

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Meccanica



Indagini fluidodinamiche sperimentali su teste per motori a benzina dotate di sistemi
di distribuzione evoluti

Relatore: Prof. Giancarlo FERRARI

Co-relatore: Prof. Federico PISCAGLIA

Tutor Aziendale: Ing. Giuseppe GAZZILLI

Tesi di Laurea di:

Davide MIAZZO

Matr. 751842

Anno Accademico 2010 - 2011

Ringraziamenti

Voglio ringraziare il professor Giancarlo Ferrari e il professor Federico Piscaglia per avermi dato la possibilità di svolgere la mia tesi al Centro Ricerche Fiat. Un ringraziamento particolare va all'Ing. Giuseppe Gazzilli che mi ha seguito per tutto il tempo che ho trascorso a Torino e mi ha revisionato la tesi; a Roberto Spiga che mi ha insegnato a non distruggere tutto quello che trovo in laboratorio e al Dottor Giorgio Carpegna che mi ha accolto benissimo all'interno del suo gruppo di lavoro (ringrazio anche tutti gli altri membri che non ho citato). Più di tutti ringrazio mia mamma che mi ha svegliato tutti i giorni alle 5 di mattina per andare a Torino e mi ha sempre aiutato e fatto da mangiare.

Finiti i ringraziamenti "più seri", posso passare a quelli un "po' meno seri". Ringrazio Trenitalia per aver inventato la Frecciarossa che mi ha permesso di arrivare a Torino in 45 minuti. Ringrazio il mio tram 5 che mi ha accompagnato per tutti gli anni di studio: dalle superiori all'università. Ringrazio il Milan per aver vinto la partita di Champions la sera prima del mio ultimo esame: mi ha dato la giusta contentezza per studiare tutta notte e superare l'esame il mattino seguente.

Ringrazio tutti i miei amici e i miei compagni di università che mi hanno fatto divertire per tutti questi anni. Non metto nessun nome perché se ne dovessi dimenticare qualcuno, poi succedrebbe il finimondo.

Infine ringrazio mio papà e il mio gatto Pisolone.

Indice Generale

| | | |
|----------|---|----|
| 1 | Introduzione | 14 |
| 2 | Alimentazione aria e formazione dei moti della carica all'interno del cilindro | 17 |
| 2.1 | Riempimento e movimentazione della carica | 19 |
| 2.2 | Alimentazione aria nel motore | 20 |
| 2.3 | Flusso attraverso le valvole | 25 |
| 2.4 | Equazioni che regolano il flusso attraverso le valvole | 28 |
| 2.4.1 | Flusso ideale | 28 |
| 2.4.2 | Coefficiente di efflusso | 35 |
| 2.4.3 | Influenza dei parametri geometrici | 37 |
| 2.5 | Alzata massima delle valvole | 41 |
| 2.5.1 | Diametro della sede valvola | 43 |
| 2.6 | Distribuzione | 45 |
| 2.6.1 | Diagramma della distribuzione (fasatura) | 45 |
| 2.6.2 | Azionamento variabile delle valvole | 48 |
| 2.7 | Moti organizzati nel cilindro | 49 |
| 2.7.1 | Moto di swirl | 51 |
| 2.7.2 | Moto di tumble | 57 |
| 2.7.3 | Moto di squish | 66 |
| 2.7.4 | Evoluzione dei macromoti durante il ciclo di funzionamento del motore | 69 |
| 3 | Modalità di prova standard | 72 |
| 3.1 | La rete dell'aria | 73 |
| 3.1.1 | Banco soffiato | 73 |
| 3.1.2 | Banco aspirato | 75 |
| 3.1.3 | Allestimento delle prove | 76 |
| 3.1.4 | Acquisizione dati | 80 |
| 3.2 | Misura del coefficiente di efflusso | 82 |
| 3.2.1 | Procedura di misura | 82 |
| 3.2.2 | Influenza di alcuni parametri sul C.E | 84 |
| 3.3 | Misura del moto di tumble attraverso il metodo Ricardo | 85 |
| 3.3.1 | Strumenti e modalità di misura | 85 |
| 3.3.2 | Calcolo del moto di tumble | 88 |
| 3.4 | Misura del moto di swirl attraverso il metodo Ricardo | 91 |

| | | |
|----------|---|-----|
| 4 | Anemometria a filo caldo | 93 |
| 4.1 | Principio di funzionamento | 94 |
| 4.1.1 | Calcolo della legge di trasferimento del calore | 98 |
| 4.2 | Caratteristiche dell'anemometria | 101 |
| 4.3 | Componenti del sistema di acquisizione | 103 |
| 4.4 | Taratura della sonda a filo caldo | 107 |
| 4.5 | Allestimento e sistema di movimentazione della sonda | 113 |
| 4.6 | Post-elaborazione dati e risultati del sistema | 117 |
| 4.6.1 | Visualizzazione e caratterizzazione dei moti turbolenti organizzati | 121 |
| 4.7 | Variabili e ripetibilità della prova | 125 |
| 4.7.1 | Confronto dei risultati delle acquisizioni effettuate con due sonde differenti | 126 |
| 4.7.2 | Effetto dello spessore del linearizzatore sul campo acquisito | 127 |
| 4.7.3 | Effetto della distanza della sonda dal linearizzatore | 128 |
| 4.7.4 | Effetto del rapporto di espansione | 130 |
| 4.7.5 | Effetto del centraggio della matrice rispetto al centro della sezione del cilindro | 131 |
| 5 | Studio dell'effetto dell'imbocco sul coefficiente di efflusso | 134 |
| 5.1 | Prova con il tronchetto sul banco aspirato | 135 |
| 5.2 | Prova senza imbocco sul banco aspirato | 136 |
| 5.3 | Prova con imbocco in plastilina (versione 1): tratto cilindrico con svasatura finale | 137 |
| 5.4 | Prova con imbocco in plastilina (versione 2): tratto Cilindrico con svasatura finale accentuata | 139 |
| 5.5 | Prova con imbocco in plastilina (versione 3): svasatura ampia e raccordata | 140 |
| 5.6 | Prova con tronchetto e imbocco in plastilina con ampia svasatura e ben raccordato | 142 |
| 5.7 | Confronto e valutazione dei risultati ottenuti | 143 |
| 6 | Confronto tra condotti di aspirazione simmetrici e condotti asimmetrici | 148 |
| 6.1 | Confronto tra i risultati delle due prove | 149 |
| 6.2 | Analisi delle mappe di velocità | 153 |
| 6.3 | Crosstumble | 159 |
| 6.4 | Conclusioni | 160 |

| | | |
|----------|---|-----|
| 7 | Alzate differenziate | 162 |
| 7.1 | Carica stratificata | 162 |
| 7.2 | Sistema innovativo di distribuzione (Pk) | 164 |
| 7.3 | Verifica della creazione (oppure no) del moto di swirl attraverso le alzate differenziate delle valvole | 165 |
| 7.3.1 | Scelta dei valori delle alzate per il DVL | 167 |
| 7.3.2 | Confronto tra le curve di tumble e del coefficiente di efflusso | 168 |
| 7.4 | Analisi delle mappe di velocità | 175 |
| 7.5 | Misura dello swirl | 180 |
| 8 | Setti per swirl e tumble | 182 |
| 8.1 | Testa senza setti | 182 |
| 8.2 | Setto per il tumble | 184 |
| 8.3 | Setto per lo swirl | 185 |
| 8.4 | Valutazione del coefficiente di efflusso | 187 |
| 8.5 | Valutazione del numero di tumble | 188 |
| 8.6 | Analisi delle mappe di velocità | 190 |
| 8.7 | Verifica della creazione di un moto di swirl per mezzo del setto swirl | 192 |
| 9 | Conclusioni | 200 |
| | Bibliografia | 203 |

Elenco delle Figure

| | | |
|------|---|----|
| 2.1 | Esempio campo di moto in un motore Diesel Common Rail | 18 |
| 2.2 | Andamento delle pressioni in funzione dei volumi, entro il cilindro di un motore non sovralimentato quattro tempi, durante il processo di sostituzione della carica | 22 |
| 2.3 | Andamento di λ_v in funzione della velocità media del pistone | 24 |
| 2.4 | Geometria e dimensioni caratteristiche di una valvola | 26 |
| 2.5 | Area geometrica di passaggio in funzione dell'angolo di manovella | 28 |
| 2.6 | Ugello ideale di assegnata area minima | 29 |
| 2.7 | Andamento della funzione di compressibilità in funzione del salto di pressione imposto | 32 |
| 2.8 | Andamento della velocità isentropica e di quella ricavata dal teorema di Bernoulli in funzione del salto di pressione imposto | 34 |
| 2.9 | Andamento del coefficiente di efflusso in funzione del rapporto alzata/diametro minimo del fungo | 36 |
| 2.10 | Condizioni di efflusso che si realizzano nella sezione ristretta della valvola d'aspirazione al variare della alzata | 38 |
| 2.11 | Influenza esercitata sul coefficiente di efflusso $C.E.$ di una valvola isolata a spigoli vivi: a) da una variazione della lunghezza della sede (s), ad angolo costante; b) da una variazione dell'angolo della sede (β) a larghezza costante | 39 |
| 2.12 | Effetto dell'arrotondamento dello spigolo di ingresso della sede valvola sul coefficiente di efflusso | 40 |
| 2.13 | Influenza della geometria del condotto sulle perdite fluidodinamiche attraverso il gruppo di ammissione | 41 |
| 2.14 | Andamento, in funzione di $\frac{h}{d_v}$ del coefficiente di variazione dell'area di passaggio attraverso la valvola | 42 |
| 2.15 | Limiti geometrici per i diametri delle valvole nel caso di testa piana | 45 |
| 2.16 | Diagramma della distribuzione per un motore a quattro tempi | 46 |
| 2.17 | Rappresentazione schematica del calcolo della permeabilità della luce di passaggio di una valvola | 48 |
| 2.18 | Moto di swirl e accorgimenti usati per produrre il moto di swirl | 51 |
| 2.19 | Valori del numero di swirl e del coefficiente di efflusso in | |

| | | |
|------|---|----|
| | funzione di $\frac{h}{d_v}$, ottenuti tramite una schermatura di diversa | |
| | apertura angolare applicata sulla valvola di aspirazione | 54 |
| 2.20 | Confronto fra i valori del numero adimensionale di swirl e del coefficiente di efflusso ottenuti mediante un condotto orientato ed una valvola con schermatura di 150° | 55 |
| 2.21 | Confronto tra i valori del numero adimensionale di swirl e del coefficiente di efflusso ottenuti mediante un condotto elicoidale ed una valvola con schermatura di 150° | 56 |
| 2.22 | Schematizzazione 3D del vortice di tumble | 58 |
| 2.23 | Schema del flusso d'aria nel condotto di aspirazione ed in prossimità delle sedi valvole in un motore a 4 valvole per cilindro con testa a tetto | 59 |
| 2.24 | Condizioni di moto del fluido su di un piano parallelo all'asse del cilindro durante la seconda parte della corsa di aspirazione e la prima parte della corsa di compressione | 60 |
| 2.25 | Condotto per il tumble normale e condotto di nuova generazione strozzato | 61 |
| 2.26 | Visione 3D del tetto della camera di combustione, in cui si nota la schermatura tra le valvole | 62 |
| 2.27 | Influenza dei dettagli della geometria sulla capacità di diversi condotti di aspirazione di generare tumble | 64 |
| 2.28 | Esempi di camere di combustione più comunemente usate nei motori ad accensione comandata | 65 |
| 2.29 | Rappresentazione schematica della modalità con cui si ottiene il moto di squish | 67 |
| 2.30 | Valori della velocità di squish, rilevati in corrispondenza del bordo della tazza ricavata nel pistone | 68 |
| 2.31 | Rappresentazione schematica dei campi di velocità all'interno della tazza ricavata in un pistone assialsimmetrico | 69 |
| 3.1 | Schema dell'alimentazione del plenum e della regolazione | 74 |
| 3.2 | Visione della valvola principale, seguita dal ramo di by pass e dai condotti del primo e del secondo diaframma con le rispettive valvole | 74 |
| 3.3 | Plenum del banco soffiato con allestita una testa | 75 |
| 3.4 | Schema del banco aspirato | 76 |
| 3.5 | Esempio di studio della fluidodinamica: a) flow box; b) testa motore | 76 |
| 3.6 | Rappresentazione dello schema di montaggio di un flow box in caso di prova di aspirazione o di scarico | 77 |
| 3.7 | Allestimento della testa | 77 |
| 3.8 | Esempi di giunzione tra piastra e flow box o teste | 78 |
| 3.9 | Imbocco in plastilina visto dal lato interno della piastra | 78 |

| | | |
|------|--|-----|
| 3.10 | Dispositivi di misurazione e regolazione dell'alzata valvola | 79 |
| 3.11 | Postazione di controllo del banco di flussaggio e interno del banco visibile oltre la schermatura in vetro | 80 |
| 3.12 | Software di acquisizione dati del banco soffiato | 83 |
| 3.13 | Grafico del coefficiente di efflusso di una testa 4 cilindri di piccola cilindrata misurato a diversi rapporti di espansione | 84 |
| 3.14 | Grafico del coefficiente di efflusso di una testa 4 cilindri di piccola cilindrata misurato con canna lunga e corta | 85 |
| 3.15 | Schema di allestimento di un tumblometro a T | 86 |
| 3.16 | Banco allestito per una prova di tumble | 87 |
| 3.17 | Porzione angolare di aria che attraversa il tumblometro | 88 |
| 3.18 | Geometria cilindrica per una porzione angolare di area transitante nel tumblometro | 89 |
| 3.19 | Schema dell'impianto per la misura di swirl | 91 |
| 3.20 | Allestimento di una prova di swirl | 92 |
| 4.1 | Schema di funzionamento di uno strumento di misura anemometrico a corrente costante | 94 |
| 4.2 | Schema di funzionamento di uno strumento di misura anemometrico a temperatura costante | 96 |
| 4.3 | Risposta in frequenza di un anemometro a corrente costante e di uno a temperatura costante | 97 |
| 4.4 | Catena di componenti per la misura tramite anemometria a filo caldo | 103 |
| 4.5 | Caratteristiche geometriche di una sonda a filo caldo | 104 |
| 4.6 | Anemometro-amplificatore | 105 |
| 4.7 | Interfaccia grafica del sistema di acquisizione in Labview | 106 |
| 4.8 | Galleria di taratura | 108 |
| 4.9 | Schema a blocchi dell'impianto dell'aria nel laboratorio gas | 109 |
| 4.10 | Temperatura misurata in funzione del rapporto di espansione a cavallo dell'ugello, salendo di pressione | 110 |
| 4.11 | Temperatura misurata in funzione del rapporto di espansione a cavallo dell'ugello, scendendo di pressione | 111 |
| 4.12 | Effetto della correzione della densità in funzione della temperatura nel processo di taratura della sonda | 112 |
| 4.13 | Grafico della curva di taratura della sonda a filo caldo | 113 |
| 4.14 | Filtro linearizzatore | 114 |
| 4.15 | Foto del traversing | 115 |
| 4.16 | Operazione di centraggio della sonda | 116 |
| 4.17 | Esempio di traiettoria percorsa dalla sonda | 116 |
| 4.18 | Mappa di velocità grezza | 118 |
| 4.19 | Foto dell'interno del cilindro secondo il punto di vista della sonda | 119 |

| | | |
|------|---|-----|
| 4.20 | Mappa epurata delle velocità fuori cilindro | 120 |
| 4.21 | Disegno di una mappa in cui è presente un moto di tumble elevato | 122 |
| 4.22 | Disegno di una mappa in cui è presente il moto di crosstumble | 124 |
| 4.23 | Disegno di una mappa in cui è presente il moto di swirl | 125 |
| 4.24 | Foto del sistema di misurazione della distanza della sonda dal linearizzatore | 129 |
| 4.25 | Confronto tra le mappe acquisite a differente rapporto di espansione | 131 |
| 4.26 | Andamento del numero di tumble in funzione dell'alzata valvola nel caso in cui il centro del cilindro sia quello calcolato automaticamente da Matlab e quando invece è spostato a sinistra di 1mm rispetto a quello calcolato | 133 |
| 5.1 | Foto della testa motore allestita sul banco aspirato. In primo piano è ben visibile l'imbocco in plastilina "versione 1" | 138 |
| 5.2 | Foto della testa motore con imbocco in plastilina "versione 2". È ben visibile la svasatura accentuata | 139 |
| 5.3 | Foto della testa motore con imbocco in plastilina "versione 3". È ben visibile la svasatura ampia e ben raccordata all'ingresso del condotto di aspirazione | 141 |
| 5.4 | Foto della testa motore con tronchetto e imbocco in plastilina con svasatura ampia e ben raccordata | 142 |
| 5.5 | Andamento del coefficiente di efflusso in funzione dell'alzata valvole per le varie tipologie di imbocco | 144 |
| 5.6 | Confronto tra la curva del coefficiente di efflusso ricavata con il tronchetto e quella con il tronchetto e l'imbocco in plastilina | 145 |
| 5.7 | Confronto tra la curva del coefficiente di efflusso ricavata per la "versione 1" dell'imbocco e quella ricavata per la "versione 2" | 146 |
| 5.8 | Confronto tra la curva del coefficiente di efflusso ricavata per la "versione 1" dell'imbocco, quella ricavata per la "versione 2" e quella per la "versione 3" | 147 |
| 6.1 | Disegno dei condotti di aspirazione simmetrici presenti sul flow box del motore T | 148 |
| 6.2 | Disegno del condotto di aspirazione con evidenziata la zona in cui è presente la lavorazione di modifica | 149 |
| 6.3 | Andamento del numero di tumble in funzione dell'alzata valvola nel caso di condotti simmetrici e asimmetrici | 150 |
| 6.4 | Andamento del fattore di bloccaggio in funzione dell'alzata valvola nel caso di condotti simmetrici e asimmetrici | 151 |
| 6.5 | Andamento del numero di tumble in funzione dell'alzata | |

| | | |
|------|--|-----|
| | valvola calcolato tramite HWA e tumblometro per condotti simmetrici e asimmetrici | 152 |
| 6.6 | Confronto tra le mappe di velocità nel cilindro nel caso di condotti di aspirazione simmetrici e asimmetrici | 155 |
| 6.7 | Grafico a torta che mostra come è stata idealmente divisa la sezione del cilindro in quattro settori | 157 |
| 6.8 | Torte rappresentanti la portata percentuale che passa nei quattro settori della sezione del cilindro alle alzate 8mm e 9mm nel caso di condotti simmetrici e asimmetrici | 158 |
| 6.9 | Andamento del numero di crosstumble in funzione dell'alzata valvola per i condotti di aspirazione simmetrici e per quelli asimmetrici | 160 |
| 7.1 | Schema di funzionamento del sistema Pk | 164 |
| 7.2 | Fotografia della testa motore F utilizzata per la prova con le alzate differenziate | 166 |
| 7.3 | Disposizione delle valvole di aspirazioni sul piatto fiamma | 167 |
| 7.4 | Andamento del coefficiente di efflusso in funzione dell'alzata valvola, sia per le alzate classiche che per il DVL | 169 |
| 7.5 | Andamento del numero di tumble in funzione dell'alzata valvola, sia per le alzate classiche che per il DVL | 170 |
| 7.6 | Andamento del fattore di bloccaggio in funzione dell'alzata valvola | 171 |
| 7.7 | Fotografia della canna con cui si è svolta la prova. È da notare il bordino interno presente all'estremità d'uscita | 172 |
| 7.8 | Effetto della presenza del bordino per il calcolo del fattore di bloccaggio | 173 |
| 7.9 | Confronto del numero di tumble per il DVL, ottenuto tramite HWA e tumblometro | 174 |
| 7.10 | Confronto tra la mappe di velocità nel caso di alzate classiche e in quello di alzate differenziate | 177 |
| 7.11 | Torte rappresentanti le portate percentuali dei quattro settori per le alzate: DVL 6mm, classiche e DVL 8mm, classiche e DVL 9mm | 180 |
| 8.1 | Fotografia dei condotti di aspirazione della testa motore utilizzata nella prova sperimentale. Si nota con chiarezza la sede dell'iniettore alla sommità dei condotti | 183 |
| 8.2 | Fotografia dell'ingresso dei condotti di aspirazione dal lato della piastra da montare sul plenum soffiato ad allestimento finito | 183 |
| 8.3 | Fotografia del setto per tumble posizionato a monte della guarnizione sui condotti di aspirazione | 184 |
| 8.4 | Fotografia della seconda guarnizione da applicare a monte | |

| | | |
|------|---|-----|
| | del setto per evitare che l'aria fluisca in parte nella sede dell'iniettore | 185 |
| 8.5 | Fotografia dell'ingresso dei condotti di aspirazione, dal lato della piastra da montare sul plenum soffiato, dove si nota la presenza del setto tumble | 185 |
| 8.6 | Fotografia del setto per swirl | 186 |
| 8.7 | Setto per swirl allestito sulla testa di prova | 186 |
| 8.8 | Fotografia del setto per swirl montato sulla testa con la guarnizione necessaria a coprire la sede dell'iniettore | 187 |
| 8.9 | Andamento del coefficiente di efflusso in funzione dell'alzata valvola nei tre casi: senza setto, setto tumble e setto swirl | 188 |
| 8.10 | Valori di N_t in funzione dell'alzata valvola, con e senza setti | 188 |
| 8.11 | Andamento del fattore di bloccaggio in funzione dell'alzata nei tre casi: senza setto, setto tumble, setto swirl | 189 |
| 8.12 | Confronto tra le curve di tumble ricavate con l'anemometria e quelle con il tumblometro | 190 |
| 8.13 | Confronto tra le mappe di velocità della testa senza setto e di quella con il setto tumble | 192 |
| 8.14 | Confronto tra la curva del numero di tumble e quella del numero di swirl per la testa con il setto swirl | 193 |
| 8.15 | Sono state presentate tutte le mappe di velocità ricavate per il setto swirl in funzione dell'alzata valvola | 195 |
| 8.16 | Grafici delle portate percentuali in funzione dell'alzata valvola (fino a 3mm) nei quattro settori della mappa, per i casi: senza setto, setto tumble e setto swirl | 197 |
| 8.17 | Grafici delle portate percentuali in funzione dell'alzata valvola (da 4mm a 9mm) nei quattro settori della mappa, per i casi: senza setto, setto tumble e setto swirl | 199 |

Elenco delle Tabelle

| | | |
|-----|--|-----|
| 4.1 | Caratteristiche delle sonde di materiale differente | 104 |
| 4.2 | Confronto tra i risultati delle acquisizioni di due differenti sonde | 127 |
| 4.3 | Confronto dei risultati ottenuti utilizzando linearizzatori di diverso spessore | 128 |
| 4.4 | Confronto tra i risultati ottenuti variando la distanza tra la sonda e il linearizzatore | 129 |
| 4.5 | Confronto tra i risultati ottenuti variando il rapporto di espansione | 130 |
| 5.1 | Valori misurati di <i>C. E.</i> e portata in funzione dell'alzata valvola in una prova su banco aspirato con la presenza del tronchetto | 136 |
| 5.2 | Valori misurati di <i>C. E.</i> e portata in funzione dell'alzata valvola in una prova su banco aspirato senza la presenza di imbocco | 137 |
| 5.3 | Valori misurati di <i>C. E.</i> e portata in funzione dell'alzata valvola in una prova su banco aspirato con la presenza dell'imbocco in plastilina "versione 1" | 138 |
| 5.4 | Valori misurati di <i>C. E.</i> e portata in funzione dell'alzata valvola in una prova su banco aspirato con la presenza dell'imbocco in plastilina "versione 2" | 140 |
| 5.5 | Valori misurati di <i>C. E.</i> e portata in funzione dell'alzata valvola in una prova su banco aspirato con la presenza dell'imbocco in plastilina "versione 3" | 141 |
| 5.6 | Valori misurati di <i>C. E.</i> e portata in funzione dell'alzata valvola in una prova su banco aspirato con la presenza del tronchetto e dell'imbocco in plastilina | 143 |
| 7.1 | Valori in mm delle alzate DVL per la valvola di aspirazione A e per la valvola di aspirazione B | 168 |
| 7.2 | Valori in mm delle alzate classiche per la valvola di aspirazione A e per la valvola di aspirazione B | 168 |
| 7.3 | Valori del numero di swirl in funzione dell'alzata valvola per le alzate differenziate | 180 |

Sommario

La caratterizzazione classica dei moti turbolenti che si sviluppano all'interno del cilindro viene eseguita sperimentalmente con il metodo Ricardo. L'output è un numero adimensionale che indica l'intensità del moto vorticoso organizzato ma non è possibile ricavare informazioni sul campo di velocità. Il primo obiettivo della tesi è sviluppare un procedimento di misura basato sull'anemometria a filo caldo che permette di quantificare determinati moti turbolenti e ricavare mappe visualizzanti il campo di velocità assiale nella sezione del cilindro. Dall'analisi della mappa è possibile capire se sono presenti i moti di tumble, crosstumble e swirl e come influenzano il campo di velocità. Il secondo obiettivo è individuare e testare dei nuovi sviluppi da apportare alle teste motore e ai condotti di aspirazione per aumentare l'effetto del tumble e, allo stesso tempo, cercare di valutare l'influenza del moto di swirl nella combustione dei motori a benzina.

Parole chiave: tumble, crosstumble, swirl, anemometria a filo caldo, campo di velocità assiale nella sezione del cilindro, distribuzione della portata nella sezione del cilindro, condotti simmetrici e asimmetrici, alzata differenziata delle valvole, setti.

Abstract

The classic experimental characterization of the turbulent motions developing inside the cylinder is realized by the Ricardo's method. The output is a non-dimensional number showing the intensity of the organized vortex but it's not possible to obtain information about the velocity field. The first target of this thesis is developing a measuring process based on the hot wire anemometry to quantify particular turbulent vortices and obtaining maps showing the axial velocity field in the normal section of the cylinder. From the analysis of the map, it's possible to catch the presence of tumble vortex, crosstumble vortex and swirl vortex and how they influence the velocity field. The second target is to prove the new developments of the aspirations ducts in order to improve the tumble's effect and, at the same time, to value the influence of swirl in the petrol engine.

Keywords: tumble, crosstumble, swirl, hot wire anemometry.

Capitolo 1

Introduzione

L'anemometria a filo caldo, fulcro di questo lavoro, è uno strumento innovativo per la valutazione del campo di moto puntuale su una sezione ortogonale all'asse del cilindro dei motori ad accensione comandata.

Le indagini mediante anemometria a filo caldo si propongono di fornire uno strumento affidabile da affiancare a metodi di misura del campo di moto "integrale", confermarne i risultati, e ricavare ulteriori informazioni che tali metodi per loro natura non possono fornire. E' questo il caso della presenza di eventuali asimmetrie di flusso tra le due valvole di aspirazione oppure di anomalie causate da difetti di fusione o lavorazione. Vista la recente ricerca di nuovi sviluppi per sfruttare al meglio l'effetto dei moti turbolenti organizzati all'interno del cilindro (per esempio il moto di tumble per i motori a benzina) o per cercare di creare nuovi moti turbolenti affiancandoli a quelli già preesistenti per la data tipologia di motore, l'anemometria a filo caldo rappresenta uno strumento promettente per migliorare la comprensione della fluidodinamica del flusso freddo che prepara la combustione in camera.

Il laboratorio di fluidodinamica presso il Centro Ricerche Fiat è in grado di svolgere svariati tipi di prove che riguardano la caratterizzazione fluidodinamica di diversi oggetti, misurando portate transitanti e cadute di pressione, fornendo diversi parametri fondamentali per la progettazione. La maggior parte delle prove riguarda i sistemi di aspirazione, siano essi valutati direttamente su teste motore o su simulacri detti "flow box", i quali vengono valutati in termini di permeabilità e di capacità di produrre all'interno del cilindro moti di swirl (principalmente nei motori Diesel) o di tumble (soprattutto nel caso di motori ad accensione comandata). La sintesi di queste prove fornisce le curve al variare dell'alzata valvola dei parametri come il coefficiente di efflusso, il numero di swirl e il numero di tumble; vengono inoltre forniti dei valori integrati su tutta la fase di aspirazione quali parametri di sintesi per la caratterizzazione del componente in oggetto.

Al fine di approfondire e contestualizzare l'attività sperimentale sui sistemi di aspirazione, si fa riferimento al concetto di progetto fluidodinamico del motore, attività che si compone di uno studio su tre diverse parti:

- Sistema di aspirazione

Per sistema di aspirazione si intende l'insieme di linea di aspirazione (a partire dal punto di prelievo dell'aria esterna passando per il filtro dell'aria), eventuale compressore e collettore di aspirazione. Lo studio del sistema di aspirazione comprende il corretto dimensionamento in termini di lunghezze e diametri del collettore di aspirazione, il turbomatching nel caso della presenza del turbocompressore e la fasatura delle valvole di aspirazione secondo gli obiettivi di progetto.

