6. 26 Segnale di pressione comparato con il PMI del cilindro 1.....	166
Figura 6. 27 Variazione della portata nei cilindri 1 e 2 .....	167
Figura 6. 28 Definizione di picchi alti e bassi nel segnale simulato e acquisito, colore rosso per i picchi alti e colore nero per i picchi bassi.....	169
Figura 6. 29 Confronto segnale acquisito e simulato 2500 bar, ugello 0,25 ....	170
Figura 6. 30 Confronto segnale acquisito e simulato 3000 bar, ugello 0,25 ....	171
Figura 6. 31 Confronto segnale acquisito e simulato 3400 bar, ugello 0,25 ....	172
Figura 6. 32 Confronto segnale acquisito e simulato 3600 bar, ugello 0,25 ....	173
Figura 6. 33 Confronto segnale acquisito e simulato 4000 bar, ugello 0,25 ....	174
Figura 6. 34 Confronto segnale acquisito e simulato 2500 bar, ugello 0,33 ....	175
Figura 6. 35 Confronto segnale acquisito e simulato 3000 bar, ugello 0,33 ....	176
Figura 6. 36 Confronto segnale acquisito e simulato 3400 bar, ugello 0,33 ....	177
Figura 6. 37 Confronto segnale acquisito e simulato 3600 bar, ugello 0,33 ....	178
Figura 6. 38 Confronto segnale acquisito e simulato 4000 bar, ugello 0,33 ....	179
Figura 6. 39 Particolare segnale di pressione simulato – sperimentale (ugello 0,25mm).....	180
Figura 6. 40 Particolare della variazione di pressione durante la fase di compressione .....	181
Figura 6. 41 Relazione tra variazione di cilindrata e pressione dell’olio .....	184
Figura 6. 42 Regolatore K .....	185
Figura 6. 43 Codice Dymola per <i>Impostazione_K</i> .....	185
Figura 6. 44 Settaggio dei parametri m e q di <i>Impostazione_K</i> .....	186
Figura 6. 45 Modello modificato con la presenza del Regolatore di cilindrata. .....	186

Figura 6. 46 Andamento di K in funzione del tempo impostando 100 bar di pressione olio. ....	187
Figura 6. 47 Andamento del segnale di pressione dell'acqua in funzione della regolazione di K. ....	188
Figura 6. 48 Particolare del segnale di pressione .....	188
Figura 7. 1 Pompa elettrica Tecnocut [Tec10].....	189
Figura 7. 2 Schema Intensificatore Elettrico .....	190
Figura 7. 3 Particolare della pompa elettrica. ....	191
Figura 7. 4 Confronto di efficienza tra intensificatori oleodinamici ed elettrici .....	192
Figura 7. 5 Modello della Pompa Elettrica con Dymola.....	193
Figura 7. 6 Icona cilindro idraulico .....	194
Figura 7. 7 Visualizzazione Diagram di Dymola per il cilindro idraulico. ....	194
Figura 7. 8 Determinazione della corsa (Flange_A.s + Flange_B.s) .....	195
Figura 7. 9 Parametri Massa.....	195
Figura 7. 10 Parametri camere acqua. Lo stelo è settato a 0 in quanto il componente è completamente ideale. ....	196
Figura 7. 11 Parametri <i>Fixed1</i> .....	196
Figura 7. 12 Parametri <i>Fixed2</i> .....	196
Figura 7. 13 Oggetto <i>Testa di taglio</i> .....	197
Figura 7. 14 Parametri valvola a spillo .....	197
Figura 7. 15 Parametri Ugello primario con ugello settato come esempio a 0,25mm.....	198
Figura 7. 16 Parametro CheckValve_water1, 2, 3 e 4 .....	198
Figura 7. 17 Schema a blocchi per il controllo del motore brushless [Alb04]..	199
Figura 7. 18 Legge di moto trapezia t-v .....	200
Figura 7. 19 Blocco <i>Legge di moto</i> .....	201
Figura 7. 20 Dichiarazione delle variabili. ....	202
Figura 7. 21 <i>Equation</i> per <i>Legge di moto</i> .....	202
Figura 7. 22 <i>Algorithm</i> per <i>Legge di moto</i> .....	203
Figura 7. 23 Oggetto position.....	204
Figura 7. 24 Oggetto <i>WaterVolume</i> .....	204
Figura 7. 25 Parametri <i>WaterVolume</i> .....	205
Figura 7. 26 Collegamento del sensore di pressione al condotto di alta pressione. ....	205
Figura 7. 27 Segnale sperimentale <i>Acq1</i> .....	206
Figura 7. 28 Segnale sperimentale <i>Acq2</i> .....	207
Figura 7. 29 Segnale sperimentale <i>Acq3</i> .....	207
Figura 7. 30 Caratteristiche del segnale di pressione .....	208
Figura 7. 31 Parametri di simulazione .....	209
Figura 7. 32 Segnale di pressione Pompa Elettrica (rampa 0,23s).....	210

Figura 7. 33 Segnale di spazio (rampa 0,23s) a regime.....	210
Figura 7. 34 Andamento velocità (rampa 0,23s). Si può notare il gradino a fine rampa di accelerazione. Il segno negativo è dovuto al pistone che si muove in due versi differenti .....	211
Figura 7. 35 Parametri per rampa 0,5s.....	214
Figura 7. 36 Effetto della pressione sul coefficiente $C_d$ in funzione del coefficiente della tipologia di ugello. [Has89][Clau98] .....	215
Figura 7. 37 Confronto Segnale sperimentale – simulato con $C_d=0,64$ .....	216
Figura 7. 38 Confronto Segnale sperimentale – simulato con $C_d=0,63$ .....	217
Figura 7. 39 Confronto Segnale sperimentale – simulato con $C_d=0,64$ .....	219
Figura 7. 40 Confronto Segnale sperimentale – simulato con $C_d=0,65$ .....	220
Figura 8. 1 Analogie segnale simulato-sperimentale (pressione figura a sinistra) e segnale di portata per il caso simulato .....	224
Figura A. 1 Architettura del software Dymola [Dym02] .....	231
Figura A. 2 Ambiente di modellazione.....	232
Figura A. 3 Creazione di un nuovo modello-libreria.....	233
Figura A. 4 Caratteristiche della modellazione .....	233
Figura A. 5 Ambiente di simulazione.....	235
Figura A. 6 La finestra Setup-General.....	236
Figura A. 7 Finestra Setup-Model_Translation .....	237
Figura A. 8 Finestra Setup-Output.....	237
Figura A. 9 Finestra Setup-Compiler.....	238
Figura A. 10 Finestra Setup_Realttime.....	238
Figura A. 11 Visualizzazione delle variabili mediante grafici .....	239
Figura B. 1 Scheda d’acquisizione DAQ [Daq08] .....	245
Figura B. 2 Schema funzionamento Scheda d’acquisizione [Lar08] .....	246
Figura B. 3 Sorgente messa a terra [Lar08].....	247
Figura B. 4 Sorgente non messa a terra [Lar08].....	247
Figura B. 5 Sistema di misura differenziale [Lar08] .....	248
Figura B. 6 Sistemi di misura RSE e NRSE [Lar08].....	249
Figura B. 7 Alimentatore. ....	249
Figura B. 8 Collegamenti sensore-alimentatore .....	250
Figura C. 1 Maschera di settaggio delle impostazioni.....	253
Figura C. 2 Maschera di acquisizione.....	253



---

Figura E. 1 Main Effects Plot per il risultato <i>media</i> .....	266
Figura E. 2 Main Effects Plot per il risultato <i>Periodo</i> .....	266
Figura E. 3 Main Effects Plot per il risultato <i>Delta picco</i> .....	267
Figura E. 4 Effetto dell'interazione di tutti i fattori sul risultato <i>Media</i> ( <i>Interaction Plot</i> ).....	268
Figura E. 5 Effetto dell'interazione di tutti i fattori sul risultato <i>Periodo</i> ( <i>Interaction Plot</i> ).....	268
Figura E. 6 Effetto dell'interazione di tutti i fattori sul risultato <i>Periodo</i> ( <i>Interaction Plot</i> ).....	269



## Indice delle tabelle

Tabella 6. 1 Pressione media in base al livello considerato .....	157
Tabella 6. 2 Vettore Tempo .....	161
Tabella 6. 3 Andamento Tempo modificato .....	163
Tabella 6. 4 Parametri per ottenere il livello di pressione richiesto (ugello 0,25mm) .....	164
Tabella 6. 5 Parametri per ottenere il livello di pressione richiesto (ugello 0,33mm) .....	165
Tabella 6. 6 Variazione di K con pressione olio impostata a 150 bar .....	183
Tabella 6. 7 Variazione di K con pressione olio impostata a 100 bar .....	183
Tabella 6. 8 Variazione di K con pressione olio impostata a 200 bar .....	184
Tabella 7. 1 Parametri per l'acquisizione sperimentale .....	206
Tabella 7. 2 Legge di moto limite .....	213
Tabella 7. 3 Variazione di $v_{cost}$ per ottenere il valore di pressione obiettivo in funzione di $C_d=0,64$ . .....	215
Tabella 7. 4 Variazione di $v_{cost}$ per ottenere il valore di pressione obiettivo in funzione di $C_d=63$ . .....	216
Tabella 7. 5 Variazione di $v_{cost}$ per ottenere il valore di pressione obiettivo in funzione di $C_d=64$ . .....	218
Tabella 7. 6 Variazione di $v_{cost}$ per ottenere il valore di pressione obiettivo in funzione di $C_d=0,65$ . .....	220
Tabella 8. 1 Tabella finale con risultati dei confronti segnale sperimentale – simulato per intensificatore a pompanti paralleli .....	225
Tabella 8. 2 Tabella finale con risultati dei confronti segnale sperimentale – simulato per intensificatore Pompa Elettrica. ....	226
Tabella B. 1 Caratteristiche tecniche sensore di pressione .....	244
Tabella B. 2 Caratteristiche uscite scheda d'acquisizione. ....	245
Tabella B. 3 Corrispondenza colori del cavo del sensore con le uscite. ....	250
Tabella D. 1 Codice Matlab® per confronto segnali su intensificatore a pompanti paralleli.....	259
Tabella D. 2 Codice Matlab® per confronto segnali su intensificatore Pompa Elettrica .....	262

Tabella E. 1 Livelli dei fattori considerati per il piano fattoriale. ....	264
Tabella E. 2 Piano fattoriale .....	265

## Sommario

La tecnologia Waterjet si è sviluppata negli ultimi anni fino a diventare estremamente competitiva per il taglio di materiali. Il processo si fonda su un getto d'acqua ad altissima pressione che viene realizzato grazie all'utilizzo di appositi intensificatori. In questo contesto risulta fondamentale per le case produttrici realizzare dei sistemi di diagnostica in modo da prevedere guasti e malfunzionamenti.

Il primo passo consiste nella realizzazione di modelli di simulazione che possano prevedere il comportamento delle macchine in modo da poter iniziare a gestire la fase di monitoraggio.

Sfruttando le potenzialità del linguaggio Modelica, sono stati realizzati modelli che permettono di simulare il comportamento di un intensificatore oleodinamico a pompanti paralleli e uno elettrico di nuova generazione. Variando i parametri più significativi si possono ottenere particolari condizioni di funzionamento in accordo ad alcune situazioni analizzate realmente sulla macchina.

Per entrambi si effettua una validazione confrontando fra loro i segnali di pressione dell'acqua acquisiti sperimentalmente e simulati, attraverso la variazione della tipologia di ugello primario e dei livelli di pressione.

I risultati ottenuti dimostrano come i modelli riescano a rappresentare con buona approssimazione il funzionamento delle macchine e rappresentano una corretta base di partenza per lo studio di sistemi di diagnostica in futuro direttamente applicabili su queste.

**Parole chiave:** Waterjet, Intensificatori, Modelica, Dymola, pressione acqua, modello .

## Abstract

In the past few years, Waterjet technology has developed to become extremely competitive for cutting materials. The process is based on a high pressure water jet that is achieved by using special intensifier. It is very important for manufacturers to achieve the diagnostic systems to predict breakdowns and malfunctions.

The first step is the creation of simulation models that can predict the behavior of the machines so they can begin to manage the monitoring phase. Exploiting the potential of the Modelica language, it has made models to simulate the behavior of an oleo-hydraulic intensifier pumping in parallel and a new electric intensifier. Varying the most significant parameters, it is possible to

reach special operating conditions, according to some real situations analyzed on the machine.

Both have performed a validation by comparing the pressure water signals experimentally acquired and simulated, by varying the type of orifice and pressure levels.

The results show that the models succeed to represent a good approximation of the operation of machinery and stand for a good starting point for the study of diagnostic systems in the future directly applicable to these.

**Key words:** Waterjets, Intensifier, Modelica, Dymola, Water pressure, model.

# Introduzione

Nell'ultimo decennio la tecnologia Waterjet è andata sempre più diffondendosi e il numero di impianti che la impiegano a livello industriale è fortemente aumentato. In origine questa tecnologia veniva utilizzata soprattutto per il taglio del marmo, ma si è successivamente espansa fino a diventare competitiva per il taglio di quasi tutti i materiali presenti sul mercato: da quelli metallici a quelli plastici, da quelli vetrosi a quelli ceramici, senza tralasciare i lapidei.

Ciò che permette la lavorazione è un getto d'acqua a pressione elevatissima ottenibile grazie all'utilizzo di intensificatori oleodinamici, a pompa diretta o elettrici.

Essendo questi componenti critici e di costo elevato, è conveniente per l'utilizzatore cercare di ridurre al minimo i tempi legati alla riparazione di guasti e di malfunzionamenti, cercando di realizzare sistemi interni di monitoraggio.

Mentre per le tecnologie convenzionali il livello di diagnostica è molto avanzato e le macchine di lavorazione sono dotate di sistemi assai sofisticati, per quanto riguarda il Waterjet il livello è ancora piuttosto basso.

Il presente lavoro si inserisce in un'ottica di miglioramento della tecnologia applicata agli intensificatori. Gli obiettivi sono lo studio e la modellazione mediante supporto informatico di una tipologia di intensificatori oleodinamici (a pompanti paralleli) e di un intensificatore di ultima generazione in fase sperimentale (ad azionamento elettrico). I modelli dovranno prevedere l'andamento del segnale di pressione di entrambe le macchine, una volta impostato il livello di pressione nominale desiderato. Quest'operazione dovrà permettere, in futuro, la previsione di operazioni di diagnostica on-line.

Il lavoro si articola in otto capitoli che ripercorrono le fasi del lavoro e che sviluppano i seguenti argomenti:

- **Capitolo 1:** verrà introdotta la tecnologia Waterjet, analizzando tutti i componenti presenti in un impianto di taglio. Verrà fatta anche una breve panoramica di tutte le tipologie di intensificatori presenti sul mercato.
- **Capitolo 2:** sarà riportata la descrizione di una prima tipologia di intensificatori oleodinamici: quelli a pompante contrapposto. Verranno fornite una descrizione della macchina e la sua modellazione (con relativa simulazione) realizzata mediante software Dymola [Vall02].
- **Capitolo 3:** si descriveranno approfonditamente tutti i componenti di una seconda tipologia di intensificatori oleodinamici: quelli a pompanti paralleli (su cui viene realizzato il lavoro di tesi).

- **Capitolo 4:** verrà modellato l'intensificatore mediante il software Dymola e saranno definiti gli obiettivi e le semplificazioni; inoltre verranno trattati in dettaglio tutti gli oggetti impiegati per realizzare il modello.
- **Capitolo 5:** verrà effettuata la scelta di tutti i parametri da utilizzare per la caratterizzazione del modello e saranno determinate le condizioni al contorno (inizializzazione) per poter eseguire la simulazione. Infine sarà inserita una taratura della pompa a cilindrata variabile in modo da poter ottenere i livelli di pressione dell'acqua richiesti.
- **Capitolo 6:** verrà simulato il modello descrivendo il metodo di estrazione delle variabili in Matlab®. Successivamente si acquisiranno sperimentalmente i segnali di pressione su intensificatore a pompanti paralleli (5 livelli di pressione con due diversi ugelli primari 0,25mm-0,33mm) verranno confrontati i segnali simulati e acquisiti. Infine saranno illustrate alcune considerazioni finali sulla base del coefficiente di correlazione, dell'errore percentuale sui picchi di pressione e dell'errore percentuale relativamente al periodo di pompaggio.
- **Capitolo 7:** verrà descritta una nuova tipologia di intensificatore ad azionamento elettrico (Pompa Elettrica) e sarà modellizzata e simulata attraverso il software Dymola. Saranno poi acquisiti sperimentalmente i tre livelli di pressione dell'acqua utilizzando settaggi differenti sulla macchina. Infine verrà effettuato il confronto dei segnali sperimentali e simulati, sfruttando il coefficiente di correlazione, l'errore percentuale sui picchi di pressione e l'errore percentuale sul periodo di pompaggio.
- **Capitolo 8:** saranno presentate le conclusioni finali sul lavoro effettuato e i risultati ottenuti, oltre alla delineazione di eventuali sviluppi futuri.



# Capitolo 1: Tecnologia Waterjet

L'azione di taglio di un sistema Waterjet, è dovuta all'energia specifica posseduta da un getto d'acqua coerente, eventualmente addizionato da particelle di materiale abrasivo. Nella tecnologia con sola acqua (Waterjet, WJ) è il fluido ad alta velocità a realizzare il taglio mentre nella tecnologia con getto idroabrasivo (Abrasive Waterjet, AWJ), il getto d'acqua ha unicamente lo scopo di trasferire la propria quantità di moto alle particelle di abrasivo, la cui azione erosiva provoca l'asportazione di materiale.

L'acqua raggiunge livelli di pressione molto elevati: circa 400MPa per gli impianti tradizionali, fino a 620MPa per quelli di ultima generazione.

I vantaggi rispetto ad altre tecniche di taglio quali laser e plasma, rendono molto utile e versatile questa tecnologia.

- La lavorazione è a freddo, cioè non esiste una deformazione plastica del pezzo nella zona lavorata e non ci sono tensioni residue dovute al riscaldamento di tali zone.
- Il taglio non lascia sfridi e bave evidenti.
- Il tagliente e il pezzo non vengono a contatto e questo aumenta la durata dei componenti utilizzati per il taglio.
- Le forze che agiscono sul pezzo da tagliare sono esigue e questo rende più agevole lo staffaggio dei pezzi.
- Limitato impatto ambientale e rispetto dell'ambiente di lavoro. L'utilizzo di abrasivo e acqua (disponibile in natura in quantità quasi illimitata) elimina la presenza di fumi che si avrebbero utilizzando altre tipologie di lavorazioni convenzionali.

Gli svantaggi, seppur limitati, sono legati alla corretta manutenzione della macchina e lo smaltimento di olio minerale nel caso si utilizzino impianti oleodinamici.

## 1.1 Struttura di un impianto Waterjet

Un tradizionale impianto Waterjet presenta una struttura ben definita:

- Sistema di adduzione dell'abrasivo.
- Impianto di trattamento e depurazione dell'acqua.
- Testa di taglio.
- Sistema di movimentazione
- Intensificatore.

### 1.1.1 Sistema di adduzione dell'abrasivo

Il sistema di adduzione dell'abrasivo è un elemento molto importante che consente l'invio di abrasivo verso la testa di taglio (Utilizzato per sistemi AWJ).



Figura 1. 1 Serbatoio di contenimento dell'abrasivo

L'abrasivo viene inviato verso la tramoggia (vedi Figura 1. 2) attraverso un sistema di tubazioni flessibili in gomma. La differenza di pressione tra la tramoggia e il serbatoio genera il flusso d'aria necessario per consentire l'invio di abrasivo. Il serbatoio (in cui viene introdotto l'abrasivo) serve solamente per reintegrare l'abrasivo nella tramoggia quando si verifica una diminuzione del suo livello [Ann03].



Figura 1. 2 Particolare della testa di taglio: tramoggia

L'abrasivo viene successivamente convogliato dalla tramoggia alla camera di miscelazione sfruttando contemporaneamente due fenomeni fisici: caduta per gravità ed effetto Venturi. La caduta per gravità è dovuta alla differenza di quota tra la tramoggia e la camera di miscelazione (posta più in basso), mentre l'effetto Venturi consiste nel risucchio di abrasivo grazie alla depressione che si genera nella camera dovuta al getto d'acqua particolarmente veloce. L'aria risulta quindi essenziale per il trasporto di abrasivo e penetra nel getto fino a costituirne il 95% in volume [Has91].

Esiste anche un differente sistema di adduzione di abrasivo che sfrutta componentistiche diverse. E' realizzato sfruttando un tramoggia con vite micrometrica per la regolazione della portata, mentre una valvola ad aria compressa apre il percorso verso la testa di taglio quando riceve il segnale di getto aperto. Anche questa soluzione sfrutta comunque i principi fisici di adduzione di abrasivo precedentemente analizzati (gravità + effetto Venturi).

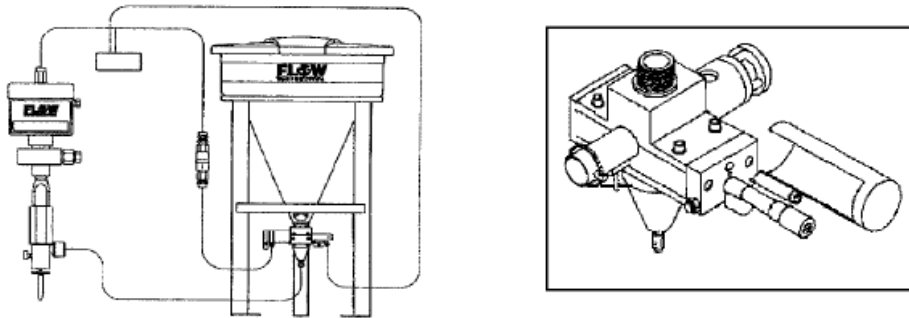


Figura 1. 3 sistema di adduzione dell'abrasivo differente con particolare della vite micrometrica [Ann03]

### 1.1.2 Impianto di trattamento e depurazione dell'acqua

L'acqua per il funzionamento del sistema AWJ, viene prelevata direttamente dalla rete idrica e necessita pertanto di un processo di depurazione e trattamento a causa della presenza di particelle e corpi estranei.

Un impianto è generalmente composto da:

#### *Filtro anti-sabbia*

L'acqua, nel percorso fra la fonte (pozzo, sorgente, ecc.) e l'utenza, si arricchisce di ossidi di ferro, sabbia, terriccio, ecc..

Queste impurità, creano seri inconvenienti, si depositano nelle tubazioni, provocano corrosioni puntiformi ed incrostazioni che limitano il corretto funzionamento della macchina e le caratteristiche del getto. Per questo motivo si utilizza un apposito filtro che permette di imprigionare nella sua maglia queste impurità.

#### *Addolcitore*

L'addolcitore serve per diminuire la durezza (termine con cui si indica la concentrazione di sali di calcio e magnesio che precipitando formano le incrostazioni di calcare sulle superfici) dell'acqua.

Questo sfrutta lo scambio degli ioni di calcio e magnesio con ioni di sodio facendo fluire l'acqua da addolcire su un letto di resina a scambio ionico.

### ***Dosatore polifosfati***

Sono impiegati per proteggere dalle incrostazioni calcaree e dalla corrosione gli impianti idraulici dosando in modo proporzionale una miscela anticalcareo ed anticorrosiva. In questo modo, viene ceduta all'acqua una parte della loro particolare composizione, che forma sulle superfici metalliche una pellicola microscopica ed antivegetativa. L'acqua crea un limitato contatto con le superfici metalliche, nello stesso tempo si instaurerà un processo di sospensione colloidale che non permetterà la precipitazione dei sali di calcio e magnesio.

### ***Serbatoio raccolta acqua***

Ha il compito di raccogliere l'acqua proveniente dall'addolcitore. E' collegato a una pompa che immette tale acqua all'interno di un'autoclave.

### ***Autoclave***

L'acqua ricevuta dall'addolcitore viene inviata in autoclave dove è contenuta con una pressione impostata di circa 5 bar. Dall'autoclave parte un condotto che invia l'acqua verso l'intensificatore.

## **1.1.3 Testa di taglio**

All'interno di questo componente avviene la trasformazione dell'energia di pressione in energia cinetica.

Nel caso si utilizzi la tecnologia WJ (getto di pura acqua), la conformazione della testa di taglio è più semplice in quanto è sufficiente il solo *ugello primario*. Per la tecnologia AWJ sono invece necessari dei componenti in cui avvenga la miscelazione acqua-abrasivo: essi sono posti a valle dell'ugello primario e sono denominati *camera di miscelazione* ed *ugello focalizzatore* (vedi Figura 1. 4).

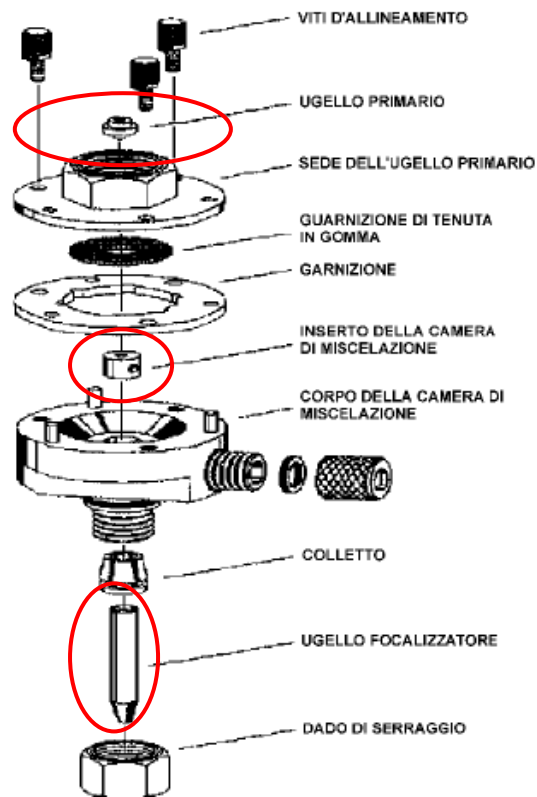


Figura 1. 4 Esploso di una testa di taglio AWJ [Ann03]

La descrizione di questo componente verrà esplicitata in modo esauriente al paragrafo (3.2.13).

### 1.1.4 Il sistema di movimentazione

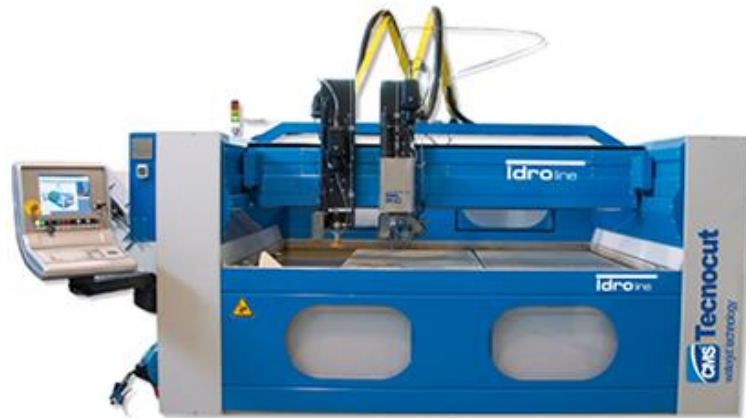


Figura 1. 5 Sistema di movimentazione assi con vasca di raccolta [Con07]

Il sistema di movimentazione consente lo spostamento della testa di taglio lungo le tre direzioni X, Y e Z in modo automatico grazie al controllo numerico. Nei moderni sistemi di movimentazione è possibile, inoltre, avere a disposizione anche 5 assi totalmente automatizzati, per lavorazioni più diversificate. Il controllo numerico gestisce i parametri di lavorazione (avanzamento) e la movimentazione degli assi. La sua programmazione è realizzata in codice ISO o grazie all'unità video-grafica, ma è anche possibile integrare il tutto con un sistema CAD-CAM.



Figura 1. 6 Piattaforma per il controllo numerico della macchina.

Si ricorda infine che è necessaria la presenza di una vasca di raccolta sopra cui viene posizionato il pezzo, che ha il compito di:

- dissipare l'energia residua posseduta dal getto (mediamente il 75% dell'energia iniziale);
- impedire pericolose riflessioni del getto verso gli organi della macchina;
- ridurre la rumorosità;
- accumulare il materiale asportato dal pezzo in lavorazione e l'abrasivo per consentirne il riciclo o l'eliminazione.



### 1.1.5 Intensificatore



Figura 1. 7 Esempio di intensificatore: modello 60 Hp Tecnocut

L'intensificatore di pressione rappresenta un elemento fondamentale della tecnologia Waterjet in quanto esso si occupa dell'innalzamento della pressione dell'acqua ai livelli di utilizzo.

L'intensificatore è inoltre il componente su cui ci si è occupati per la stesura del lavoro di tesi.

Esistono tre categorie di intensificatori (due presenti attualmente sul mercato, una in fase sperimentale):

- *Intensificatori oleodinamici*
- *Intensificatori a pompa diretta*
- *Intensificatore a pompa elettrica (fase sperimentale).*

#### ***Intensificatori oleodinamici***

Gli *intensificatori oleodinamici* sfruttano come fluido vettore l'olio. Uno stantuffo (a singolo effetto o doppio effetto) viene movimentato all'interno di un cilindro mettendo in pressione ed espellendo il fluido acqua attraverso una valvola di scarico. Quando la direzione dello stantuffo è opposta, il fluido a bassa pressione entra nel cilindro attraverso una valvola d'aspirazione.

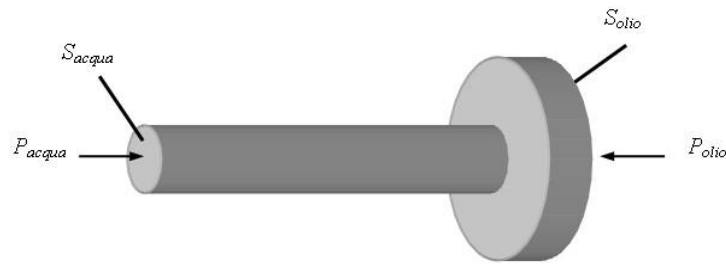


Figura 1. 8 Schema semplificato pistone a singolo effetto [Ann03]

Per ottenere la pressione acqua richiesta si sfrutta un coefficiente di intensificazione che consiste nel rapporto tra le superfici  $\frac{S_{olio}}{S_{acqua}}$  (vedi Figura 1. 8) pari a circa 20 nella maggioranza delle macchine dedicate [Ann03].

Esistono due tipologie di intensificatori oleodinamici classificati in base alla tipologia di cilindri montati:

- Intensificatori a pompanti contrapposti (vedi capitolo 2)
- Intensificatori a pompanti paralleli (parte consistente del lavoro di tesi, vedi capitolo 3).

### ***Intensificatori a Pompa diretta***

Gli intensificatori a *pompa diretta* sfruttano la stessa tipologia di cilindri e lo stesso principio di intensificazione di quelli oleodinamici. La differenza fra le due tecnologie è il mezzo con il quale lo stantuffo si muove; la pompa diretta utilizza un albero a gomito simile a quello del motore delle autovetture. (da qui il nome inglese Crank Drive Pumps).

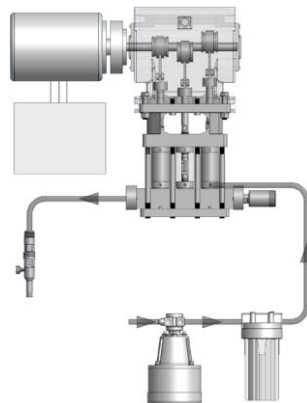


Figura 1. 9 Schema funzionamento pompa diretta Mod. Omax [Oma08]

### *Intensificatori Elettrici*

Gli intensificatori elettrici sono un nuovo progetto di moltiplicatori di pressione. Non sono attualmente sul mercato (in quanto ancora in fase sperimentale), ma prevedono notevoli vantaggi rispetto alla pompa diretta e agli intensificatori oleodinamici.

Si sfrutta un azionamento elettrico composto da motore brushless e vite a ricircolo di sfera in grado di movimentare un pistone a doppio effetto e ottenere i livelli di pressione dell'acqua richiesti.

Una soluzione costruttiva di questo tipo permette di aumentare la produttività, prevede un monitoraggio continuo sulla macchina e riduce i costi di esercizio.

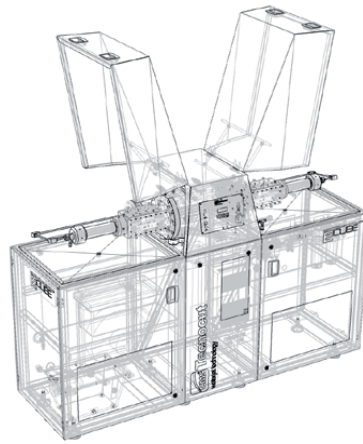


Figura 1. 10 Spaccato di pompa elettrica Tecnocut [Tec10]



## Capitolo 2: Intensificatore a pompante contrapposto

### 2.1 Descrizione della macchina e principio di funzionamento

Una prima tipologia di intensificatori oleodinamici è quello a pompante contrapposto che sfrutta l'azione di un pistone a doppio effetto per ottenere il livello di pressione dell'acqua richiesto.

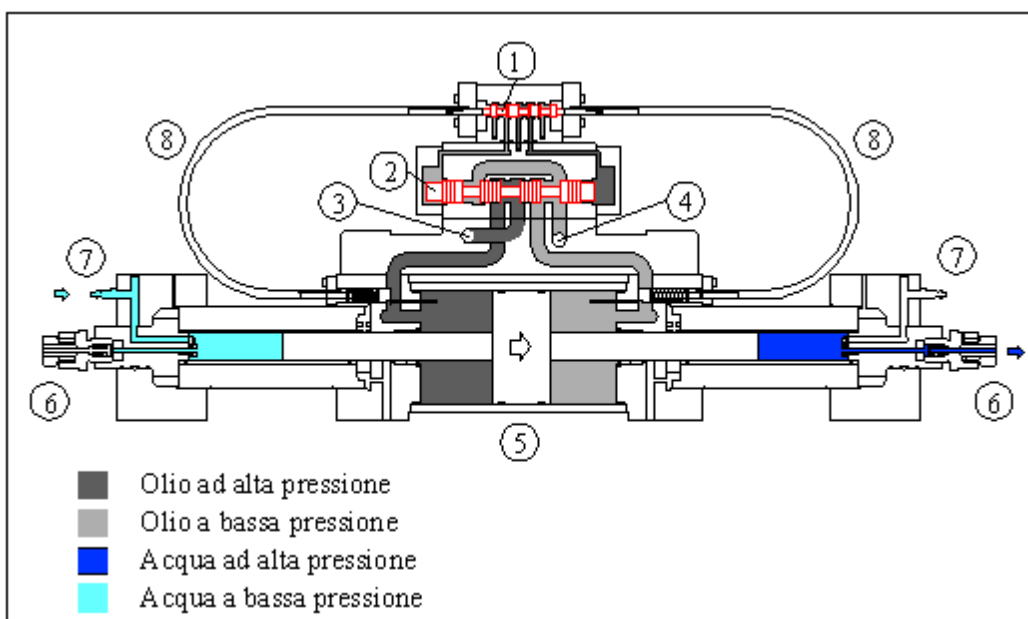


Figura 2. 1 schema intensificatore a doppio effetto [Vall02]

L'intensificatore a doppio effetto, grazie alla conformazione del pistone, permette di incrementare la pressione dell'acqua in entrambe le corse (componente 5, vedi Figura 2. 1).

Il principio di funzionamento si basa sull'equilibrio delle forze agenti su stantuffi di diverso diametro: l'olio agisce su di una superficie di area che varia, secondo i modelli, da 10 a 40 volte l'area della superficie a contatto con l'acqua; ne deriva un uguale rapporto di intensificazione.

Questo rapporto tra le superfici, detto *coefficiente di intensificazione*, permette di moltiplicare la pressione dell'acqua fino a 620 MPa per le macchine di ultima generazione.

Il rapporto tra le sezioni è un dato di progetto e non può essere modificato. L'unica variabile operativa è la pressione dell'olio, che risulta quindi

proporzionale alla pressione di lavoro dell'acqua secondo il rapporto di intensificazione definito.

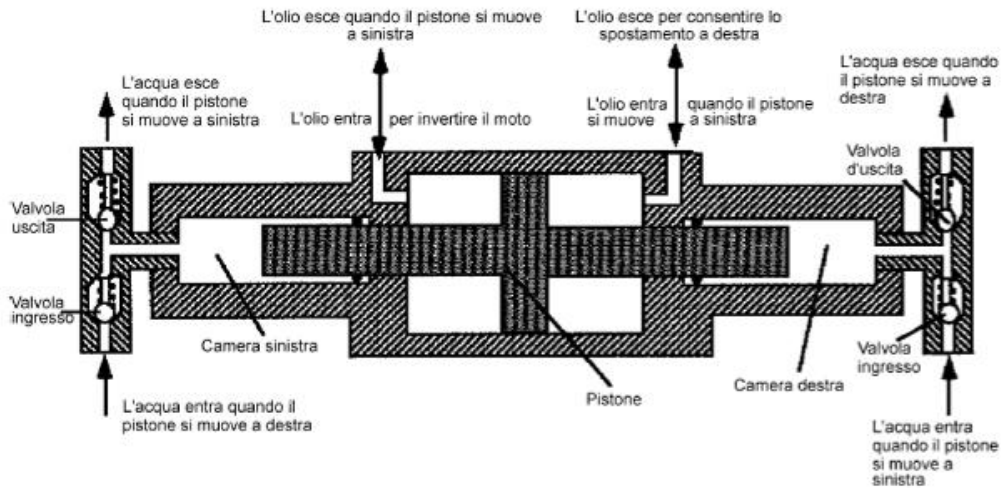


Figura 2. 2 Schema cilindro a doppio effetto [Ann03]

Osservando la Figura 2. 2, si vede come l'olio entra nella camera principale attraverso le luci di passaggio. L'acqua invece si trova nella camera di sinistra e nella camera destra. L'afflusso dell'olio verso il cilindro è gestito da un distributore 4/3 (vedi componente 2 Figura 2. 1) posizionato a monte del cilindro stesso. In base alla posizione in cui si trova, permette al pistone di muoversi in un verso piuttosto che nell'altro.

Se per esempio ci si vuole spostare verso destra e comprimere l'acqua in quella camera, l'olio entrerà nella camera principale di sinistra. Il fluido contenuto nell'altra parte della camera principale verrà espulso mediante la corrispondente luce di passaggio. Nel frattempo nella camera dell'acqua di destra avviene la fase di aspirazione, cioè la luce di ingresso è aperta mentre quella di uscita è chiusa.

Una valvola pilota rileva il fine corsa del pistone nei due versi ed invia un segnale idraulico di pressione alla valvola distributrice dell'olio; essa modifica il suo stato ed inverte il verso di afflusso del fluido nell'intensificatore; così, sempre seguendo la Figura 2. 2, quando il pistone avrà raggiunto il fine corsa di sinistra, la valvola pilota ed il distributore provvederanno a spingere il pistone verso destra.

A monte del cilindro viene inserito un accumulatore idraulico. Il suo impiego è dettato dalla necessità di limitare le fluttuazioni di pressione e al fatto che l'acqua pressurizzata risulta comprimibile.

L'olio viene mandato in pressione da una pompa a pistoni radiali (intensificatore in possesso del Politecnico di Milano, laboratorio di Milano-Bovisa).

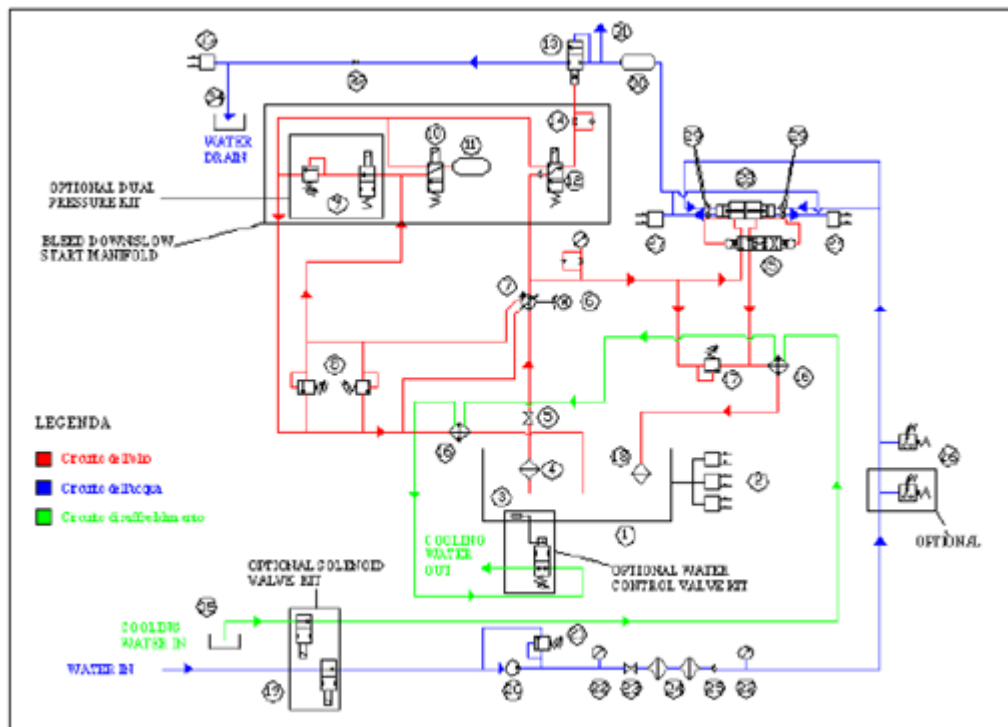


Figura 2. 3: Schema complessivo dell'intensificatore [Vall02]

Nel caso si voglia avere una panoramica più ampia sia riguardo la modellazione che le caratteristiche tecniche di tutti i componenti, si faccia riferimento alla tesi di Sergio Valletti “Sviluppo di un modello per la simulazione del segnale di pressione in un impianto a getto d’acqua” [Vall02].

## 2.2 Modellazione dell'intensificatore

Dell'intensificatore a pompante contrapposto, è stata realizzata una modellazione tramite software Dymola, per cercare di caratterizzare il comportamento della macchina e più in particolare, l'andamento del segnale di pressione dell'acqua [Vall02].

Rispetto alla realtà, sono state apportate alcune semplificazioni, sia per rendere più agevole l'operazione computazionale di simulazione, sia perché il software presenta dei limiti (pur rimanendo comunque un ottimo software di simulazione).

Le semplificazioni utilizzate non compromettono né la funzionalità né la veridicità del modello anzi, rappresenta una solida base di partenza per la creazione successiva di un modello più complesso.

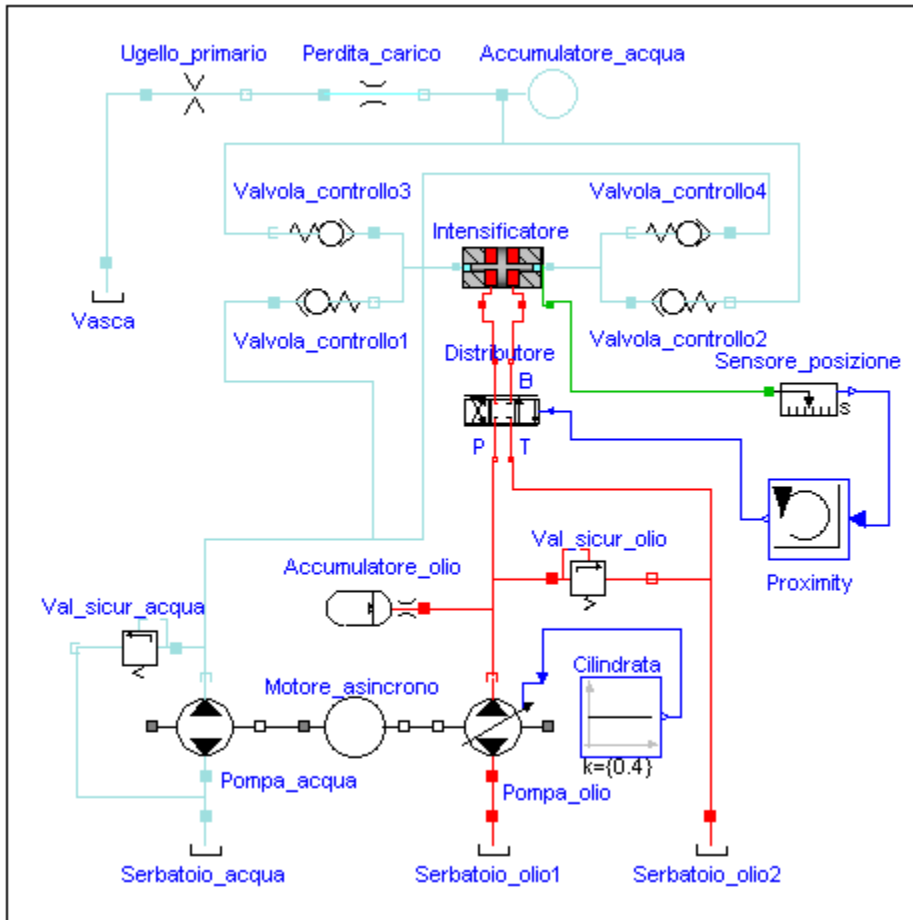


Figura 2. 4 Schema dell'intensificatore modellato con il software Dymola [Vall02]

La semplificazione ha toccato alcuni punti principali:

- Non sono state considerate tubazioni rigide e flessibili sia riguardo il circuito oleodinamico che quello idraulico. L'influenza delle perdite di carico relative a tali parti del sistema è stata concentrata in un unico componente a monte dell'ugello primario.
- Non sono stati modellati alcuni componenti quali i filtri olio/acqua e lo scambiatore di calore.
- Non si è tenuto conto di attriti nella modellazione del cilindro a doppio effetto, manometri e trasmettitori
- La testa di taglio è stata modellata con un orifizio il cui unico parametro è il diametro di passaggio che corrisponde a quello effettivo reale della macchina. Presupponendo il sistema complessivo in fase di



funzionamento a regime, si suppone che vi sia sempre olio che va all'accumulatore e che lo scarico dell'acqua sia sempre chiuso, in modo da convogliare l'acqua in pressione direttamente all'ugello primario.

- I parametri relativi ai vari componenti sono stati ricavati dai dati di targa della macchina (dati relativi ai motori elettrici, pompe oleodinamiche e idrauliche, accumulatori). Per altri componenti di cui non si conoscevano i dati si è scelto di lasciare valori di default del software o di operare simulazioni ad hoc in modo da inserire i parametri che permettessero di ottenere un risultato apprezzabile a confronto con i segnali reali.

Per raggiungere i livelli di pressione desiderati si è scelto di agire sia sulla costante di regolazione della portata della pompa oleodinamica (parametro *cilindrata* visibile in Figura 2. 4) sia sulla valvola di sicurezza (*val\_sicur\_olio*, Figura 2. 4) inserita a valle della pompa stessa. Ovviamente la determinazione di questi parametri è stata possibile dopo diversi step di simulazione.

### 2.3 Simulazione e validazione del modello

Sono state effettuate simulazioni su 6 livelli distinti di pressione dell'acqua, su periodi di 40 secondi con un livello di tolleranza di  $1e-7$ .

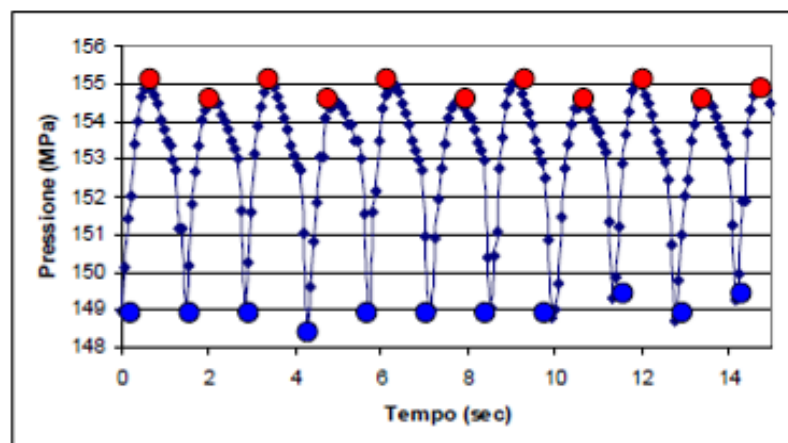


Figura 2. 5 Esempio di segnale di pressione acquisito a 153 Mpa tarato manualmente

Si ottiene che il livello medio di pressione (per la prima acquisizione), risulta essere pari a 151,86 Mpa. Il primo livello è così determinato con precisione. Il medesimo tipo di analisi è stato eseguito per gli altri 5 livelli.

Trovata la corrispondenza fra acquisizione sperimentale e simulazione è possibile effettuare la validazione del modello realizzato.

Ogni livello di pressione simulato, viene confrontato con il relativo livello di pressione acquisito sperimentalmente.

Al di là di considerazioni relative alla forma, le informazioni rilevanti si hanno in relazione agli scostamenti tra i picchi massimi e minimi. Per questo sono stati calcolati gli errori percentuali relativi a tali picchi considerando un valore medio stimato in un intervallo della durata di 15 secondi. Gli errori percentuali sono stati così calcolati secondo le formule:

$$\Delta Piccoalto = \left| 1 - \frac{\sum_n piccoaltoacquisito_n}{\sum_m piccoalto simulato_m} \right| \quad (2.1)$$

$$\Delta Piccobasso = \left| 1 - \frac{\sum_n piccobassoacquisito_n}{\sum_m piccobassosimulato_m} \right| \quad (2.2)$$

In questo modo si ottiene un indice percentuale. Più è basso il valore trovato, più i valori dei picchi simulati coincidono con i valori dei picchi acquisiti.

Si è poi cercato di definire per ogni livello di pressione un ulteriore indice di misurazione che tenesse in considerazione l'andamento del segnale simulato rispetto all'andamento del segnale reale. Una funzione che permette di raggiungere tale scopo è la funzione coerenza (*coherence function*), definita in termini di densità di potenza spettrale (*power spectral density*) e di densità di interazione spettrale (*cross spectral density*).

$$\Gamma_{xy} = \frac{R_{xy}}{\sqrt{R_x \cdot R_y}} \quad (2.3)$$

Il quadrato della funzione coerenza  $|\Gamma_{xy}|^2$  (*magnitude-squared coherence function*) rappresenta una funzione reale compresa tra 0 e 1 e misura una correlazione tra x e y ad ogni frequenza. Quanto più le 2 funzioni sono correlate,

tanto più il valore di questa espressione è vicino a 1. Al contrario, se le funzioni non presentano forme di correlazione, il valore di  $|\Gamma_{xy}|^2$  tende a zero.

Per completezza si riporta l'esempio del segnale di pressione a 151,86 Mpa sia acquisito che simulato.

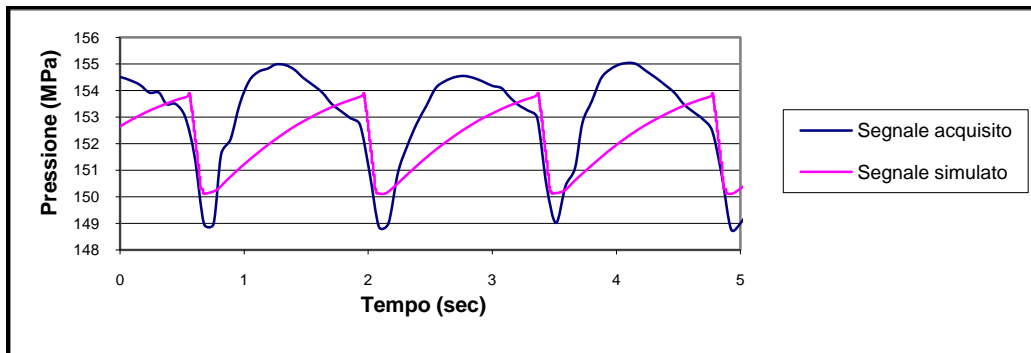


Figura 2. 6 Segnali di pressione dell'acqua a confronto

Si calcola la differenza picco-picco secondo le eq. (2.1), (2.2) ottenendo questo risultato:

$$\Delta PiccoAlto = \left| 1 - \frac{1702,901}{1692,9} \right| = 0,59\% \quad (2.4)$$

$$\Delta PiccoBasso = \left| 1 - \frac{1638,073}{1651,43} \right| = 0,81\% \quad (2.5)$$

Per confermare la bontà della simulazione si provvede al calcolo della funzione di coerenza:

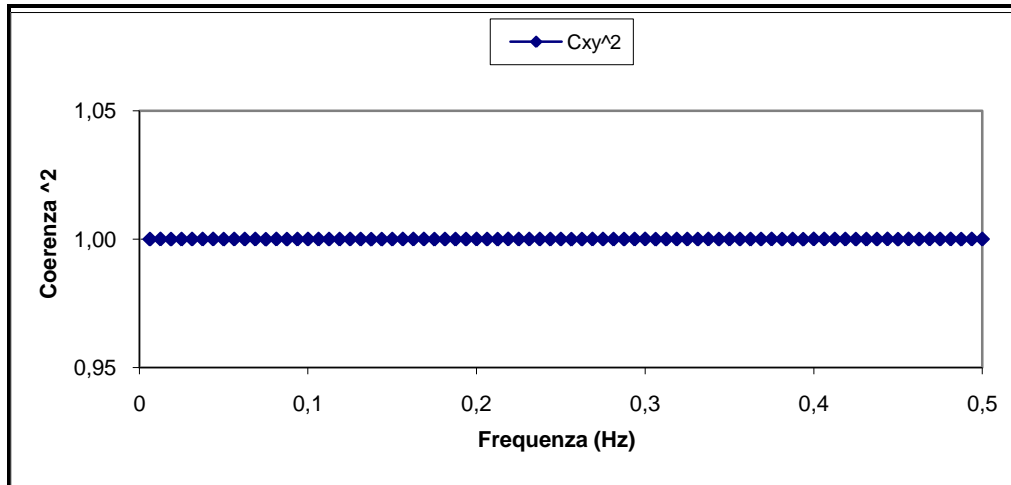


Figura 2. 7 Andamento della funzione di coerenza (151,86 Mpa)

La correlazione mostrata è dunque evidente.

La stessa procedura viene ripetuta per tutti i livelli di pressione stabiliti trovando che la coerenza tra i segnali si mantiene su valore unitario.

Risulta invece evidente come l'errore del segnale diminuisca all'aumentare del livello di pressione, pur essendo già alle basse pressioni un errore contenuto.

Ciò che si può quindi sottolineare è che il modello può rappresentare abbastanza fedelmente la realtà. Questo avviene a scapito di numerose ipotesi semplificative e a parametri non conosciuti della macchina, ma semplicemente ipotizzati in base a simulazioni.

# Capitolo 3: Intensificatore a pompanti paralleli

## 3.1 Principio di funzionamento

L'intensificatore a pompanti paralleli, seconda delle tipologie di intensificatori oleodinamici presenti sul mercato, è quello su cui è stato effettuato il lavoro di tesi.

E' realizzato da cilindri a singolo effetto, disposti parallelamente e fasati elettronicamente.

Il numero di pistoni dipende dal tipo di modello e, sul mercato, sono attualmente disponibili macchine da un minimo di due ad un massimo di 6.

Il principio di funzionamento è il medesimo dell'intensificatore a pompante contrapposto (vedi paragrafo 2.1) e si basa su un rapporto sezioni su cui insistono i due fluidi vettori (olio e acqua).

I pistoni a singolo effetto, rispetto a quelli a doppio effetto, sono in grado di effettuare l'intensificazione solamente durante la fase di mandata. Nella fase di ritorno si ha invece l'aspirazione dell'acqua e, per ottenere un flusso d'acqua uniforme, è necessario utilizzare più di un pompante.

Nel caso di pompanti paralleli, non è necessario dotarsi di un accumulatore a valle dell'intensificatore in quanto il recupero della comprimibilità dell'acqua avviene durante una fase di pre-compressione che viene portata a termine nella prima parte della corsa di mandata del singolo pistone. In questo modo si limitano le fluttuazioni di pressione, ottenendo un andamento più lineare del segnale di pressione stesso.

Per avere un andamento di questo tipo è però necessario aumentare la complessità del sistema di controllo.

### 3.2 Circuito oleo – idraulico

E' di seguito riportato uno schema (vedi Figura 3. 1) che permette di comprendere meglio la disposizione dei vari componenti che costituiscono un generico intensificatore a pompanti paralleli. In questo caso sono raffigurati solo 3 pompanti come il modello *60 Hp* Tecnocut su cui sono state effettuate le prove sperimentali.

L'impianto presenta complessivamente 3 circuiti fluidodinamici al cui interno si trovano i componenti meccanici caratteristici:

- *circuito dell'olio*
- *circuito acqua*
- *circuito raffreddamento.*

Il *circuito dell'olio* è fondamentalmente il primo anello della catena che origina il movimento dell'intensificatore di pressione. Questo è formato da due differenti sottocircuiti.

Il primo (*circuito primario*) serve per introdurre fluido all'interno della camera anteriore dei cilindri che permette di gestire il movimento del pistone durante la fase di compressione. E' azionato da un motore asincrono trifase accoppiato ad una pompa a pistoni assiali tramite un riduttore-ripartitore a ingranaggi con un albero d'ingresso e due alberi d'uscita.

Il secondo sottocircuito (*circuito secondario*) permette di indirizzare l'olio all'interno della camera posteriore dei cilindri, regolando di conseguenza il movimento del pistone durante la fase di ritorno.

Il *circuito acqua* è a sua volta formato da due sottocircuiti. Il primo è quello di bassa pressione che convoglia l'acqua dall'impianto di depurazione ai cilindri, in modo da riempire la camera lato acqua durante la fase di ritorno degli stessi.

Il secondo è quello di alta pressione che convoglia l'acqua dall'intensificatore verso la testa di taglio in cui avviene la trasformazione dell'energia di pressione in energia cinetica, necessaria per effettuare le operazioni di taglio richieste.

Il *circuito di raffreddamento* consente di raffreddare l'olio che, in alcune parti del sistema e in alcune situazioni, si surriscalda notevolmente. L'olio che fuoriesce dalla camera posteriore del cilindro viene inviato verso uno scambiatore di calore acqua-olio che consente di abbassare la temperatura prima dell'immissione nel serbatoio.

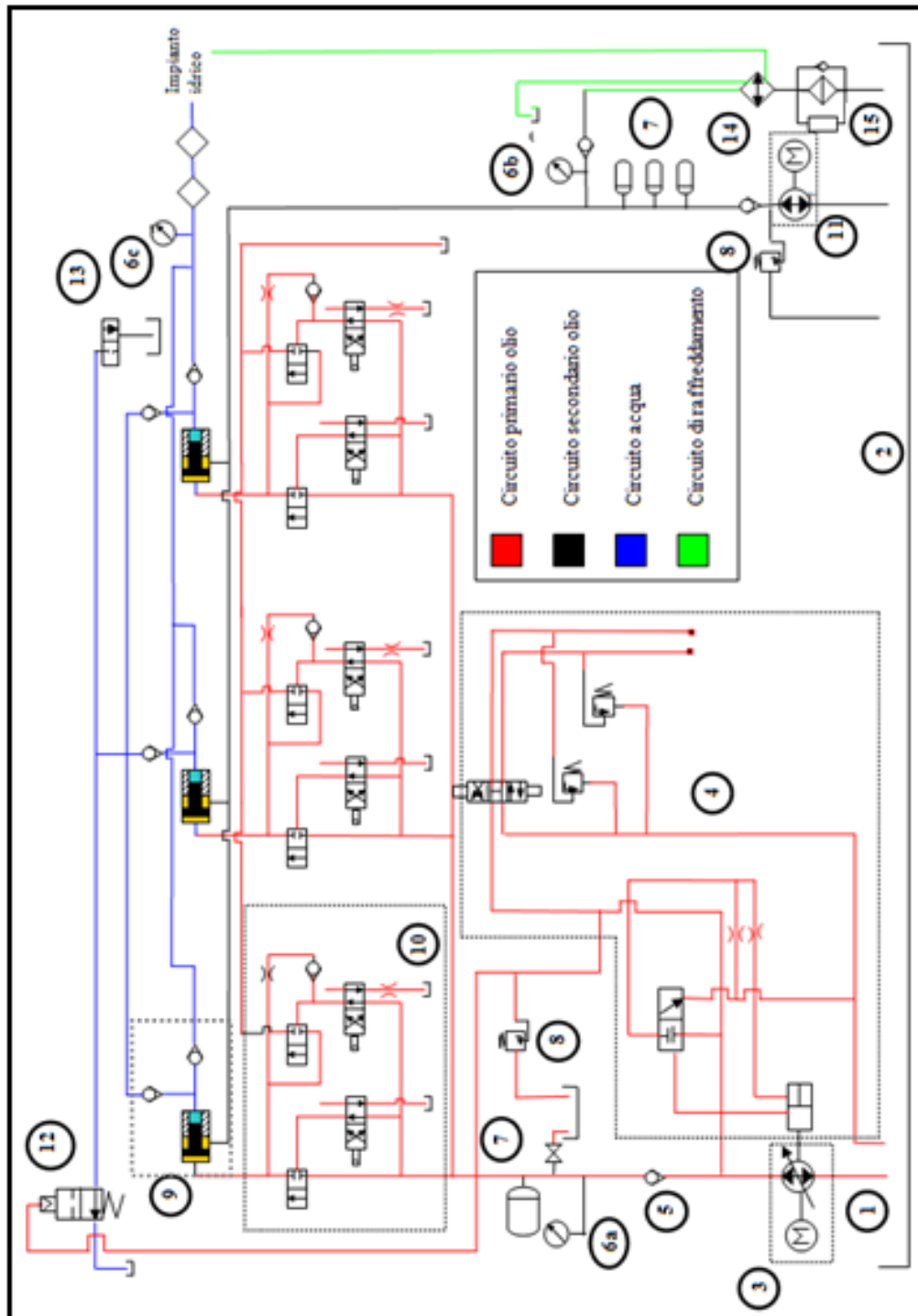


Figura 3. 1 Schema oleo-idraulico dell'intensificatore a pompanti paralleli 120 Hp

***Elenco dei componenti del circuito***

- 1) Olio (fluido di lavoro)
- 2) Serbatoio
- 3) Accoppiamento Motore asincrono – pompa a pistoni assiali
- 4) Circuito di regolazione della pressione dell'olio
- 5) Valvola di ritegno
- 6) Manometro
  - a) per lettura pressione olio immissione in camera primaria
  - b) per lettura pressione olio immissione in camera secondaria
  - c) per lettura pressione alimentazione acqua
- 7) Accumulatori oleodinamici
- 8) Valvola di sicurezza
- 9) Cilindro oleo-idraulico a singolo effetto
- 10) Gruppo valvole per gestione della fase di mandata e ritorno dei pistoni
- 11) Accoppiamento motore sincrono - Pompa ad ingranaggi a cilindrata fissa
- 12) Valvola di sicurezza alta pressione
- 13) Testa di taglio
- 14) Sistema di raffreddamento olio
- 15) Sistema di filtraggio olio.

**3.2.1 Olio (fluido di lavoro)**

Le applicazioni fluidodinamiche sfruttano come fluido di lavoro olio di tipo minerale che possiede elevato potere lubrificante, assenza di azioni corrosive e di depositi, assenza di evaporazione ed ebollizione anche ad alte temperature. Questa tipologia di olio è ad elevate prestazioni anti usura, formulata per applicazioni soggette a campi di temperature estremamente variabili o dove sono richieste minime variazioni di viscosità con la temperatura. I campi per cui l'olio è indicato sono sistemi idraulici critici che possono tollerare soltanto piccole variazioni di viscosità al variare della temperatura mantenendo efficienza e prontezza di risposta [Spe91].

Le proprietà di un fluido di questo tipo sono [Tell06]:

- **Eccellente stabilità al taglio e minime variazione della viscosità con la temperatura:** minimizza i cambiamenti di viscosità dell'olio con la temperatura e garantisce l'operatività della pompa anche in macchine altamente sollecitate. Una buona pompabilità anche a basse temperature previene la cavitazione e richiede un limitato tempo di riscaldamento.
- **Elevata stabilità termica:** la bassa corrosione garantisce sistemi puliti e riduce la corrosione nei componenti.



- **Prestazioni antiusura:** garantisce una efficiente operatività e manutenzione ridotta.
- **Eccellente filtrabilità (asciutta ed umida):** un olio di questo tipo è stato formulato per possedere ottime doti di filtrabilità che lo rendono impiegabile nei circuiti idraulici dotati dei più spinti sistemi di filtrazione. Mantiene queste caratteristiche anche in presenza di contaminanti quali acqua e calcio.
- **Eccellente stabilità all'ossidazione:** resiste alla formazioni di prodotti acidi anche in presenza di elevate temperature operative.
- **Protezione dalla ruggine e dalla corrosione:** garantisce protezione a lungo termine contro la corrosione di metalli ferrosi e non sotto severe condizioni di test.
- **Proprietà di rapido rilascio d'aria ed antischiuma:** un veloce rilascio d'aria riduce i disturbi del sistema e protegge le pompe dalla formazione di cavitazione (meno aria nell'olio, minore stress termico ed ossidativo).

### 3.2.2 Serbatoio

Il serbatoio di contenimento della macchina è di realizzazione molto semplice. Ha la funzione ovvia di contenere il fluido olio di lavoro ad una data temperatura e a pressione atmosferica. Sopra il serbatoio sono poi fissate flange che permettono l'inserimento di tubazioni che portano olio verso i due pompanti del circuito primario e secondario nonché permettere lo scarico dell'olio dai cilindri.

Il serbatoio è dotato di un termometro che permette di monitorare la temperatura dell'olio presente al suo interno. Quando la temperatura supera valori al di sopra della norma, viene attivato il sistema di refrigerazione.

Date le pressioni in gioco nei condotti, è possibile avere perdite di olio, visibili ad occhio nudo, per questo motivo è importante una manutenzione controllata e periodica del componente.

### 3.2.3 Accoppiamento motore asincrono – pompa a pistonni assiali

#### *Motore asincrono trifase*



Figura 3. 2 Immagine di un motore di tipo asincrono trifase [Fim05]

Il motore asincrono trifase presenta una struttura semplice e robusta, elevato grado di protezione e forme costruttive standardizzate tale da renderlo economico e diffuso. Questo tipo di motore è tipico per le sue curve caratteristiche di avviamento con coppia di spunto  $M_A$ , coppia minima  $M_S$ , coppia massima  $M_K$  e coppia nominale  $M_N$ .

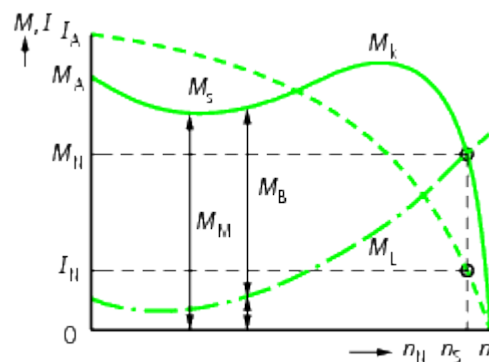


Figura 3. 3 Curva caratteristica di un motore asincrono (numero di giri-coppia)

I tre avvolgimenti di fase sono sfasati di  $120^\circ/p$  ( $p$  = numero di coppie di poli) l'uno rispetto all'altro e applicando una tensione alternata trifase, si genera un campo rotante nel motore.

Attraverso l'effetto di induzione vengono generati il campo rotante e la coppia nell'avvolgimento rotorico. Il numero di giri del motore dipende dal numero di coppie di poli e dalla frequenza della tensione di alimentazione. Il senso di rotazione può essere invertito cambiando due fasi del collegamento.

$$n_s = \frac{f \cdot 60}{p} \quad (3.1)$$

$n_s$  = giri al minuto

$f$  = frequenza della tensione in Hz

$p$  = numero di coppie di poli

Il motore utilizzato presenta 2 coppie di poli e, quindi, la velocità di rotazione costante è di 1475 giri/min. Viene alimentato con una tensione di 380 V e 50 Hz e presenta un potenza erogabile pari a 55KW.

### ***Pompa a pistoni assiali a cilindrata variabile***

La pompa presenta una particolare modalità costruttiva. In un blocco rotante intorno ad un asse sono ricavati un certo numero di cilindri, paralleli e disposti intorno all'asse di rotazione, in cui scorrono altrettanti pistoni. I pistoni sono collegati mediante bielle ad una piastra, anch'essa rotante, ma intorno ad un asse incidente e leggermente inclinato rispetto a quello del blocco dei cilindri. L'albero fa ruotare il blocco dei cilindri che, per effetto dell'inclinazione del piatto, genera il movimento alternativo dei pistoni nelle sedi, con conseguente effetto di pompaggio [Spe91]. Il numero di pompanti utilizzato è dispari, in modo da evitare che due pistoni si trovino contemporaneamente ai punti morti. Questo accorgimento, insieme all'aumento del numero di pistoni, viene adottato per diminuire le oscillazioni di pressione. [Con07].

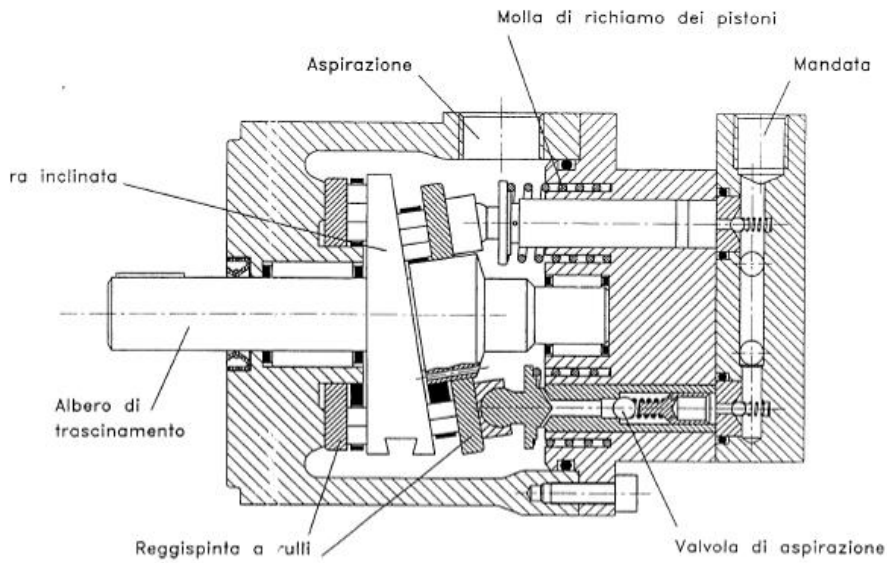


Figura 3. 4 Spaccato di una pompa a cilindrata variabile a pistoni assiali [Mann94]

La corsa dei pistoni (e quindi la cilindrata) varia in funzione dell'inclinazione ed è nulla per inclinazione nulla. L'angolazione della piastra è possibile fra un range di  $0^\circ - 18^\circ$ . Si può variare l'inclinazione della piastra sfruttando un sistema molla antagonista-pistone attuatore (vedi Figura 3. 4).

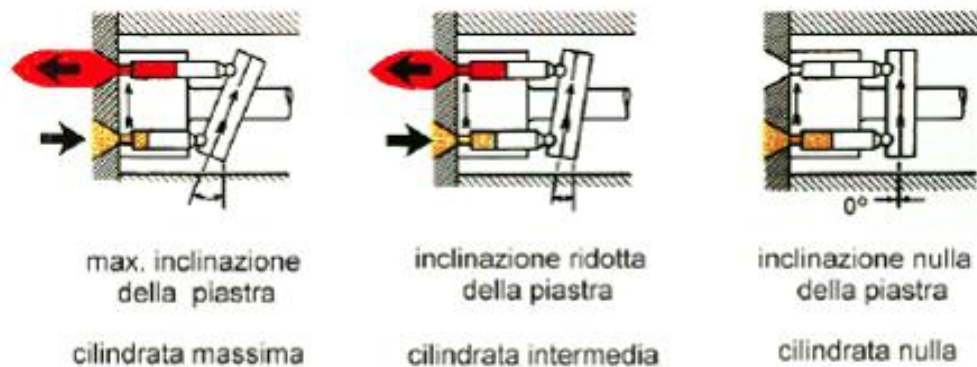


Figura 3. 5 Rappresentazione grafica dell'effetto dell'inclinazione della piastra sulla variazione della cilindrata [Cus07]

Il vantaggio dell'utilizzo di tale soluzione è legato alla rapidità con cui è possibile variare la cilindrata grazie alla minore inerzia che presenta la variazione di inclinazione rispetto al blocco cilindri.

Le pressioni che sono elaborate dalla macchina (69 Hp) in genere non superano i 220 bar. Siccome il rapporto di intensificazione è pari a circa 20, si può raggiungere, all'uscita del cilindro di intensificazione, una pressione dell'acqua di circa 4400 bar.

In base al modello di intensificatore possono essere presenti una sola pompa (fino ad un massimo di tre cilindri) oppure due pompe calettate sullo stesso albero e collegate al motore asincrono (modello a 6 cilindri).



Figura 3. 6 Interruttori per la gestione dei cilindri

### 3.2.4 Circuito di regolazione della pressione

Come prima accennato, la pompa a pistoncini assiali è composta da una piastra che regola la corsa dei pistoncini oleodinamici e quindi ne varia cilindrata e portata erogabile.

La variazione dell'angolo di inclinazione della piastra viene ottenuta per mezzo di un complesso costituito da un pistone attuatore e da una molla antagonista. Il pistone attuatore viene azionato da una servo-pressione il cui valore è proporzionale alla pressione interna della pompa.

La massima corsa del pistone attuatore si avrà con il raggiungimento della massima pressione dell'impianto.

Durante il normale funzionamento, la valvola compensatrice, attraverso il pistone attuatore, controlla il flusso in accordo con la richiesta dell'impianto, tenendo la pressione quasi costante.

La valvola compensatrice è mantenuta in chiusura da una molla pre-caricata grazie alla manopola presente sul quadro comandi (vedi Figura 3. 7). Quando la pressione della pompa supera un valore prestabilito, la valvola inizia a parzializzarsi verso la completa apertura regolando così la pressione di attuazione del pistone attuatore, con conseguente movimento della piastra verso la posizione verticale. (in genere regolazioni tra 0° e 18°).

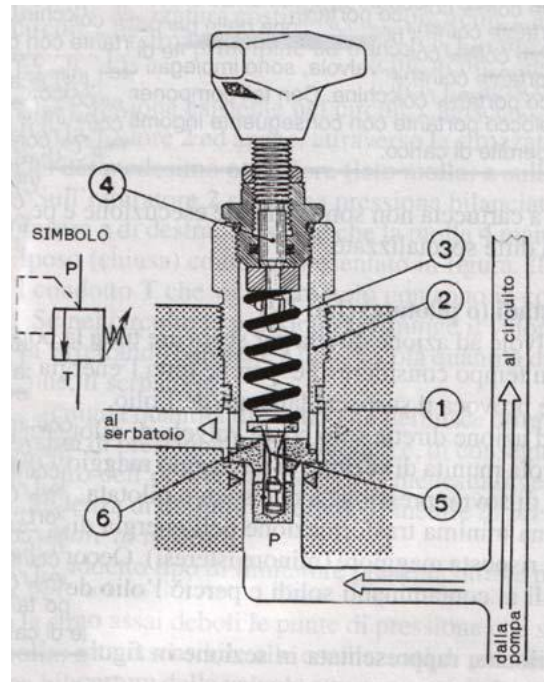


Figura 3. 7 Valvola compensatrice di pressione [Spe91]

Al raggiungimento della massima pressione di esercizio, la valvola compensatrice si apre completamente; la caduta di pressione attraverso la valvola diminuisce e quindi la servo-pressione, raggiungendo il suo valore massimo, porta la piastra in posizione verticale. In tale condizione si avrà la massima pressione con portata nulla.

Non appena la pressione dell'impianto diminuisce, la caduta di pressione attraverso la valvola compensatrice aumenta e la molla antagonista porta la piastra verso la posizione inclinata.

Osservando lo schema di Figura 3. 8, quando si ruota la manopola in senso orario, aumenta la portata richiesta e quindi anche la pressione tende ad aumentare. Al raggiungimento della pressione richiesta, la valvola commuta in modo che la pressione rimanga costante. (in genere angolazioni tra  $0^\circ$  e  $18^\circ$ ).

In condizioni di massima apertura della piastra (inclinazione di  $0^\circ$ ) si avrà la massima pressione con portata nulla.

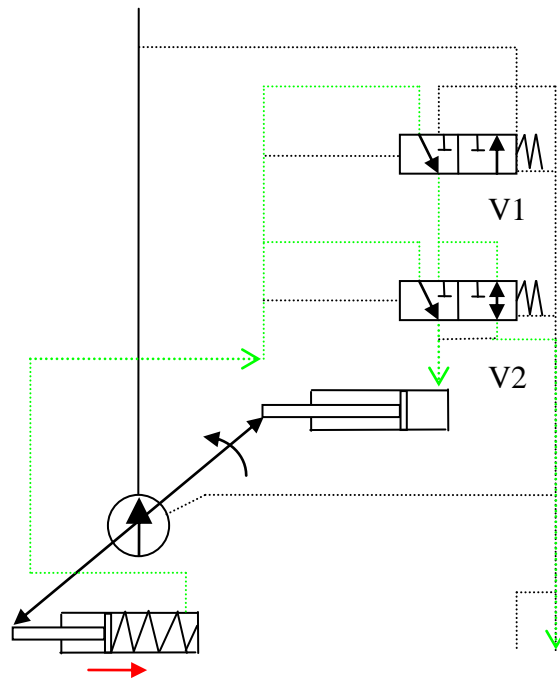


Figura 3. 8 Schema di regolazione della pressione – aumento della pressione di lavoro [Rex04]

Quando si ruota la manopola in senso antiorario la pressione diminuisce. (vedi Figura 3. 9) Le valvole V1 e V2 vengono commutate ad un'altra posizione. Questo favorisce la fuoriuscita di olio dal pistone attuatore e lo scarico dell'olio in eccesso verso il serbatoio. La valvola rimane nella posizione indicata finché la pressione non avrà raggiunto il valore richiesto.

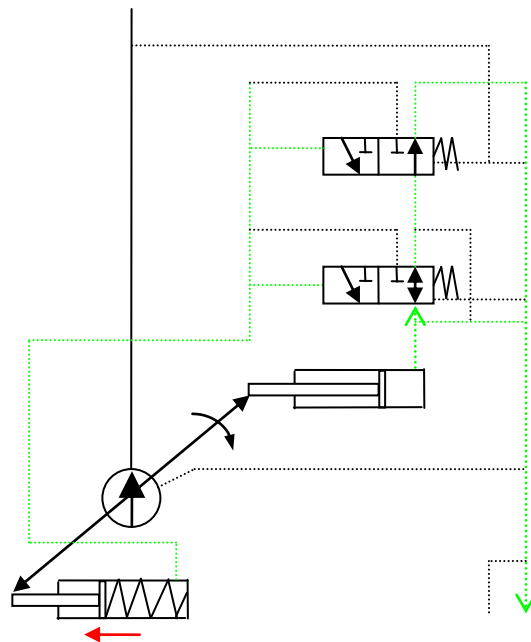


Figura 3. 9 Schema di regolazione della pressione – diminuzione della pressione di lavoro [Rex04]

Per gli intensificatori di ultima generazione, non è più presente una manopola per il controllo della pressione dell'olio, ma la regolazione avviene mediante un controllo elettronico che permette di impostare una pressione più precisa per la lavorazione che si vuole ottenere.

### 3.2.5 Valvola di ritegno

Le valvole di ritegno semplici (dette anche valvole di non ritorno) contengono un corpo con otturatore conico che in un senso si solleva per effetto del flusso del fluido e nel senso opposto si richiude automaticamente per effetto del flusso di ritorno nel momento in cui le pressioni si equilibrano.

Quando la pressione supera la pressione di taratura, il fluido può passare.

Valvole di questo tipo sono presenti sia sul lato acqua che sul lato olio e sono utilizzate per indirizzare il fluido in una determinata direzione e non nel verso contrario (nel circuito acqua fanno parte della valvola di alta pressione). Una valvola di questo tipo è molto utile in quanto non permette al fluido di tornare verso il punto di partenza imponendogli un percorso obbligato verso i cilindri. Ha inoltre il compito di impedire lo svuotamento del circuito nel caso di arresto della pompa [Spe91]



Valvole di questo tipo sono presenti sia sul lato acqua che sul lato olio e sono utilizzate per indirizzare il fluido in una determinato verso. Quando la pressione supera quella di taratura, il fluido può passare.

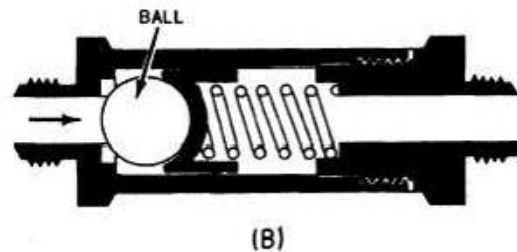


Figura 3. 10 Valvola di non ritorno [Spe91]

### 3.2.6 Manometro



Figura 3. 11 Manometri presenti sul quadro comandi. In ordine da sinistra: pressione di lavoro circuito primario, pressione di lavoro circuito secondario, pressione alimentazione acqua

Nell'intensificatore sono presenti tre manometri denominati **a**, **b**, **c** che permettono di visionare i livelli di pressione del circuito primario, di quello secondario (in quel segmento inteso come sovrappressione rispetto all'ambiente) e dell'alimentazione dell'acqua [Spe91]. La lettura può essere eseguita semplicemente osservando gli indicatori sul quadro comandi (vedi Figura 3. 11) Tale manometro è collegato ad una valvola a farfalla che permette di scaricare parte della portata andando a regolare la pressione all'interno dell'impianto.

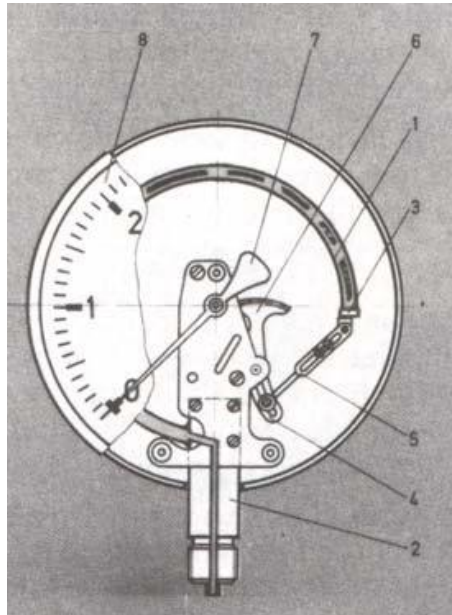


Figura 3. 12 Schema realizzativo di un manometro di Bourdon [Mann94]

Nella sua forma più elementare un manometro è costituito (vedi Figura 3. 12) da un tubo metallico ricurvo **1**, detto molla di Bourdon, con l'estremità libera **3** chiusa e l'estremità opposta aperta e avvitata o saldata a un blocco di supporto **2** internamente forato. Attraverso la leva **5** l'estremità **3** del tubo **1** è collegata a un indice **7** montato su un perno; dietro l'indice è applicato un quadrante graduato **8**. Il meccanismo viene infine protetto con una cassa, chiusa sul davanti da un vetro, dalla quale sporge l'attacco filettato **4** proveniente dal blocco di supporto **2**, attraverso il quale lo strumento viene collegato con l'impianto. Sotto l'effetto della pressione il tubo **1** si deforma cercando di raddrizzarsi; lo spostamento dell'estremità libera **3** si trasmette per mezzo della leva **5**, del settore dentato **6** e di un pignone, all'indice, il quale assume sul quadrante la posizione corrispondente alla pressione che lo ha fatto muovere. Grazie all'elasticità del tubo ricurvo, non appena la pressione cala l'indice si sposta in senso inverso; se la pressione scende a zero l'indice riprende la posizione di partenza ritornando allo zero segnato sul quadrante. Il vantaggio di questa soluzione è evidente: basta adottare tubi Bourdon di diversa rigidità, perché lo strumento di misura sia adatto a coprire gamme di pressioni diverse. [Mann94]

Nei moderni intensificatori i manometri sono di tipo digitale e la pressione dell'olio può essere visionata su schermo invece che leggerla direttamente da un manometro analogico.

### 3.2.7 Accumulatore



Figura 3. 13 Accumulatori su intensificatore a pompanti paralleli modello a 6 cilindri.

L'accumulatore è un componente in grado di immagazzinare energia sottoforma di liquido in pressione allo scopo di restituirla al momento voluto per sopperire a picchi di assorbimento di pressione o portata. L'accumulatore può anche avere altre funzionalità come, per esempio, compensare oscillazioni di pressione dovute al funzionamento della macchina ed in particolare della pompa. Inoltre può anche essere in grado di assorbire eventuali colpi d'ariete dovuti a brusche aperture o chiusure delle valvole nel circuito. Queste ultime due funzionalità sono molto utili in quanto consentono un primo tentativo di limitare le fluttuazioni di pressioni dell'acqua in uscita.

L'accumulatore utilizzato è di tipo oleodinamico a sacca di gas; il fluido viene inviato, attraverso una valvola, a contatto con una membrana che permette di bilanciare le fluttuazioni di pressione attraverso il gas presente all'interno dell'accumulatore stesso.

Il componente inserito nell'intensificatore in analisi può sopportare pressioni fino a 330 bar, perciò cautelative per le pressioni d'olio che si raggiungono.

Funzionamento dell'accumulatore:

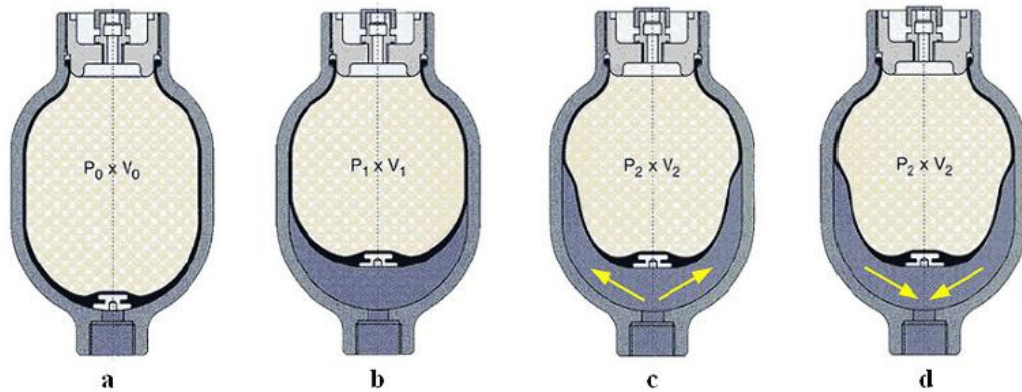


Figura 3. 14 Schema esemplificativo del funzionamento di un accumulatore [Con07]

La sacca viene innanzitutto riempita di azoto ad una determinata pressione attraverso la valvola che si trova nella parte superiore. In questo stato (Figura 3. 14-a), la valvola inferiore che collega l'accumulatore al circuito oleodinamico è chiusa. Quando nel sistema si supera la pressione di pre-carico, la valvola dell'olio si apre ed il fluido entra nell'accumulatore (vedi Figura 3. 14-b). Quando si verifica un ulteriore aumento di pressione dell'olio, il volume del gas si riduce nuovamente (vedi Figura 3. 14-c), mentre al verificarsi di una diminuzione di pressione nell'impianto il liquido fluisce all'esterno del recipiente lasciando espandere la sacca di azoto (vedi Figura 3. 14-d).

Sempre considerando l'intensificatore in possesso, un singolo accumulatore è dimensionato per gestire la dinamica di tre cilindri. Quindi, nei modelli di intensificatore a 6 cilindri, sono necessari 2 accumulatori di questo tipologia.

Gli accumulatori sono presenti anche nel circuito secondario ed hanno taglia più piccola. In questo caso sono sistemati in serie e sono in numero pari a due. Il principio di funzionamento è ovviamente lo stesso di del circuito primario. L'olio che viene pompato dalla pompa ad ingranaggi viene inviata agli accumulatori. Se la pressione dell'acqua è superiore alla pressione di pre-carico allora gli intensificatori entrano in funzione.

### 3.2.8 Valvola limitatrice di pressione

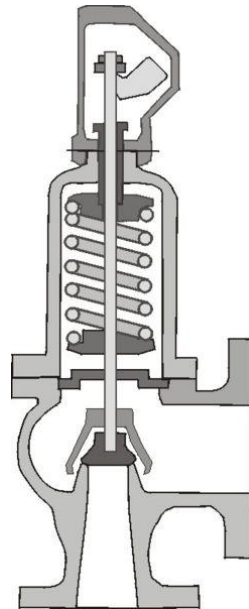


Figura 3. 15 Schema costruttivo di una valvola limitatrice di pressione [Spe91]

Le valvole limitatrici di pressione (o di massima pressione) garantiscono che nella sezione in cui sono poste non si superino i valori di pressione imposti mediante la taratura. Tali valvole devono essere presenti in tutti i circuiti oleoidraulici e svolgono una funzione di sicurezza in quanto non permettono che si raggiungano pressioni eccessivamente elevate per il giusto funzionamento dell'impianto.

Il loro posizionamento deve essere strategico: si inseriscono infatti in corrispondenza della sezione di mandata della pompa (zona in cui la pressione è maggiore).

Quando la pressione supera il valore limite in corrispondenza della quale la valvola di massima pressione è stata tarata, essa apre un passaggio e consente di mandare a scarico parte della portata erogata dalla pompa, in modo da mantenere nel circuito una pressione circa uguale a quello di taratura.

Questa valvola è presente sia nel circuito primario sia nel circuito secondario.

### 3.2.9 Cilindri a singolo effetto (gruppo di intensificazione)

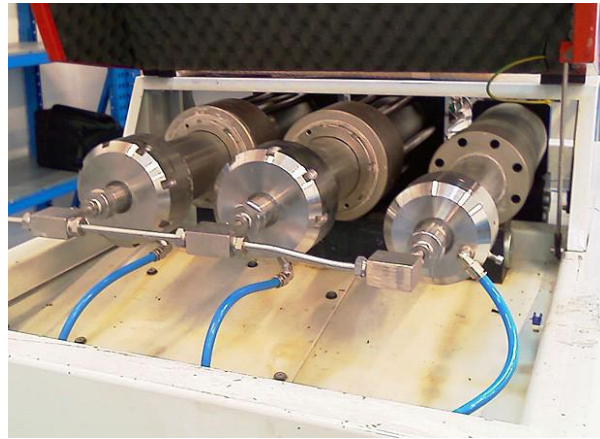


Figura 3. 16 Particolare dei cilindri dell'intensificatore a pompanti paralleli [Jet09]

I cilindri a singolo effetto rappresentano una parte fondamentale dell'intensificatore.

Questi infatti consentono di attuare l'intensificazione vera e propria, cioè aumentare la pressione dell'acqua fino ai valori ottimali per effettuare l'operazione di taglio.

Sono in grado di effettuare la moltiplicazione della pressione dell'acqua solo in fase di mandata; la fase di ritorno serve per l'aspirazione dell'acqua diversamente ai cilindri a doppio effetto che sono in grado di effettuare due intensificazioni per ciclo.

Il cilindro oleo-idraulico a singolo effetto è formato (vedi Figura 3. 17) da una camera primaria (A), una camera secondaria (B) e una camera in cui viene invece inserita l'acqua (C). L'acqua viene poi inviata verso la testa di taglio sfruttando una valvola di alta pressione (D).

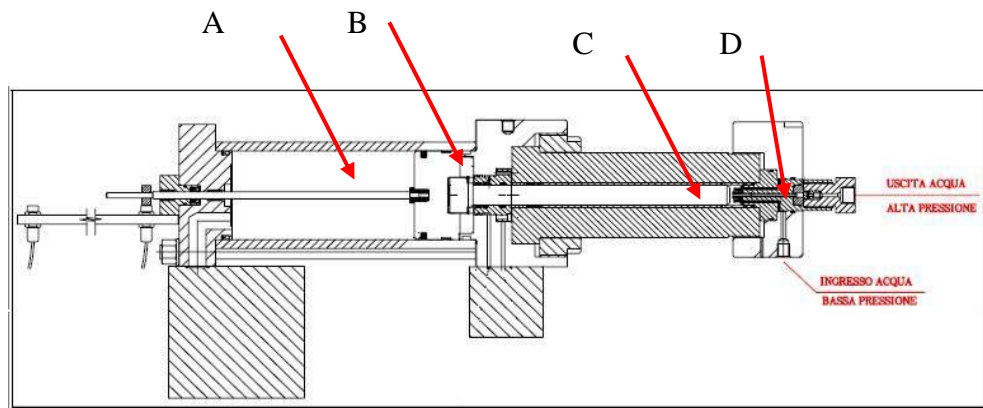


Figura 3. 17 Cilindro a singolo effetto con definizione delle diverse camere. [Jet09]

### ***Cilindro a singolo effetto - lato oleodinamico e idraulico***

E' formato da un pistone o stantuffo che scorre entro la camicia (vedi Figura 3. 18 -9) cui è solidale uno stelo (vedi Figura 3. 18 -6) che ne regola il movimento lungo la direzione assiale. L'olio entra all'interno della camera anteriore attraverso una luce di passaggio (vedi Figura 3. 18 -18) mentre la camera posteriore viene riempita sfruttando due condotti posti sulla parte posteriore del cilindro e non visibili in figura.

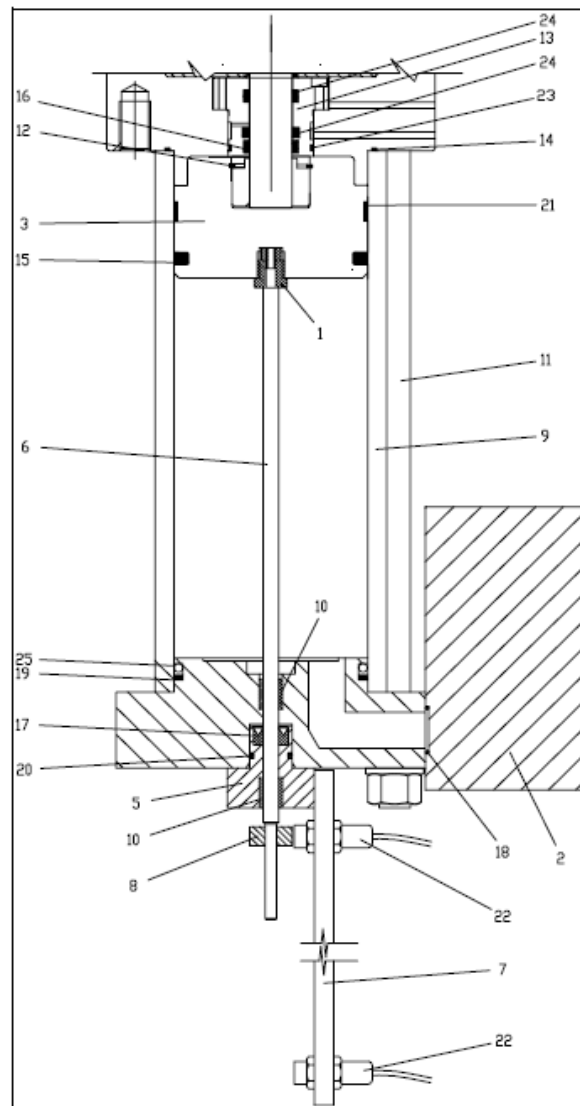


Figura 3. 18 Particolare costruttivo del cilindro lato olio [Jet09]

Per poter regolare il ciclo di lavoro della macchina, ciascun cilindro è dotato sul lato posteriore (cioè verso il punto morto inferiore o PMI) di uno stelo solidale con il pistone (vedi Figura 3. 18 -6) che permette di rilevarne la corsa: a tale scopo sono presenti due sensori di fine corsa per ogni cilindro (vedi Figura 3. 18 -22) che permettono al PLC di guidare l'apertura e la chiusura delle elettrovalvole presenti sul lato olio dell'intensificatore, determinando così il ciclo di lavoro desiderato. Questi sensori di prossimità sono di tipo a induzione e vengono eccitati dal passaggio di un disco metallico (tastatore Figura 3. 18 -8) collegato con l'estremità dello stelo.



Il Pistone viene completato con uno stantuffo (vedi Figura 3. 19- 9) che è collegato direttamente con il pistone (vedi Figura 3. 18 – 3).Questo stantuffo delinea la camera in cui è presente l'acqua. La sua sezione è grande quanto quella del pistone oleodinamico divisa per il rapporto d'intensificazione.

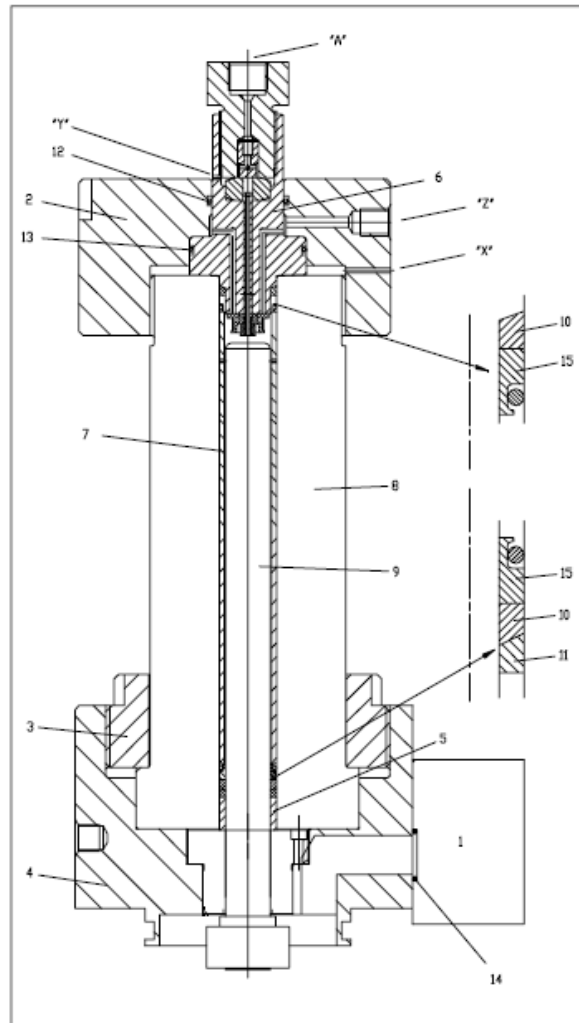


Figura 3. 19 Particolare costruttivo del cilindro a singolo effetto lato acqua [Jet09]

*Valvola di alta pressione*

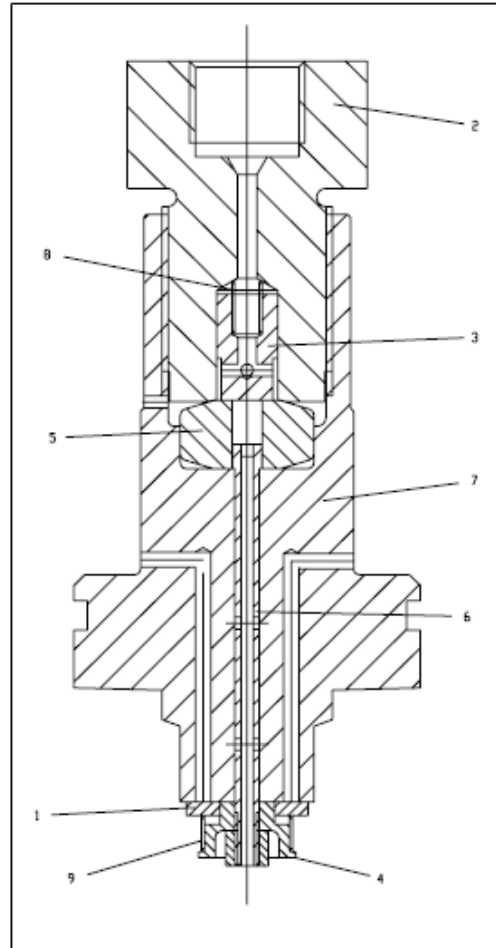


Figura 3. 20 Valvola di alta pressione [Jet09]

Per permettere il riempimento del cilindro in fase di aspirazione, l'acqua proveniente dalla rete entra radialmente da 3 fori praticati sul corpo valvole. Il fluido avanza in questi condotti e si dirige verso la valvola di aspirazione (vedi Figura 3. 20-1) alla quale è collegata una molla tarata in modo da non opporsi alla pressione dell'acqua di rete: l'energia del fluido apre quindi la valvola di aspirazione e permette il riempimento della camera del cilindro dell'intensificatore. Quando il pistone inizia la fase di compressione dell'acqua, la pressione che si genera nella camera del cilindro fa sì che il fluido preme contro la valvola di aspirazione. Essa quindi si chiude contro il corpo valvole (vedi Figura 3. 20-7) avendo la funzione di non ritorno per l'acqua di aspirazione.

Poiché la valvola di aspirazione è ora chiusa, l'acqua in pressione proveniente dal cilindro è costretta a passare attraverso un condotto (vedi Figura 3. 20 -6) e giunge fino alla sede valvola di mandata (vedi Figura 3. 20-5). Sul corpo valvole in questa sezione è inoltre presente un piccolo foro (vedi Figura 3. 20-11) che permette di individuare eventuali perdite, generalmente causate da cricche nella sede valvola. Uno spillamento riconduce ad un difetto della valvola stessa.

In prossimità della valvola di mandata possono verificarsi due condizioni particolari; per distinguere queste situazioni bisogna tenere conto che il raccordo valvola (vedi Figura 3. 20-2) è in comunicazione con il condotto di mandata dell'acqua (che è in comune a tutti e 3 i cilindri), pertanto l'acqua in esso contenuto può essere già a pressione elevata.

La prima si ha se la pressione presente nel raccordo valvola è maggiore di quella del fluido proveniente dal condotto di aspirazione. In questo caso la valvola di mandata (vedi Figura 3. 20-3) rimane chiusa e preme contro la sede valvola (vedi Figura 3. 20-5), pertanto il cilindro in questione non genera alcuna portata. La valvola di mandata in questa circostanza impedisce inoltre che l'acqua ad alta pressione proveniente dal condotto di mandata rientri all'interno del cilindro, svolgendo quindi la funzione di valvola di non ritorno.

La seconda avviene in caso contrario cioè quando la pressione dell'acqua proveniente dal condotto è maggiore di quella che c'è all'esterno del raccordo. In questo caso, la forza del fluido è tale da aprire la valvola di mandata e di conseguenza il flusso può proseguire verso il condotto di uscita e generare così portata utile.

La portata d'acqua viene quindi convogliata in un unico condotto di mandata e può poi proseguire verso la testa di taglio e l'ugello primario.



Figura 3. 21 Posizionamento della valvola di alta pressione

**Principio di intensificazione**

Per accrescere la pressione dell'acqua si usa un appropriato rapporto tra le aree su cui insistono i due diversi fluidi.

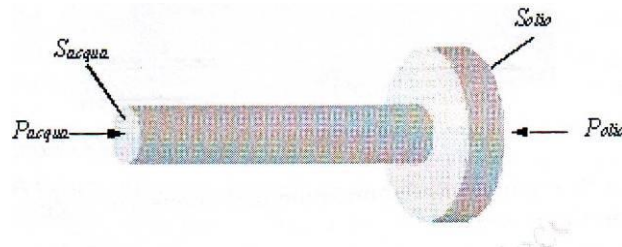


Figura 3. 22 Semplificazione di un pistone a singolo effetto [Ann03]

Secondo l'equilibrio delle forze si ha infatti:

$$P_{acqua} \cdot S_{acqua} = P_{olio} \cdot S_{olio} \Rightarrow P_{acqua} = P_{olio} \cdot \frac{S_{olio}}{S_{acqua}} \quad (3.2)$$

Il rapporto fra le aree è detto rapporto di intensificazione, il quale dipende esclusivamente da fattori geometrici e per l'intensificatore 60 Hp è pari 20,53. Per calcolare la pressione (teorica statica) esercitata dall'acqua è necessario moltiplicare il valore letto sul manometro dell'olio (circuito primario) per tale rapporto di intensificazione.

### 3.2.10 Gruppo valvole per gestione della fase di mandata e ritorno dei pistoni

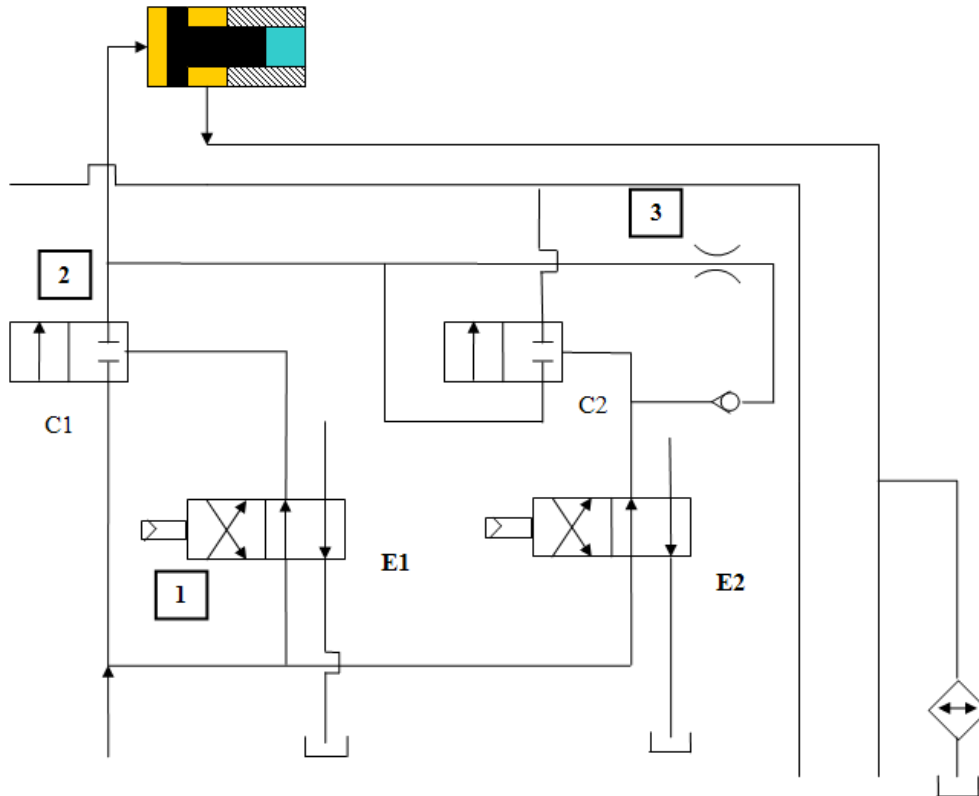


Figura 3. 23 Schema descrittivo dell'inserimento dell'olio nel cilindro per le fasi di pre-compressione, compressione, ritorno.

Il circuito primario consente all'olio di entrare/uscire dalla camera primaria. Ciò è realizzato mediante l'utilizzo di una struttura di servo valvole (vedi Figura 3. 23-1), valvole a cartuccia (vedi Figura 3. 23-2) e la presenza di una strozzatura (vedi Figura 3. 23-3). Mediante un'opportuna commutazione di tali valvole si realizza la fase di pre-compressione, di compressione e di ritorno.

*Pre-compressione*

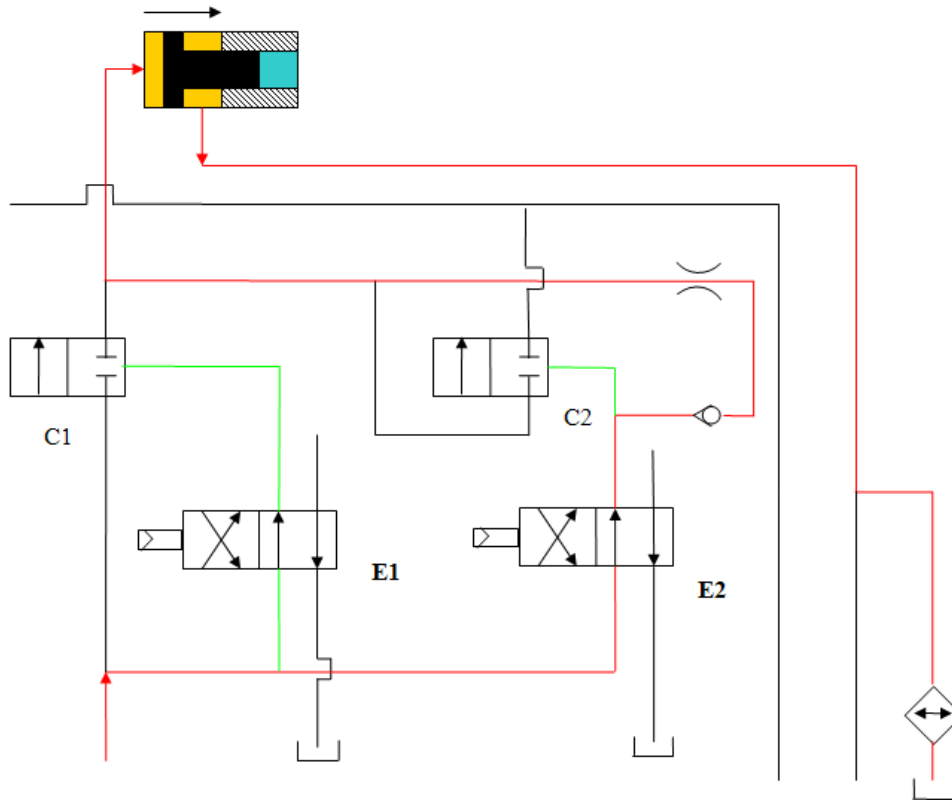


Figura 3. 24 Fase di pre-compressione

L'olio entra nella camera anteriore per la fase di inizio pre-compressione e segue la linea di colore rosso.

Le due valvole di regolazione E1 ed E2 sono nella posizione di Figura 3. 24 . Ciò permette al fluido di passare per una strozzatura e inserirsi con una pressione minore di quella di mandata nella camera primaria. Il pistone comincia in questa fase ad avanzare per un certo valore di corsa finché non si raggiunge una fase di equilibrio (la valvola di alta pressione dell'acqua rimane chiusa).

La pressione dell'olio a valle della perdita di carico è inferiore di quella nominale. Ciò permette all'acqua di raggiungere una pressione appena inferiore a quella di rete e quindi non passare nei condotti di alta pressione.

La fase di pre-compressione ha la funzione di mandare in pressione l'acqua (oltre al recupero della comprimibilità) in modo che le perdite di carico siano minime tra uno step e il successivo.

L'olio che si trova nella camera secondaria non possiede la pressione necessaria a contrastare la spinta dell'olio nella camera primaria e di conseguenza viene inviato a scarico.

**Compressione**

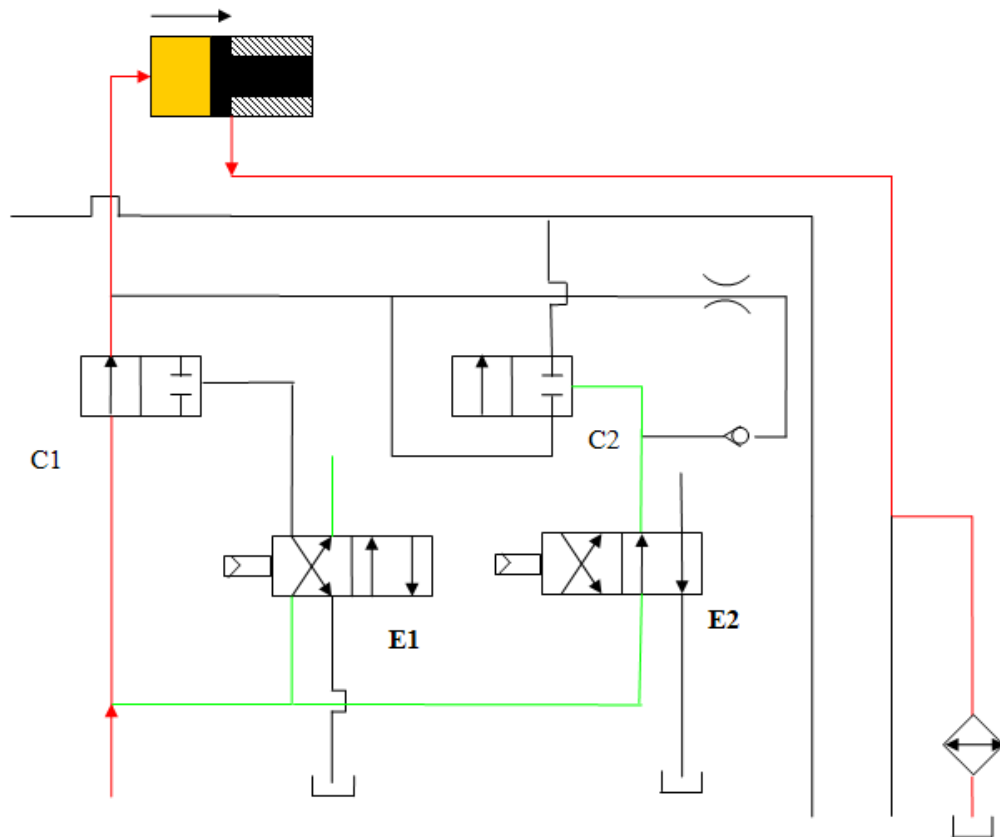


Figura 3. 25 Fase di compressione

La valvola di mandata dell'olio E1 commuta la sua posizione mentre la valvola E2 rimane nella posizione precedente. Si apre di conseguenza anche la valvola di alta pressione consentendo di inviare l'acqua verso la testa di taglio. Data la commutazione della valvola E1, la valvola C1 si porta in posizione di apertura e l'olio è libero di inserirsi nella camera primaria del cilindro. L'olio presente nella camera secondaria viene invece inviato a scarico.

**Ritorno**

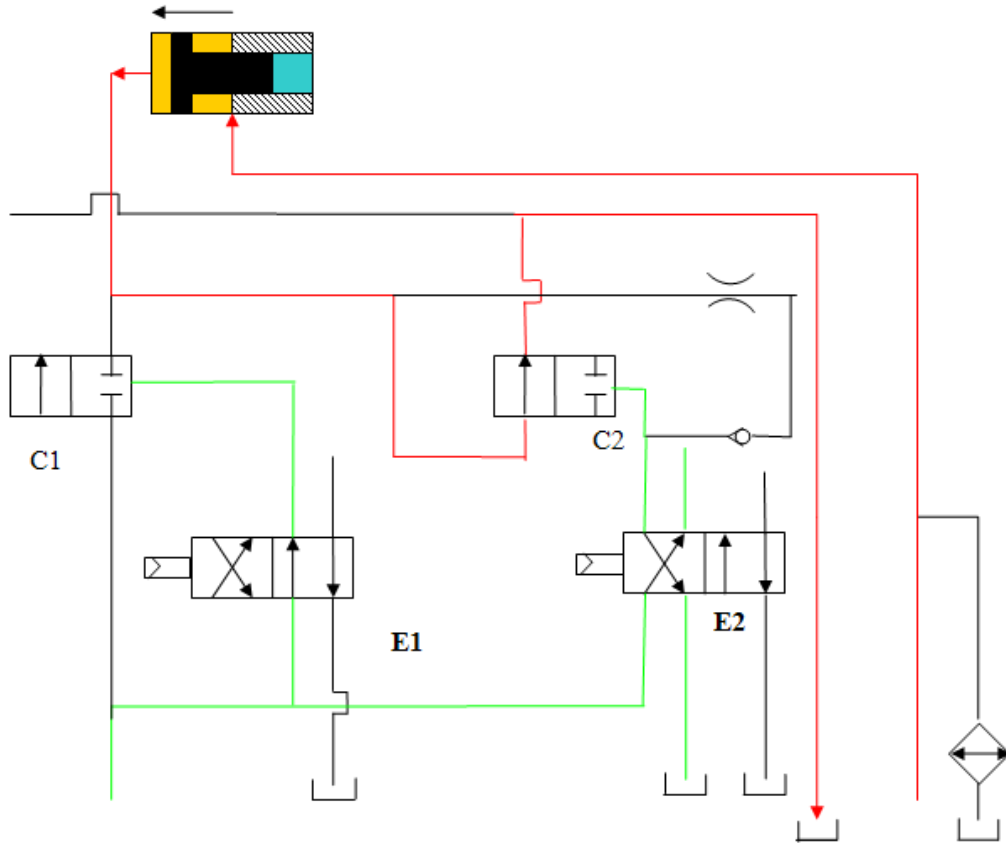


Figura 3. 26 Fase di ritorno del pistone

A fine corsa la valvola di mandata E1 commuta e ritorna nella posizione originaria di Figura 3. 24; la servo valvola E2 commuta nella posizione di Figura 3. 26. Grazie a quest'azione, la valvola C2 si posiziona in fase di apertura. L'olio in camera primaria è quindi costretto a scaricare a serbatoio seguendo il condotto in rosso.

Per quanto riguarda il lato acqua, si chiude la valvola di scarico dell'acqua e si apre quella di aspirazione consentendo all'acqua stessa di riempire la camera dedicata.

Questo step permane finché il pistone non giunge a fine corsa (PMI).



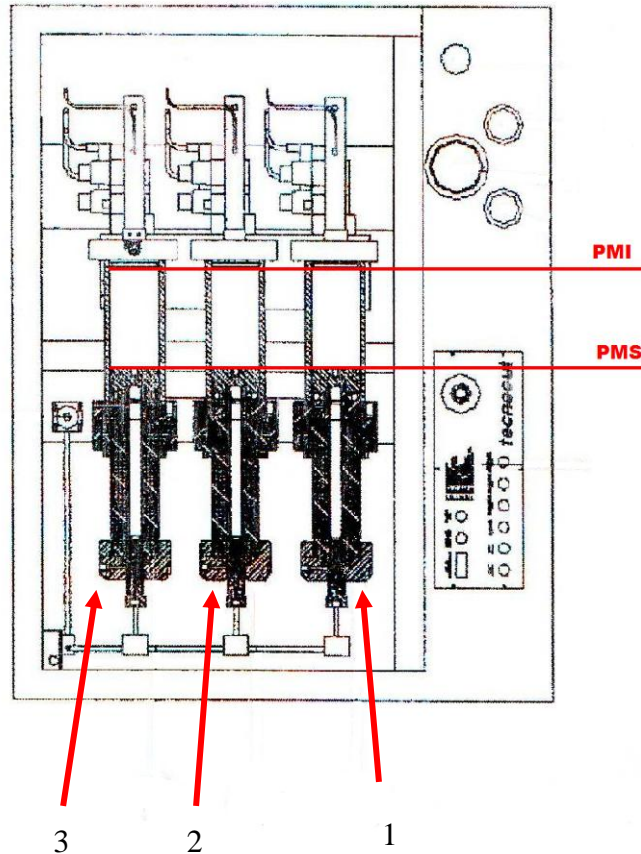
*Fasatura dei cilindri*

Figura 3. 27 Numerazione dei pistoni nel caso si un intensificatore a 3 pompanti e delineaione dei punti morti [Jet09]

E' possibile definire i movimenti dei tre pistoni in tre step funzionali che vengono gestiti da un PLC mediante i segnali provenienti dai fine-corsa. Si considerano PMI (punto morto inferiore) e PMS (punto morto superiore) come in Figura 3. 27.

Step 1

Il Pistone 1 si trova al PMS, il pistone 2 si trova al PMI mentre il pistone 3 ha appena finito la fase di pre-compressione. Il pistone 1 comincia la fase di ritorno, il 3 comprime inviando acqua in pressione alla testa di taglio e il pistone 2 inizia la fase di pre-compressione. Lo spostamento del pistone 2 termina nel momento in cui si raggiunge la condizione di equilibrio tra lato olio e lato acqua. Da quel momento il pistone in analisi rimane nella posizione finché un nuovo evento non permette al PLC di cambiarne lo stato. Questa fase è tanto più corta

quanto più alta è la pressione dell'acqua che si vuole ottenere e termina nel momento in cui il Pistone 3 giunge al PMS.

Step 2

Il Pistone 3 giunto al PMS inizia la fase di ritorno, il Pistone 1 comincia la fase di pre-compressione mentre il Pistone 2 comincia la fase di compressione. Questa fase termina con il Pistone 2 che arriva al PMS.

Step 3

Il Pistone 2 giunto al PMS inizia la fase di ritorno, il Pistone 3 comincia quella di pre-compressione mentre il Pistone 1 inizia la fase di compressione. Quest'ultima termina quando il pistone 1 arriva al PMS.  
Completata la fase sopra descritta, il ciclo ricomincia con lo step 1.

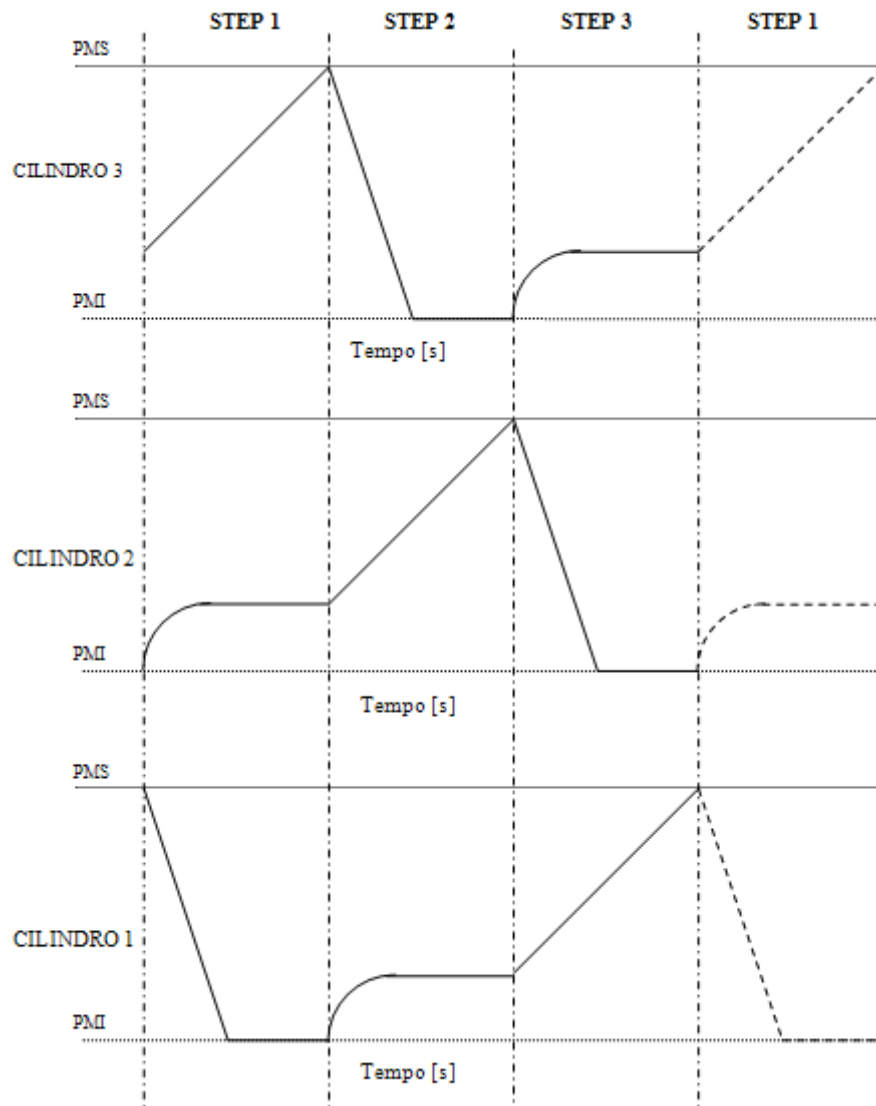


Figura 3. 28 Segnale ideale di posizione relativo al movimento di tre pistoni.

Questa fase di studio dei movimenti sincronizzati risulta molto delicata ed importante per la successiva modellazione del circuito.

### 3.2.11 Accoppiamento motore asincrono – pompa ad ingranaggi

L'olio per il circuito secondario viene prelevato dal serbatoio tramite un sistema motore asincrono - pompa ad ingranaggi ed inviato al circuito secondario. Il motore asincrono presenta le stesse caratteristiche di quello del circuito primario (si veda paragrafo 3.2.3) anche se ha prestazioni più limitate (potenza fino a 4 Kw) nonché taglia notevolmente ridotta.

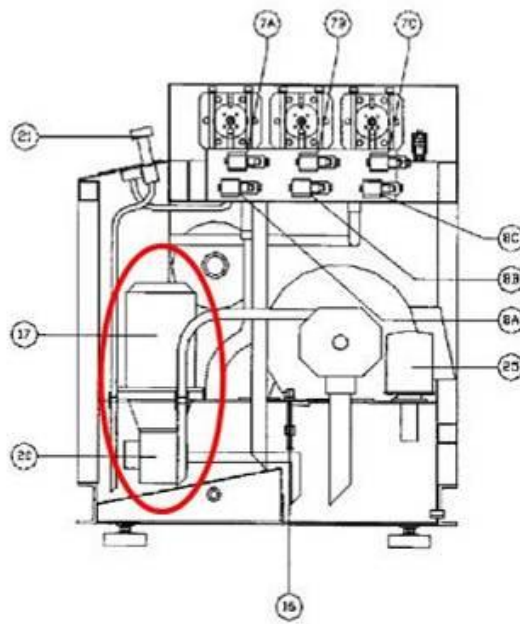


Figura 3. 29 Posizione dell'accoppiamento motore asincrono-pompa ad ingranaggi nell'intensificatore 120 Hp [Jet09]

La pompa utilizzata per questo circuito è ad ingranaggi ed ad immersione come si può vedere anche dallo schema di Figura 3. 29. (la pompa è indicata con il numero 20 mentre il motore asincrono con il numero 17).

Durante la rotazione gli ingranaggi trasportano l'olio dalla zona di aspirazione a quella di mandata lungo la periferia del corpo. Il liquido entra da sinistra ed esce da destra percorrendo la periferia fra ingranaggi e corpo. Tale ingranamento agisce da tenuta contro il riflusso.

Lo svantaggio di questa diffusa tipologia di pompe è l'aver la cilindrata fissa e non variabile (come visibile dallo schema del circuito).

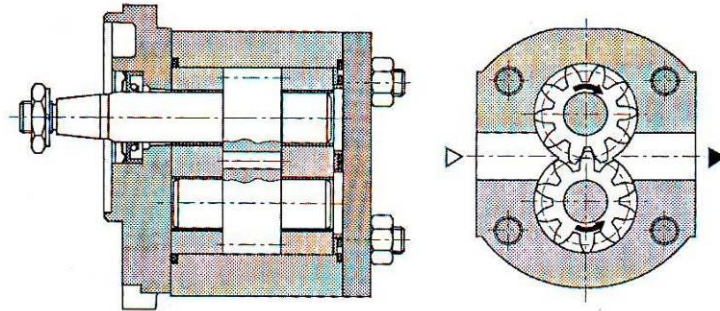


Figura 3. 30 Pompa ad ingranaggi [Spe91]

La taglia del motore e della pompa del circuito secondario è inferiore rispetto a quella del primario. Questo perché il circuito secondario ha il compito di permettere il ritorno del pistone nel cilindro e perciò non sono necessarie pressioni e potenze elevate da parte dei componenti meccanici.

### 3.2.12 Valvola di sicurezza. scarico acqua alta pressione



Figura 3. 31 Posizionamento valvola di alta pressione [Jet09]

Se la testa di taglio non è in funzione, l'acqua ad altissima pressione deve essere scaricata.

Per fare questo è presente una valvola di sicurezza a comando oleodinamico. L'olio entra nella valvola (vedi Figura 3. 32) dalla parte superiore andando ad insistere sulla molla (15). La molla è collegata con uno spillo (4) che regola il

passaggio dell'acqua. L'acqua in pressione entra dalla bocca (18) ed esce, se scaricata, dal tappo della sede (6).

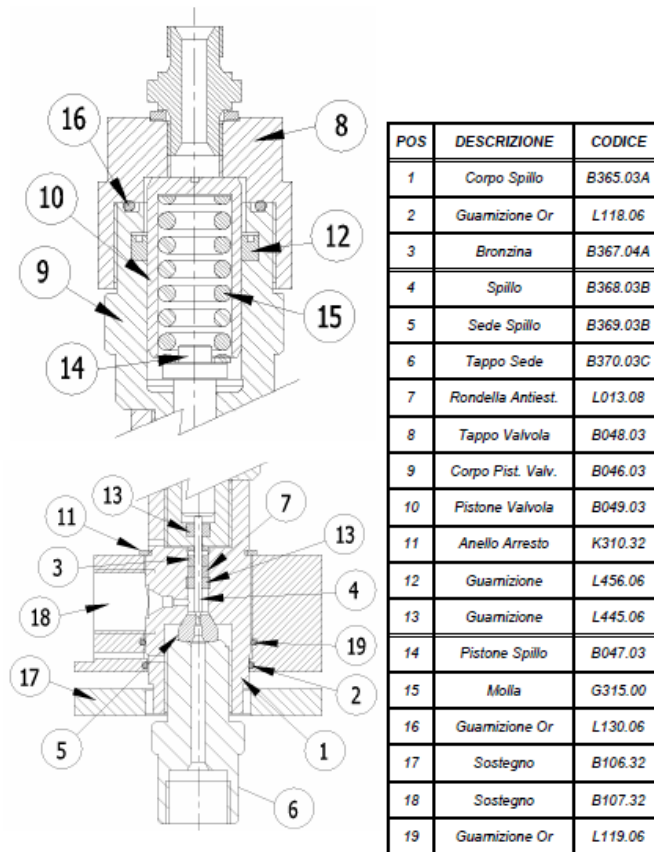


Figura 3. 32 Spaccato valvola di sicurezza [Jet09]

Quando l'intensificatore è in funzione e l'olio è in pressione, questo preme la molla che a sua volta mantiene lo spillo in posizione di chiusura. L'acqua in pressione non viene scaricata e può continuare il suo passaggio verso la testa di taglio. Se invece l'intensificatore viene arrestato, la molla tende a ritornare verso la sua posizione di pre-carico iniziale (non essendo più soggetta alla spinta dell'olio), lo spillo si porta in posizione di apertura e l'acqua in pressione può essere scaricata verso l'acquedotto.

### 3.2.13 Testa di Taglio

La testa di taglio è il componente all'interno del quale si effettua la trasformazione dell'energia di pressione dell'acqua (prodotta nell'intensificatore) in energia cinetica.

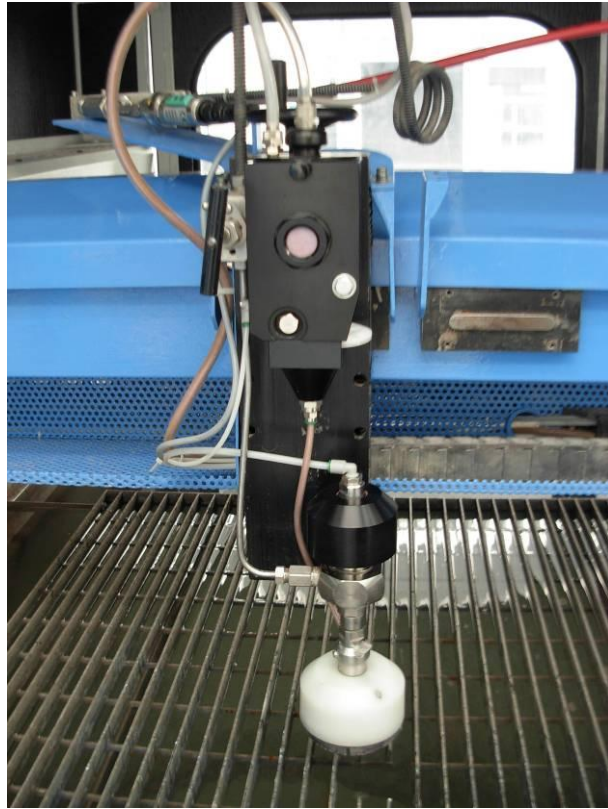


Figura 3. 33 Testa di taglio

La parte superiore della testa è formata da una tubazione che conduce l'acqua all'ugello primario. Questa deve essere resistente alle alte pressioni raggiunte e costruita in modo che il getto sia il più coerente possibile minimizzando le perdite di carico.

Osservando la Figura 3. 34, è possibile definire quattro elementi principali: valvola a spillo, ugello primario, camera di miscelazione e ugello focalizzatore. La valvola a spillo consente di effettuare l'apertura e la chiusura di un otturatore che permette al fluido di giungere all'ugello primario.

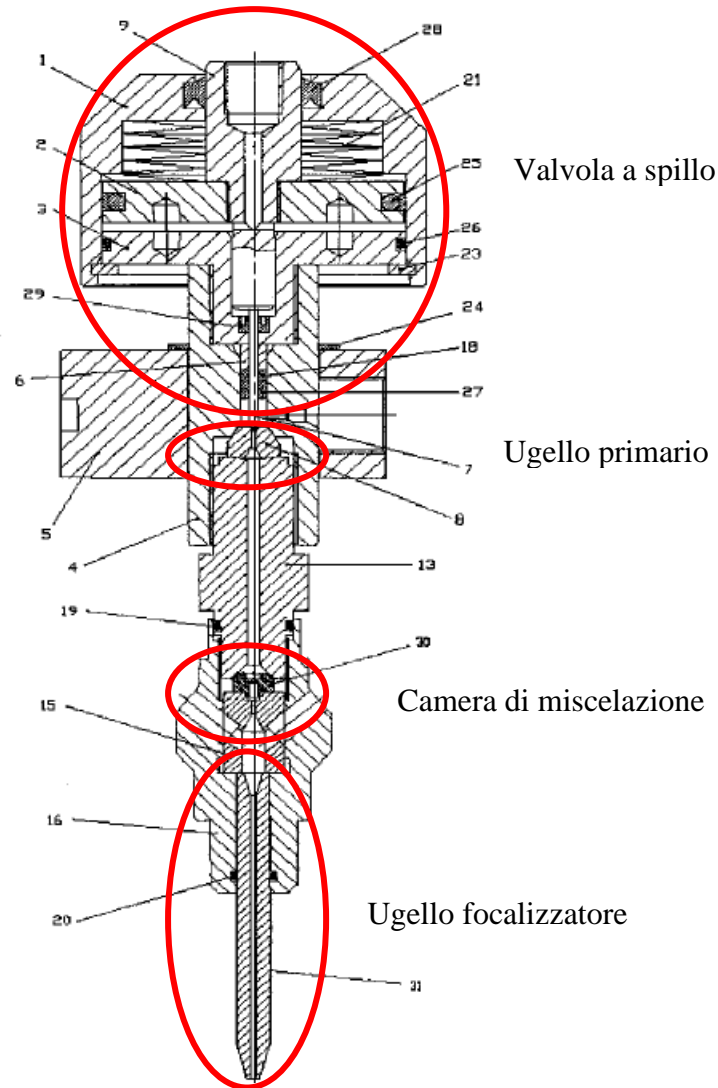


Figura 3. 34 Spaccato Testa di taglio [Jet09]

### ***Valvola spillo***

Per l'analisi della valvola spillo si faccia riferimento alla Figura 3. 34. Presenta un pistoncino (2) sostenuto da una molla a tazza (21) che va a battuta su un tappo di chiusura (3). Il pistone è collegato all'otturatore chiamato spillo (7) che si muove solidale con questo. Questa valvola è a comando pneumatico cioè sfrutta la forza dell'aria per poter effettuare il movimento. Quando viene richiesta l'apertura del getto, l'aria compressa viene inserita tramite un condotto posizionato all'interno del perno della testa di taglio (9), permettendo allo spillo di alzarsi lasciando libero la bocca per l'ingresso nell'ugello primario dell'acqua



in pressione. Quando invece il getto viene chiuso, l'aria fuoriesce rilasciando la molla e facendo tornare lo spillo nella sua posizione stabile di chiusura.

### ***Ugello primario***

L'ugello primario (Vedi Figura 3. 34 – 8), posizionato tra il nipplo autocentrante (Vedi Figura 3. 34 -13) e la camera di miscelazione, ha la funzione fondamentale di trasformare l'energia di pressione in energia cinetica.

Per comprendere quello che succede all'interno dell'ugello è necessario fare riferimento al principio di Bernoulli che esprime il principio di conservazione dell'energia in campo fluidodinamico:

$$\frac{P_0}{\gamma} + z_0 + \frac{1}{2} \frac{V_0^2}{g} = \frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{1}{2} \frac{V_1^2}{g} \quad (3.3)$$

Dove:

P = pressione ad una sezione dell'ugello [Mpa]

z = quota ad una sezione dell'ugello [m]

V = velocità ad una quota dell'ugello [m/s]

$\gamma$  = peso specifico fluido [N/m<sup>3</sup>]

g = accelerazione gravitazionale [m/s<sup>2</sup>]

mentre 0 = sezione ingresso ugello e 1 = sezione uscita ugello

Il secondo termine (z) è trascurabile, così che ogni variazione dell'energia di pressione si ripercuote in modo uguale sull'energia cinetica. Se si assume nulla la velocità a monte dell'ugello e si considerano pressioni relative a quella ambiente, si ottiene una velocità teorica di efflusso pari a:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2P_0}{\rho}} \quad (3.4)$$

Dove

$$\rho = \gamma/g \quad (3.5)$$

In realtà non può essere tenuta in considerazione l'ipotesi di in comprimibilità che permette di risolvere l'equazione di Bernoulli per le elevate pressioni in gioco. (a 4000 bar, l'acqua presenta una comprimibilità del 14%) [Ann03]. Per questo devono essere introdotti coefficienti correttivi che consentono di ottenere una formulazione finale sperimentale del tipo:

$$V_1 = \xi \sqrt{\frac{2L}{\rho(1-C)} \left[ \left( 1 + \frac{P_0}{L} \right)^{1-C} - 1 \right]} \quad (3.6)$$

Dove  $\xi$  è un coefficiente di efflusso calcolabile in base alla geometria dell'ugello, C è una costante adimensionale pari a 0,1368 e L è una costante pari a 300MPa [Has89].

L'ugello viene montato su di una parte metallica realizzata in acciaio inox resistente alle alte pressioni.

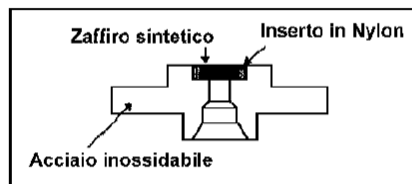


Figura 3. 35 Tipologia di materiali con cui è realizzato l'ugello primario [Ann03]

Il materiale con cui viene realizzato l'ugello è invece zaffiro sintetico per l'ottima resistenza all'usura e alle alte pressioni.

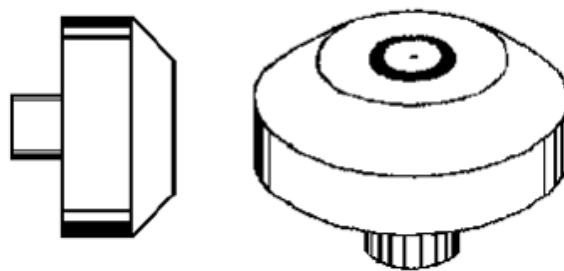


Figura 3. 36 Illustrazione dell'ugello primario [Ann03]

### Camera di miscelazione

La camera di miscelazione (Vedi Figura 3. 34 – 30) ha lo scopo di convogliare l'abrasivo all'interno del getto in modo da renderlo più performante durante l'operazione di taglio. Tagliare con abrasivo infatti migliora notevolmente la finitura superficiale e riduce la conicità del taglio stesso. La geometria della camera deve essere tale da permettere l'ingresso dell'abrasivo e garantire una miscelazione omogenea. Ciò che succede all'interno della camera è uno scambio della quantità di moto fra il fluido di lavoro (acqua) e le particelle di abrasivo. Di conseguenza, la velocità della miscela acqua abrasivo all'uscita sarà pari a

$$V = \frac{V_j}{r+1} \quad (3.7)$$

dove  $V_j$  rappresenta la velocità dell'acqua senza abrasivo mentre  $r$  è il rapporto tra la portata di abrasivo e quella di acqua [Ann03]

L'abrasivo, che può essere disponibile in diverse qualità e meshature, viene inserito nella camera sfruttando l'effetto Venturi per cui se un fluido aumenta la velocità la pressione diminuisce. Nella camera di miscelazione è già avvenuta la trasformazione da energia di pressione ad energia cinetica; l'acqua possiede una velocità molto elevata che crea una depressione all'interno, richiamando l'abrasivo da un'apposita tubazione.

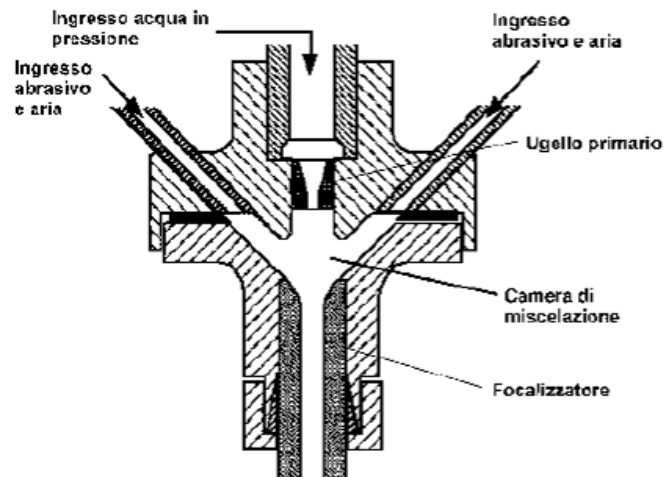


Figura 3. 37 Camera di miscelazione [Ann03]

La camera di miscelazione deve ovviamente essere molto resistente in quanto le particelle di abrasivo, a velocità molto elevate, potrebbero creare una forte erosione dovuta agli angoli d'impatto delle particelle sulle pareti [Ann03]

### *Focalizzatore*



Figura 3. 38 Ugello focalizzatore

Il focalizzatore è l'ultimo elemento di connessione tra la testa di taglio e l'uscita dell'acqua. Il suo compito è dunque quello di permettere il proseguimento della miscelazione al fine di trasferire la maggior quantità di energia possibile alle particelle di abrasivo, ottenendo una distribuzione di velocità più uniforme [Ann03]. Questo componente risulta essere decisamente soggetto ad erosione nella parte iniziale e abrasione nella parte finale. Il materiale utilizzato deve quindi favorire il giusto compromesso per massimizzare la durata. Generalmente viene utilizzato il carburo di tungsteno che permette di associare caratteristiche di durezza e tenacità.

### 3.2.14 Sistema di raffreddamento dell'olio

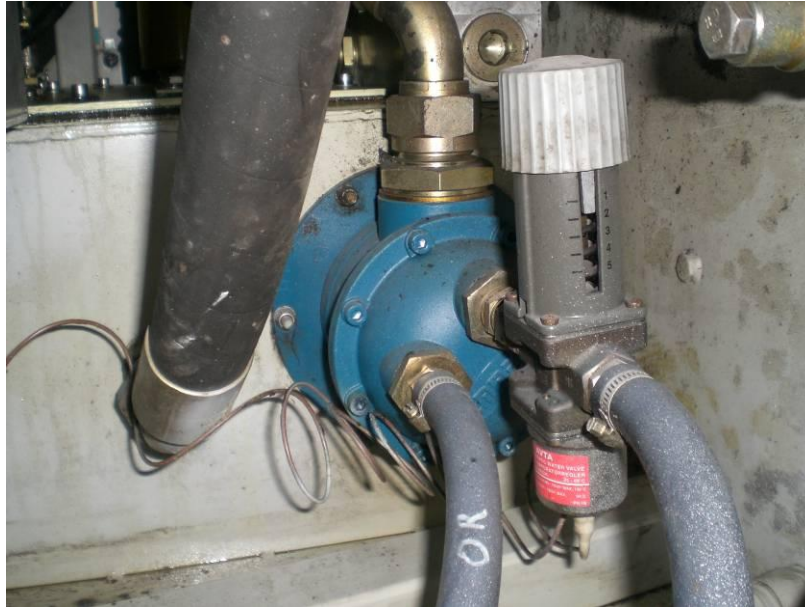


Figura 3. 39 Vista parziale dell'impianto di raffreddamento

L'olio proveniente dal circuito secondario, prima di essere immesso nel serbatoio, viene fatto confluire all'interno di uno scambiatore di calore che consente di abbassarne la temperatura in rialzo durante la fase di compressione. Una quota di potenza termica va perduta all'interno del sistema oleodinamico trasformandosi in calore, una modesta porzione si disperde nell'ambiente mentre la maggior parte viene ceduta all'olio aumentandone la temperatura. Avere olio a temperatura troppo elevata nel serbatoio porta a conseguenze come riduzione della viscosità, del potere lubrificante, dell'effetto di tenuta e comporta, inoltre, il surriscaldamento dei componenti con conseguenti disfunzioni.

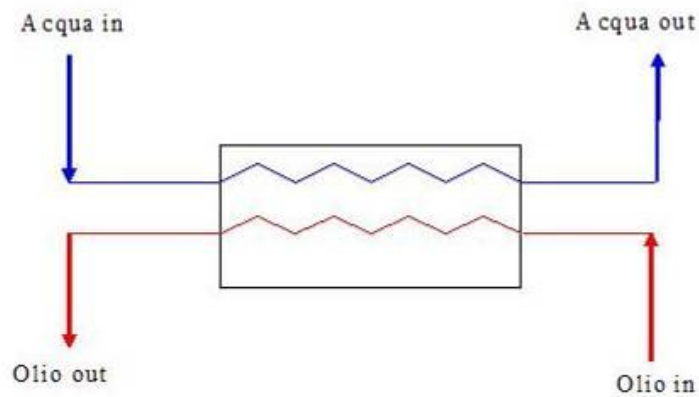


Figura 3. 40 Schema semplificato di uno scambiatore di calore olio/acqua

Lo scambiatore che viene utilizzato è di tipo a piastra. Due fluidi a temperatura diversa scambiano il loro contenuto termico attraverso superfici lavorate a rilievo e disposte l'una accanto all'altra. I fluidi si avvicinano con flusso in controcorrente (vedi Figura 3. 41). Il vantaggio di questa soluzione è dovuto all'ingombro limitato e coefficienti di scambio termico più elevati.

I fluidi, nello scambiatore, circolano nei canali definiti dalle speciali guarnizioni che ne determinano la separazione. Lo scambio termico avviene sfruttando le particolari piastre che, essendo corrugate, aumentano la turbolenza del fluido permettendo la massima efficienza e la diminuzione delle perdite di carico.

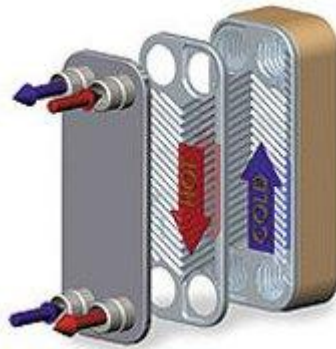


Figura 3. 41 Scambiatore a piastre [Rb05]

L'olio di conseguenza entra alla temperatura di esercizio ed esce alla temperatura richiesta per la sua immissione in serbatoio. La temperatura non deve mai essere superiore a 50 – 55 °C pena le problematiche sopra descritte.

Nel caso la temperatura superi i valori indicati sarà necessario aumentare la portata d'acqua in ingresso nello scambiatore aumentando di conseguenza la potenza termica dissipata. Per aumentare la portata d'acqua si può variare l'otturatore di una valvola posta in prossimità del canale d'ingresso dello scambiatore lungo il lato acqua.

### 3.2.15 Sistema di filtraggio olio

Negli impianti oleodinamici per mantenere a lungo le caratteristiche originali dell'olio si deve evitare che sostanze estranee, quali polveri, grassi, particelle metalliche, ecc., penetrino nel circuito. Occorre inoltre impedire l'entrata di acqua dovuta, ad esempio, a perdite nello scambiatore di calore ed alla condensazione dell'umidità atmosferica. Le particelle solide poste in circolazione dall'olio, inserendosi tra le superfici striscianti, ostacolano il movimento degli elementi scorrevoli e provocano usure negli stessi, accrescendo i trafilamenti interni ed influenzando negativamente il funzionamento dell'apparato meccanico. La durata dei componenti oleodinamici dipende in misura determinante dal grado di contaminazione del liquido idraulico. [Spe91].

La filtrazione ha quindi lo scopo di prevenire e mantenere il grado di contaminazione entro un livello accettabile. Una filtrazione efficiente è infatti la più importante condizione per assicurare che il circuito idraulico si mantenga operativo senza problemi per un tempo il più lungo possibile.

La maggior parte dei componenti è in contatto con l'olio e, se questo contiene delle particelle superiori od uguali alle tolleranze di funzionamento, provoca un'usura rilevante che viene classificata in:

- **usura per erosione:** milioni di piccolissime particelle, avendo massa possiedono quantità di moto e, urtando in alcune zone delimitate, cedono energia innalzando localmente la temperatura portandola prossima a 1000 C°. Ne segue il rammollimento del materiale e la formazione di una zona di erosione.
- **usura per abrasione** si può verificare in un accoppiamento formato da un elemento scorrevole entro il proprio alloggiamento. A seconda delle dimensioni della particella si possono annotare 3 diversi casi:
  - maggiori della tolleranza (sfridi). Inizialmente la particella non entra nella tolleranza essendo più grande della stessa, ma in seguito, poiché l'elemento scorrevole si muove di moto alterno, si può inserire ed, essendo metallica, blocca il movimento impedendo al distributore di svolgere la sua funzione.

- simili alla tolleranza (particelle microniche). Per l'effetto della pressione del fluido e del movimento dell'elemento scorrevole, le particelle sono costrette a passare; essendo metalliche, asportano materiale, cioè altre particelle.
- minori della tolleranza (fanghi micronici). Non interagiscono con le superfici ma possono danneggiare il funzionamento dei componenti.

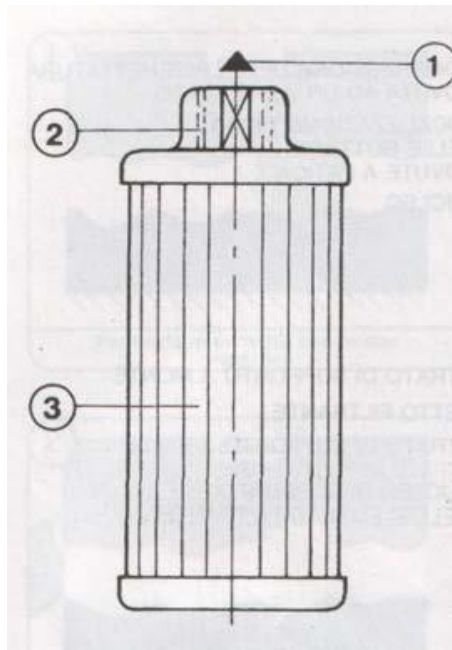


Figura 3. 42 Schema filtro tradizionale dell'olio [Spe91]

Definita quindi l'importanza dei filtri quali elementi di protezione e prevenzione, in un circuito oleodinamico essi possono essere collocati in tre diverse posizioni:

- in aspirazione;
- in mandata;
- sul ritorno.

Nel corso della descrizione si vedrà come in realtà, tali sistemi sono presenti solo nel circuito di ritorno del fluido. Questo permette di filtrare l'olio prima del suo ingresso nel serbatoio.



In genere si suppone che l'olio che viene inserito per la prima volta in serbatoio sia "pulito" e non presenti impurità. L'olio che viene ritornato al serbatoio può infatti proporre alcune impurità dovute a particelle metalliche che si potrebbero essere staccati dai componenti a causa di attriti. Alcuni filtri grossolani sono comunque inseriti anche all'aspirazione delle due pompe ma le capacità di filtraggio non sono così performanti come quelle del filtro sul ritorno. In questo modo si tende a diminuire le perdite di carico sul lato aspirazione e soprattutto si evita di mandare in cavitazione la pompa. Il potere filtrante, è superiore ai 200 micrometri.



# Capitolo 4: Modellazione dell'intensificatore a pompanti paralleli

## 4.1 Obiettivo della modellazione

Un modello fisico ha lo scopo di rappresentare un sistema reale e il suo funzionamento, ad un livello astratto e traducibile formalmente, definendo le grandezze fisiche in gioco e le relazioni matematiche fra queste. Ciò permette di poter simulare il comportamento a regime e in transitorio del sistema considerato.