- Motore

All'interno del motore le parti oggetto di studio sono i condotti di aspirazione, i condotti di scarico e la camera di combustione. Per raggiungere gli obiettivi di permeabilità e intensità di tumble o swirl richiesti è necessario lavorare sul disegno dei condotti, sia in termini di diametro medio e angolazione rispetto al cilindro, sia disegnando un'opportuna curvatura per la corretta introduzione del flusso. In camera di combustione possono essere ricavate degli accorgimenti al fine di forzare l'aria in ingresso a transitare attraverso il lato desiderato dell'area di cortina scoperta dalla valvola, secondo esigenze differenti e particolari ai vari carichi di funzionamento.

- Sistema di scarico

Composto da collettore di scarico, eventuale turbina e linea di scarico (comprendente la parte calda per la riduzione delle emissioni e la parte silenziante). Lo studio del sistema di scarico si effettua, similmente al sistema di aspirazione, sulla base di lunghezze e diametri del collettore di scarico, di un eventuale turbomatching e della fasatura delle valvole di scarico.

L'oggetto di studio di questa tesi rientra nel secondo campo, quello relativo al motore. Tramite condotti di aspirazione asimmetrici, l'utilizzo di un sistema innovativo di distribuzione (un azionamento variabile delle valvole che permette di variare la fasatura e l'alzata delle singole valvole) e l'introduzione di setti opportunamente sagomati per incrementare tumble e swirl collocati a monte dei canali di aspirazione, si cercherà di aumentare (o far nascere) determinati moti turbolenti organizzati. L'anemometria a filo caldo sarà lo strumento per capire come le varie modifiche introdotte possono influenzare il campo di velocità nel cilindro e se la strada percorsa possa effettivamente portare ad un aumento del

numero di tumble e di swirl senza penalizzare troppo il coefficiente di efflusso e quindi la permeabilità e il buon riempimento del cilindro.

Le indagini sperimentali svolte presso il laboratorio di fluidodinamica si effettuano parallelamente alle attività di valutazione a calcolo prestazionale 1D e CFD tridimensionale. La verifica delle ipotesi fatte sulle prove fluidodinamiche e di calcolo avviene in una fase successiva, in cui vengono effettuate le prove in combustione in cella motore. E' solo a questo punto che realmente si ha la quadratura del cerchio, ed è possibile confermare le scelte fatte o richiedere un'ulteriore variante delle geometrie.

Capitolo 2

Alimentazione aria e formazione dei moti della carica all'interno del cilindro

In un motore volumetrico a combustione interna non è sufficiente preoccuparsi di riempire il cilindro con una certa massa di carica fresca all'inizio di ogni ciclo. I dettagli relativi alle condizioni di moto del fluido nel cilindro giocano infatti un ruolo tanto importante nella determinazione delle prestazioni del motore quanto il ruolo svolto dal riempimento stesso.

Il moto dell'aria nel cilindro è uno dei fenomeni più importanti per controllare il processo di combustione nei motori ad accensione comandata ed il mescolamento aria-combustibile per i motori ad accensione spontanea (Diesel).

La conoscenza del campo di moto è inoltre fondamentale per controllare lo scambio di calore e le caratteristiche di turbolenza.

Per i motori Diesel, i moti dell'aria che investono il getto di combustibile devono agevolare prima l'uniforme mescolamento del combustibile con l'aria e poi consentire il processo di diffusione, alla base del concetto di combustione di tali motori. Per i motori a benzina, i moti dell'aria devono essere tali da generare turbolenza alla fine della fase di compressione, in quanto l'efficienza della combustione dipende fortemente dalla presenza di turbolenza. Il corrugamento del fronte di fiamma dovuto alla turbolenza aumenta la velocità di propagazione dello stesso migliorando la combustione.

Poiché le condizioni di moto della carica nel cilindro giocano un ruolo fondamentale nel controllo di un motore, ne deriva la necessità di delineare e comprendere, anche solo in via generale, le caratteristiche dei moti all'interno del cilindro in funzione dei parametri di progetto ed operativi del motore.

Sono importanti sia i moti vorticosi principali, sia le caratteristiche di turbolenza su scala minore. Bisogna ammettere che questa necessità era già stata avvertita da tempo da parte dei più attenti ricercatori.

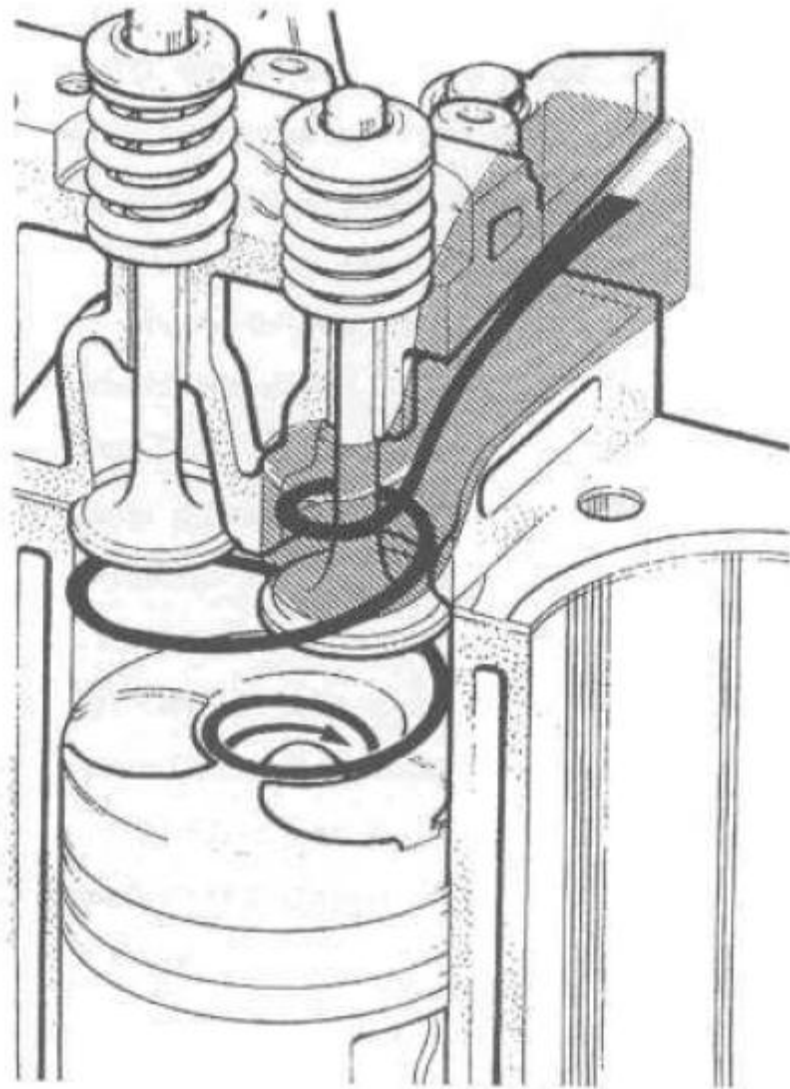


Figura 2.1 Esempio campo di moto in un motore Diesel Common Rail.

Tuttavia, l'obiettivo complessità dei fenomeni in gioco e la mancanza di adeguati strumenti di misura e di calcolo, hanno fatto sì che alle intuizioni dei ricercatori facessero seguito soltanto limitate verifiche empiriche e di carattere globale degli effetti prodotti dalla modifica di alcuni parametri geometrici e motoristici. Soltanto in tempi recenti, lo sviluppo di svariate tecniche di analisi dei campi di moto ha permesso di ricavare mappe dettagliate delle condizioni di moto nel cilindro e di migliorare sensibilmente le conoscenze in materia. I dettagli che queste tecniche sperimentali hanno potuto fornire, e la disponibilità di calcolatori sempre più veloci hanno poi incoraggiato lo sviluppo di modelli di calcolo delle condizioni di moto che permettono di tracciare un quadro

abbastanza completo della situazione, potenziando notevolmente la capacità descrittiva dei rilievi sperimentali. In questo capitolo si illustreranno tutte le peculiarità dei moti organizzati e caotici che si presentano durante le fasi di aspirazione e compressione del cilindro.

Si partirà mettendo in luce i parametri che influenzano la potenza e quindi la coppia motrice di un motore volumetrico. Si introdurrà il concetto di coefficiente di riempimento e di coefficiente di efflusso, finendo poi a descrivere la geometria delle valvole, il diagramma della distribuzione e le varie tipologie di azionamenti variabili delle valvole. Infine l'attenzione cadrà sulle tre tipologie di moti turbolenti organizzati, soprattutto tumble e swirl, visto che sono gli argomenti principali di questa tesi.

2.1 Riempimento e movimentazione della carica

La struttura di flusso che si forma durante la fase di aspirazione muta più o meno profondamente durante la successiva fase di compressione. Inoltre, bisogna tener presente che una delle principali caratteristiche del moto del fluido nel cilindro è data dal fatto che esso non si ripete mai identico a se stesso nel passare da un ciclo al successivo. Ne deriva che non solo i dettagli del movimento della carica sono diversi da un ciclo all'altro, ma anche i fondamentali processi (miscelamento, accensione, combustione, scambio termico, ecc.) che essi influenzano. Le prestazioni del motore variano dunque da ciclo a ciclo, complicando non poco il lavoro necessario per una loro analisi ed ottimizzazione. I campi di velocità che si realizzano nel cilindro di un motore sono variabili col tempo, principalmente per due motivi: i processi che li determinano (moto del pistone e delle valvole) sono periodici ed inoltre il tipo di moto stesso è immancabilmente turbolento, a causa della velocità e delle dimensioni caratteristiche in gioco. Il risultato globale che ne consegue è un flusso turbolento e non stazionario, le cui caratteristiche non sono agevoli da quantificare. Un aspetto tipico di questi flussi è dato dalla loro irregolarità e casualità, che rendono necessario l'uso di metodi statistici per la loro caratterizzazione. Questa viene effettuata, di norma, attribuendo ad ogni grandezza ad un dato istante di tempo un valor medio e una fluttuazione attorno alla media:

$$X(t) = \overline{X(t)} + X'(t) \quad (1.1)$$

Dove $X(t)$ è la grandezza in questione a un dato istante t , $\overline{X(t)}$ è il valore medio, mentre $X'(t)$ la fluttuazione turbolenta. Inoltre si fa riferimento ad alcune scale di lunghezza e tempi caratteristici.

La fase di aspirazione è responsabile degli aspetti più importanti che governano il flusso del fluido all'interno del cilindro. In corrispondenza della valvola di

aspirazione si ha per il flusso in ingresso nel cilindro l'area minima di passaggio dove, di conseguenza, si registrano le massime velocità. Per i motori ad accensione comandata, ciò può non essere vero ai carichi parziali, cioè quando la valvola a farfalla è molto chiusa e lascia pertanto un'area di passaggio ancora più piccola. L'aria entra sotto forma di getto conico, le cui velocità assiali e radiali sono circa dieci volte più grandi della velocità media del pistone. Il getto, uscendo dalla sede valvola, entra nel cilindro interagendo con le pareti della camera che costituiscono un vincolo geometrico per le strutture che lì si formeranno. Durante la corsa discendente del pistone si formano dei vortici che hanno una grandezza caratteristica comparabile col diametro del cilindro. Strutture di questo tipo sono dette moti organizzati, in quanto è possibile rilevare un'organizzazione su larga scala. All'interno dei vortici formati vi è dissipazione dovuta sia agli attriti tra i vari filetti fluidi, sia all'interazione fluido-parete del cilindro, ma l'entità di questa seconda causa di dissipazione non è tale da distruggere le strutture vorticosi che giungono quasi inalterate fino al PMI (punto morto inferiore). Le dissipazioni, principalmente quelle dovute agli sforzi di taglio che compiono lavoro di deformazione sul fluido, tendono a distruggere il flusso ordinato generando disordine, ovvero dei moti caotici e casuali denominati turbolenza. Se su grande scala la dissipazione non è in grado di trasformare un moto organizzato in un moto turbolento, su piccola scala, invece, questo meccanismo è del tutto usuale. Le microstrutture si sviluppano contemporaneamente ai moti organizzati, mentre gli sforzi di taglio convertono continuamente energia cinetica in energia termica (calore). Tale fenomeno è continuamente alimentato dai moti organizzati, dai quali le microstrutture attingono energia. Diversamente il fenomeno non sarebbe in grado di auto-alimentarsi e decadrebbe rapidamente.

Compito del progettista è intervenire, modificando i moti organizzati, controllandoli o distruggendoli, per produrre la turbolenza voluta.

2.2 Alimentazione aria nel motore

La potenza che il motore è in grado di sviluppare risulta limitata dalla velocità con cui riesce ad aspirare aria, mescolarla col combustibile ed espellere i prodotti di combustione, dopo averli sfruttati energeticamente al massimo. Una caratteristica tipica dei motori volumetrici è il funzionamento ciclico, il flusso in entrata e in uscita risulta pertanto pulsante; poiché tale pulsazione coinvolge energia sarà necessario un corretto dimensionamento.

La potenza effettiva prodotta dal motore si può esprimere come:

$$P_e = \eta_g \rho_a V \frac{n}{2} \lambda_v \frac{H_i}{\alpha} \quad (2.1)$$

I parametri che compaiono nell'espressione sono:

- Il rendimento globale η_g
- La densità dell'aria ρ_a
- La cilindrata V
- Il numero di giri n
- Il potere calorifico del combustibile H_i
- La dosatura $\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c}$ espressa come rapporto tra la portata di aria e quella di combustibile
- Il coefficiente di riempimento $\lambda_v = \frac{m_a}{m_t} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a V n}$ espresso come il rapporto tra la massa d'aria effettivamente nel cilindro per ogni ciclo e la massa d'aria che teoricamente potrebbe occupare il volume V . Fornisce una misura del grado di utilizzo della cilindrata per far entrare nel cilindro nuova aria ogni ciclo. Per calcolare m_t si assumono delle condizioni di riferimento che sono quelle esistenti nel condotto di aspirazione nella zona a monte della valvola o della luce di ammissione.

La coppia motrice effettiva invece è:

$$M_e = \eta_g \rho_a V \frac{1}{4\pi} \lambda_v \frac{H_i}{\alpha} \quad (2.2)$$

E' utile introdurre altri parametri per poter proseguire nella trattazione:

- Il rapporto volumetrico di compressione $r = \frac{V+V_c}{V_c}$, dove V_c è il volume dello spazio morto
- L'angolo di manovella $\theta = \omega t = 2\pi n t$, con ω velocità di rotazione
- La corsa del pistone c
- La velocità media del pistone $\bar{u}_p = 2cn$. E' un parametro approssimato per caratterizzare le perdite fluidodinamiche nel processo di sostituzione della carica, le forze di inerzia agenti sui principali accoppiamenti cinematici e le perdite energetiche per flusso di calore verso il sistema di raffreddamento.

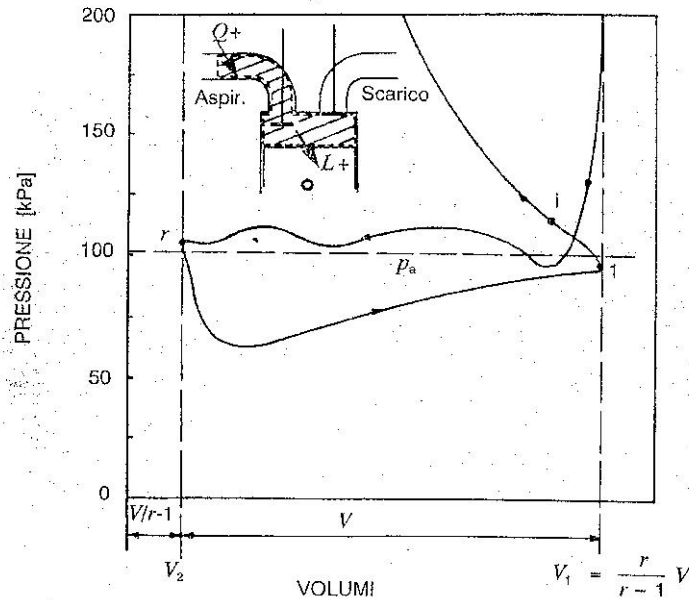


Figura 2.2 Andamento delle pressioni in funzione dei volumi, entro il cilindro di un motore non sovralimentato quattro tempi, durante il processo di sostituzione della carica.

Come si può notare dalla fig. 2.2, si vuole considerare l'andamento delle pressioni durante il processo di sostituzione della carica. Si apre la valvola di scarico con un certo anticipo rispetto al PMI (punto morto inferiore) e così i gas fuoriescono sotto l'effetto della differenza di pressione, realizzando uno scarico spontaneo, portando la pressione dei gas combusti ad un valore prossimo a quello ambiente; in questo modo il pistone non incorre in particolari resistenze nella corsa di scarico. Si anticipa rispetto al PMS (punto morto superiore) l'apertura della valvola di aspirazione e si ritarda la chiusura di quella di scarico, per sfruttare l'inerzia dei gas uscenti e richiamare carica fresca. La valvola di aspirazione è chiusa con un certo ritardo rispetto al PMI.

E' possibile sintetizzare l'intero processo facendo riferimento al coefficiente di riempimento che risulta sempre essere $\lambda_v < 1$ per tre motivi:

1. I gas combusti che riempiono lo spazio morto, alla fine della fase di scarico, si trovano ad una pressione $p_r > p_a$ e perciò, all'inizio dell'aspirazione si espandono occupando un volume superiore allo spazio morto.
2. La pressione alla fine dell'aspirazione risulta essere $p_1 < p_a$ e quindi $\rho_1 < \rho_a$. Questo accade perché si spende del lavoro che viene recuperato solo in parte.

3. Durante il processo di alimentazione avvengono scambi di calore tra le pareti del motore e il fluido entrante. Aumenta la temperatura della carica e ne diminuisce la velocità.

Si semplifica il problema ipotizzando che la carica fresca e i gas combusti si comportino come gas perfetti con gli stessi c_p, c_v ed R e inoltre non vi sia fuga di carica fresca dalla valvola di scarico quando entrambe sono aperte. Come notazione si fa riferimento alla fig. 2.2:

- Il pedice i indica il termine della fase di aspirazione
- Il pedice r indica i gas residui
- Il pedice a indica l'ambiente
- Q è il calore ed è positivo se entrante nel sistema
- L è il lavoro ed è positivo se uscente dal sistema
- y_i è un parametro che tiene conto del ritardo della chiusura della valvola di aspirazione

Applicando la conservazione dell'energia al processo di alimentazione, si vede che la differenza fra il calore Q che il sistema globalmente riceve e il lavoro L ceduto all'esterno uguaglia la sua variazione interna di energia, ossia la differenza fra l'energia posseduta dalla massa finale del fluido e quella relativa alla massa di gas residui e alla massa di carica fresca [1].

$$Q - L = y_i \frac{rV}{r-1} \rho_i e_i - \left(\frac{V}{r-1} \rho_r e_r + \lambda_v V \rho_a e_a \right) \quad (2.3)$$

Considerando ΔT come l'aumento di temperatura che si avrebbe nella carica fresca qualora il calore Q , globalmente ceduto all'intero fluido durante il processo di aspirazione, fosse ceduto alla sola carica fresca ed a pressione costante:

$$Q = \lambda_v V \rho_a c_p \Delta T \quad (2.4)$$

Il lavoro L globalmente ceduto all'esterno durante il processo, è dato dalla differenza fra il lavoro ceduto dai gas allo stantuffo e quello compiuto dalla pressione all'ingresso del fluido:

$$L = \int_r^i p dv - \lambda_v V p_a \quad (2.5)$$

Ponendo $\Psi = \int_r^i \frac{p dv}{p_a V}$ si ottiene:

$$L = (\Psi - \lambda_v)p_a V \quad (2.6)$$

Sostituendo il tutto nell'equazione 2.3, esprimendo le energie interne e le densità in funzione di temperatura e pressione e introducendo $k = \frac{c_p}{c_v}$ e $\frac{R}{c_v} = \frac{k-1}{k}$ si arriva alla formulazione:

$$\lambda_v = \frac{1}{1 + \frac{\Delta T}{T_a}} \left[\frac{\Psi(k-1)}{k} + \frac{ry_i \left(\frac{p_i}{p_a} \right) - \left(\frac{p_r}{p_a} \right)}{k(r-1)} \right] \quad (2.7)$$

Il termine $\frac{\Delta T}{T_a}$ rappresenta il riscaldamento della carica; il termine $ry_i \left(\frac{p_i}{p_a} \right)$ esprime le perdite di carico in aspirazione quando si chiude la valvola; infine il termine $\left(\frac{p_r}{p_a} \right)$ è la contropressione allo scarico.

Si può notare che le perdite in chiusura della valvola di aspirazione sono pesate da un termine r mentre quelle allo scarico hanno un fattore 1; dunque le prime hanno un peso maggiore.

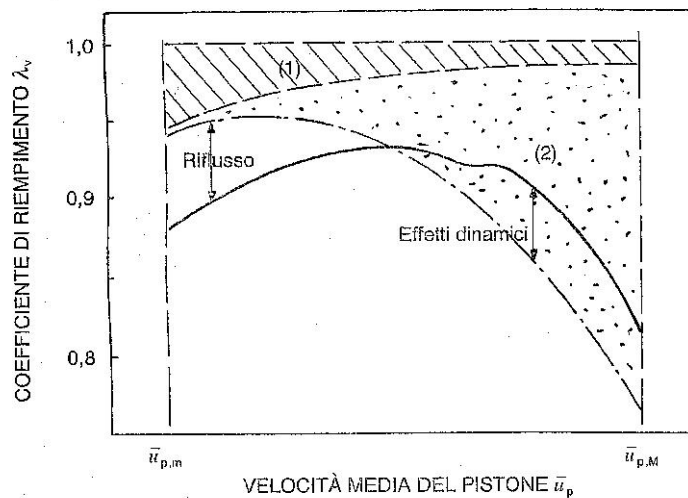


Figura 2.3 La linea a tratto continuo mostra l'andamento finale di λ_v in funzione della velocità media del pistone. L'area tratteggiata rappresenta l'effetto delle perdite per riscaldamento e l'area punteggiata quello delle perdite fluidodinamiche. Le differenze tra la curva finale e quella a tratto e punto sono dovute agli effetti dinamici e al riflusso.

La fig. 2.3 evidenzia come le perdite per riscaldamento della carica (area 1) hanno un peso decrescente con la velocità media del pistone, questo perché cala il tempo di percorrenza del fluido a contatto con le pareti calde del cilindro. L'effetto delle perdite di carico in aspirazione e scarico cresce sempre più con

l'aumentare di \bar{u}_p , fino ad arrivare circa al 90% della perdita di carica (area 2). Questo fatto è dovuto alle condizioni di blocco sonico oltre cui la portata non può più aumentare.

2.3 Flusso attraverso le valvole

Nei motori a combustione interna il flusso della carica a valle della farfalla è regolato dalle valvole a fungo, di cui è rappresentato un esempio in sezione in fig. 2.4. A seconda della loro alzata esse lasciano scoperta una luce più o meno importante attraverso la quale la carica fluisce all'interno della camera di combustione.

Le dimensioni caratteristiche della valvola e del condotto sono le seguenti:

- Diametro del piatto valvola d_m
- Diametro minimo del fungo d_v
- Diametro dello stelo d_s
- Larghezza della sede valvola s
- Angolo della sede β
- Diametro del condotto d_c

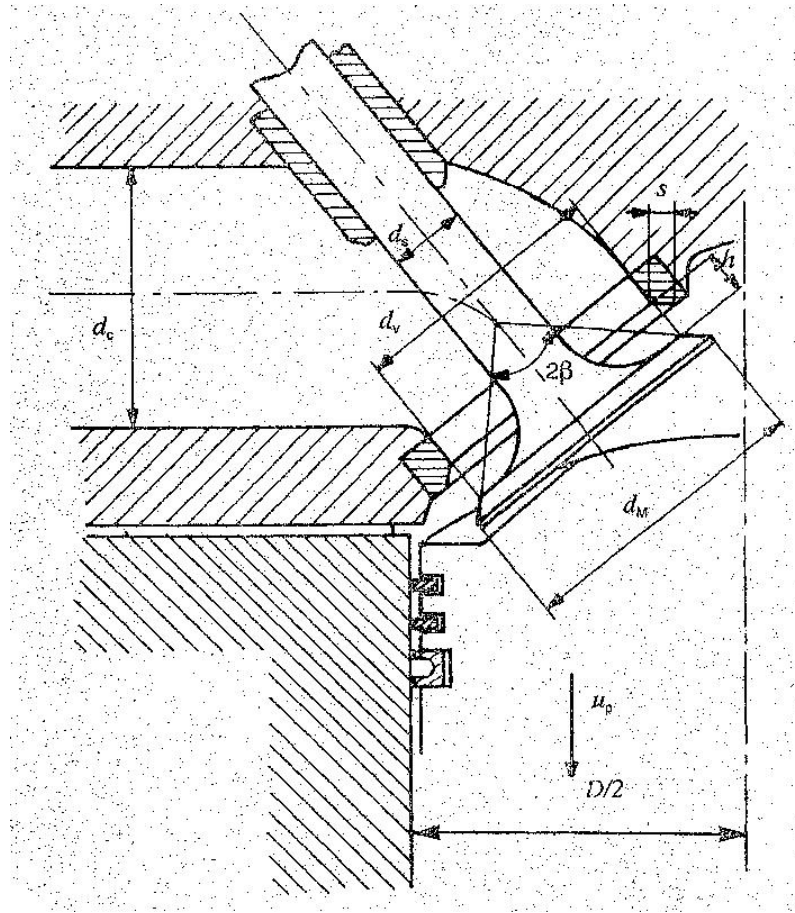


Figura 2.4 Geometria e dimensioni caratteristiche di una valvola.

Si rilevano tre fasi distinte per quanto riguarda la legge che lega la luce minima scoperta all'alzata valvola h [1]:

- $0 < h < \frac{s}{\cos \beta}$

La sezione minima di passaggio è determinata da una superficie troncoconica perpendicolare alla sede di valvola, con base minore di diametro d_v , base maggiore di diametro $d_v + h \sin 2\beta$ e lunghezza della generatrice $l' = h \sin \beta$. Ne consegue che la luce minima scoperta è data da:

$$A_v = \frac{\pi}{2} (2d_v + h \sin 2\beta) h \sin \beta \quad (2.8)$$

- $\frac{s}{\cos\beta} < h < \frac{(d_c^2 - d_s^2)}{4d_v}$

Alle medie alzate la sezione minima è sempre un tronco di cono, con angolo che va aumentando con l'alzata valvola la cui generatrice ha lunghezza $l'' = \sqrt{(h^2 + s^2 - 2sh \cos \beta)}$, di conseguenza:

$$A_v = \frac{\pi}{2} (d_v + d_m) \sqrt{(h^2 + s^2 - 2sh \cos \beta)} \quad (2.9)$$

- $h > \frac{(d_c^2 - d_s^2)}{4d_v}$

Alle alte alzate l'efflusso è limitato dalle dimensioni del condotto e dallo stelo della valvola, per cui la superficie minima è la sezione del condotto a cui è sottratta la sezione dello stelo. A questo punto un'ulteriore alzata della valvola è ininfluenza ai fini dell'aumento della sezione minima di passaggio:

$$A_v = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - d_s^2) \quad (2.10)$$

Questa condizione a volte però non può mai verificarsi.

Normalmente le sedi valvole sono realizzate con angoli 60° e 45° , quindi le equazioni risultano valere:

$$\beta = 60^\circ \begin{cases} A_{v1} = 2.72d_v h - 1.18h^2 \\ A_{v2} = 1.57(d_v + d_m) \sqrt{(h^2 + s^2 - sh)} \end{cases} \quad (2.11)$$

$$\beta = 45^\circ \begin{cases} A_{v1} = 2.22d_v h - 1.18h^2 \\ A_{v2} = 1.57(d_v + d_m) \sqrt{(h^2 + s^2 - 1.41sh)} \end{cases} \quad (2.12)$$

Queste evidenziano come, al diminuire di beta, si riducano le aree geometriche di passaggio. I valori di queste ultime, per una coppia tipica di valvole di aspirazione e scarico di un motore diesel turbosovralimentato sono riportate in fig. 2.5 in funzione dell'angolo di rotazione dell'albero motore.