Solitamente il gap dovuto alla modellazione a blocchi tra il problema dell'utente e il modello che il programma di simulazione implementa, è troppo grande. Infatti costruire un modello dovrebbe essere il più possibile vicino al modo in cui un ingegnere costruisce fisicamente un sistema reale, ad esempio cercando componenti standard come motori, pompe e valvole da cataloghi di costruttori che abbiano le appropriate specifiche e i giusti raccordi.

Un impianto d'intensificazione funziona grazie a dinamiche dovute all'azione combinata di differenti componenti fluidodinamici e meccanici.

E' necessario utilizzare un software/linguaggio di programmazione che permette di trattare congiuntamente elementi fluidi e meccanici in modo da sviluppare un modello che ne simuli il comportamento (Modelica/Dymola) .

Ciò che si vuole ottenere è la costruzione di un modello che permetta di prevedere l'oscillazione di pressione dell'acqua in uscita dall'ugello, con la possibilità di modificare uno o più parametri del sistema contemporaneamente.

Il modello deve essere inquadrato anche come strumento di supporto a decisioni riguardo a modifiche, miglioramenti o sviluppo di componenti. Prevedere il comportamento della macchina può aiutare in questo.

## 4.2 Linguaggio Modelica

Il linguaggio Modelica viene sviluppato a partire dal 1996 da Hilding Elmqvist, con l'obiettivo di raggruppare i linguaggi di modellazione sviluppati fino a quel momento (Dymola, OMOLA, ASEND, NMF, MOSES, gPROMS) [Ferr09].

L'idea principale è quella di creare un unico linguaggio di programmazione che possa esprimere il comportamento di modelli da un ampio range di domini ingegneristici (meccanici, elettrici, fluidodinamici, ecc.) senza limitare il tutto ad un singolo software commerciale [Till01].

Modelica permette di conseguenza di risolvere differenti varietà di problemi traducibili in termini di equazioni differenziali.

Le principali caratteristiche sono:

- si basa su equazioni e non su assegnamenti. Questo permette una modellazione di tipo a-causale che consente il riutilizzo di modelli di componenti. Le equazioni che stanno alla base dei singoli elementi sono definite in forma neutra senza considerazioni riguardo ad un ordine computazionale.
- è un linguaggio multidominio. Questo permette di poter realizzare modelli che interfacciano campi ingegneristici differenti.
- è un linguaggio object-oriented. Questo permette di raggruppare in un'unica entità (la classe) sia le strutture dati che le procedure che operano su di esse, creando per un "oggetto" software dotato di *proprietà* (dati) e *metodi* (procedure) che operano sui dati dell'oggetto stesso. Le interfacce che si utilizzano sono indipendenti dall'implementazione del modello che può essere strutturato gerarchicamente.
- definisce un modello "rigido" dei componenti software, dotato di costrutti per creare e connettere componenti.

### 4.2.1 Software di modellazione: Dymola

Dymola (Dynamic Modeling Laboratory) è un software sviluppato da Dynasim e Dassault Systèmes. Utilizza come linguaggio di modellazione Modelica, sfruttandone i principali vantaggi e grazie al quale l'utente è libero di creare le proprie librerie di modelli o modificare le librerie di modelli esistenti. Questo serve per rispondere meglio alle esigenze di modellazione e simulazione. Inoltre permette di realizzare modelli costituiti da componenti appartenenti a diversi campi dell'ingegneria. In questo modo i modelli dei sistemi completi riproducono meglio la realtà.

L'efficienza dell'integrazione numerica è garantita da un sofisticato strato software, il cui modello assemblato viene inizialmente elaborato (tradotto) mediante manipolazione simbolica delle equazioni, al fine di ridurre l'indice e produrre un codice di simulazione efficiente. La successiva integrazione numerica è basata su un solutore DAE.

Grazie all'editor grafico si possono gestire comportamenti complessi in maniera intuitiva tramite la generazione e la risoluzione automatica di equazioni algebrico-differenziali. Questa tecnologia consente di effettuare simulazioni

Hardware-in-the-Loop (HILS) in tempo reale e valutarne i risultati complessivi per arrivare alla soluzione più adatta.

Dymola utilizza una metodologia di simulazione basata su equazioni con orientamento ad oggetti. La necessità di convertire manualmente delle equazioni in un diagramma a blocchi, solitamente presente in un problema di modellazione, viene rimossa dall'uso di una manipolazione automatica delle formule spiegate più in dettaglio in seguito. Per questo motivo Dymola ha grandi potenzialità in molti campi (non solo in quello idraulico), soprattutto laddove diversi aspetti del funzionamento di un sistema (meccanica, elettronica, idraulica,..) vanno ad intrecciarsi.

Le nuove versioni del software permettono anche di effettuare animazioni 3-D e di importare file grafici di tipo CAD.

Attraverso questo software è inoltre possibile monitorare il modello in tutti i suoi aspetti grazie alla possibilità di visualizzare il comportamento nel tempo di tutte le variabili considerate. (per la le fasi di realizzazione di un modello in Dymola, ci si riferisca all'appendice A).

### 4.3 Creazione del modello

Il modello (vedi Figura 4. 1) permette di rappresentare abbastanza fedelmente il comportamento dell'intensificatore 60 Hp. Per la sua realizzazione ci si è basati sia sullo schema di Figura 3.1 sia su un'analisi accurata eseguita fisicamente sulla macchina. Si è quindi cercato di riprodurre il funzionamento di quest'ultima utilizzando gli oggetti di Dymola. Si è caratterizzato il modello in modo che potesse funzionare fino ai livelli di pressione di interesse per gli utilizzatori (tra 2500 e 4000 bar) e con qualsiasi ugello fino ad un diametro di 0,4 mm (massimo compatibile con la potenza della macchina).

Sono state create due librerie, una per ciascun fluido che caratterizza i componenti dell'intensificatore. Più precisamente è stata creata una libreria oleodinamica (*modellazione\_macchina*) e una libreria idraulica (*waterjet\_macchina*).

All'interno della prima sono contenuti tutti gli oggetti che richiedono come proprietà fluidodinamica l'olio (*prop\_olio*), mentre la seconda contiene gli oggetti che richiedono come proprietà fluidodinamica l'acqua (*prop\_acqua*).

Tale operazione si è resa necessaria in quanto gli oggetti della libreria *HyLib*, default di Dymola, sono caratterizzati da un fluido olio di proprietà non modificabile.

Tutti gli oggetti necessari per il modello della macchina sono stati duplicati nelle librerie create in base alle proprietà del fluido, adattandole nel caso necessitino di acqua o olio.

Non tutti i componenti sono stati tratti dalle librerie idraulica che Dymola propone; è difficile infatti in qualsiasi tipo di modellazione che tutti i componenti necessari siano già presenti o già adatti all'utilizzo. Spesso è necessario apportare delle modifiche che mantengano sostanzialmente inalterata la struttura del componente, altre volte è invece indispensabile crearne uno ex-novo. Per questi componenti verranno riportate rispettivamente le modifiche del codice o il codice intero relativo all'elemento, in modo da non lasciare dubbi sul suo linguaggio di programmazione.

Diventerà evidente in questo paragrafo la comodità e la semplicità dell'utilizzo di modelli riutilizzabili. Alla base di componenti del sistema molto diversi tra loro (come ad esempio la pompa a cilindrata variabile e il distributore), si trovano infatti sottocomponenti identici (come i volumi dell'olio – *Oil\_Volume*).

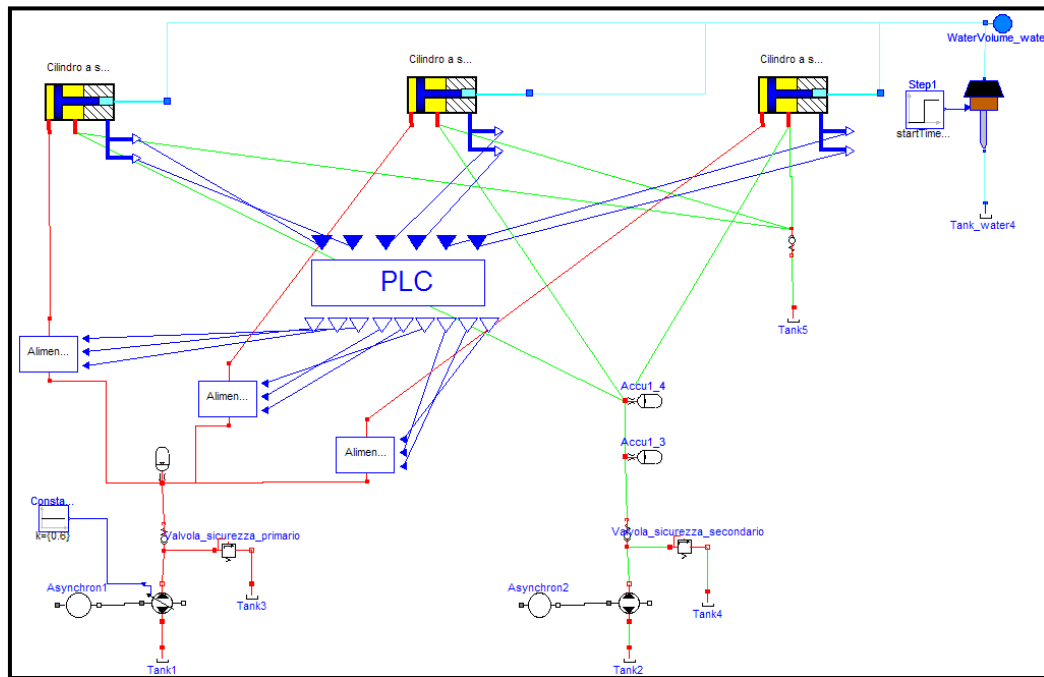


Figura 4. 1 Modello Intensificatore 60 Hp.

Elenco colori:

- Rosso → circuito primario olio
- Verde → circuito secondario olio
- Azzurro → circuito idraulico
- Blu → segnale di comando

#### 4.4 Ipotesi di base e semplificazioni

Come accennato precedentemente, il modello deve essere semplice, ma allo stesso tempo funzionale. Per questo motivo sono state introdotte alcune semplificazioni rispetto alla realtà elencate in seguito, senza comunque snaturare i principi fisici dell'intensificatore.

- Non state considerate le tubazioni rigide e flessibili che convogliano i fluidi da un componente ad un altro, ma solo i componenti che ne fanno parte. Idealmente quindi la porta di uscita di un componente coincide con la porta di ingresso del componente successivo.
- Nella modellazione dei cilindri a singolo effetto non sono stati considerati gli attriti presenti tra il pistone e la custodia, né eventuali guarnizioni presenti.
- Alcuni componenti non sono stati inseriti nel modello in quanto potenzialmente non significativi. Ci si riferisce in particolare alla valvola di scarico in alta pressione, ai filtri del circuito dell'acqua, a quelli del circuito dell'olio e agli scambiatori di calore. Altri ancora, che non hanno un significato rilevante dal punto di vista del comportamento idraulico, ma grande importanza dal punto di vista del controllo, della misura e della sicurezza (come sensori, manometri o trasmettitori), non sono stati rappresentati nel modello.
- Non sono considerate le perdite di carico nelle tubazioni di alta pressione dell'acqua né nei condotti dell'olio e ridotte al minimo, ove possibile, le perdite legate a componenti simulati e non reali. Le perdite di carico in Dymola, non hanno effetti significativi sulla forma dei segnali.

#### 4.5 La modellazione dei fluidi di lavoro

Nella libreria *Hylib* è presente un oggetto chiamato *FluidProp*, che identifica un fluido di default.

Il modello è stato duplicato nelle librerie descritte al paragrafo 4.3 e ne sono state variate le proprietà in base al fluido d'interesse.

Una volta definite le proprietà di olio e acqua, tutti i componenti che dovranno interagire con questo tipo di fluido, richiameranno semplicemente questo modulo contenente tutti i parametri relativi al fluido.

### 4.5.1 Il fluido Olio

```

model prop_olio "proprietà dell'olio"
  constant Modelica.SIunits.Volume VolMin=1e-9 "minimal volume";
  constant Modelica.SIunits.KinematicViscosity nu=7.851e-6
    "kinematic viscosity";
  constant Modelica.SIunits.Density rho=999.6 "mass density";
  constant Modelica.SIunits.Pressure pvapour=-0.999e5
    "vapour pressure relative to atmosphere";
  constant Modelica.SIunits.BulkModulus betapmax=1.8e9
    "bulk modulus at maximum pressure";
  constant Real pbeta1=-0.4 "parameter [ ]";
  constant Real pbeta2=-2.e-7 "parameter [1/Pa]";

  constant Modelica.SIunits.BulkModulus OilVolume2_beta_ref=1701e6
    "bulk modulus at maximum pressure";
  constant Real OilVolume2_gamma=1.4 "parameter [ ]";
  constant Real OilVolume2_c1=-9.307e-6 "parameter [ ]";
  constant Real OilVolume2_R=4e-5 "parameter [ ]";
  constant Modelica.SIunits.Pressure p_nominal=1e6 "nominal value for scaling";

end prop_olio;

```

Figura 4. 2 Caratteristiche del fluido

La differenza tra il modello FluidProp e il modello relativo alle proprietà dell'olio sono la densità ( $\rho$ ) e la viscosità cinematica ( $\nu$ ), che sono quelle che permettono di diversificare le varie tipologie di olii presenti sul mercato [Tell06] (vedi Figura 4. 2).

### 4.5.2 Il fluido acqua

L'acqua ad alte pressioni si presenta come fluido comprimibile e come tale deve essere modellato.

Tutte le proprietà sono inserite nel modello *prop\_acqua* presente all'interno della libreria idraulica *modellazione\_macchina* (vedi Figura 4. 3)



```

model prop_acqua

  constant Modelica.SIunits.Volume VolMin=1e-9 "minimal volume";
  constant Modelica.SIunits.KinematicViscosity nu=9.809e-7
    "kinematic viscosity";
  constant Modelica.SIunits.Density rho=997 "mass density";
  constant Modelica.SIunits.Pressure p_vapour=-0.999e5
    "vapour pressure relative to atmosphere";
  constant Real beta0=2209.4e6 "parameter [Pa]";
  constant Real a0=7.5048 "parameter [ ]";
  constant Modelica.SIunits.Pressure p_nominal=1e6 "nominal value for scaling";

end prop_acqua;

```

Figura 4. 3 Caratteristiche del fluido acqua

Per gestire la comprimibilità del fluido olio, Dymola utilizza la legge di Hoffman [Bea03]:

$$\frac{dV}{V} = -\frac{\beta}{\rho} \frac{dP}{P} \quad (4.1)$$

$$\beta = \beta_{\max} \left( 1 - e^{-(\beta_{\max} + \beta_{\max}^2 \cdot \text{porta}_A \cdot P)} \right) \quad (4.2)$$

Dove  $\beta$  rappresenta il modulo di compressibilità.

Per quanto riguarda l'acqua invece, si definisce il modulo di compressibilità secondo l'eq. (4.3)

$$\beta = \rho \frac{dP}{P} \quad (4.3)$$

Dove  $\rho$  è la densità del fluido e P la pressione. Se si ipotizza un andamento lineare di  $\beta$  allora si ha che:

$$\beta = \alpha_0 + \beta_0 P \quad (4.4)$$

Si può allora definire che

$$\rho = \rho_0 \left( 1 + \frac{\alpha_0 P}{\beta_0} \right)^{1/\alpha_0} \quad (4.5)$$

Dove  $\rho_0$  è la densità del fluido alla pressione  $P = 0$ .

L'eq. (4.5) rappresenta la variazione della densità dell'acqua al variare della pressione. I coefficienti  $\alpha_0$  e  $\beta_0$  sono determinati sperimentalmente e risultano

fondamentali per il calcolo della variazione della pressione, densità e modulo di compressione [Ram03]

$$\alpha_0 = 7,5048 \text{ e } \beta_0 = 2209.4 \text{Mpa}$$

Questi due valori vengono inseriti nel modello *prop\_acqua* nei termini costanti *a0* e *beta0*.

## 4.6 Tipologia di connettori utilizzati

In Dymola i componenti vengono collegati mediante dei connettori che possono essere di diversa natura. Per la modellazione realizzata, vengono utilizzate cinque tipologie di connettori: flange, connettori oleodinamici, connettori idraulici connettori input/output e connettori rotazionali.

### 4.6.1 Flange

Le flange permettono di collegare rigidamente tra di loro elementi meccanici in modo 1-D.



Figura 4. 4 Tipologia di flange

#### 4.6.2 I connettori oleodinamici

I connettori oleodinamici permettono di collegare fra di loro elementi con le stesse proprietà fluidodinamiche, in questo caso olio minerale.



Figura 4. 5 Tipologia di connettori oleodinamici

```
connector Port_A "Layout of port where oil flows into an element"

  replaceable model Prop = modellazione_macchina.prop_olio;
  extends Prop;

  Modelica.SIunits.Pressure p(nominal=p_nominal) "pressure at port";
  flow Modelica.SIunits.VolumeFlowRate q "flow rate through port";
end Port_A;
```

Figura 4. 6 Modifica del codice del connettore *Port\_A* relativamente alla proprietà del fluido olio. Il connettore *Port\_B* presenta le stesse caratteristiche

Quando viene richiesta la proprietà del fluido, si deve inserire la stringa di codice che definisce le proprietà del fluido in questione. Nel caso in esame sarà *modellazione\_macchina.prop\_olio* ad indicare che le proprietà dell'olio sono contenute nel modello *prop\_olio* inserito nella libreria *modellazione\_macchina* (vedi Figura 4. 6)

#### 4.6.3 I connettori idraulici

I connettori idraulici hanno esattamente le stesse caratteristiche strutturali (codice) dei connettori oleodinamici.

La differenza è semplicemente nella tipologia di fluido che descrivono. Per cambiare la tipologia di fluido si è operato come nel caso nel connettore oleodinamico, definendo semplicemente la proprietà del fluido quando richiesto in linguaggio Modelica. I connettori idraulici definiti *Port\_A* e *Port\_B* sono inseriti nella libreria *Waterjet\_macchina* (vedi Figura 4. 7).

```
connector Port_A "Layout of port where oil flows into an element"

replaceable model Prop = modellazione_macchina.prop_acqua;
extends Prop;

Modelica.SIunits.Pressure p(nominal=p_nominal) "pressure at port";
flow Modelica.SIunits.VolumeFlowRate q "flow rate through port";
end Port_A;
```

Figura 4. 7 Modifica del codice del connettore *Port\_A* relativamente alla proprietà del fluido  
Acqua

#### 4.6.4 Connettori di tipo input/output

I connettori di tipo Input/output si possono trovare nella libreria *Modelica.Blocks.Interfaces* e definiscono connettori che trattano segnali di tipo reale. Connettori di questo tipo permettono di collegare la parte di comando del modello dell'intensificatore, con servo-valvole.

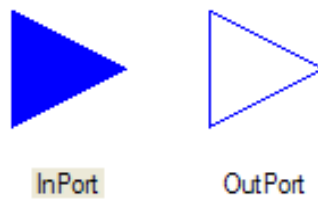


Figura 4. 8 Connettori Input/Output

#### 4.6.5 Connettori rotazionali

I connettori rotazionali vengono utilizzati per la realizzazione di oggetti di tipo meccanico che possono essere messi in rotazione, come per esempio pompe, turbine, motori elettrici. Rispetto alle tradizionali flange, vengono definiti due nuovi parametri quali *phi* (rotazione assoluta della flangia espressa in radianti) e *tau* (coppia espressa in Nm).



Figura 4. 9 Flange rotazionali

## 4.7 Cilindro a singolo effetto

Nella libreria idraulica di Dymola non è presente uno schema già predefinito di un cilindro a singolo effetto.

Si è dunque deciso di realizzarne uno ex-novo, sfruttando gli oggetti presenti di default nella libreria *HyLib*.

Per realizzarlo sono stati utilizzati componenti che sfruttano sia le proprietà dell'olio sia quelle dell'acqua in quanto il cilindro utilizza entrambi i fluidi.

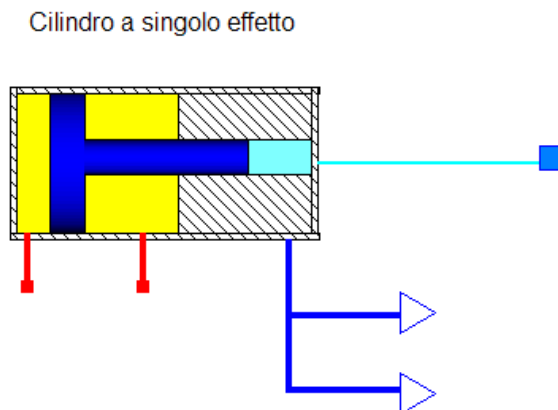


Figura 4. 10 Icona cilindro a singolo effetto

Sono state comunque operate delle semplificazioni rispetto alla realtà.

Un cilindro infatti presenta attriti fra il pistone e la camicia durante il funzionamento, luci di passaggio per l'ingresso/scarico nella camera primaria e secondaria dell'olio, smorzamenti e rigidità strutturali.

Si è deciso di tralasciare questi aspetti cercando di realizzare un componente semplice da gestire, ma che potesse governare un numero di informazioni atte a definire il fenomeno di intensificazione della pressione dell'acqua.

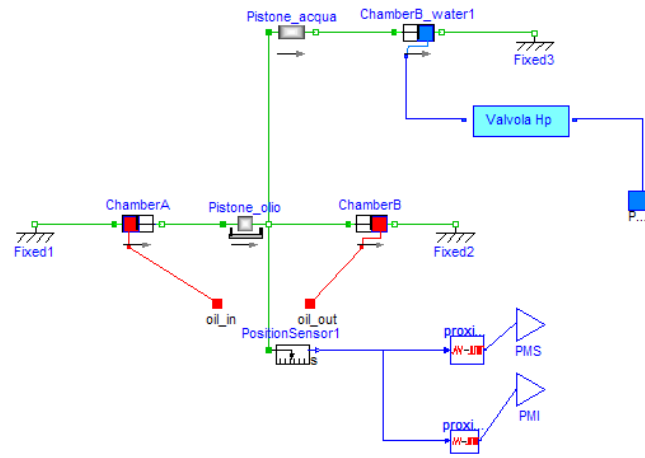


Figura 4. 11 Visualizzazione Diagram di Dymola per il cilindro a singolo effetto.

Il cilindro è realizzato inserendo due masse collegate rigidamente fra di loro (che identificano il pistone) inserite all'interno di due camere oleodinamiche e di una camera idraulica. La differenza tra le camere dell'acqua e dell'olio è di tipo fisico (sezioni differenti) e di codice di programmazione (acqua e olio hanno diverse leggi di comprimibilità).

#### 4.7.1 Massa tipo "Stop" (lato Olio)

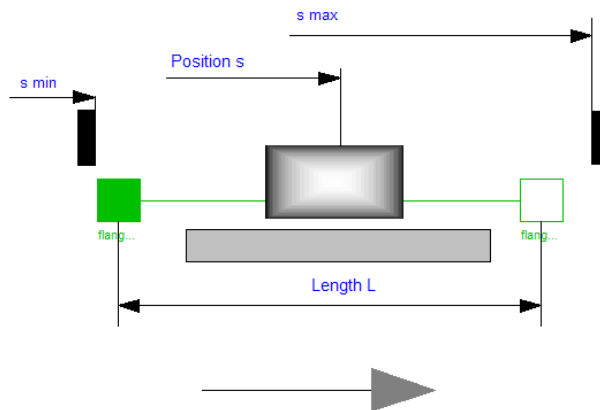


Figura 4. 12 Massa di tipo *Stop* - Dymola

Il primo componente utilizzato prende il nome Dymola di "Stop" e individua una massa in grado di traslare entro due limiti (definiti da due parametri  $s_{max}$  e  $s_{min}$ ). La sua particolarità è legata alla possibilità di inserire termini legati all'attrito come effetto stibbeck.

#### 4.7.2 Massa tipo "Sliding" (*lato Acqua*)

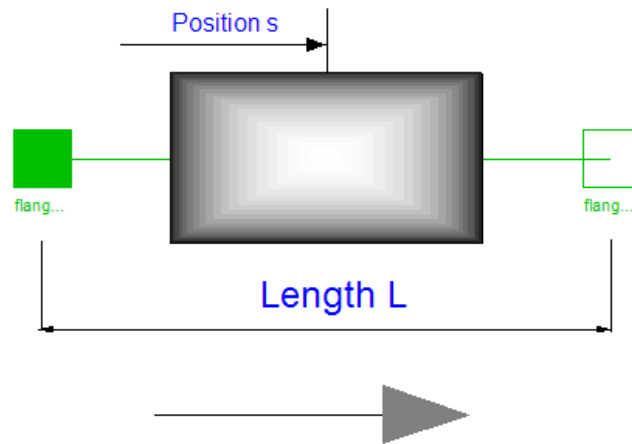


Figura 4. 13 di tipo *Sliding* - Dymola

Questo componente definisce una massa (stantuffo) in grado di traslare su lunghezza infinita. Quest'ultima viene collegata rigidamente alla massa di tipo "Stop" mediante le flange (vedi paragrafo 4.6.1). In questo modo si modella il pistone come l'unione di due steli di sezioni differenti. Quando una massa viene messa in movimento (*stop*), l'altra (*sliding*) è in grado di percorrere la stessa distanza con la stessa direzione, lo stesso verso e la stessa velocità. Siccome il collegamento è rigido, basta che una sola massa si fermi per arrestare anche quella a cui è collegata.

#### 4.7.3 Camere di tipo ideale oleodinamiche e idrauliche

La modellazione del cilindro viene completata con l'inserimento di tre camere. Due di queste permettono di definire le due camere (primaria e secondaria, mentre la terza modella la camera in cui è inserita l'acqua.

I componenti utilizzati sono di due tipologie, *ChamberA* e *ChamberB* che descrivono una camera piena di fluido dotata di un pistone mobile, senza massa e senza attriti.

*Chamber\_A e Chamber\_B (oleodinamiche)*

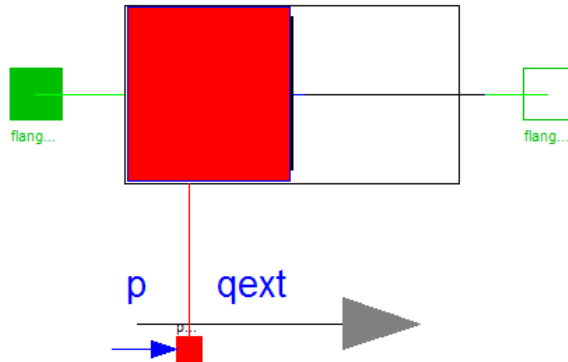


Figura 4. 14 Oggetto *Chamber*

Per riuscire a gestire il movimento del pistone, è stato necessario apportare una modifica alle equazioni costitutive dell'oggetto.

*ChamberA* e *ChamberB* presentano al loro interno un sotto-componente *Chamber\_partial* che contiene le equazioni di movimento del pistone (posizione, velocità), della variazione di pressione ( $dp$ ) e di portata entrante o uscente dalla porta *Port\_A*.

E' definito di default un parametro *stroke*, che crea un limite al movimento del pistone. *stroke* è così definito:

$$stroke = s\_rel - RodLength;$$

dove

$$s\_rel = flange\_a.s - flange\_b.s;$$

$s\_rel$  rappresenta la distanza relativa fra le due flange che definiscono la corsa del pistone.

Inoltre viene definito un parametro d'errore per cui:

$$assert(stroke \geq 0.0, "Stroke of chamber must be GREATER than 0.");$$

Quando *stroke* arriva a 0 (fine-corsa) la simulazione si interrompe. Dato che il pistone, nel caso reale, deve rimanere a fine corsa per un certo periodo temporale, si è deciso di eliminare la condizione di errore e di impostare un nuovo parametro *stroke\_one*.

Questo nuovo parametro imposta una nuova condizione in modo che il pistone possa arrivare a fine corsa mantenersi in posizione finché il PLC lo impone.



*Stroke\_one* viene così definito:

$stroke\_one = \text{if } stroke \leq 0 \text{ then } 0 \text{ else } stroke;$

A questo punto si modificano anche le equazioni in cui il parametro *stroke* compare sostituendolo con il nuovo *stroke\_one*.

$EffVolume = DeadVolume + stroke\_one * PistonArea;$

```
equation
stroke = s_rel - RodLength;
stroke_one = if stroke <= 0 then 0 else stroke;
EffVolume = DeadVolume + stroke_one * PistonArea;
qcham = -v_rel * PistonArea;
beta = betamax * (1 - Modelica.Math.exp(pbeta1 + pbeta2 * port_A.p));
der(port_A.p) = beta / EffVolume * (port_A.q + qcham);
flange_a.f = max(port_A.p, pvapour) * PistonArea;
v_rel = der(s_rel);
```

Figura 4. 15 Codice Modelica per l'oggetto *ChamberA* e *ChamberB*

### *Chamber\_B\_Water*

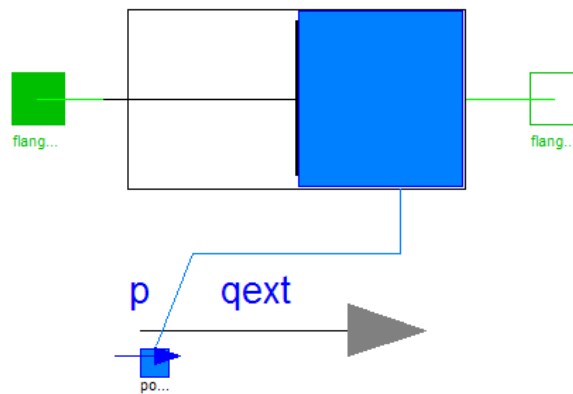


Figura 4. 16 Camera *Chamber\_B\_water*

Le modifiche sono le stesse rispetto al paragrafo 4.7.3. e riguardano la creazione del parametro *stroke\_one*.

Inoltre si inseriscono le equazioni (4.4) e (4.5) in linguaggio Modelica in modo che venga considerata la comprimibilità del fluido acqua (vedi la differenza tra Figura 4. 17 e Figura 4. 18).

```
equation
stroke = s_rel - RodLength;
stroke_one = if stroke <= 0 then 0 else stroke;
EffVolume = DeadVolume + stroke_one*PistonArea;
qcham = -v_rel*PistonArea;
beta = betamax*(1 - Modelica.Math.exp(pbeta1 + pbeta2*port_A.p));
der(port_A.p) = beta/EffVolume*(port_A.q + qcham);
flange_a.f = max(port_A.p, pvapour)*PistonArea;
v_rel = der(s_rel);
```

Figura 4. 17 Codice Modelica ChamberB per lato olio

```
equation
stroke = s_rel - RodLength;
stroke_one = if stroke <= 0 then 0 else stroke;
EffVolume = DeadVolume + stroke_one*PistonArea;
qcham = -v_rel*PistonArea;
beta = beta0 + a0*port_A.p;
der(port_A.p) = beta/EffVolume*(port_A.q + qcham);
flange_a.f = max(port_A.p, pvapour)*PistonArea;
v_rel = der(s_rel);
rho_n = rho*(1 + (a0*port_A.p/beta0))^(1/a0);
```

Figura 4. 18 Codice Modelica ChamberB modificato per lato acqua

#### 4.7.4 Sensore di posizione (Position Sensor)

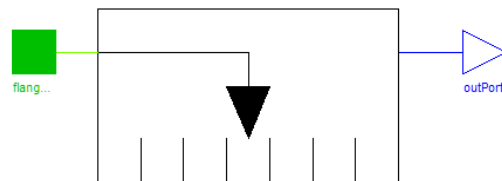


Figura 4. 19 Position Sensor

Il sensore di posizione viene inserito poiché è necessario per poter determinare istante per istante la posizione del pistone. Ciò è fondamentale per valutare quando il pistone si trova a fine corsa (PMI e PMS).

Un semplice sensore di posizione può essere facilmente modellato con Dymola utilizzando un oggetto chiamato *PositionSensor* che misura la posizione assoluta della flangia a cui è collegato e trasforma il valore meccanico in segnale. Si è scelto di collegarlo alla *flange\_b* della massa *stop*.

#### 4.7.5 Oggetto Proximitor

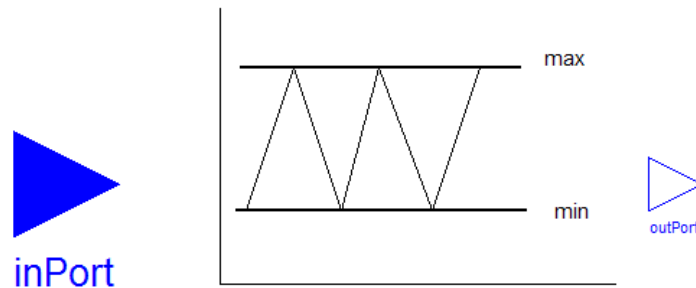


Figura 4. 20 Icona dell'oggetto Proximitor

Il proximitor viene utilizzato per poter valutare quando il pistone arriva a fine corsa (PMI e PMS).

Questo oggetto trasforma il segnale di posizione letto direttamente dal sensore di posizione in un segnale a onda quadra. In particolare quando il pistone arriva a fine corsa viene restituito un segnale pari a 1 mentre se non è a fine corsa restituisce -1 (vedi Figura 4. 21).

Vengono creati per semplicità due Proximitor: uno per gestire il PMI e l'altro per gestire il PMS.

```

model proximitor_PMS
  "trasforma un segnale in ingresso in un onda quadra"
  extends Modelica.Blocks.Interfaces.SISO;
  parameter Real valore=0.5;
algorithm
  y := if u >= valore then 1 else -1;
  0;
end proximitor_PMS;

```

Figura 4. 21 Codice Modelica proximitor

Nel codice, viene definito un parametro chiamato *valore* a cui viene associato il valore numerico del fine corsa.

Viene quindi definito un ciclo *if* per cui, se si raggiunge il parametro richiesto, viene ritornato 1, mentre se non si raggiunge viene ritornato -1.

Sia per il fine corsa superiore che per quello inferiore, si utilizza lo stesso codice: ciò che ovviamente cambia è il parametro *valore*.

#### 4.7.6 Valvola di alta pressione



Figura 4. 22 Valvola di alta pressione acqua

La valvola di alta pressione è definita essenzialmente come una valvola di non ritorno, che permette di far passare l'acqua in una direzione o nell'altra (verso l'orifizio o verso la camera) a seconda che il pistone sia in fase di mandata o ritorno.

Dymola non gestisce una valvola di tale complessità nella sua libreria ma si è potuto allo stesso modo schematizzarla come valvola di non ritorno (*checkvalve*). In particolare sono state utilizzate due valvole, una che permette l'invio dell'acqua verso l'ugello primario (*checkValve\_water1*) e una per l'aspirazione in fase di ritorno (*checkValve\_water2*).

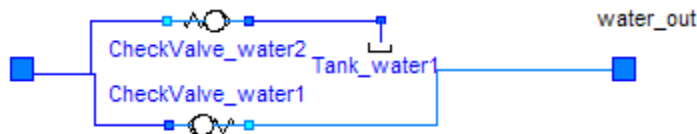


Figura 4. 23 Schema della valvola di alta pressione

### ***CheckValve\_Water***

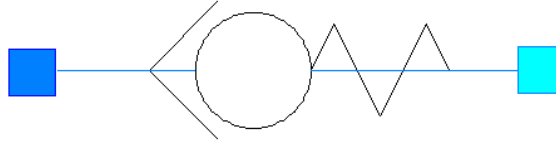


Figura 4. 24 Icona dell'oggetto *Checkvalve*

Questa tipologia di valvola è stata inserita nella libreria *waterjet\_macchina* in modo che si potesse modificare la proprietà olio con quella acqua (*prop\_acqua*). Per quanto riguarda le proprietà, è necessario definire una pressione per cui la valvola rimane chiusa (*p\_closed*) e una pressione per cui la valvola si apre completamente (*p\_open*) lasciando passare il fluido.

## **4.8 Motore asincrono trifase - Circuito primario e secondario**

Nella libreria *HyLib* di Dymola è presente il modello di un motore asincrono trifase che viene utilizzato per la modellazione dell'intensificatore.

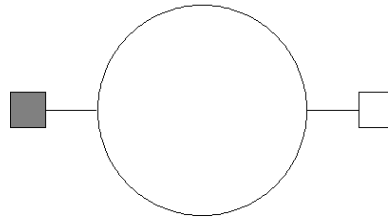


Figura 4. 25 Icona del modello del motore asincrono trifase.

Il motore è realizzato da una parte statorica e una parte rotorica uniti tramite due flange di tipo rotazionale.

Questo modello è utilizzato per rappresentare sia il motore asincrono del circuito primario che per quello del circuito secondario mentre variano la taglia e i dati di targa.

## 4.9 Pompa a pistoni assiali – circuito primario

Non esistono in Dymola oggetti in grado di riprodurre tutte le tipologie di pompe in commercio. Infatti ne esistono solamente due categorie: pompe a cilindrata fissa e pompe a cilindrata variabile. La pompa del circuito primario (a pistoni assiali) è di fatto una pompa a cilindrata variabile e per questo motivo si è scelto di utilizzare l'oggetto *VarPump* per modellarla.

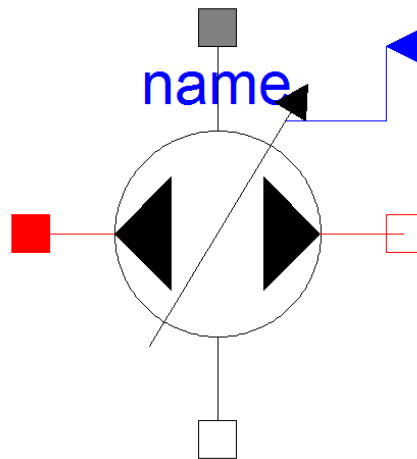


Figura 4. 26 Modello della pompa a cilindrata variabile

La portata in uscita dalla pompa è:

$$q = \frac{C \cdot \omega \cdot K}{2\pi} - q_{leak} \quad (4.6)$$

Dove *q<sub>leak</sub>* rappresenta una perdita di portata calcolata direttamente dal software, *C* rappresenta la cilindrata complessiva mentre *K* rappresenta il valore della costante che permette la regolazione della cilindrata stessa.

La costante *K* viene assegnata grazie ad un oggetto *Constant* che viene collegato al connettore inport della pompa (*VarPump*)

Ogni qualvolta si voglia variare la portata nel circuito primario è necessario variare il valore della costante *K*.

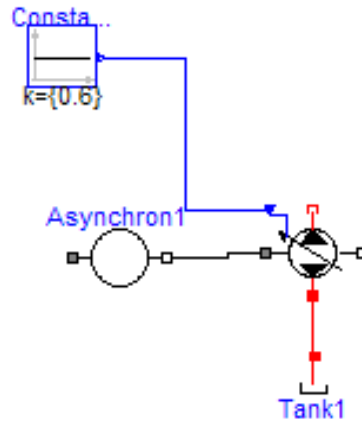


Figura 4. 27 Collegamento motore asincrono – Pompa a cilindrata variabile

#### 4.10 Pompa ad ingranaggi – circuito secondario

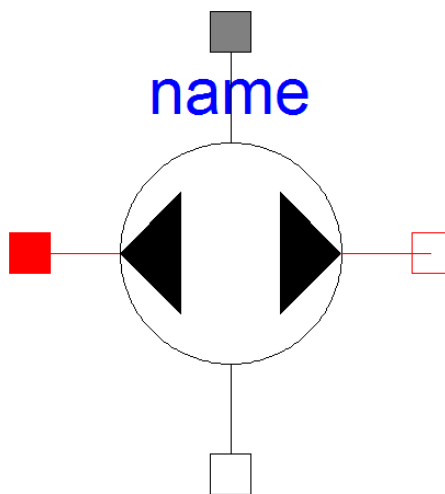


Figura 4. 28 Modello della pompa a cilindrata fissa

Anche per quanto riguarda la pompa ad ingranaggi è necessario riproporre la considerazione fatta al paragrafo 4.9 relativamente alla pompa a pistoni assiali. Non esiste un oggetto specifico di Dymola ma si utilizza una pompa generica a cilindrata fissa (*ConPump*) che è in grado di generare una portata costante.

$$q = \frac{C \cdot \omega}{2\pi} \quad (4.7)$$

Il parametro che si può variare è la cilindrata  $C$  mentre la velocità angolare viene imposta dal motore asincrono collegato.

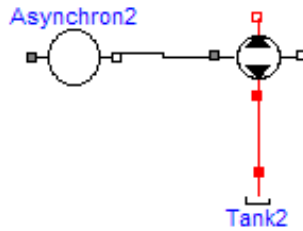


Figura 4. 29 Collegamento Motore Asincrono – Pompa ad ingranaggi

#### 4.11 Valvola di sicurezza

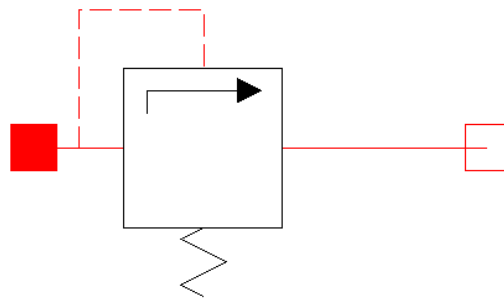


Figura 4. 30 modello della valvola di sicurezza

La valvola di sicurezza viene inserita sia nel circuito primario che in quello secondario a valle delle due pompe, sia per mandare a scarico parte della portata e limitare la pressione nel circuito, sia per regolare la massima pressione in uscita dalla pompa (circuito primario).

Per questo tipo di valvola è necessario definire la pressione per cui la valvola rimane chiusa ( $p_{closed}$ ) e la pressione per cui l'otturatore si apre completamente ( $p_{open}$ ).

Quando la pressione è inferiore al valore di pressione  $p_{closed}$ , la portata di trafilamento è determinata come:



$$q = dp \cdot GLeak \quad (4.8)$$

Dove  $dp$  è la differenza di pressione a cavallo della valvola e  $GLeak$  è un coefficiente di perdita.

Quando la pressione è compresa tra  $p_{open}$  e  $p_{closed}$ , la portata dipende dal sistema e la valvola è parzialmente aperta.

Quando la pressione è superiore a  $p_{closed}$ , la valvola è completamente aperta e la portata vale:

$$q = dp \cdot GOpen \quad (4.9)$$

Dove  $GOpen$  è un parametro che definisce un coefficiente di perdita a valvola aperta.

Il componente si trova all'interno della libreria *modellazione\_macchina*.

#### 4.12 Valvola di non ritorno

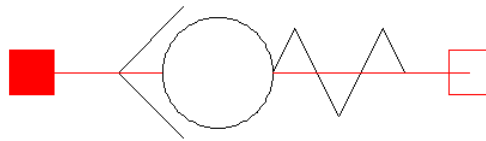


Figura 4. 31 Valvola di non ritorno

La valvola di non ritorno oleodinamica è presente sia nel circuito primario che nel circuito secondario (*checkvalve\_1*, *checkvalve\_2*, *checkvalve\_3*) e ha il compito di consentire all'olio il passaggio in un solo verso. E' del tutto identica alla valvola di sicurezza utilizzata per modellare la valvola di alta pressione nel cilindro a singolo effetto. Ciò che cambia è ovviamente la proprietà del fluido, non più acqua ma olio (*prop\_olio*).

### 4.13 Accumulatori

Gli accumulatori sono presenti in entrambi i circuiti (primario e secondario) e vengono modellati con il corrispondente oggetto Dymola: *Accu1*.

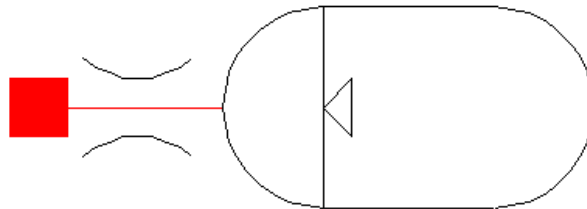


Figura 4. 32 Oggetto Accu1

L'accumulatore Dymola in questione è di tipo idro-pneumatico con una sacca a gas.

Quando si supera una pressione impostata ( $p_{gas}$ ), l'olio fluisce all'interno dell'accumulatore. Nel caso in cui il sistema richieda un'ulteriore portata, l'accumulatore permette il flusso dell'olio anche nel verso opposto (cioè in uscita).

Per quanto riguarda il circuito primario si è inserito un solo accumulatore in quanto si è effettuata la modellazione dell'intensificatore con 3 cilindri.

Per quanto riguarda invece il circuito secondario, gli accumulatori sono disposti in serie di due come da progetto di un intensificatore modello 60 Hp (vedi Figura 4. 33)

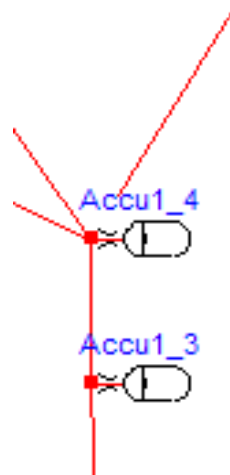


Figura 4. 33 Accumulatori circuito secondario disposti in parallelo

#### 4.14 Gruppo valvole oleodinamiche alimentazione-scarico cilindri

Il gruppo valvole descritto in questo paragrafo modella il sistema di ingresso/uscita dell'olio nei cilindri. Le valvole in questione infatti permettono di gestire l'afflusso dell'olio e quindi di generare la portata d'acqua in pressione richiesta.

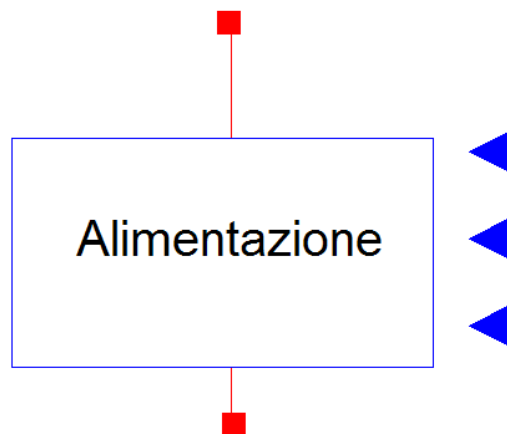


Figura 4. 34 Icona del gruppo valvole

##### 4.14.1 Semplificazione del modello rispetto allo schema reale

Il gruppo valvole del circuito reale (vedi Figura 4. 35) è realizzato da due servo valvole 5/3 e due valvole a cartuccia.

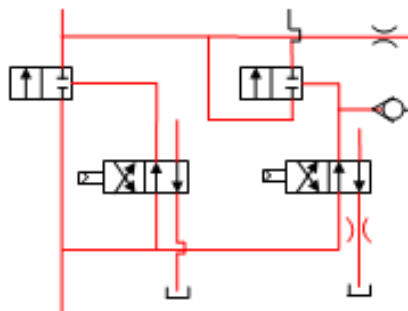


Figura 4. 35 Schema valvole per movimentazione pistone

Le servo valvole sono visibili direttamente sull'intensificatore, mentre le valvole a cartuccia sono incorporate nel gruppo pistone. Il loro compito è commutare le valvole a cartuccia in modo da prevedere le tre fasi di pre-compressione, compressione e ritorno del pistone.

Non avendo a disposizione i dati di set-up delle valvole a cartuccia, si è deciso di effettuare una semplificazione sul modello che non comportasse svantaggi da un punto di vista fluidodinamico e che permettesse di ridurre allo stesso tempo i tempi di calcolo.

La scelta è caduta sull'utilizzo di tre valvole di tipo on/off, che permettono di realizzare ognuna uno step di funzionamento differente (pre-compressione, compressione, ritorno).

La soluzione individuata è stata sottoposta all'attenzione dei tecnici Tecnocut e indicata come compatibile con l'obiettivo proposto.

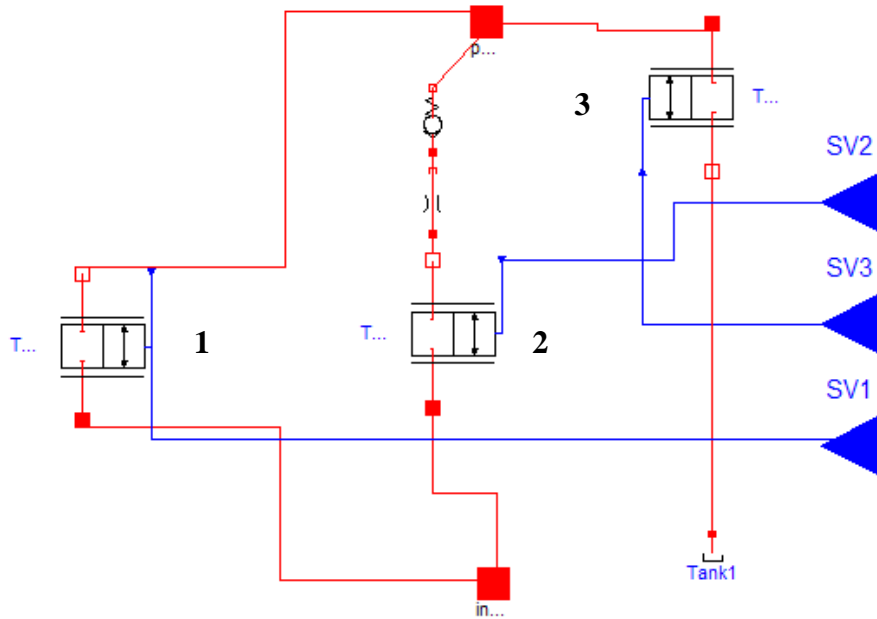


Figura 4. 36 Gruppo valvole semplificato

Oltre alle valvole, è presente un serbatoio e una valvola di non ritorno, inserita sul ramo di precompressione.

Gli oggetti non ancora analizzati sono rispettivamente le tre valvole *on-off* e la perdita di carico *LamRes*.

#### 4.14.2 Two Way Valve

La valvola di tipo *Two Way* o detta anche On/Off può commutare solo in due posizioni (apertura o chiusura). Quando è aperta permette il passaggio del fluido, mentre non lo consente quando è chiusa.

Osservando la Figura 4. 36, la valvola 1 è posizionata sul ramo di compressione, la valvola 2 su quello di pre-compressione, mentre la valvola 3 sul ramo di scarico dell'olio a serbatoio (fase di ritorno).

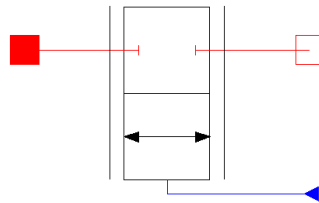


Figura 4. 37 Two Way Valve

Valvole di questo tipo sono comandate mediante segnali interfacciati con connettori di tipo Inport (*SV1*, *SV2*, *SV3*).

Per chiudere il passaggio al fluido, è necessario inviare un segnale con valore 0, mentre per consentirne il passaggio, occorre inviare un segnale con valore 1. I segnali per la commutazione delle valvole sono regolati grazie ad un oggetto chiamato PLC che rappresenta la parte di comando del modello (vedi paragrafo 4.15).

Anche per questa valvola si deve far riferimento alla libreria *modellazione\_macchina* in cui sono duplicati tutti gli oggetti oleodinamici.

#### 4.14.3 LamRes (perdita di carico)

La perdita di carico si rende necessaria all'interno del gruppo valvole per due motivazioni.

La prima è quella di limitare la pressione dell'olio in fase di pre-compressione rispetto al ramo di compressione in modo da raggiungere un equilibrio di forze all'interno del cilindro tra olio e acqua in pressione.

La seconda è relativa al fatto che la perdita di carico genera il "carico" sul ramo di compressione.

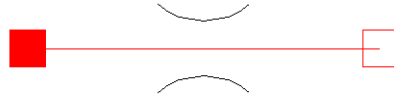


Figura 4. 38 Oggetto LamRes

## 4.15 PLC

Il PLC di una macchina serve per elaborare i segnali digitali ed analogici provenienti da sensori e diretti agli attuatori presenti in un impianto industriale e comandarne il processo.

Il PLC reale permette di ricevere in ingresso i segnali di tensione provenienti dai fine-corsa posizionati su ogni cilindro, elaborarli e trasformarli in segnali per l'attuazione delle servo-valvole, che comandano le fasi di pre-compressione, compressione e scarico di tutti i cilindri.

Si è scelto di creare un nuovo oggetto, che riceve in ingresso i segnali provenienti dai fine-corsa dei pistoni e genera delle uscite che si collegano con i gruppi valvole (vedi paragrafo 4.14).

I segnali in uscita devono essere tali da conferire ai pistoni la corretta fasatura (vedi paragrafo 3.2.10).

I fine – corsa dei cilindri a singolo effetto modellati possono assumere due valori:

- -1 (se non eccitati)
- +1 (se eccitati).

Siccome ci sono due fine – corsa per ogni cilindro, i segnali sono complessivamente 6. Di conseguenza ci saranno 6 connettori di tipo Input nel modello del PLC.

Le valvole che devono essere controllate e commutate sono tre per ogni cilindro, come descritto nel paragrafo 4.14, quindi complessivamente saranno necessari 9 connettori di output (vedi Figura 4. 39)

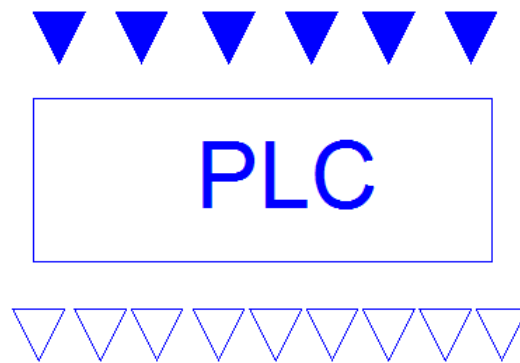


Figura 4. 39 Icona del PLC in cui si possono notare i connettori di Input e Output.

Nella fase di dichiarazione delle variabili (modalità *ModelicaText*), i connettori di Input e Output vengono definiti come parametri di tipo *Real* (in linguaggio Modelica), cioè che possano assumere valori di tipo reale.

I valori di *Input* avranno la dicitura PMI/PMS (in quanto sono segnali di tipo reale che arrivano dai fine – corsa dei cilindri), mentre i valori di *Output* avranno la dicitura SV (in quanto collegano il PLC alle servo valvole di comando dei cilindri stessi)

In *equation* si associano ai parametri *Real* i segnali provenienti dai fine corsa dei pistoni e i segnali che dovranno “uscire” dal PLC in direzione delle servo valvole.

Si è creato infine un parametro di tipo *integer*, chiamato *Pistone*, che può assumere valori pari a uno, due e tre a seconda di quale sia il pistone in fase di compressione. Questo risulterà funzionale durante la fase d’inizializzazione

```

model PLC_scarico_120Hp
[
[
Real FMS_cil1;
Real FMS_cil2;
Real FMS_cil3;
Real FMI_cil1;
Real FMI_cil2;
Real FMI_cil3;

[
[
Real SV1_CIL1;
Real SV2_CIL1;
Real SV1_CIL2;
Real SV2_CIL2;
Real SV1_CIL3;
Real SV2_CIL3;
Real SV3_CIL1;
Real SV3_CIL2;
Real SV3_CIL3;

Integer Pistone(start=3);
equation
//Rappresenta qual'è il pistone attualmente in fase di compressione

PMS_cil1 = FMS_1.signal[1];
PMS_cil2 = FMS_2.signal[1];
PMS_cil3 = FMS_3.signal[1];
PMI_cil1 = FMI_1.signal[1];
PMI_cil2 = FMI_2.signal[1];
PMI_cil3 = FMI_3.signal[1];
SV1_CIL1 = out1_CIL1.signal[1];
SV2_CIL1 = out2_CIL1.signal[1];
SV1_CIL2 = out1_CIL2.signal[1];
SV2_CIL2 = out2_CIL2.signal[1];
SV1_CIL3 = out1_CIL3.signal[1];
SV2_CIL3 = out2_CIL3.signal[1];
SV3_CIL1 = out3_CIL1.signal[1];
SV3_CIL2 = out3_CIL2.signal[1];
SV3_CIL3 = out3_CIL3.signal[1];

```

Figura 4. 40 Codice Modelica per la dichiarazione dei connettori *Input* e *Output* e di *Pistone*



#### 4.15.1 Il codice del PLC

Il corpo centrale del PLC viene sviluppato all'interno dell'espressione *algorithm*, utilizzata quando sono richieste procedure semantiche.

Sono inseriti una serie di cicli if che permettono di realizzare un evento quando si verifica o meno una particolare condizione.

```

algorithm
  if (Pistone == 1 and PMI_cil3 >= 1 and PMS_cil1 >= 1) then
    Pistone := 2;
  end if;

  if (Pistone == 3 and PMS_cil3 >= 1 and PMI_cil2 >= 1) then
    Pistone := 1;
  end if;

  if (Pistone == 2 and PMI_cil1 >= 1 and PMS_cil2 >= 1) then
    Pistone := 3;
  end if;

```

Figura 4. 41 Codice If per definire il valore dell'intero *Pistone*

In Figura 4. 41 si può visualizzare il codice che permette definire il valore assunto dall'intero *Pistone*. Se per esempio *Pistone = 1*, il pistone 1 (del cilindro 1) è in fase di compressione.

In base alla combinazione valori di ingresso dei segnali di PMS e PMI e dell'intero *Pistone*, verrà assegnato ai segnali delle servo valvole (per esempio *SVI\_CILI*) il valore 0 o 1 a seconda che la valvola corrispondente debba aprirsi o chiudersi.

Se si considera come riferimento la Figura 4. 36, si definiscono i tre step di funzionamento, compressione, pre-compressione e ritorno.

```

if (Pistone == 1 and PMS_cil1 <= -1) then
  SV1_CIL1 := 1;
  SV2_CIL1 := 1;
  SV3_CIL1 := 0;
  // compressione
  SV1_CIL2 := 0;
  SV2_CIL2 := 1;
  SV3_CIL2 := 0;
  //pre-compressione
  SV1_CIL3 := 0;
  SV2_CIL3 := 0;
  SV3_CIL3 := 1;
  // ritorno
end if;
if (Pistone == 2 and PMS_cil2 <= -1) then

  SV1_CIL1 := 0;
  SV2_CIL1 := 0;
  SV3_CIL1 := 1;
  // ritorno
  SV1_CIL2 := 1;
  SV2_CIL2 := 1;
  SV3_CIL2 := 0;
  // comprime
  SV1_CIL3 := 0;
  SV2_CIL3 := 1;
  SV3_CIL3 := 0;
  //pre-comprime
end if;
if (Pistone == 3 and PMS_cil3 <= -1) then

  SV1_CIL1 := 0;
  SV2_CIL1 := 1;
  SV3_CIL1 := 0;
  // pre-compressione
  SV1_CIL2 := 0;
  SV2_CIL2 := 0;
  SV3_CIL2 := 1;
  // ritorno
  SV1_CIL3 := 1;
  SV2_CIL3 := 1;
  SV3_CIL3 := 0;
  //compressione
end if;

```

Figura 4. 42 Codice per determinare gli step di pre-compressione, compressione, ritorno.

#### 4.16 Testa di taglio

All'interno di *Testa di taglio* sono presenti la valvola a spillo e l'ugello primario in cui avviene la conversione dell'energia di pressione in energia cinetica. La camera di miscelazione e l'ugello focalizzatore non portano variazioni per quanto riguarda la trasformazione dell'energia e di conseguenza vengono considerati trascurabili per la modellazione.

Viene inserito un orifizio che ha al suo interno le proprietà del fluido acqua, associato ad una valvola di tipo on/off che permette di modellare la valvola a spillo (gestisce l'apertura del getto durante la fase di lavorazione).

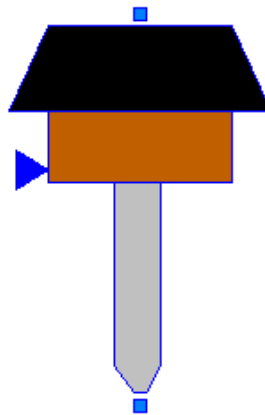


Figura 4. 43 Modello *Testa di taglio*

In Figura 4. 43 si può notare l'icona della testa di taglio realizzata, mentre in Figura 4. 44 si possono rilevare gli oggetti che la compongono.

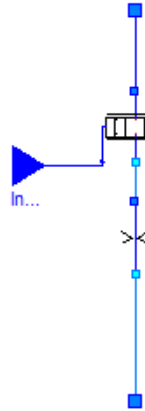


Figura 4. 44 Visualizzazione *Diagram* della testa di taglio

L'orifizio è presente in Dymola con il nome di *SimOri* ma è stato ridefinito nella libreria *Waterjet\_macchina*.

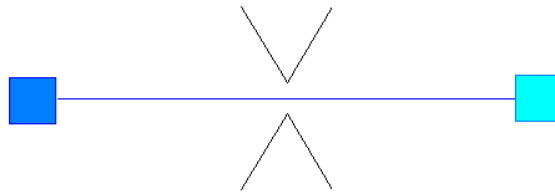


Figura 4. 45 Oggetto *Orifice*

Si è scelta questa tipologia di oggetto in quanto contiene al suo interno un parametro molto importante: il coefficiente di perdita  $C_d$ . Questo coefficiente permette di determinare correttamente la portata in uscita dall'orifizio come [Pi08]:

$$q = A \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{p}{\rho_0}} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{p}{\rho_0}} \quad (4.10)$$

Dove  $d$  è il diametro dell'ugello primario,  $p$  è la pressione e  $\rho$  è la densità dell'acqua che varia in funzione della pressione.

Nel codice Modelica del componente deve essere inserita la formulazione che definisce il parametro densità come previsto dall'eq. (4.5) e della portata  $q$  come

previsto nell' eq. (4.10). Questo viene realizzato all'interno del sotto-componente *SOrnS* (*SimOrinoStates*) (vedi Figura 4. 46).

```

model SimOriNoStates "Simple orifice model for turbulent flow."
  extends Waterjet_macchina.OrificePartial_water;

  parameter Modelica.SIunits.Diameter diameter=1.e-3 "orifice diameter";
  parameter Real C_d=0.6 "discharge coefficient, [1]";
  Modelica.SIunits.VolumeFlowRate qunsigned;
  Modelica.SIunits.Density rho_n;
equation

  rho_n = rho*(1 + (a0*port_A.p/beta0))^(1/a0);
  qunsigned = diameter^2*Modelica.Constants.pi/4*C_d*sqrt(2/rho_n*noEvent(abs(
    dp)));
  q = noEvent(if (dp) >= 0 then qunsigned else -qunsigned);
  // changed to enable Dymola to differentiate equation
end SimOriNoStates;

```

Figura 4. 46 Codice Modelica per la definizione della portata e della densità nel componente *SimOrinoStates*

La valvola *TwoWayValve*, presenta le stesse caratteristiche della valvola descritta nel paragrafo 4.14.2; l'unica differenza è rappresentata dalla diversità di fluido che modella (in questo caso *prop\_acqua*).

La valvola presenta un ingresso di tipo *Input* e il suo funzionamento viene regolato da un segnale di tipo *Step*, che definisce un gradino (0-1) e quindi l'apertura e chiusura della valvola stessa (1 la valvola si apre, 0 la valvola si chiude). Il blocco *Step* è temporale e viene settato definendo l'istante temporale in cui si vuole che si verifichi il gradino.



## Capitolo 5: Model Updating

I parametri utilizzati per la definizione del modello sono in parte dati reali (ovvero sono ricavati direttamente dai valori di targa dei componenti o dai dati forniti dai costruttori), in parte valori stimati perché non noti (alcuni oggetti sono stati realizzati ex – novo in quanto semplificazioni della realtà).

### 5.1 Determinazione dei parametri del modello

#### 5.1.1 Cilindro a singolo effetto

Per quanto riguarda le dimensioni del pistone, si fa riferimento alle quote fornite dalla Tecnocut Spa.

Nel disegno sottostante (vedi Figura 5. 1) vengono riportate le quote più significative e necessarie per caratterizzare il cilindro.

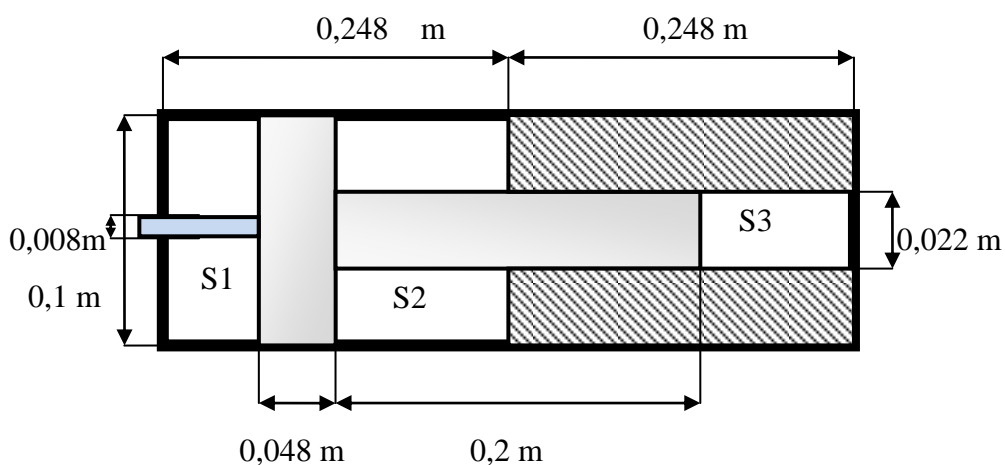


Figura 5. 1 Quotatura cilindro

Si possono calcolare le sezioni  $S_1$  e  $S_2$  e  $S_3$  in base alle dimensioni riportate.

$$S_1 = \frac{\pi d_{pistone}^2}{4} - \frac{\pi d_{stelo}^2}{4} = 0,0078037 \text{ m}^2 \quad (5.1)$$

$$S_2 = \frac{\pi d_{\text{pistone}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{stantuffo-lato-acqua}}^2}{4} = 0,0074 \text{ m}^2 \quad (5.2)$$

$$S_3 = \frac{\pi d^2}{4} = 0,0038 \text{ m}^2 \quad (5.3)$$

Quindi si può definire il corretto rapporto di intensificazione che è pari a:

$$r = \frac{S_1}{S_3} = 20,53 \quad (5.4)$$

### 5.1.2 Massa Pistone Olio

Si è scelto di definire il valore della corsa in modo simmetrico tra un estremo positivo ed uno negativo. In particolar modo, la corsa complessiva che il pistone deve compiere è pari a 0,2 m, mentre la lunghezza dello stantuffo di sezione maggiore (quello lato olio) è pari a 0,048 m. Perciò

$$s_{\text{max}} = \frac{0,2 + 0,048}{2} = 0,124 \text{ m} \quad (5.5)$$

Mentre

$$s_{\text{min}} = \frac{0,2 - 0,048}{2} = -0,124 \text{ m} \quad (5.6)$$

La massa è stata impostata ad un valore di 3 Kg in base a specifiche tecniche.



### Effetto dell'attrito

L'oggetto che permette di caratterizzare il *Pistone Olio*, contiene al suo interno elementi che tengono in considerazione la forza d'attrito che si oppone al moto del pistone.

$$f = F\_coulomb + F\_prop \cdot v + F\_stribek \cdot e^{\left\langle f_{exp} v \right\rangle} \quad (5.7)$$

In Figura 5. 2 si evidenzia come sia possibile scomporre la forza nelle tre componenti (andamento rosso, verde e viola) che sommate fra di loro permettono di ottenere la forza risultante  $f$  (*Friction-force* - andamento blu). Per una migliore comprensione di come la forza d'attrito possa influire sul modello, si è scelto di analizzare le componenti singolarmente ponendo le altre a 0 e concentrandosi sulla variazione del segnale di pressione dell'acqua a monte dell'oggetto *Testa di taglio*, a parità dei valori dei parametri di tutti gli oggetti del modello.

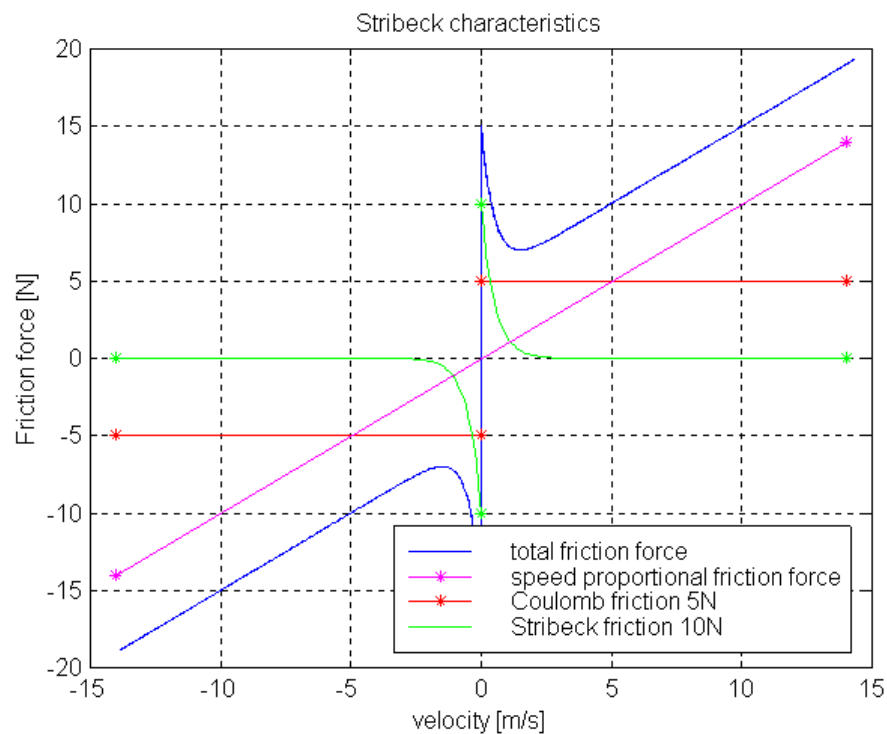


Figura 5. 2 Effetto Stribeck

### ***Influenza $F_{coulomb}$***

La forza di Coulomb è il primo termine della equazione per il calcolo della forza d'attrito (eq. 5.7) e ne individua un andamento costante (retta rossa in Figura 5. 3)

L'influenza è stata valutata, variando il valore di  $F_{coulomb}$  da 100N a 2000N.

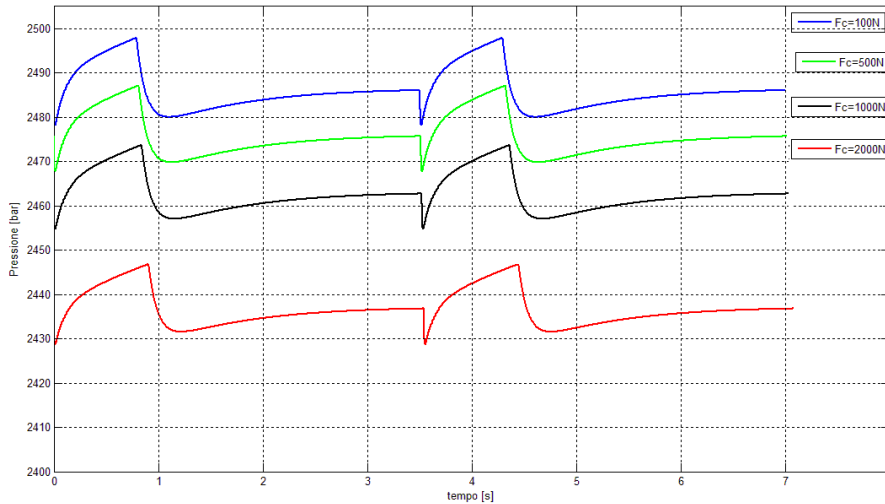


Figura 5. 3 Effetto Forza di Coulomb

Si può notare come non ci siano effetti sulla forma del segnale ma si abbia solamente un aumento del livello medio di pressione al diminuire del valore di forza utilizzato.

### ***Influenza $F_{prop}$***

$F_{prop}$  è il secondo termine della equazione per il calcolo della forza d'attrito (5.7) e individua un andamento crescente che indica una retta uscente dall'origine degli assi (retta viola in Figura 5. 2).

L'influenza è stata valutata variando il valore di  $F_{coulomb}$  da 1000N a 10000N.

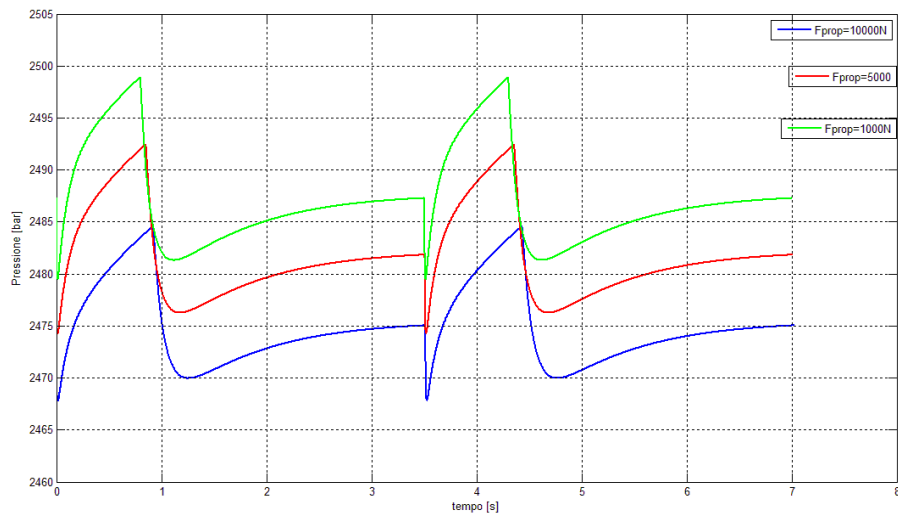


Figura 5. 4 Effetto di  $F_{prop}$

Come nel caso precedente, non si hanno variazioni di forma sul segnale di pressione dell'acqua, ma si ha solo un aumento del valor medio al diminuire di  $F_{prop}$ .

### ***Influenza $F_{strobeck}$***

$F_{strobeck}$  è il parametro che definisce l'abbassamento del valore della forza d'attrito all'aumentare della velocità (curva verde in Figura 5. 2 ). Si è scelto di fare variare il parametro tra 20N e 60N.

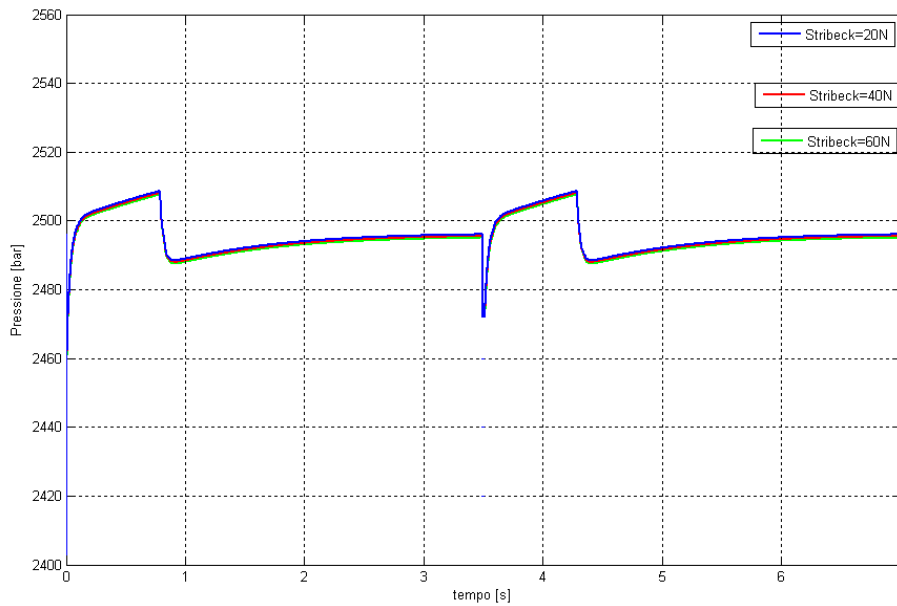


Figura 5. 5 Effetto  $F_{\text{stribeck}}$

Si può notare come non cambi la forma e come la variazione del livello di pressione sia circa costante.

In base ai risultati così ottenuti, si è scelto di settare nulli tutti i parametri relativi all'attrito in quanto non comportano una variazione nella forma del segnale di pressione dell'acqua (segnale molto influente nel caso di un impianto Waterjet), ma solo sul livello medio di pressione. In questo modo l'oggetto Pistone Olio risulta ideale e senza perdite di carico legate alla sua modellazione.