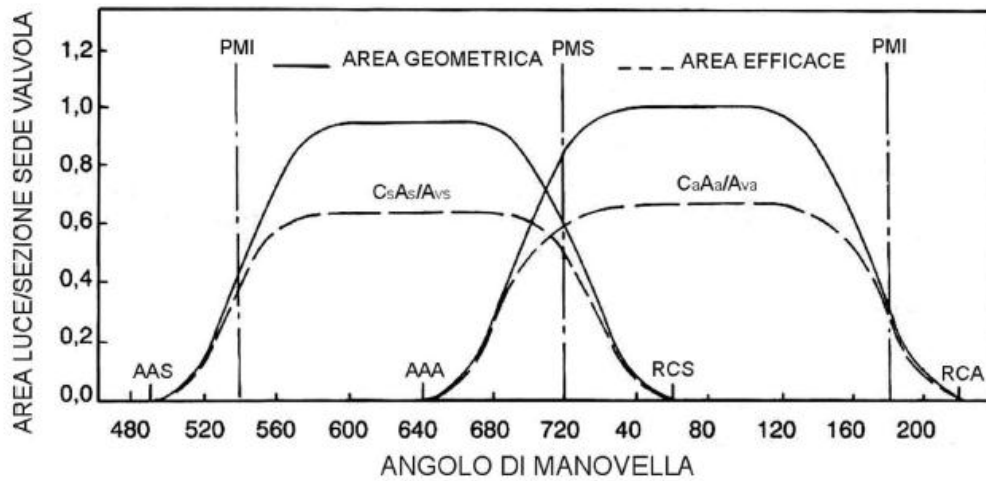


Figura 2.5 Area geometrica di passaggio in funzione dell'angolo di manovella.

2.4 Equazioni che regolano il flusso attraverso la valvola

2.4.1 Flusso ideale

Diversi problemi tipici dei motori richiedono lo studio dei flussi attraverso le luci di passaggio. In questi casi conviene all'inizio approfondire lo studio del moto in condizioni ideali, imponendo che [1]:

- il fluido sia ideale: gas di densità ρ costante, viscosità μ nulla, calori specifici c_p e c_v costanti e che segua l'equazione di stato:

$$pV = RT \quad (2.13)$$

- tutte le grandezze (velocità v , temperatura T , pressione p) abbiano lo stesso valore in ogni punto della generica sezione normale al flusso (moto monodimensionale);
- il flusso avvenga senza scambio di calore tra fluido e pareti del condotto di passaggio (flusso adiabatico);

Sotto queste ipotesi è possibile calcolare la portata ideale che attraversa una sezione in funzione della sua area A , della densità ρ e della velocità locale ideale u_i .

La rappresentazione schematica del flusso di un fluido comprimibile attraverso un ugello di assegnata area minima è fornita dalla fig. 2.6, in cui le sezioni

monte (1) e valle (3) sono indisturbate, mentre la sezione minima (2) controlla la portata del fluido.

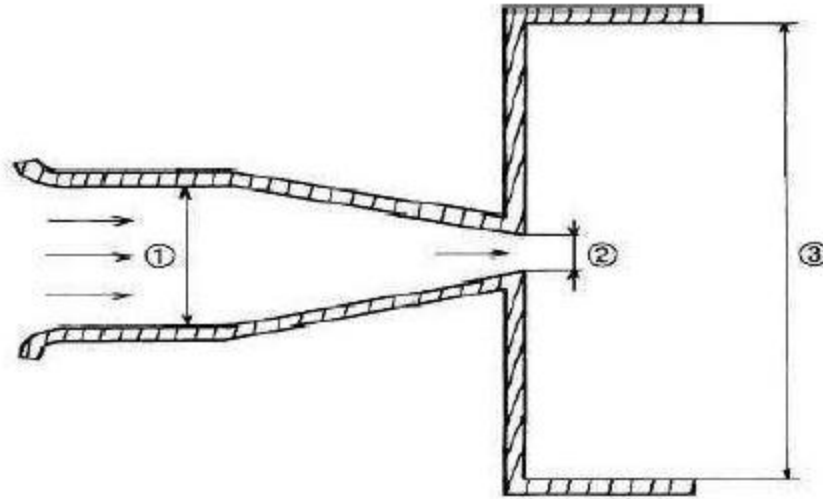


Figura 2.6 Ugello ideale di assegnata area minima: 1 = sezione di monte dove il flusso è indisturbato; 2 = sezione geometrica minima che controlla la portata di fluido; 3 = sezione a valle dove il flusso torna regolare.

Non essendoci scambi di calore e lavoro, si può scrivere l'equazione di conservazione dell'energia tra le sezioni (1) e (2) come una semplice conservazione delle entalpie totali:

$$h_{01} = h_{02} \quad (2.14)$$

Come si è detto, nella sezione a monte (1) il fluido è in condizioni di ristagno, mentre nella sezione minima (2) possiede solo energia cinetica, quindi l'equazione precedente può essere separata evidenziando i vari parametri che entrano in gioco nelle due entalpie totali:

$$h_{01} = c_p T_0 \quad (2.15)$$

$$h_{02} = c_p T + \frac{u^2}{2} \quad (2.16)$$

Dove T_0 è la temperatura a monte dell'ugello, T la temperatura del fluido sull'ugello e c_p il calore specifico a pressione costante. Unendo le due relazioni si ottiene:

$$c_p T_0 = c_p T + \frac{u^2}{2} \quad (2.17)$$

Ricordando che:

- le equazioni cui obbedisce una trasformazione adiabatica sono:

$$pV^k = \text{costante} \quad (2.18)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.19)$$

- la relazione che lega la costante universale dei gas R ai calori specifici a pressione e volume costante è:

$$R = c_p + c_v \quad (2.20)$$

Si può scrivere il calore specifico a pressione costante in funzione di k e R :

$$c_p = \frac{kR}{k-1} \quad (2.21)$$

Rielaborando l'equazione di conservazione delle entalpie totali, si ha:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{u^2}{2RT \frac{k}{k-1}} \quad (2.22)$$

Inserendo la velocità del suono $a = \sqrt{kRT}$ e il numero di Mach $M = \frac{u}{a}$ si giunge alla formulazione:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} \frac{u^2}{a^2} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \quad (2.23)$$

La portata massica di un fluido di densità ρ e velocità u attraverso una sezione A è:

$$\dot{m} = \rho u A \quad (2.24)$$

Rielaborando l'espressione in base alla legge dei gas perfetti, si ottiene una relazione per la portata:

$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{k}{R} \frac{p_0}{\sqrt{T_0}}} \left[\frac{p}{p_0} \frac{u}{\sqrt{RT}} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \right] \quad (2.25)$$

Sono note le leggi che governano una trasformazione adiabatica scritte in funzione delle sole variabili di stato p , T , ρ , del numero di Mach e del rapporto tra calori specifici:

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.26)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (2.27)$$

Si può ottenere così una nuova espressione per la portata:

$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{k}{R} \frac{p_0}{\sqrt{T_0}}} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{-\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (2.28)$$

Infine risulta particolarmente utile esprimere la portata in funzione del salto di pressione imposto a monte dell'ugello; infatti detta p_0 la pressione a monte e p la pressione a valle, si definisce il rapporto di espansione β come:

$$\beta = \frac{p_0}{p} \quad (2.29)$$

La portata massica isentropica (ideale) sarà solo funzione dell'area minima di passaggio A , del salto di pressione imposto β e delle caratteristiche intrinseche del fluido:

$$\dot{m}_{is} = A \sqrt{\frac{2kp_0\rho_0}{k-1} \left(\beta^{-\frac{2}{k}} - \beta^{-\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (2.30)$$

Osservando l'equazione, si possono riscontrare delle analogie con l'espressione della portata per mezzo del Teorema di Bernoulli per i fluidi incompressibili. Si può allora scrivere un versione generale del Teorema di Bernoulli che però tenga conto della comprimibilità del fluido:

$$\dot{m}_{is} = A\sqrt{p_0\rho_0}\phi_f = A\rho_{01}a_1\phi_f \quad (2.31)$$

Il termine ϕ_f è la funzione di flusso comprimibile o funzione di compressibilità, che può essere definita:

$$\phi_f = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\beta^{-\frac{2}{k}} - \beta^{-\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (2.32)$$

Dipende solo dalle caratteristiche del fluido e dalle pressioni in gioco. Studiando questa funzione, si vede che ha un massimo quando:

$$\beta = \beta_{critico} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{-\frac{k}{k-1}} \cong 1.893 \quad (2.33)$$

In corrispondenza di $\beta_{critico}$ si raggiungono le condizioni soniche nella sezione ristretta e qualsiasi aumento di β non è in grado di aumentare la portata né la velocità ulteriormente, come si vede dalla fig. 2.7.

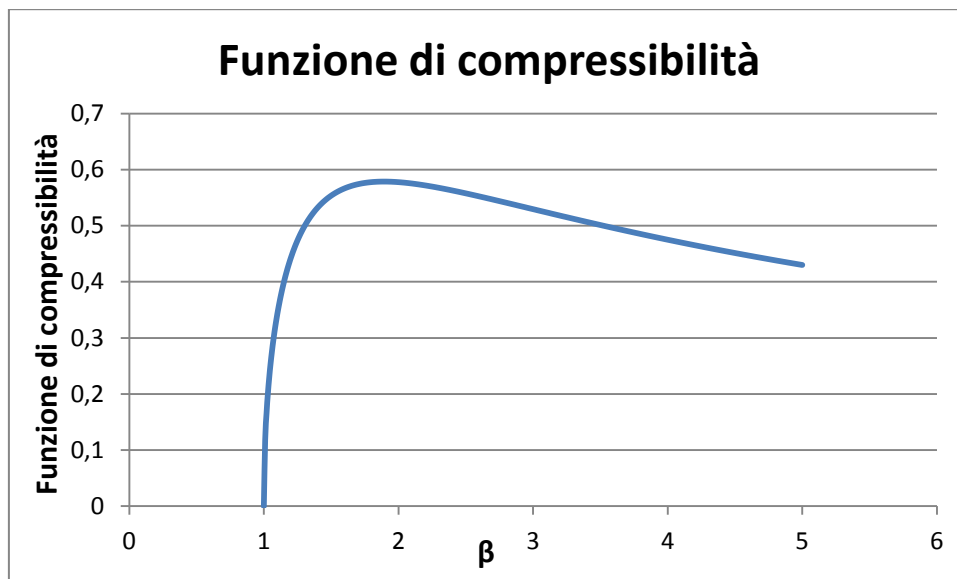


Figura 2.7 Andamento della funzione di compressibilità in funzione del salto di pressione imposto.

In maniera del tutto analoga, si introduce la velocità isentropica (o adiabatica), considerando sempre valide le ipotesi di cui sopra. Si può definire la velocità isentropica come quella velocità propria di un fluido che, risalendo di una

differenza di pressione, si muove in maniera tale da conservare l'entalpia lungo il suo flusso. Rapidamente, riferendosi all'ugello di fig. 2.6, e ricordando che in un condotto in condizioni isentropiche vale la conservazione dell'entalpia, si ha:

$$h_{01} = h_{02} \quad (2.14)$$

$$h_{01} = c_p T_0 \quad (2.15)$$

$$h_{02} = c_p T + \frac{u^2}{2} \quad (2.16)$$

Unendo le due relazioni, come già fatto precedentemente:

$$c_p T_0 = c_p T + \frac{u^2}{2} \quad (2.17)$$

Definendo $u = v_{is}$, si esprime allora la velocità isentropica:

$$v_{is} = \sqrt{2(h_{01} - h_{02})} = \sqrt{2c_p(T_0 - T)} \quad (2.34)$$

Esplicitando il calore specifico in funzione di R e raccogliendo opportunamente si ottiene:

$$v_{is} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_0 \left(1 - \frac{T}{T_0}\right)} \quad (2.35)$$

Per una trasformazione adiabatica vale:

$$\left(\frac{p}{p_0}\right) = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.36)$$

Introducendo il rapporto di espansione $\beta = \frac{p_0}{p}$, si ha una nuova forma:

$$\left(\frac{T}{T_0}\right) = \beta^{-\frac{k-1}{k}} \quad (2.37)$$

La relazione per la velocità isentropica definitiva diventa:

$$v_{is} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left(1 - \beta^{-\frac{k-1}{k}}\right)} \quad (2.38)$$

Questa equazione può essere a tutti gli effetti considerata come un caso più generale e completo rispetto al Teorema di Bernoulli:

$$p_0 = p + \frac{1}{2} \rho v^2 \rightarrow v = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2.39)$$

L'espressione di v può essere sostituita a quella di v_{is} alle basse velocità, in cui i fattori di compressibilità dell'aria sono praticamente trascurabili, mentre alle alte velocità del flusso garantisce la bontà del risultato solamente quella che tiene conto della comprimibilità.

La fig. 2.8 mette in evidenza quanto appena detto: la trattazione con il Teorema di Bernoulli può essere sufficiente alle basse velocità (sotto i 100 m/s), ossia dove la funzione di flusso comprimibile dell'aria è sufficientemente piccola, mentre al di sopra diventa fondamentale, al fine di ottenere buoni risultati, utilizzare la velocità isentropica.

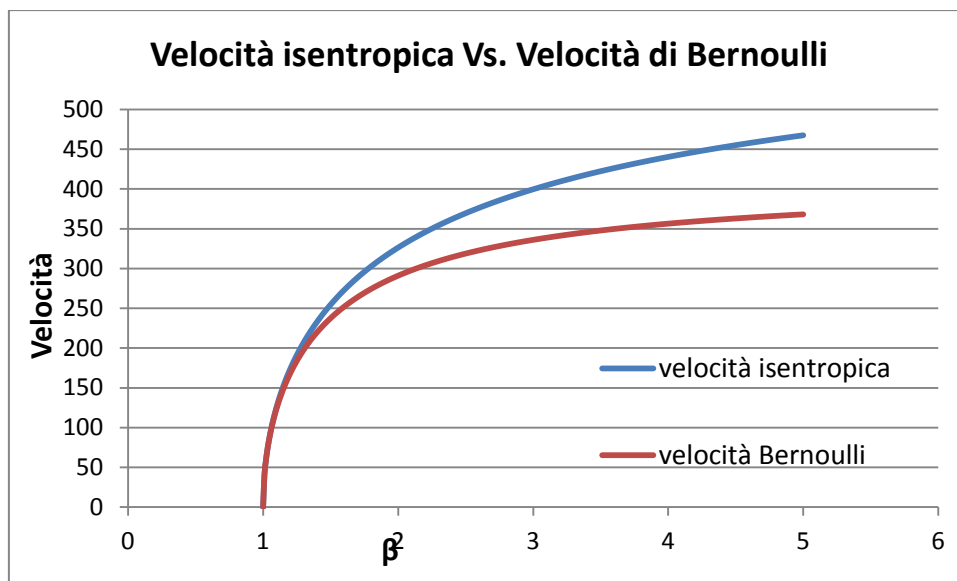


Figura 2.8 Andamento della velocità isentropica e di quella ricavata dal teorema di Bernoulli in funzione del salto di pressione imposto.

2.4.2 Coefficiente di efflusso

Il flusso di gas attraverso le valvole è determinato dalla differenza di pressione tra l'interno del cilindro e la sezione terminale del condotto vicino alla valvola. È importante evidenziare che il salto di pressione varia con l'area. Per effettuare una analisi è stato necessario considerare un flusso quasi-stazionario, ovvero in ciascun istante la portata di fluido effettivo è pari a quella misurata in condizioni stazionarie con la stessa sezione di passaggio e lo stesso salto di pressione. L'errore introdotto dipende dal valore del passo temporale, può essere minimizzato considerando intervalli di tempo molto ridotti.

Si considera inoltre il processo di flussaggio: si crea una depressione o una sovrappressione nel cilindro per simulare l'effetto del moto del pistone e si misura la portata che attraversa (in condizioni di flusso stazionario) la valvola mantenuta ad alzata e sezione costanti. Con questo processo si può fare il flussaggio di una valvola di aspirazione oppure di una di scarico in modo analogo.

Le ipotesi introdotte per poter descrivere un flusso ideale non sono mai rigorosamente soddisfatte nei flussi reali. Per evidenziare tali differenze di comportamento viene introdotto il coefficiente di efflusso che è definito come il rapporto tra la portata effettivamente misurata e quella che transita attraverso un'area di riferimento sotto l'ipotesi di flusso ideale:

$$C = C.E. = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{is}} \quad (2.40)$$

In cui \dot{m}_a rappresenta la portata massica sperimentale, invece \dot{m}_{is} è la portata isentropica ideale. Ovviamente si ha che $C.E. < 1$ sempre perché non si raggiungono mai le condizioni ideali per le seguenti ragioni:

- comportamento reale del fluido
- disuniforme distribuzione di velocità nella sezione
- dissipazioni viscosse e scambi termici
- differenza tra l'area minima effettiva e quella di riferimento

Un modo equivalente di procedere consiste nel definire il coefficiente di efflusso come rapporto tra un'area effettiva ed una di riferimento:

$$C = C.E. = \frac{A_{eff}}{A_{rif}} \quad (2.41)$$

Anche nel caso delle valvole a fungo è necessario considerare un coefficiente di efflusso. L'area di riferimento è rappresentata dalla sezione trasversale della sede valvola, la quale risulta ovviamente costante.

$$C = C.E. = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{is}} = \frac{\dot{m}_a}{\pi \frac{d_v^2}{4} \rho_i u_i} = \frac{\dot{m}_a}{\pi \frac{d_v^2}{4} \rho_{01} a_{01} \phi_f} \quad (2.42)$$

Si può quindi studiare come risponde il *C.E.* al variare dell'alzata valvola, che lascia quindi scoperta più o meno luce per il passaggio del fluido dal condotto di aspirazione al cilindro. Supponendo di non raggiungere mai durante i rilievi il rapporto critico tra le pressioni, ci si può aspettare un andamento del coefficiente di efflusso su condotti di aspirazione di tipo:

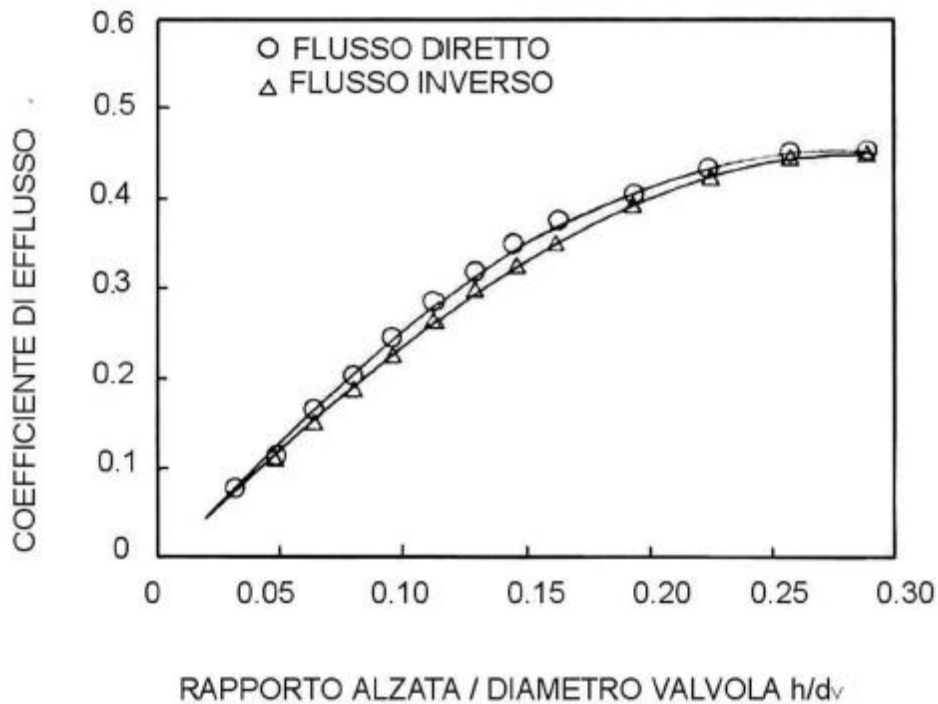


Figura 2.9 Andamento del coefficiente di efflusso in funzione del rapporto alzata/diametro minimo del fungo.

Il coefficiente di efflusso inoltre dipende anche:

- dalla geometria del sistema considerato
- dalle caratteristiche del fluido
- dal campo di velocità

In particolare quest'ultima dipendenza può essere sintetizzata, per geometrie simili, attraverso i numeri adimensionali di Reynolds e di Mach. Per valori sufficientemente bassi del numero di Mach, ossia $M < 0.7$, il *C.E.* è funzione del

solo numero di Reynolds e diventa una costante per moti decisamente turbolenti (alti Re). Quindi per regimi nettamente turbolenti, come quelli che si verificano attraverso le valvole di un motore, il coefficiente di efflusso risulta praticamente indipendente dal numero di Reynolds, ovvero dalla differenza di pressione a cavallo della valvola. I valori del coefficiente di efflusso, ottenuti elaborando i rilievi di portata per diverse alzate, possono essere convenientemente riportati in funzione del rapporto $\frac{h}{d_v}$ come è mostrato in fig. 2.9. I valori rilevati si riferiscono alla valvola di aspirazione di un motore ad accensione comandata nel caso di flusso diretto, cioè dal condotto verso il cilindro, e di flusso inverso, ossia dal cilindro verso il condotto. Nel secondo caso si evidenziano perdite fluidodinamiche più consistenti, soprattutto nel campo delle medie alzate. Il valore del coefficiente di efflusso, così definito, varia naturalmente da istante ad istante in quanto, al variare dell'angolo di manovella, cambiano i valori delle alzate. Tuttavia, conoscendo la legge di variazione dell'alzata in funzione dell'angolo di manovella $h = h(\theta)$, i rilievi effettuati permettono di ricavare univocamente il legame tra il coefficiente di efflusso e l'angolo di manovella $C.E. = C.E.(\theta)$. È possibile calcolare un coefficiente di efflusso medio, relativo alla durata dell'intero ciclo motore, mediante la relazione:

$$\bar{C} = \overline{C.E.} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} C.E.(\theta) d\theta \quad (2.43)$$

Il significato fisico del coefficiente di efflusso medio appare evidente se si tiene presente che il suo prodotto per l'area di riferimento ($\bar{C}A_{rif}$) rappresenta l'area costante di passaggio, che durante l'intero ciclo motore, in condizioni di flusso ideale, smaltirebbe la stessa massa che passa realmente attraverso la valvola in un ciclo.

Valori tipici di tale coefficiente, per i singoli condotti sono dell'ordine di 0.10 - 0.30. La conoscenza dei valori del coefficiente di efflusso del gruppo condotto-valvola costituisce all'atto della progettazione una preziosa fonte di informazioni sul processo di ricambio della carica, inoltre fornisce un'indicazione significativa sulla bontà della geometria del gruppo stesso perché permette di:

- determinare il rapporto $\frac{h_{max}}{d_v}$, ossia l'alzata massima della valvola
- prevedere se la fasatura è adeguata alla sostituzione del fluido.

2.4.3 Influenza dei particolari geometrici

Nella progettazione di un propulsore si deve inoltre tener presente che le condizioni di efflusso nel cilindro, precedentemente descritte, sono influenzate dalla forma del condotto e della camera di combustione. Risulta utile, tuttavia,

analizzare inizialmente, tramite il coefficiente di efflusso descritto nel paragrafo 2.4.2, le caratteristiche di una valvola isolata, posta, cioè, in un condotto coassiale e scaricante in un volume libero al fine di capire le condizioni e la relativa importanza dei dettagli geometrici.

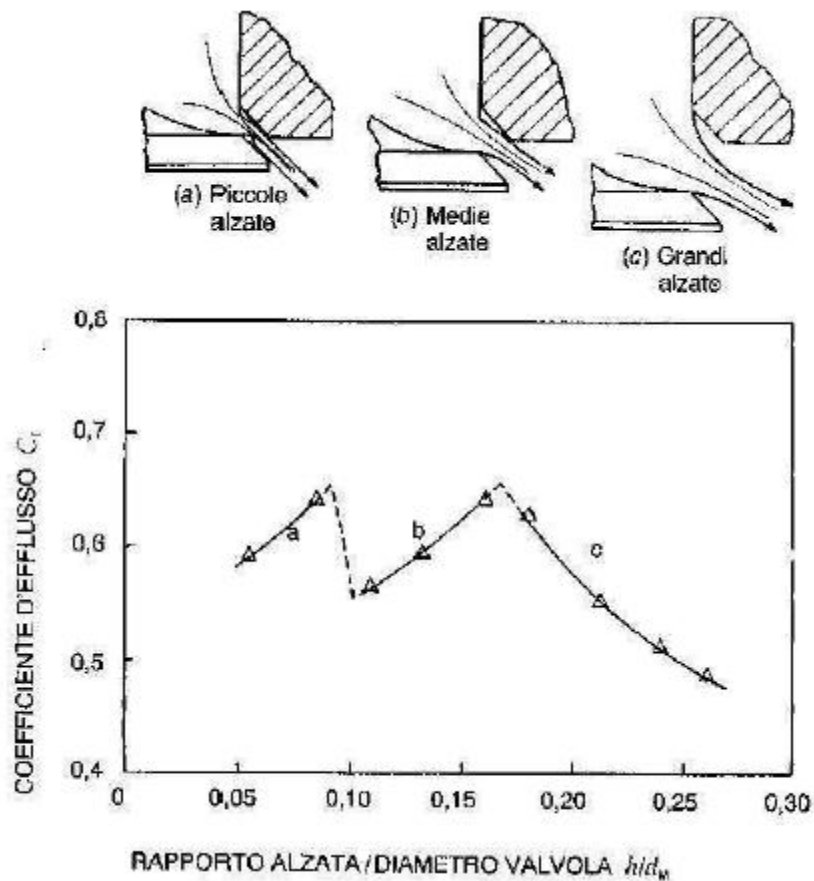


Figura 2.10 Condizioni di efflusso che si realizzano nella sezione ristretta della valvola d'aspirazione al variare della alzata.

La fig. 2.10 riporta i valori di $C.E.$ in funzione di $\frac{h}{d_m}$ per un tipico gruppo valvola-sede a spigoli vivi. Si può notare come la curva si spezzi in tre segmenti corrispondenti a tre tipi di flusso illustrati nella medesima figura. Questi tipici andamenti derivano principalmente da due caratteristiche dei flussi:

- Innanzitutto, a causa della sua inerzia, il fluido che scorre lungo una superficie non può mantenersi aderente ad essa dopo uno spigolo vivo che imponga una brusca deviazione; si ha, invece, un distacco dalla parete. Per questo la forma uscente dalla valvola ha la forma di un getto

libero di tipo conico, che si forma agli spigoli interni della sede e del fungo.

- La seconda caratteristica è costituita dal fatto che un getto libero coinvolge nel suo moto il fluido circostante, a causa della sua viscosità. Se il getto è vicino ad una parete, si ha una diminuzione locale di pressione per questo effetto, con risucchio dello strato vorticoso. Ne deriva che il flusso può riattaccarsi alla superficie di guida, nel caso di sufficiente vicinanza. Questo succede per alzate molto piccole, quando il fluido, dopo essersi separato dagli spigoli più interni si riattacca alle superfici del canale. Per valori intermedi delle alzate il getto è normalmente libero su un lato e riattaccato sull'altro.

La fig. 2.11, invece, mostra l'effetto sul $C.E.$ dell'angolo β ; dai rilievi riportati in figura 2.11(a), appare evidente che si dovrebbe scegliere la minima larghezza della sede compatibile con l'esigenza di robustezza meccanica. La (b), invece, mostra che un angolo della sede di 60° dà valori di $C.E.$ migliori di quella a 45° specialmente alle basse alzate. Questi diagrammi mettono anche in evidenza che alcune delle forme di flusso descritte in fig. 2.10 possono non presentarsi, in funzione della larghezza della sede.

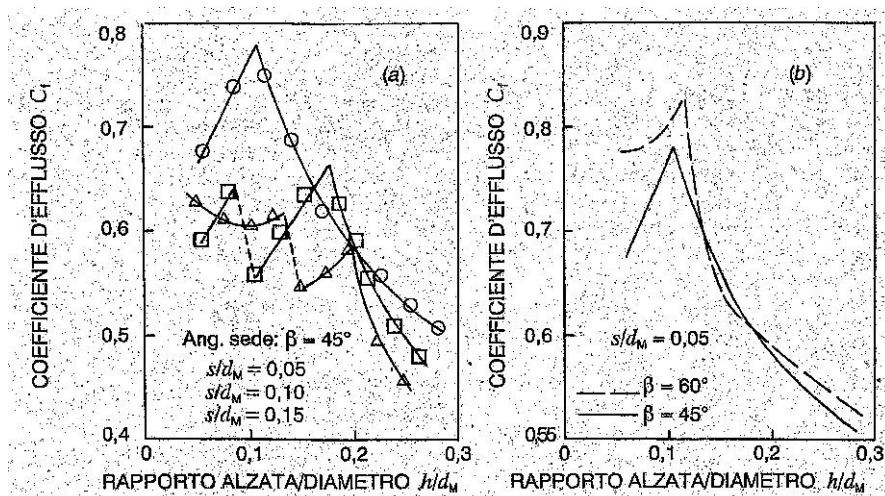


Figura 2.11 Influenza esercitata sul coefficiente di efflusso $C.E.$ di una valvola isolata a spigoli vivi: a) da una variazione della lunghezza della sede (s), ad angolo costante; b) da una variazione dell'angolo della sede (β) a larghezza costante.

Risulta chiaro, inoltre, che il formarsi di un getto libero costituisce una soluzione meno vantaggiosa del flusso riattaccato, dal punto di vista dello sfruttamento dell'area di passaggio. Ci si deve aspettare un miglioramento del $C.E.$ arrotondando gli spigoli del canale. Il più sensibile risulta lo spigolo

d'ingresso della sede: un suo raccordo permette di migliorare il *C. E.* alle medie e grandi alzate.

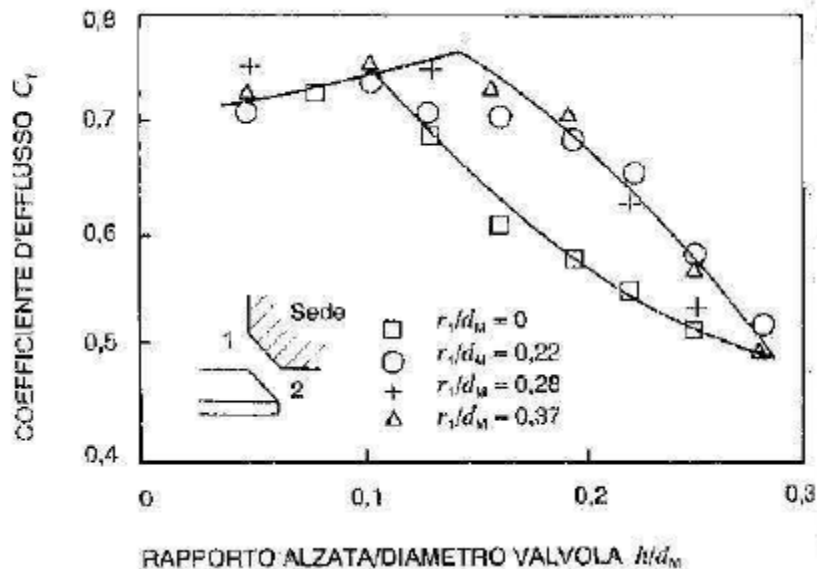


Figura 2.12 Effetto dell'arrotondamento dello spigolo di ingresso della sede valvola sul coefficiente di efflusso.

Se poi il disegno del condotto è fatto con cura, il coefficiente di efflusso di una valvola completa non è molto inferiore a quello di una valvola isolata (fig. 2.13). Affinchè ciò avvenga è necessario avere un raggio di curvatura sufficientemente ampio per il condotto nella zona in cui si impone la variazione di direzione del flusso, in modo da evitare distacchi di vena nella zona di decelerazione. In secondo luogo, la sezione di passaggio dovrebbe essere incrementata in corrispondenza del supporto per la guida della valvola, in modo da ridurre la velocità del flusso (e quindi la perdita) in corrispondenza dell'ostruzione. La fig. 2.13 illustra l'effetto positivo prodotto da questi accorgimenti. L'esperienza dimostra che il disturbo, prodotto dal fatto che la valvola reale non scarica in un ambiente completamente aperto e che l'asse della valvola non coincide con quello del condotto, è generalmente piccolo. I risultati qui evidenziati, quindi, si estendono anche alla maggior parte delle configurazioni reali. Occorre ricordare che nei moderni motori al sistema di aspirazione non si richiede solo di fare entrare nel cilindro la massima quantità di carica fresca ma anche di produrre in essa appropriati moti turbolenti. Le considerazioni fatte finora sulle valvole di aspirazioni possono esser ripetute anche sulle valvole di scarico che daranno risultati simili.

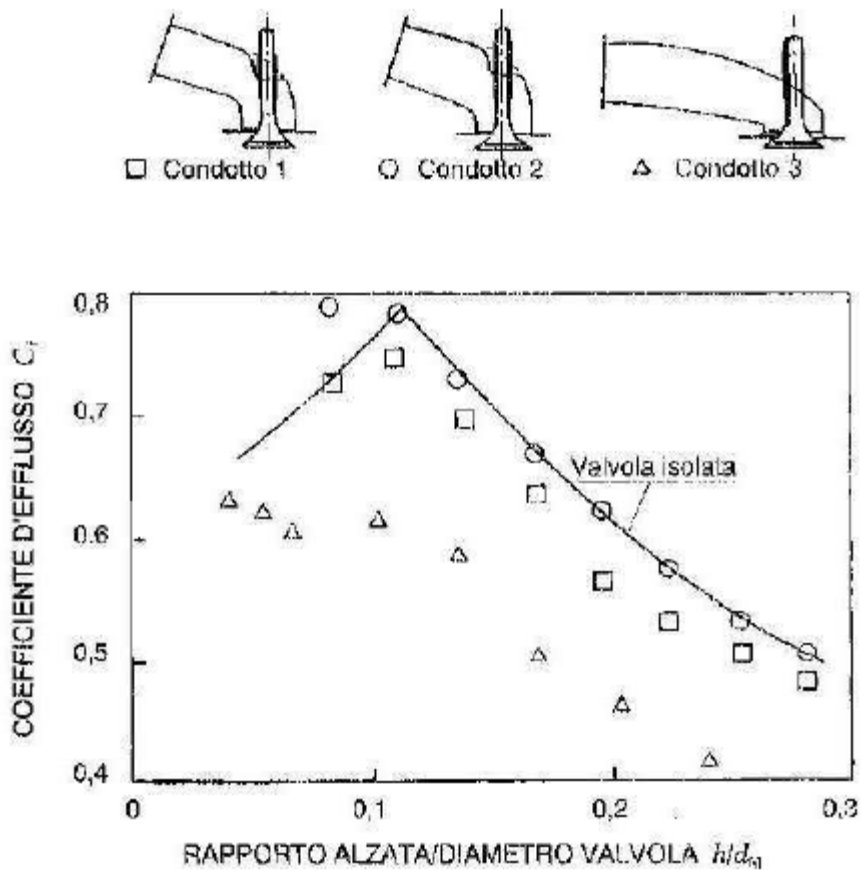


Figura 2.13 Influenza della geometria del condotto sulle perdite fluidodinamiche attraverso il gruppo di ammissione: (1) condotto con ampio raggio di curvatura; (2) condotto con ampio raggio di curvatura ed incremento di sezione in corrispondenza del supporto per la guida delle valvole; (3) condotto con raggio di curvatura troppo piccolo.

2.5 Alzata massima della valvola

La legge di moto delle valvole, comandata da albero a camme e bilanciere, deve rispettare alcune esigenze [1]:

- Buon riempimento del motore
- Assenza di moti oscillatori che si sovrappongono al moto fondamentale imposto dalla camma
- Buone condizioni di lubrificazione: ossia modeste velocità di strisciamento sulle superfici a contatto

Le ultime due esigenze definiscono la forma del diagramma delle accelerazioni e delle velocità di sollevamento della valvola. La prima determina gli anticipi e i ritardi di apertura e chiusura delle valvole ed il valore massimo dell'alzata.

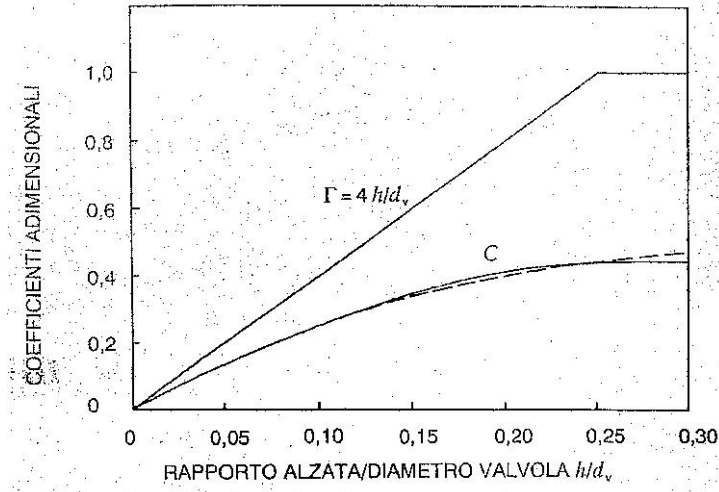


Figura 2.14 Andamento, in funzione di $\frac{h}{d_v}$ del coefficiente di variazione dell'area di passaggio attraverso la valvola.

Per quanto riguarda questo ultimo punto, è possibile effettuare una serie di misure di portata in grado di dare delle importanti informazioni. La fig. 2.14 riportata alcune misura significative che sono poi state messe a confronto con un coefficiente che dà un'idea approssimata della variazione dell'area di passaggio attraverso la valvola, al crescere dell'alzata. Esso viene definito come rapporto tra la superficie laterale del cilindro avente diametro di base d_v ed altezza h e la sezione trasversale della sede valvola.

$$\Gamma = \frac{\pi d_v h}{\frac{\pi d_v^2}{4}} = \frac{4h}{d_v} \quad (2.44)$$

Si osserva che $\Gamma = 1$ quando $\frac{h}{d_v} = 0.25$, indicando che risulta superfluo superare il valore dell'alzata in corrispondenza della quale la superficie laterale del cilindro di generatrice h supera la sezione trasversale della sede valvola, poiché quest'ultima diventa la sezione minima di passaggio del fluido.

Nei casi reali, il massimo può essere prima o dopo il valore $\frac{h}{d_v} = 0.25$; questo è giustificabile con il fatto che spesso, a causa della presenza di ingombri, si raggiunge prima l'area minima. Poiché le accelerazioni con cui si muovono le

valvole sono dell'ordine dei $10^4 \frac{m}{s}$, conviene scegliere h_{max} minima possibile, questo per evitare che debbano aumentare le accelerazioni.

2.5.1 Diametro della sede valvola

E' fondamentale garantire al fluido ampie sezioni di passaggio per contenere le resistenze fluidodinamiche a parità di velocità media. In particolare, se il diametro della valvola non è sufficientemente grande, quando la portata di fluido che l'attraversa è elevata (alti giri e carichi del motore) il flusso può arrivare (per una parte più o meno estesa del processo) alla condizione di blocco sonico. In tal caso si raggiunge la velocità del suono in corrispondenza della sezione minima di passaggio della valvola e la portata smaltita non può aumentare ulteriormente. Questa situazione è particolarmente critica ai fini del riempimento del cilindro, quando si realizza per le valvole di aspirazione; il valore del suo diametro viene quindi generalmente fissato in modo da evitare il blocco sonico nel campo di funzionamento del motore.

Considerando la valvola di aspirazione e semplificando il modello affinché si abbia blocco sonico durante tutto il processo di aspirazione, si va a valutare il coefficiente di riempimento [1]:

$$\lambda_v = \frac{m_a}{\rho_a V} = \frac{1}{\rho_a V} \int_{t_i}^{t_f} \dot{m}^*(t) dt \quad (2.45)$$

Si esprime la massa d'aria aspirata come l'integrale della portata sonica istantanea che attraversa l'area efficace della valvola $A_{eff}(t)$ tra l'inizio t_i e la fine t_f della fase di aspirazione. Per semplicità è più conveniente esprimere il tutto in funzione dell'angolo di manovella θ anziché del tempo. Va ricordato che il pedice a e il pedice 01 sono equivalenti perché rappresentano entrambi le condizioni totali a monte.

Sapendo che:

$$\theta = \omega t = 2\pi n t \quad (2.46)$$

$$A_{eff}(\theta) = C(\theta) A_{rif} = C(\theta) \frac{\pi d_v^2}{4} \quad (2.47)$$

$$\dot{m}^* = A_{eff}(\theta) \rho_a a_{01} \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (2.48)$$

Si arriva a:

$$\lambda_v = \frac{a_{01}}{\omega V} \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \int_{\theta_i}^{\theta_f} C(\theta) A_{rif} d\theta \quad (2.49)$$

Si introduce un coefficiente di efflusso medio:

$$\bar{C} = \frac{1}{(\theta_f - \theta_i)} \int_{\theta_i}^{\theta_f} C(\theta) d\theta \quad (2.50)$$

Ponendo infine:

$$\begin{aligned} \omega V &= 2\pi n c A_c = \pi A_c \bar{u}_p \\ k &= \frac{c_p}{c_v} = 1.4 \text{ per l'aria} \\ \theta_f - \theta_i &= 1.3\pi = 234^\circ \end{aligned}$$

Si ottiene come relazione conclusiva:

$$\lambda_v = \frac{a_{01} \bar{C} A_{rif}}{A_c \bar{u}_p} \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} = \frac{0.75}{Z} \quad (2.51)$$

$$Z = \frac{A_c \bar{u}_p}{a_{01} \bar{C} A_{rif}} = \frac{\bar{v}}{a_{01}} \quad (2.52)$$

Z è il Gulp Factor o indice di Mach. E' il rapporto tra la velocità media del fluido nella sezione che apre la valvola e la velocità del suono a monte. Il coefficiente di riempimento è elevato per valori del Gulp Factor bassi, ottenibili per mezzo di ampie sezioni di passaggio e comporta maggiori potenze specifiche.

Essendo la potenza massima sviluppabile dal motore uno dei parametri di maggior interesse, si cerca generalmente di realizzare diametri delle valvole e dei condotti più grandi possibili, compatibilmente con lo spazio a disposizione.

Se la testa è piana il rapporto $\frac{d_v}{D}$ può al massimo arrivare a 0.5 che corrisponde alla condizione di tangenza tra le due valvole; nella realtà questo non può avvenire in quanto è necessario garantire la necessaria robustezza del setto di separazione dei due condotti e lo spazio per realizzare la sede dell'iniettore o della candela. Se la camera di combustione è ricavata nella testa, la superficie disponibile risulta maggiore della sezione trasversale del cilindro per cui è

possibile ricavare valvole di diametro un po' superiore. In pratica per la valvola di aspirazione si adotta un diametro leggermente superiore a causa della maggior influenza delle perdite di carico sul processo di riempimento del cilindro ed il maggior pericolo di insufficiente refrigerazione sulle valvole di scarico. Un sensibile miglioramento si può ottenere utilizzando un propulsore plurivalvole, in quanto è possibile sfruttare in modo più efficace lo spazio disponibile nella testa.

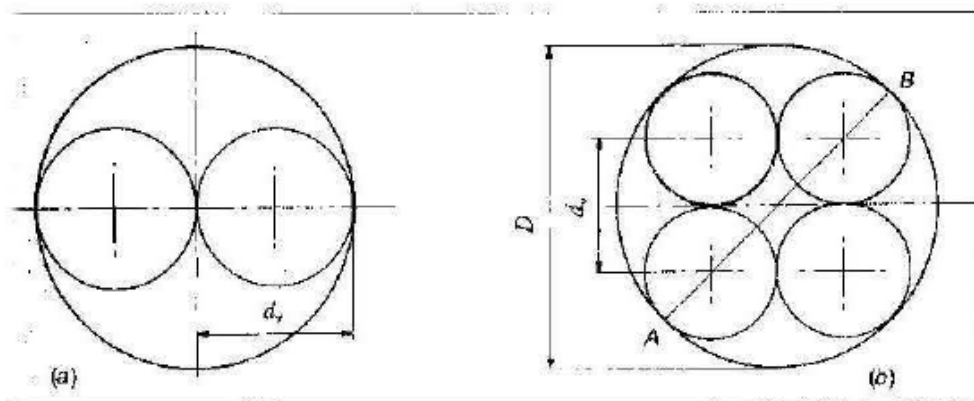


Figura 2.15 Limiti geometrici per i diametri delle valvole nel caso di testa piana: a) due valvole uguali di diametro d_v , tangenti tra loro e il contorno del cilindro; b) quattro valvole uguali, tangenti tra loro e il contorno.

Analizzando la figura 2.15 e considerando il diametro della camera rapportato al diametro delle valvole si può notare come l'incremento dell'area di passaggio sia circa del 30% rispetto alla soluzione con solo due valvole; ciascuna valvola, inoltre, risulta essere di diametro inferiore presentando quindi minore inerzia ed essendo più facilmente raffreddabile. Idealmente sarebbe possibile porre nel cilindro anche 5 valvole utilizzandone 3 per l'aspirazione e 2 per lo scarico: il vantaggio offerto da questa soluzione, però, risulta essere contenuto se rapportato alla complessità costruttiva che ne consegue.

2.6 Distribuzione

2.6.1 Diagramma della distribuzione (fasatura)

Le valvole si aprono e si chiudono in un tempo finito, affinché le loro velocità e accelerazioni non superino dei valori limite, quando lo stantuffo è lontano dai punti morti.

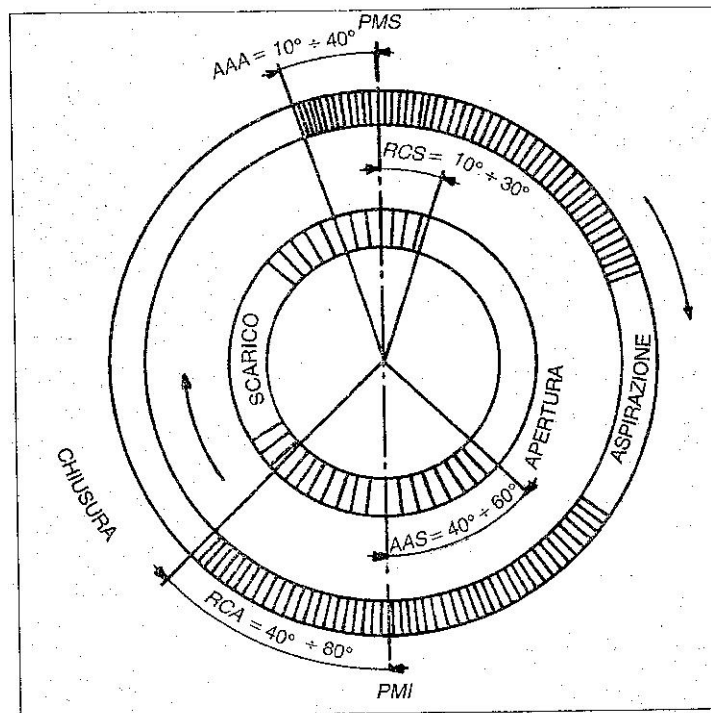


Figura 2.16 Diagramma della distribuzione per un motore a quattro tempi. AAS = anticipo apertura scarico; AAA = anticipo apertura aspirazione; RCS = ritardo chiusura scarico; RCA = ritardo chiusura aspirazione.

In fig. 2.16 è rappresentato il diagramma della distribuzione [1] ed in esso sono evidenziati gli anticipi e i ritardi nell'apertura e nella chiusura delle valvole di aspirazione e di scarico rispetto al punto morto superiore (PMS) e al punto morto inferiore (PMI).

L'AAS (anticipo apertura scarico) ha lo scopo di abbassare la pressione dei gas combusti, prima dell'inizio della corsa di scarico, avvicinandola a quella ambiente, senza però ridurre sensibilmente il lavoro di espansione. Al crescere di AAS comunque si ha uno svantaggio dato dall'aumento della perdita per incompleta espansione, ma questo effetto viene compensato da una più completa espulsione dei gas combusti, che escono per buona parte per scarico spontaneo e quindi richiedono meno lavoro di espulsione. Il valore ottimale di AAS è quello che garantisce un compromesso tra questi effetti.

Il RCS (ritardo chiusura scarico) rispetto al PMS deriva dalla gradualità con cui si chiude la valvola e dall'opportunità di sfruttare l'inerzia dei gas combusti per richiamare la carica fresca nel cilindro, grazie alla contemporanea apertura delle due valvole.

L'AAA (anticipo apertura aspirazione) è una conseguenza della non istantaneità dell'apertura della valvola. La contemporanea apertura, della valvola di aspirazione e di quella di scarico, fornisce la possibilità di espellere più o meno completamente i gas residui nello spazio morto.

Il RCA (ritardo chiusura aspirazione) rispetto al PMI serve principalmente a sfruttare la quantità di moto della carica fresca, che è entrata nella parte centrale della fase di aspirazione, per fare entrare ulteriore carica anche quando lo stantuffo rallenta verso il PMI. Questo prende il nome di effetto Ram. Va notato che a regime crescente serve un RCA più ampio in quanto la velocità di aspirazione è maggiore. Solitamente, nelle soluzioni tradizionali, la fasatura non varia con il regime di rotazione, pertanto alti valori di RCA sono favorevoli agli alti regimi ma sfavorevoli a regimi lenti: si peggiora il riempimento. L'adozione di sistemi a valvole con variazione di fasatura permette di ottimizzare RCA per ogni condizione di funzionamento, con enormi vantaggi per il riempimento. Normalmente in prossimità del PMS si ha un angolo di incrocio in cui le due valvole sono contemporaneamente aperte.

Si possono vedere due casi:

- *Pieno carico:* le aree di passaggio fra le valvole e le loro sedi sono piccole e quindi durante l'incrocio la velocità dei gas è elevata. La corrente fluida tende allora a conservare la sua quantità di moto diretta verso lo scarico anche quando inizia la fase di aspirazione. Nel cilindro si crea una depressione che richiama carica fresca dal condotto di aspirazione producendo così un buon lavaggio dello spazio morto.
- *Carichi parziali.* la pressione nel collettore di aspirazione diventa molto più bassa di quella allo scarico. Le inerzie dei fluidi in moto si riducono sensibilmente e parte dei gas combusti viene spinta nel condotto di alimentazione e verranno poi rielaborati al ciclo successivo. Si realizza così un ricircolo interno dei gas combusti con beneficio sulle emissioni.

Un modo conveniente per tenere conto delle influenze di tipo quasi-statico dovute alla fasatura consiste nell'usare il coefficiente di efflusso. In questo modo è possibile calcolare un'area efficace istantanea:

$$A_{eff} = C\pi \frac{d_v^2}{4} \quad (2.53)$$

A questo punto è possibile valutare la permeabilità della luce della valvola, relativa al ricambio della carica. Si parte analizzando il diagramma in fig. 2.17.

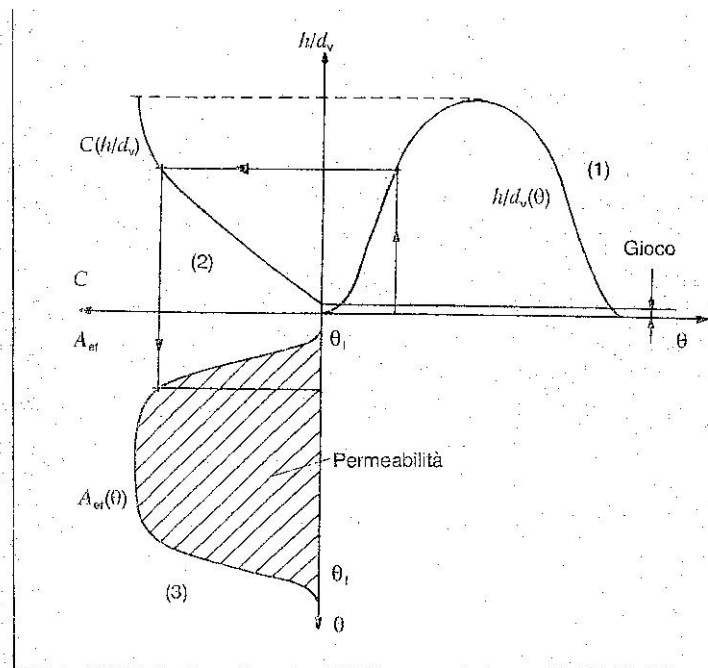


Figura 2.17 Rappresentazione schematica del calcolo della permeabilità della luce di passaggio di una valvola.

Noto il diagramma delle alzate $\frac{h}{d_v} = \frac{h}{d_v}(\theta)$, attraverso la curva del coefficiente di efflusso $C = C\left(\frac{h}{d_v}\right)$, è possibile costruire la curva $A_{eff} = A_{eff}(\theta)$. L'area sottesa da questa curva misura la permeabilità attraverso la valvola durante l'intero processo di ricambio della carica.

La massa di fluido che attraversa la luce è:

$$m \sim \int_{t_i}^{t_f} A_{eff}(t) dt = \frac{1}{\omega} \int_{\theta_i}^{\theta_f} A_{eff}(\theta) d\theta \quad (2.54)$$

Si evidenzia in questo modo l'opportunità di contrastare la tendenza della massa a diminuire, al crescere della velocità di rotazione, ampliando le fasature.

2.6.2 Azionamento variabile delle valvole

I motori tradizionali sfruttano l'albero a camme per imporre leggi fisse di fasatura che vengono ottimizzate per certi regimi, al di fuori dei quali si hanno peggioramenti. Si usano per semplicità costruttiva e affidabilità.

Gli sforzi di innovazione si distinguono per generazioni: si è partiti dalla prima generazione con la possibilità di variare la sola fasatura e il carico tramite

sistemi idraulici e variatori di fase costituiti da un manicotto in grado di far ruotare l'albero a camme, fino ad arrivare con la seconda generazione a modificare l'alzata della valvola tra due possibili valori discreti predefiniti. La terza generazione porta ad avere un azionamento variabile, flessibile per più leggi di moto. Il sistema innovativo di distribuzione progettato dal CRF è un esempio dello sviluppo della terza generazione e verrà descritto nel capitolo 7. Per ottenere un azionamento variabile di terza generazione vi sono tre possibili tipologie.

- Tipo meccanico: la camma non agisce direttamente sul bilanciere di comando della valvola ma la aziona attraverso un cedente sagomato mantenuto a contatto con la camma da una molla. Un motore elettrico, muovendo un eccentrico, può variare la posizione del cedente rispetto alla camma, così da variare l'alzata con continuità tra un minimo ed un massimo.
- Tipo idraulico: la camma comanda la valvola con l'interposizione di un circuito idraulico. La camma muove lo stantuffo di una pompa mettendo in pressione l'olio nel circuito idraulico. E' poi presente una elettrovalvola che regola il riflusso dell'olio in pressione e impone, in base alle informazioni che riceve dalla CPU, la legge di moto alla valvola.
- Tipo elettromagnetico: permette di eliminare l'asse a camme e comandare l'apertura delle valvole con attuatori agenti direttamente su di esse. Si sfruttano due avvolgimenti: una bobina inferiore per l'apertura e una superiore per la chiusura.

I vantaggi di un azionamento totalmente variabile sono:

1. La possibilità di ottimizzare il riempimento su tutto il campo di utilizzo del motore, migliorandone prestazioni e potenze.
2. La possibilità di regolare il carico del motore controllando la massa d'aria aspirata per ogni ciclo da ciascun cilindro. Si elimina la valvola a farfalla e si riducono le perdite relative al pompaggio.
3. Si può controllare il processo di combustione, sfruttando moti turbolenti nel cilindro, e la qualità del gas di scarico impostando il ricircolo.

2.7 Moti organizzati nel cilindro

All'interno del cilindro è possibile individuare un moto organizzato della carica al quale si accompagna sempre un moto caotico e disorganizzato su piccola scala. I fenomeni fisici all'interno del fluido evolvente sono identici, sia per i moti organizzati che per quelli turbolenti, tuttavia l'energia associata ai due tipi di strutture è ben diversa. Su grande scala, il moto organizzato è caratterizzato da un elevato contenuto di energia cinetica; in questo caso l'unico fattore di

dissipazione è costituito dagli sforzi di taglio tra i filetti fluidi. Essendo la dissipazione percentualmente modesta, il moto organizzato in questione si conserva tale.

Su piccola scala, l'energia dissipata è comparabile con l'energia cinetica delle strutture, quindi non è possibile avere moti organizzati. In pratica l'energia cinetica turbolenta si trasforma in calore e va ad accrescere il contenuto di energia interna del fluido. I moti turbolenti si esaurirebbero immediatamente se non fossero alimentati dalla dissipazione che si ha su larga scala.

I moti organizzati si possono classificare come:

- Moto di swirl: è un moto rotatorio che si sviluppa durante la fase di aspirazione su un piano normale all'asse del cilindro e perciò l'asse di rotazione dello swirl risulta parallelo a quello del cilindro stesso.
- Moto di tumble: è un moto rotatorio che si sviluppa anche esso durante la fase di aspirazione, però su un piano passante per l'asse del cilindro e quindi l'asse di rotazione del vortice di tumble risulta ortogonale all'asse del cilindro.
- Moto di squish: è un moto radiale che si sviluppa durante la fase di compressione, dovuto alla conformazione della camera di combustione.