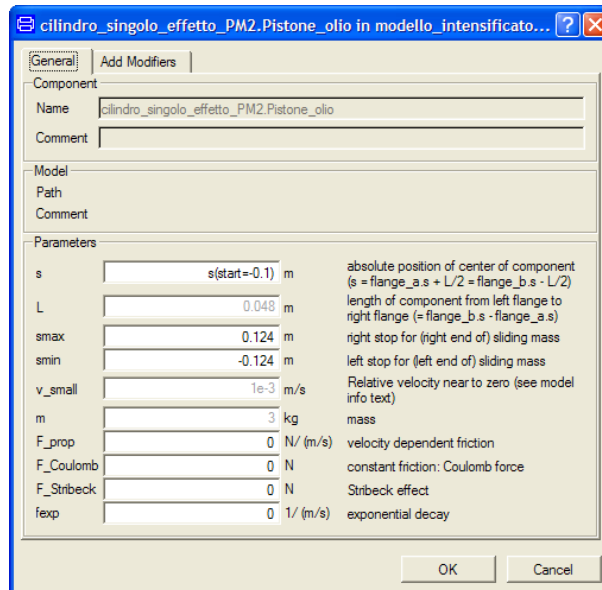


Figura 5. 6 Parametri Pistone Olio

### 5.1.4 Massa Pistone Acqua

In questo caso deve essere definita la dimensione L (*length*) pari a 0,2 m (che rappresenta anche la corsa) e la massa pari a 2 Kg (secondo dati di progetto).

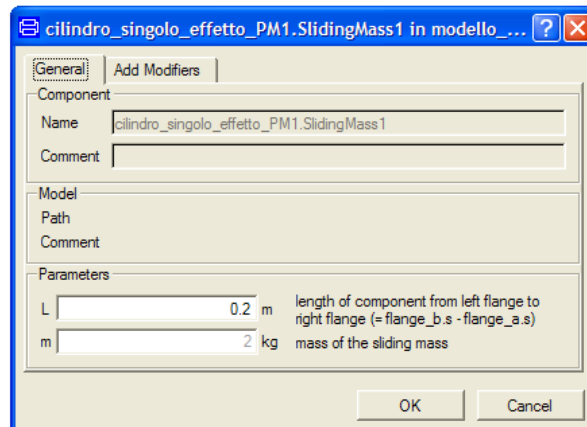


Figura 5. 7 Parametri Pistone acqua

### 5.1.5 Dimensionamento Camere lato acqua e lato Olio

Il dimensionamento delle camere lato acqua e lato olio necessita solamente della determinazione dei parametri di sezione, lunghezza dello stelo e volume morto. Per quanto riguarda la sezione si fa riferimento alle equazioni (4.1), (4.2), (4.3). Per quanto riguarda lo stelo, questo viene settato a 0 m in quanto le dimensioni sono definite dalle masse *Pistone Olio* e *Pistone Acqua*. Per il volume morto viene lasciato quello di default in quanto compatibile con i dati di progettazione.

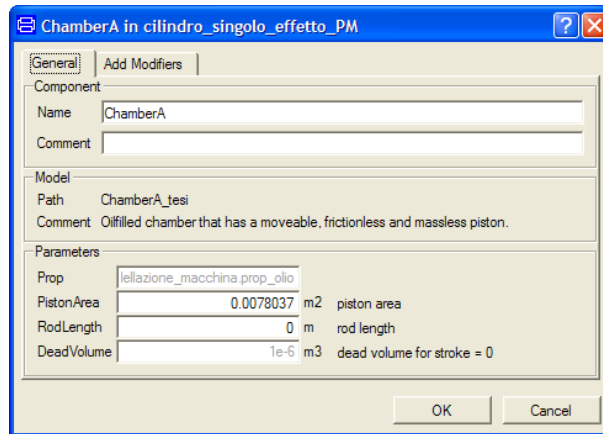


Figura 5. 8 Settaggio *Chamber\_A*

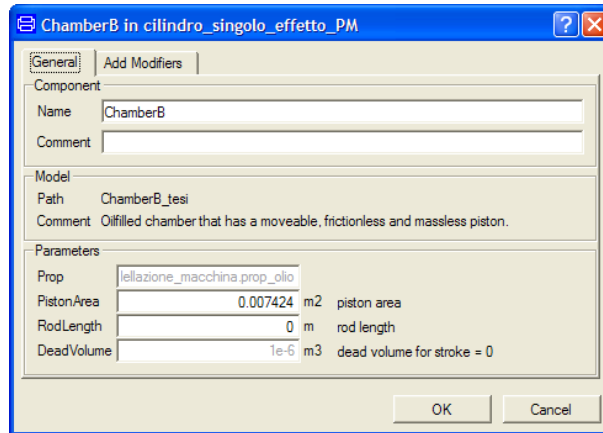
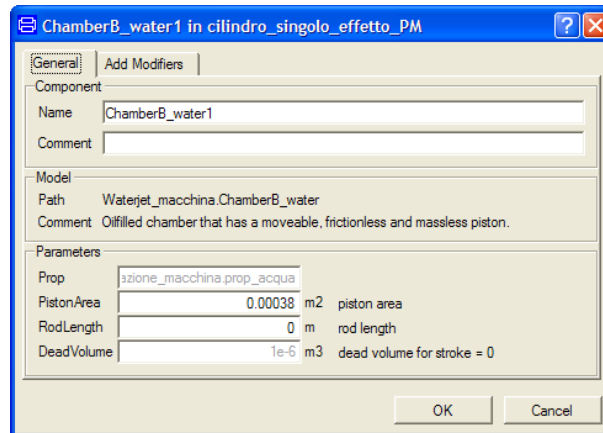


Figura 5. 9 Settaggio *Chamber\_B*

Figura 5. 10 Settaggio *Chamber\_Water*

### 5.1.6 Settaggio *Fixed*

Per fissare e vincolare le dimensioni della corsa del cilindro si utilizzano gli oggetti *Fixed* che permettono di fissare un componente in una posizione  $s_0$  imposta.

Sono stati utilizzati tre oggetti di tipo *Fixed*: due per vincolare le due camere lato olio e una sola per vincolare la camera lato acqua (in quanto la camera è collegata rigidamente alla massa *stop* del lato olio).

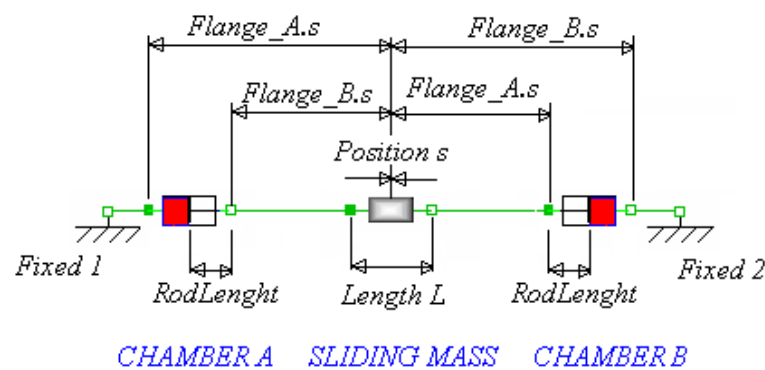


Figura 5. 11 Schema esemplificativo dei parametri in gioco [Vall02]

E' la massa definisce l'origine del sistema di riferimento per le camere. Sulla mezzeria del pistone infatti Dymola fissa il riferimento per le misure che vanno a definire le flange. La coordinata che indica la distanza tra la flangia esterna delle camere e la posizione  $s$  (*Flange\_A.s* e *Flange\_B.s*) è una distanza fissa,

che viene definita assegnando al componente *Fixed* il valore di tale lunghezza (vedi Figura 5. 11). Anche *RodLenght* è una quantità che non varia durante il funzionamento del sistema, poiché essa rappresenta la distanza tra la flangia interna e il punto della camera in cui il pistone si interfaccia con il fluido. La distanza che va dalla flangia interna alla posizione  $s$  è invece variabile, e dipende dalla posizione della massa.

*Fixed 1* e *Fixed 2* sono stati definiti in modo simmetrico per ottenere una corsa di 0,2 m effettivi, considerando la massa di tipo *stop* che ha lunghezza pari a 0,048m.

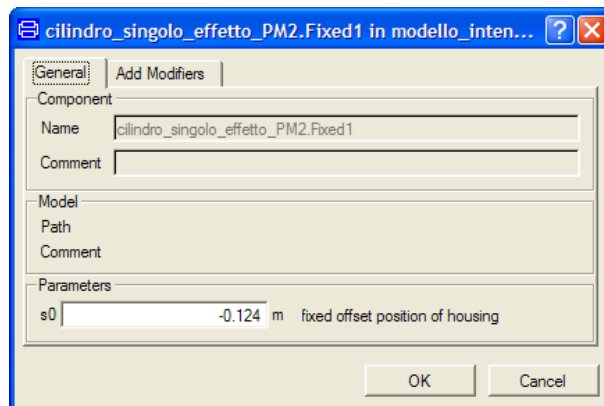


Figura 5. 12 Parametri *Fixed1*

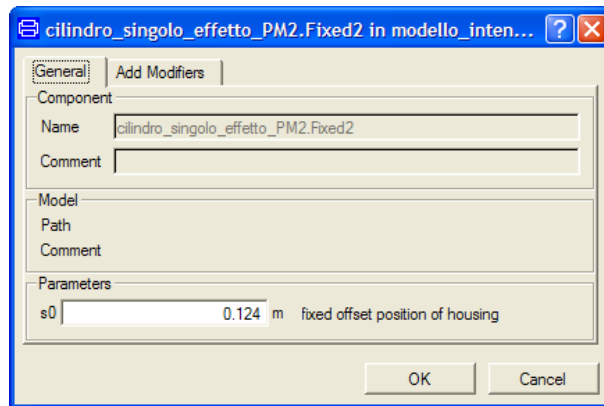


Figura 5. 13 Parametri *Fixed2*

Per quanto riguarda invece il settaggio del parametro  $s_0$  dell'oggetto *Fixed 3* che è collegato alla camera lato acqua, si deve fare riferimento alle dimensioni dello stelo e quindi della massa di tipo sliding. Come prima descritto, il cilindro viene definito in modo simmetrico tra i due oggetti *Fixed1* e *Fixed2*; quindi anche l'oggetto *Fixed3* deve essere definito in tale modo. La massa sliding è collegata



rigidamente sia alla massa stop sia alla *flange\_A* della camera lato acqua. Per questo motivo, si calcola il parametro  $s0$  come metà dimensione della massa *stop* (in quanto si considera la simmetria) più il valore della lunghezza della massa *sliding* (che ha le dimensioni della corsa).

$$s0 = 0,024 + 0,2 = 0,324m \quad (5.8)$$

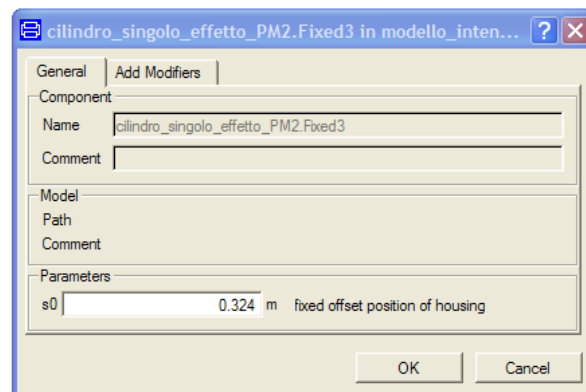


Figura 5. 14 Parametri *Fixed3*

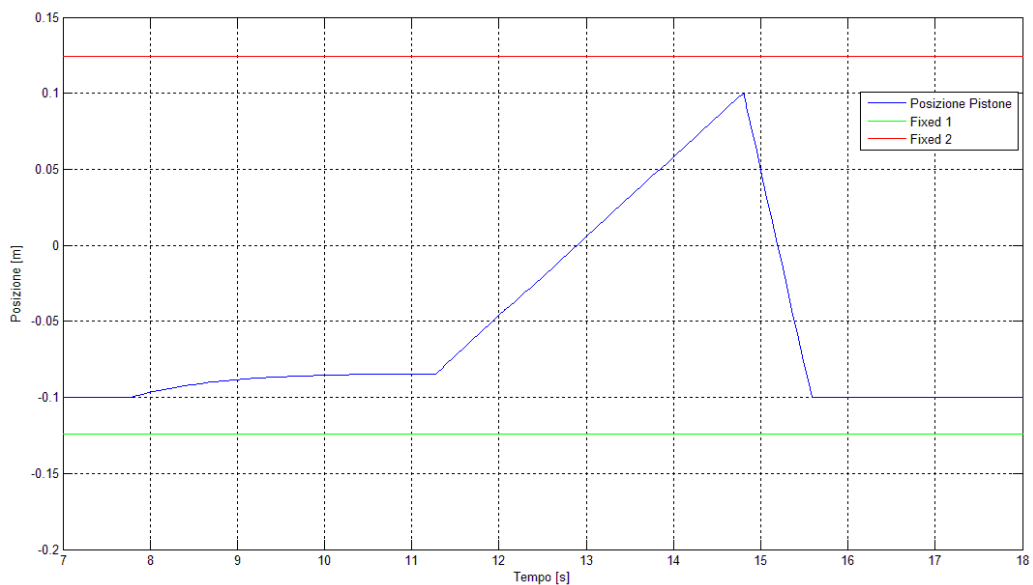


Figura 5. 15 Posizione del *Pistone Olio* in funzione del tempo.

In Figura 5. 15 si può notare l'andamento della posizione del Pistone Olio. Il riferimento è rispetto al parametro  $s$ , quindi rispetto alla metà del pistone stesso. Osservando la Figura 5. 15, la corsa è effettivamente 0,2 m e la distanza rispetto ai due valori di Fixed è pari a metà lunghezza del pistone.

### 5.1.7 Determinazione dei valori di fine corsa (Proximitor PMS, Proximitor PMI)

L'oggetto *PositionSensor* (vedi paragrafo 4.7.4) si collega con la *flange\_A* della massa *sliding*: quindi il movimento si genera, come valore assoluto, a partire da quella posizione.

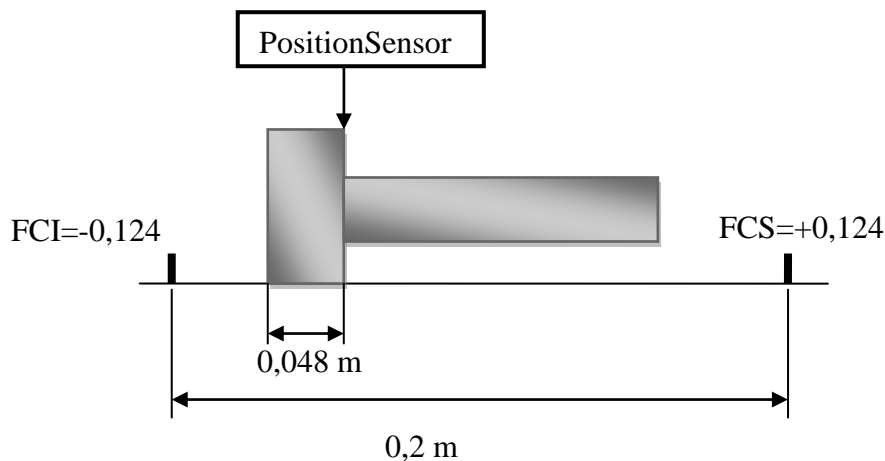
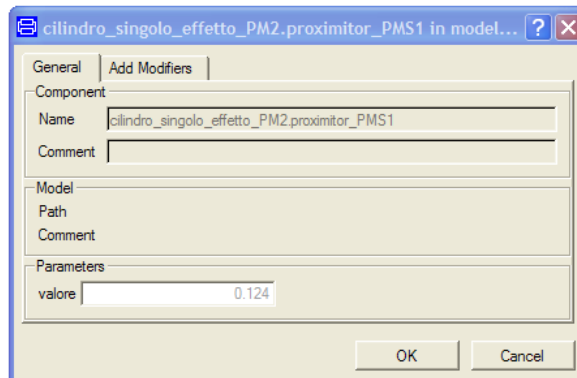
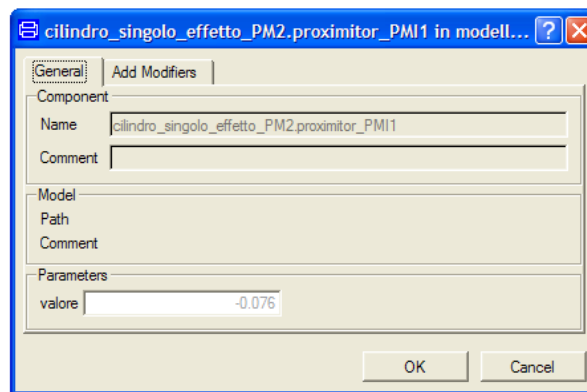


Figura 5. 16 Schema per la definizione del settaggio del sensore di posizione

Analizzando la figura che permette di avere un'idea di come funziona il sensore di posizione, si possono ricavare i termini da inserire nel parametro valore del *proximitor\_PMS* e *proximitor\_PMI*.

$$\text{ValorePMS} = 0,124 \quad (5.9)$$

$$\text{ValorePMI} = -0,124 + 0,048 = -0,076 \quad (5.10)$$

Figura 5. 17 Parametri *Proximitore\_PMS*Figura 5. 18 Parametri *Proximitore\_PMI*

### 5.1.8 Valvola di alta pressione Hp

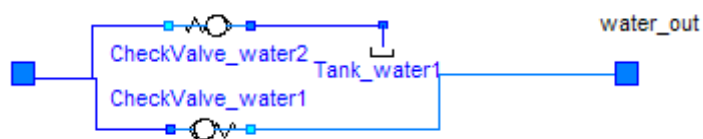


Figura 5. 19 Schema valvola Hp

E' necessario definire il diametro della luce di passaggio della valvola di alta pressione che, secondo le indicazioni dei tecnici Tecnocut, è pari a 0,0025 m.

Infine si deve definire un valore di perdita ( $G_{leak}$ ), in quanto sono possibili trafileamenti quando la valvola è completamente chiusa, con un valore di portata definibile secondo l'eq.(5.11):

$$q = G_{leak} \cdot dp \quad (5.11)$$

Siccome non si vogliono avere perdite quando la valvola è chiusa, si impone il valore 0.

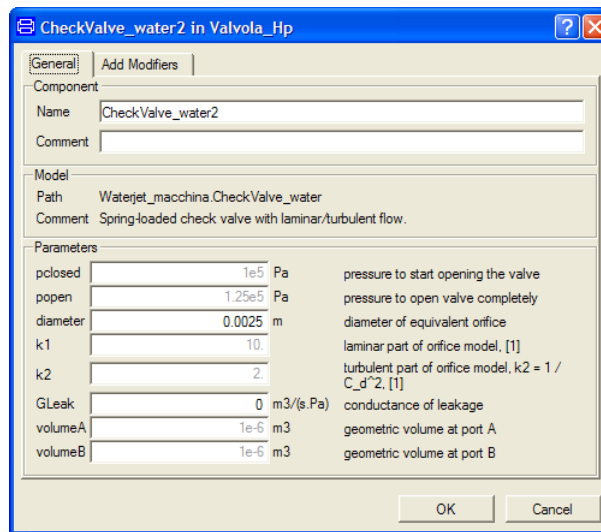


Figura 5. 20 Parametri *CheckValve\_water2* e *CheckValve\_water1*

### ***Serbatoio Tank (lato acqua)***

Il serbatoio serve per modellare l'acqua in pressione che arriva dall'autoclave (effettivamente un serbatoio in pressione). Il valore *ppreload* viene settato a 5 bar (pressione che si può leggere sul manometro lato acqua dell'intensificatore).

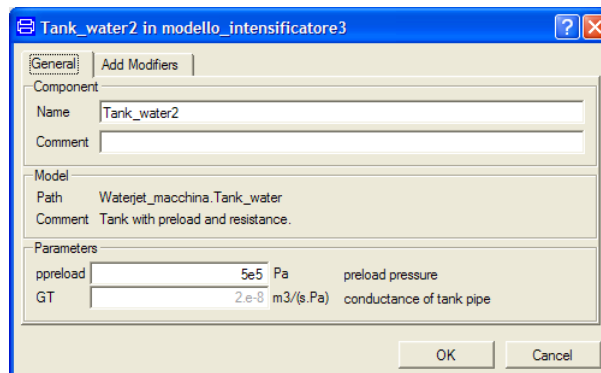


Figura 5. 21 Parametri *Tank* (serbatoio)

### 5.1.9 Motore asincrono Trifase – Circuito primario

I parametri che devono essere modificati riguardano il valore di coppia massima, velocità angolare massima e momento d'inerzia. Tali dati sono stati reperiti direttamente dal catalogo del motore.

$$\omega = 1450 \frac{\text{giri}}{\text{min}} = 155 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$J = 0,64 \text{ Kg.m}^2$$

$$C_{\text{max}} = 355 \text{ Nm}$$

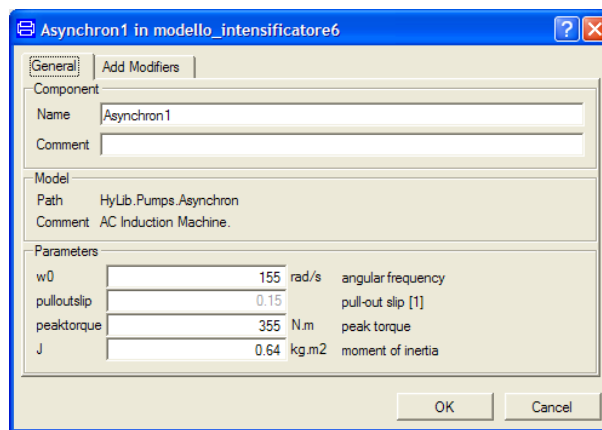


Figura 5. 22 Parametri Motore asincrono - circuito primario

### 5.1.10 Motore asincrono trifase – Circuito secondario

Come per quanto riguarda il motore del circuito primario, è necessario specificare coppia, velocità angolare e momento d'inerzia:

$$C_{\text{max}} = 26,5 \text{ Nm}$$

$$J = 0,013 \text{ Kg.m}^2$$

$$\omega = 1440 \frac{\text{giri}}{\text{min}} = 150 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

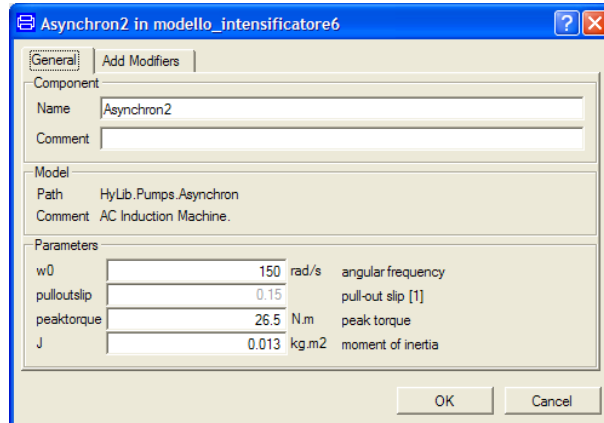


Figura 5. 23 Parametri Motore asincrono - circuito secondario

### 5.1.11 Pompa a pistoni assiali – circuito primario

Le caratteristiche della pompa sono state ricavate dal catalogo fornito da Tecnocut. Come parametri è stato necessario definire cilindrata e momento d'inerzia.

$$C = 71e^{-6}m^3$$

$$J = 1,86Kgm^2$$

Per evitare cavitazione e in relazione alle specifiche tecniche, la pressione dell'olio all'ingresso della pompa è stato settato a 3 bar (*Tank1*, vedi Figura 4.27).

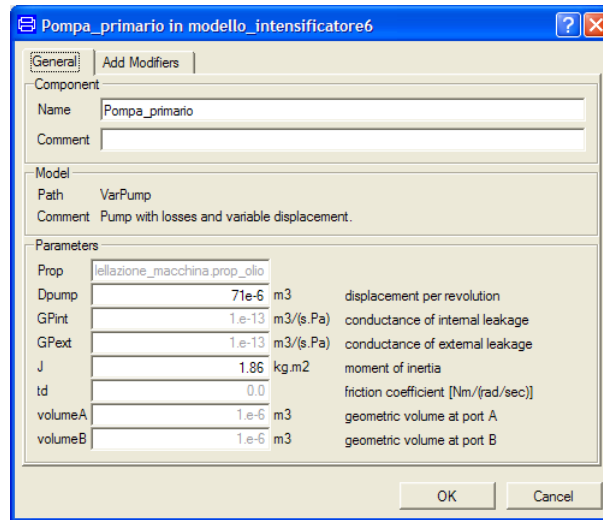


Figura 5. 24 Pompa a cilindrata variabile

### 5.1.12 Pompa a cilindrata fissa (pompa ad ingranaggi)

Il componente si trova all'interno della libreria *modellazione\_macchina*

$$C = 81,6e^{-6}m^3$$

$$J = 0,01Kgm^2$$

In relazione alle specifiche tecniche e per evitare cavitazione e in relazione alle specifiche tecniche, la pressione dell'olio all'ingresso della pompa è stato settato a 2 bar (*Tank2*).

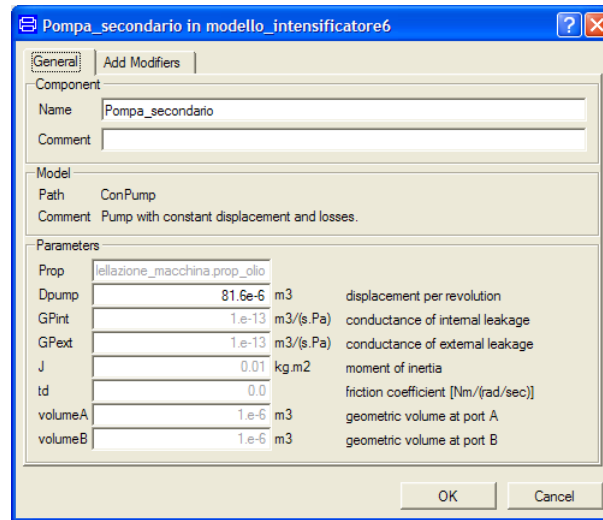


Figura 5. 25 Parametri Pompa a cilindrata fissa

### 5.1.13 Valvola di sicurezza circuito primario

I parametri  $G_{Open}$  e  $G_{Leak}$  non sono stati modificati per entrambe le valvole; non si conoscono i valori reali ma da alcune simulazioni, la loro parziale variazione non comporta cambiamenti significativi sui risultati finali.

Per quanto riguarda il settaggio della valvola di sicurezza del circuito primario, il valore assegnato varia in funzione del livello di pressione dell'acqua desiderato ( $p_{open}$  e  $p_{closed}$ ). Quindi ogni volta che si effettua una simulazione sarà necessario cambiare il valore dei parametri in base alle richieste.

Al paragrafo 5.3 verranno definite delle curve di taratura in base alla tipologia di ugello primario utilizzato.

Per quanto riguarda la valvola di sicurezza inserita nel circuito secondario si sono scelti i valori  $p_{open}$  e  $p_{closed}$  in base alle osservazioni fatte sull'intensificatore (letture manometro) durante il funzionamento ed in base alle indicazioni dei tecnici Tecnocut.

$$p_{closed} = 10.9e^5 Pa$$

$$P_{open} = 11.9e^5 Pa$$



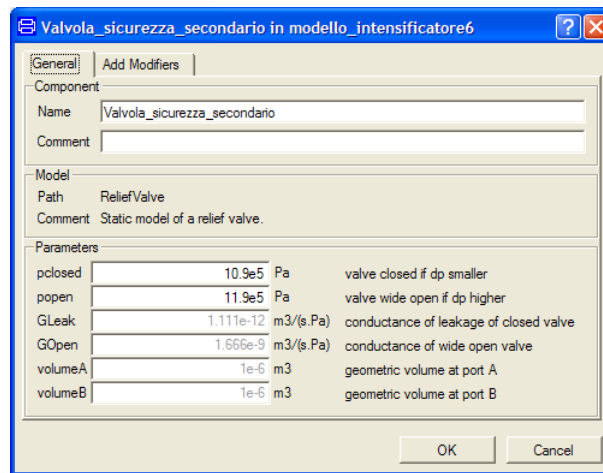


Figura 5. 26 Parametri Valvola di sicurezza circuito primario

#### 5.1.14 Valvola di non ritorno - circuito primario e secondario

I parametri che sono stati cambiati, per entrambe le valvole, sono il diametro di passaggio, pari ad un pollice (0,0254 m), e il coefficiente di perdita  $GLeak$ , definito pari a 0, in quanto si ipotizza che la valvola non permetta trafileamenti quando è completamente chiusa. I parametri  $p_{closed}$  e  $p_{open}$ , sono quelli di default (valori minimi ammissibili).

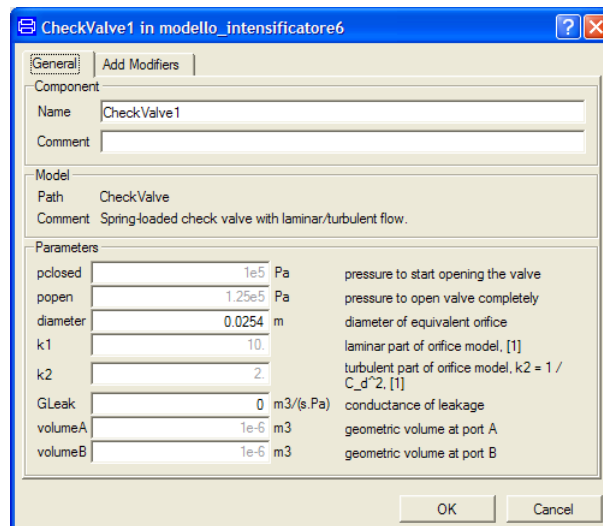


Figura 5. 27 Parametri valvola di non ritorno – Circuito primario e secondario

Nel circuito è presente un'ulteriore valvola di non ritorno *checkvalve\_3*, che ha il compito di mantenere la pressione della camera secondaria del cilindro ad una pressione impostata di circa 11 bar. Questa pressione è tale da consentire al cilindro una certa resistenza in fase di compressione e da garantire la fase di ritorno nei tempi prefissati.

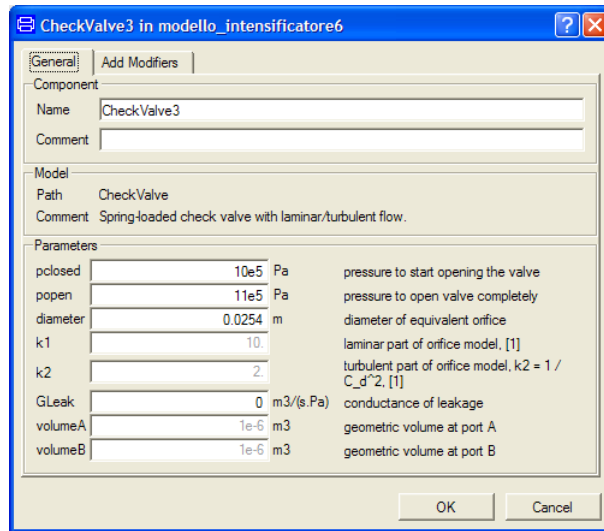


Figura 5. 28 Parametri *CheckValve\_3*

### 5.1.15 Accumulatori

Per quanto riguarda il circuito primario, i parametri modificati riguardano le pressioni di pre-carico e del gas (rispettivamente *pprecharge* e *pgasstart*), il volume nominale (*V0*) e la portata nominale in uscita (*qnom*). I valori settati sono stati trovati in base ai cataloghi a disposizione.

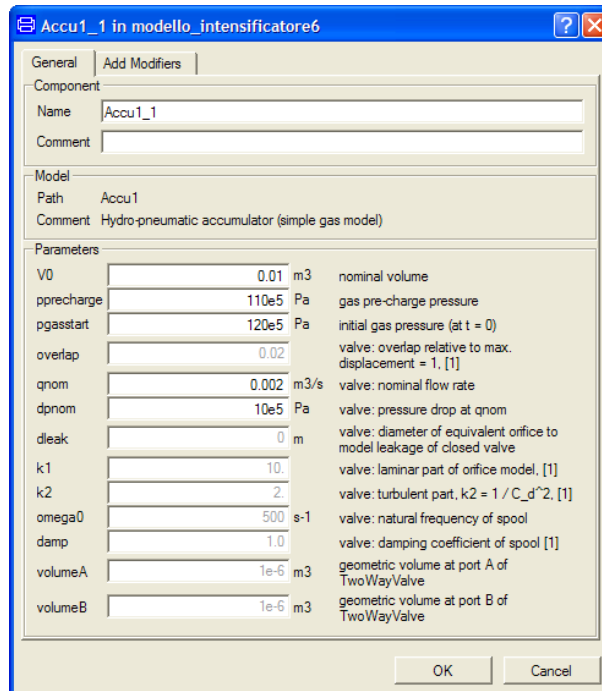


Figura 5. 29 Parametri accumulatore circuito primario *Accu1\_1*

Per quanto riguarda gli accumulatori del circuito secondario, i parametri sono stati definiti in base ai dati di catalogo e ai settaggi effettuati dai tecnici Tecnocut.

I due accumulatori presentano gli stessi parametri.

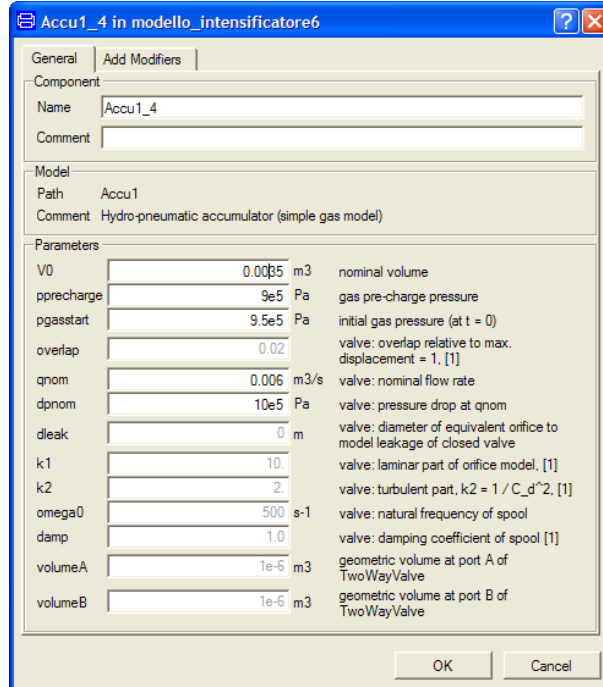


Figura 5. 30 Parametri Accumulatori circuito secondario

### 5.1.16 Gruppo valvole alimentazione-scarico cilindri lato olio

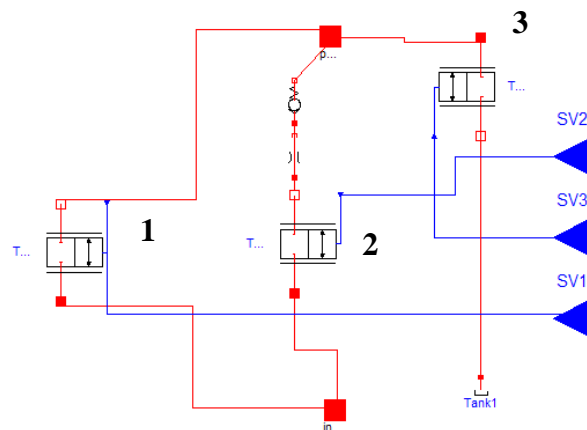


Figura 5. 31 Gruppo valvole alimentazione-scarico cilindri lato olio

I parametri che possono essere modificati sono: la portata nominale ( $q_{nom}$ ), la perdita di carico alla portata nominale ( $dp_{nom}$ ) e il diametro per cui si ha una perdita quando la valvola è chiusa ( $d_{leak}$ ). Gli altri parametri sono legati alle caratteristiche intrinseche della valvola e di cui non si hanno informazioni sufficienti ( $overlap$ ,  $K1$  e  $K2$  coefficienti di perdita del fluido).

Le valvole, come descritto al paragrafo 4.14 non sono le stesse del circuito reale, pur essendone il loro funzionamento approssimabile.

Per questo motivo i valori dei parametri sopra indicati non possono essere inseriti secondo le specifiche tecniche a disposizione. Si sono quindi rese necessarie delle simulazioni per ottenere i parametri ottimali.

### Valvole TwoWay\_1

Questa valvola è responsabile della fase di compressione.

$q_{nom}$ , è stata impostata al valore di portata massima erogabile dalla pompa a cilindrata fissa pari a  $0,0017 \text{ m}^3/\text{s}$  ( $0,002 \text{ m}^3/\text{s}$  per avere un certo margine di sicurezza).

Il parametro  $d_{leak}$  è stato impostato a 0 m in modo da non avere trafilemanti durante la fase di chiusura.

Invece  $dp_{nom}$  è stato determinato dopo una fase di simulazione: a parità di tutti i parametri del modello si è solamente fatto variare  $dp_{nom}$  in entrambe le valvole valutandone gli effetti sul segnale di pressione dell'acqua.

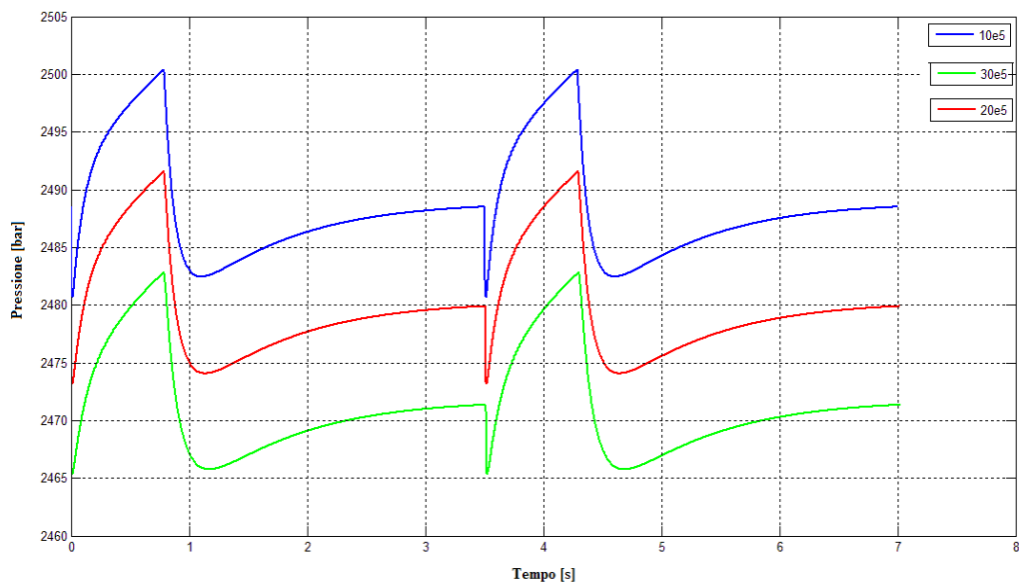


Figura 5. 32 Variazione  $dp_{nom}$  tra  $10e5$  e  $30e5$  Pa

In base alla Figura 5. 32, si può valutare come l'effetto della perdita di carico  $dp_{nom}$  non agisca sulla forma del segnale di pressione dell'acqua, ma solamente sul valor medio. Per questo motivo non avendo ulteriori informazioni, si è scelto di settare il parametro al valore più piccolo permesso da Dymola, cioè  $1e5$  Pa.

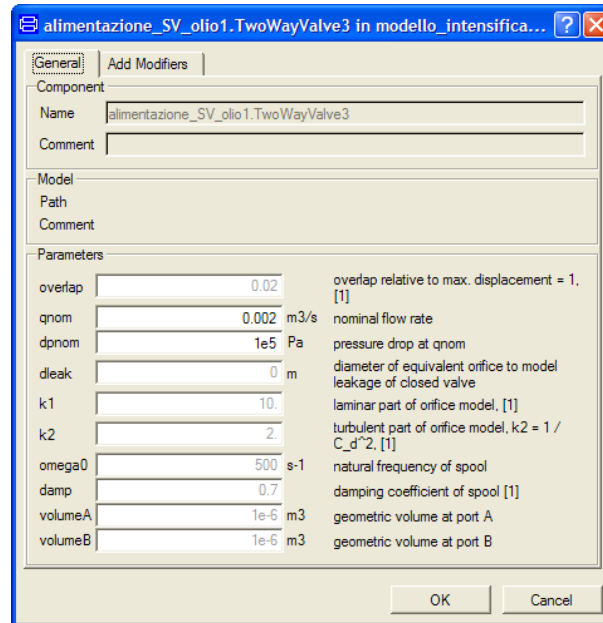


Figura 5. 33 Parametri *TwoWay\_1*

### ***Valvole TwoWay\_2***

Questa valvola è responsabile della fase di pre-compressione. Da come si può vedere in Figura 5. 34, il fluido deve passare attraverso la servo valvola *E2* per effettuare la pre-compressione stessa. Per determinare i parametri di *TwoWay\_1* si fa allora riferimento a dati di catalogo conoscendo la sigla della valvola posta sull'intensificatore.

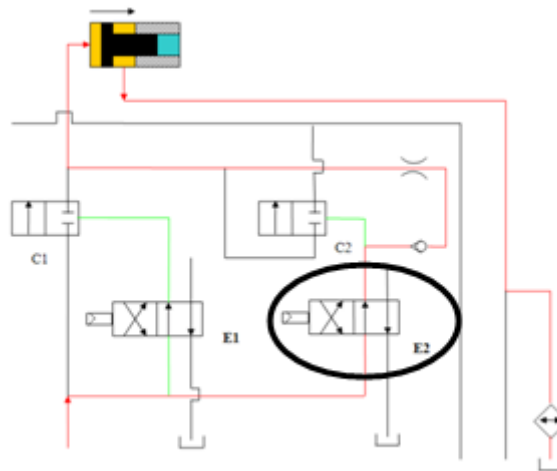


Figura 5. 34 Passaggio del fluido attraverso la servo-valvola E2 per effettuare la pre-compressione

La portata massima erogabile è di 80 l/min che equivalgono a  $0,00133\text{m}^3/\text{s}$ . La perdita di carico in funzione della portata nominale è pari a 9,5 bar.

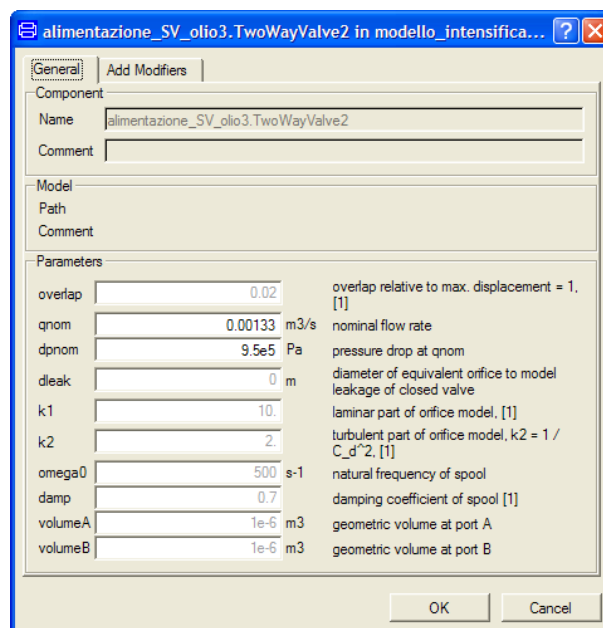


Figura 5. 35 Parametri *TwoWay\_2*

### Valvola TwoWay\_3

La valvola 3 permette di effettuare la fase di ritorno del pistone mandando a scarico l'olio contenuto nella camera primaria. I parametri vengono settati dopo attente e mirate simulazioni. L'obiettivo è quello di far effettuare la fase di ritorno in un tempo costante di circa 0,75 secondi (tempo cronometrato durante il funzionamento dell'intensificatore, non avendo a disposizione un sensore di posizione). I parametri trovati sono:

$$q_{nom} = 0,003 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$dp_{nom} = 20e5 \text{ Pa}$$

$$dleak = 0 \text{ m}$$

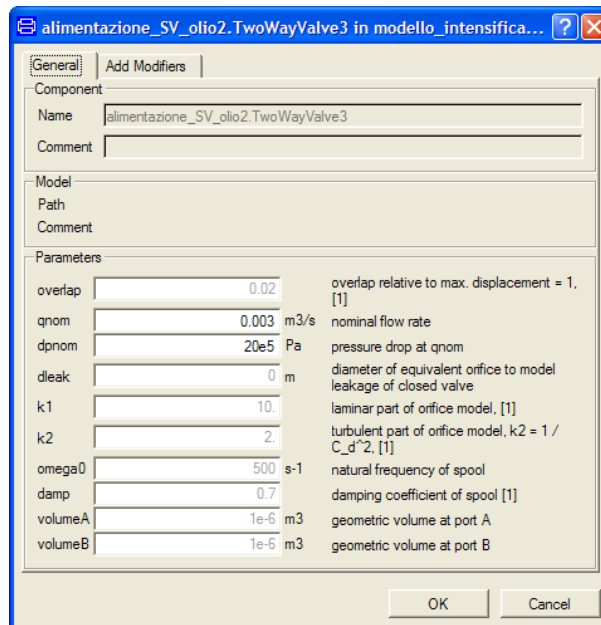


Figura 5. 36 Parametri TwoWayValve\_3

### Equazioni e Parametri della perdita di carico LamRes

L'equazione fondamentale permette di determinare la portata in base ad un coefficiente di conduttanza laminare  $G$  e la perdita di carico a cavallo della resistenza stessa  $dp$

$$q = G \cdot dp \quad (5.12)$$



L'unico parametro che può essere variato è il coefficiente  $G$ .

Gli effettivi valori della perdita di carico non si conoscono. Dalle indicazioni dei tecnici Tecnocut, la perdita di carico ha il compito di ridurre la pressione nella camera primaria di circa il 2% rispetto alla pressione nominale richiesta in fase di compressione.

Il parametro  $G$  viene determinato in modo che possa essere verificata la condizione appena citata e vale  $1 \text{ e-}11 \text{ m}^3/(\text{sPa})$  (risultato ottenuto dopo diverse simulazioni).

In Figura 5. 37 si può notare il gradino di pressione tra la fase di pre-compressione e quella di compressione.

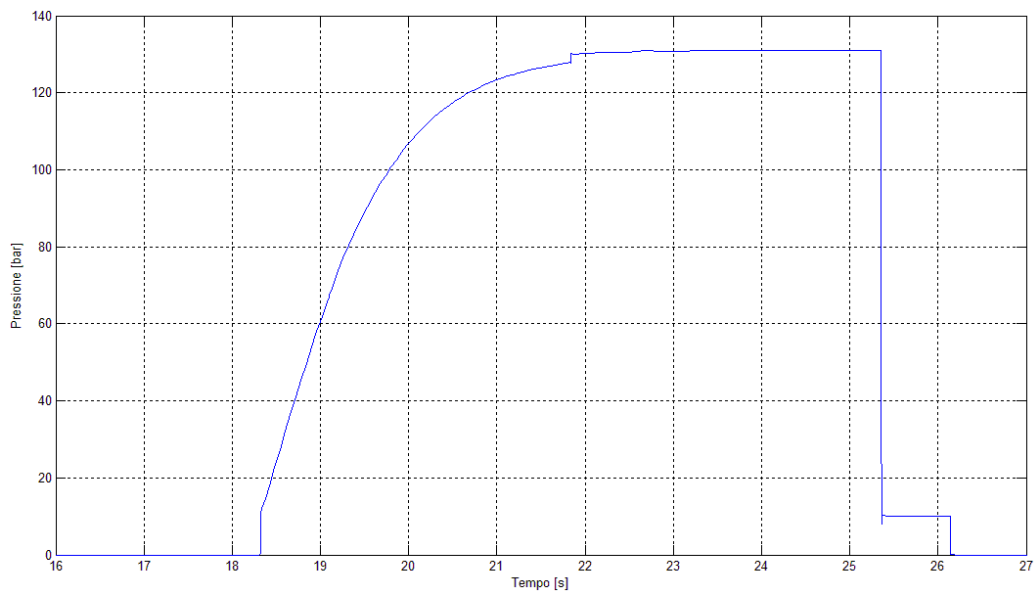


Figura 5. 37 Pressione dell'olio all'ingresso della camera primaria

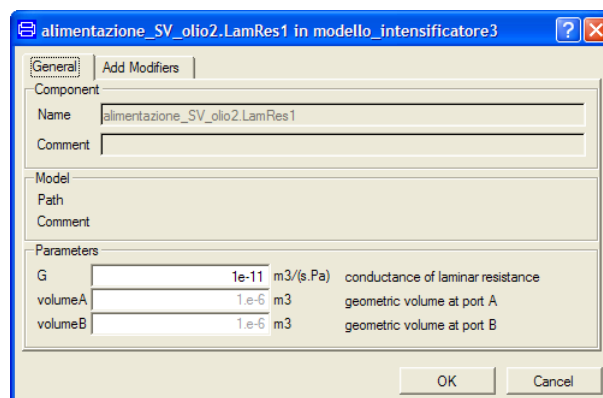


Figura 5. 38 Parametri LamRes

### 5.1.17 Volume tubazioni acqua

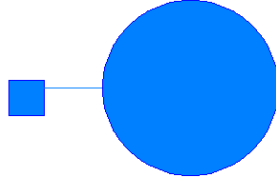


Figura 5. 39 Oggetto Oil\_Volume modificato con le proprietà dell'acqua

Nelle ipotesi iniziali sul modello, si è accennato all'impossibilità di Dymola di modellare tubazioni rigide o flessibili.

L'acqua che scorre nelle tubazioni di alta pressione, presenta una certa comprimibilità legata alle sue caratteristiche. Per questo motivo si è scelto di migliorare la precisione del modello inserendo un oggetto che potesse rappresentare il volume d'acqua presente nelle tubature stesse.

L'oggetto in questione è semplicemente un *Oil\_Volume* presente nella libreria *HyLib* opportunamente modificato per contenere le proprietà dell'acqua (*prop\_acqua*).

Per quanto riguarda il settaggio del volume si è misurato il diametro della tubazione di alta pressione:

$$d = 2,34 \text{ mm}$$

Si è calcolato il volume, considerando una lunghezza delle tubature pari a 5 metri.

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l = 2,15 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (5.13)$$

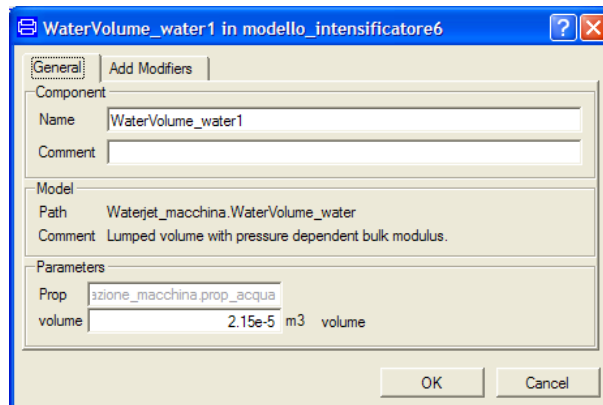


Figura 5. 40 Proprietà *WaterVolume* (*Oil\_Volume* con proprietà acqua)

### 5.1.18 Testa di taglio

Per la testa di taglio vengono settati i parametri relativi alla valvola a spillo (*TwoWayValve*) e all'ugello primario *SimOri*.

Per la valvola a spillo si imposta come  $d_{leak} = 0\text{ m}$  per annullare trafileamenti in fase di chiusura della stessa e si imposta la perdita di carico al valore minimo di 1 bar ( $1e5\text{ Pa}$ ). Il blocco *Step* viene impostato pari a 0 in modo da poter valutare tutto il transitorio e gestire la testa come se fosse sempre aperta.

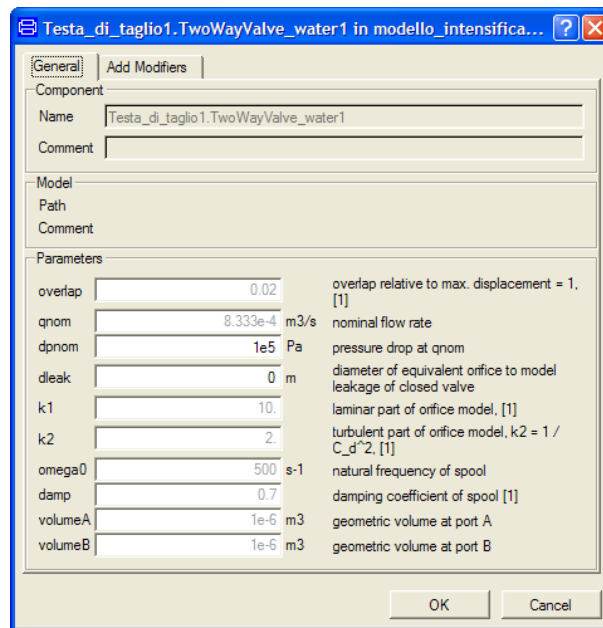


Figura 5. 41 Parametri valvola a spillo

Per l'ugello primario, si devono essere definiti il coefficiente di perdita  $C_d$  e il diametro dell'orifizio.

$C_d$  viene impostato in base a valori sperimentali.

Secondo Hashish il valore del coefficiente di perdita dipende sia dalla pressione dell'acqua che dal diametro dell'ugello [Has97]. In Figura 5. 42 si può apprezzare infatti come il cambiamento di ugello porti ad una variazione di  $C_d$  contenuta tra 0,57 e 0,64 (analisi effettuata nel caso di altissime pressioni).

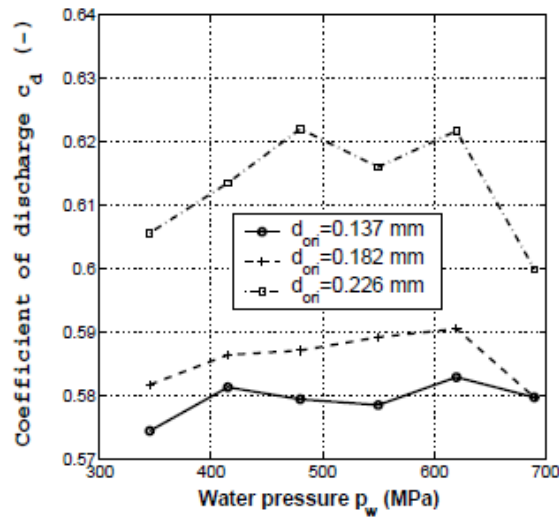


Figura 5. 42 Effetto della pressione dell'acqua e del diametro dell'ugello primario su  $C_d$ . [Has97]

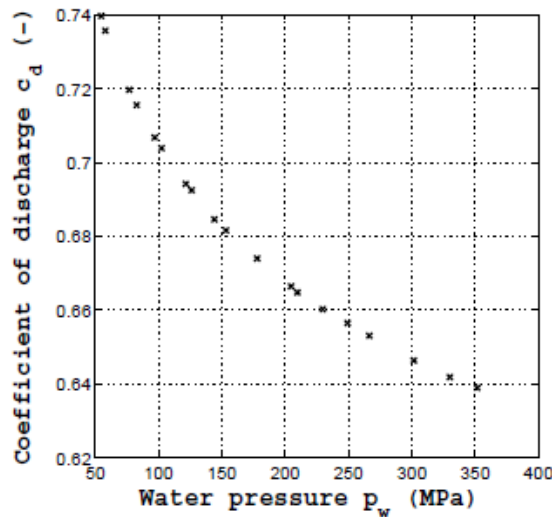


Figura 5. 43 Effetto della pressione sul coefficiente  $C_d$  [Clau98]

In Figura 5. 43 è invece possibile valutare la variazione del coefficiente in funzione della sola pressione. L'andamento è decrescente, per cui si può affermare che ad alte pressioni  $C_d$  è basso.

Siccome si sono effettuate simulazioni a valori elevati di pressione (da 2500 a 4000 bar), si sceglie di utilizzare un solo valore e di assumere  $C_d$  pari a 0,6 [Pi08].

Il diametro dell'orifizio viene variato in base alle necessità e in accordo con gli ugelli utilizzati nella fase sperimentale. Nel caso in esame si sono effettuate simulazioni e prove sperimentali con ugelli da 0,25 mm e 0,33 mm.

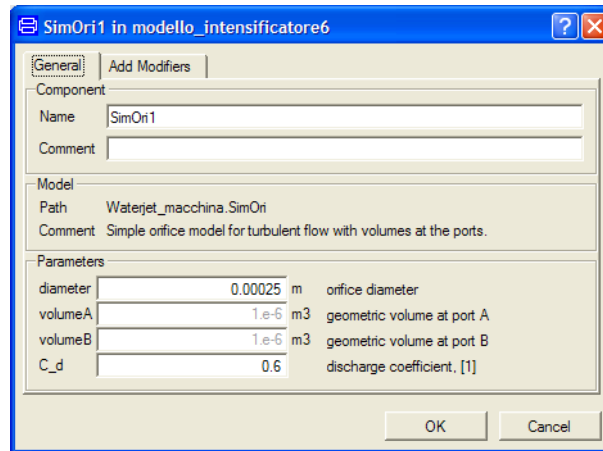


Figura 5. 44 Parametri *SimOri* con esempio di diametro 0,25mm

## 5.2 Inizializzazione del modello

Prima di poter cominciare la fase di simulazione è necessario inizializzare il modello in modo che tutti i componenti possano funzionare in modo corretto a partire dall'istante  $t_0$ .

L'inizializzazione del modello, riguarda principalmente il comportamento del PLC e la posizione dei pistoni tali che il sistema possa raggiungere la fase di regime dopo un certo transitorio.

Nel PLC il parametro che deve essere impostato è *Pistone* che, come ricordato nel paragrafo 4.15, definisce quale sia il pistone in fase di compressione.

Si è scelto di impostare  $Pistone = 3$  in modo che sia il terzo pistone a cominciare per primo la fase di compressione.

Gli altri pistoni seguiranno la logica di comando strutturata al paragrafo 3.2.10; il pistone 1 inizierà con la fase di recupero della comprimibilità e il pistone 2 con la fase di ritorno.

La seconda modifica riguarda le posizioni assolute di partenza dei pistoni sul lato olio (*Pistone\_olio*).

Questo settaggio è necessario perché il programma deve sapere in che posizione si trovano i pistoni all'istante di partenza  $t_0$ .

Per effettuare modifiche sul modello si può agire direttamente dalla finestra dei parametri attraverso il pulsante *Add Modifiers*.

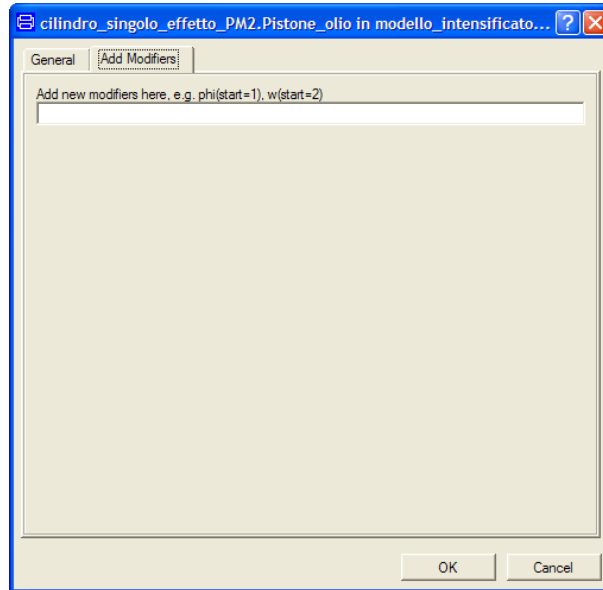


Figura 5. 45 Comando *Add Modifiers*

In Figura 5. 45, si nota la possibilità di modificare un parametro secondo la sintassi inserita come da esempio  $w(start=2)$ . Una volta completata l'operazione, il modello recepisce l'informazione e la sfrutta per iniziare la simulazione.

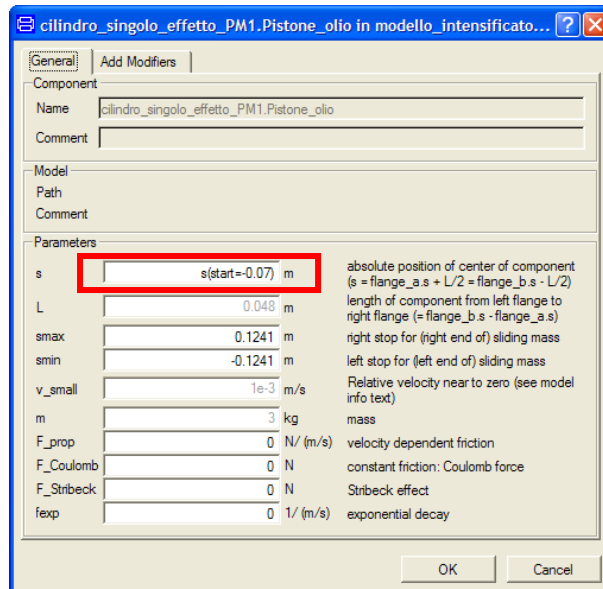


Figura 5. 46 Modifica posizione di partenza *Pistone\_olio* cilindro 1

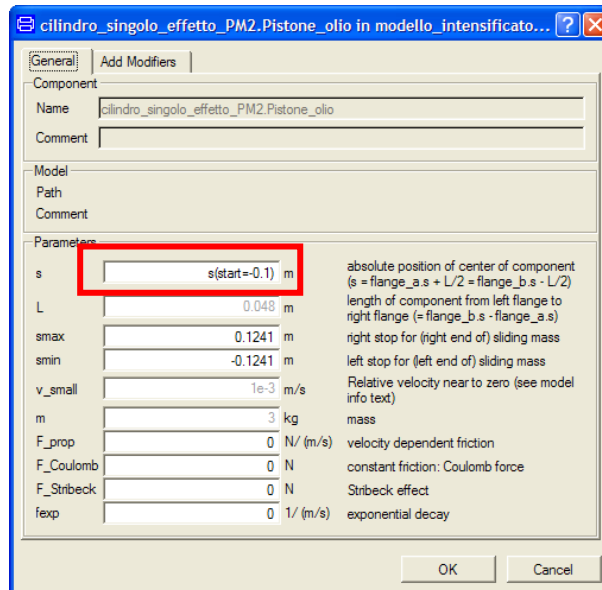


Figura 5. 47 Modifica posizione di partenza *Pistone\_olio* cilindro 2

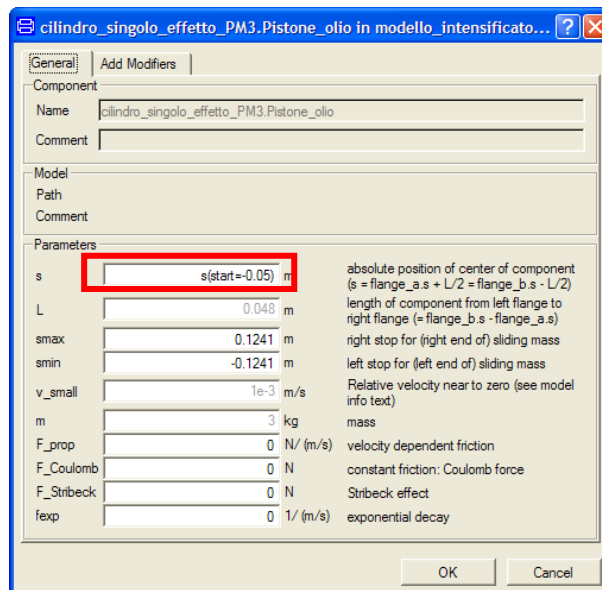


Figura 5. 48 Modifica posizione di partenza *Pistone\_olio* cilindro 3

In Figura 5. 49 si può notare per esempio, la differenza di posizione di partenza dei tre pistoni (blu Cilindro1, rosso Cilindro 2, verde Cilindro 3) che raggiungono la fase di regime dopo un transitorio di circa 5 secondi.

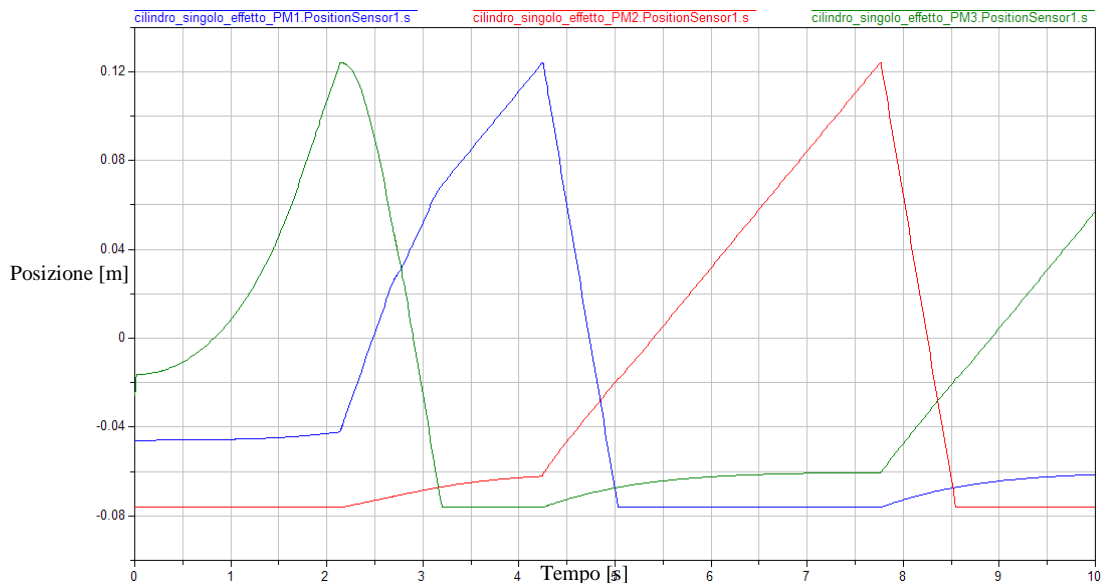


Figura 5. 49 Transitorio di partenza dei pistoni

### 5.3 Curva di taratura Pompa a cilindrata variabile

Dopo aver settato tutti i parametri degli oggetti che compongono il modello è necessario effettuare una prima taratura della pompa a cilindrata variabile.

Tarare la pompa vuol dire trovare una relazione tra la pressione dell'olio, la cilindrata della pompa e la pressione dell'acqua all'ugello primario.

Questa operazione viene realizzata in modo che l'utente possa ottenere il livello di pressione desiderata semplicemente impostando manualmente i valori di pressione olio e cilindrata richiesti.

Impostando un certo valore di cilindrata  $K$ , la pompa eroga una portata secondo l'eq. (4.6). La pressione dell'olio a cui si vuole arrivare, deve essere invece settata inserendo il valore che si vuole ottenere nella definizione dei parametri della valvola di sicurezza associata ( $p_{open}$  e  $p_{closed}$ ).

Per valutare la bontà del modello, si dovranno effettuare dei confronti tra segnale simulato e sperimentale (vedi capitolo 6). Questi dovranno essere



realizzati sulla base del segnale di pressione medio acquisito. E' quindi necessario riuscire ad ottenere i medesimi livelli attraverso la simulazione operando una taratura sulla pompa.

Si è scelto di effettuare una semplificazione.

Si imposta K ad un valore fisso sufficiente per ottenere tutti i livelli di pressione dell'acqua richiesti per i confronti e per ogni ugello primario. Ciò che viene variata è solamente la pressione dell'olio e in questo modo si ottiene una certa pressione dell'acqua alla testa di taglio.

Impostare K ad un certo valore, vuol dire fissare la massima portata in uscita dalla pompa. Se la portata necessaria per mandare in pressione l'olio è inferiore, allora, la parte in eccesso, viene scaricata a serbatoio.

A livello di diagnostica un'operazione di questo tipo non è vantaggiosa in quanto rappresenta una semplificazione forte rispetto alla realtà, ma risulta valida per testare la funzionalità del modello.

Le acquisizioni sperimentali, sono state effettuate con ugelli 0,25mm e 0,33mm e quindi la taratura è stata realizzata per ottenere i livelli di pressione dell'acqua richiesti con tali ugelli.

### 5.3.1 Taratura ugello 0,25 mm

Per  $K=1$  si ha che  $q = 0,00175\text{m}^3/\text{s}$  che è la portata massima erogabile dalla pompa.

Alla pressione media di 3882,1 bar, il periodo medio di pompaggio rilevato è stato di 2,6 secondi. Per cui la portata teorica di olio (calcolata secondo la legge della fluidodinamica e senza considerare perdite di efflusso) è:

$$q = \frac{\text{volume\_cameraprimaria}}{\text{periodo\_pompaggio}} = 0,00054027 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.14)$$

La portata massima necessaria determina il valore di K:

$$K = \frac{q_{\text{max}}}{q} = \frac{0,00054027}{0,00175} = 0,3 \quad (5.15)$$

Si imposta un K di sicurezza pari a 0,6 che permetta di raggiungere tutte le pressioni richieste.

Dopo questa prima analisi si sono effettuate diverse simulazioni variando la pressione  $p_{\text{open}}$  e  $p_{\text{closed}}$  della valvola di sicurezza collegata alla pompa a cilindrata variabile, lasciando tra i due una differenza di pressione pari a 1 bar.

Si è considerato come valore di pressione dell'acqua risultante il valor medio.

Si è infine trovata una relazione lineare tra i valori di pressione dell'olio e dell'acqua.

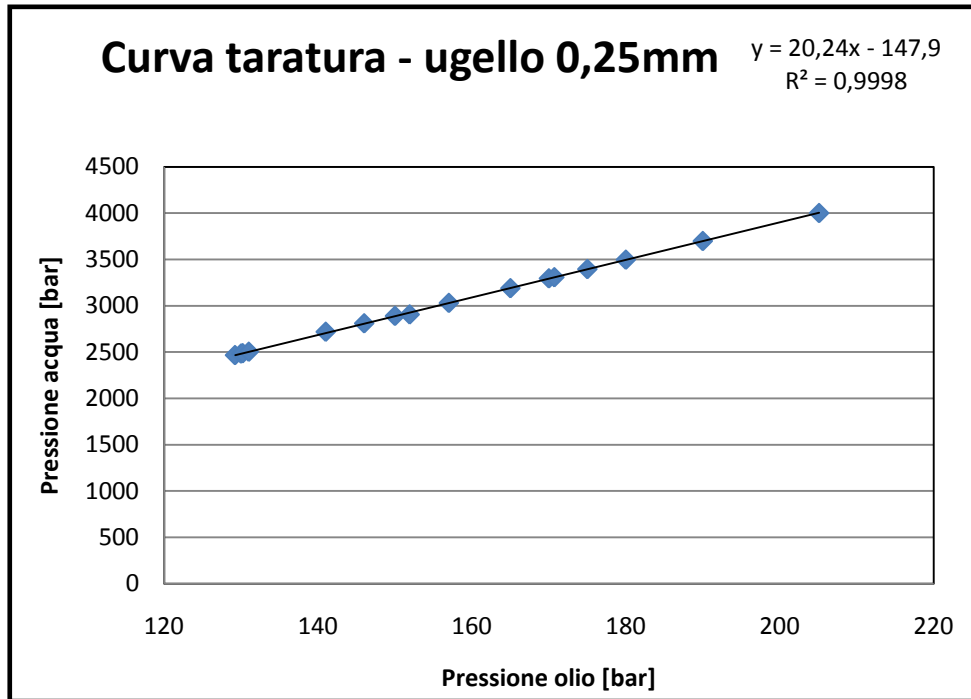


Figura 5. 50 Curva taratura della pompa a cilindrata variabile con ugello da 0,25 mm.

L'eq. (5.16) ottenuta permette di calcolare la pressione dell'acqua nota quella dell'olio con K fissato a 0,6:

$$p_{acqua}[\text{bar}] = 20,24 \cdot p_{olio}[\text{bar}] - 147,9 \quad (5.16)$$

### 5.3.2 Taratura ugello 0,33

Per quanto riguarda l'ugello 0,33mm si è calcolato il periodo di pompaggio (1,6 secondi) al massimo livello medio di pressione acquisito pari a 3877 bar.

La portata massima erogabile dalla pompa è:

$$q = \frac{\text{volume}_{cameraprimaria}}{\text{periodo}_{pompaggio}} = 0,000878 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.17)$$

La costante K necessaria per smaltire la portata richiesta è:

$$K = \frac{q_{\max}}{q} = \frac{0,000878}{0,00175} = 0,5 \quad (5.18)$$

Si imposta un K di sicurezza pari a 0,8 che permetta di raggiungere tale pressione.

Come per il paragrafo 5.3.1 si trova una relazione tra pressione  $p_{\text{open}}$  e pressione media dell'acqua.

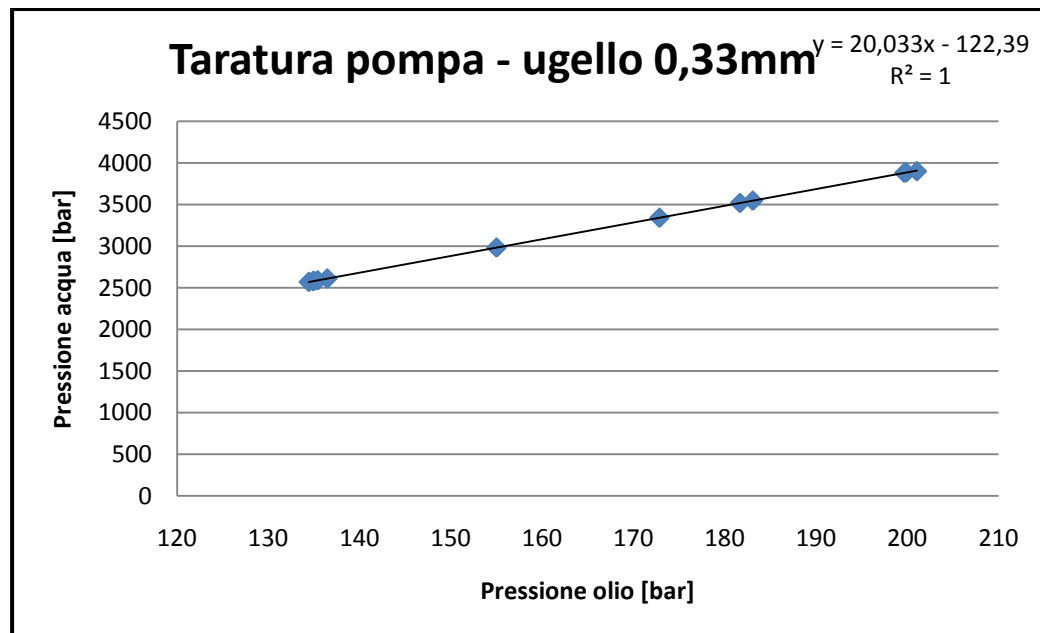


Figura 5. 51 Curva taratura della pompa a cilindrata variabile con ugello da 0,25 mm.

$$p_{\text{acqua}}[\text{bar}] = 20,03 \cdot p_{\text{olio}}[\text{bar}] - 122,3 \quad (5.19)$$



## Capitolo 6: Validazione del modello

La fase successiva alla costruzione e alla parametrizzazione del modello, è la sua validazione per comprendere quanto ci si è avvicinati alla realtà ed eventualmente procedere con alcune modifiche.

La validazione viene effettuata analizzando il segnale di maggior interesse per le applicazioni Waterjet: quello di pressione dell'acqua alla testa di taglio.

Questo infatti, è un ottimo indice per valutare eventuali guasti o danneggiamenti sull'intensificatore o sulla testa di taglio stessa.

In [Con07] sono stati studiati numerosi casi di malfunzionamento di un intensificatore a pompanti paralleli rilevati proprio mediante l'acquisizione e l'analisi di un segnale di questo tipo. I danni maggiori sono rilevabili principalmente da una variazione di forma del segnale, un abbassamento del livello di pressione o una variazione del periodo di pompaggio.

Il segnale rilevato sperimentalmente viene quindi sovrapposto al segnale simulato (allo stesso livello di pressione) e successivamente viene effettuato un confronto per stabilire eventuali analogie. Validare il modello con un'operazione di questo tipo risulta quindi vantaggioso.