Il progettista può intervenire sul disegno dei condotti di aspirazione e della camera di combustione per ottenere determinati scopi, direttamente collegati alle prestazioni ed ai consumi. Le esigenze, in termini di strutture di campo di moto, sono assai diverse a seconda che si tratti di motore ad accensione comandata oppure ad accensione spontanea.

Nei motori Diesel (ad iniezione diretta), il getto di combustibile deve essere miscelato con l'aria compressa dalla corsa ascendente dello stantuffo, quindi al PMS si dovrà avere un moto di swirl per trasportare e miscelare omogeneamente il getto nella camera. Un moto di squish, associato al moto di swirl, aiuterà a diminuire la dimensione del vortice e quindi, per conservazione del momento della quantità di moto, ad aumentare la velocità angolare del vortice. Il fenomeno di combustione della fase non premiscelata è di tipo diffusivo e non è influenzato dalla turbolenza.

Per i motori a benzina si deve fare una distinzione tra i motori ad iniezione diretta e quelli ad iniezione indiretta.

Nei motori a benzina ad iniezione nei condotti, la miscela entrante è già stata formata nel condotto di aspirazione e pertanto è omogenea; allo scoccare della scintilla inizia la propagazione della fiamma. Il fenomeno della propagazione è proporzionale alla turbolenza presente nella carica, in quanto quest'ultima corruga il fronte di fiamma aumentandone enormemente la superficie di scambio. Per ottenere un elevato livello di turbolenza è possibile comprimere un

vortice di tumble generatosi durante la fase di aspirazione. Infatti il pistone, avvicinandosi al PMS, comprime i vortici fino a distruggerli favorendo lo scambio di energia da grande scala a piccola scala. Più si riesce ad operare questa conversione e più si aumenta la turbolenza in camera.

Nei motori a benzina ad iniezione diretta vi è la necessità di stratificare la carica (la descrizione è presente nel capitolo 7). Si tratta di miscelare il getto di combustibile in maniera non omogenea nella camera in modo tale da avere un rapporto aria-combustibile stechiometrico vicino alla candela e una miscela magra nel resto della camera. Tutto ciò serve per avere miscele aria-combustibile globalmente magre, in modo tale da ridurre i consumi di carburante. La stratificazione della carica è ottenuta mediante moti organizzati che riescono a distribuire il getto nella maniera voluta. Data la loro importanza, nei paragrafi successivi verranno descritti più nel dettaglio i principali moti organizzati sopra citati.

2.7.1 Moto di swirl

E' il moto rotatorio organizzato della carica su un piano circonferenziale, dovuto alla componente tangenziale della velocità del fluido che entra nel cilindro. Esso viene influenzato principalmente dalla geometria del condotto e della valvola di aspirazione.

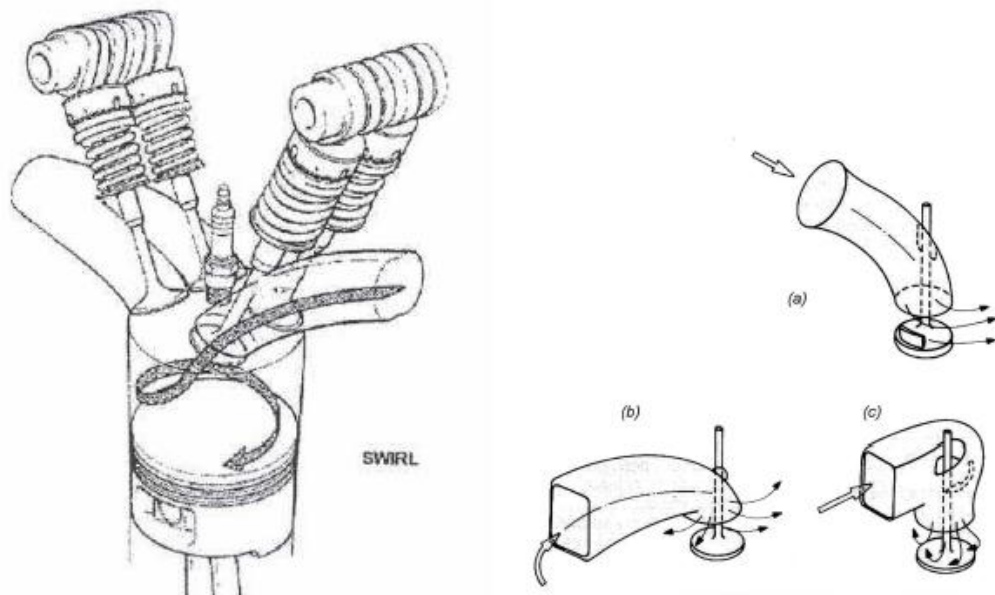


Figura 2.18 Moto di swirl e accorgimenti usati per produrre il moto di swirl: a) valvola schermata; b) condotto orientato; c) condotto elicoidale.

In fig. 2.18 vi sono gli schemi di alcune soluzioni tipiche, adottate nei motori, per ottenere il desiderato livello di swirl nella carica entrante. Per far ciò si usano due diversi accorgimenti [2]:

- Il movimento rotatorio tangenziale viene prodotto dentro al cilindro, come risultato dell'interferenza del flusso entrante con la parete del cilindro o con uno schermo posto sulla valvola.
- Si imprime al flusso un moto rotatorio attorno all'asse della valvola prima del suo ingresso nel cilindro.

Il primo caso si verifica con le soluzioni a) e b) di fig. 2.18. La via più antica per raggiungere questo risultato consiste infatti nel porre uno schermo su una parte della circonferenza della valvola di aspirazione, in modo da imporre al flusso entrante una direzione preferenziale, con elevata componente tangenziale delle velocità. Siccome, in pratica, solo una parte dell'area di passaggio viene utilizzata (quella priva di schermatura), ne derivano più elevate perdite di carico ed una diminuzione del riempimento ad alti regimi. La pratica della schermatura comporta inoltre parecchi svantaggi: aumenta il peso della valvola, provoca distorsione del fungo per effetti termici, richiede l'adozione di artifici per impedire la rotazione della valvola. Questa soluzione viene adottata perciò solo nella fase di sviluppo di un prototipo, invece nei motori di produzione si usano i condotti orientati (post swirl), detti tuffanti (fig. 2.18 b), o i condotti elicoidali (pre swirl), detti a chiocciola (fig. 2.18 c). In questi, le caratteristiche del flusso entrante sono più strettamente definite dalla geometria del condotto.

Nei condotti tuffanti la geometria è tale da conferire al getto uscente dalla valvola una distribuzione di velocità non uniforme sulla circonferenza, in modo da orientare il flusso verso la parete del cilindro, che gli impone a sua volta un moto tangenziale di swirl. Nel caso della chiocciola il condotto porta il fluido, con una forte componente tangenziale, nella zona sovrastante la luce scoperta dalla valvola, da cui poi esso discende con rapido moto elicoidale nel cilindro. Il moto di swirl, sviluppandosi prevalentemente nel piano ortogonale all'asse del cilindro, conserva le strutture organizzate anche nella fase di compressione.

Per caratterizzare lo swirl è più conveniente usare analisi effettuate in condizioni di moto stazionario. Attraverso prove di flussaggio si può ricavare un indice dello swirl prodotto, tramite un opportuno misuratore. Si può utilizzare una leggera ventola libera di ruotare attorno all'asse del cilindro e posta ad una distanza pari all'alesaggio D dalla testa. Si misura la sua velocità di rotazione ω_s e questa è assunta come indice dello swirl. Per confrontare diverse geometrie si passa a numeri adimensionali come il rapporto di swirl R_s [1]:

$$R_s = \frac{\omega_s D}{v_{is}} \quad (2.55)$$

v_{is} è la velocità del moto assiale ed è definita come la velocità che corrisponde ad un flusso comprimibile ed isentropico dovuto al salto di pressione mantenuto a cavallo della valvola durante la prova.

La ventolina si porta in equilibrio col flusso e ruota insieme ad esso con la sua stessa velocità angolare e si ha così una misura cinematica del fenomeno perché non sente la massa coinvolta nel vortice.

Un sensore alternativo è il misuratore di impulso (metodo Ricardo che verrà descritto dettagliatamente nel capitolo 3). È costituito da un cilindro con struttura interna a nido d'ape e può ruotare attorno ad un asse parallelo a quello del cilindro. Quando il flusso vorticoso attraversa i suoi canali, il momento della quantità di moto del vortice cerca di farlo ruotare. Tramite una cella di carico si misura la coppia M_s necessaria a non farlo ruotare. Si ricava il numero adimensionale di swirl ed è un indice dinamico [1]:

$$N_s = \frac{8M_s}{\dot{m}Dv_{is}} \quad (2.56)$$

\dot{m} è la portata in massa misurata durante la prova in condizioni stazionarie.

Si vuole ora fare un confronto dei diversi sistemi precedentemente visti per creare swirl, in base al numero di swirl N_s e al coefficiente di efflusso C al variare del rapporto $\frac{h}{d_v}$, cioè al variare dell'alzata valvola potendo ritenere il diametro della valvola costante.

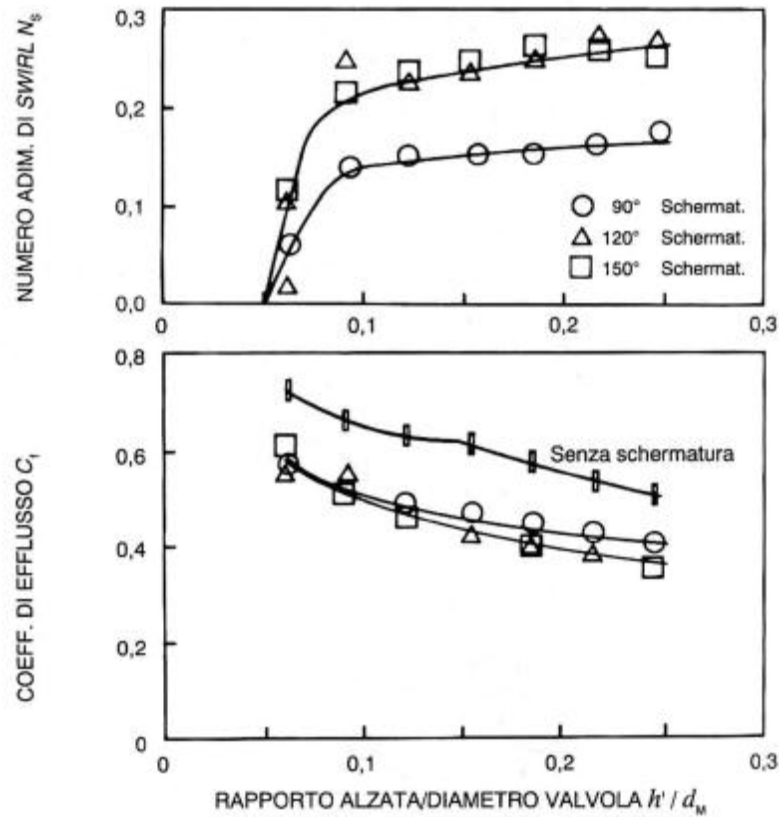


Figura 2.19 Valori del numero di swirl e del coefficiente di efflusso in funzione di $\frac{h}{d_v}$, ottenuti tramite una schermatura di diversa apertura angolare applicata sulla valvola di aspirazione.

Analizzando la fig. 2.19, si vede chiaramente che in condizioni di prova stazionarie il numero di swirl aumenta nel caso vengano utilizzate mascherature con una ampia apertura angolare poiché viene aumentata la componente della quantità di moto sul piano tangenziale. Allo stesso tempo però si ha una diminuzione del $C.E.$ perché si riduce l'area di passaggio efficace per il riempimento del cilindro ed aumentano le perdite.

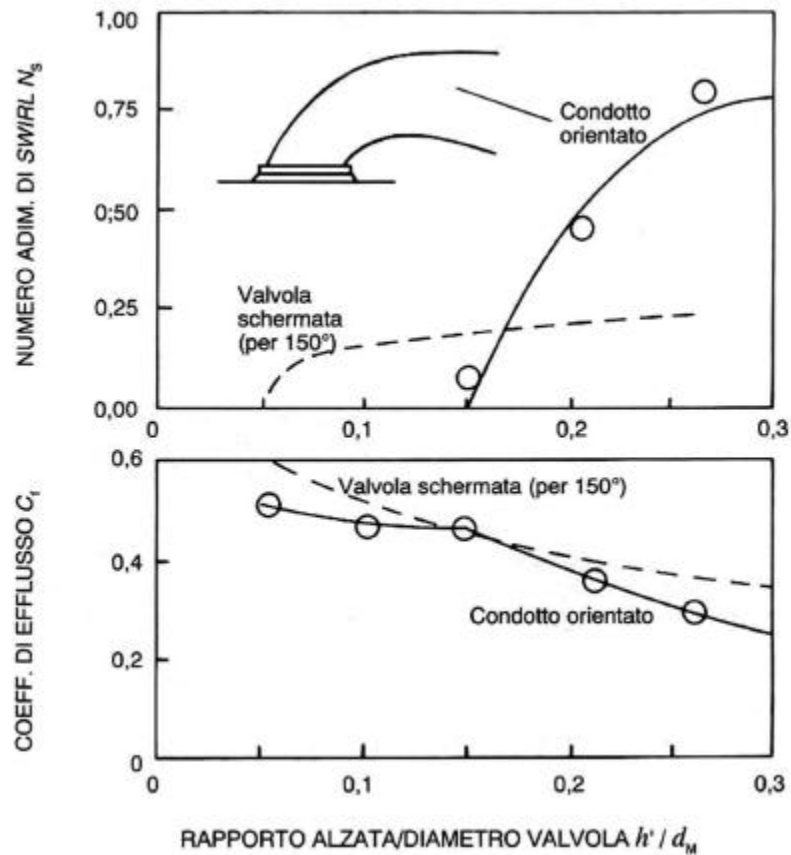


Figura 2.20 Confronto fra i valori del numero adimensionale di swirl e del coefficiente di efflusso ottenuti mediante un condotto orientato ed una valvola con schermatura di 150°.

Come si può vedere in fig. 2.20, i condotti orientati sono poco efficaci come generatori di swirl alle piccole alzate perché la velocità del fluido nel condotto di aspirazione è molto bassa affinché la sua particolare geometria possa imporre una diseguale distribuzione del getto lungo la periferia della valvola. Alle maggiori alzate sono efficaci ma hanno coefficienti di efflusso bassi perché l'area utile per smaltire la portata è minore della luce scoperta della valvola.

Un miglioramento, da questo punto di vista, si ottiene con i condotti elicoidali. Si possono avere coefficienti di efflusso sensibilmente migliori di quelli offerti da una valvola schermata e numeri di swirl elevati anche alle basse alzate. Lo si nota osservando la fig. 2.21.

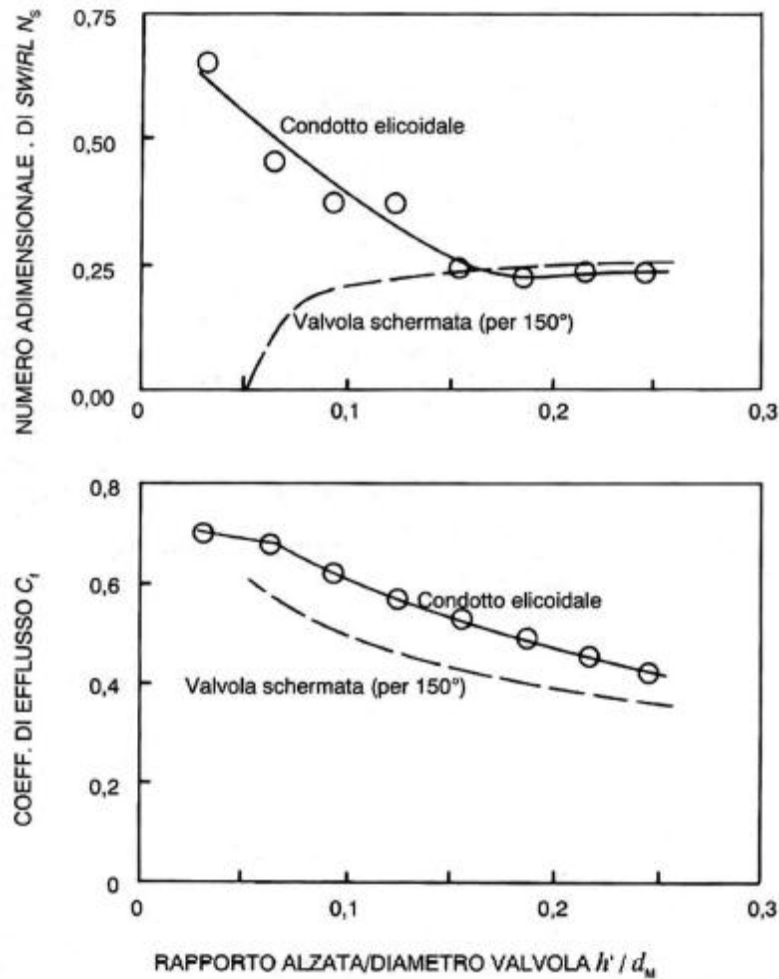


Figura 2.21 Confronto tra i valori del numero adimensionale di swirl e del coefficiente di efflusso ottenuti mediante un condotto elicoidale ed una valvola con schermatura di 150°.

In un motore plurivalvole una buona configurazione consiste nello sfruttare appieno le capacità di generare swirl e al contempo garantire un buon riempimento del cilindro, utilizzando un set formato dall'accoppiata di condotti direzionale – elicoidale. Si possono ottenere buoni risultati sfruttando le caratteristiche dei condotti:

- Direzionale: produce un vortice di rotazione grazie alla sua posizione rispetto al cilindro; tale swirl si instaura da una certa alzata di valvola in poi.
- Elicoidale: produce un vortice a partire dalle basse alzate grazie alla sua conformazione a monte della valvola. È più robusto rispetto ad eventuali problemi di posizionamento.

Il moto di swirl viene utilizzato essenzialmente nei motori Diesel in quanto è essenziale per miscelare omogeneamente il getto di combustibile iniettato. Quando le pressioni di iniezione erano tali da non consentire alte velocità del getto, era desiderabile quanto più swirl possibile, onde ridurre la fumosità. Ultimamente invece, visto il grande interesse per i nuovi Diesel ad iniezione diretta con elevate pressioni di iniezione, è divenuto fondamentale controllare lo swirl. Infatti, data l'elevata capacità di polverizzare il gasolio, si tende ad operare un bilanciamento tra quantità di swirl e riduzione delle particelle liquide per non correre il rischio di premiscelare troppo e quindi innalzare il livello di ossidi di azoto. La riduzione di questi agenti inquinanti viene anche attuata mediante il ricircolo dei gas di scarico (E.G.R.), i quali, svolgendo un'azione di spugna termica abbassano le alte temperature responsabili della formazione degli ossidi di azoto. In questo caso però l'importanza di un'elevata componente di swirl è fondamentale per omogeneizzare i gas combusti all'interno della carica. Unitamente ai nuovi sistemi di iniezione, lo sviluppo di teste motore a quattro valvole per cilindro ha permesso l'introduzione di condotti tuffanti e a chiocciola sulla stessa testa. Lo scopo è quello di avere un'alta componente di velocità tangenziale, senza sacrificare troppo la portata, compatibilmente con la necessità di aumentare la potenza specifica, avvicinandosi ai motori a benzina. L'introduzione di questi elementi è stata realizzata con lo scopo di rendere la camera di combustione simmetrica. Il posizionamento centrale dell'iniettore permette infatti di distribuire lo spray omogeneamente in direzione radiale.

2.7.2 Moto di tumble

Un moto organizzato che viene sfruttato nei più moderni motori a combustione interna ad accensione comandata è il moto di tumble [1].

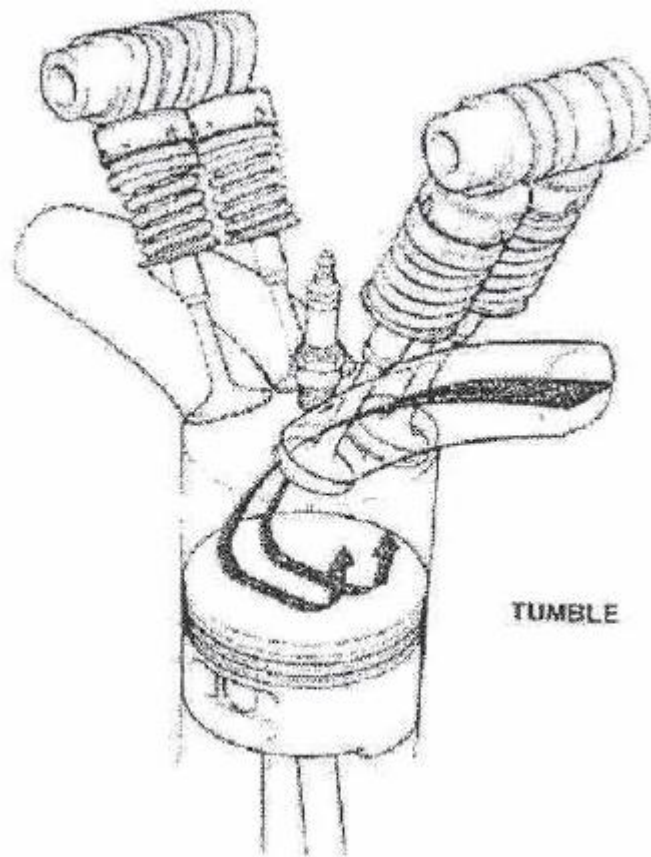


Figura 2.22 Schematizzazione 3D del vortice di tumble.

È un moto organizzato su di un piano passante per l'asse del cilindro che incomincia a formarsi durante la fase di aspirazione (come si vede dalla fig. 2.22) ed è poi sostenuto ed amplificato verso la fine di quella di compressione.

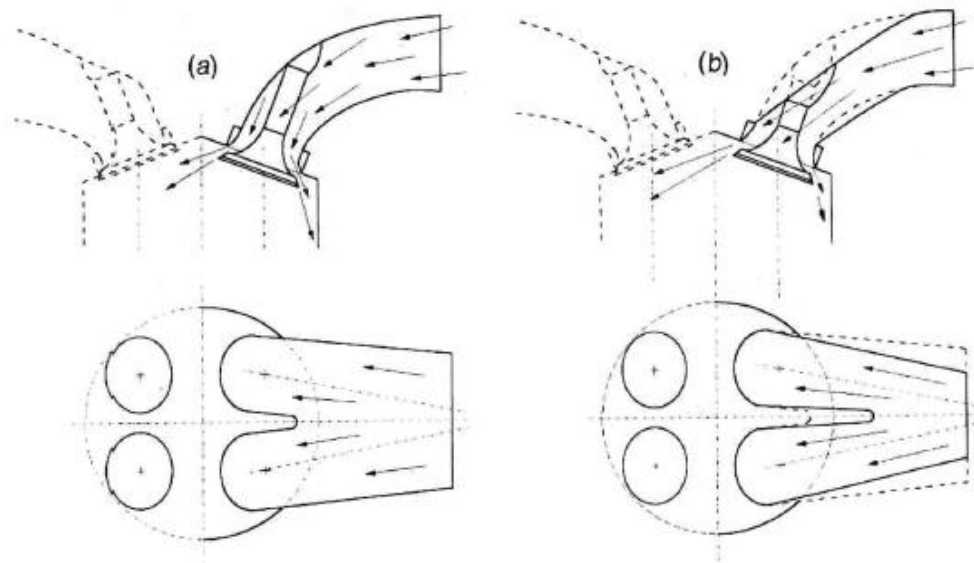


Figura 2.23 Schema del flusso d'aria nel condotto di aspirazione ed in prossimità delle sedi valvole in un motore a 4 valvole per cilindro con testa a tetto: a) gruppo di alimentazione tradizionale; b) gruppo di alimentazione predisposto per tumble.

È ormai noto il fatto che, se una miscela aria combustibile viene introdotta nel cilindro in modo quiescente, così che non si possa generare turbolenza, la combustione procede piuttosto lentamente. Da questo deriva che alti livelli di turbolenza in prossimità dell'istante di accensione portano a velocità di combustione maggiori e rendono inoltre il processo più stabile. Tali fenomeni in camera di combustione possono essere ottenuti attraverso la compressione del vortice di tumble (nato durante la fase di aspirazione) e il suo successivo fenomeno di break down poco prima dell'istante di accensione. Si ha in pratica il collasso del moto organizzato la cui energia viene trasferita alla turbolenza, aumentando così la velocità dei fenomeni di combustione.

Per generare il tumble durante la fase di aspirazione vengono usati opportuni sistemi condotto-valvola combinati a volte con particolari disegni della testa della camera che, a causa della sua geometria, favorisce la nascita e lo sviluppo di tale moto vorticoso. Si forma anche in un condotto tradizionale durante l'aspirazione nella zona sotto il piattello della valvola come conseguenza del flusso entrante, diretto verso la valvola di scarico, che va a sbattere sulla parete del cilindro e poi sulla testa del pistone e torna su. In questo caso però dura poco perché interferisce con un vortice inverso generato dal flusso che va nell'altra direzione (fig. 2.24 a). Per intensificare il tumble serve un condotto che acceleri il flusso entrante e lo diriga prevalentemente nella zona sottostante la valvola di scarico. Nel tradizionale le sezioni di passaggio sono ampie per avere velocità non troppo elevate che non diano alte perdite fluidodinamiche e inoltre il flusso è orientato verso l'asse della valvola ed è distribuito uniformemente dal fungo

lungo la circonferenza. Per creare tumble vanno ridotte le sezioni di passaggio e orientate verso la valvola di scarico.

Un altro importante effetto è fatto dal pistone nella seconda parte della sua corsa di compressione. Il vortice, venendo schiacciato dal pistone, vede ridursi il suo raggio giratorio e, per conservare la sua quantità di moto, deve aumentare la velocità di rotazione. Ciò è ben visibile in fig. 2.24.

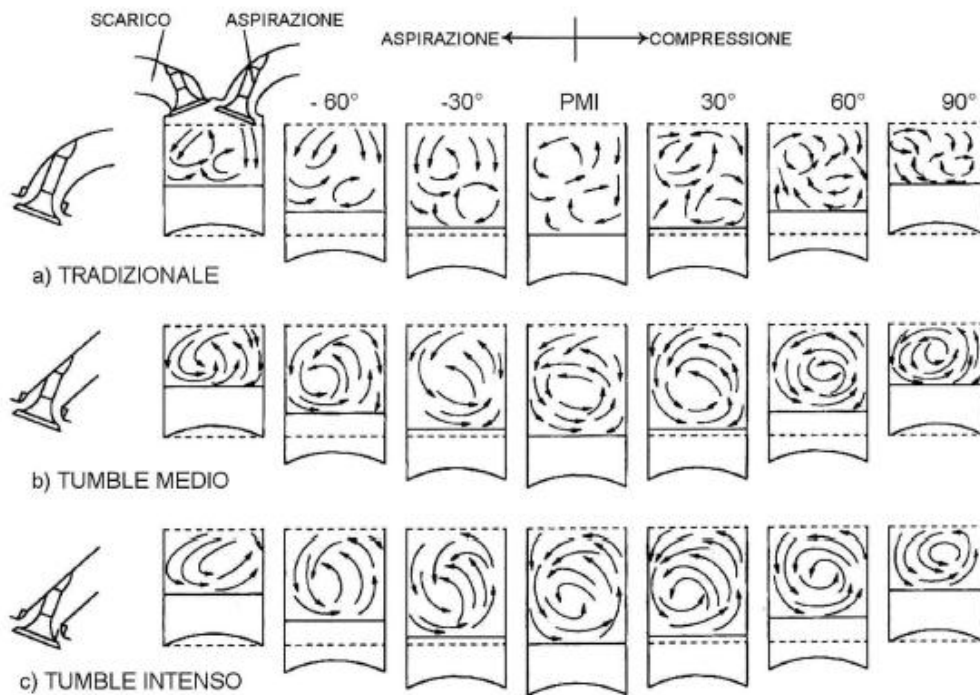


Figura 2.24 Condizioni di moto del fluido su di un piano parallelo all'asse del cilindro durante la seconda parte della corsa di aspirazione e la prima parte della corsa di compressione: a) condotto tradizionale con tumble molto debole; b) condotto in grado di produrre un medio tumble; c) condotto sagomato e schermo sulla valvola per ottenere un tumble intenso.

Se oltre a modificare il disegno del condotto si dispone uno schermo sulla valvola (fig. 2.24 c), si accentua il tumble perché si blocca completamente il flusso entrante lungo la parete del cilindro dal lato aspirazione e si incrementa così il momento della quantità di moto del vortice che si forma inizialmente. E' certo che questa ultima soluzione è la più drastica e come tale provoca anche dei problemi, in primis uno sbilanciamento del peso della valvola che alla lunga potrebbe influire sulla movimentazione meccanica della stessa; bisogna poi pensare a sistemi che impediscano la rotazione della stessa, altrimenti si potrebbe ostruire il lato sbagliato, avendo effetti devastanti sul tumble.

Negli ultimi tempi, al fine di garantire un buon vortice risparmiando sulle soluzioni meccaniche, si è scelto di lavorare sulla geometria dei condotti. Infatti, nel caso in cui il moto di tumble instaurato non sia sufficiente, si strozza il condotto sul lato che si affaccia alla parete del cilindro, in modo da provocare un distacco dei filetti di fluido a favore del lato valvola superiore, come mostrato in fig. 2.25.

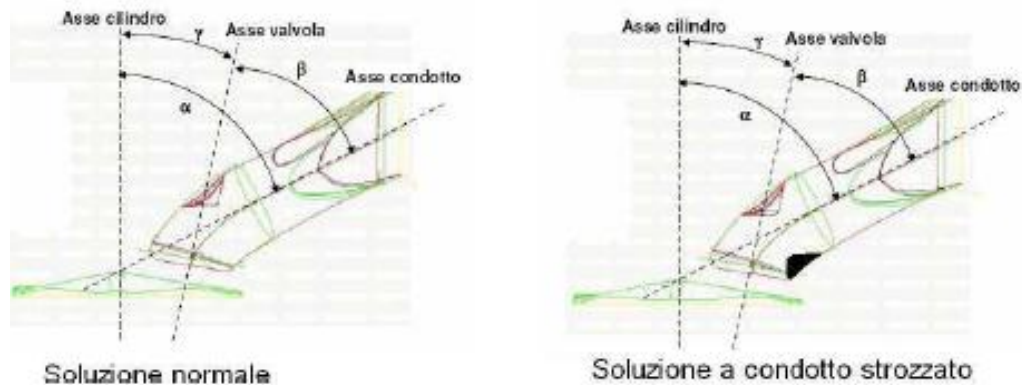


Figura 2.25 Condotto per il tumble normale e condotto di nuova generazione strozzato.

Soluzioni geometriche meno invasive, di difficile realizzazione per problemi di spazio nella conformazione del motore stesso e quindi solo in linea teorica applicabili, possono essere:

- Massimizzare α e β
- Minimizzare γ

Nel caso in cui queste soluzioni non siano efficienti, si può pensare ancora di agire apportando uno schermo (fig. 2.26) all'interno della camera di combustione, tra le due sedi delle valvole di aspirazione, in modo da evitare l'interazione (che rallenta) tra i due flussi uscenti dalle stesse. Metodi nuovi e più evoluti per aumentare il moto di tumble e al contempo cercare di sviluppare o intensificare il moto di swirl sui motori benzina, verranno dettagliatamente descritti e valutati sperimentalmente nei capitoli 6, 7 e 8. In questo paragrafo, invece, si sono visti i metodi classici e tradizionali per ottenere un incremento del numero di tumble.

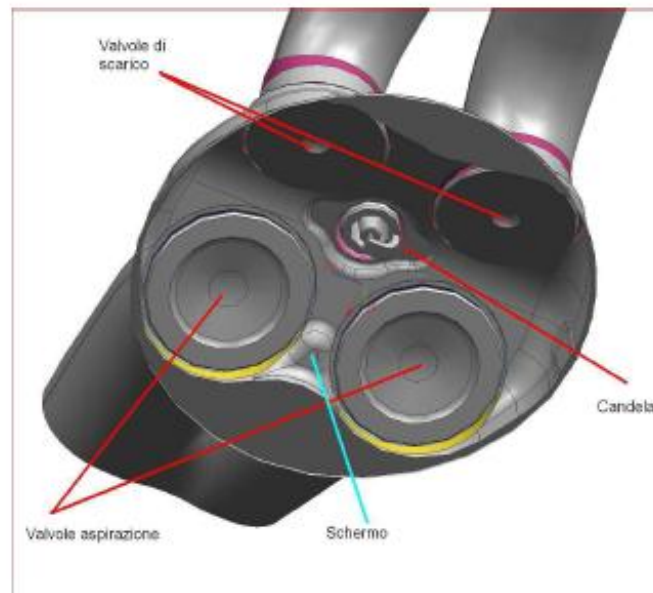


Figura 2.26 Visione 3D del tetto della camera di combustione, in cui si nota la schermatura tra le valvole.

La soluzione presentata in fig. 2.26 garantisce un buon tumble a scapito però del coefficiente di efflusso, cosa che può essere recuperata pensando di introdurre un turbocompressore. Si noti che lo schermo introdotto produce una asimmetria nella camera di combustione.

Per caratterizzare il tumble si usano prove in condizioni stazionarie come per lo swirl. La descrizione del sistema di misurazione di questo moto verrà dettagliatamente fornita nel capitolo 3. Per poter proseguire nella trattazione, anticipo la definizione dei numeri adimensionali ricavati per caratterizzare il tumble e, come si può vedere, sono del tutto analoghi a quelli dello swirl. Il rapporto di tumble è stato ricavato tramite il sistema costituito dalla ventolina leggera già descritto nel paragrafo precedente:

$$R_t = \frac{\omega_t D}{v_{is}} \quad (2.57)$$

Il numero di tumble, invece, viene ricavato tramite il metodo Ricardo ed è definito come:

$$N_t = \frac{8M_t}{\dot{m} D v_{is}} \quad (2.58)$$

Se in un motore a combustione interna la geometria dei condotti di aspirazione è tale da generare vortici di tumble di intensità sostenuta, questi sono in grado di persistere durante la successiva fase di compressione e vengono infine accelerati dal moto di risalita del pistone. Si ha allora un aumento degli sforzi viscosi di taglio in seno al fluido, dovuti ai più elevati gradienti di velocità, capaci di provocare il decadimento finale del moto rotatorio organizzato di maggiori dimensioni in maggiori microvortici. Il principale vantaggio del tumble consiste nella capacità di generare turbolenza verso la fine della corsa di compressione (di intensità fino a 2-4 volte quella di un condotto tradizionale), in modo da accelerare e stabilizzare la parte iniziale del processo di combustione. Per contro bisogna tener presente che l'energia spesa per incrementare il tumble durante l'aspirazione, finisce col penalizzare sempre di più il riempimento del cilindro.

Si possono analizzare gli effetti dei dettagli della geometria sulla capacità dei condotti di aspirazione di generare tumble.

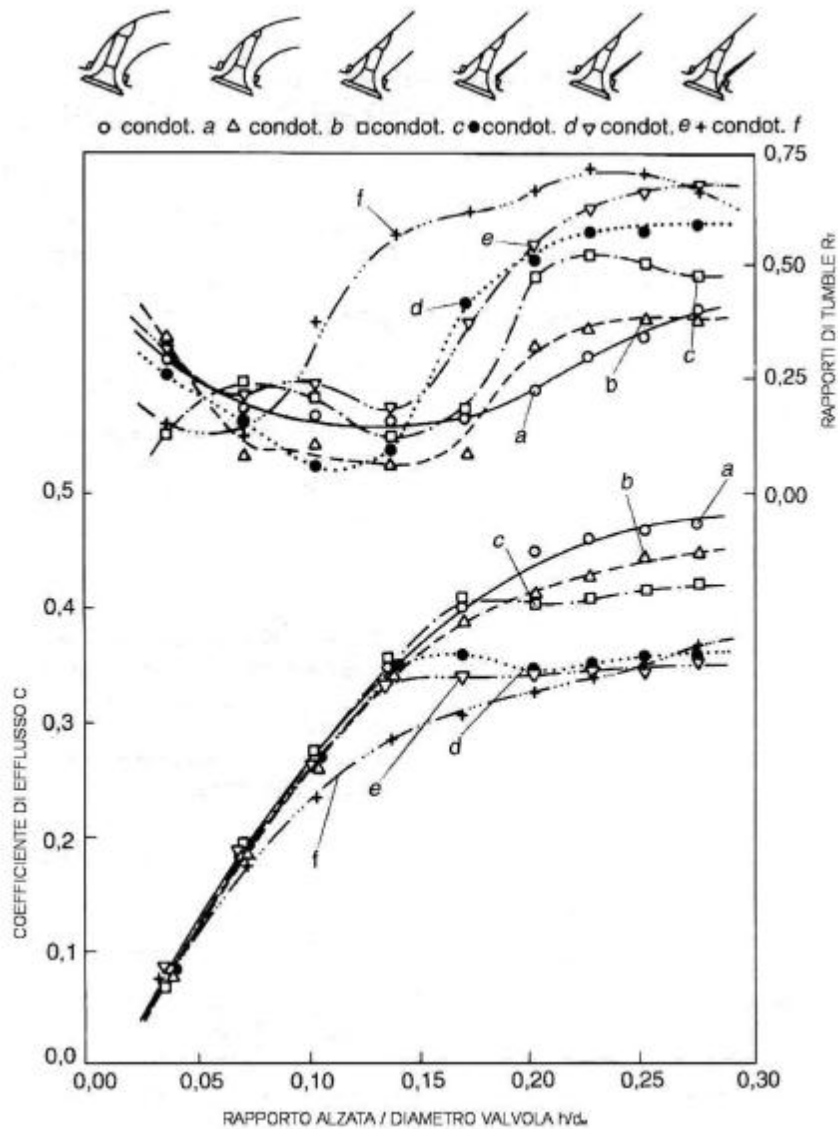


Figura 2.27 Influenza dei dettagli della geometria sulla capacità di diversi condotti di aspirazione di generare tumble.

I rilievi riportati in fig. 2.27 mostrano ad esempio l'influenza dei dettagli della geometria dei condotti sull'intensità del tumble prodotto. Aumentando continuamente la velocità del flusso entrante e dirigendolo sempre più verso la parete del cilindro dal lato dello scarico, il rapporto di tumble tende generalmente ad aumentare su di un ampio range di alzate. Nello stesso tempo però il coefficiente di efflusso, riferito alla sezione della sede valvola, diminuisce sensibilmente, specie a medie e grandi alzate. Questo risultato non stupisce se si pensa che le varie soluzioni provate comportano velocità di flusso

(e quindi perdite fluidodinamiche) sempre più alte ed utilizzo di una frazione angolare via via più ridotta di quella cilindrica di passaggio tra fungo e sede (flusso orientato).

L'importanza del tumble è stata principalmente compresa quando si è diffuso l'uso di quattro valvole per cilindro con camera di combustione a tetto (fig. 2.28).

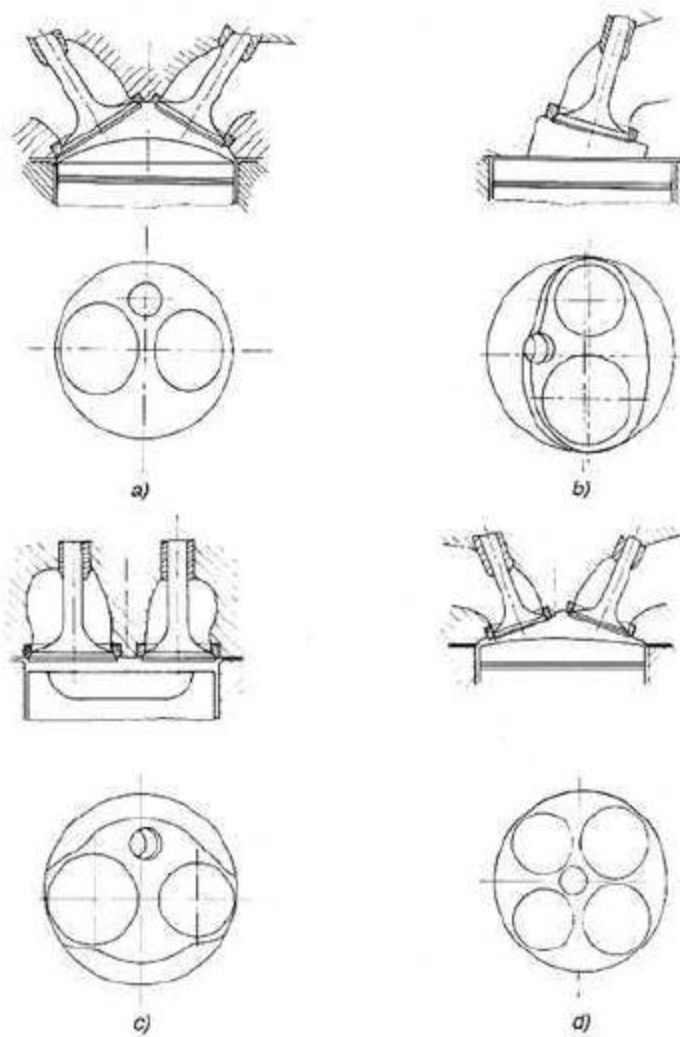


Figura 2.28 Esempi di camere di combustione più comunemente usate nei motori ad accensione comandata: a) emisferica; b) a cuneo o triangolare; c) a tazza nel pistone; d) a tetto con quattro valvole.

In questo caso, poiché inizialmente si adottarono le stesse fasature per le due valvole di aspirazione per ragioni di semplicità di comando, risulta difficile ottenere uno swirl consistente a causa della simmetria del flusso entrante nel

cilindro. Tutt'oggi si cerca di utilizzare il moto di tumble per generare turbolenza, cercando di evitare alti rapporti di tumble ai medi e ai bassi carichi, mediante leggi di apertura delle valvole variabili col carico oppure servendosi di valvole a deflettore nei condotti. In ogni caso, si cerca di raggiungere una soluzione in grado di offrire il miglior compromesso tra l'inevitabile carenza in riempimento ed i benefici sulla combustione. La turbolenza in camera di combustione è il fenomeno da cui dipende la possibilità, nel motore a ciclo Otto, di raggiungere elevati regimi di rotazione. Infatti la velocità di propagazione del fronte di fiamma è all'incirca proporzionale all'intensità di turbolenza e questa, a sua volta, è circa proporzionale alla velocità media dello stantuffo, ovvero al regime di rotazione. Il risultato è che l'angolo di combustione di un motore da competizione, che oggi ormai può girare al di sopra dei 17000 rpm, è pressoché uguale, o addirittura inferiore, a quello di un motore di produzione, la cui velocità di rotazione si aggira intorno ai 5000-6000 rpm.

2.7.3 Moto di squish

Con questo termine si indica il movimento rotatorio organizzato della carica su di un piano assiale, che si genera verso la fine della fase di compressione, come conseguenza della diseguale variazione di volume a disposizione del fluido, quando la corona del pistone si avvicina alla testa del cilindro in alcune sue zone [1]. È prodotto in concomitanza dell'avvio del processo di combustione e viene ottenuto (fig. 2.29):

- nel motore a benzina, conformando opportunamente la testa del cilindro
- nel motore diesel, attraverso una incavatura (detta tazza) ricavata nel pistone.

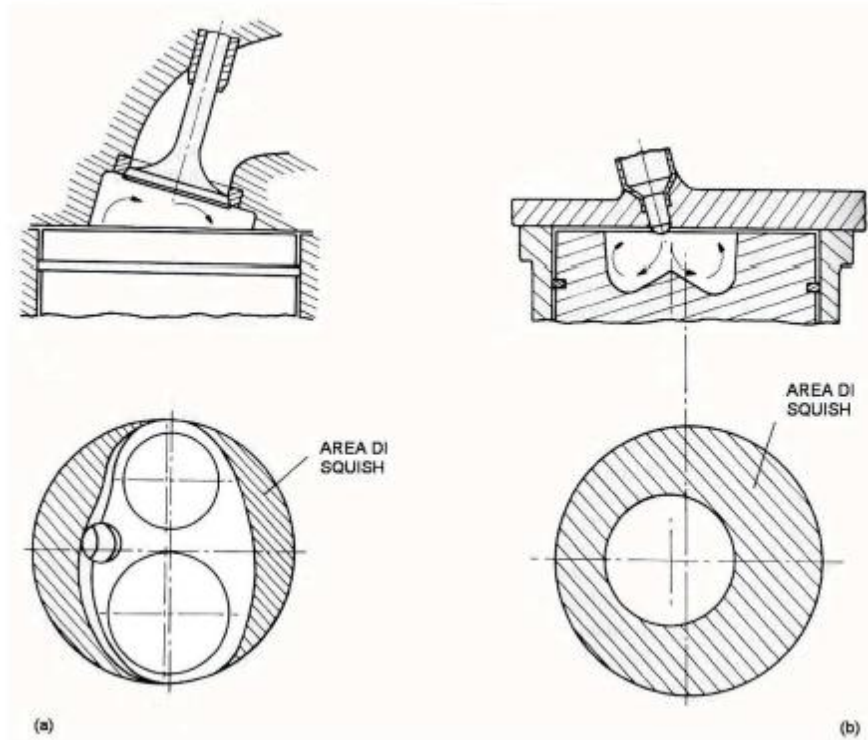


Figura 2.29 Rappresentazione schematica della modalità con cui si ottiene il moto di squish: a) motore ad accensione comandate; b) motore ad accensione spontanea.

L'area di squish è quella delle parti in cui si realizza un più rapido avvicinamento del pistone alla testa del cilindro (aree tratteggiate in fig. 2.29), ed è espressa come una percentuale della sezione trasversale del cilindro A_c . Il campo di moto è influenzato dall'area di squish, dal gioco tra il pistone e la testa al PMS e dalla geometria della camera.

A differenza di swirl e tumble, i moti vorticosi sono generati dal movimento del pistone e quindi non si possono realizzare indici sintetici mediante prove di flussaggio in condizioni stazionarie. Allora si devono fare misure di velocità in condizioni dinamiche o predire tali valori attraverso dei modelli. La misura più importante è quella della velocità di squish u_{sq} , intesa come velocità del fluido sul piano tangenziale in corrispondenza del bordo interno della regione di squish. In fig. 2.30 sono riportati i rilievi sperimentali.

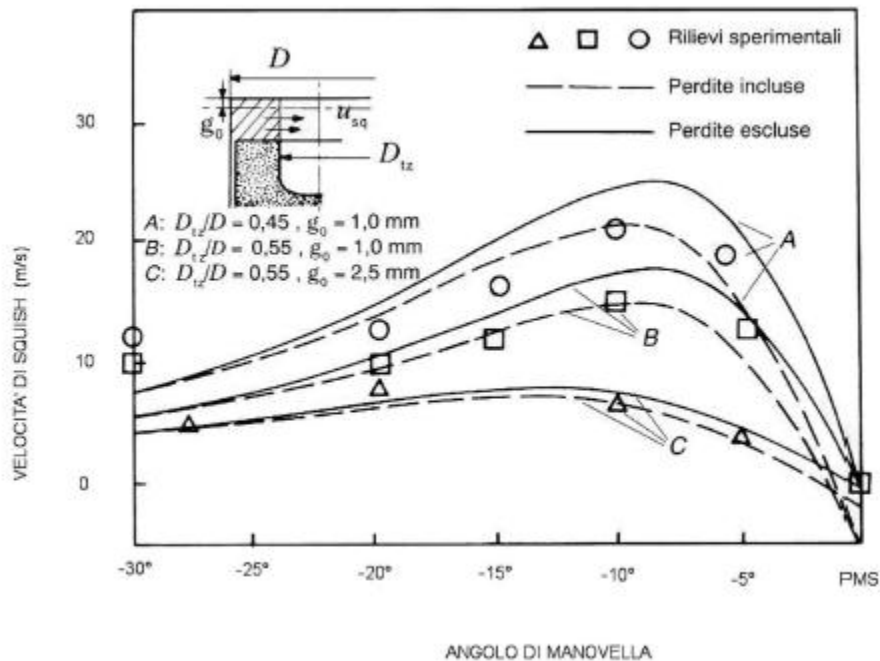


Figura 2.30 Valori della velocità di squish, rilevati in corrispondenza del bordo della tazza ricavata nel pistone.

La velocità di squish cresce all'avvicinarsi del PMS, raggiungendo il suo massimo valore 10° prima. In assenza di combustione, perdite di calore e trafiletti, u_{sq} inverte di segno dopo il PMS, perché il gas fuoriesce dalla tazza per andare a riempire il volume generato dall'area di squish in seguito alla discesa del pistone. In un moto reale, i tre fenomeni ricordati, anticipano l'inversione di segno e soprattutto la combustione, provocando una espansione della carica, incrementa sensibilmente il valore della velocità di squish inversa. Il campo di velocità all'interno della tazza risulta particolarmente complesso ed influenzato dai dettagli della geometria del sistema e dall'interazione tra i moti di swirl e squish della carica. La fig. 2.31 mostra, ad esempio, i diagrammi schematici di velocità del fluido dentro una tazza idealizzata (del tipo cilindrico nei casi "a" e "c", e con rientranze in quelli "b" e "d" a simmetria assiale, in assenza di swirl $N_s = 0$ e con swirl accentuato $N_s = 0.4$). Nel primo caso all'interno della cavità si genera un vortice ruotante in senso antiorario con entrambi i tipi di tazza. La presenza invece di un forte swirl, cambia il senso di rotazione del vortice quando la cavità è cilindrica e porta alla formazione di due vortice controrotanti nella tazza con rientranza. In generale, quanto più elevato è lo swirl, tanto più la parte centrale della carica tende a conservare il proprio moto rotatorio, risultando meno sensibile al moto di squish che vi si sovrappone.

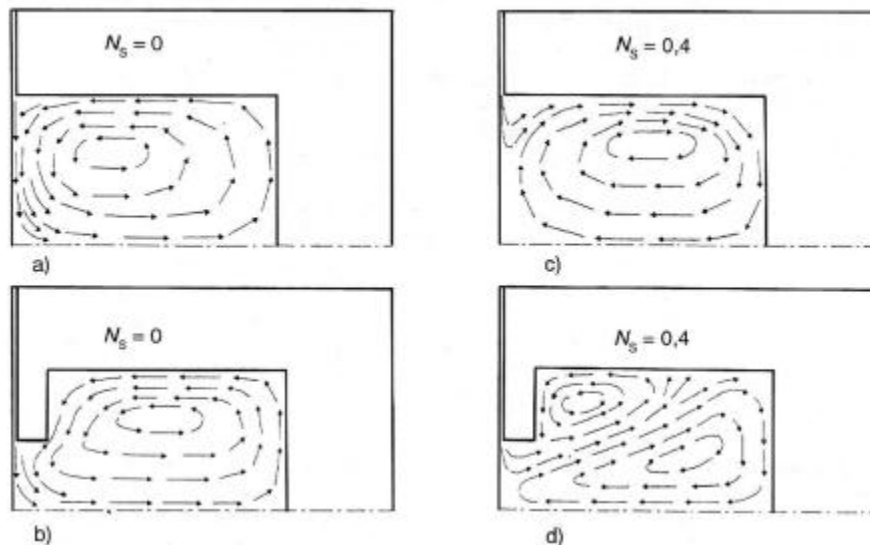


Figura 2.31 Rappresentazione schematica dei campi di velocità all'interno della tazza ricavata in un pistone assialsimmetrico (mezza sezione).

2.7.4 Evoluzione dei macromoti durante il ciclo di funzionamento del motore

Sulla base delle considerazioni fatte nei paragrafi precedenti, si può ora tentare di tracciare un quadro tipico della evoluzione durante il ciclo motore della struttura globale (moti organizzati su larga scala e microvortici turbolenti) dei campi di moto della carica nel cilindro. Partendo dall'aspirazione, il movimento fortemente disomogeneo dell'aria generato durante questa fase, è prodotto dal getto proveniente dalla valvola che, espandendosi nel cilindro ed interagendo con la geometria del sistema, crea una serie di vortici sul piano assiale e circonferenziale. L'intensità ed il peso relativo di questi ultimi sono fortemente influenzati dalla geometria del gruppo condotto-valvola di aspirazione, che può essere studiato in modo da favorire un più o meno intenso moto di swirl del getto entrante, che si sposta poi assialmente lungo il cilindro per effetto del moto discendente del pistone. Le dimensioni e le relative distribuzioni di velocità sono dipendenti: dalla geometria e dalla legge di apertura della valvola, da eventuali dissimmetrie del flusso, dalla distanza lungo l'asse dalla testa del cilindro. Attraverso prove sperimentali per mezzo dell'anemometria a filo caldo (descritta nel capitolo 4), si cercherà di capire la vera influenza di questi particolari geometrici e di altri sviluppi riguardanti sempre i condotti di aspirazione e l'alzata delle valvole, nel dar vita parallelamente a moti di tumble e swirl e nell'intensificare il moto di tumble rispetto ad una configurazione classica tradizionale. La descrizione e l'analisi dei risultati verrà fornita negli ultimi capitoli della tesi che riguarderanno ciascuno un singolo caso di studio

separato dagli altri, cioè verrà introdotto in ogni capitolo un solo sviluppo moderno del sistema di aspirazione da studiare.

La maggior parte della turbolenza generata durante l'aspirazione è dovuta allo scorrimento dei vari strati fluidi presenti nel getto uscente dalla valvola ed al suo urto contro le pareti del cilindro e del pistone. Essa risulta fortemente disomogenea (varia da punto a punto) ed anisotropa (presenta direzioni privilegiate), come conseguenza delle caratteristiche di moto del getto in rapporto a quelle della carica già presente nel cilindro. La turbolenza nella regione del getto decade inoltre rapidamente nella seconda parte della fase di aspirazione, in seguito alla corrispondente diminuzione della quantità di moto del getto entrante nel cilindro.

Alla chiusura della valvola, alcuni aspetti del moto della carica appaiono più resistenti nel tempo di altri e sono quindi destinati ad esercitare più a lungo la loro influenza. In particolare i movimenti su piani circolari (moti di swirl) sono favoriti dalla geometria del cilindro (che presenta sezioni circolari su questi piani) e, specialmente se organizzati in una struttura a singolo vortice, tendono a conservare la loro energia anche durante la fase di compressione. Il campo di moto tende a dimenticare la sua dipendenza dalla geometria del sistema di aspirazione, avvicinandosi alla condizione di rotazione tipica di un corpo solido. In seno alla carica coinvolta nel vortice si ha così un limitato scorrimento tra i vari filetti fluidi. Questo comporta una lenta diminuzione dell'energia cinetica del vortice per attrito viscoso interno al fluido, con conseguente persistenza nel tempo, ma contemporaneamente una piccola produzione di turbolenza. I benefici effetti (verificati sperimentalmente) prodotti dallo swirl sui processi di miscelazione del combustibile con l'aria e di combustione, sembra quindi debbano essere attribuiti, più che alla accentuata produzione di turbolenza, ad un'interazione su larga scala dei campi di moto dei due fluidi e ad un'amplificazione e frammentazione del fronte di fiamma. In assenza di una particolare geometria del pistone atta ad accentuare i moti di swirl, normalmente si verifica un decadimento del momento della quantità di moto posseduto dal vortice tangenziale solo di un 30-50% nel passare dall'inizio alla fine della fase di compressione, come conseguenza della resistenza offerta dalle pareti della camera, dal momento che il rapporto superficie/volume del sistema aumenta all'avvicinarsi del pistone al PMS. A partire dalla chiusura della valvola di aspirazione il campo di turbolenza decade continuamente durante la fase di compressione, a causa della conclusione del suo principale processo di produzione (getto di carica entrante), con una maggiore tendenza verso l'omogeneità e l'isotropia. In presenza di solo swirl, l'intensità di turbolenza in prossimità del PMS di compressione tende ad un valore prossimo a $(0.4 - 0.5)\bar{u}_p$, con un ricordo relativamente debole delle condizioni legate al processo di aspirazione. I movimenti rotatori organizzati invece, che si formano

durante la fase d'aspirazione su piani assiali (moti di tumble), sono ostacolati dalla geometria del cilindro che non presenta sezioni circolari su questi piani. Se quindi essi sono disordinati, contrastanti e deboli, sono destinati a dissipare rapidamente la loro energia. Se però sono organizzati in un unico vortice e sono sufficientemente intensi, possono mantenersi fino alla seconda metà della fase di compressione. In tale caso, si è visto che il vortice di tumble viene accelerato dal moto di risalita del pistone che, riducendone le dimensioni, ne aumenta la velocità di rotazione per il principio di conservazione del momento globale della quantità di moto. Verso la fine della corsa di compressione gli elevati gradienti locali di velocità provocano allora il decadimento del moto rotatorio organizzato di maggiori dimensioni in tanti microvortici, generando una buona turbolenza (di intensità fino a $1 - 2 \bar{u}_p$ media in prossimità del PMS) durante la parte iniziale del processo di combustione. Inoltre, per incrementare le condizioni di moto della carica, proprio nel momento in cui si avvia la combustione, si può ricorrere a tazze ricavate nel pistone o conformare opportunamente la testa del cilindro. Entrambe le soluzioni producono più o meno accentuati moti di squish su piani assiali, con conseguente generazione di turbolenza associata a forti scorrimenti tra gli strati fluidi. Le tazze nel pistone, poi, provocano anche un incremento di swirl durante la compressione, dovuto al fatto che il fluido si raccoglie entro la cavità del pistone, assumendo una conformazione più vicina all'asse del cilindro. Il diametro della tazza determina il fattore di amplificazione dello swirl prodotto in aspirazione, poiché per la conservazione del momento della quantità di moto del sistema fluido, si impone un aumento della velocità angolare proporzionale al quadrato del rapporto $\frac{D}{D_{tazza}}$.