Operazioni descritte nel capitolo seguente:

- Acquisizione sperimentale del segnale di pressione;
- Simulazione allo stesso livello di pressione;
- Confronto segnale sperimentale - simulato:
  - Indice di correlazione;
  - Calcolo errori percentuali suoi picchi di pressione;
  - Periodo di pompaggio

## 6.1 Acquisizione sperimentale del segnale di pressione

### 6.1.1 Strumentazione

Per acquisire il segnale di pressione dell'acqua è stato necessario dotarsi di un sensore di alta pressione, modello *Gefran* con gamma di pressioni 0-5000 bar e uscita in tensione (vedi appendice B.1).



Figura 6. 1 Sensore Gefran per rilevazione del segnale di pressione [Gef09]

Il sensore è stato collegato ad una scheda d'acquisizione *Daq serie M 6259* (vedi appendice B.2).

Per immagazzinare i segnali acquisiti si è infine ricorso ad un programma realizzato sfruttando Labview® (vedi appendice C).

Per l'analisi dei dati si è utilizzato il software matematico Matlab® (vedi appendice D).

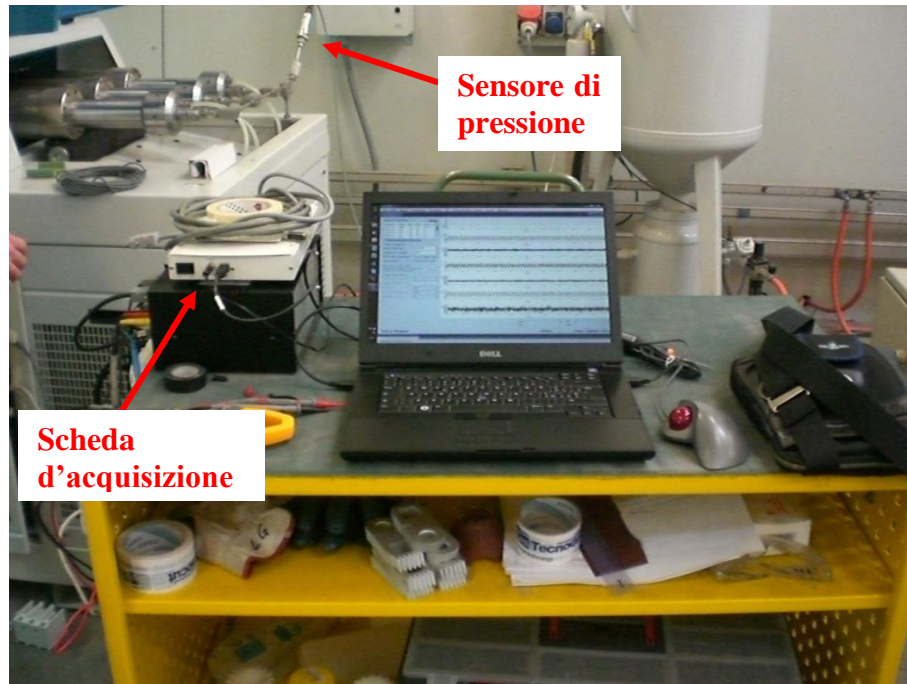


Figura 6. 2 Strumentazione (Scheda – sensore – Pc)

### 6.1.2 Posizionamento sensore di pressione

Il sensore di pressione è stato posizionato a valle dei tre cilindri oleo-idraulici nel condotto di alta pressione dell'acqua (vedi Figura 6. 3).

Se non esistessero perdite di carico tra il punto di rilevazione e la testa di taglio, la pressione registrata in questo punto coinciderebbe con quella che si rileverebbe ad 1 mm di distanza dall'ugello primario. In realtà, tra il posizionamento del sensore e la testa di taglio, vi è ancora un tratto non trascurabile di tubature ad alta pressione con conseguenti perdite di carico.

Per quanto riguarda il modello realizzato si è però deciso, come descritto al paragrafo 4.4, di trascurare tali perdite di carico. Queste infatti portano ad un abbassamento del livello di pressione più che ad una variazione della forma del segnale.

Il montaggio è stato effettuato accanto alla servovalvola sostituendo ad un raccordo a 90°, un raccordo a T da cui è stato derivato il ramo destinato al sensore.



Figura 6. 3 Posizionamento del sensore di alta pressione sul ramo si uscita dell'intensificatore

### 6.1.3 Parametri di acquisizione

Il primo parametro da definire quando si effettuano delle acquisizioni, è la frequenza di campionamento. Da esperienze precedenti [Con07], sono state effettuate acquisizioni del segnale di pressione dell'acqua su intensificatori a pompanti paralleli a 1600 Hz. Questo valore tiene conto delle frequenze tipiche presenti nei segnali di pressione, dei relativi disturbi e/o danneggiamenti. Per avere una maggiore sicurezza si è comunque scelto di utilizzare una frequenza di campionamento di 2000 Hz.

La durata delle acquisizioni è stata scelta in modo che fossero presenti almeno 3 pompate (un ciclo completo del pompaggio di tutti e tre i pistoni). Dato che alla pressione più bassa acquisita pari a 2500 bar - ugello 0,25mm, una pompata ha un periodo di circa 3,5 secondi, acquisizioni di 30 secondi sono sufficienti per descrivere il fenomeno in modo completo.



### 6.1.4 Salvataggio dati

Per ottenere i livelli di pressione dell'acqua desiderati, è stato necessario settare la pressione dell'olio tramite il regolatore sul quadro comandi.

Esistono due livelli di pressione analizzabili: statico e dinamico.

Per pressione statica si intende quella a testa di taglio chiusa: questa è definita come il prodotto tra la pressione dell'olio nella camera anteriore del pistone per il rapporto d'intensificazione effettivo.

Nel momento in cui la valvola a spillo viene aperta, la pressione dell'acqua diventa di tipo dinamico, dipende cioè dalla differenza delle pressioni dell'olio nella camera primaria e secondaria per il rapporto d'intensificazione equivalente. Tra pressione dinamica e statica c'è quindi una differenza in termini di valor medio, come dimostrato in Figura 6. 4

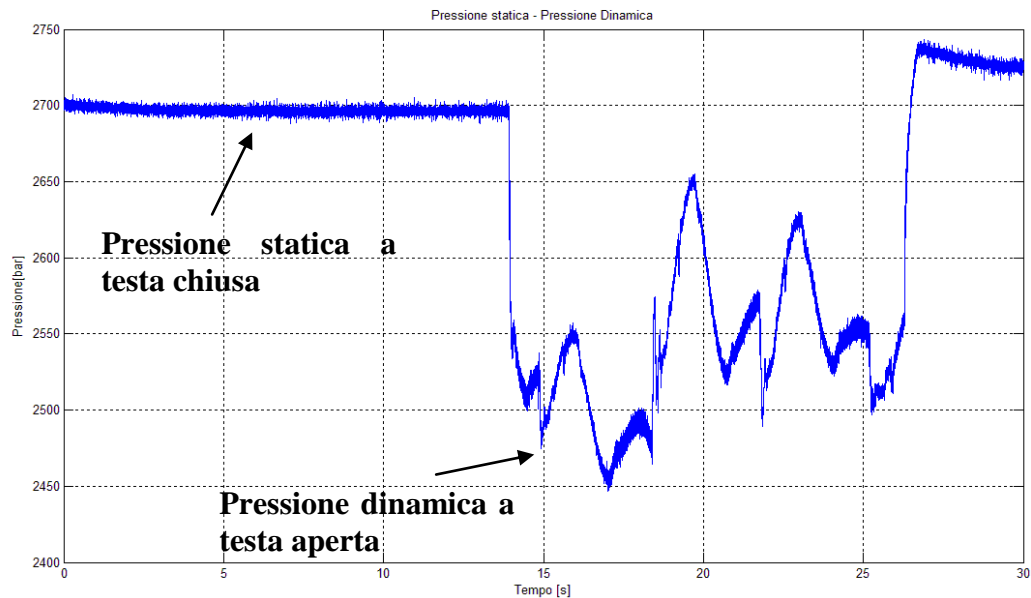


Figura 6. 4 Pressione statica (2700 bar) e pressione dinamica con ugello primario 0,25mm

Per quanto riguarda la fase sperimentale, ci si riferisce alla condizione di testa di taglio aperta e quindi nel caso di maggiore interesse per qualsiasi utilizzatore.

La campagna sperimentale è stata realizzata acquisendo il segnale di pressione dell'acqua su 5 livelli (2500 bar, 3000 bar, 3400 bar, 3600 bar, 4000 bar) e con due orifizi (0,25mm e 0,33mm).

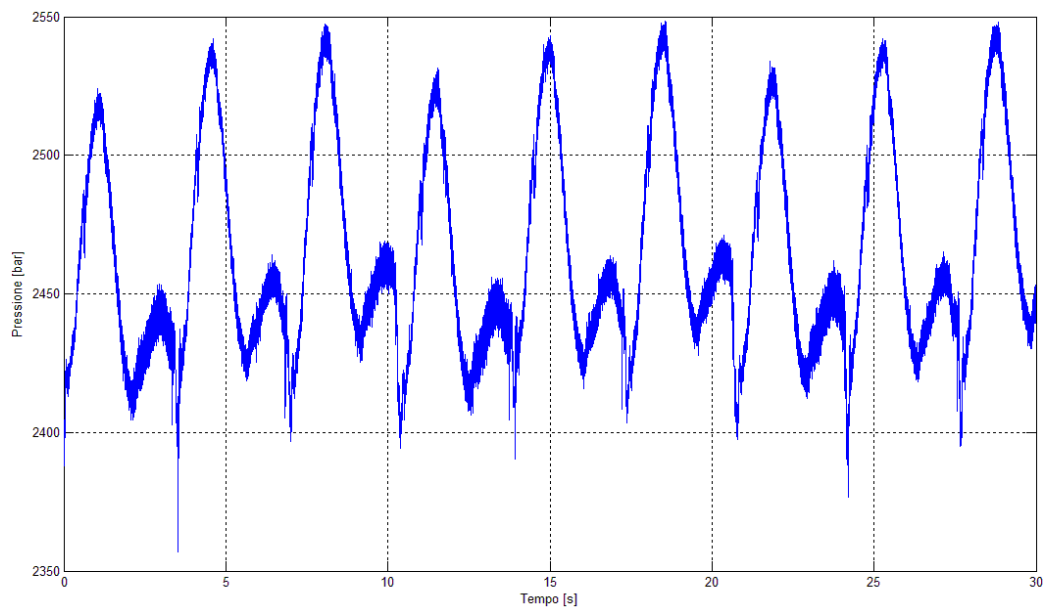


Figura 6. 5 Segnale di pressione 2500 bar, ugello 0,25 mm

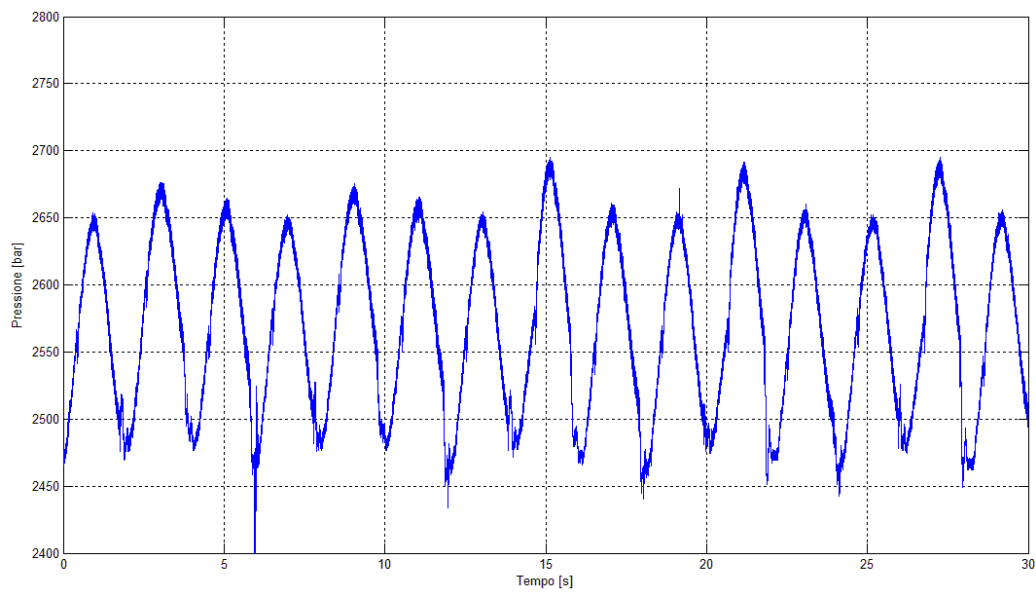


Figura 6. 6 Segnale di pressione 2500 bar, ugello 0,33mm

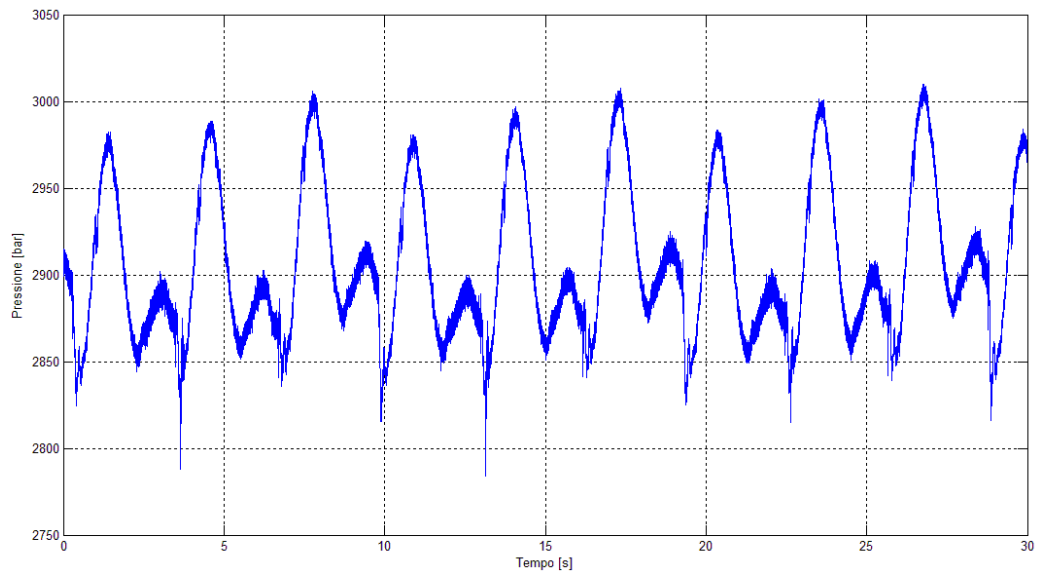


Figura 6. 7 Segnale di pressione 3000 bar, ugello 0,25mm

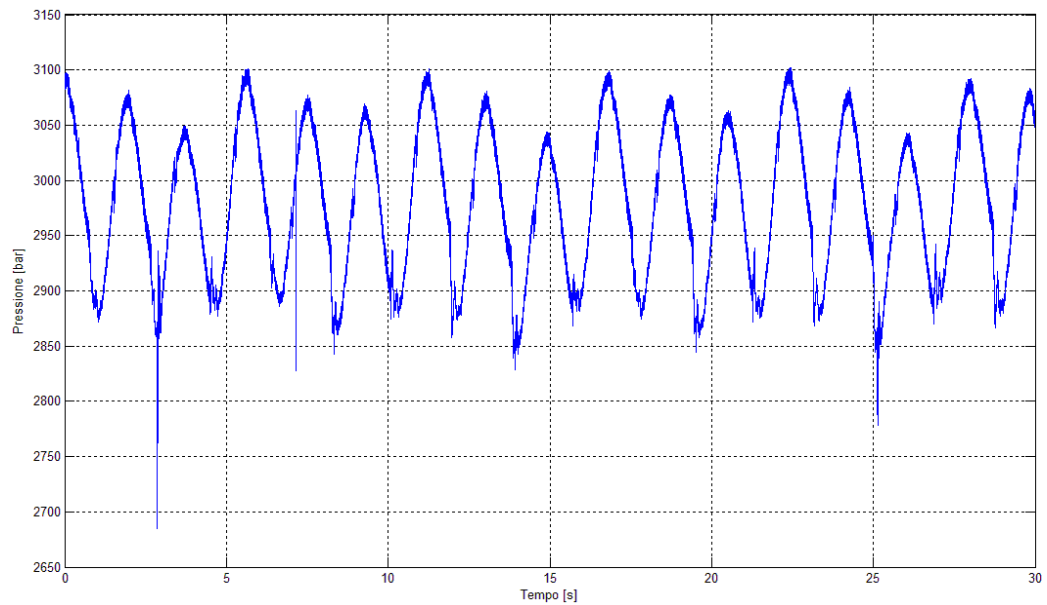


Figura 6. 8 Segnale di pressione 3000 bar, ugello 0,33mm

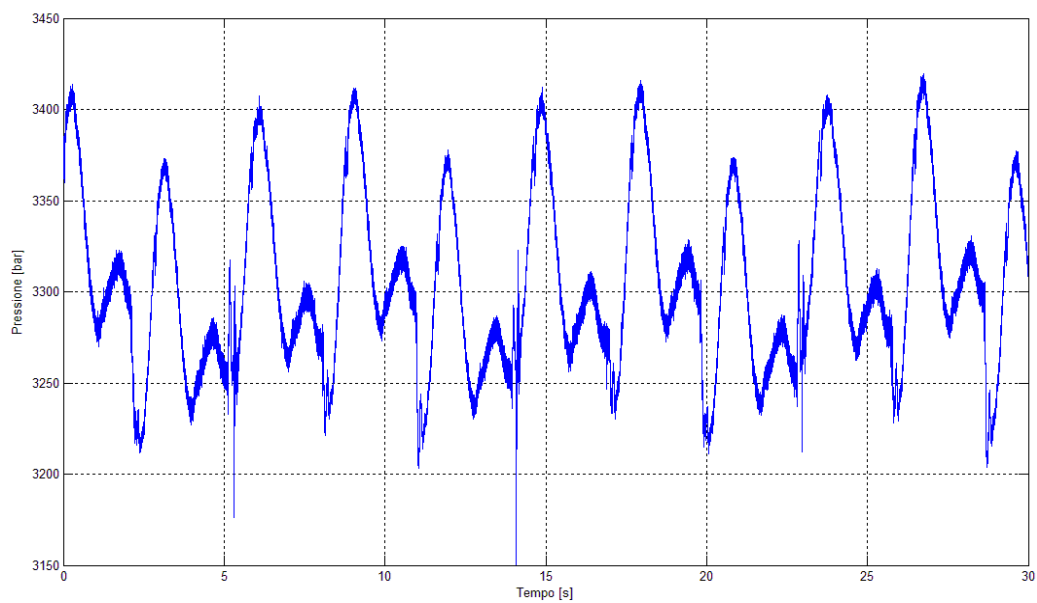


Figura 6. 9 Segnale di pressione 3400 bar, ugello 0,25mm

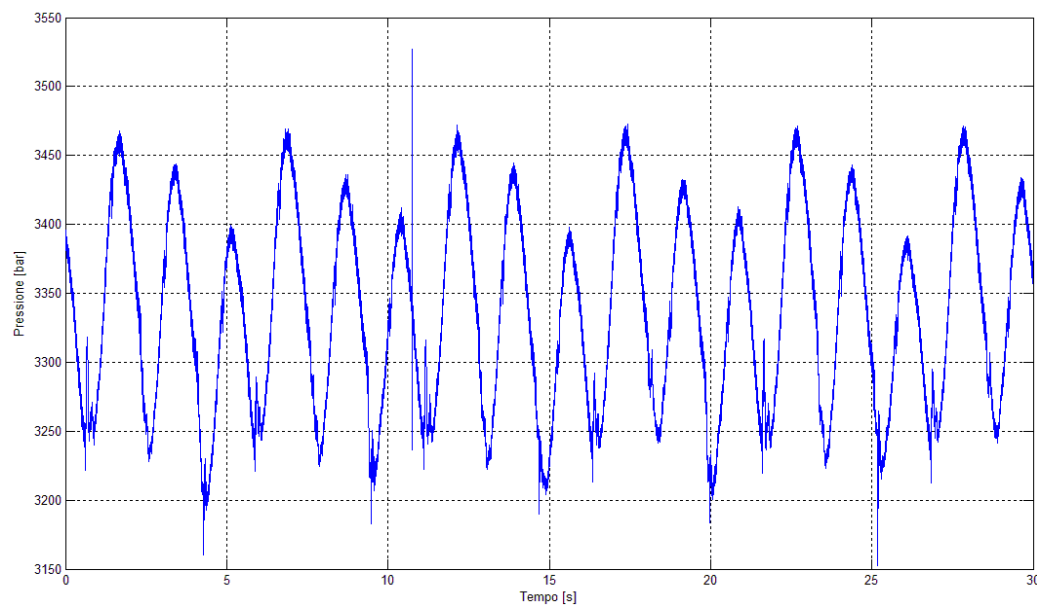


Figura 6. 10 Segnale di pressione 3400 bar, ugello 0,33mm

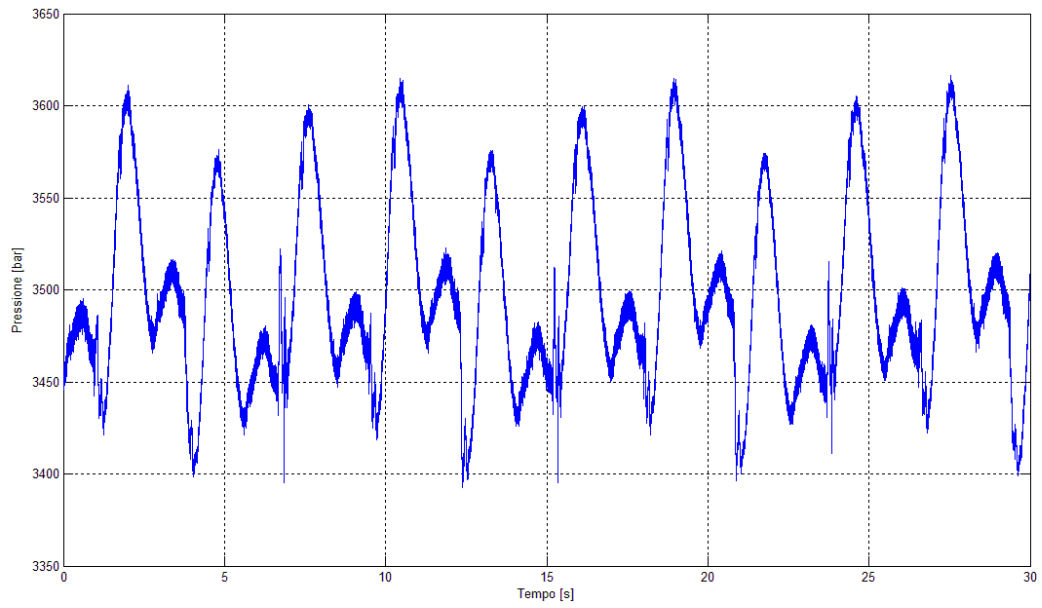


Figura 6. 11 Segnale di pressione 3600 bar, ugello 0,25mm

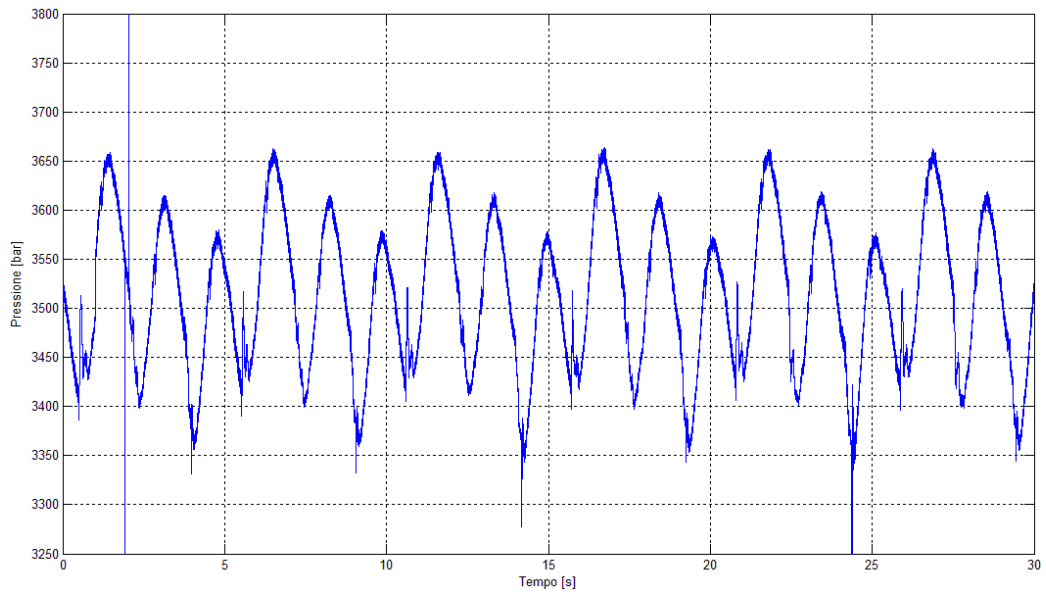


Figura 6. 12 Segnale di pressione 3600 bar, ugello 0,33mm

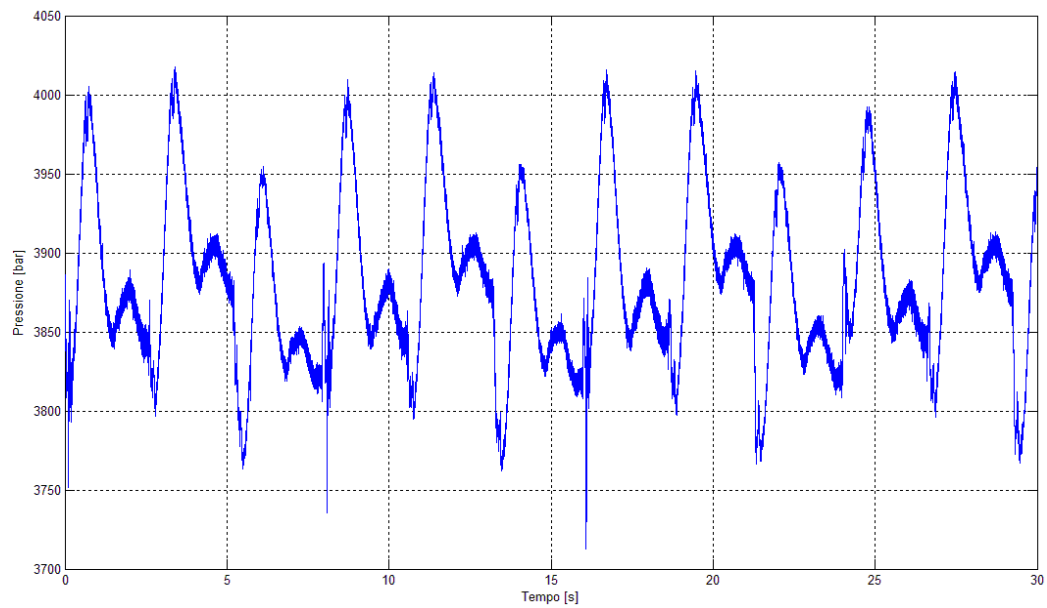


Figura 6. 13 Segnale di pressione 4000 bar, ugello 0,25mm

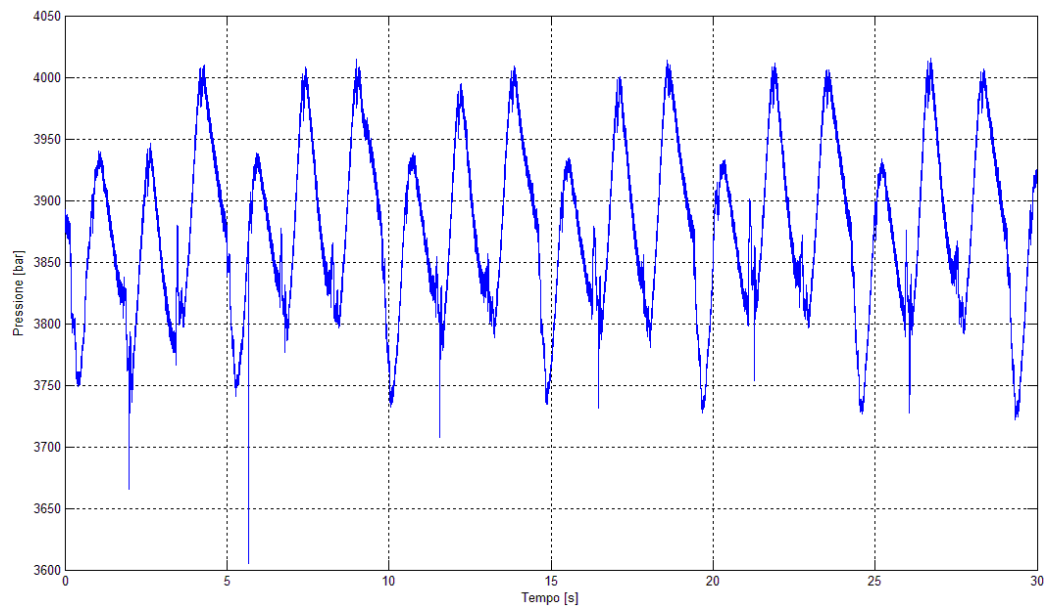


Figura 6. 14 Segnale di pressione 4000 bar, ugello 0,33mm

### 6.1.5 Filtraggio

Come si può notare al paragrafo 6.1.4, tutti i segnali presentano un rumore di fondo dovuto alla catena di misura.

Si è quindi deciso di creare con Matlab® un filtro passa-basso in grado di ripulire il segnale.

Inizialmente si analizzano i segnali nel dominio delle frequenze:

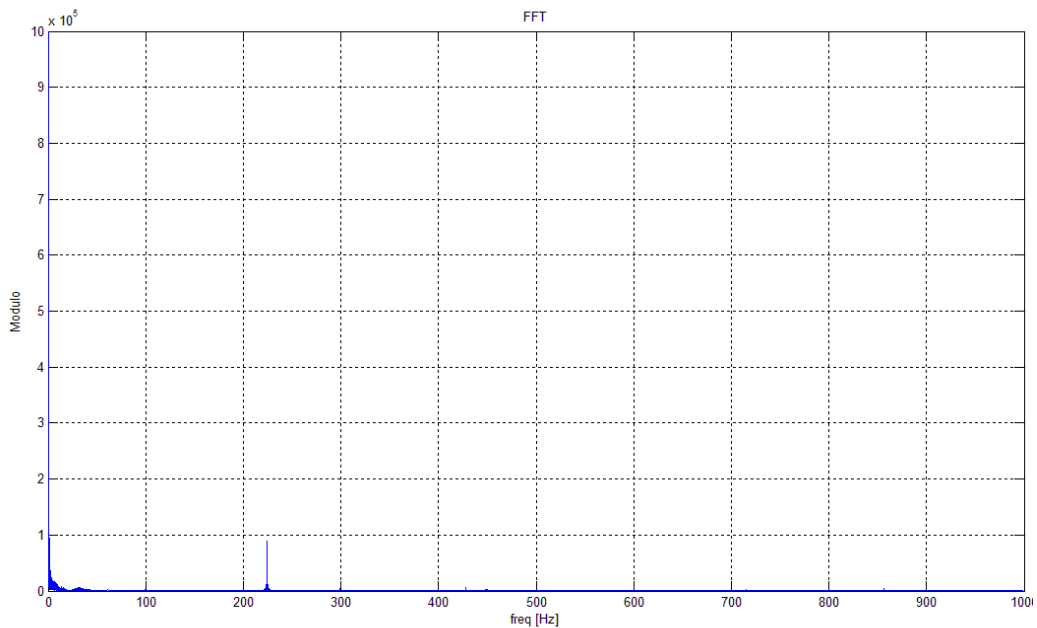


Figura 6. 15 FFT segnale di pressione 2500 bar, ugello 0,25 mm

In Figura 6. 15 si nota la presenza di una componente armonica a circa 220 Hz ( $T=0,0045$  s). Analizzando il segnale nel dominio del tempo (vedi Figura 6. 16), si può osservare come le frequenze fondamentali siano altre: il periodo di pompaggio (3,5 secondi circa) determina una frequenza di 0,29 Hz, mentre l'oscillazione periodica (vedi Figura 6. 16) è pari a circa 2,89 secondi e determina una frequenza pari a 0,346 Hz.

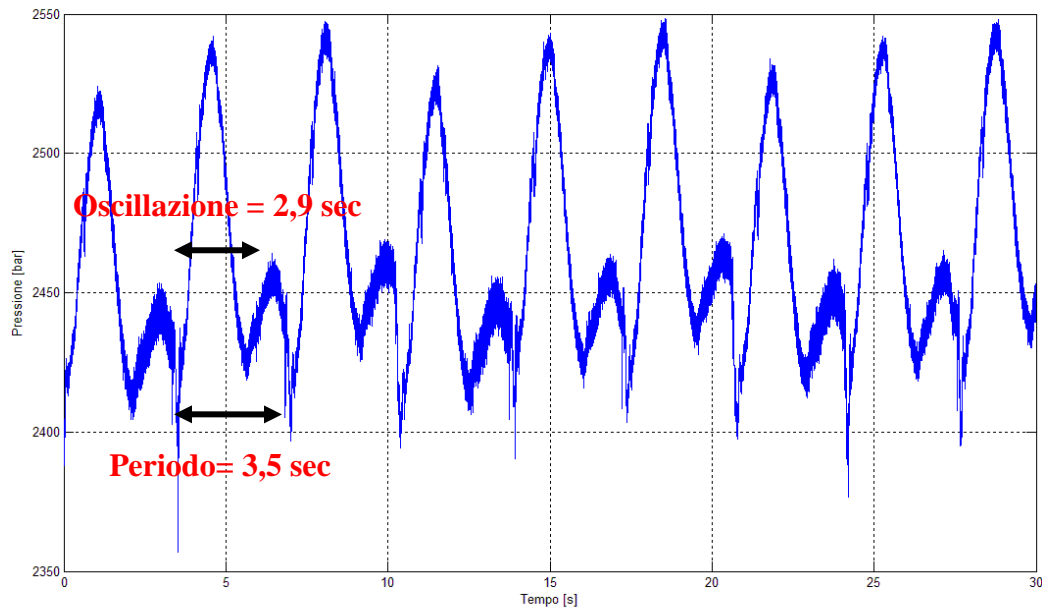


Figura 6. 16 Segnale di pressione 2500 bar, ugello 0,25mm

Si può quindi concludere che la frequenza indicata (220 Hz) potrebbe essere legata al rumore di fondo o comunque ad una componente armonica non influente sulle macro oscillazioni del segnale stesso. Inoltre, dato che le analisi successive sono state realizzate nel dominio del tempo, si è deciso di utilizzare un filtro che tagli alla frequenza di 100 Hz, in quanto le frequenze fondamentali sono notevolmente inferiori (vedi Appendice D).

Con il comando *butter* si definiscono i parametri del filtro.

```
>>[b,a]=butter(3,0.1);
```

Dove 3 rappresenta l'ordine, mentre 0.1 rappresenta la frequenza di taglio normalizzata alla frequenza di Nyquist (100/1000 Hz).

Con il comando *filtfilt*, si opera il filtraggio.

```
>>y=filtfilt(b,a,pressione);
```

Dopo il filtraggio, il segnale di pressione a 2500 bar con ugello 0,25mm, si presenta come in Figura 6. 17 :



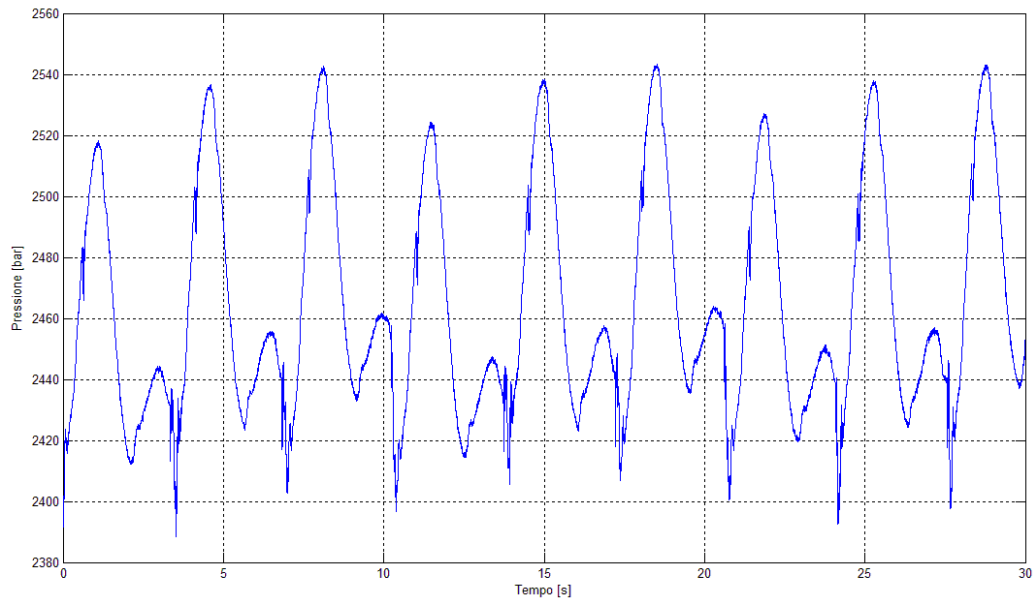


Figura 6. 17 Segnale di pressione 2500 bar, ugello 0,25 filtrato.

Si può osservare come il segnale sia più pulito e allo stesso tempo mantenga lo stesso andamento del segnale non filtrato. Questa operazione viene compiuta su tutti i segnali.

#### 6.1.6 Analisi del segnale di pressione sperimentale (ugello 0,25 mm)

Tutti i segnali di pressione presentano un andamento oscillatorio, sia nel caso si utilizzi un ugello primario da 0,25 mm, sia nel caso se ne utilizzi uno da 0,33 mm.

Per una più attenta analisi, si faccia riferimento al segnale di Figura 6. 18.

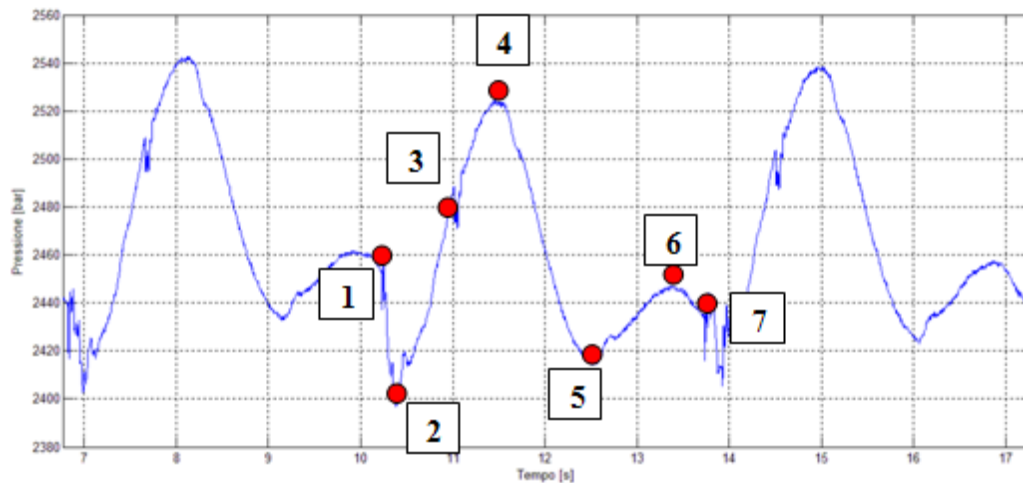


Figura 6. 18 Fluttuazione del segnale di pressione 2500 bar con ugello 0,25mm

Si consideri il funzionamento sincronizzato di tre pistoni. Il pistone 1 è in fase di compressione, il pistone 2 è in fase di pre-compressione, mentre il pistone 3 è in fase di ritorno.

Il pistone 1 arriva a fine corsa (*1*), il pistone 2 inizia la fase di compressione e il pistone 3 comincia la pre-compressione. In questo istante si verifica un abbassamento di pressione quasi istantaneo dovuto al fatto che il pistone 1 è arrivato a fine corsa, le valvole commutano e quindi si determina una riduzione di portata di olio nel cilindro 2 (che comincia la fase di compressione).

Dopo aver raggiunto un valore di minimo (*2*), la pressione ricomincia a salire fino ad arrivare ad un valore di massimo (*4*). Questo è dovuto alla portata di olio che viene incanalata quasi interamente nel cilindro 2, favorendone la mandata del pistone.

Dal valore di massimo si verifica un nuovo abbassamento di pressione fino ad un minimo relativo (*5*) e immediatamente un nuovo picco di massimo relativo (*6*). La corsa del pistone 2 si conclude al punto (*7*) per ripetere poi lo stesso andamento con il pistone successivo.

Ciò che succede dal punto (*3*) al punto (*7*) è di difficile interpretazione. Sembra infatti che si verifichi un'oscillazione che tende a smorzarsi con l'avanzare della corsa. Questa potrebbe essere dovuta ad instabilità presenti nella valvola di alta pressione durante la sua apertura oppure a colpi d'ariete presenti nel circuito dell'olio che potrebbero mandare in risonanza il sistema. Queste sono però solo ipotesi in quanto non sono stati effettuati studi precisi in merito.

Particolare è ciò che succede al punto (*3*) in cui si verifica una piccola oscillazione. La distanza temporale tra il fine corsa (*1*) e il punto considerato è di circa 0,75 secondi. Questa discontinuità è probabilmente dovuta al fatto che il

pistone 1 (che aveva effettuato la compressione precedentemente) ha finito la fase di ritorno ed è giunto a fine-corsa al PMI (tempo previsto proprio di 0,75 secondi). Si verifica una flessione di portata nel cilindro 2 (che sta comprimendo) che provoca l'oscillazione di pressione considerata. Questa è solo un'ipotesi dato che non si hanno a disposizione misuratori di portata né si è riusciti a misurare i sensori di fine – corsa.

Ciò che si nota è che tutti i livelli di pressione con ugello 0,25mm presentano un andamento assolutamente analogo.

Per un'analisi più approfondita si è analizzato anche il segnale di pressione allo stesso livello con ugello primario 0,33mm (vedi Figura 6. 19).

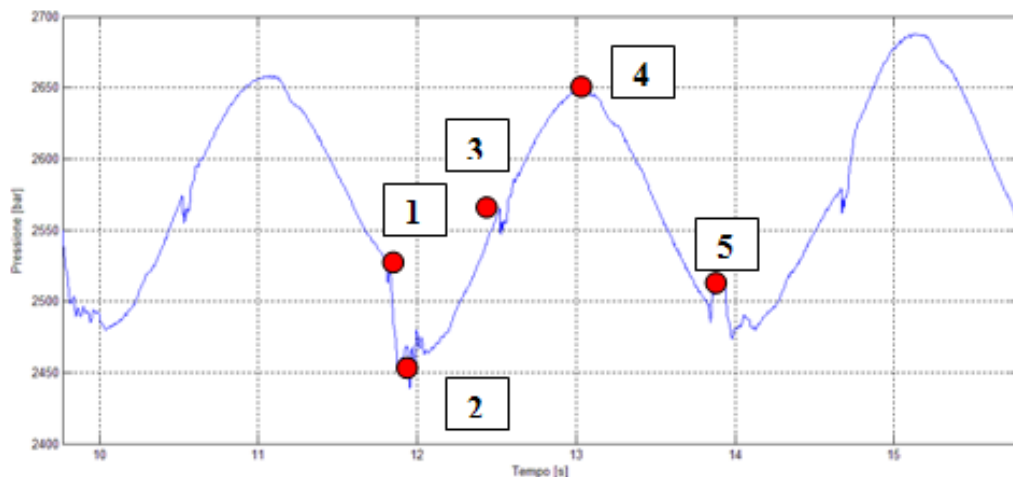


Figura 6. 19 Fluttuazione del segnale di pressione 2500 bar con ugello 0,33mm

Anche in questo caso possono essere evidenziate le stesse particolarità (considerando la stessa configurazione iniziale dei pistoni individuata nell'analisi con ugello 0,25mm). Quando il pistone 1 arriva a fine corsa (1), si ha un abbassamento di pressione fino al punto (2). Quando il cilindro 2 riceve una portata d'olio sufficiente per poter effettuare la fase di mandata, la pressione comincia a salire e il pistone effettua la compressione. Giunto ad un punto di massimo (4), la pressione tende di nuovo a decrescere cercando di realizzare l'oscillazione vista anche in Figura 6. 18. Ciò probabilmente non si verifica a causa della portata d'acqua in uscita all'ugello primario più elevata rispetto al caso precedente (diametro 0,33mm contro 0,25mm). Anche nel caso dell'ugello a 0,33mm si presenta la discontinuità (3) con causa probabilmente legata al pistone 1 che giunge al PMI (la distanza temporale tra (1) e (3) è di 0,7 secondi).

Tutti i livelli di pressione con l'ugello da 0,33 presentano un andamento simile.

### 6.1.7 Calcolo del valor medio sperimentale

Per effettuare un confronto tra segnali (sperimentali e simulati) è necessario stabilire un parametro su cui effettuare il confronto: si è optato per il calcolo del valor medio.

Per esempio un segnale acquisito con valor medio pari 1230,5 bar dovrà essere confrontato con un segnale simulato con valor medio di pari valore.

Il calcolo (comando *mean* di Matlab®) è stato impostato sulla base di un totale di 6 pompate che rappresenta anche il periodo complessivo in cui effettuare la comparazione di tutti i segnali (per pompata si intende la fase di compressione di un pistone), vedi Figura 6. 20. Questo avviene “tagliando” il segnale dal PMS del cilindro 1 al PMS del cilindro 3.

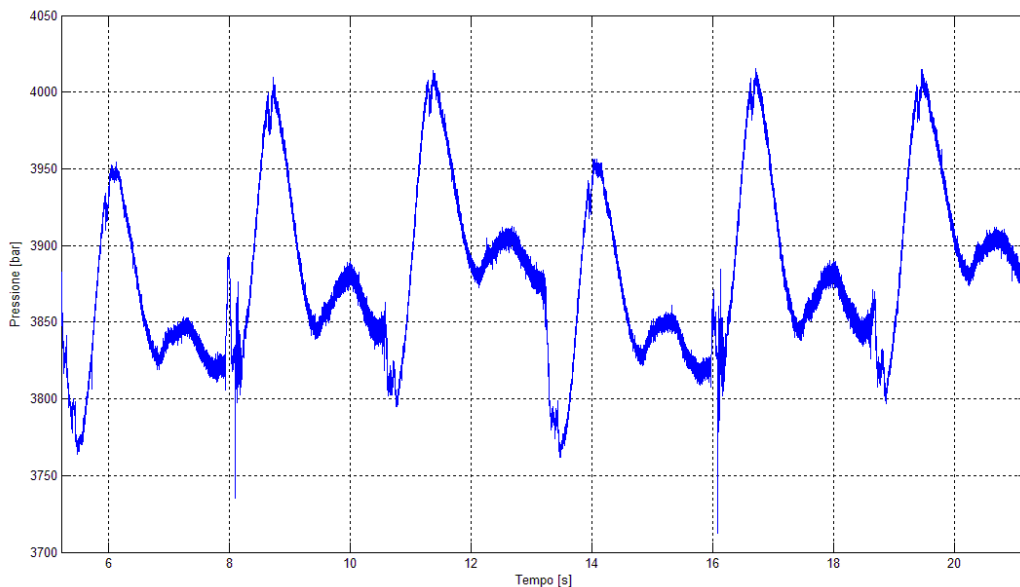


Figura 6. 20 Ciclo di 6 pompate su pressione di 4000bar con ugello 0,25mm.

In tabella vengono riportati i valori medi di tutti i livelli di pressione acquisiti in base all’orifizio montato sulla testa di taglio.

Livello di pressione [bar]	Orifizio [mm]	Pressione media [bar]
2500	0,25	2466,3
2500	0,33	2570,3
3000	0,25	2905,5
3000	0,33	2980,7
3400	0,25	3304,9
3400	0,33	3337,2
3600	0,25	3496,4
3600	0,33	3513,4
4000	0,25	3882,1
4000	0,33	3877

Tabella 6. 1 Pressione media in base al livello considerato

Quindi per livello di pressione 2500 bar con orifizio 0,25mm, si intende in realtà un livello di pressione medio a 2466,3 bar.

## 6.2 Simulazione

Per effettuare la simulazione del modello, è necessario posizionarsi in modalità *Simulation* nel software Dymola.

La prima operazione consiste nell'impostare i settaggi iniziali dalla finestra *Experiment Setup* (vedi appendice A).

Il tempo viene impostato a 30 secondi in modo che il sistema possa raggiungere una condizione di regime ed effettuare almeno 6 pompate per poter realizzare il confronto con i segnali acquisiti.

Per quanto riguarda l'intervallo di output, si decide di non cambiare i parametri iniziali. Per adeguare la frequenza simulata con quella di campionamento sperimentale, si utilizzerà una funzione di interpolazione lineare (vedi paragrafo 6.3.2).

Infine è necessario definire la tolleranza (*Tolerance*).

Per quanto riguarda il caso in esame, il sistema presenta un numero molto elevato di equazioni differenziali. Impostare un livello di precisione troppo alto avrebbe determinato un costo computazionale non indifferente oltre che a file di output decisamente pesanti. Per questo si è deciso di impostare il livello a  $1e-7$  in modo da avere il giusto mix tra velocità di simulazione, precisione e dimensione dell'output.

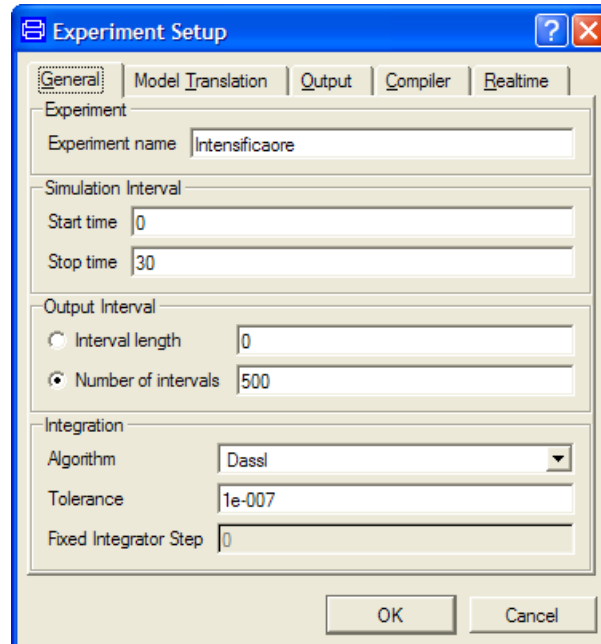


Figura 6. 21 Parametri di simulazione

### 6.3 Lettura files Dymola.

Dymola salva i risultati della simulazione in un file di tipo \*.mat e quindi apribile con il software di analisi matematica Matlab®. Se il modello ha il nome per esempio di *Intensificatore*, allora il file di output avrà il nome *Intensificatore.mat*.

Aperto il file in ambiente Matlab® si ottengono 5 matrici:

- *Name* contiene i nomi delle variabili, costanti e parametri inserite nel modello;
- *Description* contiene le descrizioni relative alle variabili, costanti e parametri;
- *DataInfo* contiene il riferimento di variabile/parametro/costante e il suo valore. La sua dimensione è  $I \times 4$  dove  $I$  è la somma di tutte le variabili/costanti/parametri. Per esempio  $Data\_Info[50,2]=240$  vuol dire che la 50esima variabile (*Intensificatore.pressione*) è contenuta nella matrice *Data\_2* alla posizione 240;
- *Data\_1* contiene il valore iniziale e finale delle costanti del modello;

- *Data\_2* contiene i valori delle variabili del modello per ogni step di simulazione. La dimensione è  $M \times K$  dove  $M$  è il numero delle variabili nel modello dove  $K$  è il numero di step temporali.

### 6.3.1 Metodo di estrazione di una variabile.

Per estrarre una variabile è necessario effettuare una procedura complessa ma efficace [Bon08].

Mediante il comando Matlab®:

```
>>char(name(1:yy,1:ff))'
```

è possibile creare una stringa di caratteri identificativi della matrice *name* che contiene il nome delle variabili del modello. *yy* rappresenta il numero di caratteri delle variabili mentre *ff* il numero di variabili. Nel caso di pressione 2500 bar e ugello 0,25mm si ha che:

```
>>yy=83;
```

```
>>ff=7727;
```

Ad ogni variabile corrisponde un indice (*x*) a cui è possibile risalire, dopo aver visualizzato la lista dei nomi delle variabili.

Successivamente è necessario ritornare la posizione *z* della variabile d'interesse (indice *x*) all'interno della matrice *data\_2*, sfruttando la matrice *dataInfo*.

```
>>z=dataInfo[x,2]
```

Nota la posizione, si può estrarre la variabile d'interesse e analizzarla tramite il comando:

```
>>variabile=data_2[z,:]
```

Per la simulazione e l'analisi del segnale simulato è necessario estrarre tre variabili: tempo (*Time*), pressione all'ugello primario (*SimOri.portA.p*) e i finecorsa di tutti i cilindri (*PLC\_PMS\_cil1*, *PLC\_PMS\_cil2*, *PLC\_PMS\_cil3*, *PLC\_PMI\_cil1*, *PLC\_PMI\_cil2*, *PLC\_PMI\_cil3*).

```
>>Tempo=data_2[1,:];
```

```
>>Pressione=data_2[952,:];
```

```
>>Pms_1=data_2[820,:];
```

```
>>Pms_2=data_2[821,:];
>>Pms_3=data_2[822,:];
>>Pmi_1=data_2[823,:];
>>Pmi_2=data_2[824,:];
>>Pmi_3=data_2[825,:];
```

### 6.3.2 Considerazioni sul segnale temporale

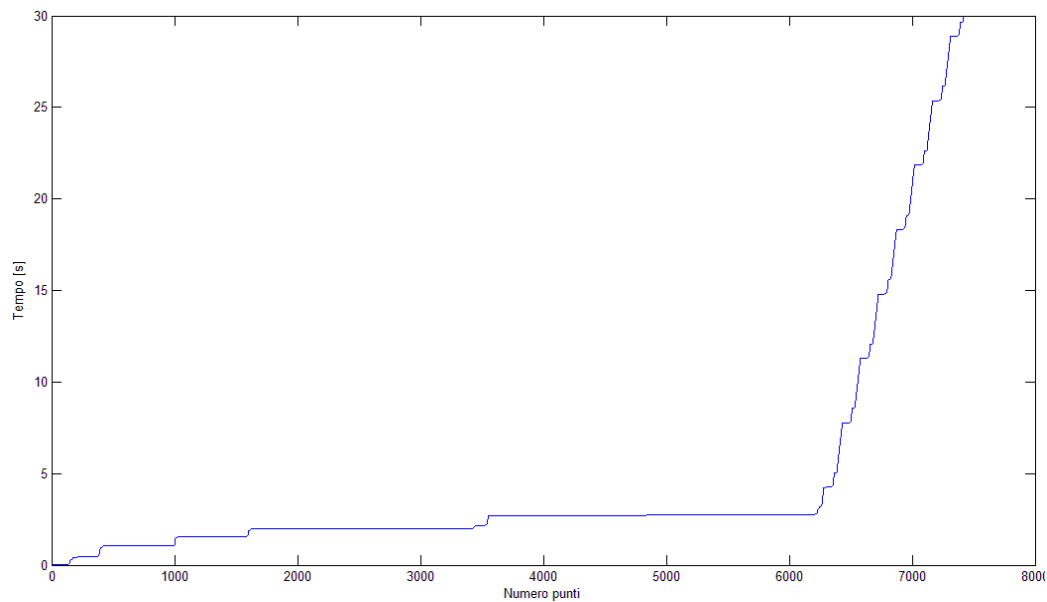


Figura 6. 22 Plottaggio del segnale tempo in funzione del numero di punti nel caso della simulazione a 2500 bar, ugello 0,25.

Come si nota in Figura 6. 22, il segnale *tempo-numero\_punti* non è definito da una retta uscente dall'origine degli assi, ma presenta un andamento spezzato. Il passo d'integrazione non è quindi costante.



Il numero di punti complessivo dovrebbe essere pari a:

$$N_{punti} = \frac{30}{0,05} = 600 \quad (6.1)$$

Invece, da come si vede nel grafico, i punti sono 7420.

Il fatto che non sia garantito il passo di campionamento (500 intervalli in 30 secondi) può voler dire che questo è troppo ridotto per risolvere in modo accurato il set di equazioni differenziali [Cel06].

Questo è dovuto alla tipologia dell'algoritmo di integrazione Dassl (il solutore di default utilizzato da Dymola).

Probabilmente scegliendo un altro algoritmo di integrazione (*Euler*), il passo sarebbe stato rispettato, ma la precisione sarebbe scesa notevolmente, ottenendo dei risultati non apprezzabili. Il numero di punti dipende anche dalle condizioni al contorno impostate e può variare da una simulazione all'altra cambiando alcuni parametri del modello.

Inoltre, se si analizzano i valori contenuti nel vettore *Tempo*, si nota come molti valori in celle adiacenti tra di loro siano uguali (difficoltà del software di risolvere discontinuità e quindi risoluzione con step temporali al di sotto della precisione impostata).

Posizione	Tempo [s]
<b>431</b>	...
<b>432</b>	0,440105557
<b>433</b>	0,440105915
<b>434</b>	0,440105915
<b>435</b>	0,479999989
<b>436</b>	0,4986009
<b>437</b>	0,4986009
<b>438</b>	0,498601288
<b>439</b>	0,498601288
<b>440</b>	0,540000021
<b>441</b>	0,600000024
<b>442</b>	0,660000026
<b>443</b>	0,720000029
<b>444</b>	0,779999971
<b>445</b>	...

Tabella 6. 2 Vettore Tempo

Come si può notare dalla Tabella 6. 2, l'istante temporale definito in ciascuna cella ha una precisione che arriva oltre la nona cifra decimale. Si parla quindi di

valori assolutamente trascurabili. La variazione di pressione che si verifica in quegli istanti è quasi nulla (qualche centesimo di Pascal). Si decide quindi di eliminare le celle uguali fra di loro in modo da ottenere un segnale temporale che sia sempre crescente, vedi Figura 6. 23 e Tabella 6. 3. Questo vuol dire che nelle “celle” del vettore tempo non sono più presenti valori uguali (vedi Tabella 6. 3).

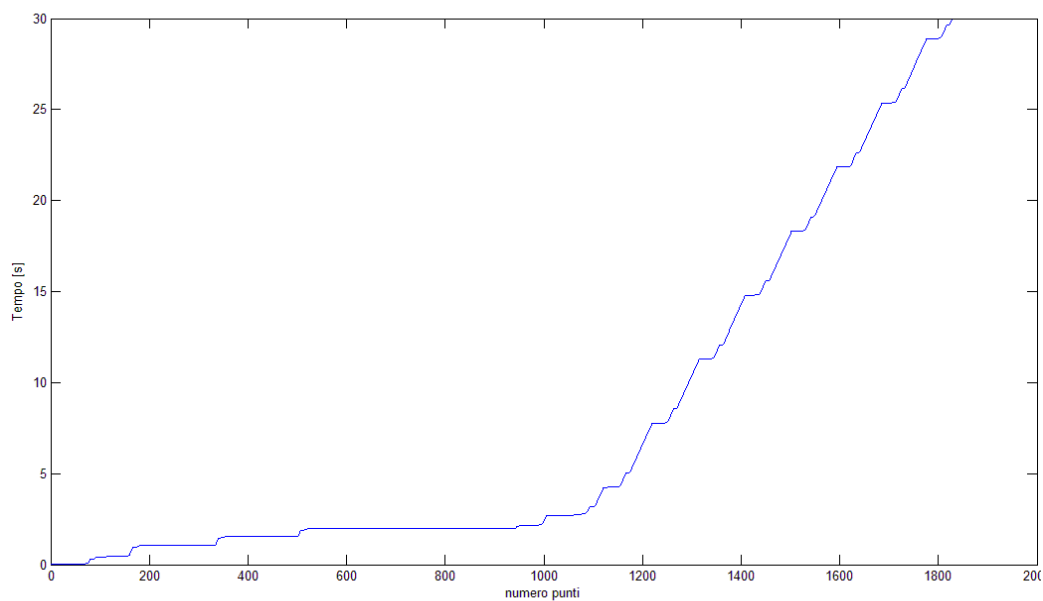


Figura 6. 23 Plottaggio del nuovo segnale tempo in funzione del numero di punti

<b>Posizione</b>	<b>Tempo [s]</b>
<b>79</b>	...
<b>80</b>	0,050571501
<b>81</b>	0,050571863
<b>82</b>	0,059588701
<b>83</b>	0,059589062
<b>84</b>	0,059999999
<b>85</b>	0,102919973
<b>86</b>	0,102920339
<b>87</b>	0,119999997
<b>88</b>	0,180000007
<b>89</b>	0,239999995
<b>90</b>	0,286669225
<b>91</b>	0,286669612
<b>92</b>	0,298337072
<b>93</b>	...

Tabella 6. 3 Andamento Tempo modificato

Dopo aver modificato il vettore *Tempo*, si procede ad operare una modifica ai vettori d'interesse (pressioni e fine – corsa). Si eliminano in questi le stesse celle cancellate dal vettore *Tempo*. Tutti i vettori ottenuti dalla simulazione avranno quindi lo stesso numero di punti.

Per poter operare i confronti tra due segnali provenienti da sorgenti differenti (simulazioni e acquisizioni), gli algoritmi di Matlab® richiedono che i vettori in esame abbiano lo stesso numero di punti. Ogni simulazione crea vettori di dimensioni che variano in base alla complessità del problema ed al numero equazioni differenziali. A priori quindi non si può conoscere il numero di punti. Si decide di attribuire ai vettori risultanti dalla simulazione, un passo d'integrazione costante compatibile con quello del segnale acquisito (0,0005 s). Questo viene realizzato utilizzando il comando di interpolazione lineare di Matlab® *Interp1*, che viene applicato a tutte le variabili utilizzate (vedi Appendice D).

Questa operazione non porta nessuno stravolgimento per quanto riguarda i segnali simulati e può essere considerata accettabile.

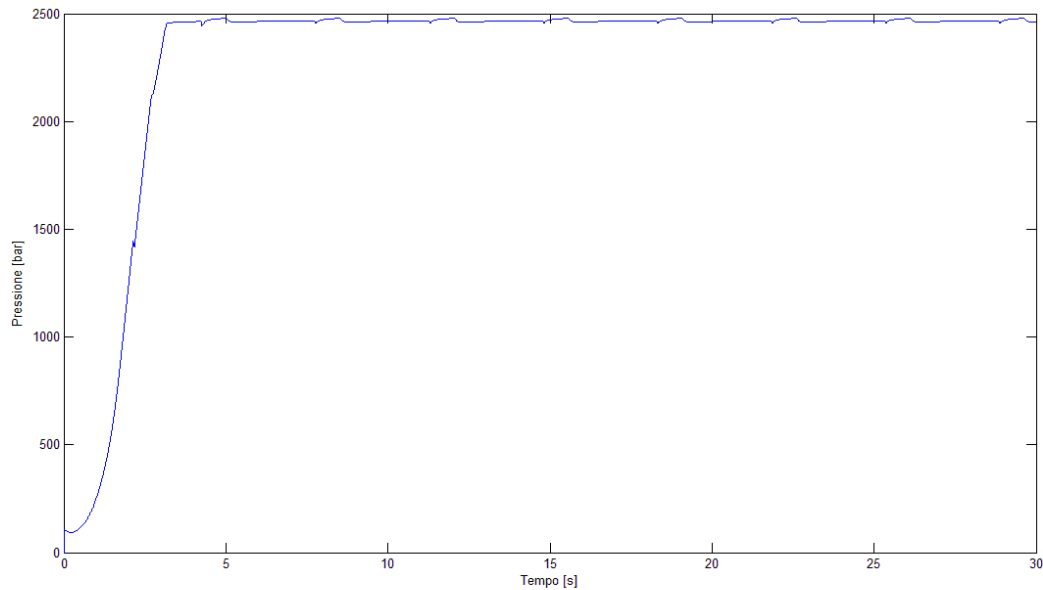


Figura 6. 24 Segnale di pressione 2500 bar, ugello 0,25 mm simulato.

In Figura 6. 24 si può analizzare un segnale di pressione simulato in cui si nota una prima fase di transitorio per arrivare successivamente ad una condizione di regime.

### 6.3.3 Calcolo valor medio simulato

Vengono impostate una serie di simulazioni (sfruttando le curve di taratura del paragrafo 5.3.1 e 5.3.2) in modo da ottenere i livelli di pressione riportati in Tabella 6. 4 e Tabella 6. 5.

Ugello 0,25				
K	p_open	p_closed	Pressione media [bar]	Livello di pressione
0,6	128,160	129,160	2466,3	2500
0,6	149,860	150,860	2905,5	3000
0,6	169,593	170,593	3304,9	3400
0,6	179,054	180,054	3496,4	3600
0,6	198,111	199,111	3882,1	4000

Tabella 6. 4 Parametri per ottenere il livello di pressione richiesto (ugello 0,25mm)

Ugello 0,33				
K	p_open	p_closed	Pressione media [bar]	Livello di pressione [bar]
0,8	135,456	136,456	2570,3	2500
0,8	155,742	156,742	2980,7	3000
0,8	173,365	174,365	3337,2	3400
0,8	182,075	183,075	3513,4	3600
0,8	200,048	201,048	3877	4000

Tabella 6. 5 Parametri per ottenere il livello di pressione richiesto (ugello 0,33mm)

### 6.3.4 Analisi segnale simulato

Come per il segnale acquisito, si effettua ora un'analisi del segnale simulato (vedi Figura 6. 25 pressione 2500 bar con ugello 0,25 mm)

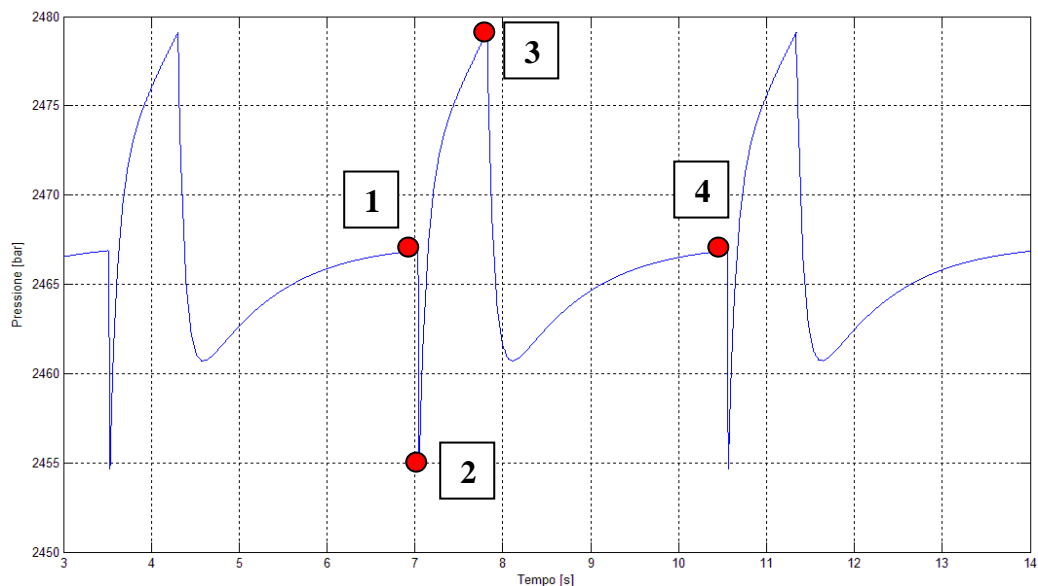


Figura 6. 25 Particolare del segnale di pressione simulato (2500 bar, ugello 0,25)

Il segnale simulato presenta un andamento che in certi aspetti può essere molto simile a quello sperimentale. Si considera sempre che, inizialmente, il pistone 1 è in fase di compressione, il pistone 2 è in fase di pre-compressione e il pistone 3 è in ritorno. Al punto (1), il pistone 1 arriva a fine corsa e conclude la sua fase di compressione. Comincia quindi la compressione del cilindro 2. Quasi

istantaneamente si verifica un abbassamento repentino della pressione (2), salvo poi ricominciare a crescere fino al punto (3). La velocità con cui si sviluppa la variazione di pressione è dovuta principalmente al settaggio valvole (*TwoWay*) che sono state tarate in modo da rispondere idealmente con un gradino alla loro apertura- chiusura. Un'altra ipotesi è legata al valore di  $K$  scelto arbitrariamente molto alto, che permette di erogare una portata maggiore rispetto a quella necessaria e che rende il sistema estremamente pronto.

Al punto (3) si ha un ulteriore abbassamento di pressione fino a stabilizzarsi al punto (4) in cui finisce la compressione del cilindro 2.

L'abbassamento di pressione al punto (3) è legato all'arrivo al PMI del cilindro 1 (vedi Figura 6. 26), che provoca una variazione di portata (vedi Figura 6. 27) Nel caso simulato, la caduta di pressione è molto più marcata rispetto ad un segnale sperimentale.

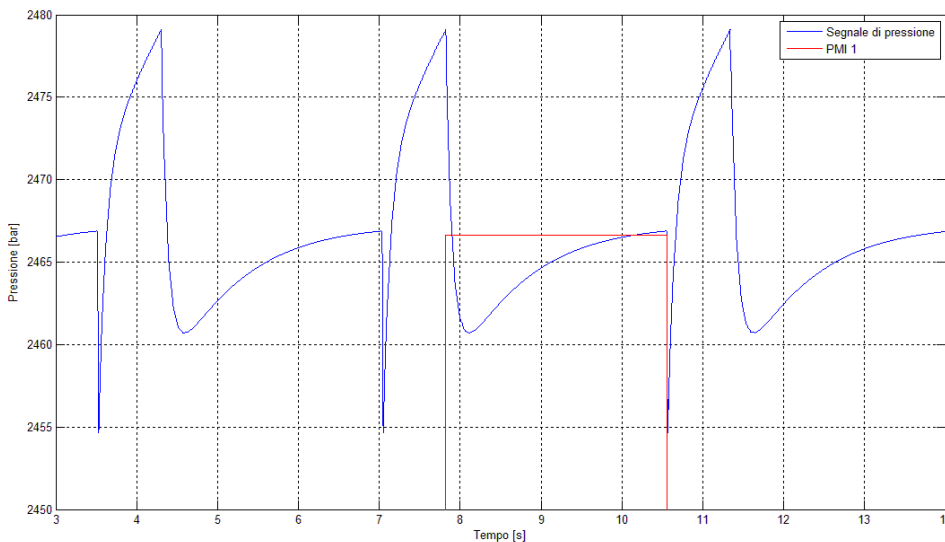


Figura 6. 26 Segnale di pressione comparato con il PMI del cilindro 1

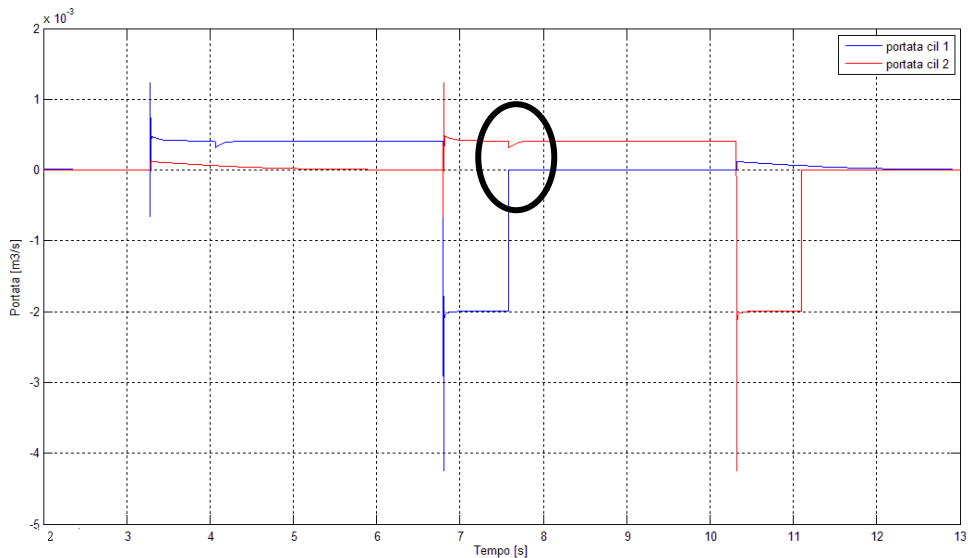


Figura 6. 27 Variazione della portata nei cilindri 1 e 2

Le stesse considerazioni possono essere effettuate per tutti i segnali simulati in quanto la variazione dell'ugello non determina modifiche significative sulla forma del segnale.

## 6.4 Confronto segnale acquisito e segnale simulato

La fase di confronto si rende necessaria per valutare il grado di somiglianza tra segnale simulato e sperimentale.

Per effettuare il confronto vengono sovrapposti i segnali allo stesso livello di pressione media su un totale di 6 pompaggi complessivi e viene effettuata un'analisi nel tempo considerando tre indici:

- Coefficiente di correlazione
- Errore percentuale dei picchi di pressione
- Periodo di pompaggio.

Il *coefficiente di correlazione* esprime la linearità tra la covarianza e il prodotto delle deviazioni standard di due variabili aleatorie.

$$\rho_{xy} = \frac{\sigma_{xy}}{\sigma_x \sigma_y} \quad (6.2)$$

Dove

$\sigma_{xy}$ , è la covarianza tra X e Y

$\sigma_x, \sigma_y$ , sono le due deviazioni standard

Il coefficiente può essere compreso tra 0 e 1 e, in base al valore che assume, si possono trarre le rispettive conclusioni.

$0 < \rho_{xy} < 0,3$  le variabili sono debolmente correlate.

$0,3 < \rho_{xy} < 0,7$  le variabili hanno una moderata correlazione.

$0,7 < \rho_{xy} < 1$  le variabili hanno un'ottima correlazione.

In Matlab® si utilizza il comando *corr2*.

L'*errore percentuale* dei picchi di pressione permette di definire una relazione tra i picchi massimi e minimi dei segnali di pressione acquisiti e simulati su un totale di 6 pompate.

L'errore viene calcolato secondo le formulazioni [Ram02]:

$$\Delta PiccoAlto = \left[ 1 - \frac{\sum_{n=1}^x PiccoAltoAcquisito}{\sum_{m=1}^y PiccoAltoSimulato} \right] \quad (6.3)$$

$$\Delta PiccoBasso = \left[ 1 - \frac{\sum_{n=1}^x PiccoBassoAcquisito}{\sum_{m=1}^y PiccoBassoSimulato} \right] \quad (6.4)$$



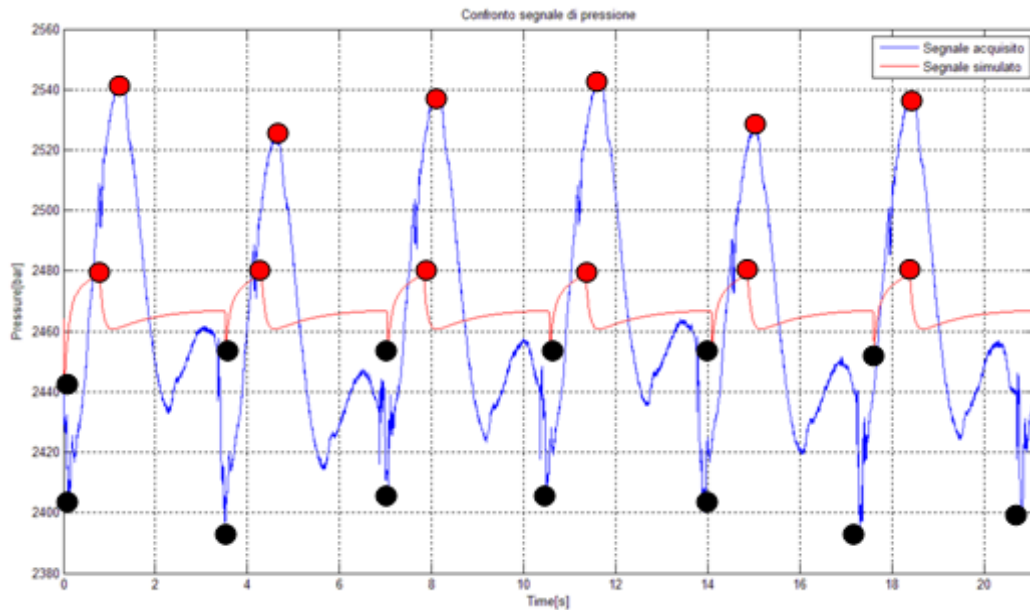


Figura 6. 28 Definizione di picchi alti e bassi nel segnale simulato e acquisito, colore rosso per i picchi alti e colore nero per i picchi bassi

Il *periodo di pompaggio* viene invece calcolato come la distanza temporale tra il fine corsa superiore (PMS) di un pistone e il successivo.

Si calcola quindi un ulteriore indice che permette di stabilire l'errore percentuale tra il periodo acquisito e quello simulato come:

$$errPeriodo = \frac{PeriodoMedioAcquisito - PeriodoMedioSimulato}{PeriodoMedioAcquisito} \quad (6.5)$$

### 6.4.1 2500 bar ugello 0,25

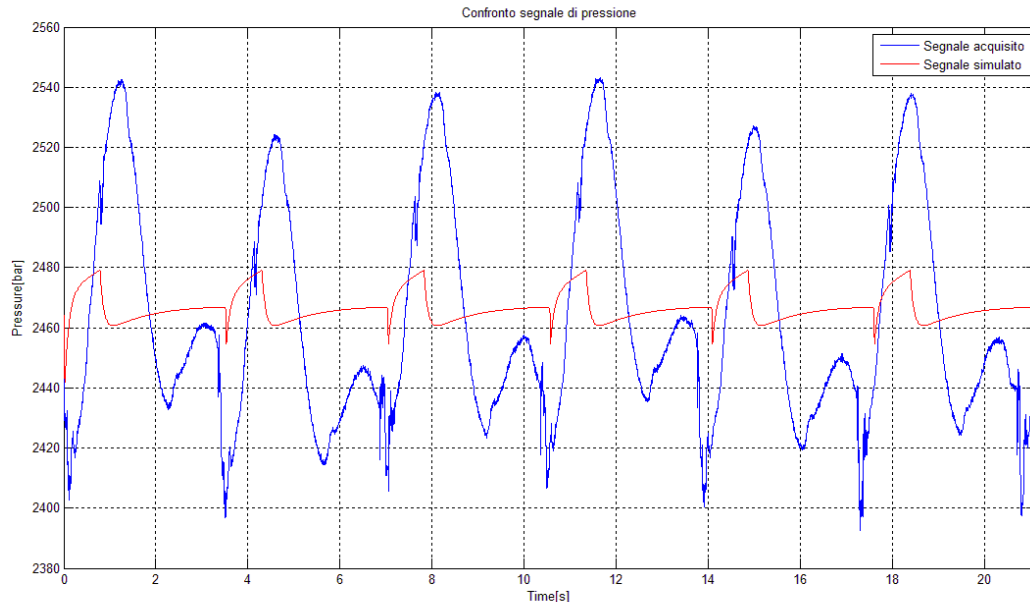


Figura 6. 29 Confronto segnale acquisito e simulato 2500 bar, ugello 0,25

Da una prima analisi grafica si evince come il segnale simulato abbia un andamento simile a quello acquisito nel momento in cui un pistone arriva a PMS. Per quanto riguarda la parte successiva invece, l'andamento non coincide propriamente con quello sperimentale. Il coefficiente di correlazione risulta essere molto basso ( $< 0,2$ ) e quindi non può essere considerato come un indice statistico adeguato per un'analisi coerente sul confronto dei segnali.

Per quanto riguarda i picchi di pressione, il segnale simulato fa registrare una variazione di circa 20 bar tra picco massimo e minimo, mentre per il segnale sperimentale è 135 bar.

L'errore percentuale è:

$$\Delta PiccoBasso = 2,25\%$$

$$\Delta PiccoAlto = -2,27\%$$

Il periodo di pompaggio è invece quasi identico e lo si può vedere anche visivamente. Numericamente si ottiene che

$$errPeriodo = -1,88\%$$

Questo vuol dire che il periodo del segnale simulato è più grande di quello acquisito. Rispetto ad un periodo simulato di 3,52 secondi, mediamente, il periodo acquisito sarà 0,065 secondi maggiore.

#### 6.4.2 3000 bar, ugello 0,25 mm

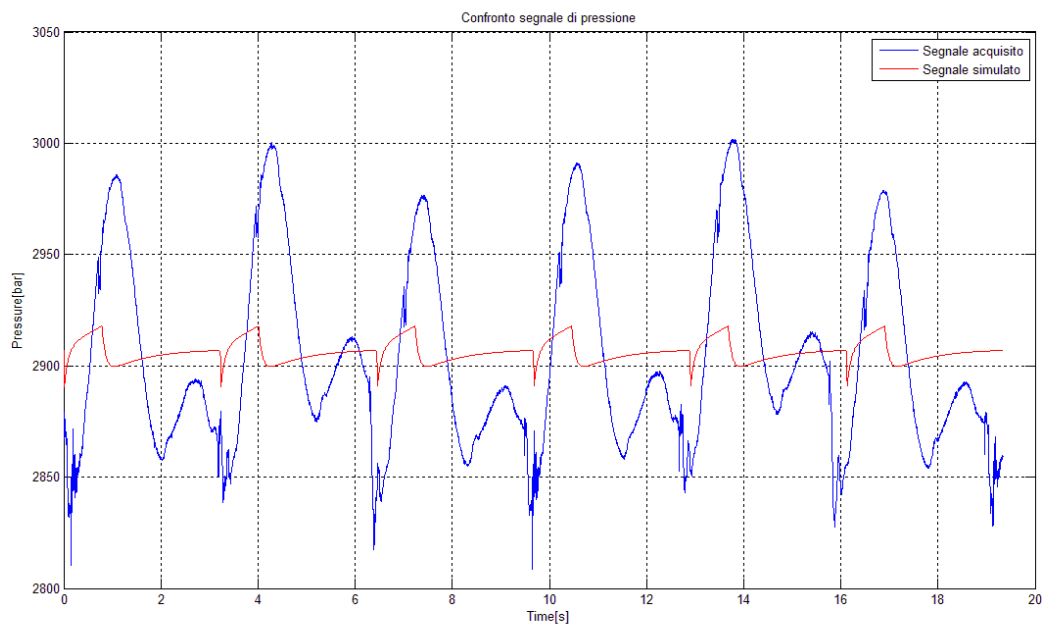


Figura 6. 30 Confronto segnale acquisito e simulato 3000 bar, ugello 0,25

Anche per questo segnale si nota una differenza nella forma tra la simulazione e l'acquisizione.

Per quanto riguarda l'errore percentuale sui picchi si ottiene che:

$$\Delta PiccoBasso = 1,62\%$$

$$\Delta PiccoAlto = -2,52\%$$

Per il periodo di pompaggio, anche in questo caso sembra esserci una buona compatibilità tra segnale simulato e sperimentale.

Il periodo simulato è pari a 3,25 secondi mentre il periodo medio acquisito è pari a 3,17 secondi. L'errore è pari a:

$$errPeriodo = -2,57\%$$

### 6.4.3 3400 bar, ugello 0,25

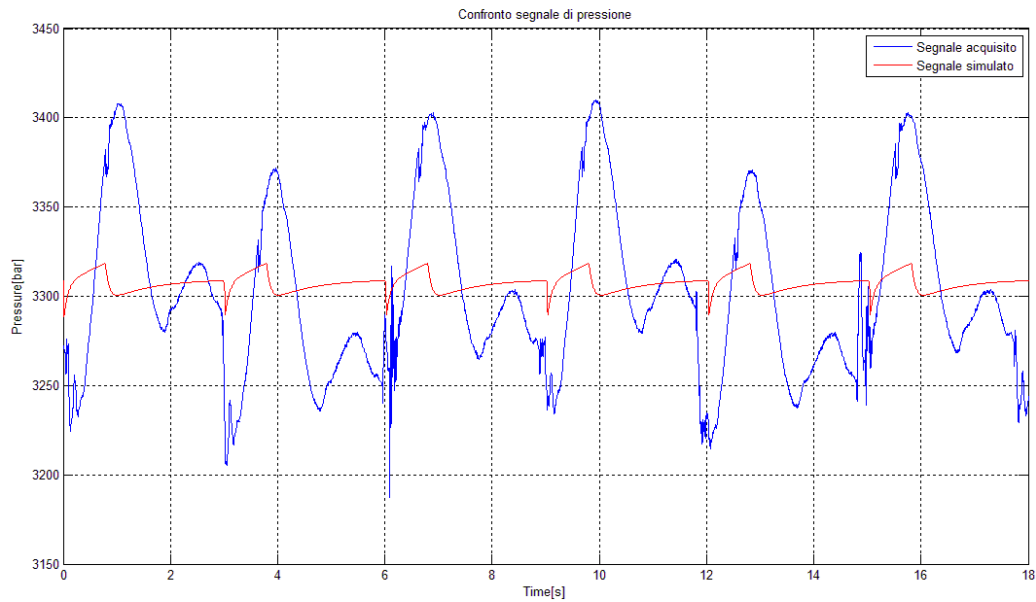


Figura 6. 31 Confronto segnale acquisito e simulato 3400 bar, ugello 0,25

L'errore percentuale sui picchi di pressione è pari a

$$\Delta PiccoBasso = 2,14\%$$

$$\Delta PiccoAlto = -2,27\%$$

Il periodo di pompaggio simulato è pari a 3,03 secondi mentre il periodo medio acquisito è pari a 2,91 secondi.

L'errore relativo al periodo di pompaggio è pari a:

$$errPeriodo = -2,34\%$$

#### 6.4.4 3600 bar, ugello 0,25 mm

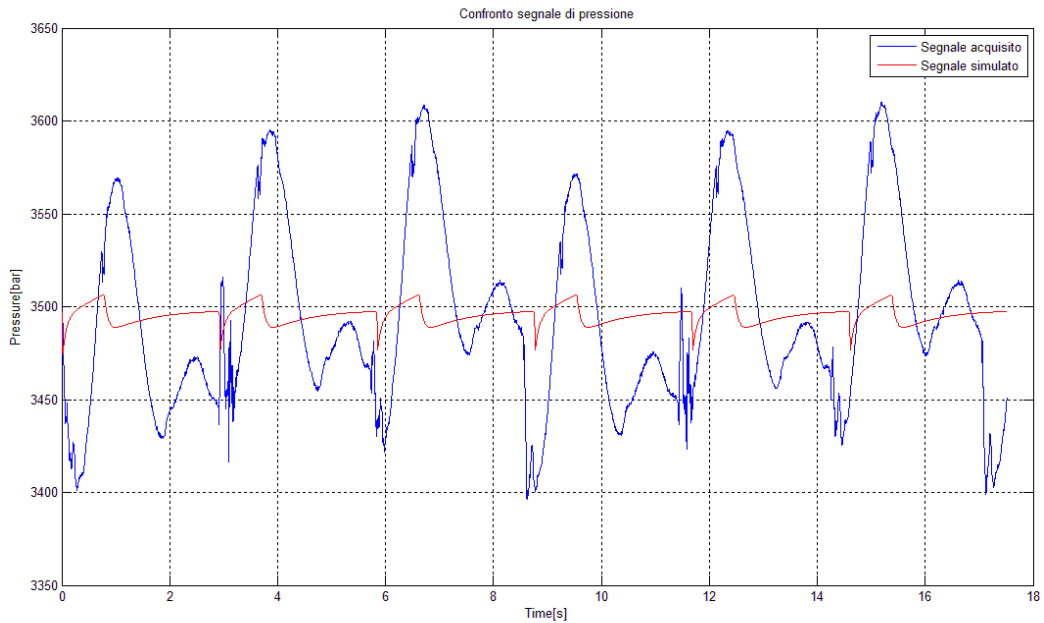


Figura 6. 32 Confronto segnale acquisito e simulato 3600 bar, ugello 0,25

L'errore percentuale sui picchi di pressione è pari a:

$$\Delta PiccoBasso = 1,68\%$$

$$\Delta PiccoAlto = -2,42\%$$

Il periodo di pompaggio simulato è pari a 2,91 secondi mentre il periodo medio acquisito è pari a 2,84 secondi.

L'errore relativo al periodo di pompaggio è pari a:

$$errPeriodo = -2,4\%$$

### 6.4.5 4000 bar, ugello 0,25mm

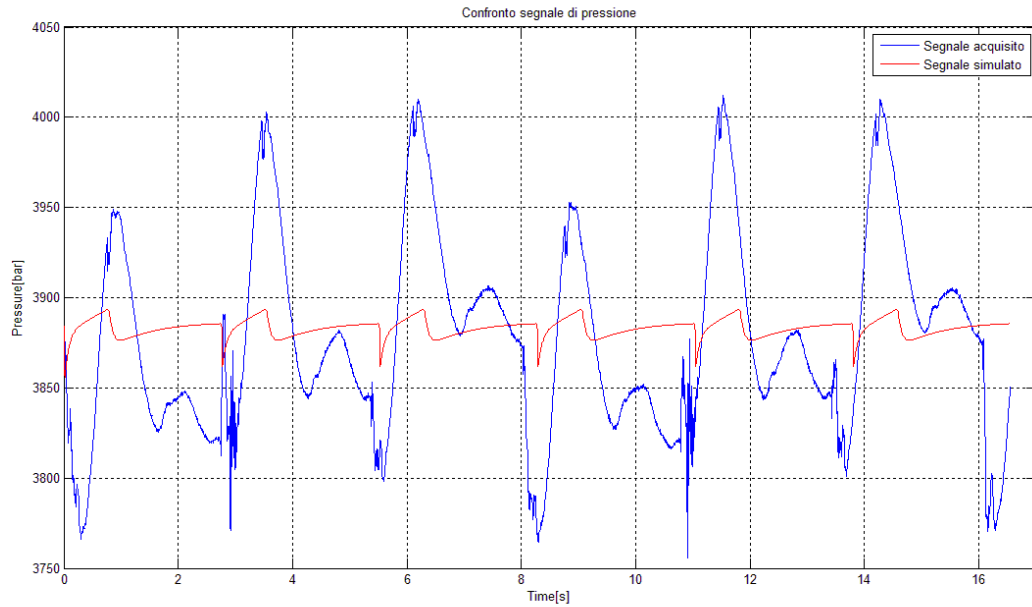


Figura 6. 33 Confronto segnale acquisito e simulato 4000 bar, ugello 0,25

L'errore percentuale sui picchi di pressione è pari a:

$$\Delta PiccoBasso = 2,971 \%$$

$$\Delta PiccoAlto = -3,62 \%$$

Il periodo di pompaggio simulato è pari a 2,76 secondi mentre il periodo medio acquisito è pari a 2,68 secondi.

L'errore relativo al periodo di pompaggio è pari a:

$$errPeriodo = -2,98 \%$$

In questo caso si può notare come il segnale di pressione sperimentale presenti un abbassamento del livello medio sulla prima e sulla quarta pompata. Riguarda quindi un problema che si verifica sullo stesso cilindro. Questo potrebbe essere dovuto a qualche difettosità sul pistone o sulla valvola di alta pressione.

### 6.4.6 2500 bar ugello 0,33mm

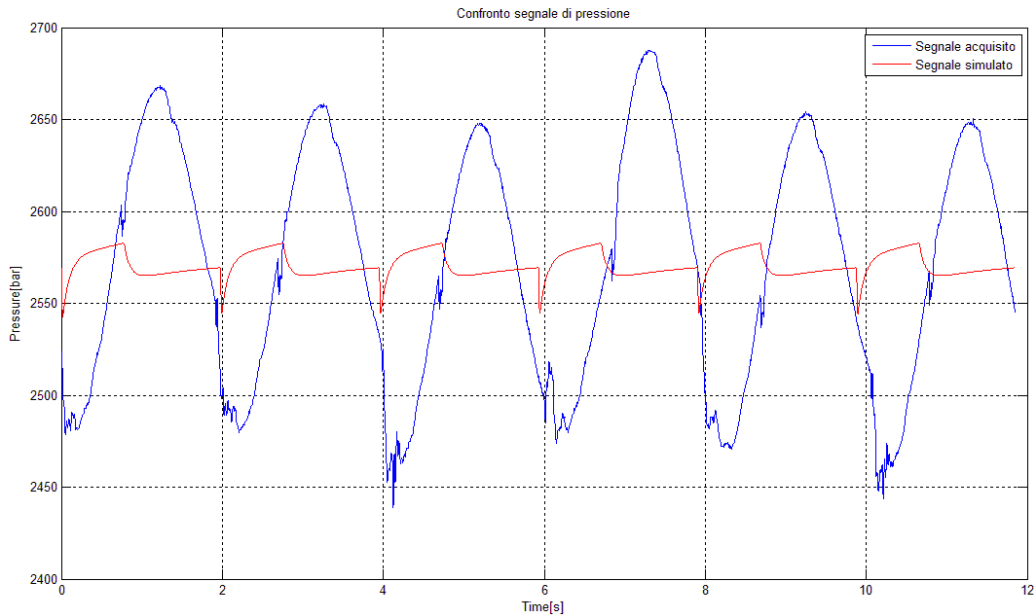


Figura 6. 34 Confronto segnale acquisito e simulato 2500 bar, ugello 0,33

Anche per l'ugello 0,33 mm il coefficiente di correlazione risulta essere molto basso ( $< 0,2$ ) e quindi non può essere considerato come un indice statistico adeguato per un'analisi coerente sul confronto dei segnali.

L'errore percentuale sui picchi di pressione è pari a:

$$\Delta PiccoBasso = 3,05\%$$

$$\Delta PiccoAlto = -7,14\%$$

Il periodo di pompaggio simulato è pari a 1,976 secondi mentre il periodo medio acquisito è pari a 2,02 secondi.

L'errore relativo al periodo di pompaggio è pari a:

$$errPeriodo = 0,489\%$$

Avere un valore positivo sull'errore percentuale indica che è il segnale sperimentale che impiega un periodo temporale più alto per effettuare la compressione (rispetto al caso di ugello 0,25mm).

### 6.4.7 3000 bar, ugello 0,33mm

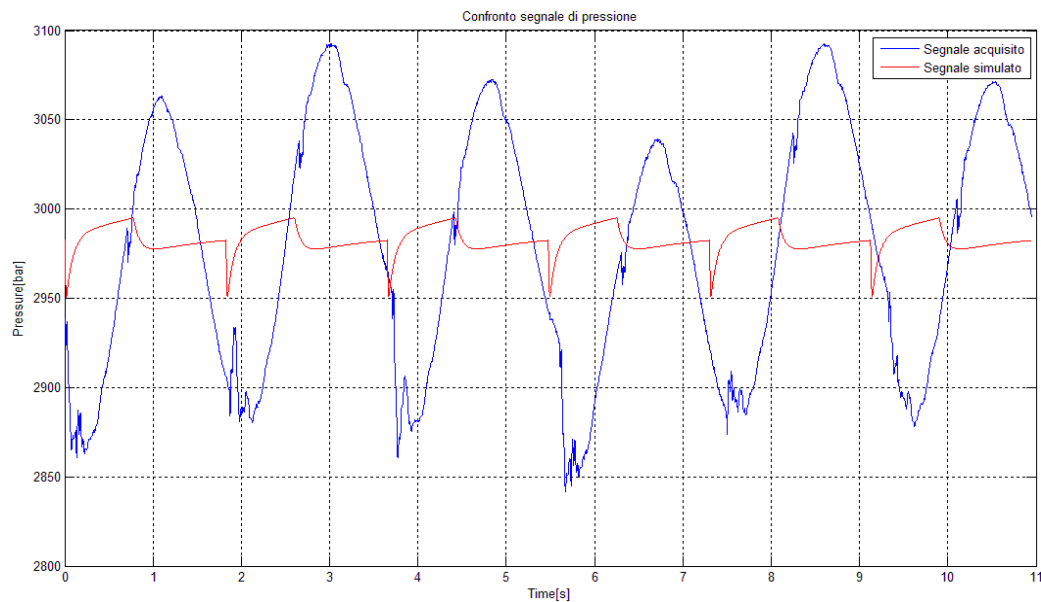


Figura 6. 35 Confronto segnale acquisito e simulato 3000 bar, ugello 0,33

L'errore percentuale sui picchi di pressione è pari a:

$$\Delta PiccoBasso = 3,139 \%$$

$$\Delta PiccoAlto = -2,54 \%$$

Il periodo di pompaggio simulato è pari a 1,825 secondi mentre il periodo medio acquisito è pari a 1,86 secondi.

L'errore relativo al periodo di pompaggio è pari a:

$$errPeriodo = 0,463 \%$$



### 6.4.8 3400 bar, ugello 0,33mm

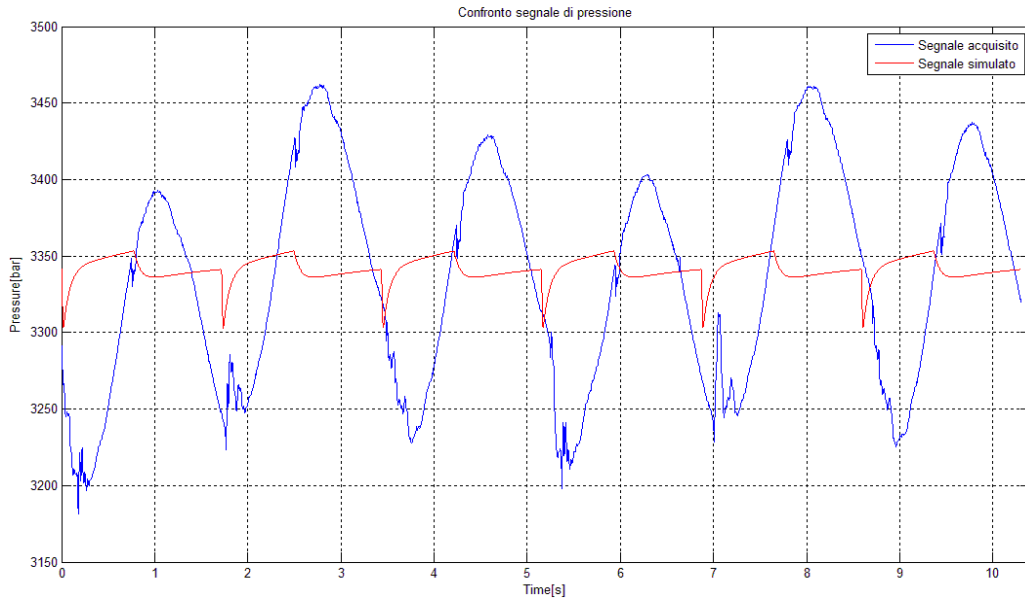


Figura 6. 36 Confronto segnale acquisito e simulato 3400 bar, ugello 0,33

L'errore percentuale sui picchi di pressione è pari a:

$$\Delta PiccoBasso = 2,54\%$$

$$\Delta PiccoAlto = -2,31\%$$

Il periodo di pompaggio simulato è pari a 1,73 secondi mentre il periodo medio acquisito è pari a 1,75 secondi.

L'errore relativo al periodo di pompaggio è pari a:

$$errPeriodo = 0,222\%$$

### 6.4.9 3600 bar, ugello 0,33mm

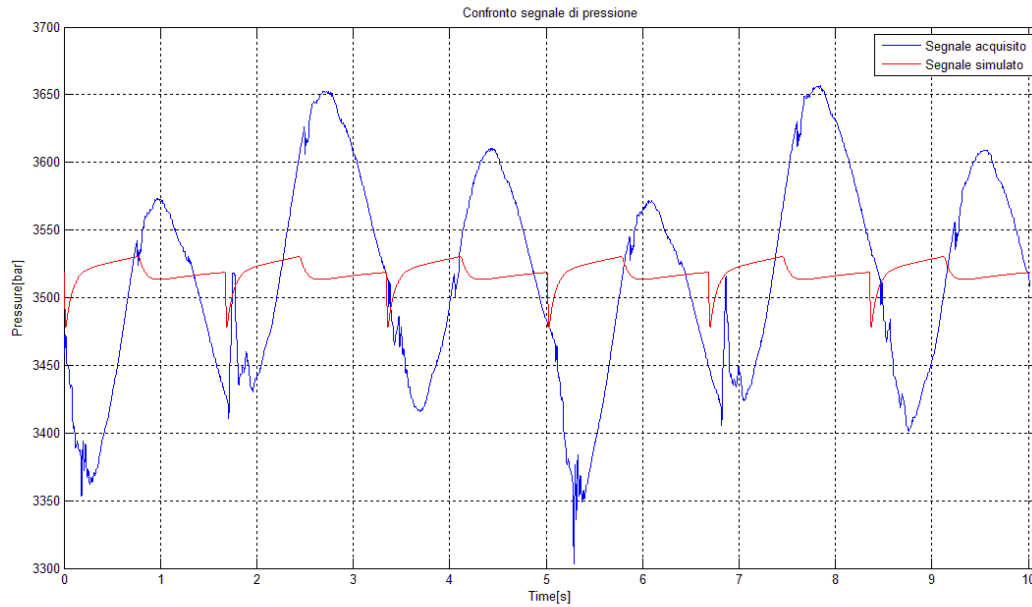


Figura 6. 37 Confronto segnale acquisito e simulato 3600 bar, ugello 0,33

L'errore percentuale sui picchi di pressione è pari a:

$$\Delta PiccoBasso = 2,55\%$$

$$\Delta PiccoAlto = -2,32\%$$

Il periodo di pompaggio simulato è pari a 1,67 secondi mentre il periodo medio acquisito è pari a 1,7 secondi.

L'errore relativo al periodo di pompaggio è pari a:

$$errPeriodo = 0,352\%$$

### 6.4.10 4000 bar, ugello 0,33mm

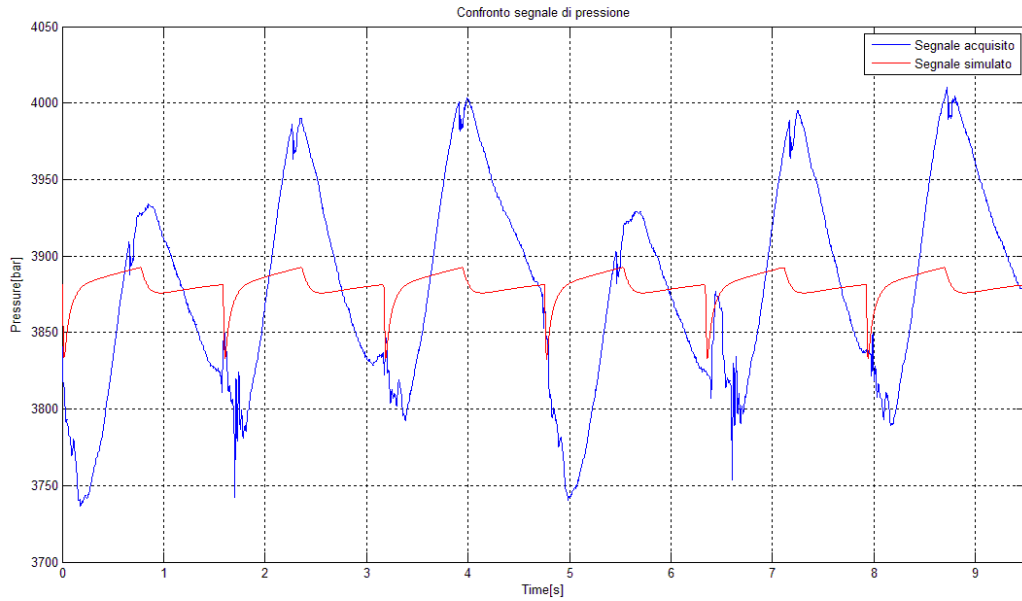


Figura 6. 38 Confronto segnale acquisito e simulato 4000 bar, ugello 0,33

L'errore percentuale sui picchi di pressione è pari a:

$$\Delta PiccoBasso = 2,553 \%$$

$$\Delta PiccoAlto = -2,33 \%$$

Il periodo di pompaggio simulato è pari a 1,584 secondi mentre il periodo medio acquisito è pari a 1,594 secondi.

L'errore relativo al periodo di pompaggio è pari a:

$$errPeriodo = 0,11 \%$$

## 6.5 Considerazioni sui risultati ottenuti

Il segnale ottenuto dalle simulazioni riesce ad approssimare abbastanza fedelmente il comportamento del segnale reale. Infatti entrambi presentano una fase di abbassamento di pressione (quando un pistone arriva al PMS), seguita da un aumento della stessa fino ad un punto di massimo (vedi Figura 6. 39). Questo non coincide però con quello assoluto del segnale sperimentale (in tutte e due le tipologie di ugelli utilizzati).

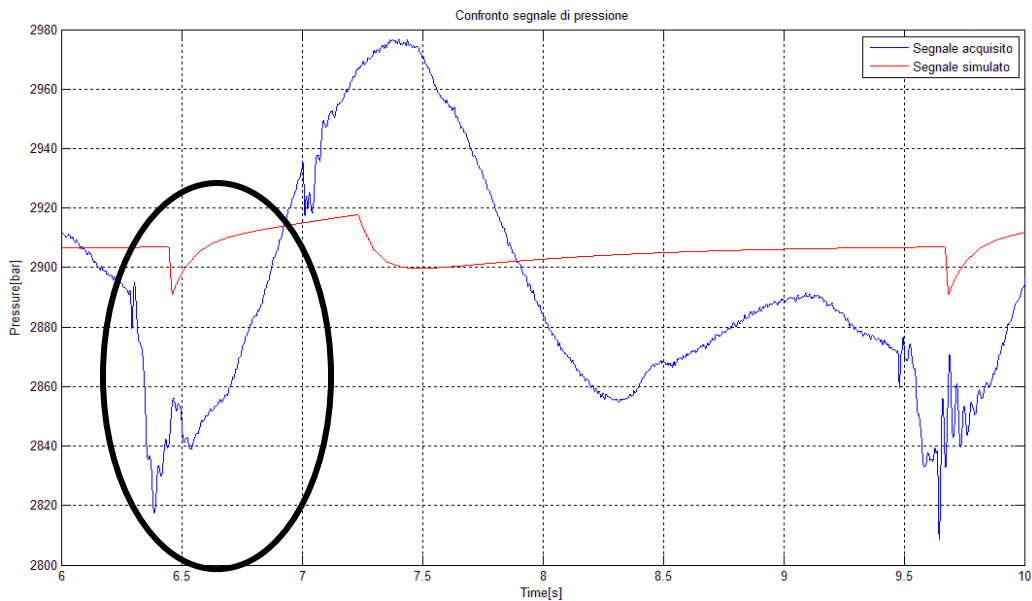


Figura 6. 39 Particolare segnale di pressione simulato – sperimentale (ugello 0,25mm).

Ciò che non si è riusciti a modellare e riprodurre è l'oscillazione che si ottiene durante la fase di compressione. L'analisi sul coefficiente di correlazione non ha infatti portato a buoni risultati.

Questo aspetto dovrà essere in futuro migliorato in quanto riuscire a determinare interamente la forma del segnale può portare a realizzare un sistema di diagnostica efficace. La rottura di diversi componenti sulla macchina (pistoni o valvole di alta pressione) determina, oltre che una caduta del livello di pressione, anche una variazione della forma del segnale stesso.

Per quanto riguarda i picchi di pressione, si è potuto notare come ci si mantenga intorno ad un errore medio del 2,5 % sia variando il livello di pressione, sia variando la tipologia di ugello primario.

### 6.5.1 Oscillazione della pressione durante la compressione

Un aspetto positivo è legato alla variazione di pressione che si ottiene sul segnale simulato dopo che si è raggiunto il massimo assoluto. Dal confronto si è potuto osservare come il picco si trovi allo stesso istante temporale in cui si verifica una discontinuità sul segnale acquisito (vedi Figura 6. 40).

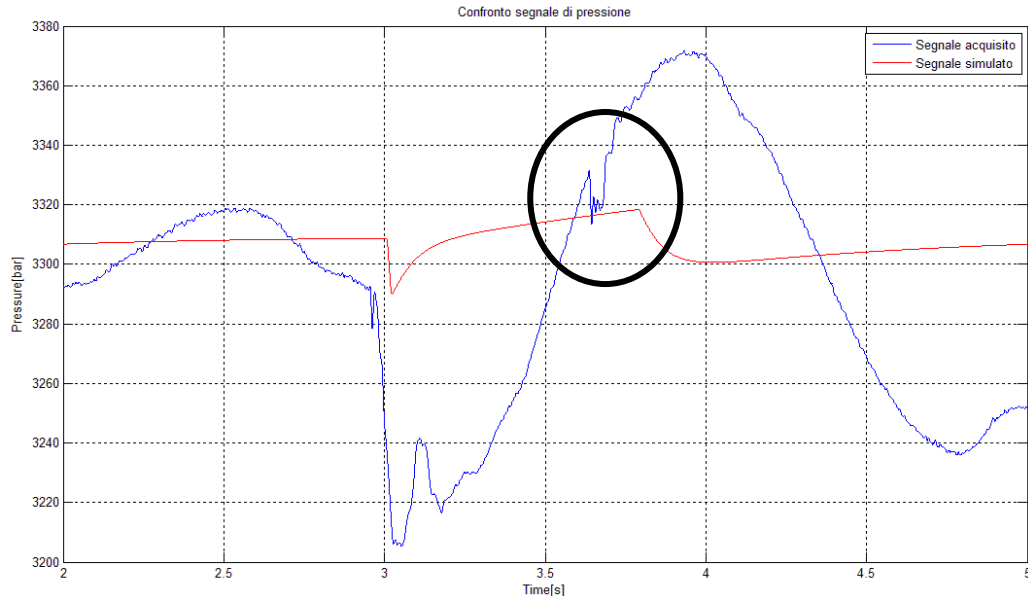


Figura 6. 40 Particolare della variazione di pressione durante la fase di compressione

Questo è spiegabile con una variazione di portata quando il pistone, che era in fase di ritorno giunge al fine – corsa PMI (vedi Figura 6. 27). Il modello in questo caso amplifica in modo eccessivo il fenomeno.

### 6.5.2 Analisi periodo di pompaggio e considerazioni sul coefficiente di perdita $C_d$

La simulazione ha fornito ottime indicazioni soprattutto nella determinazione del periodo di pompaggio. In particolare l'errore percentuale calcolato, è rimasto sempre inferiore al 3% per quanto riguarda l'ugello 0,25mm (diminuzione dell'indice all'aumentare del livello di pressione). Avere una variazione del 3% in un periodo di 3 secondi circa vuol dire compiere un errore di circa 1 decimo di secondo e quindi molto limitato. Per quanto riguarda l'ugello 0,33 si è addirittura scesi sotto il livello del punto percentuale e in questo caso si è notato come, aumentando il livello di pressione, l'indice diminuisse. Per il segnale a

4000 bar si è ottenuto un errore dello 0,11% su un periodo di 1,584 secondi (0,0018 sec).

Questo miglioramento è dettato in modo determinante dal coefficiente di perdita  $C_d$ . Dalle analisi di Hashish si dimostra infatti come il coefficiente tende ad avvicinarsi al valore di 0,6 per pressioni superiori a 3500 bar. Nonostante questo, si può concludere che, per i livelli di pressione impiegati, il valore utilizzato possa considerarsi una scelta accettabile.

## **6.6 Miglioramento del modello: regolazione automatica della cilindrata della pompa a pistoncini**

Valutato che il modello permette di restituire buoni risultati sotto il profilo del segnale di pressione, si è cercato di effettuare un successivo miglioramento.

Per ottenere un sistema di monitoraggio e diagnostica sulla macchina, è necessario riuscire a caratterizzare in modo reale tutti i componenti del modello. Una semplificazione che si è effettuata per ottenere i livelli di pressione richiesti è stata quella di considerare la pompa a cilindrata variabile come se fosse a cilindrata fissa impostando un unico valore di  $K$  (vedi paragrafo 5.3) in base all'ugello utilizzato e variando la pressione della valvola di sicurezza collegata. Questo ha permesso di ottenere i livelli di pressione richiesti per i confronti, generando un segnale coerente con quello sperimentale.

Tuttavia una pompa a pistoncini funziona impostando, tramite una manopola di regolazione, la pressione dell'olio. Automaticamente mediante un pistone attuatore, viene regolata l'inclinazione della piastra e settato il valore di cilindrata per erogare la portata richiesta.

Si è realizzato un sistema di gestione automatica della cilindrata stessa in modo che il funzionamento del modello si possa ulteriormente avvicinare a quello reale. La regolazione è stata effettuata per il solo ugello a 0,25mm.

### **6.6.1 Regolazione per ugello 0,25mm**

Inizialmente sono state effettuate una serie di simulazioni a parità di parametri inseriti e con ugello primario fissato a 0,25mm.

Si sono definiti 3 livelli di pressione dell'olio (100 bar, 150 bar e 200 bar) e, per ogni livello, si è trovato il minimo valore di  $K$  per cui il segnale di pressione dell'acqua potesse avere un andamento simile a quello di Figura 6. 25. I risultati sono stati inseriti in Tabella 6. 6, Tabella 6. 7, Tabella 6. 8 (*Non ce la fa* → indica che il valore impostato di cilindrata non riesce a garantire una portata d'olio sufficiente per generare un segnale di pressione dell'acqua apprezzabile).

<b>Modello con ugello 0,25 P=150</b>		
	<b><i>Press_open [bar]</i></b>	<b><i>Press_media [bar]</i></b>
0,6	150	2890
0,3	150	Non ce la fa
0,45	150	2854
0,375	150	2840
<b>0,35</b>	<b>150</b>	<b>2833</b>
0,335	150	Non ce la fa
0,34	150	Non ce la fa

Tabella 6. 6 Variazione di K con pressione olio impostata a 150 bar

<b>Modello con ugello 0,25 P=100</b>		
<b>K</b>	<b><i>Press_open [bar]</i></b>	<b><i>Press_media [bar]</i></b>
0,4	100	1830
0,2	100	Non ce la fa
0,3	100	1808
0,25	100	Non ce la fa
0,275	100	1804
0,287	100	1805
0,28	100	1805
<b>0,27</b>	<b>100</b>	<b>1802</b>

Tabella 6. 7 Variazione di K con pressione olio impostata a 100 bar

<b>Modello con ugello 0,25 P=200</b>		
<b>K</b>	<b>Press_open [bar]</b>	<b>Press_media [bar]</b>
0,5	200	3881
0,25	200	Non ce la fa
0,375	200	Non ce la fa
0,475	200	3875,5
<b>0,4</b>	<b>200</b>	<b>3859</b>
0,385	200	Non ce la fa
0,392	200	Non ce la fa

Tabella 6. 8 Variazione di K con pressione olio impostata a 200 bar

Successivamente si inseriscono i risultati in un grafico per poter valutare la variazione di K in funzione della pressione dell'olio (vedi Figura 6. 41) e si ottiene la relazione:

$$K = 0,0013x + 0,145 \quad (6.6)$$

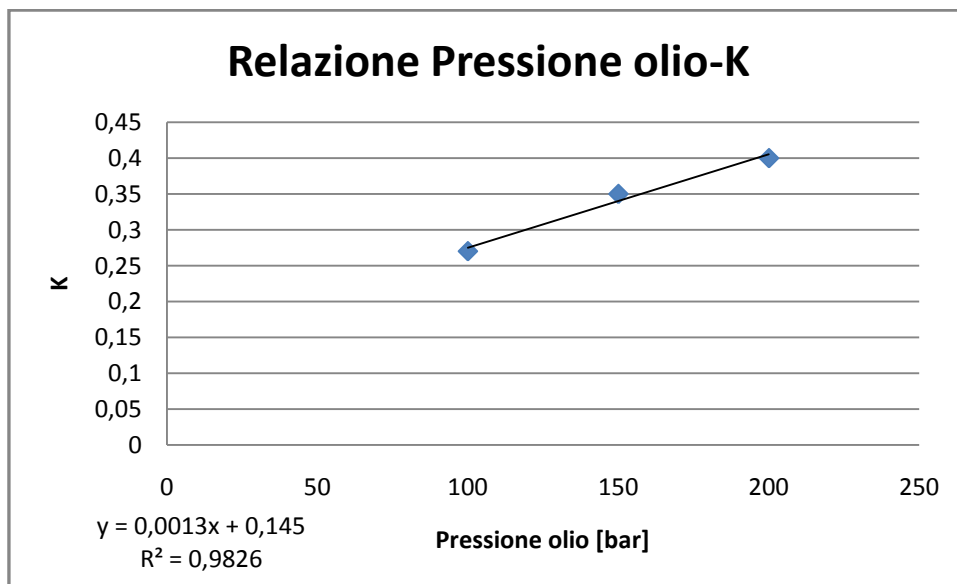


Figura 6. 41 Relazione tra variazione di cilindrata e pressione dell'olio



### 6.6.2 Regolatore\_Cilindrata in Dymola

Si crea a questo punto un blocco in Dymola che contiene al suo interno un misuratore di pressione  $P_{meas}$  (che ha il compito di convertire un segnale di pressione in un segnale di tipo Real) e un oggetto *Impostazione\_K* che permette di ricevere il segnale di pressione (sottoforma di *Input*) e, in base all'eq. (6.6), ottenere il valore di K corrispondente (vedi Figura 6. 42). La pressione dell'olio obiettivo è quella che si imposta nella valvola di sicurezza associata (parametro  $p_{open}$ ) come succede nella realtà ruotando la manopola sul quadro comandi.

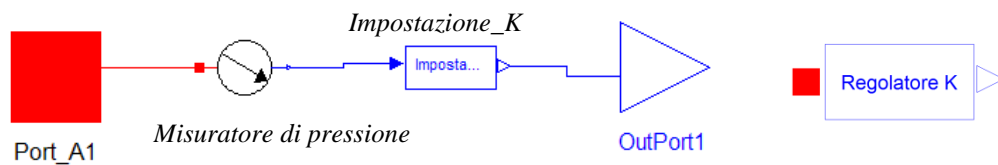


Figura 6. 42 Regolatore K

L'oggetto *Impostazione\_K*, è stato realizzato inserendo due parametri  $m$  e  $q$  che definiscono i valori  $m$  e  $q$  corrispondenti della retta d'eq. (6.6). In questo modo l'utente può direttamente inserire i settaggi in base alla tipologia di ugello scelto.

```

model Impostazione_K
  Modelica.Blocks.Interfaces.OutPort Cilindrata B;
  Modelica.Blocks.Interfaces.InPort P_olio A;
  parameter Real m;
  parameter Real q;
  Real K;
  Real P;
equation
  K = Cilindrata.signal[1];

  P = P_olio.signal[1]*10^(-5);
  //la regressione è in bar mentre P_olio è in Pa

algorithm
  K := m*P + q;

  B;
end Impostazione_K;

```

Figura 6. 43 Codice Dymola per *Impostazione\_K*

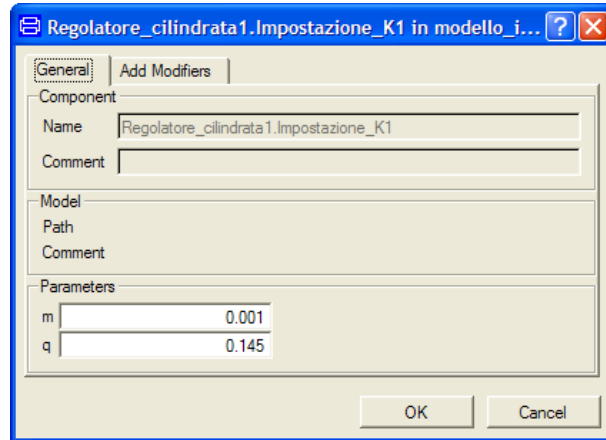


Figura 6. 44 Settaggio dei parametri m e q di *Impostazione\_K*

Il regolatore viene quindi inserito all'interno del modello dopo la valvola di non ritorno *Check\_Valve1* (vedi Figura 6. 45), legge la pressione in ingresso, e aggiorna costantemente il valore della cilindrata, finché non si raggiunge la fase di regime.

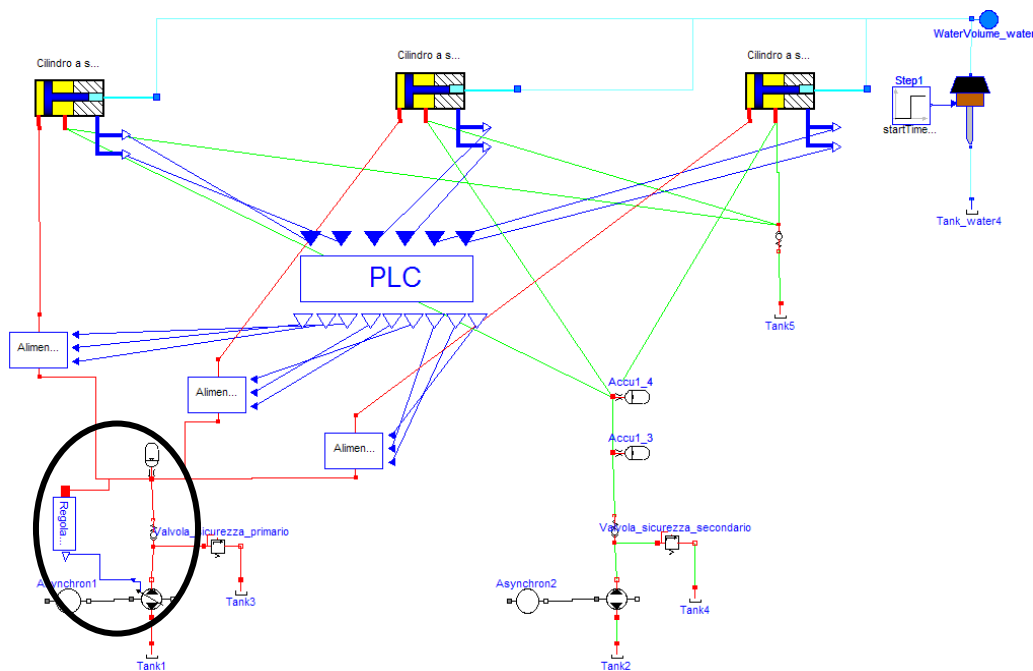


Figura 6. 45 Modello modificato con la presenza del Regolatore di cilindrata.

Per fare un esempio si imposta come pressione dell'olio ( $p_{open}$ ) 100 bar e si effettua una simulazione.

Si può notare in Figura 6. 46, come il parametro K vari istante per istante raggiungendo un valore circa costante dopo circa 12 secondi. Questo indica che la portata erogata dalla pompa è sufficiente per raggiungere quel livello di pressione.

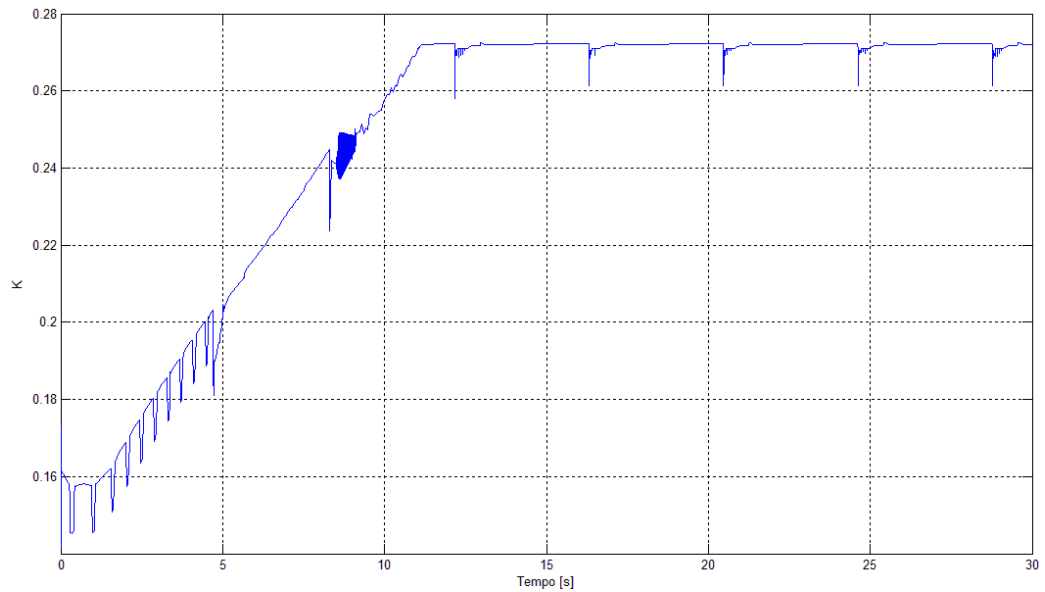


Figura 6. 46 Andamento di K in funzione del tempo impostando 100 bar di pressione olio.

Il segnale di pressione risultante è quello di Figura 6. 47. Si può osservare come il suo andamento sia paragonabile con quelli valutati a K costante.

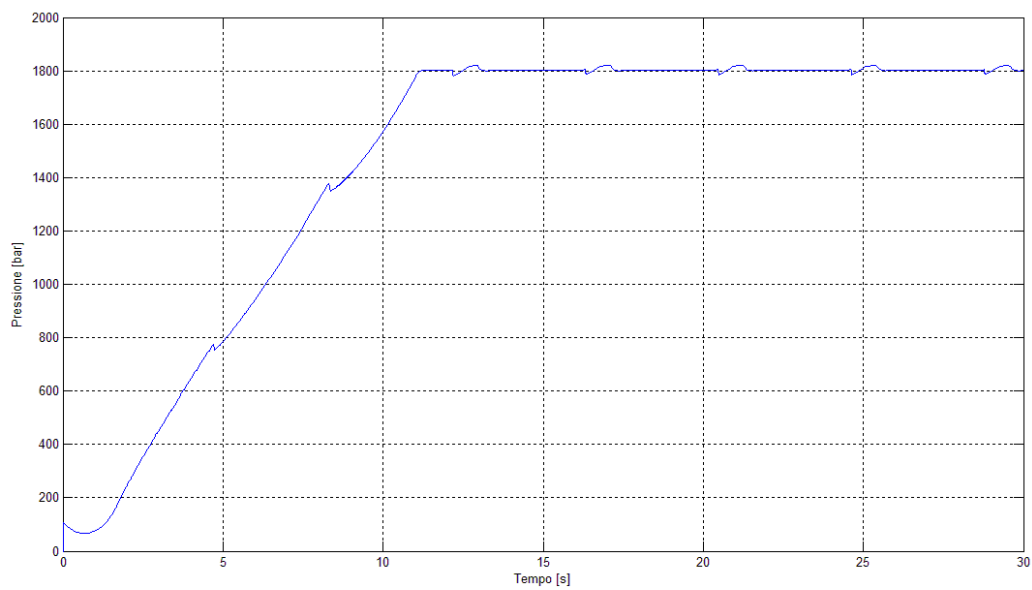


Figura 6. 47 Andamento del segnale di pressione dell'acqua in funzione della regolazione di K.

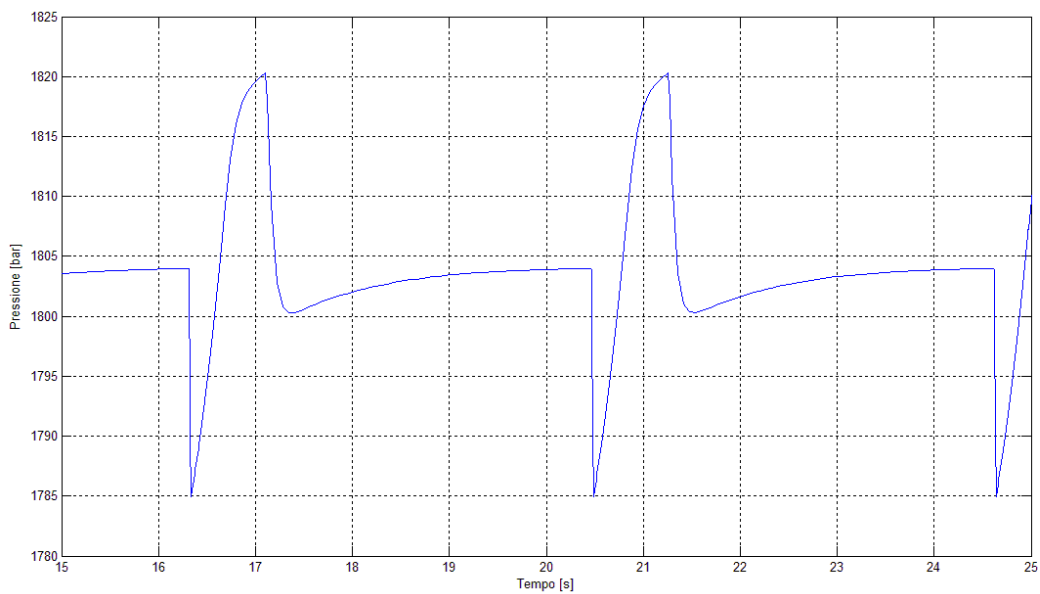


Figura 6. 48 Particolare del segnale di pressione

## Capitolo 7: Intensificatore Pompa Elettrica

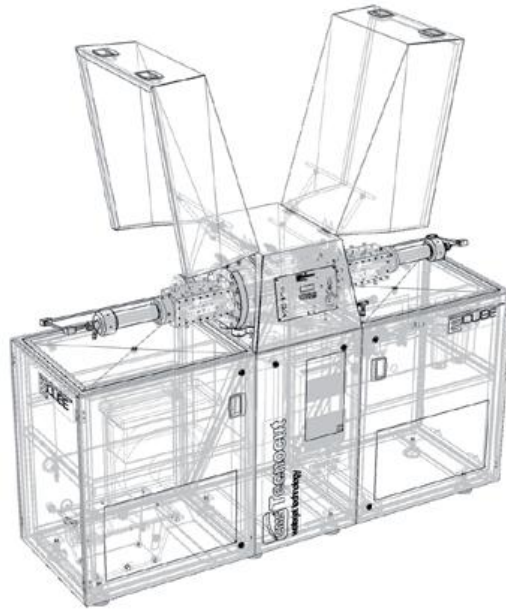


Figura 7. 1 Pompa elettrica Tecnocut [Tec10]

La pompa elettrica rappresenta un'innovazione nel campo della tecnologia di intensificazione dell'acqua in sistemi Waterjet.

Ciò che maggiormente differisce rispetto agli intensificatori oleodinamici, e che ne rappresenta la sostanziale novità, è la presenza di un azionamento elettrico. Questo è formato da un motore brushless più vite a ricircolo di sfere che sostituisce la parte di comando oleodinamica, classica degli intensificatori tradizionali.

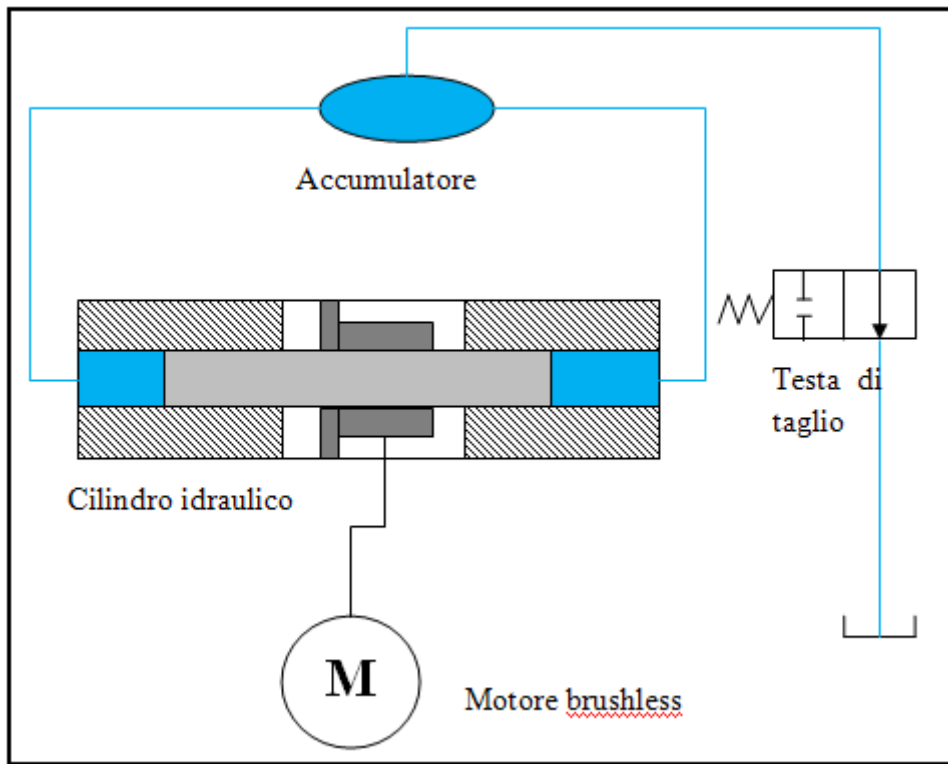


Figura 7. 2 Schema Intensificatore Elettrico

Il motore genera, in base ai settaggi conferiti dall'operatore, una coppia motrice che mette in rotazione la vite a ricircolo di sfere. La vite è collegata a due pistoni che si inseriscono in due camere idrauliche e trasforma il movimento rotatorio del motore in movimento traslatorio degli stantuffi. La forza assiale sviluppata dall'azionamento elettrico divisa per la superficie del pistone, determina la pressione dell'acqua corrispondente.

Esiste quindi un'analogia con l'intensificatore oleodinamico a pompante contrapposto: quando in una camera idraulica avviene la compressione dell'acqua, nell'altra si verifica la fase di aspirazione e viceversa. Per permettere la fuoriuscita di acqua in pressione sono presenti due valvole di alta pressione il cui principio di funzionamento è identico a quello di paragrafo 3.2.9.

A valle delle due valvole di alta pressione, è presente un accumulatore idraulico che ha il compito di attenuare le oscillazioni di pressione dell'acqua.

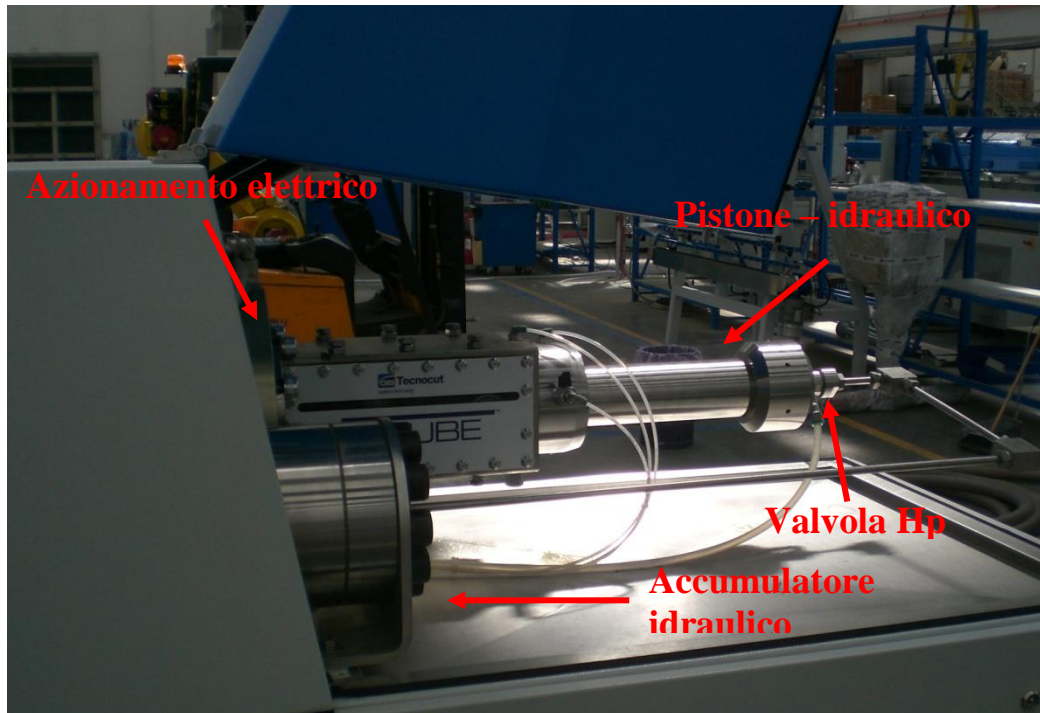


Figura 7. 3 Particolare della pompa elettrica.

L'eliminazione della parte di comando oleodinamica permette di realizzare un sistema di intensificazione della pressione flessibile con la possibilità di un controllo dell'azionamento in tempo reale. In questo modo si può prevedere la possibilità di installare un sistema di monitoraggio dei componenti più critici (motore, vite a ricircolo di sfere, pistone) e operare una manutenzione più economica e semplificata.

Un ulteriore vantaggio è legato ad aspetti ambientali in quanto non c'è più la necessità di dover smaltire l'olio minerale in quanto non più utilizzato.

Il miglioramento più importante rispetto alla tecnologia precedente riguarda l'efficienza (vedi Figura 7. 4) che permette un risparmio energetico di circa il 30% rispetto ai classici intensificatori oleodinamici [Tec10]

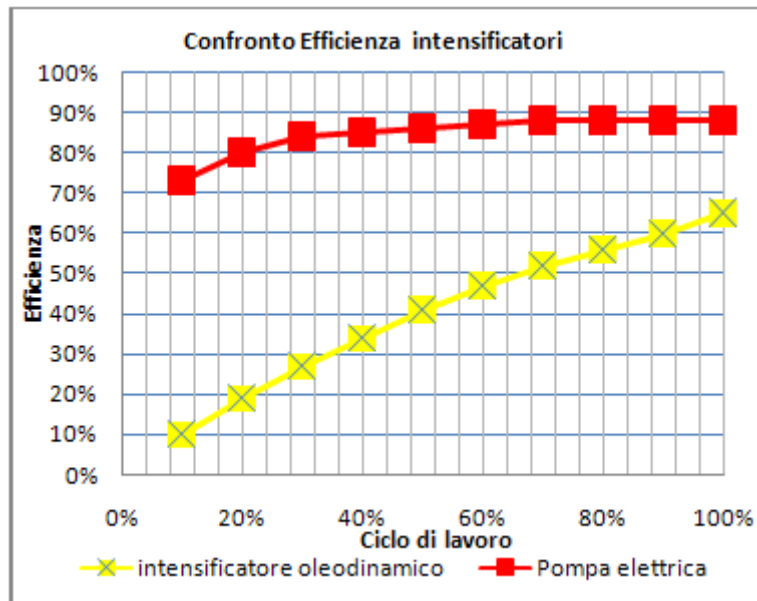


Figura 7. 4 Confronto di efficienza tra intensificatori oleodinamici ed elettrici

Gestendo elettronicamente il movimento del pistone, vengono ridotti i classici picchi di pressione dovuti a colpi d'ariete del circuito oleidraulico e apertura – chiusura delle valvole oleodinamiche. Questo permette di ridurre le sollecitazioni dei componenti in alta pressione e ne aumenta la vita media.

## 7.1 Modellazione dell'intensificatore con Dymola

Anche per l'intensificatore *pompa elettrica* è stato previsto un primo tentativo di modellazione utilizzando il software Dymola.

Il modello, in questo caso, potrebbe risultare molto utile per prevedere in fase di progettazione il comportamento della macchina ed eventuali guasti durante il funzionamento della stessa. E' produttivo valutare l'andamento del segnale di pressione in base ai settaggi del motore elettrico; oppure è importante (sia per l'azienda produttrice sia per un eventuale utilizzatore) conoscere, per esempio, il valore della portata di acqua in base ad una certa geometria dell'ugello.

Ci si è comunque limitati alla sola caratterizzazione del segnale di pressione dell'acqua come per l'intensificatore oleodinamico a pompanti contrapposti.

Dato che la macchina è ancora in fase sperimentale e non è ancora a disposizione del mercato, si è deciso di operare delle semplificazioni rispetto alla realtà.



- Non sono state considerate le tubazioni rigide e flessibili
- La modellazione del cilindro di intensificazione è totalmente ideale. Non sono quindi presenti attriti, rigidzze e guarnizioni.
- L'azionamento motore brushless e vite a ricircolo di sfere viene sostituito da un blocco che riproduce la legge di moto.

Per la stesura del modello, sono stati utilizzati oggetti già presenti nelle librerie realizzate per l'intensificatore a pompanti paralleli. Per il fluido acqua si utilizzano le formule e i parametri (con il relativo codice) già impostati al paragrafo 4.5.2.

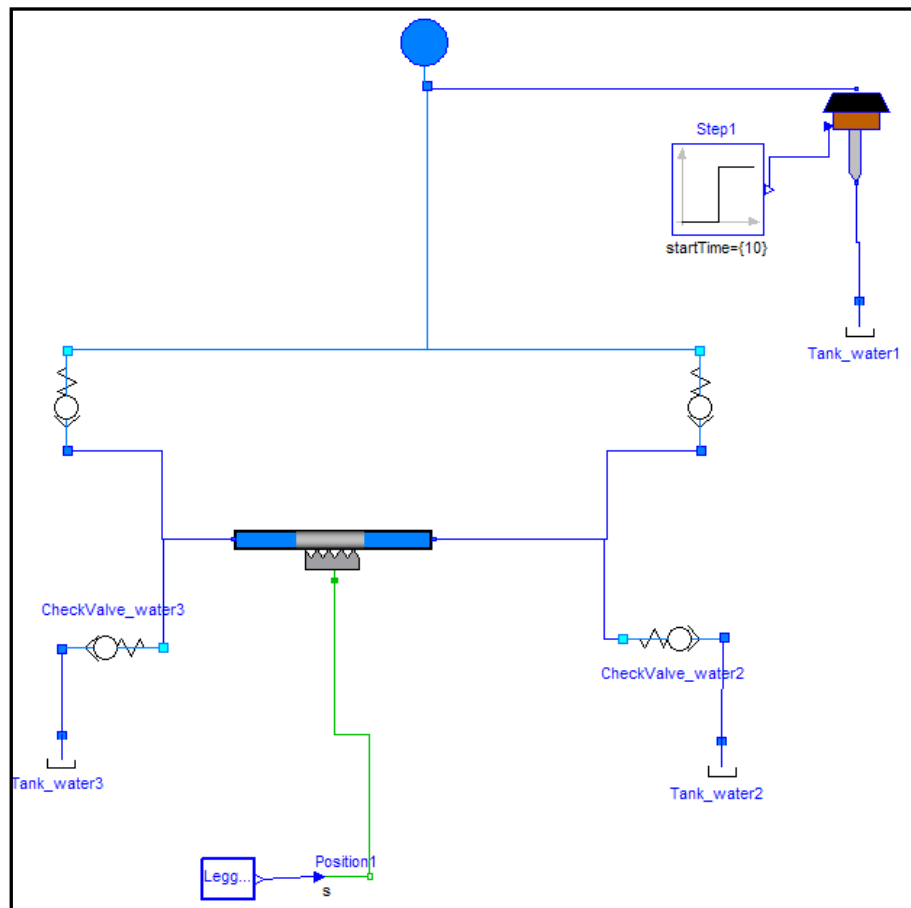


Figura 7. 5 Modello della Pompa Elettrica con Dymola

### 7.1.1 Cilindro idraulico

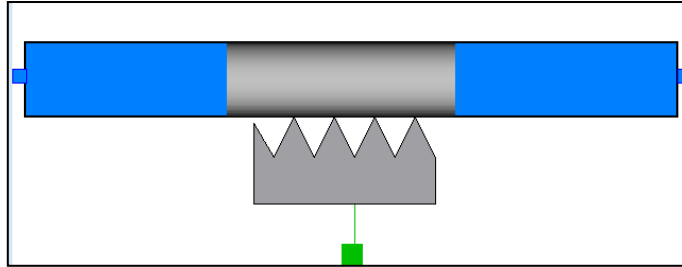


Figura 7. 6 Icona cilindro idraulico

Il cilindro idraulico non era presente nella libreria *HyLib* (default di Dymola). Per questo motivo è stato realizzato ex-novo sfruttando i componenti già utilizzati per il modello dell'intensificatore a pompanti paralleli.(vedi Figura 7. 7)

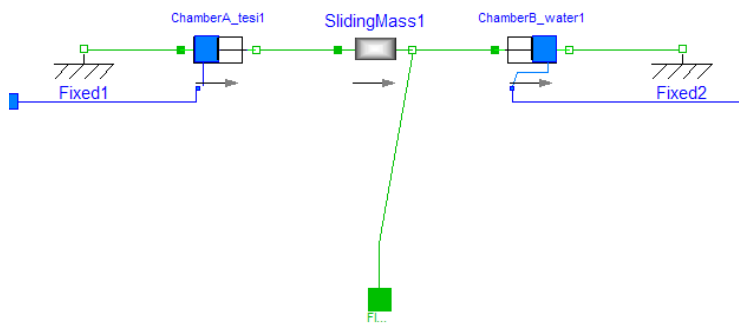


Figura 7. 7 Visualizzazione Diagram di Dymola per il cilindro idraulico.

E' realizzato mediante una massa (*SlidingMass*) che è libera di scorrere entro due camere idrauliche (*Chamber\_B\_water*) che sono quelle descritte nel paragrafo 4.7.3 mantenendo le stesse modifiche. Queste riguardano la possibilità di non determinare un errore nella simulazione quando una flangia arriva a contatto con l'altra (condizione di PMI o PMS).

Per fissare la corsa del cilindro e vincolarlo a terra, sono stati utilizzati due elementi *Fixed* (vedi Figura 7. 8).

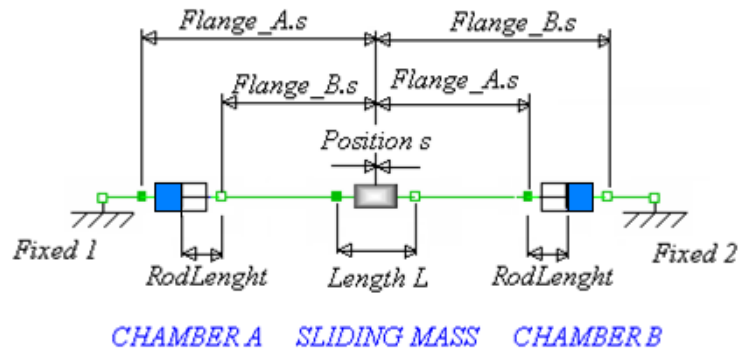


Figura 7. 8 Determinazione della corsa ( $Flange\_A.s + Flange\_B.s$ )

Il componente è ideale si decide di considerarlo come puntiforme ma dotata di una massa di 4 Kg in quanto sono presenti due stantuffi da 2 Kg ciascuno. Si è scelto in questo caso di modellare i due stantuffi come uno solo in quanto la scelta non ha ripercussioni sulla simulazione; Dymola infatti gestisce le masse come corpi rigidi quindi utilizzare due masse da 2Kg collegate rigidamente oppure una sola da 4 Kg non determina differenze.

La lunghezza della massa (*Length L*) viene settata a 0 m.

La corsa è pari a 214 mm e viene ripartita non in modo simmetrico come nel caso dell'intensificatore a pompanti paralleli, ma settando *Fixed1* a 0 m e *Fixed2* a 0,214 m. Anche questa è una scelta che non influisce sul risultato finale.

La sezione viene impostata a  $0,00038 \text{ m}^2$  in quanto il diametro è pari a 0,022m.

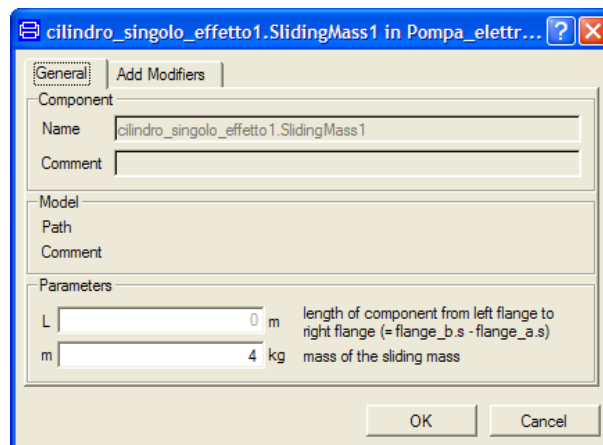


Figura 7. 9 Parametri Massa

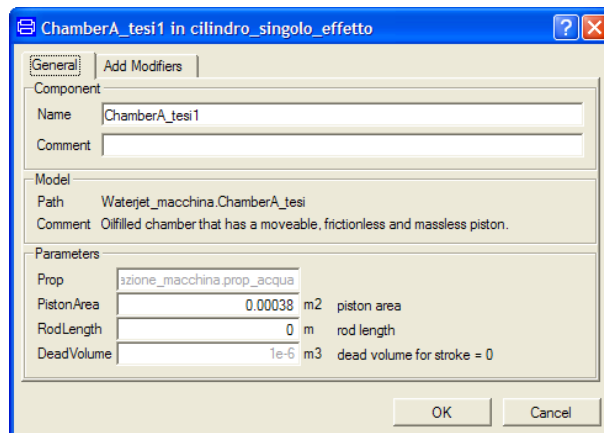


Figura 7. 10 Parametri camera acqua. Lo stelo è settato a 0 in quanto il componente è completamente ideale.

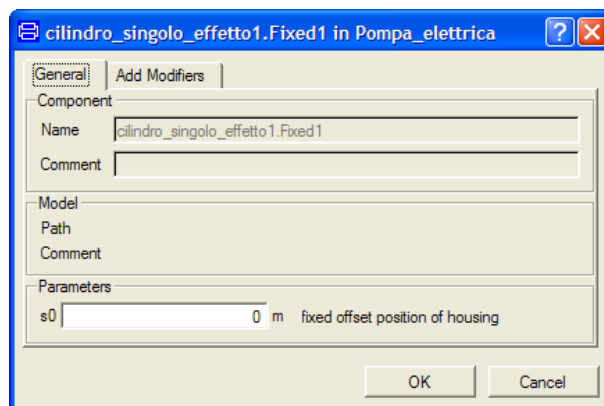


Figura 7. 11 Parametri *Fixed1*

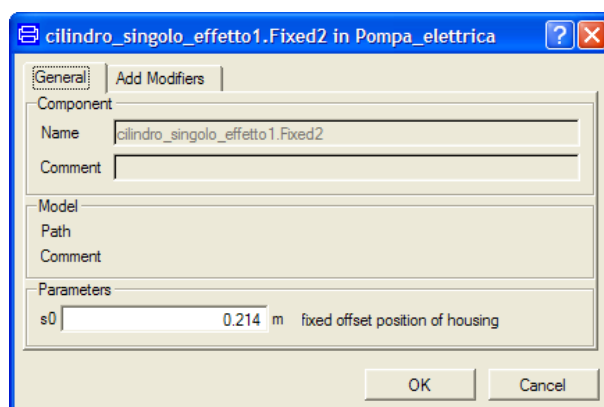


Figura 7. 12 Parametri *Fixed2*

### 7.1.2 Testa di taglio

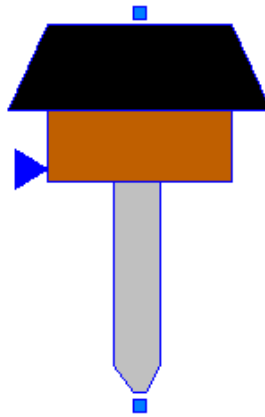


Figura 7. 13 Oggetto *Testa di taglio*

La testa di taglio è esattamente la stessa utilizzata al paragrafo 4.16, in quanto il sistema di movimentazione è il medesimo a cui era stato collegato l'intensificatore 60 Hp (pompanti paralleli).

I parametri di settaggio sono quindi gli stessi sia per la valvola a spillo che per l'ugello primario.

Component		
Name	TwoWayValve_water1	
Comment		
Model		
Path	TwoWayValve_water	
Comment	Two way valve with second order spool dynamics.	
Parameters		
overlap	0.02	overlap relative to max. displacement = 1, [1]
qnom	8.333e-4	m <sup>3</sup> /s nominal flow rate
dpnom	1e5	Pa pressure drop at qnom
dleak	0	m diameter of equivalent orifice to model leakage of closed valve
k1	10.	laminar part of orifice model, [1]
k2	2.	turbulent part of orifice model, k2 = 1 / C_d <sup>2</sup> , [1]
omega0	500	s <sup>-1</sup> natural frequency of spool
damp	0.7	damping coefficient of spool [1]
volumeA	1e-6	m <sup>3</sup> geometric volume at port A
volumeB	1e-6	m <sup>3</sup> geometric volume at port B

Figura 7. 14 Parametri valvola a spillo

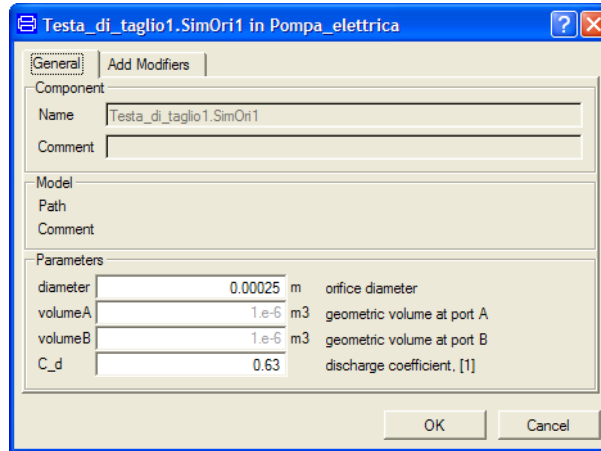


Figura 7. 15 Parametri Ugello primario con ugello settato come esempio a 0,25mm.