Un corretto bilanciamento tra swirl e squish permette in questi casi ai moti radiali di squish di penetrare in tutte le parti della tazza, distruggere il moto tangenziale di swirl della carica, producendo così elevati livelli di turbolenza in grado di favorire la combustione. Se agli inizi della fase di compressione le condizioni di moto del fluido nel cilindro riflettevano principalmente la geometria del sistema di aspirazione e risentivano molto poco di quella del pistone, alla fine di essa la situazione è rovesciata. I ricordi della geometria del gruppo valvola-condotto si sono fatti sempre più deboli, mentre la geometria del pistone e della testa del cilindro giocano un ruolo determinante sulla struttura del moto medio e di quello turbolento.

Durante la fase di combustione il moto del fluido è condizionato dalla geometria della camera e dall'espansione dei gas che stanno bruciando. Esso esercita una forte influenza sullo sviluppo del processo di combustione e sulla produzione di inquinanti. Verso la fine della corsa di espansione poi si apre la valvola di scarico ed i gas fuoriescono dal cilindro sotto l'azione delle più elevate pressioni presenti in camera. Questo flusso influenza le condizioni di moto dei gas nel cilindro durante la prima parte della fase di aspirazione, determinando l'efficienza con cui i gas combusti vengono sostituiti dalla carica fresca.

Capitolo 3

Modalità di prova standard

Le prove e i dati che verranno descritti ed analizzati in questa tesi, sono stati raccolti presso i laboratori di flussaggio del Centro Ricerche Fiat. Per flussaggio si intende una serie di prove che mirano alla caratterizzazione dei condotti di aspirazione di motori a combustione interna. Queste si basano su un semplice principio di funzionamento: l'aria viene fatta passare, in moto permanente, all'interno delle testa motore ed in queste condizioni vengono ricavati gli indici caratteristici dei condotti di aspirazione descritti nel capitolo precedente.

Questo capitolo è dedicato alla descrizione degli strumenti e delle metodologie classiche che vengono sfruttati all'interno dei laboratori e che negli anni hanno contribuito a creare un ampio database. Nel corso del periodo di tesi è stato messo a punto ed utilizzato un metodo di indagine basato sull'anemometria a filo caldo i cui dati sono stati confrontati con quelli presenti nel database delle prove standard. Alla descrizione di questa tecnica verrà dedicato il prossimo capitolo.

Tutte queste prove vengono eseguite in condizioni stazionarie ed in assenza di combustione, quindi in condizioni notevolmente diverse da quelle che si trovano durante il funzionamento del motore. I risultati ottenuti, però, possono essere considerati attendibili ed è possibile ricavare delle indicazioni progettuali anche per un propulsore in combustione, se vengono rispettate le seguenti ipotesi:

- Il comportamento dei condotti in regime non stazionario si può pensare come una successione di stati stazionari in termini di permeabilità e campo di moto generato per ogni alzata valvola, cioè si utilizza l'ipotesi di quasi-stazionarietà.
- Il database delle prove è stato creato imponendo un salto di pressione tra ambiente a monte ed a valle dei componenti in prova plenum pari a $\beta = \frac{p_{plenum}}{p_{amb}} = 1.1$.
- Per l'elaborazione dei risultati si assume che il salto di pressione sia costante durante la fase di aspirazione (o di scarico).
- Il flusso verso (o da) il cilindro si verifica durante tutta l'apertura valvola e viene determinato solamente dall'alzata valvola.

Possono sembrare delle richieste o vincoli restrittivi però sono la base per poter garantire un lavoro robusto e di facile analisi e lettura. La seconda ipotesi impone un vincolo abbastanza forte proprio perché nel motore i rapporti di

espansione sono continuamente variabili nel tempo, grazie al moto del pistone che nelle prove di flussaggio stazionario non compare.

3.1 La rete dell'aria

Per analizzare e capire le misurazioni effettuate e la metodologia utilizzata per le stesse, bisogna per prima cosa descrivere la struttura del banco di lavoro.

Lo scopo preposto è di misurare il campo di moto all'interno di condotti e per fare ciò bisogna movimentare un fluido che, per comodità e per come è fatta la miscela nei motori, è aria: il modo più semplice è creare una depressione a valle del condotto o una sovrappressione a monte di esso in modo che ci sia una portata d'aria che vi transiti attraverso. Si nota subito una prima sostanziale differenza tra un banco che lavora con una pressione a monte condotto pari a quella atmosferica e una depressione a valle, detto banco aspirato, e uno che realizza, invece, una pressione a monte del condotto mentre lo sbocco è a pressione ambiente ed è detto banco soffiato.

In entrambi i casi, è presente una camera di calma (detta plenum) che smorza le fluttuazioni del compressore o della soffiante, permettendo di stabilire condizioni al contorno omogenee tra prove diverse e, soprattutto, di misurare la pressione totale e le altre grandezze di ristagno. Di norma il plenum per essere considerato tale deve poter contenere un volume di aria di gran lunga maggiore rispetto agli oggetti in esame, di modo che si possa considerare al suo interno la velocità media globale del flusso nulla.

3.1.1 Banco soffiato

Il Centro Ricerche Fiat è dotato di un potente impianto dell'aria compressa, alimentato da un compressore Ingersol multistadio che garantisce una pressione relativa in uscita di 8 bar. Il banco soffiato utilizza proprio l'aria della rete Ingersol per effettuare le prove. Invece, per ottenere le portate e i rapporti di espansione voluti tra monte e valle del componente da flussare, si effettuano regolazioni agendo con apposite valvole (permettendo la selezione di un determinato diaframma) che mettono in comunicazione rete e plenum.

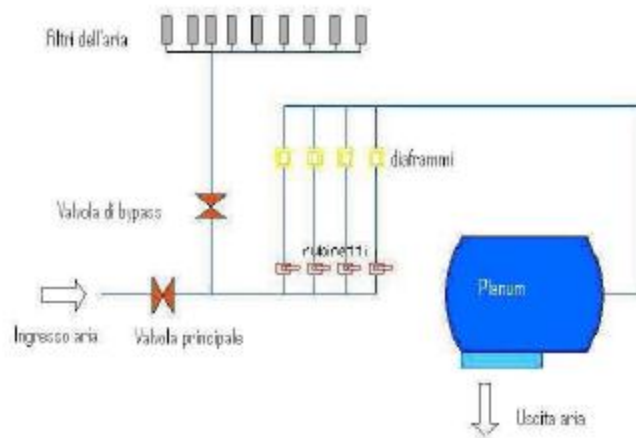


Figura 3.1 Schema dell'alimentazione del plenum e della regolazione.

Come si vede in fig. 3.1, la logica di funzionamento è semplice. Una prima valvola (detta principale) permette di regolare la portata d'aria in ingresso nel circuito della cella. Agendo su una seconda valvola (detta di by pass) si può effettuare una regolazione più precisa della portata (o del salto di pressione a seconda della grandezza da regolare) soprattutto per bassi valori, quando la misura è più esposta alle fluttuazioni di pressione. I rubinetti consentono di scegliere uno fra i quattro rami in cui può transitare l'aria e contenente ciascuno un diaframma per la misura della portata: a seconda delle portate transitanti si deve utilizzare il misuratore di portata più consono al valore da misurare (una descrizione più approfondita verrà esposta nel paragrafo 3.1.4).



Figura 3.2 Visione della valvola principale, seguita dal ramo di by pass e dai condotti del primo e del secondo diaframma con le rispettive valvole.

Occorre ancora notare come l'aria in parte transiti nel plenum (fig. 3.2) e in parte sfugga dalla valvola di by-pass (se aperta) nell'ambiente circostante, ma non prima di essere stata depurata da opportuni filtri. Questo in quanto, benché l'aria mandata dal compressore sia opportunamente filtrata, si sporca nuovamente passando per le condutture e può trascinare con sé ruggine.

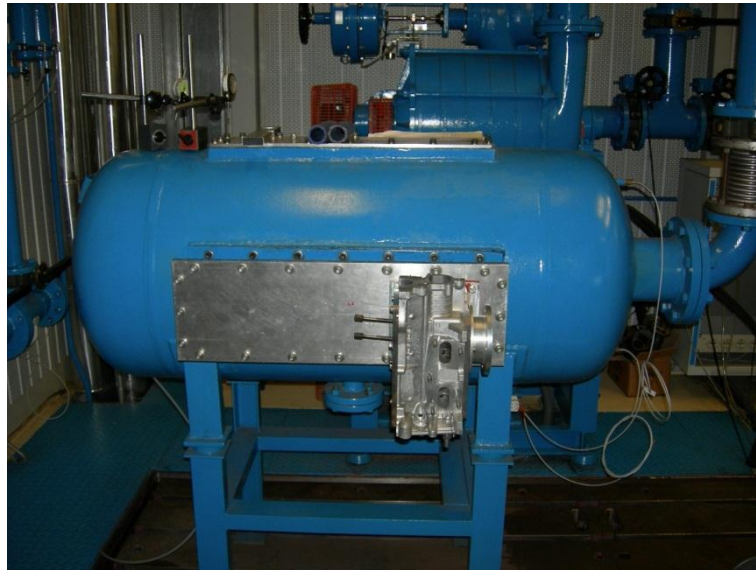


Figura 3.3 Plenum del banco soffiato con allestita una testa.

3.1.2 Banco aspirato

Il banco aspirato è concettualmente identico a quello soffiato, con la fondamentale differenza che viene alimentato con una soffiante (o blower) elettrica in grado di aspirare aria. In questo caso il funzionamento è più semplice del suo gemello: l'aria proveniente dall'ambiente esterno sente la depressione che la turbina esercita sul plenum di calma, quindi sarà risucchiata dalla stessa. Le misure di portata massica, si rilevano semplici e immediate, essendo effettuate con un misuratore lineare che spazia tutto il range proprio della turbina. Non sono previsti in questo caso rubinetti da azionare al variare del flusso, come nel caso dei diaframmi da scegliere per il banco soffiato. Con un potenziometro si regola l'intensità della potenza del motore, quindi si regola direttamente il valore del rapporto di espansione e della portata. Agendo con una regolazione micrometrica ci si posiziona sul valore desiderato di portata. In fig. 3.4 è mostrato quanto appena descritto.

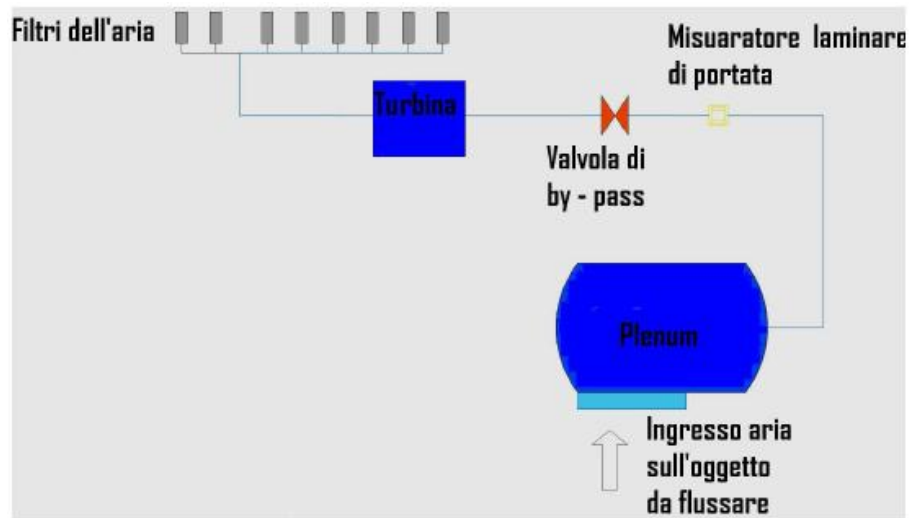


Figura 3.4 Schema del banco aspirato.

3.1.3 Allestimento delle prove

Le indagini saranno svolte su testa motore (vedi fig. 3.5) ma anche su manichini di prova chiamati flow box che sono simulacri di quelli che saranno i condotti di prova di nuova generazione.

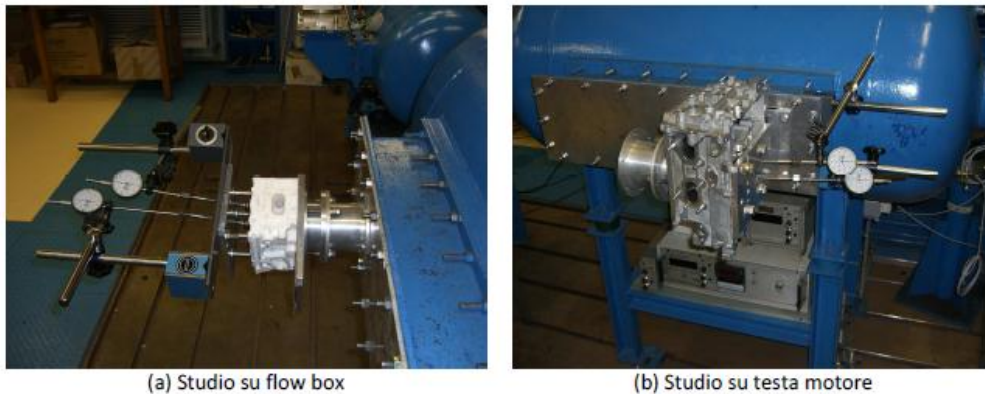


Figura 3.5 Esempio di studio della fluidodinamica: a) flow box; b) testa motore.

Dalla fig. 3.5 si nota che non è sufficiente avere un layout unicamente costituito dal set di condotti. Infatti sulla testa (o sul flow box) è fissato un supporto cilindrico che vuole rappresentare la canna cilindro del motore originale (dunque avrà lo stesso alesaggio dell'originale) e che, a seconda del tipo di prova da effettuarsi, sarà innestato nel plenum (se si studiano i condotti di scarico) o con sbocco nell'ambiente circostante (se si studia l'aspirazione).

La disposizione di tutti i componenti necessari per il flussaggio di una testa per prove di aspirazione o per prove di scarico è schematizzata bene in fig. 3.6.

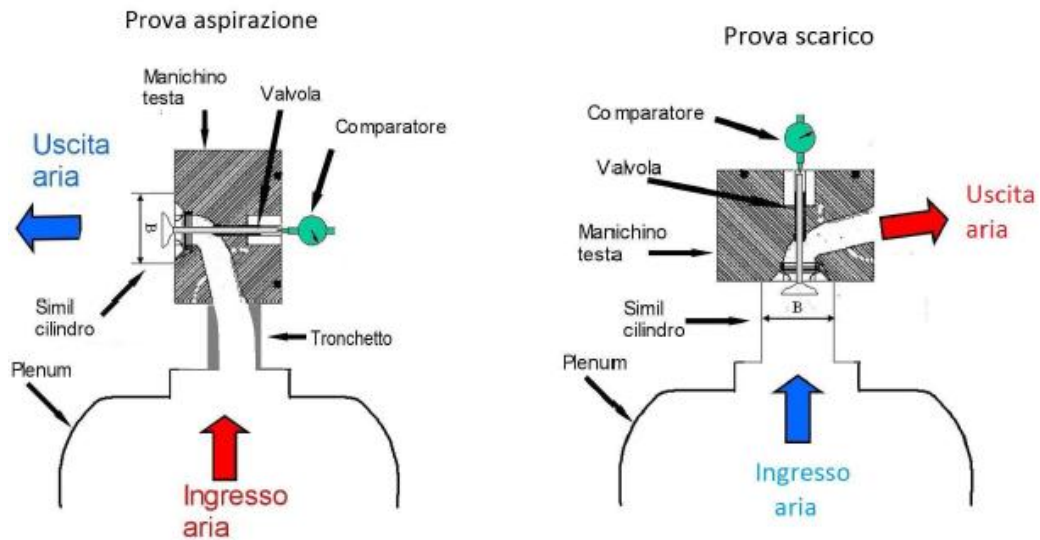


Figura 3.6 Rappresentazione dello schema di montaggio di un flow box in caso di prova di aspirazione o di scarico.



Figura 3.7 Allestimento della testa. È ben visibile il tronchetto che collega la piastra con i condotti di aspirazione.

L'interfaccia tra plenum e oggetto in prova consiste in una piastra (ben visibile in fig. 3.3 e 3.7) con fori opportunamente sagomati al fine di accoppiarsi

correttamente con tronchetti o distanziali del caso ritratti in fig. 3.8. Sono inoltre visibili le rispettive guarnizioni in materiale plastico che vengono collocate sia all'interfaccia tra piastra e tronchetto/distanziale, sia tra tronchetto/distanziale e l'oggetto in prova, al fine di evitare possibili perdite.

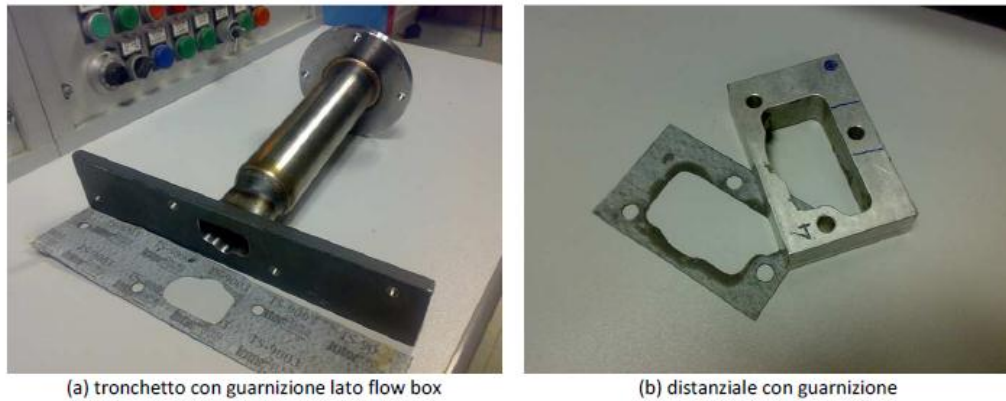


Figura 3.8 Esempi di giunzione tra piastra e flow box o teste.

Tronchetti e distanziali fungono dunque da imbocco per i condotti di aspirazione. Mentre i tronchetti sono lavorati in modo da non formare gradini con il condotto, nel caso dei distanziali è necessario ricavare manualmente, al loro interno e sulla faccia interna della piastra, un imbocco in plastilina (fig. 3.9). Il capitolo 5 verrà dedicato proprio a capire l'effetto degli imbocchi sul coefficiente di efflusso, utilizzando la plastilina per creare differenti geometrie e tipologie di imbocco. In questo modo si potrà capire come questi imbocchi influiscono sulla misura del coefficiente di efflusso, se lo andranno ad aumentare o a diminuire rispetto al caso sprovvisto di imbocco.



Figura 3.9 Imbocco in plastilina visto dal lato interno della piastra.

I risultati sperimentali che si ottengono da queste prove sono di tipo stazionario e dunque, per caratterizzare la fluidodinamica dei condotti di un motore, sarà necessario un certo numero di prove significative effettuate a varie alzate delle valvole ed, eventualmente, a differenti salti di pressione (va però ricordato che tutto il database costruito è basato su un rapporto di espansione fisso a 1.1).

In particolare al C.R.F. si ricorre ad una piastra filettata fissata sul manichino (o alla testa motore), sulla quale le valvole possono essere movimentate attraverso degli appositi 'spingivalvola'; quindi utilizzando dei comparatori posti sulla sommità dello stelo dello spingivalvola si legge l'alzata realizzata. Quanto appena esposto lo si può vedere nella fig. 3.10 relativa all'allestimento del manichino per la misura dei condotti di aspirazione.



Figura 3.10 Dispositivi di misurazione e regolazione dell'alzata valvola.

La particolare attenzione posta su questi oggetti ha lo scopo di evidenziare quanto sia importante la fase di allestimento e posizionamento dei comparatori che di solito è molto difficoltosa a causa della geometria complessa degli oggetti. In casi particolarmente difficili, possono servire delle basi magnetiche dei comparatori e snodi opportuni che conferiscono elevata mobilità e capacità di adattarsi allo spazio disponibile.

Segue ora un'immagine che aiuta a comprendere come sia strutturato il banco di flussaggio e quali siano le parti principali che lo compongono.

La fig. 3.11 illustra la consolle di comando posta al di fuori della cella dove vengono effettuati i flussaggi: si nota il computer grazie al quale viene svolta l'acquisizione dei dati durante le prove e che fornisce tutte le grandezze fluidodinamiche di rilievo sia misurate che calcolate dall'apposito programma in LabView, interfacciato direttamente con gli strumenti di misura attraverso una

scheda di acquisizione National Instruments. A lato si notano i display con i relativi comandi per regolare la portata del banco sia in funzionamento aspirato che in quello soffiato e le misure principali quali pressione di rete (cioè la pressione di mandata del compressore a monte del plenum soffiato), dell'ambiente e dei plenum e temperatura dell'aria soffiata e aspirata. Infine ancora più a destra vi sono comandi e altri interruttori di sicurezza. Si può notare come al di là di un doppio vetro (per motivi di sicurezza: si può, infatti, lavorare con pressioni anche di 8 bar!) vi sia la cella vera e propria in cui sono collocati il plenum e la rete dell'aria compressa che lo alimenta.



Figura 3.11 Postazione di controllo del banco di flussaggio e interno del banco visibile oltre la schermatura in vetro.

3.1.4 Acquisizione dati

Entrambi i banchi sono hanno una serie di strumenti di misura che trasferiscono il dato acquisito alla consolle di controllo esterna al laboratorio, adibita alla post elaborazione [3]. I sensori principali sono:

- Sensori di pressione
- Sensori di temperatura
- Celle di carico

Per prima cosa il dato grezzo è trasformato, grazie all'apposita curva di taratura, da segnale elettrico (una differenza di potenziale) a segnale fisico (grandezza che si desidera misurare)

Si parte descrivendo come viene calcolata la portata massica che transita attraverso le valvole della testa, in funzione degli input acquisiti e del diaframma scelto. L'unica reale differenza tra banco soffiato ed aspirato è proprio la misura della portata massica. Nel caso del banco soffiato la portata è calcolata sfruttando quattro diaframmi tarati di differente area minima di passaggio (essendo un'area circolare, sono classificati in base al diametro), che garantiscono la misura su un ampio range di portata:

- $\phi = 11mm \Rightarrow$ portata compresa tra 0 e $25 \left[\frac{g}{s} \right]$
- $\phi = 25mm \Rightarrow$ portata compresa tra 25 e $80 \left[\frac{g}{s} \right]$
- $\phi = 33mm \Rightarrow$ portata compresa tra 80 e $150 \left[\frac{g}{s} \right]$
- $\phi = 39mm \Rightarrow$ portata compresa tra 150 e $250 \left[\frac{g}{s} \right]$

Semplificando il tutto, si potrebbe calcolare il valore di portata conoscendo le caratteristiche del condotto (la sezione minima di gola ϕ) e del flusso (la velocità media v e la densità ρ), attraverso:

$$\dot{m} = \rho v \phi \quad (3.1)$$

Utilizzare questa equazione sarebbe troppo semplificativo, in quanto non si terrebbe conto della comprimibilità dell'aria. Si ricorre perciò ad una formulazione più complessa ma più vicina alla realtà [3]:

$$\dot{m} = m_t \left[1 + \frac{M}{a} \ln \left(\frac{\dot{m}_t}{\dot{m}_l} \right)^2 \right] \quad (3.2)$$

Con:

- M è la costante caratteristica del diaframma
- $\dot{m}_t = J \varepsilon \sqrt{\frac{\Delta H p_D}{T_D}}$
- J è la costante di strozzamento del diaframma
- $\varepsilon = 1 - A \frac{\Delta H}{p_D}$ rappresenta il coefficiente della comprimibilità dell'aria
- A è la costante di bontà del diaframma ed è funzione del rapporto di strozzatura
- ΔH è la differenza di quota piezometrica (pressione) tra i punti di presa pressione a monte e valle del diaframma
- p_D è la pressione statica assoluta a monte del diaframma
- T_D è la temperatura statica a monte del diaframma

- a è il coefficiente di efflusso di fabbricazione del diaframma
- \dot{m}_l è la portata ponderale al limite inferiore del regime turbolento

Il termine $\left[1 + \frac{M}{a} \ln \left(\frac{\dot{m}_t}{\dot{m}_l}\right)^2\right]$ è un valore correttivo alle alte velocità del flusso in cui il regime è pienamente turbolento, per cui la portata è riconducibile al termine \dot{m}_t che dipende solamente dal salto di pressione imposto (ΔH) e dalle caratteristiche del fluido in esame (p_D e T_D).

3.2 Misura del coefficiente di efflusso

3.2.1 Procedura di misura

Il rapporto tra le portate massiche, misurate come descritto al paragrafo 3.1.4, e quelle isentropiche, determinate con il calcolo, fornisce l'indicazione sulla bontà della permeabilità dei condotti in studio, attraverso il coefficiente di efflusso di cui si è discusso al paragrafo 2.4.2. La realizzazione materiale della prova prevede il collocamento del flow box (o della testa motore) a valle del plenum, e, a seconda dell'indagine da effettuare (condotti di aspirazione o di scarico), si segue uno o dei due schemi descritti in fig. 3.6. In entrambi i casi, il manichino è corredato da una canna cilindrica che simula il volume del cilindro reale.

Si muovono manualmente le valvole attraverso l'apposito spingivalvola per variare le condizioni geometriche e fluidodinamiche dell'oggetto di studio: si ricava così l'andamento del coefficiente di efflusso in funzione dell'alzata valvola. All'inizio si lasciano le valvole chiuse e si utilizza il primo diaframma, che copre le più basse portate, per effettuare una prova di tenuta allo stesso β con cui si vuole svolgere la prova vera e propria. Così facendo si verifica che non vi siano delle fughe d'aria attraverso la piastra o attraverso i vari accoppiamenti (piastra-tronchetto e tronchetto-testa), che comporterebbero una sovrastima della portata (e di conseguenza del $C.E.$) in sede di prova. La procedura successiva prevede di aprire le valvole all'alzata massima prevista dal test, solitamente maggiore della massima alzata prevista su motore, per verificare quanto si è lontani dal limite fluidodinamico dei condotti (come si è visto al paragrafo 2.5, oltre una certa alzata non si hanno più miglioramenti sull'ammissione di carica nel cilindro). A questo punto l'allestimento è pronto per la prova, si apre la valvola principale del banco e si sceglie uno dei quattro diaframmi fino ad ottenere il rapporto di espansione desiderato (che è 1.1 per le prove standard). Il sistema di acquisizione sviluppato con LabView permette di visualizzare, tramite un display grafico, l'oscillazione istantanea del rapporto di espansione attorno al valore 1.1. Per ogni alzata, si acquisiscono e memorizzano due punti (uno nell'intorno superiore di $\beta = 1.1$ ed uno nell'intorno inferiore) dalla cui media viene derivato il coefficiente di efflusso (fig. 3.12).

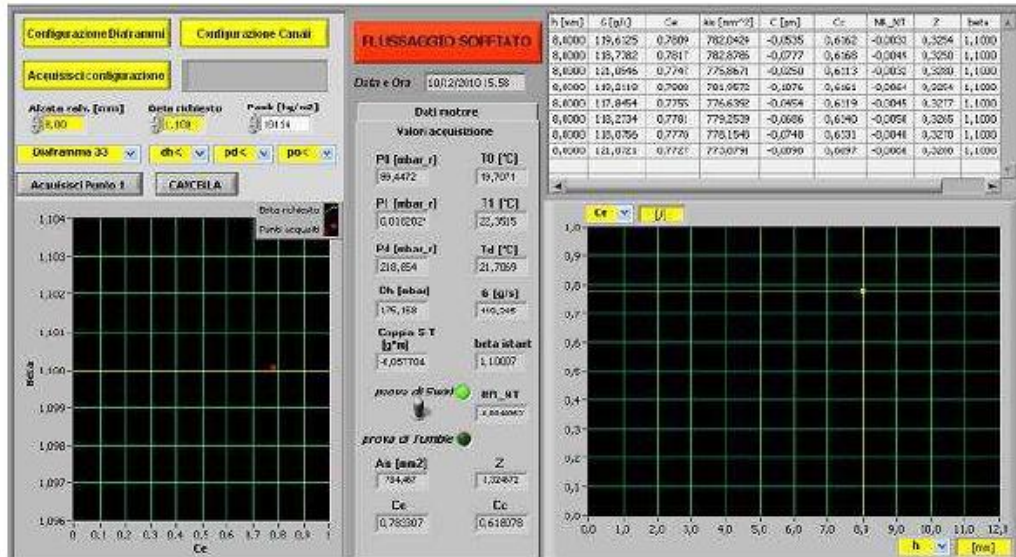


Figura 3.12 Software di acquisizione dati del banco soffiato.