Si imposta inoltre un valore temporale al blocco *Step* in modo che la valvola a spillo si apra dopo 5 secondi di funzionamento in quanto non interessa, in questo caso, il transitorio iniziale.

### 7.1.3 Valvole di alta pressione

Le valvole di alta pressione sono modellate come valvole di non ritorno (*CheckValve*) e presentano le stesse caratteristiche di quelle di paragrafo 4.7.6

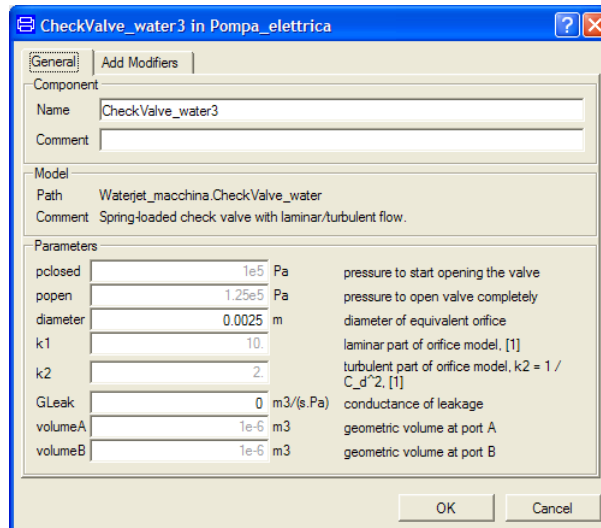


Figura 7. 16 Parametro CheckValve\_water1, 2, 3 e 4

### 7.1.4 Modellazione dell'azionamento elettrico

Il motore elettrico di tipo brushless, che rappresenta la parte di comando, non è presente come modello predefinito nella libreria standard di Dymola e deve essere interamente realizzato. Questo richiede un controllo di corrente, di velocità e di posizione (vedi Figura 7. 17). Si devono quindi definire tutte le costanti di guadagno come  $K_v$  (guadagno proporzionale di posizione),  $K_{pv}$  (guadagno proporzionale dell'anello di velocità),  $T_i$  (costante di tempo integrale dell'anello di velocità),  $K_t$  (costante di coppia del motore) [Alb04]. Il motore viene collegato alla vite a ricircolo di sfere che trasforma il moto rotatorio in traslatorio del pistone.

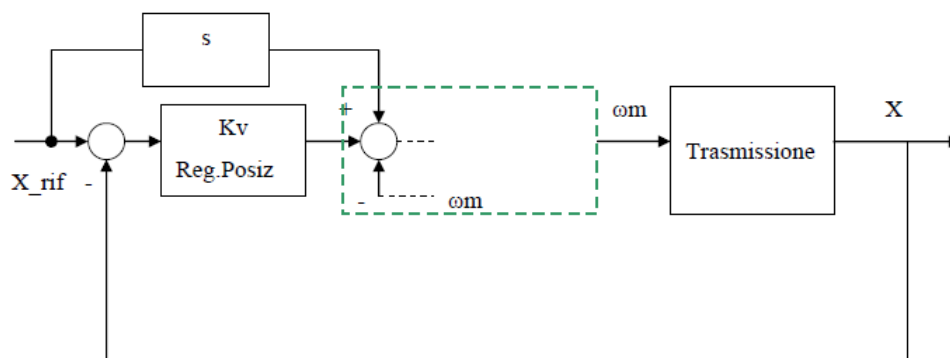


Figura 7. 17 Schema a blocchi per il controllo del motore brushless [Alb04]

Il primo passo da compiere per la caratterizzazione del motore è, come sempre, la scelta oculata di una legge di moto.[Cus07]  
L'operatore imposta un rampa di accelerazione e lo spazio entro cui realizzare i tre step di corsa (accelerazione, velocità costante e decelerazione) in quanto la legge di moto è "trapezia" (vedi Figura 7. 18).

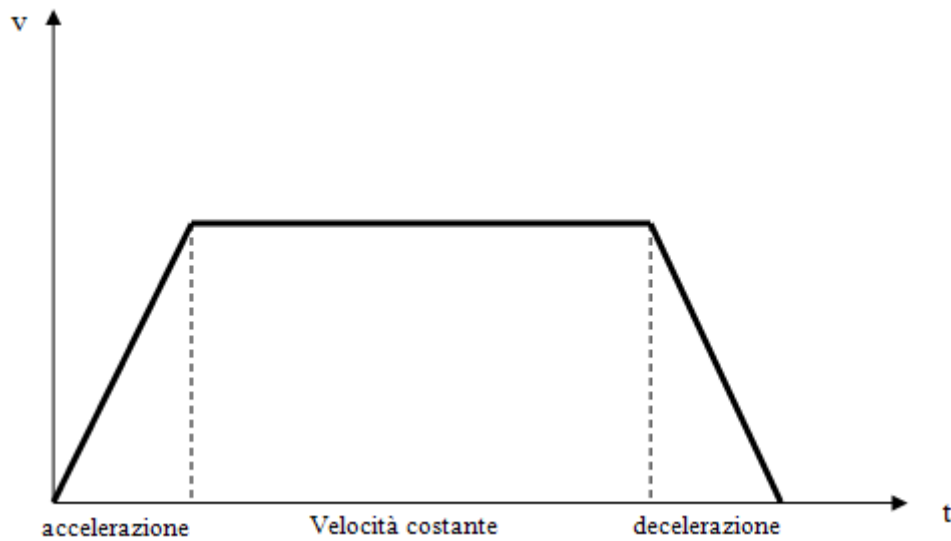


Figura 7. 18 Legge di moto trapezia t-v

Successivamente si definisce la pressione da ottenere.

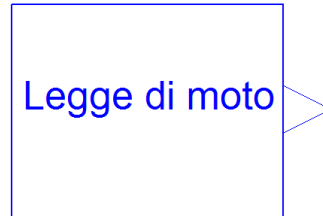
Il sistema di controllo elettronico elabora i dati in ingresso e determina i parametri per ottenere i risultati desiderati. La legge di moto è una conseguenza dell'accelerazione che viene imposta al motore e alla corrente che funge da carico al movimento del pistone.

Riassumendo, le operazioni necessarie per ottenere l'intensificazione sono:

1. Impostazione della rampa di accelerazione;
2. Settaggio degli spazi di accelerazione, velocità costante, decelerazione;
3. Impostazione della pressione alla testa di taglio;
4. Il sistema automaticamente imposta una corrente che funge da carico al motore e realizza la pressione richiesta.

Data l'importanza di ottenere la corretta legge di moto, si è scelto di eliminare la presenza dell'azionamento elettrico. In questo modo si tralascia la modellazione sia del motore che della vite a ricircolo di sfere. Si crea infatti un blocco che permette di controllare la posizione assoluta del pistone istante per istante, sfruttando una legge di moto impostabile dall'utente del software Dymola



**Realizzazione Legge di Moto in linguaggio Dymola.**Figura 7. 19 Blocco *Legge di moto*

Si opta per la stesura di un codice che permetta di impostare la rampa di accelerazione e lo spazio percorribile dal pistone e gestire manualmente la velocità in fase di compressione (velocità costante). In questo modo si può ottenere un livello di pressione, non noto a priori, ma che si può caratterizzare dopo un certo numero di simulazioni.

Riassumendo, le operazioni necessarie per ottenere l'intensificazione sono:

1. Impostazione della rampa di accelerazione;
2. Settaggio degli spazi di accelerazione, velocità costante, decelerazione;
3. Impostazione del valore di velocità costante;
4. Ottenimento del livello di pressione in base ai settaggi .

Spazi percorsi, accelerazioni, decelerazioni e velocità costanti sono stati calcolati utilizzando le leggi orarie del moto uniformemente accelerato, per cui:

$$v = v_0 + a \cdot t \quad (7.1)$$

$$s = s_0 + v \cdot t + \frac{1}{2} a \cdot t^2 \quad (7.2)$$

e considerando che:

$$v = \frac{s}{t} \quad (7.3)$$

Inizialmente si definiscono le variabili e i parametri utilizzati (vedi Figura 7. 20).  $T_{acc1}$  e  $v_{cost}$ ,  $s_{acc}$ ,  $s_{cost}$  e  $s_{dec}$  sono i parametri che possono essere inseriti dall'utente. Le altre variabili invece vengono calcolate dal software.

```

model Legge_moto

    parameter Real t_acc1=0.5;
    parameter Real v_cost=0.07;
    parameter Real s_acc=0.0175;
    parameter Real s_cost=0.1865;
    parameter Real s_dec=0.01;
    Real t_tot1;
    Real t_tot2;
    Real t1;
    Real t_tot;
    Real d_t;
    Real v;
    Real s;
    |
    Real a1;
    Real a2;

    Real t_cost1;
    Real t_cost2;
    Real t_acc2;
    Real t_dec1;
    Real t_dec2;

```

Figura 7. 20 Dichiarazione delle variabili.

In *202attibil* si calcolano tutti i parametri della legge di moto, cioè accelerazione ( $a1$ ), decelerazione ( $a2$ ), e tempi necessari per definire gli spazi percorsi dal pistone ( $t_{acc2}$ ,  $t_{cost1}$ ,  $t_{cost2}$ ,  $t_{dec1}$ ,  $t_{dec2}$ ) sia in fase di spinta in un verso che nell'altro (vedi Figura 7. 21).  $D_t$  è un parametro che conta il tempo trascorso durante un ciclo di pompaggio (andata e ritorno).

```

equation
    t_tot1 = t_acc1 + t_dec1 + t_cost1;
    t_tot2 = t_acc2 + t_dec2 + t_cost2;
    t_tot = t_tot1 + t_tot2;
    a1 = 2*s_acc/(t_acc1)^2;

    t_acc2 = t_acc1;
    t_cost1 = s_cost/v_cost;
    t_cost2 = t_cost1;
    t_dec1 = 2*s_dec/v_cost;
    t_dec2 = t_dec1;
    a2 = v_cost/t_dec1;

    s = space.signal[1];
    d_t = time - floor(time/t_tot)*t_tot;

```

Figura 7. 21 Equation per Legge di moto

Infine in *algorithm* si inseriscono i cicli *if* che permettono di descrivere lo spostamento effettivo istante per istante del pistone e la sua velocità (vedi codice Figura 7. 22)

```

algorithm
  if (d_t <= t_acc1) then
    v := a1*d_t;
    s := 0.5*a1*d_t^2;

  elseif (d_t <= (t_acc1 + t_cost1)) then
    t1 := t_acc1;
    v := v_cost;
    s := 0.5*a1*t_acc1^2 + v*(d_t - t1);

  elseif (d_t <= t_tot1) then
    t1 := t_acc1 + t_cost1;
    v := v_cost - a2*(d_t - t1);
    s := 0.5*a1*t_acc1^2 + v_cost*(t_cost1 + d_t - t1) - 0.5*a2*(d_t - t1)^2;
    //s := 0.5*a*t_acc1^2 + a*t_acc1*t_cost1 + 0.5*a*(d_t - t1)^2;

  elseif (d_t <= (t_tot1 + t_acc2)) then
    v := a1*(t_tot1 - d_t);
    s := 0.5*a1*t_acc1^2 + v_cost*t_cost1 + 0.5*a2*(t_decl)^2 - 0.5*a1*(d_t -
      t_tot1)^2;

  elseif (d_t <= t_tot1 + t_acc2 + t_cost2) then
    t1 := t_acc1 + t_tot1;
    v := -v_cost;
    s := 0.5*a1*t_acc1^2 + v_cost*t_cost1 + 0.5*a2*(t_decl)^2 - 0.5*a1*(t_acc1)
      ^2 + v*(d_t - t1);

  elseif (d_t <= t_tot1 + t_tot2) then
    t1 := t_acc2 + t_cost2 + t_tot1;
    v := -v_cost + a2*(d_t - t1);
    s := 0.5*a1*t_acc1^2 + v_cost*t_cost1 + 0.5*a2*(t_decl)^2 - 0.5*a1*(t_acc1)
      ^2 - v_cost*t_cost2 + v*(d_t - t1) - 0.5*a2*(d_t - t1)^2;

end if;

```

Figura 7. 22 Algorithm per Legge di moto

### 7.1.5 Position

L'oggetto *position* permette di trasformare il segnale *Real* di output del blocco *Legge di moto* in un segnale di tipo meccanico (posizione e velocità). Così si può collegare il blocco con la flangia (*flange*) che permette il movimento alla massa del pistone.

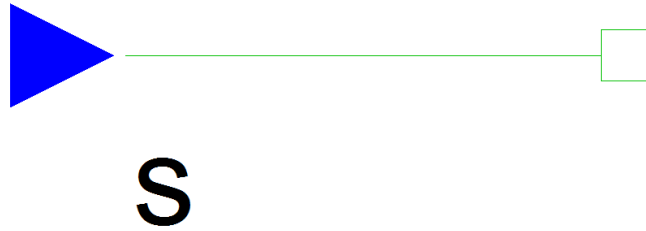


Figura 7. 23 Oggetto position

I parametri di *position* non vengono variati in quanto non influenzano il comportamento del modello. Il componente viene utilizzato solo come un collegamento.

### 7.1.6 Accumulatore

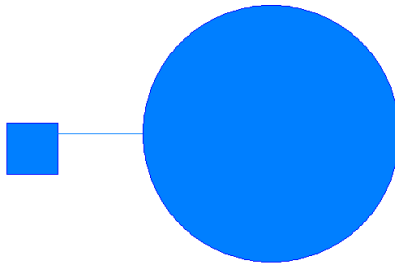
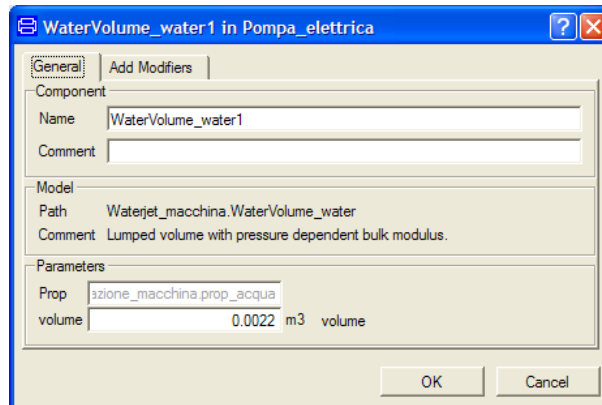


Figura 7. 24 Oggetto WaterVolume

Rispetto ad un intensificatore a pompanti paralleli, la pompa elettrica presenta un accumulatore idraulico. Questo non può essere modellato come un classico accumulatore a gas o a sacca, ma è semplicemente un allargamento della tubazione di alta pressione con un volume complessivo di 2,2 litri.

Si modella quindi come un volume d'acqua in cui come parametro si inserisce il volume corretto in  $m^3$  e quindi pari a 0,022.

Figura 7. 25 Parametri *WaterVolume*

## 7.2 Acquisizione segnali di pressione sperimentali

Come per l'intensificatore a pompanti paralleli, per testare la bontà del modello, si impostano una serie di 3 acquisizioni con frequenza di campionamento di 10000 Hz. Le acquisizioni vengono fatte con la macchina in condizione di regime.

Il segnale che interessa è quello di pressione e la strumentazione è la stessa di paragrafo 6.1.1. Il sensore non è più posizionato subito a valle della valvola HP ma tra l'intensificatore e il sistema di movimentazione sul ramo di alta pressione (vedi Figura 7. 26)



Figura 7. 26 Collegamento del sensore di pressione al condotto di alta pressione.

Il settaggio della macchina riguarda la definizione dei parametri caratteristici della legge di moto, quindi rampa di accelerazione, pressione ottenibile e spazi caratteristici ( $s_{acc}$ ,  $s_{v\_cost}$ ,  $s_{dec}$ ), vedi Tabella 7. 1.

Parametri acquisizione sperimentale							
	tempo acc rampa [s]	S_acc [m]	S_v_cost [m]	S_dec [m]	Pressione impostata [bar]	Ugello [mm]	Pressione media [bar]
<b>Acq1</b>	0,5	0,0175	0,1865	0,01	3000	0,25	2694,5
<b>Acq2</b>	0,45	0,0175	0,1865	0,01	3600	0,25	3148,4
<b>Acq3</b>	0,23	0,0175	0,1865	0,01	3600	0,33	3427

Tabella 7. 1 Parametri per l'acquisizione sperimentale

Il segnale di pressione (filtrato – vedi paragrafo 6.1.5) che si ottiene è quello in Figura 7. 27, Figura 7. 28 e Figura 7. 29.

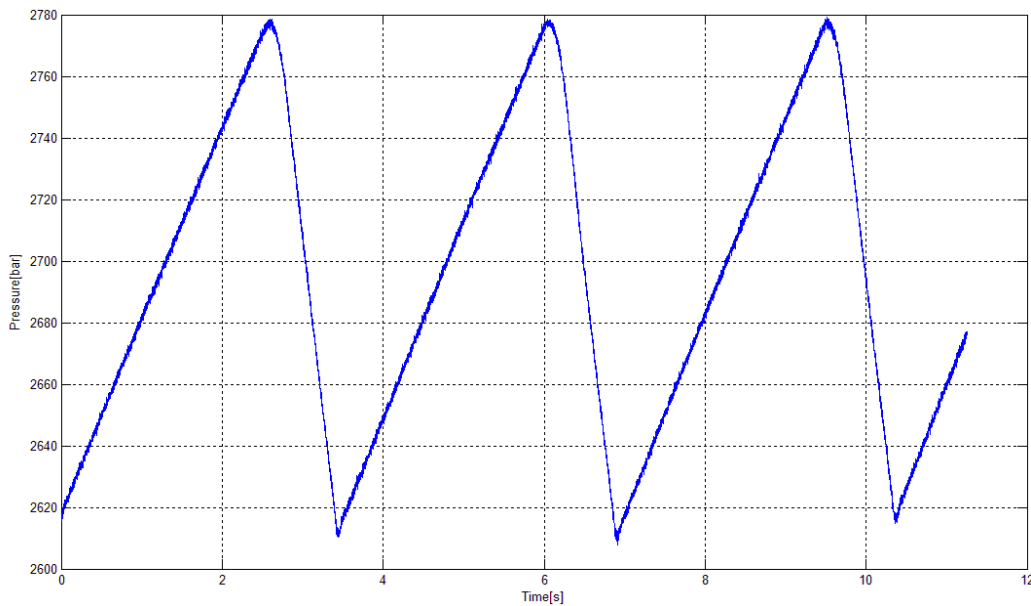


Figura 7. 27 Segnale sperimentale Acq1

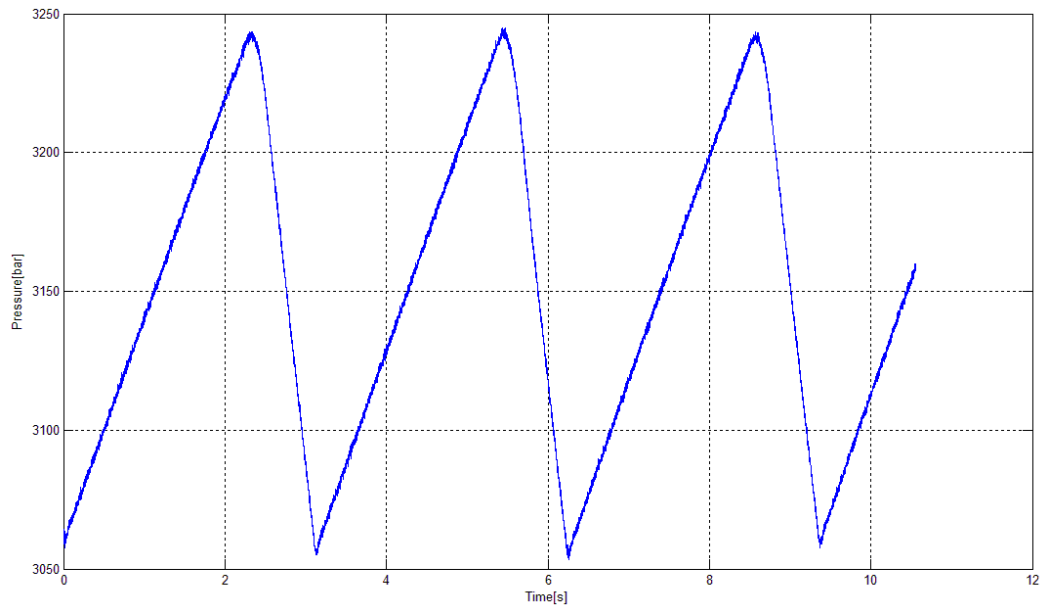


Figura 7. 28 Segnale sperimentale *Acq2*

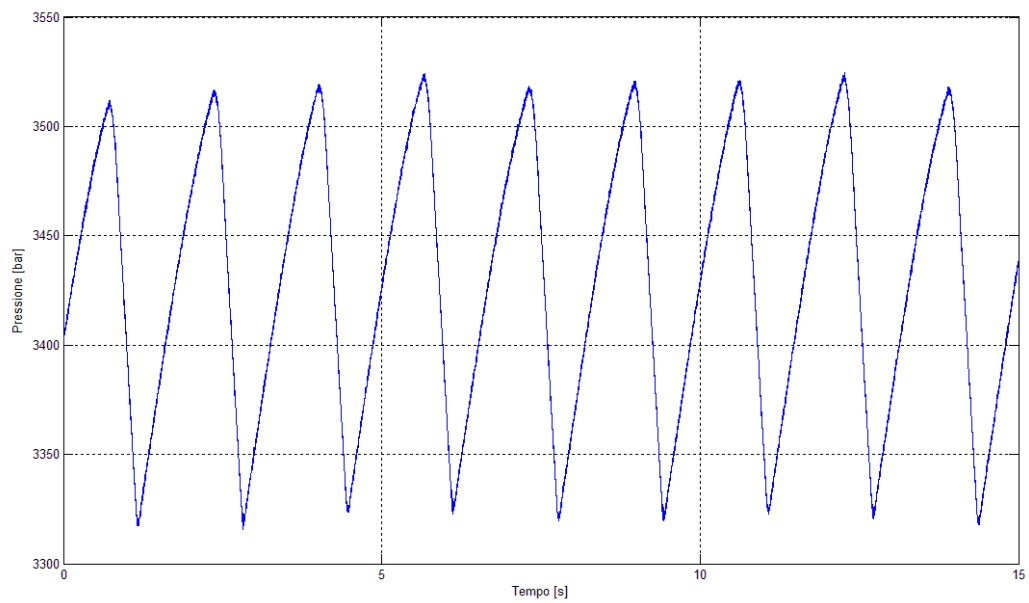


Figura 7. 29 Segnale sperimentale *Acq3*

### 7.2.1 Analisi del segnale di pressione sperimentale

Il segnale di pressione della pompa elettrica presenta numerose analogie con quello dell'intensificatore a pompante contrapposto (vedi paragrafo 2.3). Si osservi in dettaglio il segnale di Figura 7. 30. Un ciclo completo di pompaggio è realizzato da una spinta in un verso e una spinta nell'altro.

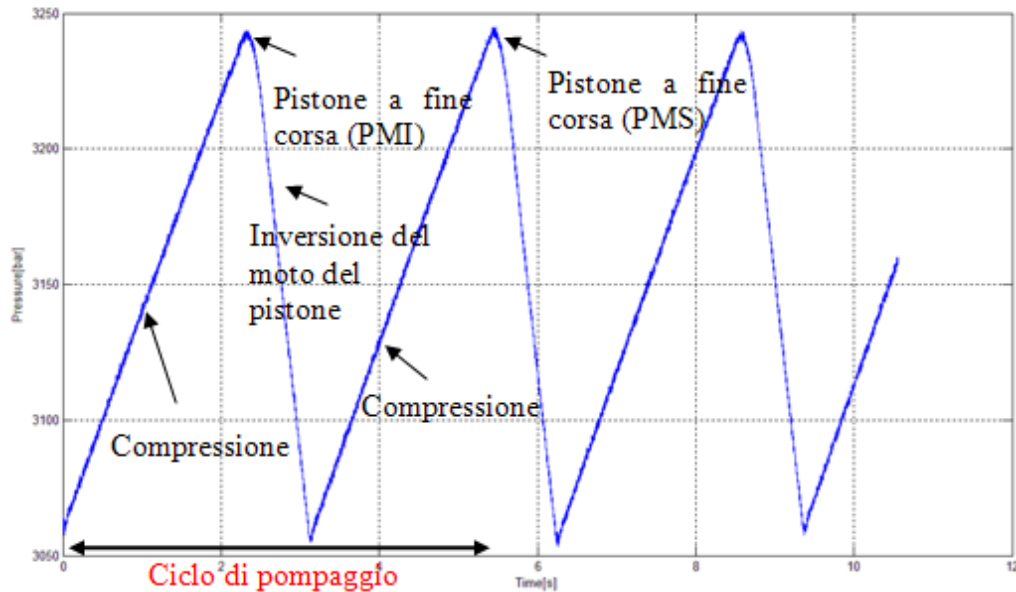


Figura 7. 30 Caratteristiche del segnale di pressione

Il pistone inizia la fase di compressione, percorre tutto lo spazio a disposizione e giunge a fine – corsa. In questa fase si verifica un aumento della pressione dell'acqua ben visibile in Figura 7. 30. Il pistone effettua poi l'inversione del moto e comincia la fase di spinta nell'altro verso di movimento. L'intervallo di tempo che intercorre tra l'arresto del pistone e l'inversione del moto, provoca una caduta di pressione che si arresta nel momento in cui il pistone stesso ricomincia la corsa di compressione. La pressione successivamente ricomincia a crescere fino ad arrivare ad un massimo quando il pistone giunge all'altro fine – corsa.



### 7.3 Simulazione del modello

Si imposta un periodo di simulazione pari a 90 secondi in modo da permettere al sistema di portarsi in una condizione di regime.

Per quanto riguarda la tolleranza si decide di settare il valore a  $1e-7$  come fatto per il modello dell'intensificatore a pompanti paralleli.

Per l'analisi dei dati si confronteranno i segnali simulati e acquisiti, sulla base dello stesso valor medio di pressione e in base alle formule di paragrafo 6.4 (vedi Appendice D).

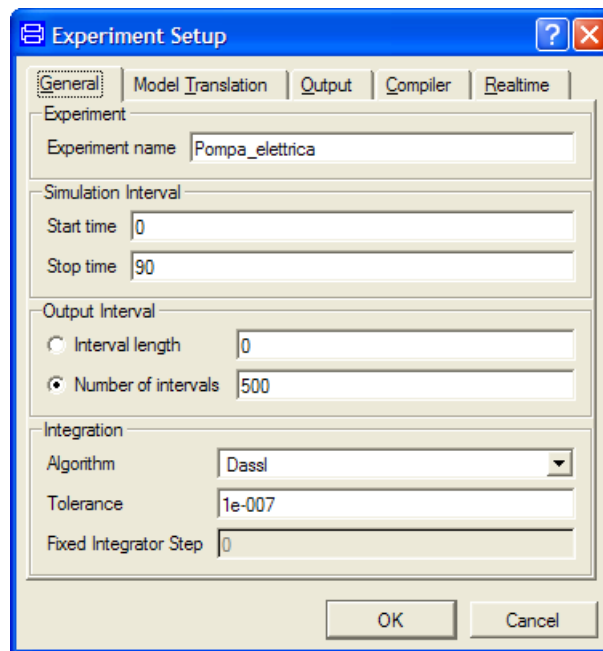


Figura 7. 31 Parametri di simulazione

Il processo di estrazione delle variabili è uguale a quello di paragrafo 6.3.1, compresa la parte di interpolazione lineare per ottenere vettori della stessa lunghezza (acquisiti e simulati). (vedi appendice D)

```
>>Tempo=data_2[1,:];
```

```
>>Pressione=data_2[122,:];
```

```
>>Spazio=data_2[166,:];
```

```
>>velocita=data_2[165,:];
```

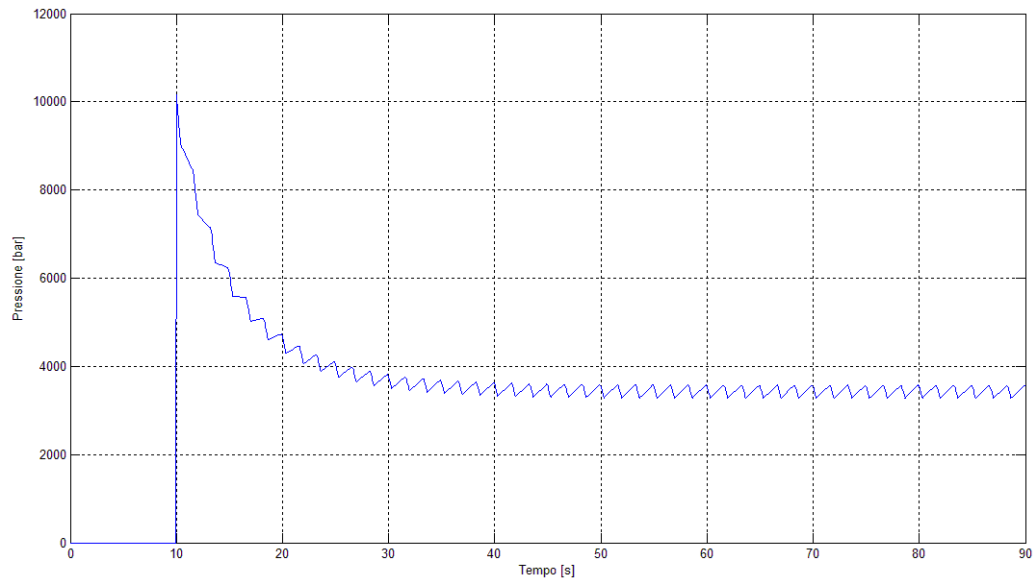


Figura 7. 32 Segnale di pressione Pompa Elettrica (rampa 0,23s)

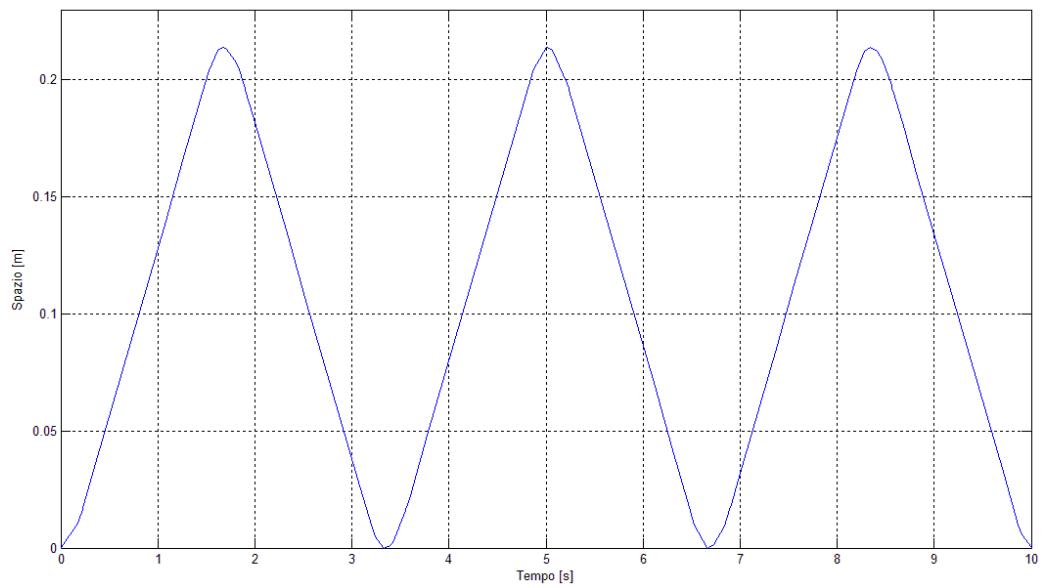


Figura 7. 33 Segnale di spazio (rampa 0,23s) a regime.

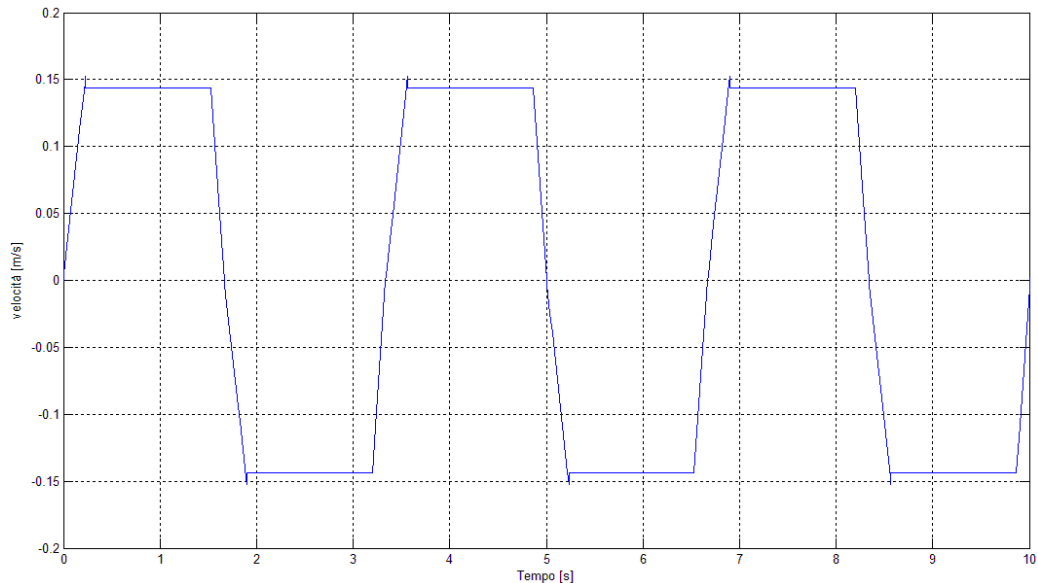


Figura 7. 34 Andamento velocità (rampa 0,23s). Si può notare il gradino a fine rampa di accelerazione. Il segno negativo è dovuto al pistone che si muove in due versi differenti

### 7.3.1 Calcolo legge di moto limite

L'azionamento elettrico come tutti i componenti meccanici reali presenta limiti legati alle caratteristiche costruttive. E' necessario quindi determinare le condizioni di funzionamento massime raggiungibili dall'intensificatore.

Per i calcoli si utilizzano le formule per il dimensionamento degli azionamenti con viti a ricircolo di sfere. I dati sono quelli resi noti dall'azienda produttrice della pompa elettrica: Tecnocut Spa.

L'accelerazione angolare massima del motore è:

$$\dot{\omega} = \frac{C_{\max}}{J} = \frac{990 \text{ Nm}}{0.2429 \text{ Kgm}^2} = 4075,75 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (7.4)$$

Dove  $C_{\max}$  è la coppia massima erogabile e  $J$  è l'inerzia complessiva di tutte le parti rotanti.

Successivamente si calcola la velocità angolare massima:

$$\omega_{\max} = \frac{2\pi n_{\max}}{60} = \frac{2\pi 418 \frac{\text{giri}}{\text{min}}}{60} = 43,77 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (7.5)$$

Dove  $n_{\max}$  è la velocità angolare massima in giri/min.

Infine si determina il tempo di accelerazione minimo per arrivare alla massima velocità angolare:

$$t_{acc} = \frac{\omega_{\max}}{\dot{\omega}_{\max}} = 0,01s \quad (7.6)$$

La massima velocità lineare ( $v_{lim}$ ) del pistone dichiarata è pari a 0,2213 m/s. Quindi l'accelerazione che si ottiene è:

$$acc = \frac{v_{lim}}{t_{acc}} = 20,6 \frac{m}{s} \quad (7.7)$$

Lo spazio per compiere l'accelerazione si determina con la legge oraria del moto rettilineo uniformemente accelerato:

$$s_{acc} = \frac{1}{2} acc \cdot t_{acc}^2 = 0,001188m \quad (7.8)$$

Nota la velocità massima ( $v_{lim}$ ), ipotizzando che lo spazio di accelerazione coincida con quello di decelerazione e sapendo che la corsa è pari a 0,124 m, si può ottenere lo spazio di "velocità costante" ( $s_{cost}$ ).

$$s_{cost} = corsa - 2 \cdot s_{acc} = 0,21188m \quad (7.9)$$

Il tempo necessario per percorrere tale distanza è pari a:

$$t_{cost} = \frac{s_{cost}}{v_{lim}} = 0,956928 s \quad (7.10)$$

La legge limite risultante è la seguente:

<b>Legge di moto limite</b>		
	tempo [s]	spazio [m]
Acc	0,0107	0,0011
V_cost	0,956928	0,2118
Dec	0,0107	0,0011

Tabella 7. 2 Legge di moto limite

La pressione dell'acqua massima ottenibile è:

$$p = \frac{F_{\text{lim}}}{A} = \frac{160000 \text{ N}}{0,00038 \text{ m}^2} \cdot 10^{-5} = 4210 \text{ bar} \quad (7.11)$$

### 7.3.2 Impostazione dei parametri e inizializzazione

E' necessario impostare i parametri indispensabili per ottenere i livelli di pressione richiesti. Si individuano mediante simulazioni, le corrispondenze tra la variabile del modello ( $v_{\text{cost}}$ ) e la pressione dell'acqua che si vuole raggiungere (questo a parità di tutti gli altri parametri). La rampa di accelerazione e gli spazi calcolati sono quelli che vengono impostati realmente sul quadro di comando dell'intensificatore.

Per ogni rampa di accelerazione è possibile trovare tutti i livelli di pressione che di cui si necessita facendo variare  $v_{\text{cost}}$

Per il lavoro di tesi si è scelto di caratterizzare le tre situazioni sperimentali citate al paragrafo 7.2. Per i confronti si utilizza il segnale simulato in condizioni di regime.

La condizione che deve essere rispettata in fase di simulazione è che

$$v_{\text{cost}} < v_{\text{lim}} \quad (7.12)$$

Ossia che la velocità costante sia inferiore a quella limite calcolata del motore (0,2118 m/s)

**Rampa 0,5sec – 3000 bar – ugello 0,25mm**

Si è impostata la simulazione secondo i dati di Tabella 7. 1.

Per cui:

$$t_{acc}=0,5s$$

$$s_{acc}=0,0175m$$

$$s_{cost}=0,1865m$$

$$s_{dec}=0,01m$$

$$d_{ugello}=0,00025m$$

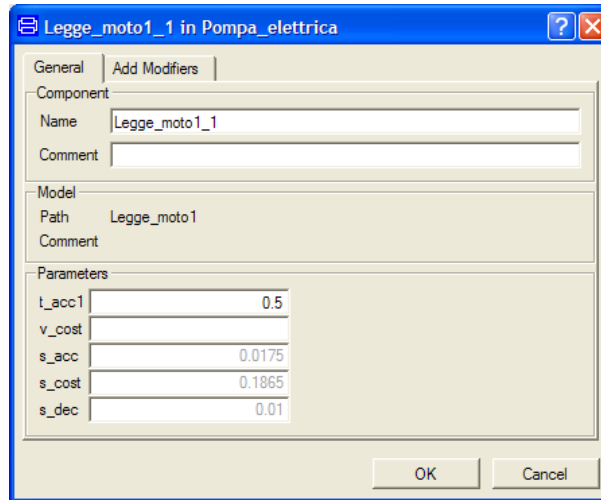


Figura 7. 35 Parametri per rampa 0,5s

$C_d$  (coefficiente di perdita) riveste un'importanza notevole per quanto riguarda il periodo di pompaggio oltre che influire sulla pressione media dell'acqua alla testa di taglio [Has97].

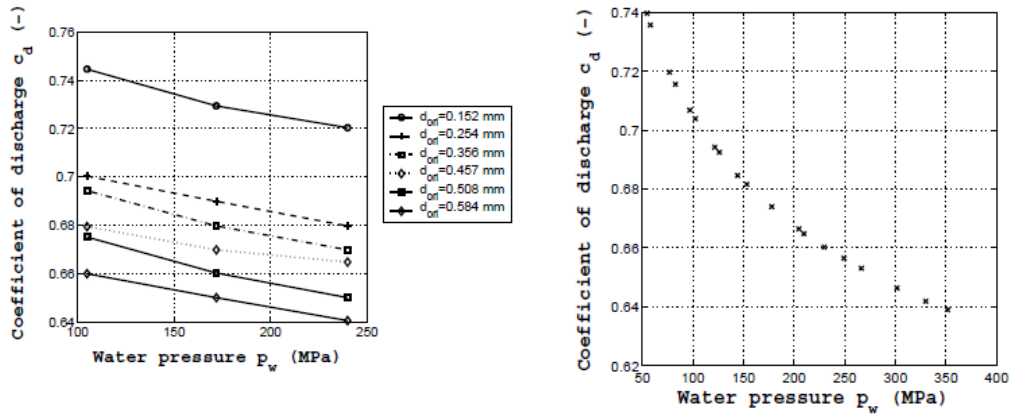


Figura 7. 36 Effetto della pressione sul coefficiente  $C_d$  in funzione del coefficiente della tipologia di ugello. [Has89][Clau98]

In base alla Figura 7. 36, si utilizzano due valori differenti di  $C_d$  0,63 e 0,64 in funzione della pressione che si vuole ottenere.

Si fa quindi variare  $v_{cost}$  avendo come obiettivo quello di ottenere un livello di pressione medio pari a 2694,5 bar.

<b>Cd=0,64</b>				
<b>Tempo acc</b> [s]	<b>v_cost</b> [m/s]	<b>Pressione</b> [bar]	<b>obiettivo</b> [bar]	<b>delta_p</b>
0,5	0,072	2680,7	2694,5	-13,8
0,5	0,0725	2707	2694,5	12,5
<b>0,5</b>	<b>0,0723</b>	<b>2694,5</b>	<b>2694,5</b>	<b>0</b>

Tabella 7. 3 Variazione di  $v_{cost}$  per ottenere il valore di pressione obiettivo in funzione di  $C_d=0,64$ .

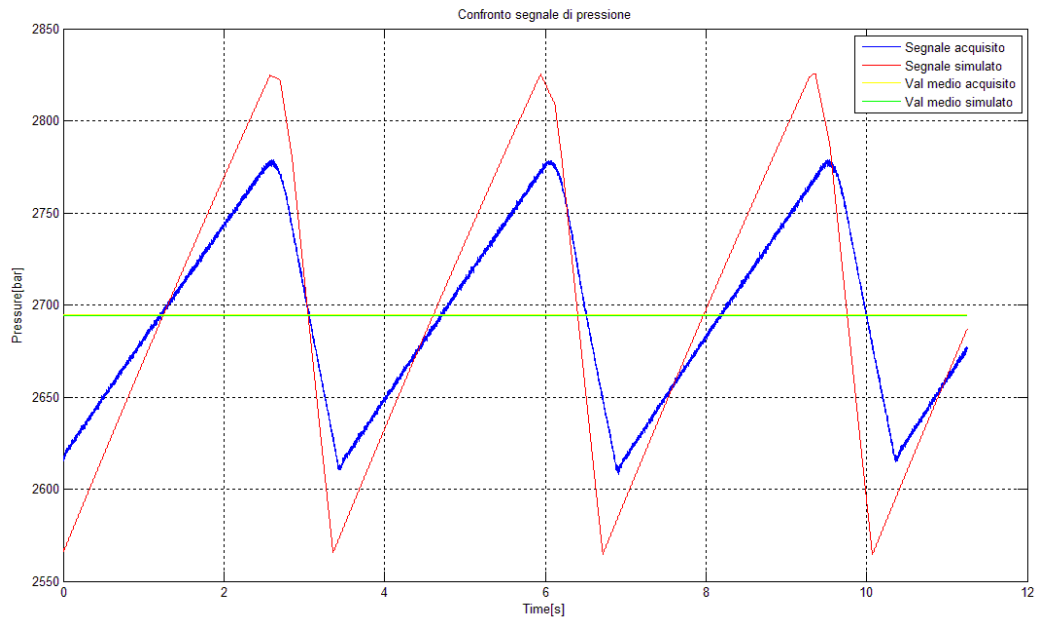


Figura 7. 37 Confronto Segnale sperimentale – simulato con  $C_d=0,64$

<b><math>C_d=0,63</math></b>				
<b>Tempo acc [s]</b>	<b>V cost [m/s]</b>	<b>Pressione [bar]</b>	<b>obiettivo [bar]</b>	<b>delta_p</b>
0,5	0,072	2756,9	2694,5	62,4
0,5	0,071	2695,9	2694,5	1,4
0,5	0,0709	2689,9	2694,5	-4,6
0,5	0,07095	2693,1	2694,5	-1,4
<b>0,5</b>	<b>0,07096</b>	<b>2694,5</b>	<b>2694,5</b>	<b>0</b>

Tabella 7. 4 Variazione di  $v_{cost}$  per ottenere il valore di pressione obiettivo in funzione di  $C_d=63$ .



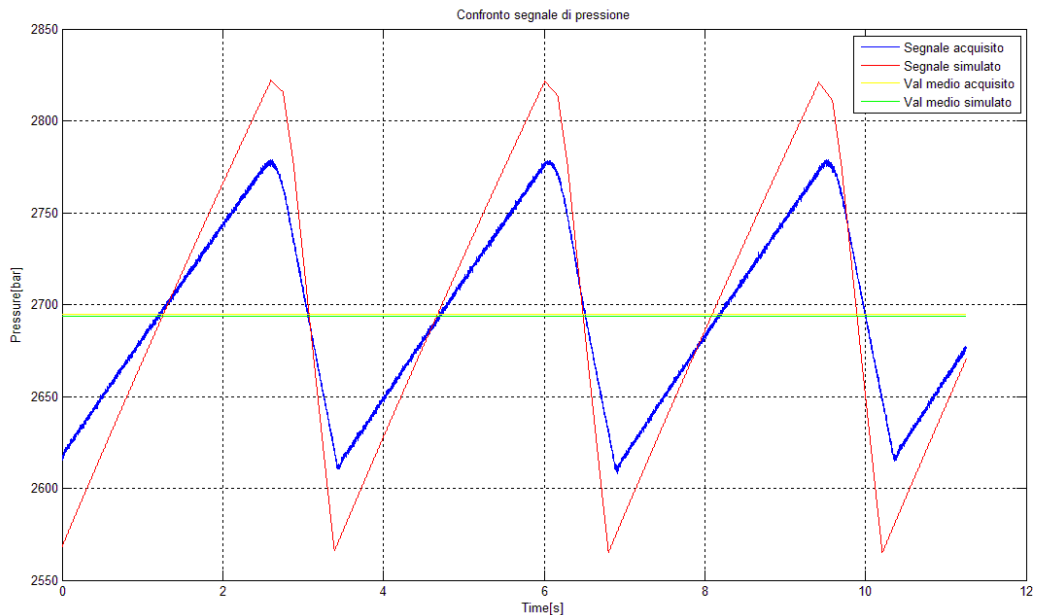


Figura 7. 38 Confronto Segnale sperimentale – simulato con  $C_d=0,63$

Il calcolo del periodo di pompaggio viene valutato ad ogni picco alto di pressione che corrisponde ad un ciclo di compressione (una corsa del pistone). Il tempo di acquisizione è limitato, ma si riesce tuttavia ad ottenere un dato significativo.

Dall'analisi sui confronti effettuati (vedi Figura 7. 37 e Figura 7. 38), si può notare, anche visivamente, come il periodo di pompaggio risulti molto più preciso utilizzando un coefficiente di 0,63 piuttosto che 0,64.

Numericamente l'errore percentuale risulta pari a 2,779% per il  $C_d = 0,64$  mentre 1,35% per  $C_d = 0,63$ .

Di conseguenza il valore del coefficiente di perdita può fare variare il periodo di pompaggio in modo anche significativo.

Per la successiva analisi dei dati si considera  $C_d$  pari a 0,63.

L'errore sui picchi di pressione è :

$$\Delta Piccobasso = -1,79\%$$

$$\Delta Piccoalto = 1,53\%$$

L'ottenimento di un valore negativo percentuale è legato all'equazione utilizzata che si riferisce al segnale simulato. Perciò  $\Delta P_{\text{piccobasso}} = -1,79\%$  indica che il segnale simulato ha picchi più bassi di pressione rispetto a quello acquisito.

Il fatto che i due segnali siano molto simili fra di loro viene evidenziato anche dal calcolo del coefficiente di correlazione che risulta pari a 0,84. Ciò indica che i segnali sono ottimamente correlati. L'unica leggera differenza apprezzabile è che il segnale sperimentale presenta una pendenza minore durante la fase di compressione.

**Rampa 0,45sec – 3600 bar – ugello 0,25m**

In base ai grafici ottenuti da [Has89], per la pressione obiettivo di 3148,4 bar, si sceglie un valore di  $C_d$  pari a 0,64.

I valori attribuibili ai parametri di spazio e all'ugello primario sono i medesimi rispetto all'analisi precedente. Ciò che cambia è il valore della rampa ora pari a 0,45s.

Si cerca pertanto variare il valore di  $v_{\text{cost}}$  in modo da ottenere la pressione media di 3184,4 bar.

Cd=0,64				
Tempo acc [s]	V cost [m/s]	Pressione [bar]	obiettivo [bar]	delta_p
0,45	0,078	3129,8	3148,4	-18,6
0,45	0,079	3193,9	3148,4	45,5
<b>0,45</b>	<b>0,0783</b>	<b>3148,4</b>	<b>3148,4</b>	<b>0</b>

Tabella 7. 5 Variazione di  $v_{\text{cost}}$  per ottenere il valore di pressione obiettivo in funzione di  $C_d=64$ .

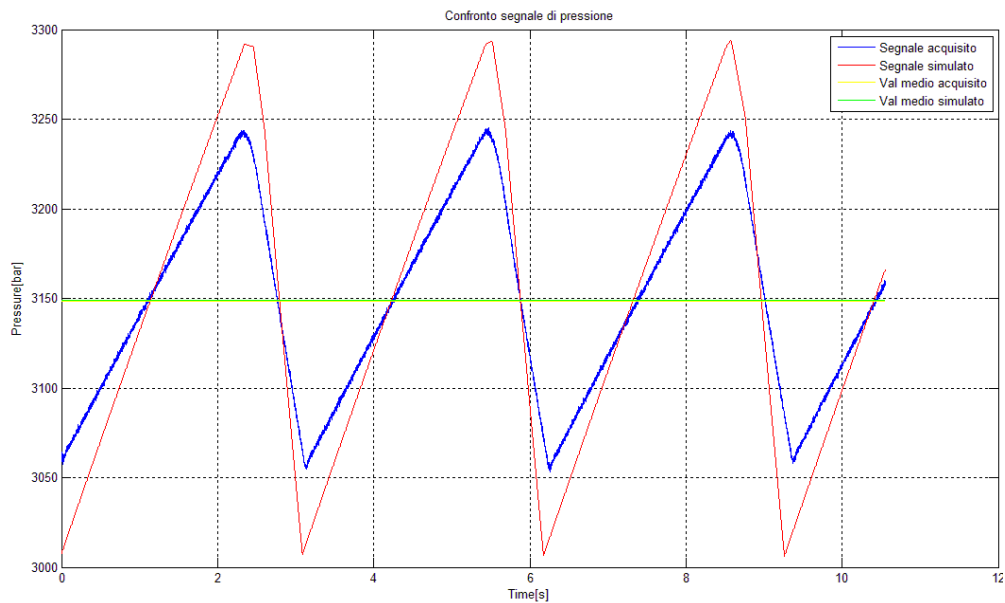


Figura 7. 39 Confronto Segnale sperimentale – simulato con  $C_d=0,64$

L'errore sul periodo di pompaggio per ogni singola corsa è pari a 0,81%.  
L'errore sui picchi di pressione è:

$$\Delta Piccobasso = -1,64\%$$

$$\Delta Piccoalto = 1,478\%$$

Come per il segnale analizzato precedentemente, la forma del segnale è molto simile ad eccezione delle pendenze delle curve in fase di compressione. Il coefficiente di correlazione è pari a 0,9.

### **Rampa 0,23sec – 3600 bar – ugello 0,33m**

In base al valor medio (3427 bar) della pressione del segnale acquisito e al diametro dell'ugello pari a 0,33mm si sceglie un coefficiente di perdita di 0,65.

Si effettuano ora simulazioni per trovare il corretto valore di  $v_{cost}$  in modo da ottenere il livello di pressione medio obiettivo.

<b>Cd=0,65</b>				
<b>Tempo acc [s]</b>	<b>V cost [m/s]</b>	<b>Pressione</b>	<b>obiettivo</b>	<b>delta</b>
0,23	0,145	3478,3	3427	51,3
0,23	0,144	3440,3	3427	13,3
0,23	0,1435	3421,2	3427	-5,8
0,23	0,1438	3432,6	3427	5,6
<b>0,23</b>	<b>0,14365</b>	<b>3427</b>	<b>3427</b>	<b>0</b>

Tabella 7. 6 Variazione di  $v_{cost}$  per ottenere il valore di pressione obiettivo in funzione di  $C_d=0,65$ .

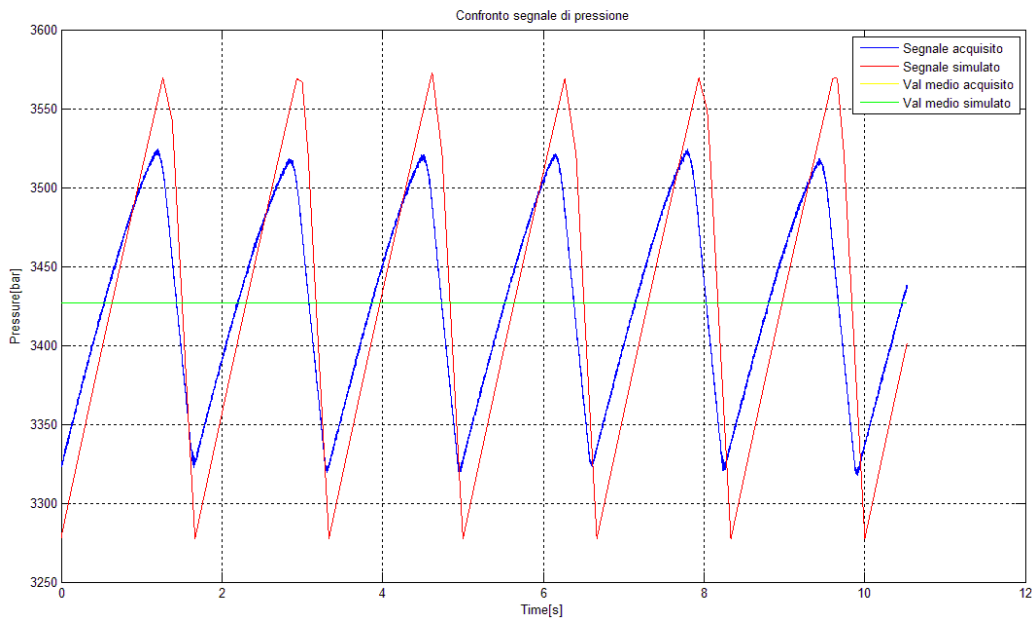


Figura 7. 40 Confronto Segnale sperimentale – simulato con  $C_d=0,65$

L'errore percentuale sul periodo legato alla singola corsa è pari a -1,66%. Questo significa che il segnale simulato impiega un lasso temporale maggiore per effettuare la compressione, benché molto limitato.

L'errore sui picchi di pressione è:

$$\Delta Piccobasso = -1,33\%$$

$$\Delta Piccoalto = 1,354\%$$

Il coefficiente di correlazione è pari a 0,85. Non è elevato come quello di rampa 0,45 in quanto tra i due segnali (simulato e sperimentale) si verifica un leggero sfasamento temporale.

## 7.4 Considerazioni sui risultati ottenuti

Dai confronti effettuati, si può affermare che il modello permette di rappresentare in modo abbastanza fedele il fenomeno relativo all'intensificazione di pressione dell'acqua. Sui tre casi analizzati il coefficiente di correlazione è risultato sempre superiore a 0,8, indice di un'elevata corrispondenza statistica.

La semplificazione legata all'adozione della legge di moto, invece che al completo azionamento elettrico, ha portato ad un settaggio del modello simile a quello che avviene nella realtà.

La variazione del parametro  $v_{cost}$  ha permesso di ottenere i livelli di pressione richiesti a parità di tutti gli altri valori inseriti.

I risultati inoltre, si sono ottenuti rispettando i vincoli imposti dalla legge di moto limite; questo dimostra che il modello è una buona base di partenza per ottenere eventuali miglioramenti.

Per quanto riguarda i picchi di pressione, l'errore di percentuale che si ottiene è molto limitato rispetto a quello del modello dell'intensificatore a pompanti paralleli. C'è da precisare che in quel caso la macchina è stata rappresentata interamente (dai motori alle valvole), considerando tutti gli aspetti fluidodinamici e con una complicazione più elevata. Va considerato invece che per la pompa elettrica gli aspetti dinamici legati al motore sono stati trascurati semplificando l'azionamento.

L'unica differenza che si nota tra segnali sperimentali e simulati, è legata alla pendenza della curva del segnale simulato rispetto a quella del segnale sperimentale. Ciò può dipendere dalla determinazione degli spazi, velocità e accelerazioni, calcolate usando semplici equazioni del moto uniformemente accelerato, senza considerare gli attriti presenti nel cilindro. Il periodo di pompaggio è risultato molto simile alla realtà. L'errore percentuale che si commette tra segnale sperimentale e simulato infatti, è sempre risultato inferiore al 2%.

Va considerata la determinazione del coefficiente di perdita  $C_d$  relativo all'ugello primario. Per la sua scelta si è fatto riferimento a tabelle e si è visto come il risultato (livello di pressione e periodo di pompaggio), possa variare a parità di parametri scegliendo un valore piuttosto che un altro (vedi Tabella 7. 3 e Tabella 7. 4). In questi casi infatti considerando un valore di 0,072 m/s per

$v_{cost}$ , la pressione media cambia da 2756 bar ( $C_d=0,63$ ) a 2680 bar ( $C_d=0,64$ ) oltre che a far variare il periodo di pompaggio.

Per questo motivo è in futuro necessaria una determinazione del coefficiente di perdita in funzione della pressione media ottenibile e del diametro dell'ugello primario utilizzando modelli per il calcolo già esistenti. [Pi08].

## Capitolo 8: Conclusioni

Il lavoro di tesi ha dimostrato che Dymola è uno strumento molto efficace per la modellazione di sistemi che toccano diversi campi ingegneristici: fluidodinamici, meccanici, elettrici. I modelli realizzati, seppur con alcune importanti semplificazioni, hanno portato a risultati accettabili per entrambe le macchine studiate.

Sono state create due librerie, una idraulica e una oleodinamica, in cui è possibile scegliere i componenti per la realizzazione e l'analisi di intensificatori oleodinamici ed elettrici.

Nei paragrafi successivi vengono illustrate le conclusioni relative ai risultati numerici ottenuti per entrambi gli intensificatori modellati.

### 8.1 Intensificatore a pompanti paralleli

Si possono trarre alcune informazioni relativamente al confronto sperimentale – simulato del segnale di pressione.

- Il segnale simulato denota un abbassamento di pressione quando si arriva a fine corsa, per poi cominciare la compressione (vedi Figura 8. 1). Tuttavia quest'ultima fase avviene molto più rapidamente rispetto al segnale sperimentale. Questo potrebbe essere dovuto al settaggio della pompa a cilindrata fissa che è stata tarata, per ipotesi, in modo che erogasse una portata molto superiore rispetto a quella richiesta.
- Il segnale simulato denota una caduta di pressione (durante la compressione) in concomitanza di una leggera oscillazione del segnale di pressione. Questo è dovuto al fatto che il pistone, che era in fase di ritorno, giunge a fine – corsa e si determina una variazione di portata. Se l'incidenza di questo fenomeno è molto limitata per quanto riguarda il segnale sperimentale, lo stesso non si può dire per il segnale simulato in cui si ha un abbattimento di pressione notevole (vedi Figura 8. 1).

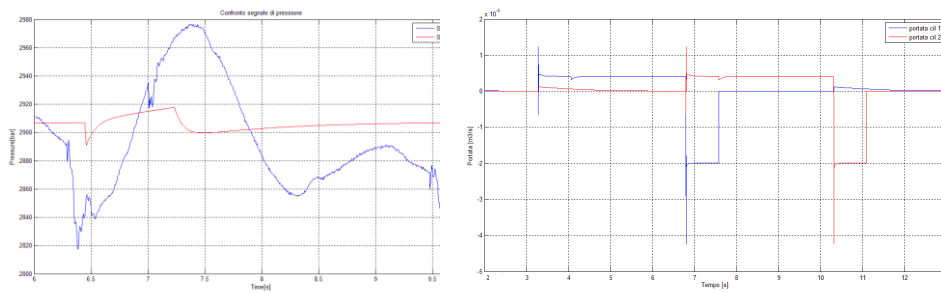


Figura 8. 1 Analogie segnale simulato-sperimentale (pressione figura a sinistra) e segnale di portata per il caso simulato

- L'errore legato ai picchi di pressione è risultato tuttavia contenuto. Si ha infatti un'incidenza media del 2,9% per i picchi alti e del 2,3% per quelli bassi (vedi Tabella 8. 1).
- Il periodo di pompaggio risulta molto prossimo alla realtà. Si è rimasti tra 1,8% e il 2,9% per l'ugello 0,25 mm, mentre si è scesi sotto lo 0,45% per l'ugello 0,33 mm. Inoltre per il segnale a 4000 bar e 0,33 mm di ugello, si è ottenuto un errore di 0,11%. Questo indica come sia significativo il valore attribuito al coefficiente di perdita  $C_d$  e come il valore 0,6 scelto, sia più rappresentativo delle alte pressioni e per l'ugello a 0,33mm. Tuttavia anche per l'ugello 0,25 mm si sono ottenuti buoni risultati.



<b>Confronto segnali sperimentali – simulati</b>			
<b>Tipologia segnale (pressione-ugello)</b>	<b>Errore % picco alto</b>	<b>Errore % picco basso</b>	<b>Errore % periodo pompaggio</b>
2500_0.25	-2,272	2,253	-1,881
3000_0.25	-2,525	1,620	-2,578
3400_0.25	-2,270	2,143	-2,341
3600_0.25	-2,424	1,682	-2,405
4000_0.25	-3,262	2,971	-2,985
2500_0.33	-7,149	3,053	0,489
3000_0.33	-2,543	3,139	0,463
3400_0.33	-2,311	2,584	0,222
3600_0.33	-2,332	2,553	0,352
4000_0.33	-2,166	1,618	0,111
<b>Media</b>	-2,926	2,362	-1,055

Tabella 8. 1 Tabella finale con risultati dei confronti segnale sperimentale – simulato per intensificatore a pompanti paralleli

- Si è cercato successivamente di migliorare il modello inserendo un blocco Dymola che regolasse automaticamente la cilindrata della pompa a pistoni. Inserendo il valore della pressione olio, il sistema aggiorna istante per istante la cilindrata in modo che possa essere quella ideale per la pressione obiettivo impostata. Questa operazione è stata realizzata solo per l'ugello a 0,25 mm.

## 8.2 Intensificatore Pompa Elettrica

<b>Confronto segnali sperimentali – simulati</b>				
<b>Tipologia segnale (rampa_acc [ms]-ugello)</b>	<b>Errore % picco alto</b>	<b>Errore % picco basso</b>	<b>Errore % periodo pompaggio</b>	<b>Correla zione</b>
500-0.25	1,536	-1,792	1,351	0,840
450-0.25	1,478	-1,646	0,812	0,900
230-0.33	1,354	-1,332	-1,664	0,850
Media	1,456	-1,590		

Tabella 8. 2 Tabella finale con risultati dei confronti segnale sperimentale – simulato per intensificatore Pompa Elettrica

La semplificazione iniziale è legata alla modellazione di una legge di moto (aggiornabile in base ai settaggi reali sull'intensificatore), che riproduce il funzionamento dell'azionamento elettrico.

I risultati ottenuti sono stati comunque significativi:

- La forma del segnale di pressione simulato è concorde con quella del segnale sperimentale e il coefficiente di correlazione elevato avvala questa affermazione. La maggiore pendenza del segnale simulato è legata probabilmente alla non modellazione degli attriti nel cilindro idraulico.
- I picchi di pressione presentano un errore percentuale medio di 1,45 per quelli alti mentre 1,59 per quelli bassi.
- L'errore percentuale sul periodo di pompaggio è risultato molto basso (0,812% per il caso di rampa pari a 450ms). Negli altri due casi l'errore è stato di 1,315 (rampa 500ms) e 1,664 (rampa 230ms).
- Il coefficiente  $C_d$  riveste un ruolo molto importante sia nella determinazione del livello medio di pressione, che per il periodo di pompaggio. Si è valutato come variare  $C_d$  tra 0,63 e 0,64 (caso rampa 500ms) l'errore commesso sul periodo di pompaggio cambi rispettivamente da 1,35% a 2,79% e come si debba settare in modo differente la legge di moto.

### 8.3 Sviluppi futuri

In entrambi i modelli sono state introdotte numerose semplificazioni.

Per il modello dell'intensificatore a pompanti paralleli sarebbe interessante riuscire ad effettuare una taratura più realistica della pompa per tutte le tipologie di ugelli. Il lavoro svolto nella tesi e presentato al capitolo 6 riguarda infatti una taratura sull'ugello da 0,25mm.

Ciò che non si è riusciti a caratterizzare è la forma oscillatoria del segnale di pressione. Sarebbe interessante riuscire a capire, attraverso la modellazione, le probabili cause. Il punto di partenza potrebbe essere l'utilizzo delle reali valvole che gestiscono il movimento dei pistoni con una risposta trapezia piuttosto che una a gradino.

Per il modello della pompa elettrica invece sarebbe opportuno riuscire a modellare l'intero azionamento (motore brushless, vite a ricircolo di sfere ed encoder), in quanto la modellazione del lavoro di tesi era solo una base di partenza.

Infine sarebbe interessante riuscire a far variare automaticamente il valore del coefficiente di perdita  $C_d$  in funzione della pressione e dell'ugello primario (una modellazione è già presente in bibliografia [Has89]).



## Appendice A: Introduzione a Dymola

Dymola™ è un software di produzione Dassault Systemes ®, azienda svedese leader mondiale nelle soluzioni 3D e PLM (Product Lifecycle Management) che offre programmi e servizi alle aziende internazionali di qualsiasi settore e dimensione, consentendo loro di sviluppare e simulare virtualmente prodotti, processi e risorse necessarie alla produzione, alla manutenzione e al riciclo, nella salvaguardia l'ambiente.

Dymola come software presenta alcune soluzioni interessanti tra cui [Dym02]:

- Utilizza il linguaggio di programmazione *Modelica*
- Utilizzo/riutilizzo di modelli di libreria.
- Trasformazione dell'equazione simbolica, per cui i loop algebrici sono automaticamente risolti.
- Simulazione efficienti ibride quali le animazioni 3-D
- Creazione di modelli complessi con maggiore facilità e precisione utilizzando l'ambiente di modellazione intuitiva.
- Gestione di eventi per la simulazione real-time.
- Introduzione di equazioni discontinue e istantanee tramite attrito, equazioni di impatto e differenze.
- Generazione automatica di tempi ed eventi per le macchine a stati.

Nel capitolo legato alla modellazione si fa riferimento a quattro proprietà di Dymola che vale la pena sottolineare: *paradigma dichiarativo*, *paradigma object-oriented*, *modificabilità* e utilizzo di una *modellazione di tipo non causale* [Dym02] [Vall02] [Ferr09].

### **-Paradigma dichiarativo**

Per la modellistica di componenti fisici del sistema, si deve utilizzare un linguaggio di tipo *dichiarativo*. I linguaggi procedurali, in cui si imposta un flusso unidirezionale di informazione da un ingresso ad un'uscita, risultano inadeguati a descrivere gli scambi istantanei di potenza nei sistemi fisici. I modelli non causali, descritti dai sistemi DAE (Differential Algebraic Equations), consentono di rappresentare i componenti del sistema nel modo più naturale e consistente dal punto di vista fisico. Anziché all'utente, il compito di definire la causalità computazionale del modello assemblato, deve essere affidato all'ambiente di simulazione.

### **- Paradigma object-oriented**

Il linguaggio di modellistica deve conformarsi ai moderni paradigmi *objectoriented*

dell'ingegneria del software. Gli aspetti del paradigma objectoriented maggiormente attinenti alla modellistica dei sistemi fisici sono la modularità (il sistema è composto dall'aggregazione di moduli), l'astrazione (la descrizione interna del modulo è separata dalla sua interfaccia), l'incapsulamento delle informazioni (solo le variabili di interfaccia sono accessibili agli altri moduli), il riutilizzo dei moduli mediante la parametrizzazione. Inoltre, soprattutto nel caso di progetti complessi, l'utilizzo dell'ambiente di simulazione è notevolmente facilitato se i moduli vengono strutturati in librerie.

#### **- Modificabilità**

Ogni ambiente di simulazione è dotato di librerie di componenti base, che generalmente coprono le necessità relative alla simulazione di sistemi semplici. Nascono facilmente situazioni però in cui è necessario progettare moduli appositi. Da questo punto di vista, la possibilità di espandere moduli di libreria, piuttosto che la necessità di uno sviluppo ex novo, facilita notevolmente il compito dell'utente.

#### **-Modellazione non causale**

Dymola infine ha a disposizione una particolare qualità, quella di riuscire ad operare una modellazione a-causale in modo da permettere il riutilizzo di modelli di componenti; le equazioni che stanno alla base dei singoli elementi sono definite in forma neutra senza considerazioni riguardo ad un ordine computazionale.

La maggior parte dei software volti alla simulazione possono essere scomposti in strutture di diagrammi a blocchi con interazioni causali. E' difficile arrivare ad una decomposizione di questi sottomodelli attraverso scomposizione naturale del sistema; spesso infatti per riuscire ad esprimere un problema nella forma matematica sopra rappresentata è necessario uno sforzo significativo in termini di trasformazioni analitiche.

Dymola ha grandi potenzialità in molti campi (non solo in quello idraulico), soprattutto laddove diversi aspetti del funzionamento di un sistema (meccanica, elettronica, idraulica,..) vanno ad intrecciarsi.

Per la realizzazione del modello è stata utilizzata la libreria standard "Modelica", presente di default nel software, completandola con la libreria aggiuntiva *Hylib*. Questa permette di avere a disposizione oggetti per la modellazione di elementi fluido-dinamici nonché elementi meccanici traslazionali e rotatori.

## A.1 Architettura del software

L'architettura del programma Dymola è mostrata in figura E.1; il software presenta un editor grafico molto potente per la creazione dei modelli ed è basato sull'uso di modelli scritti secondo il linguaggio Modelica memorizzati in appositi files. E' possibile importare dati e files grafici. Dymola contiene un traduttore simbolico per le equazioni, scritte secondo il linguaggio Modelica, in grado di generare il codice C per la simulazione che può essere esportato a programmi come Simulink o altre piattaforme [Dym02]

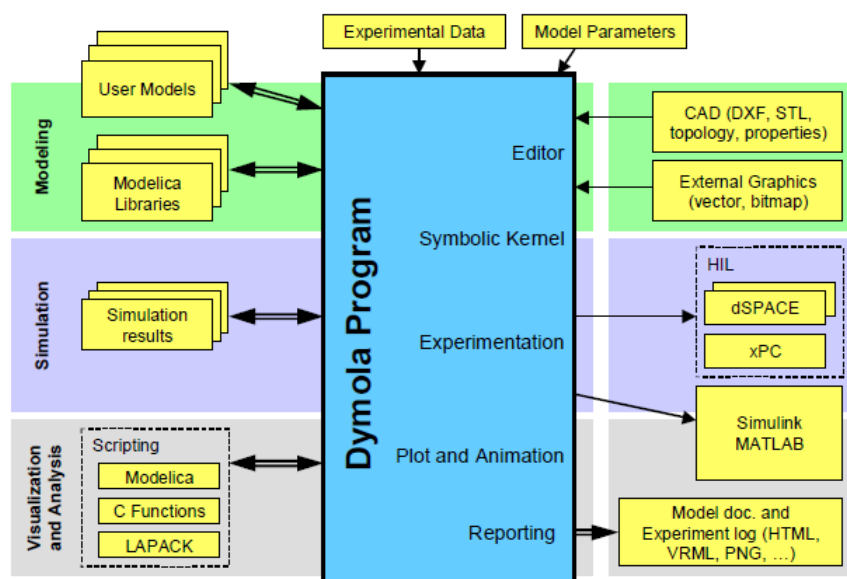


Figura A. 1 Architettura del software Dymola [Dym02]

## A.2 Creazione di un modello

L'editor grafico dei modelli è utilizzato per la creazione o il richiamo di quelli presenti in Dymola. Le proprietà strutturali e fisiche, come sottocomponenti, connessioni e connettori, sono mostrate graficamente, mentre le equazione che stanno alla base dei modelli e la dichiarazione delle variabili sono presenti in un editor di testo che rappresenta sostanzialmente un altro modo di “vedere” il componente.

Per creare il modello è necessario essere nella sezione di tipo “Diagram” (se si vuole usare la modellazione ad oggetti) oppure nella sezione “Modelica Text” se si vuole modificare il codice Modelica di un elemento o realizzare un modello a partire dal codice stesso.

Le altre sezioni sono : “*Icon*” (per creare un'icona grafica del modello realizzato) e “*Documentation*” (per visualizzare la descrizione di un singolo elemento già realizzato di default) vedi Figura A. 2.

Il *package browser* (2- vedi Figura A. 2) permette di vedere e selezionare componenti di modelli da una lista di nomi affiancati ad icone. Queste possono rappresentare modelli creati dall'utente e modelli già presenti in librerie che si possono acquistare con il software.

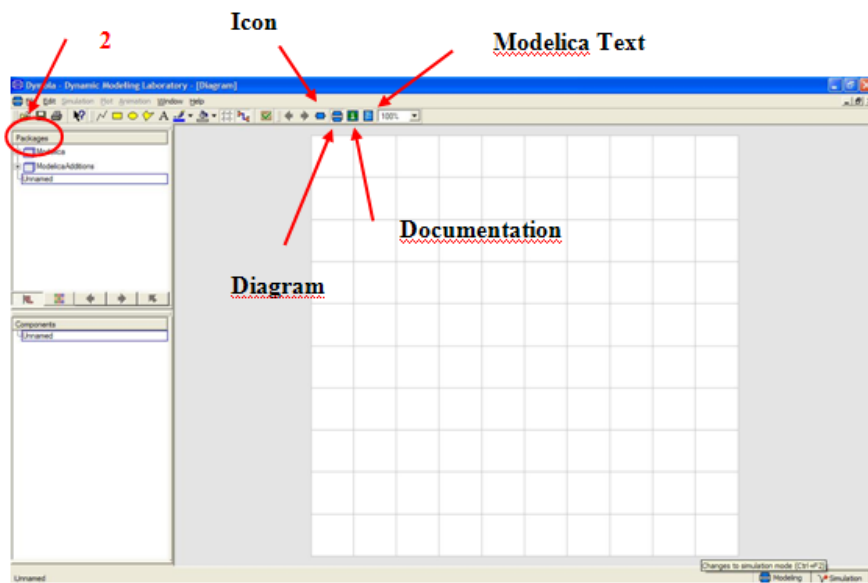


Figura A. 2 Ambiente di modellazione

Quando si vuole realizzare un modello è necessario creare prima un nuovo *package* dal menù a tendina *File* → *New* → *package* (libreria). Successivamente è possibile creare il modello vero e proprio che verrà inserito nella libreria creata tramite il menù a tendina *File* → *New* → *Model*.

La creazione vera e propria del modello può essere realizzata inserendo componenti presenti in altre librerie o creati dall'utente usando il comando “*drag&drop*” cioè trascinando gli oggetti nella sezione dedicata alla stesura del modello.



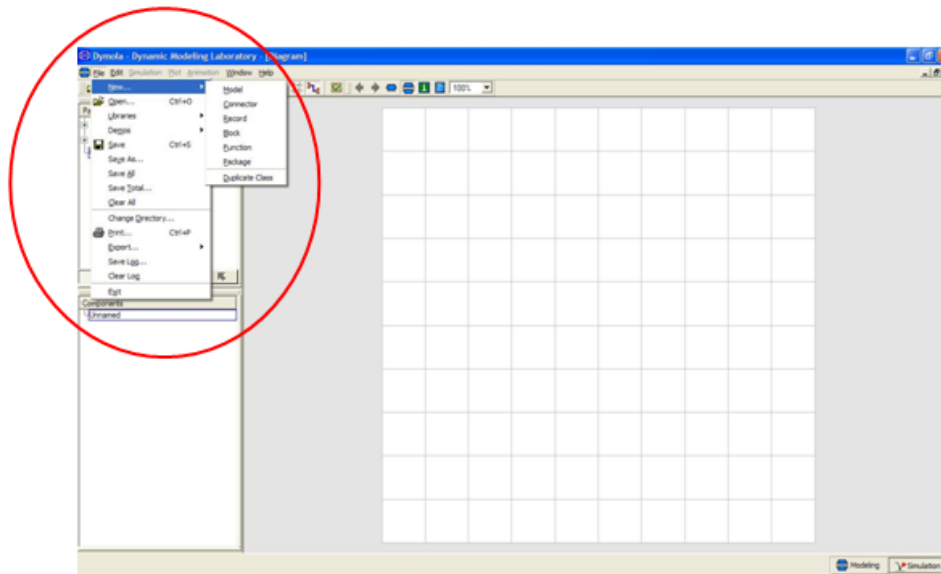


Figura A. 3 Creazione di un nuovo modello-libreria

Si possono vedere gli elementi che sono inseriti nel nuovo modello visionando la sezione *components* (1 – vedi Figura A. 4)  
 E' possibile cambiare i parametri di un singolo componente semplicemente cliccando con il pulsante destro del mouse sull'oggetto e selezionando *parameters*. In questo modo si possono variare le sue caratteristiche. (2 – vedi Figura A. 4)

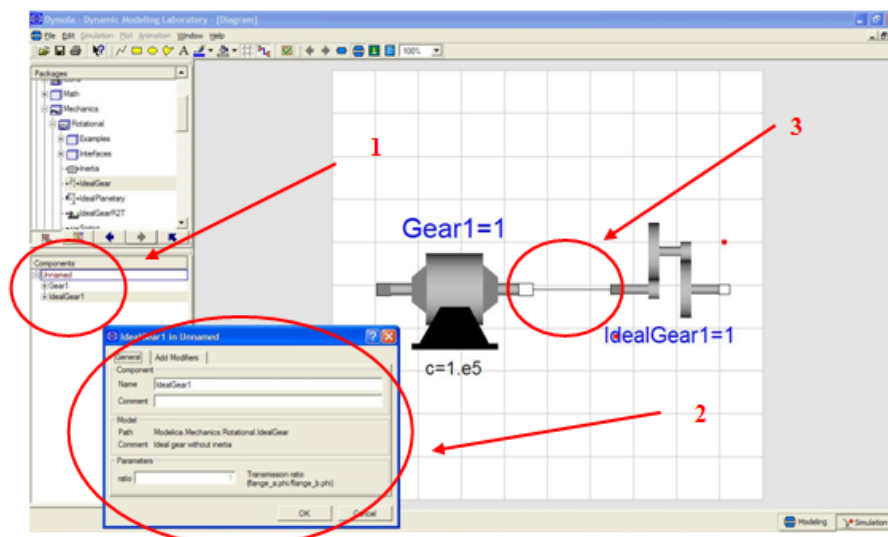


Figura A. 4 Caratteristiche della modellazione

Il modello viene completato inserendo gli oggetti in base a ciò che si vuole realizzare badando di scegliere tra le giuste librerie. E' necessario inoltre collegare tra di loro gli oggetti(3 – vedi Figura A. 4). In base alla tipologia di modello ci saranno oggetti che potranno essere collegati fra di loro e altri (in genere quelli appartenenti a librerie diverse).

Gli oggetti in genere vengono definiti da flange. Tali flange hanno una determinata caratteristica. Ci sono flange di tipo meccanico, flange di tipo fluido, flange (o connettori) di tipo a segnale etc. Possono essere collegate fra di loro solo flange della stessa tipologia. Per esempio il lato fluido di una pompa non può essere collegato ad un lato meccanico di un motore.

A modello ultimato, se necessario, si può creare un'icona del modello realizzato sfruttando la sezione "Icon" definita precedentemente.

### **A.3 Simulazione del modello**

A modello ultimato, è necessario effettuare la simulazione.

Per poter passare a questa fase è necessario cambiare la sezione passando da "Modeling" a "Simulation" cliccando sul pulsante in basso a destra del programma. Comparirà quindi una nuova schermata.

Per prima cosa è necessario effettuare la traduzione del modello cliccando il pulsante "Translate"(1- vedi Figura A. 5)

Questo comando permette di compilare il modello con il linguaggio di programmazione correlato (Nel caso della versione a disposizione, il linguaggio C).

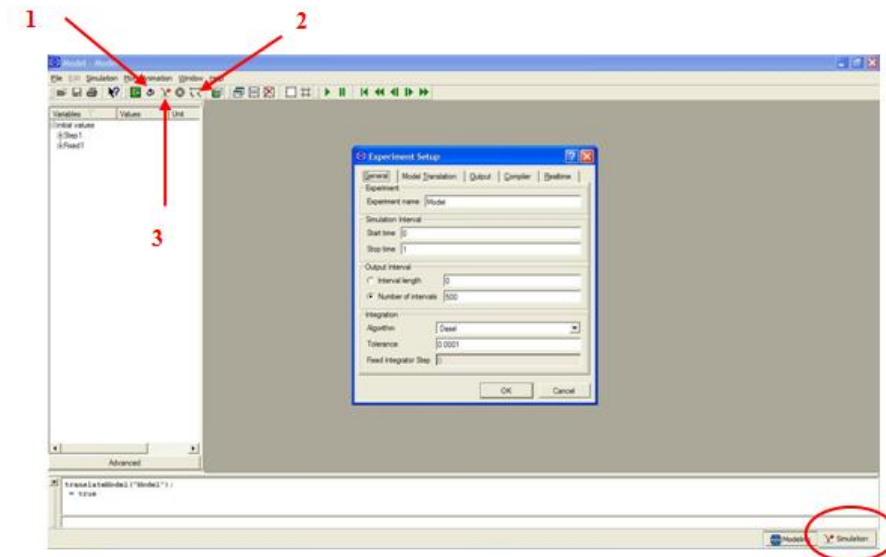


Figura A. 5 Ambiente di simulazione

Se la traduzione si completa con successo allora è possibile iniziare la simulazione. Se invece ciò non accade si aprirà una finestra d'errore in cui si indica la motivazione di tale errore, il componente in cui si è verificato e la riga relativa al codice Modelica in cui questo è presente. Si deve quindi tornare alla fase di modellazione e correggere l'errore, o nella sezione "Diagram" o nella sezione "Modelica Text".

Prima di fare partire la simulazione si deve settare il "Setup" (2- vedi Figura A. 5) in cui si settano le condizioni di simulazione (tempo di simulazione, numero di intervalli salvati per step, livello di accuratezza..).

Le condizioni che vengono variate sono relative alla sottofinestra *General* del pacchetto *Setup*.

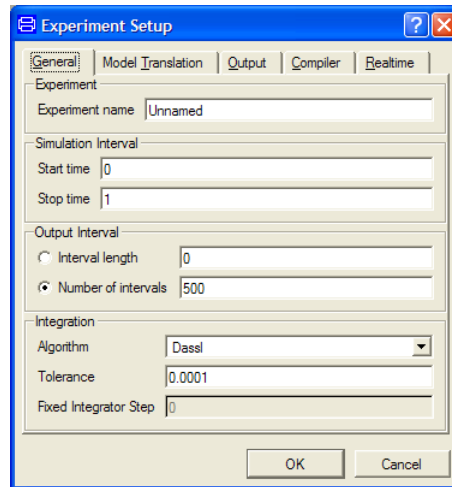


Figura A. 6 La finestra Setup-General

Qui è possibile definire l'istante di inizio e fine simulazione, l'output, la tolleranza e la tipologia di algoritmo risolutivo.

Per quanto riguarda l'output, è da intendersi, o come numero di punti che vengono salvati da Dymola nell'intervallo di tempo indicato, oppure come *distanza temporale* tra un punto e il successivo.

La tolleranza *Tolerance* rappresenta invece la precisione che si vuole raggiungere in termini di risoluzione delle equazioni differenziali di cui il modello è composto. Aumentare la precisione vuol dire aumentare notevolmente i tempi di calcolo. Per questo motivo è necessario scegliere un valore per cui si possano avere risultati plausibili in tempi accettabili. Il parametro in sé è particolare da comprendere. Più alto è il valore che si attribuisce, maggiore sarà la precisione, mentre più basso è il valore, minore è la precisione.

L'algoritmo invece può essere scelto in base a quelli a disposizione. Quello di default e quello in genere utilizzato è il *Dassl*, un algoritmo sviluppato dalla casa produttrice di Dymola.

Sempre nel *Setup* è possibile definire altri parametri relativi alla traduzione del modello (*Model Translate*), ai dati in uscita (*Output*), al tipo di compilatore (*Compiler*) e a ciò che può essere visionato in tempo reale (*Real Time*).

Il *Model Translate* include una serie di operazioni applicabili alle variabili durante la traduzione del modello dalla fase di modellazione alla fase di simulazione (vedi Figura A. 7)

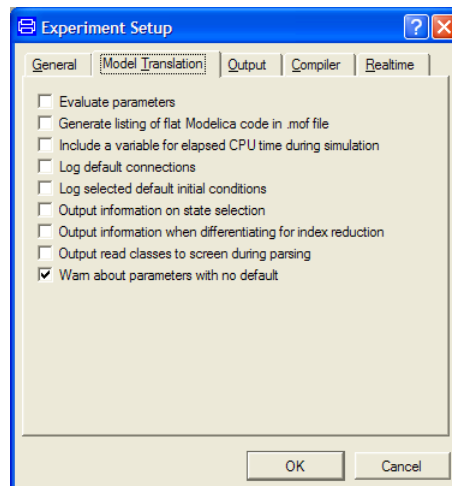


Figura A. 7 Finestra Setup-Model\_Translation

Con l'Output, si può:

- memorizzare i dati in forma binaria o testuale;
- memorizzare i risultati con precisione singola o doppia;
- scegliere di quali variabili, fra tutte quelle che abbiamo a disposizione, memorizzare i risultati (esistono 5 voci a questo proposito);
- avere informazioni a riguardo della selezione dell'output (le ultime 3 voci). (Vedi Figura A. 8)

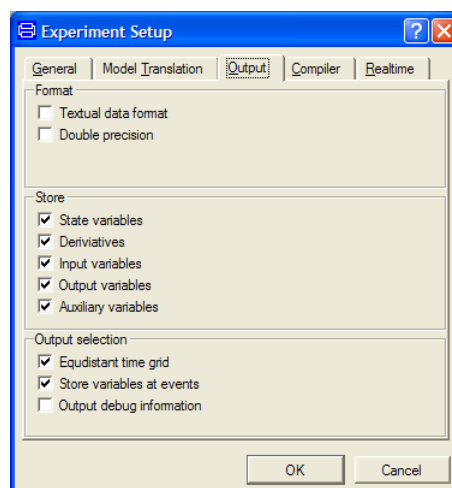


Figura A. 8 Finestra Setup-Output

L'opzione *Compiler*, permette di selezionare il compilatore che viene usato da Dymola per compilare il codice di simulazione. Il compilatore selezionato di default è il GCC, ma sono possibili anche altre opzioni. (Vedi Figura A. 9)

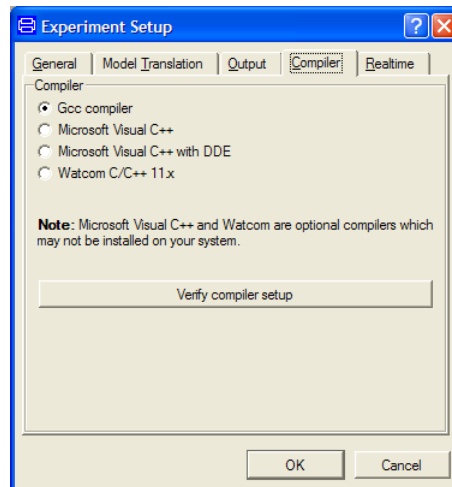


Figura A. 9 Finestra Setup-Compiler

La finestra *RealTime* riguarda esperimenti di simulazione eseguiti in tempo reale. Essi sono possibili solamente utilizzando il compilatore DDE. Selezionando la prima voce della finestra, si attiva una versione soft di simulazione in tempo reale con una frequenza del segnale di circa 20Hz. Il fattore di Slowdown funge invece da fattore di scala del tempo reale, mentre una terza voce permette di indicare ogni quanto tempo si desiderano memorizzare i file dei risultati. (Vedi Figura A. 10)

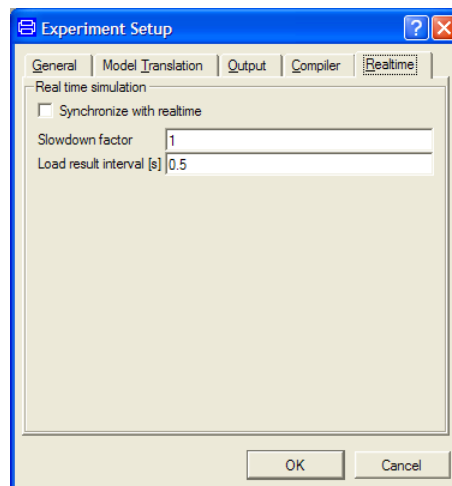


Figura A. 10 Finestra Setup\_Realtime

Per iniziare la simulazione, infine, è necessario cliccare sul pulsante “*Simulate*” (3 – vedi Figura A. 5)



logiche fuzzy, impianti di generazione di energia, allora è necessario far riferimento a librerie più complesse e complete di tipo commerciale [Ferr09]

- SmartElectricDrives → Veicoli elettrici
- AirConditioning → Sistemi di condizionamento
- VehicleDynamics → Dinamica dei veicoli
- HyLib → Sistemi idraulici (anche in versione light)
- PneuLib → Sistemi pneumatici (anche in versione light)
- Powertrain → Organi di Trasmissione
- CombiPlant → Impianti di generazione a ciclo combinato
- HydroPlant → Impianti idroelettrici

La libreria che è stata utilizzata nell'ambito del lavoro di tesi è stata quella idraulica "Hylib" che presenta al suo interno oggetti per la modellazione di sistemi idraulici. La tipologia di fluidi che si possono utilizzare all'interno della libreria è molteplice, basta inserire nel codice Modelica, le caratteristiche del fluido in esame. Nel caso specifico, si è utilizzato olio e acqua (fluidi che richiede la macchina).

### **A.6 Linguaggio Modelica**

Il linguaggio Modelica viene sviluppato a partire dagli anni '90 per unificare frammenti di linguaggi di modellazione e viene sfruttato come linguaggio di programmazione per lo sviluppo di Dymola.

L'idea principale della realizzazione di Modelica è stata quella di creare un linguaggio che potesse esprimere il comportamento di modelli di un ampio range di domini di natura ingegneristica senza limitare questi modelli ad un particolare software commerciale.

Modelica può essere utilizzato per risolvere una varietà di problemi che possono essere espressi in termini di equazioni differenziali-algebriche (DAEs) che descrivono il comportamento di variabili continue. L'abilità di formulare problemi di tipo DAEs o ODEs riduce il peso del modello sviluppato in quanto diminuisce il costo computazionale nel gestire equazioni.

Proprietà:

- Modelica è basato su equazioni e non su assegnamenti.
- Permette di definire modelli matematici, tenendo presente che le connessioni tra modelli generano di conseguenza equazioni.
- Include caratteristiche anche per trattare variabili di tipo discreto.



- Presenta una modularità gerarchica in cui i modelli possono essere strutturati gerarchicamente.
- Possiede la caratteristica dell'ereditarietà. E' possibile definire una classe "figlia" che sia una specializzazione di una classe "genitrice". La classe "figlia" eredita tutte le caratteristiche della classe genitrice aggiungendo ulteriori specifiche. [Ferr09]



## Appendice B: Strumentazioni

### B.1 Sensore di pressione dell'acqua

Il Sensore utilizzato per rilevare il segnale di pressione dell'acqua è di marca Gefran TPHA.

Trasmittitori della serie TPHA sono stati progettati per applicazioni nei circuiti idraulici ad alta pressione. Il principio di misura adottato poiché l'estensimetro a foglio metallico 243attibilità. La configurazione a 4 rami attivi ne consente segnali apprezzabili con condizioni di sollecitazione ad alto coefficiente di sicurezza sulla membrana di misura. L'accurata scelta ed il controllo ad ultrasuoni dei materiali impiegati garantiscono l'assenza di inclusioni o difetti sulla meccanica di reazione primaria, con un'elevata affidabilità del prodotto. La frequenza di risonanza delle membrane di misura varia da 18 a 80KHz, in funzione del Fondo Scala. La scelta dei componenti elettronici ad elevata stabilità e la disponibilità di segnali di uscita in tensione e corrente, rendono i trasmettitori della serie TPHA adatti per applicazioni dove poiché richiesta la trasmissione del segnale su lunghe distanze o in sistemi intelligenti di regolazione e controllo.

Il sensore acquistato è di tipo a Tensione.[Gef09]

#### *Caratteristiche tecniche*

Segnale di uscita	TENSIONE
Classe di precisione	< 0,3% FSO
Risoluzione	Infinita
Gamma di misura	da 0...1500 a 0...5000 bar / da 0...20000 a 0...750000 psi
Max. pressione applicabile (senza degrado)	2 volte il Fondo Scala (max. 6000 bar / 86000psi)
Resistenza allo scoppio	3 volte il Fondo Scala (max. 6000 bar / 86000psi)
Principio di misura	Strain gauge metallico incollato (4 rami attivi)
Tensione alimentazione	15/30Vdc
Assorbimento max. sull'alimentazione	40mA
Resistenza di isolamento a 50Vdc	> 1000MΩ

Segnale di calibrazione	80% ± 1%FS
Regolazione segnale pressione nominale	± 5% FSO
Regolazione segnale pressione ambiente	± 5% FSO
Carico max. ammissibile	1mA d
Tempo di risposta max. (0...90% FSO) $L_v$	4ms 1ms
Rumore sull'uscita (RMS 10-400Hz)	< 0,05% FSO
Protezione cortocircuiti uscita e inversione polarità alimentazione	SI
Protezione sovratensioni impulsive uscita	SI
Campo temperature compensato	0...70°C / 32...158°F
Campo temperature ammesso	-30...85°C / -22...185°F
Derive termiche nel campo compensato (zero – span – cal.)	< ±0,02%FSO/°C / < ±0,01%FSO/°F
Materiali a contatto con il fluido di misura	Acciaio Inox 15-5 PH
Materiale custodia esterna	Acciaio Inox AISI 304
Classe di protezione	IP65
Connessioni al processo	Standard: F-250-C (9/16-UNF femmina); su richiesta: M16x1.5 femmina
Connessioni elettriche	Connettore 6 poli; altri connettori su richiesta

Tabella B. 1 Caratteristiche tecniche sensore di pressione

Il sensore utilizzato presenta una particolare tipologia di connessione che è necessario studiare in modo che il collegamento con la scheda di acquisizione avvenga correttamente.

Ogni sensore è dotato di un cavo di collegamento schermato, di lunghezza superiore a 10 metri per essere posizionato senza problemi di gestione futura.

Il sensore necessita di un alimentatore.

Questo alimentatore converte la corrente alternata della rete elettrica in bassa tensione innocua. E' stato scelto in base alle caratteristiche del sensore adottato. La tensione di alimentazione deve essere compresa tra 15/30 Volt: si è scelto quello con una tensione in uscita di 24 Volt.

## B.2 Scheda d'acquisizione

La scheda di acquisizione utilizzata è una DAQ serie M 6259 della National Instruments.

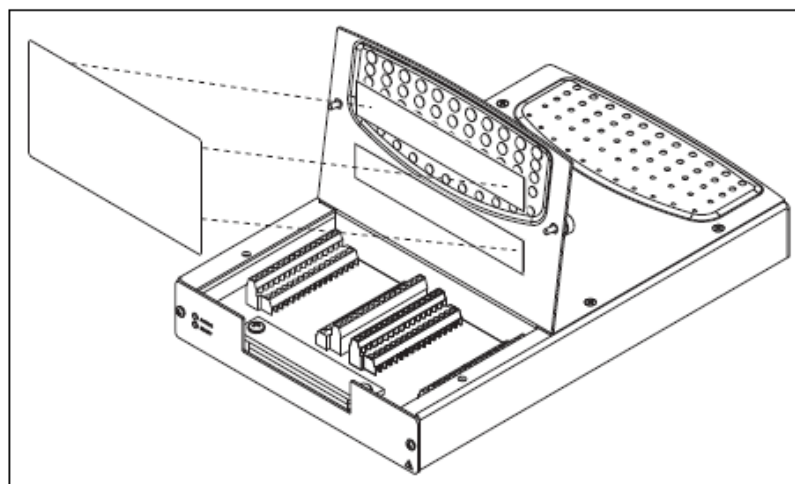


Figura B. 1 Scheda d'acquisizione DAQ [Daq08]

La scheda presenta diversi ingressi così strutturati:

TIPOLOGIA CANALE	NUMERO CANALI	INTERVALLO TENSIONE	RISOLUZIONE
Input Analogici	32	±10 Volt	16 bit
Output Analogici	4	±10 Volt	16 bit
Input/output digitali	48	0-5 Volt	
Contatori	2	0-5 Volt	32 bit

Tabella B. 2 Caratteristiche uscite scheda d'acquisizione.

E' quindi indispensabile capire quali canali possono essere utilizzati e che tipologie di collegamento è necessario definire.

La scheda di acquisizione presenta una struttura delineata come quella in Figura B. 2:

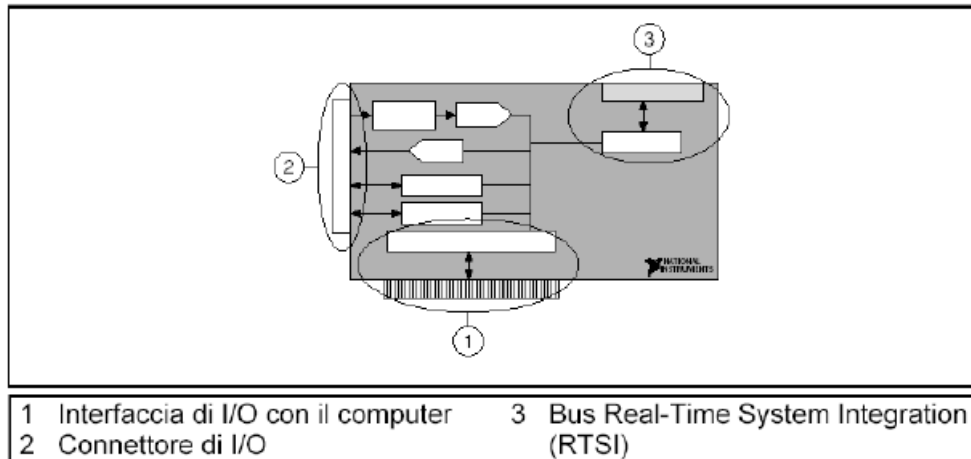


Figura B. 2 Schema funzionamento Scheda d'acquisizione [Lar08]

Il segnale di tipo analogico arriva alla scheda mediante cavi di collegamento, in un connettore I/O (2). Il connettore contiene una morsettieria con un certo numero di pin pari a 86. Come descritto in precedenza si hanno diverse tipologie di pin in base alla tipologia di segnale che si vuole acquisire. Il segnale viene successivamente convertito da analogico a digitale con un convertitore. Il segnale così trasformato può essere così inviato al computer tramite un'interfaccia di I/O (1). Sarà necessario un software interno al computer per poter "leggere" il segnale in arrivo.

Il componente (3) invece è un bus RTSI che ha il compito di condividere e sincronizzare i diversi segnali tra diversi dispositivi sullo stesso computer.

La frequenza di acquisizione è di 1.25 MS/s.

E'importante prima di effettuare l'utilizzo un periodo di "riscaldamento" pari a 15 min.[Daq08]

### B.2.1 Tipologia di segnali acquisibili.

Per poter coprire un'ampia gamma di applicazioni, la maggior parte dei dispositivi di acquisizione dati fornisce flessibilità nella configurazione dello stadio d'ingresso analogico. E' necessario quindi sapere scegliere ed utilizzare la configurazione che meglio si adatta all'applicazione.

Di seguito viene riportata una breve descrizione delle tipologie di sorgenti di segnali e dei sistemi di misura.

**Tipi di sorgente di segnale**

- *Sorgenti messe a terra*: una sorgente messa a terra è quella in cui il segnale di tensione è riferito alla terra dell'edificio (vedi Figura B. 3)

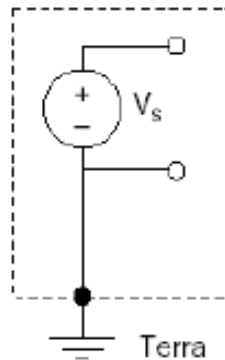


Figura B. 3 Sorgente messa a terra [Lar08]

- *Sorgenti non messe a terra*: una sorgente di questo tipo è quella in cui il segnale di tensione non è riferito ad un riferimento assoluto, come il terreno o la messa a terra di un edificio. Un segnale di questo tipo è definito floating in cui nessun terminale della sorgente è quindi riferito al nodo di terra (vedi Figura B. 4)

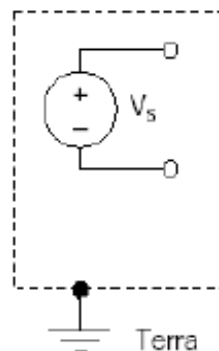


Figura B. 4 Sorgente non messa a terra [Lar08]

**Sistemi di misura differenziali e sbilanciati**

- *Sistemi differenziali*: non ha gli ingressi collegati ad un riferimento fisso come il terreno o la terra di un edificio. E' simile ad una sorgente floating in cui la misura viene fatta rispetto ad una sorgente floating che è differente dalla terra di un sistema di misura. Nella

figura si può notare come la terra dell'ingresso analogico (pin AIGND) è la terra del sistema di misura. Un sistema di misura di questo tipo risponde solo alla differenza di potenziale tra i suoi morsetti: gli ingressi (+) e (-). Una tensione misurata rispetto alla terra dell'amplificatore non viene misurata.

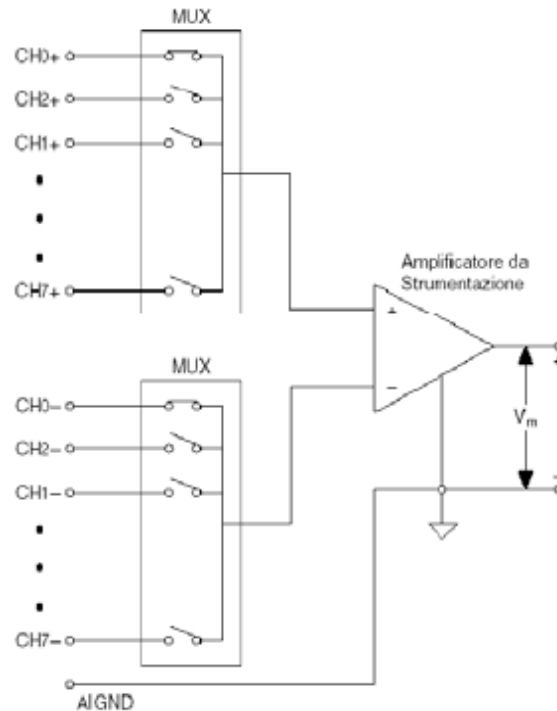


Figura B. 5 Sistema di misura differenziale [Lar08]

- *Sistemi di misura sbilanciati riferiti e non riferiti:* sono simili alle sorgenti messe a terra in cui la misura viene fatta rispetto a terra. Un sistema di misura sbilanciato riferito (RSE) misura la tensione rispetto ad un pin collegato direttamente alla terra del sistema di misura. I dispositivi di acquisizione dati spesso utilizzano un sistema sbilanciato e non riferito (NRSE). La differenza principale tra un sistema di misura differenziale e NSRE sta nell'utilizzo del numero di canali. Nel caso DIFF si impiegano un numero di canali doppi rispetto al caso NSRE. Quest'ultima richiede che tutti i morsetti negativi dei vari canali siano collegati allo stesso morsetto (AISENSE vedi Figura B. 6)



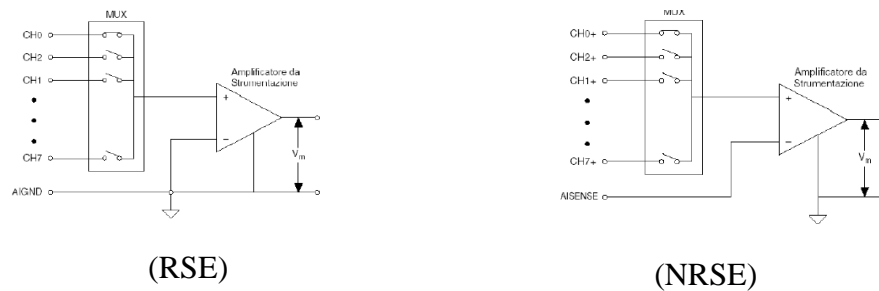


Figura B. 6 Sistemi di misura RSE e NRSE [Lar08]

### B.3 Alimentatore



Figura B. 7 Alimentatore.

L'alimentatore è di marca Mascot. E' stato scelto in base alle specifiche del sensore. Questo infatti deve essere alimentato con una tensione massima di 15/30 Vdc e non deve presentare un assorbimento di corrente superiore a 40mA. L'alimentatore deve coniugare queste caratteristiche. Di conseguenza ne viene scelto uno che abbia una tensione massima in uscita pari a 24 Vdc e una corrente di 400mA.

### B.4 Collegamento alimentatore- sensore

Il sensore ha come uscita un cavo con 6 connettori di colori diversi. Nella Tabella B. 3 verranno inserite le corrispondenze tra colori e loro utilizzo.

COLORE	UTILIZZO
Rosso	Output-elettrico (+)
Nero	Output-elettrico (-)
Verde	Alimentazione (-)
Bianco	Alimentazione (+)
Blu	-
Arancio	-

Tabella B. 3 Corrispondenza colori del cavo del sensore con le uscite.

Il filo rosso e il filo nero del cavo di collegamento del sensore, vanno collegati alla scheda di acquisizione. Più precisamente viene utilizzato il PIN *ai9* per collegare il filo rosso, mentre il filo nero viene collegato ad *ai2* in modo da effettuare le acquisizioni in differenziale.

Il filo verde e il filo bianco invece vengono collegati all'alimentatore (vedi Figura B. 8). Più precisamente filo verde con il filo rosso dell'alimentatore filo bianco con filo nero alimentatore.

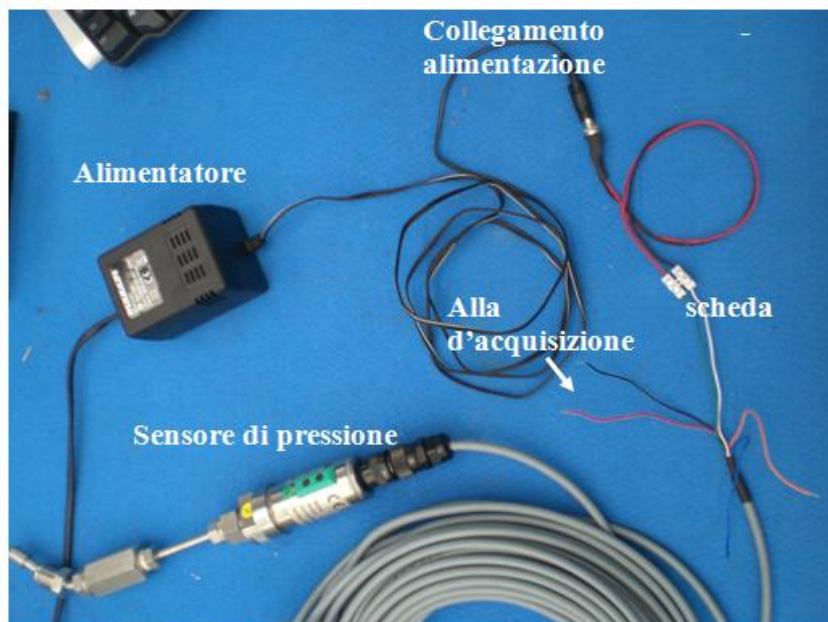


Figura B. 8 Collegamenti sensore-alimentatore

## Appendice C: Labview

La parte di acquisizione dei segnali di pressione e di tensione dei proximitor viene effettuata, sfruttando, oltre la scheda d'acquisizione, un software di programmazione grafica. Nel caso specifico il programma utilizzato è Labview™ 8.6 di realizzazione National Instruments .

Labview viene utilizzato principalmente per acquisizione e analisi dati, ma anche controllo di processi, generazione di rapporti, o più generalmente per tutto ciò che concerne la modellazione industriale su diverse piattaforme come Windows, Linux etc.

Il linguaggio di programmazione usato, si distingue dai linguaggi tradizionali perché grafico e per questa ragione battezzato G-language (Graphic language).

Un programma o un sotto-programma G, denominato VI, non esiste sotto forma di testo, ma può essere salvato solo in formato binario, compilabile e visualizzabile solo mediante Labview.

La definizione di strutture dati ed algoritmi avviene con icone ed oggetti grafici, ognuno dei quali contiene funzioni diverse, uniti ad linee di collegamento (wire), in modo ad formare una sorta di diagramma di flusso. Tale linguaggio viene definito dataflow (flusso di dati) in quanto la sequenza di esecuzione dipende dai collegamenti con cui si sono uniti i blocchi funzionali.

La semplicità di programmazione (abbastanza intuitiva in quanto modellata su un diagramma di flusso), la semplicità di utilizzo (l'utente finale dispone di uno strumento virtuale disegnato sullo schermo del computer) e la grande versatilità, hanno reso Labview molto impiegato e diffuso nell'ambito dell'acquisizione dei dati e nel loro controllo nei processi industriali.

### C.1 struttura di utilizzo

Lo schema a blocchi è il diagramma di flusso che rappresenta il codice sorgente in formato grafico. Gli oggetti del pannello frontale appaiono come *terminali* di ingresso o uscita nello schema a blocchi. Gli oggetti dello schema a blocchi comprendono:

- terminali
- funzioni
- costanti
- strutture
- chiamate ad altri VI (*subVI*)
- fili di collegamento
- commenti testuali

Le funzioni sono chiamate esse stesse VI, anche se non hanno un loro pannello frontale e un loro schema a blocchi. Possono avere un numero indefinito di ingressi e di uscite come ogni VI.

Le *strutture* eseguono il controllo di flusso di base. Ad esempio il “ciclo for” è rappresentato da un contenitore quadrato, che ripete n volte la porzione di schema a blocchi che si trova al suo interno.

I fili di collegamento possono trasportare teoricamente qualunque mole di dati di qualunque tipo definiti dal programmatore. Il colore e lo spessore del filo cambiano di conseguenza per permetterne una facile identificazione. Ad esempio gli interi scorrono su fili blu e le stringhe su fili rosa.

Lo schema a blocchi può essere reso visibile anche durante l'esecuzione, cosa molto utile in fase di debug, in quanto, a richiesta, si può visualizzare con un'animazione al rallentatore il movimento dei dati lungo i fili e il loro valore momentaneo.

Ogni VI può essere a sua volta utilizzato come *subVI* (o *sottoVI*) e comparire all'interno dello schema a blocchi di altri VI, proprio come una qualsiasi funzione e, come tale, può avere ingressi e uscite a cui collegare le linee di flusso. Il riquadro connettori serve appunto a definire qual è l'aspetto del VI quando appare come subVI in uno schema a blocchi, che facciata ha l'icona, ma soprattutto come e dove vanno collegate le linee per permettere il passaggio dei dati. In generale con pochi click ogni controllo può essere associato a un ingresso e ogni indicatore può essere associato a un'uscita.

## C.2 Vi Acquisizione segnale pressione

Il Vi per l'acquisizione dei dati ha un'interfaccia semplice ma allo stesso tempo molto efficace.

E'formato da due maschere: una per il settaggio delle impostazioni e una per l'acquisizione vera e propria.

Nella maschera di settaggio delle impostazioni (vedi Figura C. 1), è possibile inserire tutti i parametri che servono per poter effettuare l'acquisizione.

Ci si riferisce in particolare alla cartella in cui verranno salvati i file acquisiti (*Cartella di destinazione*) e al nome che si vuole dare al file (*Nome del file*).

Si possono settare il numero di canali utilizzati nella scheda. Nel caso considerato solo uno, in quanto è solo il segnale di pressione che si è riusciti ad acquisire. Ma aumentando il numero verranno salvati più segnali.

Nella tabella *Common Info* si possono inserire i dati relativi alla frequenza di campionamento e i settaggi relativi al voltaggio dello strumento di misura. (Questa operazione viene ripetuta per tutti i canali).ù

E'quindi possibile inserire immediatamente i fattori di conversione in modo da visualizzare direttamente su Labview® il segnale con unità di misura desiderate.

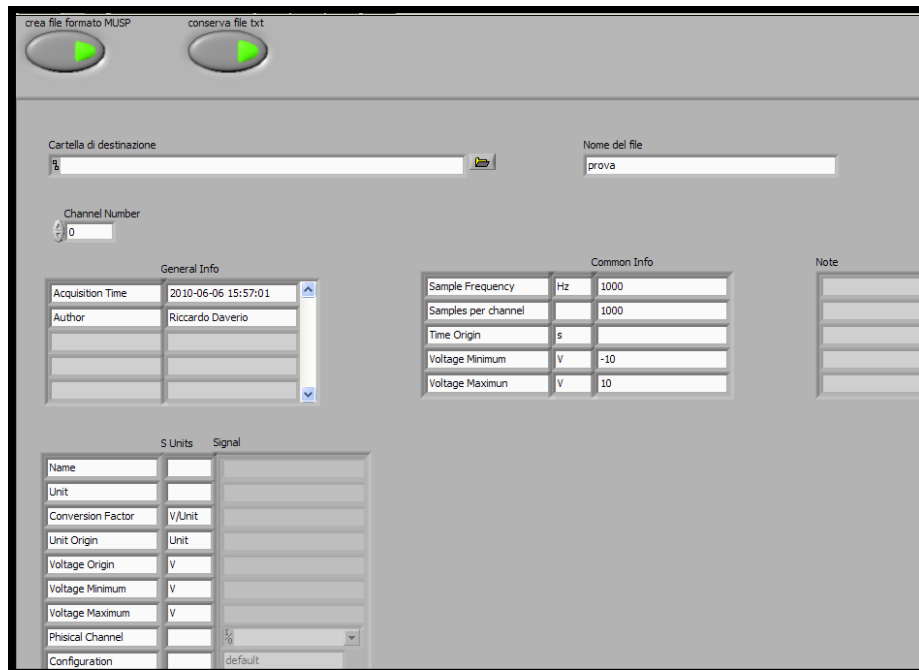


Figura C. 1 Maschera di settaggio delle impostazioni

Nella maschera di acquisizione (vedi Figura C. 2), è presente un pulsante: premendolo si avvia il salvataggio dei dati nel file impostato nella maschera precedente. Il file è di tipo \*.txt in modo che possa essere letto ed elaborato direttamente con Matlab®.

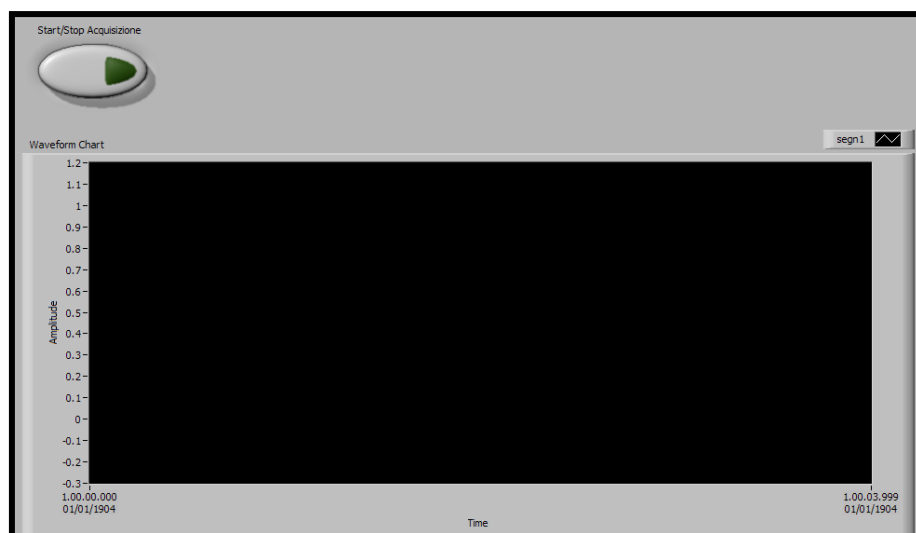


Figura C. 2 Maschera di acquisizione.



## Appendice D: File M per analisi dei dati acquisiti e simulati

Per l'analisi dei dati e i confronti tra segnale simulato e acquisito, si utilizza il software di analisi numerica e statistica Matlab®.

Sono stati realizzati due file M in cui sono inserite le stringhe di codice necessarie per operare i confronti; uno è relativo all'analisi dei dati dell'intensificatore a pompanti paralleli e uno è relativo ai dati della pompa elettrica.

### D.1 Intensificatore a pompanti paralleli.

```
[FileName PathName] = uigetfile('*.txt','Apri file .txt') ;

segnali=load([PathName FileName]);

[npunti ncanali]=size(segnali); % metodo per importare dati
esterni (file acquisiti)

% ANALISI SEGNALE SPERIMENTALE

freq=2000; %frequenza di acquisizione
conv=500; % fattore di conversione volt-bar

pressione_volt=segnali(:,1); %estrazione del vettore di
pressione

pressione=pressione_volt.*conv; %conversione in volt-bar

dt=1/freq;
t=[0:dt: (dt*npunti-dt)];

[b,a]=butter(3,0.1);
pressione_filter1=filtfilt(b,a,pressione_volt); %filtraggio
segnale di pressione acquisito

pressione_filter=pressione_filter1.*conv; %conversione in volt-
bar del segnale di pressione filtrato

figure(1)
plot(t,pressione_filter)
255att('Tempo [s]');
255att('Pressione [bar]');
grid;
```

```

inizio=13750; %numero di punti da cui cominciare l'analisi del
vettore

%ANALISI SEGNALE SIMULATO

ins=input('necessario caricare un file simulazioni.mat');

press=data_2(4,: ) .*10^-5; %importazione delle variabili
d'interesse con il metodo di estrazione
time1=data_2(1,: );
pms1=data_2(820,: );
pms2=data_2(821,: );
pms3=data_2(822,: );
pmi1=data_2(823,: );
pmi2=data_2(824,: );
pmi3=data_2(825,: );

tot1=length(time1);

% ciclo for che permette di eliminare le celle uguali del
vettore tempo e
% di tutti vettori associati.
gg=1;
for i=1:1: (length(time1)-1)
    if time1(i)<time1(i+1);
        tempo_simulato_correct(gg)=time1(i);
        pressure_simulata_correct(gg)=press(i);
        pms1_corr(gg)=pms1(i);
        pms2_corr(gg)=pms2(i);
        pms3_corr(gg)=pms3(i);
        pmi1_corr(gg)=pmi1(i);
        pmi2_corr(gg)=pmi2(i);
        pmi3_corr(gg)=pmi3(i);

        gg=gg+1;
    else
        gg=gg;
    end
end
tempo_simulato_correct(gg)=time1(i+1);
pressure_simulata_correct(gg)=press(i+1);
pms1_corr(gg)=pms1(i+1);
pms2_corr(gg)=pms2(i+1);
pms3_corr(gg)=pms3(i+1);
pmi1_corr(gg)=pmi1(i+1);
pmi2_corr(gg)=pmi2(i+1);
pmi3_corr(gg)=pmi3(i+1);

```



```

pti=length(tempo_simulato_correct);
t_s=[0:dt: (max_tt)]; %vettore tempo aggiornato

%interpolazione lineare poiché i vettori acquisiti e simulati
abbiano lo
%stesso numero di punti (ci si riferisce ai vettori
sperimentali)
press_sim_n=interp1(tempo_simulato_correct,pressure_simulata_cor
rect,t_s);
pms1_n=interp1(tempo_simulato_correct,pms1_corr,t_s);
pms2_n=interp1(tempo_simulato_correct,pms2_corr,t_s);
pms3_n=interp1(tempo_simulato_correct,pms3_corr,t_s);
pmi1_n=interp1(tempo_simulato_correct,pmi1_corr,t_s);
pmi2_n=interp1(tempo_simulato_correct,pmi2_corr,t_s);
pmi3_n=interp1(tempo_simulato_correct,pmi3_corr,t_s);

tot_tempo=length(t_s);

%eliminazione del transitorio iniziale
trans=find(t_s==4);

press_tran=press_sim_n(trans:tot_tempo);
time=t_s(trans:tot_tempo);
pms_1=pms1_n(trans:tot_tempo);
pms_2=pms2_n(trans:tot_tempo);
pms_3=pms3_n(trans:tot_tempo);
pmi_1=pmi1_n(trans:tot_tempo);
pmi_2=pmi2_n(trans:tot_tempo);
pmi_3=pmi3_n(trans:tot_tempo);

%definizione del nuovo numero di punti.
Tot=tot_tempo-trans;

% serie di cicli for che definiscono i valori dei proximitor. Si
restituisce
% un vettore in cui ci sono gli indici in cui si ha il'picco di
tensione'
% (nel caso considerato quando il valore è 1)

zz=1;
for kk=2:1:tot
    if pms_1(kk)==1 && pms_1(kk-1)<1
        indici11_s(zz)=kk; %indici11 contiene tutte le posizioni dei
picchi di tensione
        zz=zz+1;
    else
        end
    end
end
zz=1;

```

```

for kk=2:1:tot
    if pms_3(kk)==1 && pms_3(kk-1)<1
        indici33_s(zz)=kk; %indici33 contiene tutte le posizioni dei
        picchi di tensione
        tempo_picco3_s(zz)=time(1, kk);
        zz=zz+1;
    else
        end
    end
end
zz=1;
for kk=2:1:tot
    if pms_2(kk)==1 && pms_2(kk-1)<1
        indici22_s(zz)=kk; %indici33 contiene tutte le posizioni dei
        picchi di tensione
        tempo_picco2_s(zz)=time(1, kk);
        zz=zz+1;
    else
        end
    end
end

%si contano 2 cicli di pompaggio, (6 compressioni). Si
aggiornano tutti i
%vettori simulati (tempo, pressione, fine-corsa).

sss=indici11_s(1);
sss1=indici11_s(3);
punti_sim=(sss1-sss);
press_fin=press_tran(sss:sss1);
pms1_fin=pms_1(sss:sss1);
pms2_fin=pms_2(sss:sss1);
pms3_fin=pms_3(sss:sss1);
pmi1_fin=pmi_1(sss:sss1);
pmi2_fin=pmi_2(sss:sss1);
pmi3_fin=pmi_3(sss:sss1);
time_fin=(0:dt: (punti_sim*dt));
val_medio_simulato=mean(press_fin)

pms1_1=pms1_fin*val_medio_simulato;
pms2_1=pms2_fin*val_medio_simulato;
pms3_1=pms3_fin*val_medio_simulato;
pmi1_1=pmi1_fin*val_medio_simulato;
pmi2_1=pmi2_fin*val_medio_simulato;
pmi3_1=pmi3_fin*val_medio_simulato;

%PLOTTAGGIO DEL SEGNALE DI PRESSIONE SIMULATO IN FUNZIONE DEL
TEMPO
figure(2)
plot(time_fin,press_fin);
% hold on
% plot(time_fin,pmi3_1,'r');
xlabel('Tempo [s]');

```

```

ylabel('Pressione [bar]');
ylim ([2450 2480]);
grid;

%Si definisce il numero di punti del segnale di pressione
sperimentale in
%modo che si parta da un fine-corsa e si effettuino le 6
pompate. Il numero
%di punti deve essere uguale (segnale simulato e sperimentale);
in questo
%modo si può avere una stima della differenza legata al periodo
di
%pompaggio.

Pressione_pomp=pressione_filter(inizio: (inizio+punti_sim));

valor_medio=mean(pressione_pomp) %CALCOLO DEL VALOR MEDIO
SPERIMENTALE su 6 pompate

%CONFRONTO DEI SEGNALI SIMULATI E ACQUISITI

figure(3)
plot(time_fin,pressione_pomp);
grid
hold on
plot(time_fin,press_fin,'r');
title('Confronto segnale di pressione');
xlabel('Time[s]');
ylabel('Pressure[bar]');
legend('Segnale acquisito','Segnale simulato')

%COEFFICIENTE DI CORRELAZIONE
coeff_correlazione=abs(corr2(press_fin,pressione_pomp))

```

Tabella D. 1 Codice Matlab® per confronto segnali su intensificatore a pompanti paralleli

## D.2 Intensificatore Pompa Elettrica

```
[FileName PathName] = uigetfile('*.txt','Apri file .txt') ;

segnali=load([PathName FileName ]);

[npunti ncanali]=size(segnali); % metodo per importare dati
esterni (file acquisiti)

% ANALISI SEGNALE SPERIMENTALE

freq=10000;%frequenza di acquisizione
conv=500; % fattore di conversione volt-bar

pressione_volt=segnali(:,1); %estrazione del vettore di
pressione

pressione=pressione_volt.*conv; %conversione in volt-bar

dt=1/freq;
t=[0:dt: (dt*npunti-dt)];

[b,a]=butter(3,0.1);
pressione_filter1=filtfilt(b,a,pressione_volt); %filtraggio
segnale di pressione acquisito

pressione_filter=pressione_filter1.*conv; %conversione in volt-
bar del segnale di pressione filtrato
figure(1)
plot(t,pressione_filter)
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Pressione [bar]');
grid;

inizio=44690; %numero di punti da cui cominciare l'analisi del
vettore

punti_tot_1=npunti-inizio;

%ANALISI SEGNALE SIMULATO

ins=input('necessario caricare un file simulazioni.mat');

press=data_2(122,: ).*10^-5; %importazione delle variabili
d'interesse con il metodo di estrazione
timel=data_2(1,: );
```

```

tot1=length(timel);

% ciclo for che permette di eliminare le celle uguali del
vettore tempo e
% di tutti vettori associati.

gg=1;
for i=1:1: (length(timel)-1)
    if timel(i)<timel(i+1);
        tempo_simulato_correct(gg)=timel(i);
        pressure_simulata_correct(gg)=press(i);
        gg=gg+1;
    else
        gg=gg+1;
    end

end
tempo_simulato_correct(gg)=timel(i+1);
pressure_simulata_correct(gg)=press(i+1);
pti=length(tempo_simulato_correct);
t_s=[0:dt: (max_tt)];

%interpolazione lineare poiché i vettori acquisiti e simulati
abbiano lo
%stesso numero di punti (ci si riferisce ai vettori
sperimentali)

press_sim_n=interp1(tempo_simulato_correct,pressure_simulata_cor
rect,t_s);
tot_tempo=length(t_s);

%eliminare il transitorio a 70 secondi;
trans=find(t_s==70);

press_tran=press_sim_n(trans:tot_tempo);    %nuovo segnale di
pressione
time=t_s(trans:tot_tempo);

tot=tot_tempo-trans; %definizione del nuovo numero di punti.

%numero di punti di partenza del file simulato. Si parte
dall'inizio della
%corsa di compressione. I segnali simulati e acquisiti devono
essere
%uguali.
Sss=253000;
sssl=sss+punti_tot_1;
punti_sim=(sssl-sss);
press_fin=press_tran(sss:sssl);
time_fin=(0:dt: punti_sim*dt);

```

```

%CALCOLO VALOR MEDIO SIMULATO
val_medio_simulato=mean(press_fin)

figure(2)
plot(time_fin,press_fin);
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Pressione [bar]');
grid;

val_medio_sim=val_medio_simulato*(ones(length(time_fin),1)); %
viene creato un vettore che contiene il valor medio in modo da
poterlo plottare

%Si definisce il numero di punti del segnale di pressione
sperimentale in
%modo che segnale simulato e sperimentale siano uguali.
Pressione_pomp=pressione_filter(inizio: (inizio+punti_sim));
% CALCOLO VALOR MEDIO SPERIMENTALE (coerente con quello simulato
- si parte dalla stessa posizione)
val_medio_acq=mean(pressione_pomp)*ones(length(time_fin),1);

%CONFRONTO DEI SEGNALI SIMULATI E ACQUISITI

figure(3)
plot(time_fin,pressione_pomp);
grid
hold on
plot(time_fin,press_fin,'r');
plot(time_fin,val_medio_acq,'y');
plot(time_fin,val_medio_sim,'g');
title('Confronto segnale di pressione');
xlabel('Time[s]');
ylabel('Pressure[bar]');
legend('Segnale acquisito','Segnale simulato','Val medio
acquisito','Val medio simulato')

%COEFFICIENTE DI CORRELAZIONE
coeff_correlazione=abs(corr2(press_fin',pressione_pomp))

```

Tabella D. 2 Codice Matlab® per confronto segnali su intensificatore Pompa Elettrica

## Appendice E: Piano fattoriale per il modello dell'intensificatore a pompanti paralleli

All'interno del modello dell'intensificatore a pompanti paralleli, si può valutare l'influenza statistica dei fattori più significativi, in modo da esaminare gli effetti che i singoli parametri, oppure le loro eventuali interazioni, hanno sulle possibili risposte.

Per compiere questa operazione si deve realizzare un piano fattoriale di tipo deterministico che permette di cambiare diversi fattori simultaneamente, considerando tutte le possibili combinazioni tra fattori e livelli. Per fattori si intendono i parametri di cui si vuole valutare l'influenza, mentre i livelli sono i valori che questi possono assumere. Prima di realizzare il piano fattoriale è necessario definirne le condizioni in modo da delimitare il numero di interazioni secondo la (E.1).

$$nL^k \quad (E.1)$$

Dove  $n$  è il numero di repliche,  $L$  sono i livelli e  $k$  il numero di fattori.

Poiché il piano da costruire è deterministico (deriva da un'analisi sul modello) e non sperimentale, il numero di repliche è pari a 1 ( $n = 1$ ). I livelli si scelgono pari a 2 (livello alto e livello basso) in modo da realizzare un *2-Level-Factorial-Design*. I parametri vengono invece scelti sulla base di quelli più significativi per il modello.

Si escludono a priori quelli che vengono determinati in base a catalogo o a dati aziendali (pompe, motori, accumulatori, valvole di non ritorno, valvole di sicurezza e valvole per la gestione della fase di pre-compressione e ritorno).

Per quanto riguarda l'ugello primario, il parametro di maggiore interesse è il coefficiente di perdita  $C_d$ , che varia in base alla pressione e in base al diametro [Has89]. La pressione che si vuole raggiungere per il piano fattoriale è 3600 bar con ugello a 0,25mm (vedi paragrafo 6.3.3), per cui da tabelle si valuta 0,6 come livello basso e 0,65 per utilizzare un valore più alto che permetta un periodo di pompaggio minore (livello alto).

Per la valvola che gestisce la fase di compressione (*Two\_Way\_Valve\_1*), i parametri variabili sono due:  $qnom$  e  $dptom$ .  $dptom$  si è scelto di settarlo a 1 bar per ipotesi iniziale di idealità del componente, di conseguenza il parametro che si può considerare è  $qnom$ . I valori utilizzati sono: 0,00175 m<sup>3</sup>/s (portata nominale della pompa) e 0,00225 m<sup>3</sup>/s.

La perdita di carico sul lato di pre-compressione ha come unico parametro la variabile *Gleak*. Questo è stato stimato in modo da rispettare le specifiche del Paragrafo 5.1.16. Per questo motivo si è scelto di valutare l'influenza utilizzando: 1e-11 (valore utilizzato nel modello) e 1e-12 (perdita di carico maggiore).

Per il cilindro oleo-idraulico tutti i dati sono indicati dall'azienda Tecnocut. Quelli che non sono noti sono quelli relativi all'attrito ( $F_{prop}$ ,  $F_{coulomb}$ ,  $F_{stribek}$ ,  $F_{exp}$ ). Dall'analisi di paragrafo 5.1.2, si è notato che l'influenza di  $F_{stribek}$  e  $F_{exp}$  sul segnale di pressione è molto limitata. Per questo motivo si valuta solo l'azione di  $F_{prop}$  e  $F_{coulomb}$ . I valori utilizzati per entrambi i fattori sono 0N (condizione di idealità) e 1000N (valore ipotizzato come significativo per il livello alto).

I risultati su cui analizzare l'influenza sono relativi al valor medio, al periodo di pompaggio e alla distanza picco-picco, tutti relativi al segnale di pressione. Si utilizzano queste riuscite in quanto significative per la validazione del modello descritto al paragrafo 6.4 e perché il segnale di pressione è un ottimo indicatore di eventuali guasti alla macchina [Con07]. Questi risultati sono ottenuti "tagliando" il segnale tra il PMS del cilindro 1 e il PMS del cilindro 2, in modo da sezionare una sola pompata. Da qui vengono calcolati gli indici di interesse utilizzando Matlab®.

Il numero complessivo di simulazioni è quindi:

$$2^5 = 32 \quad (E.2)$$

dove 2 sono i livelli (alto e basso) e 5 sono i fattori ( $F_{prop}$ ,  $F_{coulomb}$ , *Gleak*,  $q_{nom}$ ,  $C_d$ ).

Le simulazioni sono state effettuate impostando, come condizioni iniziali, un valore di pressione olio  $p_{open}$  pari a 170,71 bar, diametro dell'ugello primario pari a 0,25 mm e cilindrata K pari a 0,6.

	<b>Livello 1</b>	<b>livello 2</b>
<b><i>q<sub>nom</sub></i></b>	0,002	0,00225
<b><i>C<sub>d</sub></i></b>	0,6	0,65
<b><i>F<sub>prop</sub></i></b>	0	1000
<b><i>F<sub>coulomb</sub></i></b>	0	1000
<b><i>Gleak</i></b>	1E-12	1E-11

Tabella E. 1 Livelli dei fattori considerati per il piano fattoriale.

Il piano sperimentale viene implementato utilizzando Minitab® (vedi Tabella E. 2).



<i>Q<sub>nom</sub></i>	<i>C<sub>d</sub></i>	<i>F<sub>prop</sub></i>	<i>F<sub>coulomb</sub></i>	<i>G<sub>leak</sub></i>	Media [bar]	Periodo [s]	Delta picco[bar]
0,00175	0,65	1000	1000	1E-12	3272	2,7925	149,21
0,00225	0,65	1000	1000	1E-12	3272,8	2,792	147,0672
0,00225	0,65	1000	1000	1E-11	3273,8	2,792	26,6737
0,00225	0,6	1000	0	1E-11	3305,9	3,0085	28,86
0,00175	0,65	1000	0	1E-11	3299,1	2,78	29,286
0,00225	0,65	0	1000	1E-11	3275,5	2,79	30,1843
0,00225	0,65	1000	0	1E-11	3299,8	2,78	30,554
0,00175	0,6	1000	0	1E-12	3304,9	3,0085	139,58
0,00225	0,6	1000	1000	1E-11	3279,8	3,021	28,05
0,00225	0,65	0	1000	1E-12	3274,5	2,791	146,685
0,00225	0,6	1000	1000	1E-12	3274,6	3,021	146,685
0,00175	0,6	0	1000	1E-11	3279,8	3,021	27,3
0,00175	0,6	0	0	1E-11	3306,9	3,0075	28,19
0,00225	0,65	1000	0	1E-12	3298,7	2,78	148,72
0,00175	0,65	0	1000	1E-11	3274,8	2,7915	28,906
0,00225	0,6	0	1000	1E-11	3281,4	3,0205	28,477
0,00225	0,6	1000	0	1E-12	3305,6	3,0085	138,6618
0,00225	0,65	0	0	1E-12	3300,4	2,7795	149,367
0,00175	0,6	1000	1000	1E-12	3278,9	3,0215	136,8204
0,00175	0,65	0	0	1E-12	3299,5	2,7795	150,31
0,00175	0,6	1000	0	1E-11	3305,3	3,009	27,6302
0,00175	0,6	0	0	1E-12	3306,5	3,008	140,1
0,00225	0,6	0	1000	1E-12	3281,2	3,0205	137,37
0,00225	0,65	0	0	1E-11	3301,5	2,779	31,14
0,00175	0,65	1000	0	1E-12	3297,8	2,781	149,8489
0,00175	0,65	0	1000	1E-12	3273,7	2,7915	148,426
0,00225	0,6	0	0	1E-12	3307,2	3,0075	139,1576
0,00175	0,6	0	1000	1E-12	3280,5	3,0205	137,424
0,00225	0,6	0	0	1E-11	3307,4	3,0075	29,341
0,00175	0,65	1000	1000	1E-11	2373,1	2,792	28,395
0,00175	0,65	0	0	1E-11	3300,9	2,7795	29,7346
0,00175	0,6	1000	1000	1E-11	3279,3	3,0215	26,8636

Tabella E. 2 Piano fattoriale

Attraverso Minitab® si analizzano quindi i risultati ottenuti, cioè l'interazione dei fattori sui risultati. Per analizzare l'influenza dei singoli fattori si utilizza il comando *Main Effects Plot* mentre per valutare l'interazione dei fattori si utilizza il comando *Interaction Plot*.

### E.1 Influenza dei singoli fattori (Main Effects Plot)

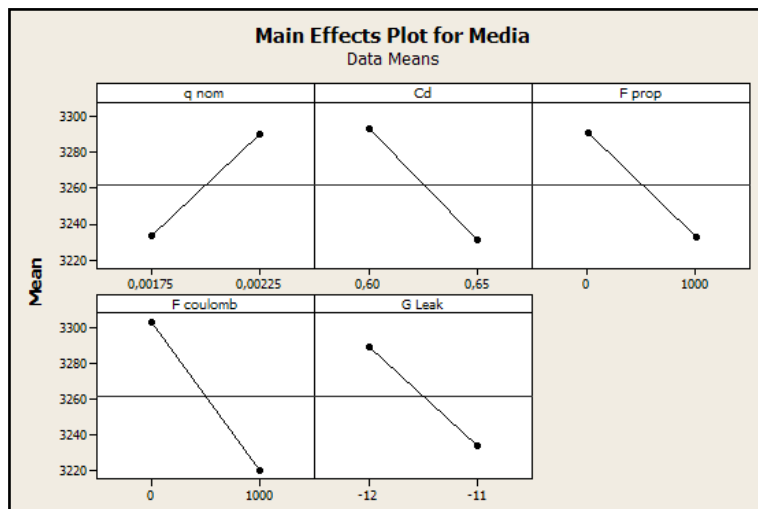


Figura E. 1 Main Effects Plot per il risultato *media*

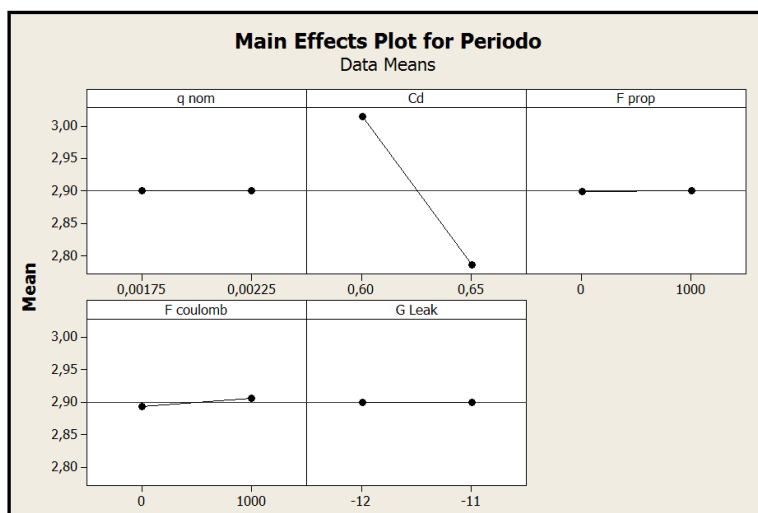


Figura E. 2 Main Effects Plot per il risultato *Periodo*

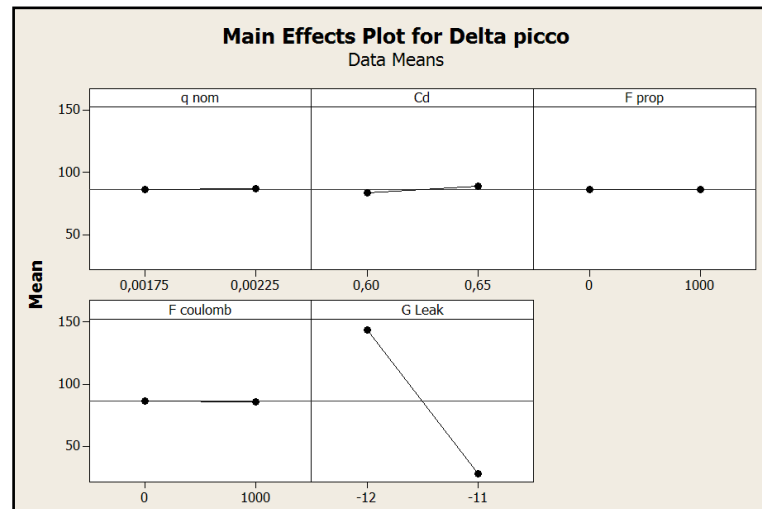


Figura E. 3 Main Effects Plot per il risultato *Delta picco*

Dall'analisi dei grafici del *Main Effects Plot* si può notare come per il risultato *Media* (vedi Figura E. 1) non ci sono fattori il cui effetto è più significativo rispetto a quello degli altri. Questo lo si può notare a causa della pendenza dei segmenti che è uguale a tutti i fattori tranne che per *qnom* (non influenza comunque il risultato dell'analisi). Per quanto riguarda *Periodo* invece, si può notare da Figura E. 2 che il fattore  $C_d$  ha un effetto più significativo rispetto agli altri fattori ( $F_{prop}$ ,  $F_{coulomb}$ ,  $G_{leak}$ ,  $qnom$ ). Per il risultato *Delta picco* (vedi Figura E. 3) è il fattore  $G_{leak}$  ad avere un'influenza più significativa rispetto agli altri fattori ( $F_{prop}$ ,  $F_{coulomb}$ ,  $C_d$ ,  $qnom$ ).

### E.2 Influenza dell'interazione dei fattori (Interaction Plot)

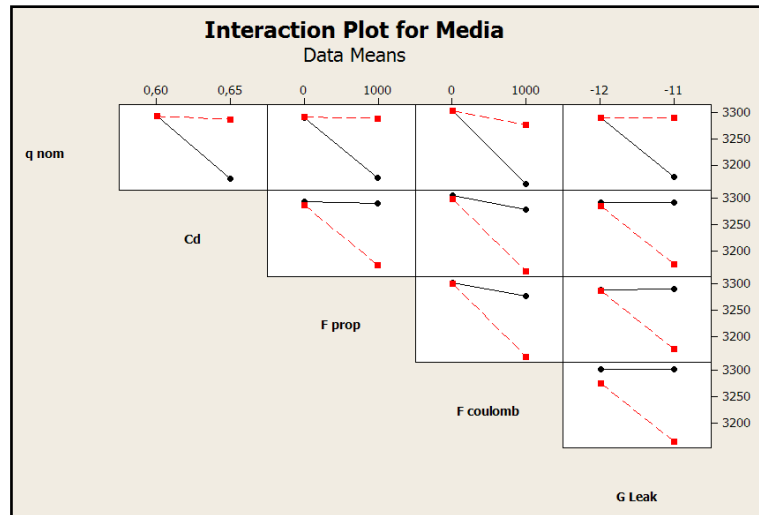


Figura E. 4 Effetto dell'interazione di tutti i fattori sul risultato *Media* (Interaction Plot)

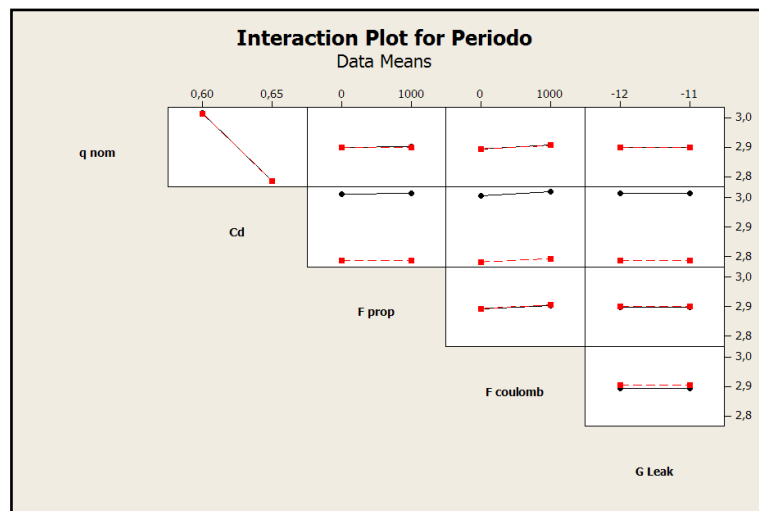


Figura E. 5 Effetto dell'interazione di tutti i fattori sul risultato *Periodo* (Interaction Plot).

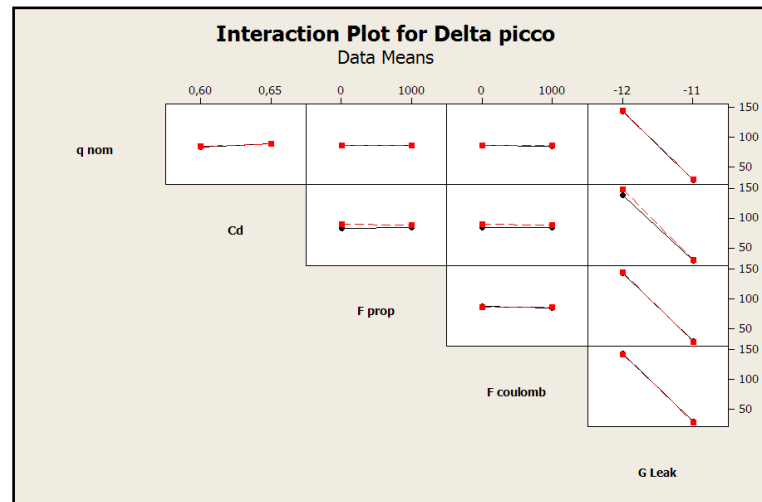


Figura E. 6 Effetto dell'interazione di tutti i fattori sul risultato *Periodo* (*Interaction Plot*).

Analizzando i risultati ottenuti con il comando *Interaction Plot*, si possono trarre le seguenti conclusioni. Per l'indice *Media* (vedi Figura E. 4) si può notare che l'effetto dell'interazione è il medesimo per tutte le coppie di fattori. Questo lo si ottiene in quanto le pendenze delle rette sono diverse per i fattori analizzati a due a due. Non potendo effettuare un'ANOVA (in quanto il fenomeno è deterministico), non si possono trarre informazioni maggiori.

Per l'indice *Periodo* (vedi Figura E. 5) si può notare che l'effetto dell'interazione sembra non essere significativo per tutte le coppie di fattori. Anche per l'indice *Delta picco* (vedi Figura E. 6) si trae la stessa conclusione: l'effetto dell'interazione non sembra essere significativo per le coppie di fattori.



## Bibliografia

- [Jet09] Tecnocut Spa, *JetPower, intensificatore di pressione per sistemi di taglio a getto d'acqua*, Manuale d'uso e manutenzione, Bergamo, 2009
- [Alb04] P. Albertelli, *Simulazione del comportamento meccanico-funzionale di un centro di lavoro*, Tesi di laurea in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Milano, AA 2004/2005
- [Ann03] M. Annoni, *La tecnologia Waterjet*, Appunti del corso di Tecnologie Speciali, Facoltà di Ingegneria Meccanica, Milano Bovisa, AA 2003/2004
- [Bea03] Beater, *Modelling of Hydraulic Systems*, Dynasim, 2003
- [Bon08] M. Bonvini, *Efficient models for the simulation of the thermal dynamics in buildings*, Tesi di laurea in Ingegneria Informatica, Politecnico di Milano, AA 2008/2009
- [Cel06] F. Cellier, E. Kofman, *Continuous System Simulation*, Springer, 2006.
- [Clau98] X. Claude, A. Merlen, B. They, O. Gatti, *Abrasive waterjet velocity measurements*, 14th International Conference on Jetting Technology, Belgium, 21-23 September 1998, pp. 235-251.
- [Con07] M. Contini, *Studio di fattibilità di un sistema di diagnostica per impianti water jet a pistoncini fasati*, Tesi di laurea in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Milano, AA 2007/2008.

- [Cus07] G. Cusimano, *Appunti del corso di Azionamenti e controllo dei sistemi meccanici*, Politecnico di Milano, AA 2007/2008.
- [Daq08] National Instrument, *Daq M serier User Manual*, National Instruments, 2008
- [Dym02] *Dymola, Dynamic Modelling Laboratory – User’s Manual*, Dynasim, 2002
- [Ferr09] G. Ferretti, *Tecniche e strumenti di simulazione – Modelica*, Appunti del corso, Politecnico di Milano, A.A. 2009/2010
- [Fim05] Fimet Spa, *Motori Asincroni Trifasi, Catalogo*, Fimet Italia, 2005
- [Gef09] Gefran, *TPHA trasmettore per alta pressione*, Manuale d’uso, 2009
- [Has89] M. Hashish, *Pressure effects in a waterjet machining*, Journal of Engineering Material and Technology, 1989
- [Has91] M. Hashish, *Optimization factors in abrasive water jet machining*, Journal of engineering for industry 1991
- [Has97] M. Hashish, D.E. Steele, D.H. Bothell, *Machining with super-pressure (690 Mpa) waterjets*, International Journal of Tools Manufacturing, Vol. 37, No. 4, 1997, 465-479
- [Lar08] M.Laracca, *Dispense on-line del corso di Sistemi automatici di misura*, Università di cassino, AA. 2007-2008
- [Mann94 ] Mannesmann, Rexroth, *Manuale di oleodinamica*, Vol 1-2-3-4, 1994



- [Oma08] Omax, *Pompe Direct Drive*, Omax Italia, Vicenza, 2008
- [Pi08] Vu Ngoc PI, *Performance Enhancement of Abrasive Waterjet Cutting*, Master of Engineering, Hanoi University of Technology, Vietnam, 2008
- [Ram02] C. Brian, M. Ramulu, M. Tremblay, *Dynamic Modelling and Identification of a Water Jet Cutting System*, Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, June 2002
- [Ram03] Fabien, B. C., Ramulu, M. and Tremblay, *Dynamic Modelling and Identification of a Waterjet Cutting System*, Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, Vol.9, N°1, pag. 45 – 63
- [Rb05] R&B, *Scambiatori a piastre elettrosaldate*, R&B, Milano, 2005
- [Rex04] Rexroth, *Mobile Hydraulics Axial & Radial Piston Units*, Bosch-Rexroth, USA, 2004
- [Spe91] Speich, Bucciarelli, *L'oleodinamica: principi, componenti, circuiti*, 6° edizione, Tecniche Nuove, 1991
- [Tell06] Shell, *Shell Tellus Oil T*, Technical Data Sheet, Shell Lubricants, 2006.
- [Tec10] Tecnocut, *Waterjet technology highlights*, Newsletter Tecnocut, Maggio 2010
- [Till01] Michael M. Tiller, *Introduction to Physical Modelling with Modelica*, Kluwer Academic Publisher, 2001

- [Vall02] Sergio Valletti, *Sviluppo di un modello per la simulazione del segnale di pressione in un impianto a getto d'acqua*, Tesi di laurea in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Milano, AA 2002/2003.