Dalla fig. 3.12 si può notare nella griglia a sinistra il punto rosso che rappresenta in tempo reale le condizioni di efflusso. In questo caso particolare si trova a $\beta = 1.1$ e $C.E.$ di poco inferiore a 0,8. Per il calcolo del coefficiente di efflusso sono richiesti come input il diametro della sede valvola e il numero di valvole per cilindro, al fine di calcolare l'area di riferimento. I segnali in ingresso comprendono la temperatura del plenum e la pressione dell'aria al suo interno, il salto di pressione nel diaframma selezionato, la pressione a monte diaframma e la sua temperatura.

Infine si può calcolare il valore del coefficiente di efflusso medio. Lo stesso procedimento va benissimo anche per altre grandezze. Noto il profilo dell'alzata valvola, viene associato ad ogni valore di apertura il corrispondente angolo di manovella; le misure puntuali vengono quindi espresse in funzione dell'angolo di manovella delle valvole. Effettuando a questo punto una interpolazione dei rilievi sperimentali, è possibile esprimere le varie grandezze in forma di funzioni continue dell'angolo e di calcolarne i valori medi tramite integrazione. La procedura si riassume in:

1. Si eseguono i rilievi sperimentali al banco di flusso
2. Ricavo il coefficiente di efflusso in funzione dell'alzata valvola:
 $C.E. = C.E.(h)$
3. Noto il profilo di alzata valvola in funzione dell'angolo di manovella $h = h(\theta)$, si esprime $C.E. = C.E.(\theta)$
4. Si integra tra l'apertura delle valvole di aspirazione (AAA o IVO) e la loro chiusura (RCA o IVC):

$$\bar{C} = \overline{C.E.} = \frac{1}{\theta_{IVC} - \theta_{IVO}} \int_{\theta_{IVO}}^{\theta_{IVC}} C.E.(\theta) d\theta \quad (3.3)$$

Questo è il procedimento usato presso il Centro Ricerche Fiat.

3.2.2 Influenza di alcuni parametri sul coefficiente di efflusso

Come accennato in precedenza, solitamente il β utilizzato per le misure del $C.E.$ è pari a 1,1 a meno di particolari eccezioni. Tuttavia è stata condotta un'indagine per verificare se una misura a diversi rapporti di espansione sulla stessa testa motore potesse dare dei risultati discordanti. Sono state quindi allestite delle prove a tre diversi β (1,1 1,2 e 1,3) con l'utilizzo di un'attrezzatura con canna (è il cilindro che si monta sulla testa) corta (lunghezza pari a mezzo alesaggio) e canna lunga (un alesaggio e mezzo). Un'ulteriore prova riguarderà l'influenza della presenza o meno dell'imbocco in plastilina all'ingresso dei condotti di aspirazione, però verrà trattata in maniera approfondita nel capitolo 5. Vengono riportati alcuni grafici esplicativi [7]:

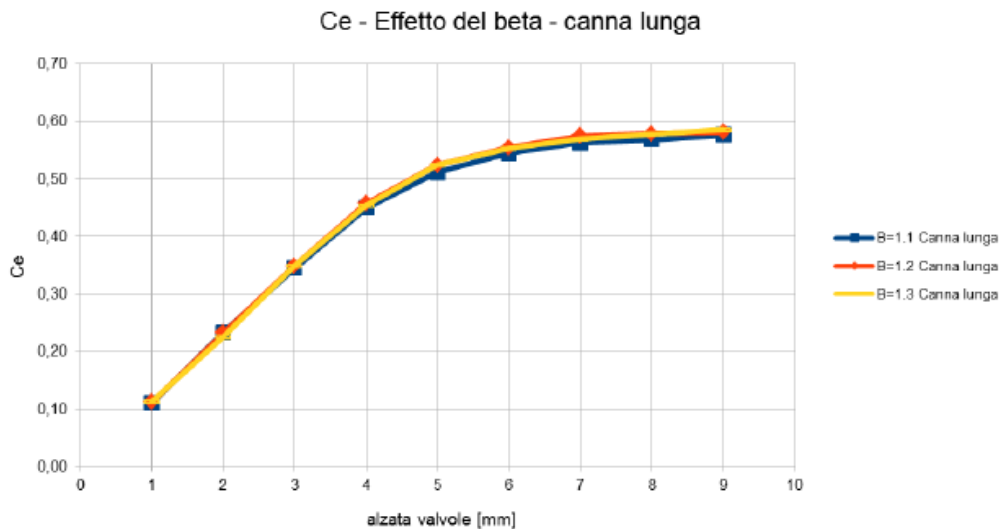


Figura 3.13 Grafico del coefficiente di efflusso di una testa 4 cilindri di piccola cilindrata misurato a diversi rapporti di espansione.

Come si vede analizzando la fig. 3.13, l'effetto del β è nullo alle basse alzate. Solo a partire dall'alzata 5mm si nota qualche differenza inferiore al 2%, che rientra nella variabilità di misura della pressione e della portata e quindi le tre misure si possono considerare equivalenti. Si può quindi affermare con buona

approssimazione che il coefficiente di efflusso non dipende dal rapporto di espansione con cui si effettua la prova.

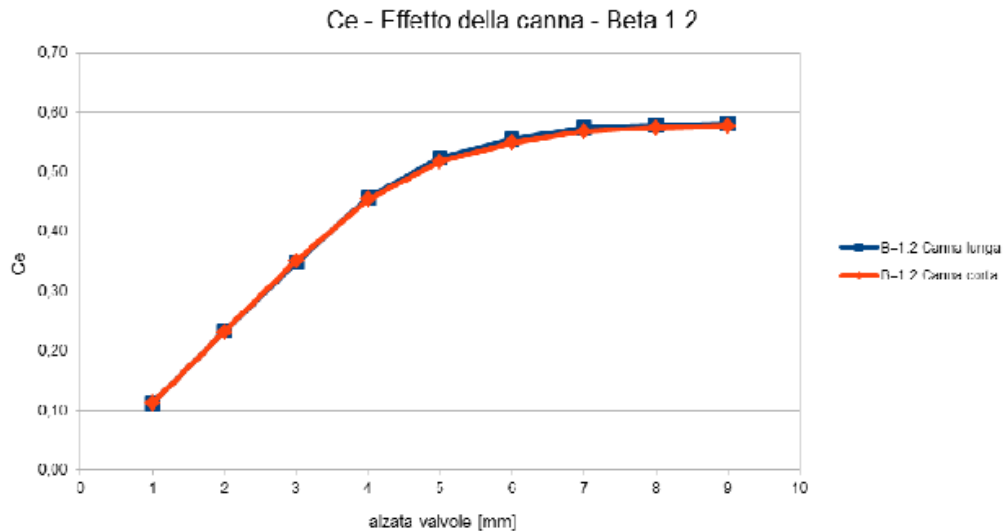


Figura 3.14 Grafico del coefficiente di efflusso di una testa 4 cilindri di piccola cilindrata misurato con canna lunga e corta.

Anche in questo caso il $C.E.$ risente in maniera minima delle diverse condizioni di prova. Una maggiore lunghezza della canna serve a dare maggior possibilità al flusso di stabilizzarsi prima di incontrare l'ambiente esterno, tuttavia le conseguenze in termini di $C.E.$ sono trascurabili, nell'ordine dell'1%. Per questo motivo le misure svolte con l'anemometria a filo caldo, che prevedono una canna lunga mezzo alesaggio, sono comunque rappresentative della misura di permeabilità a meno del linearizzatore a nido d'ape (la descrizione e la sua influenza è esposta nel capitolo 4).

3.3 Misura del moto di tumble attraverso il metodo Ricardo

3.3.1 Strumenti e modalità di misura

La realizzazione di una prova di tumble prevede l'allestimento della testa sul plenum attraverso il condotto di aspirazione che si intende indagare. La capacità di un condotto di aspirazione di produrre tumble è misurata attraverso l'accoppiamento della canna cilindrica con il tumblometro. L'unione di questi pezzi costituisce un giunto a T che converte il momento angolare non nullo (ossia lo sbilanciamento della carica sul lato valvole di scarico) intrappolato nel cilindro in rotazione coassiale all'asse del tumblometro. Come già descritto nel paragrafo 2.7.1 per il moto di swirl, la caratterizzazione del moto turbolento

organizzato tramite il metodo Ricardo, prevede il passaggio del vortice in un cilindro costituito da una struttura interna a nido d'ape che può ruotare attorno al suo asse. Per poter eseguire la misurazione del momento della quantità di moto del vortice, è necessario che il vortice stesso abbia l'asse di rotazione parallelo a quello del misuratore a nido d'ape. Il moto di tumble, sviluppandosi su un piano parallelo all'asse del cilindro, ha il proprio asse di rotazione ortogonale a quello del cilindro. C'è quindi bisogno del giunto cilindrico a T, che collega il cilindro al nido d'ape, per rendere l'asse del vortice di tumble parallelo a quello del misuratore di Ricardo. Il tumblometro è l'unione del giunto a T e del misuratore a nido d'ape.

Tutta la struttura è schematizzata in fig. 3.15.

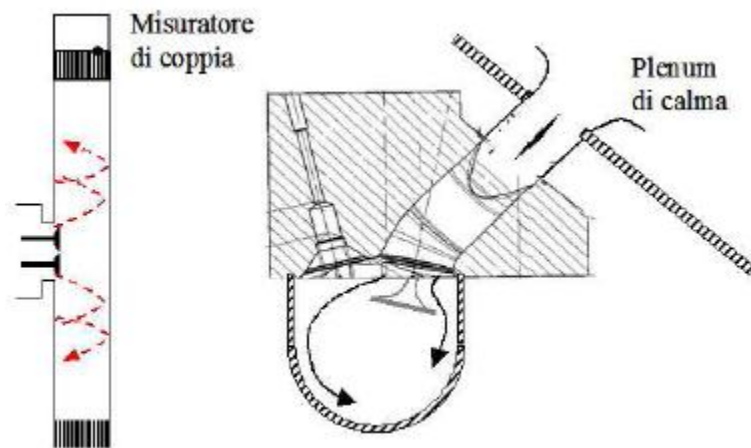


Figura 3.15 Schema di allestimento di un tumblometro a T.

Dalla fig. 3.15 e 3.16 si vede che l'aria soffiata dal plenum passa il condotto d'aspirazione, vedendo la curvatura geometrica dello stesso. Subisce la riduzione di luce della sede valvola e si affaccia alla canna cilindrica, sviluppando il vortice di tumble. Il vortice, dopo aver percorso l'intera canna, è incanalato nel tumblometro e lo attraversa per intero nelle due direzioni. Nel lato superiore si affaccia ad un misuratore di coppia a nido d'ape, mentre nel lato inferiore sempre ad una matrice a nido d'ape fissa, in modo da rendere il sistema a geometria simmetrica.

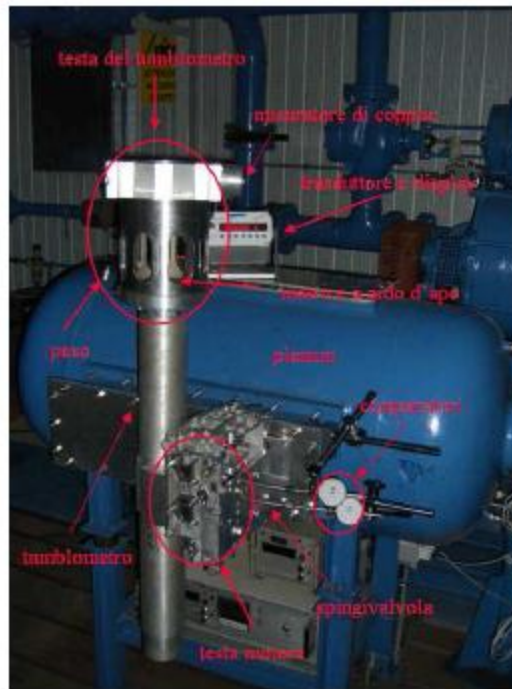


Figura 3.16 Banco allestito per una prova di tumble.

Come per il coefficiente di efflusso, anche le prove di tumble sono realizzate in stazionario per ogni alzata valvola. Una volta nota la portata che attraversa l'oggetto e la coppia misurata dal trasduttore, è possibile determinare dei parametri che rappresentano l'intensità del tumble sia per ogni singola alzata, sia in termini integrali per una data configurazione, a partire dalla legge d'alzata $h = h(\theta)$. Si deve notare che è possibile calcolare il coefficiente di efflusso anche con il tumblometro montato sulla canna, però sarebbe inevitabilmente leggermente più basso per via della presenza del giunto a T.

I coefficienti ricavati per caratterizzare il moto di tumble (già presentati nel paragrafo 2.7.2) sono:

- Rapporto di tumble: rapporto tra la velocità tangenziale del vortice e la velocità assiale isentropica del flusso attraverso le valvole

$$R_t = \frac{\omega_t D}{v_{is}} \quad (3.4)$$

- Numero adimensionale di tumble: rapporto tra il momento della quantità di moto posseduta dal fluido per il moto di tumble e il momento della quantità di moto assiale

$$N_t = \frac{8M_t}{\dot{m}Dv_{is}} \quad (3.5)$$

Dove con M_t si intende la coppia trasmessa dal vortice al cilindro a nido d'ape che viene misurata dalla cella di carico.

3.3.2 Calcolo del moto di tumble

Il tumblometro ha la funzione di portare l'asse di rotazione del vortice parallelo a quello del misuratore di coppia, permettendone la misura. Poiché il misuratore di coppia è presente solo su uno dei due rami attraversati dal vortice, la coppia misurata andrà poi raddoppiata per ottenere il valore rappresentativo del vortice nella sua interezza. Il metodo si basa sull'uguaglianza tra la coppia M_t esercitata dal flusso sul misuratore a nido d'ape e la variazione di momento angolare Ω attraverso la superficie superiore del linearizzatore (cioè del cilindro a nido d'ape). Si consideri una porzione anulare di aria che attraversa il tumblometro (si faccia riferimento alla fig. 3.17), in cui si ha per un elemento infinitesimo dell'aria:

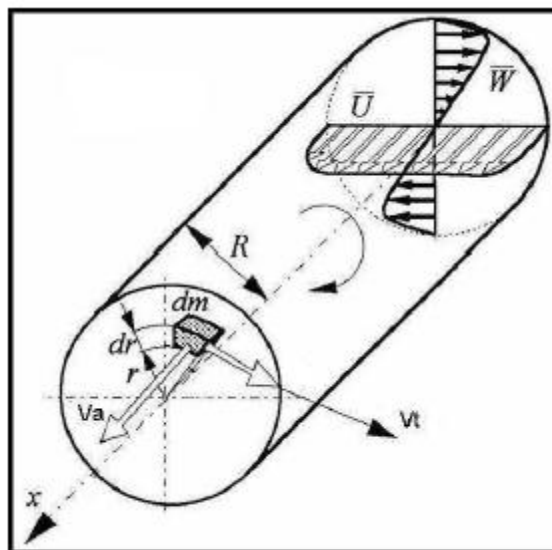


Figura 3.17 Porzione anulare di aria che attraversa il tumblometro.

I parametri che entrano in gioco nella trattazione sono:

- Raggio del tumblometro $R = \frac{D}{2}$. In questo caso, per semplicità, si è ipotizzato che il tumblometro abbia lo stesso diametro del cilindro della

testa motore. Se non dovesse essere così nella realtà, bisogna sostituire dentro a R il valore del diametro del tumblometro.

- Velocità tangenziale del fluido v_t
- Velocità assiale del fluido v_a
- Momento angolare $d\Omega$ posseduto dalla particella di massa $dm = \rho dV$
- Coppia trasmessa alla matrice a nido d'ape \vec{M}_t
- Vettore posizione rispetto al polo giacente sull'asse del tumblometro \vec{r}
- Portata d'aria che attraversa i condotti in esame \dot{m} . Bisogna ricordarsi che è il doppio rispetto a quella che attraversa la matrice a nido d'ape.

Assumendo che la coppia M_t trasmessa alla matrice linearizzatrice a nido d'ape sia pari alla variazione del momento angolare Ω , si ottiene:

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V (\vec{r} \times \vec{v}) \rho dV = \vec{M}_t \tag{3.6}$$

Riferendosi alle coordinate cilindriche (fig. 3.18) e considerando la sola componente assiale di $\vec{\Omega}$, nell'ipotesi di rotazione di un corpo rigido, si può scrivere il volume infinitesimo come:

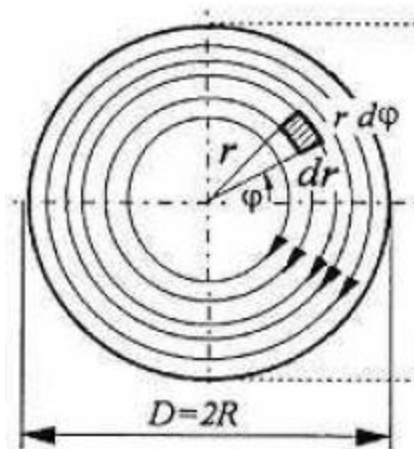


Figura 3.18 Geometria cilindrica per una porzione angolare di area transiente nel tumblometro.

$$dV = (rd\phi)drdx \tag{3.7}$$

Con dx elemento infinitesimo longitudinale parallelo all'asse del tumblometro, che la carica percorre con velocità assiale v_a . La velocità angolare del fluido invece è definita:

$$\omega = \frac{v_\phi}{r} \quad (3.8)$$

La conservazione del momento angolare diventa:

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V \rho r v_\phi dV = M_t \quad (3.9)$$

Esplicitando tutti i termini:

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{d}{dt} \int_0^x \int_0^{2\pi} \int_0^R \rho r^3 \omega dx dr d\phi \quad (3.10)$$

Integrando:

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{d}{dt} \left(x \rho \frac{R^4}{4} 2\pi \omega \right) = v_a \rho \frac{R^4}{4} 2\pi \omega = M_t \quad (3.11)$$

Ricordando che:

$$v_a = \frac{dx}{dt} \quad (3.12)$$

Introducendo la portata massica che spazza il ramo di tumblometro:

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho A \frac{dx}{dt} = \rho \pi R^2 v_a \quad (3.13)$$

Con A area interna del tumblometro. Una volta espressa la velocità tangenziale $v_t = \omega R$ e l'area del tumblometro $\pi R^2 = \pi \frac{D^2}{4}$, si può direttamente ricavare la velocità tangenziale dall'espressione della conservazione del momento angolare:

$$v_t = \frac{4M_t}{\dot{m}D} \quad (3.14)$$

Facendo il rapporto tra la velocità tangenziale del vortice e la velocità isentropica attraverso le valvole, raddoppiando la coppia letta con la cella di carico, si arriva alla definizione del numero di tumble:

$$N_t = \frac{8M_t}{\dot{m}Dv_{is}} \quad (3.15)$$

3.4 Misura del moto di swirl attraverso il metodo Ricardo

La caratterizzazione del moto di swirl viene svolta, per una maggior semplicità della prova, sul banco aspirato.

Il procedimento di misura dello swirl è del tutto analogo a quello già descritto per il tumble. In questo caso, però, il vortice di swirl si sviluppa su un piano normale all'asse del cilindro e quindi il suo asse di rotazione risulta essere parallelo all'asse del cilindro. Così facendo è possibile montare il nido d'ape e il misuratore di coppia direttamente sul cilindro, senza dover ricorrere al giunto a T, perché non deve essere raddrizzato l'asse di rotazione del vortice. Lavorando sul banco aspirato, è evidente che il nido d'ape e il misuratore di coppia vengono collegati direttamente sulla piastra del plenum e su di essi è collegato il cilindro e la testa. L'aria infatti segue il percorso inverso rispetto al banco soffiato. In fig. 3.19 e 3.20 è schematizzato l'allestimento.

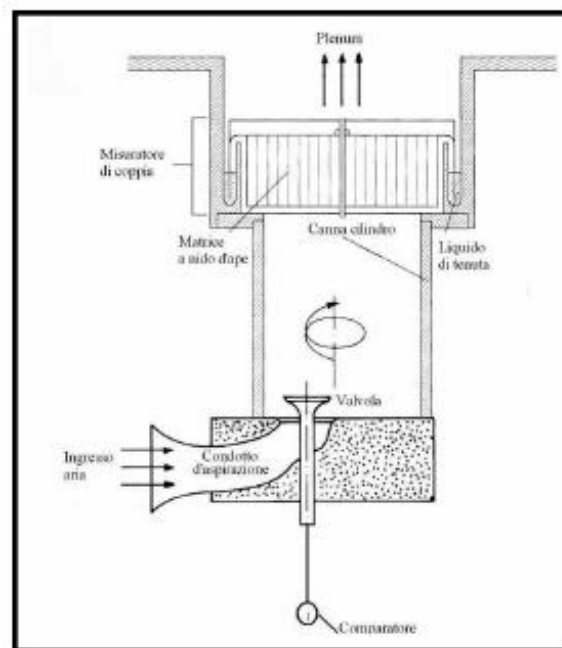


Figura 3.19 Schema dell'impianto per la misura di swirl.

Come si vede dalla fig. 3.19, l'aria aspirata dal plenum passa il condotto di aspirazione vedendo la curvatura geometrica dello stesso. Subisce la riduzione di luce della sede valvola e si affaccia alla canna cilindrica, sviluppando il vortice di swirl. Questo, dopo aver percorso l'intera canna, attraversa la matrice a nido d'ape trasferendo il suo momento di quantità di moto al linearizzatore che viene rilevato da un misuratore di coppia. Infine l'aria entra nella camera di calma aspirata dalla turbina che si trova a monte.

Una caratteristica importante del banco aspirato è che le misure di $C.E.$ e swirl sono contestuali, essendoci solo le perdite del nido d'ape considerate trascurabili.



Figura 3.20 Allestimento di una prova di swirl.

Per caratterizzare e calcolare il vortice di swirl si utilizzano gli stessi parametri già descritti nel paragrafo 2.7.1:

- Rapporto di swirl, inteso come il rapporto tra la velocità tangenziale del vortice e la velocità isentropica rappresentativa del moto assiale:

$$R_s = \frac{\omega_s D}{v_{is}} \quad (3.16)$$

- Numero adimensionale di swirl, definito come il rapporto tra il momento della quantità di moto del fluido a causa del moto di swirl e il momento della quantità di moto assiale:

$$N_s = \frac{8M_s}{\dot{m} D v_{is}} \quad (3.17)$$

Capitolo 4

Anemometria a filo caldo

L'anemometria a filo caldo (HWA Hot Wire Anemometry) è una delle tecniche più usate dai costruttori di autoveicoli per studiare il campo di moto all'interno del cilindro. Il sistema di misura menzionato, iniziò ad essere utilizzato nelle ultime due decadi del ventesimo secolo e negli anni successivi vennero studiati numerosi miglioramenti da apportare ai sensori, al circuito elettronico di controllo e alla fase di analisi dei dati.

Le sonde a filo di piccolo diametro sono tutt'oggi utilizzate come strumento di misura in quanto sono dispositivi in grado di effettuare una misura molto puntuale e poco intrusiva. Queste caratteristiche le rendono ottimali per effettuare ricerche sulla maggior parte dei fluidi. Ad esse però si affiancarono, intorno alla metà degli anni '90, i sensori a film che sono più congeniali per gli studi sui liquidi e sui gas ricchi di particelle inquinanti. Possono inoltre essere utilizzati per misure all'interno di fluidi ad elevata temperatura, come i gas di scarico di un'autovettura, utilizzando un opportuno impianto di raffreddamento. Con l'introduzione dei transistor, il sistema subì alcune modifiche radicali: il funzionamento, basato sulla costanza della corrente che attraversava il sensore, fu soppiantato da un nuovo approccio in cui veniva controllata la temperatura della sonda. Questa nuova tecnica risulta essere efficace sia se si utilizzano sonde a filo sia a film e la regolazione della risposta in frequenza non disturba, in maniera apprezzabile, i risultati ottenuti per i valori di velocità media. Negli anni sono stati scelti degli stabili criteri per regolare questo parametro e il principio di funzionamento è oggi ben conosciuto. Negli ultimi anni, l'introduzione di nuove tecniche digitali ha permesso di potenziare in modo significativo le analisi effettuate sui dati ricavati dalla sonda e di allargarne i campi applicativi.

Nell'anemometria a filo caldo esistono due principali filoni di utilizzo:

- Sonde monodimensionali: si considera il flusso monodimensionale e si è in grado di ricavare solamente la sua componente principale.
- Sonde bidimensionali o tridimensionali: si considera il flusso bi o tridimensionale e si ricava due o tre componenti del flusso tra di loro perpendicolari.

Nelle indagini condotte in questa tesi si è utilizzato un approccio monodimensionale. I paragrafi successivi illustreranno il principio di funzionamento di questa tecnica di misura e le sue caratteristiche.

4.1 Principio di funzionamento

L'anemometria a filo caldo permette di misurare la velocità del fluido in ogni punto dell'area di studio, rilevando i cambiamenti nella legge di trasferimento del calore, attraverso l'utilizzo di un piccolo sensore riscaldato elettricamente ed esposto alla corrente fluida. La dimensione ridotta della sonda e la sua buona risposta in frequenza rendono questo approccio particolarmente adatto per studiare i dettagli del flusso, in particolare se turbolento. In molte applicazioni la temperatura, la composizione e la pressione del fluido sono costanti: in questo modo la velocità è l'unica variabile che influisce sul trasferimento del calore. Quando anche questi parametri variano, una misura accurata con l'anemometria a filo caldo diventa molto difficile.

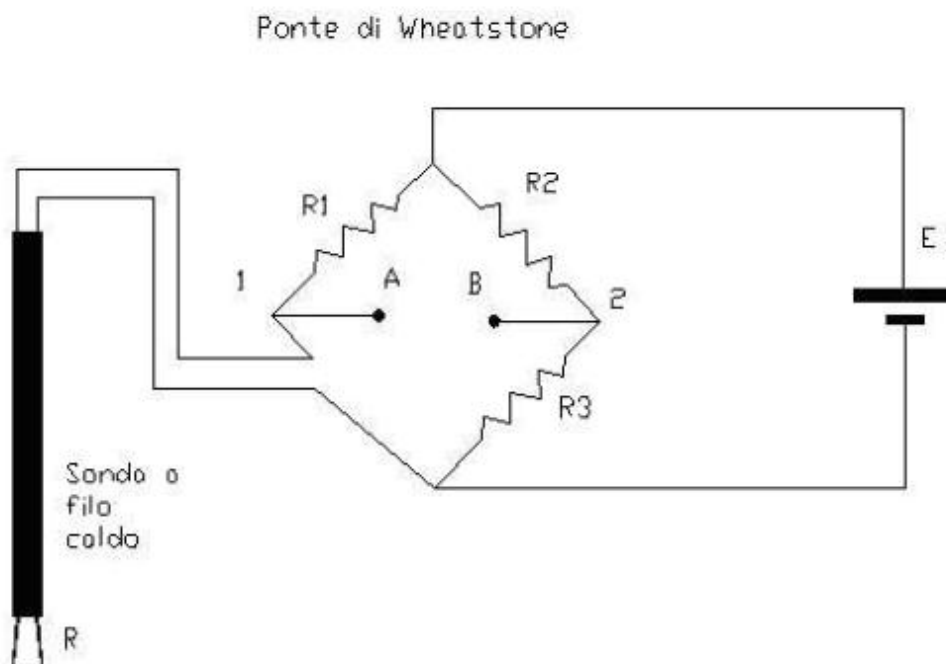


Figura 4.1 Schema di funzionamento di uno strumento di misura anemometrico a corrente costante.

Un tipica sonda utilizzata per le misure è rappresentata in fig. 4.1. Il suo funzionamento è basato su un ponte di Wheatstone, in cui una delle resistenze è proprio quella del sensore che effettua la misura. Assumendo una relazione

lineare tra la temperatura e la resistenza (ipotesi esatta in questo caso), è possibile scrivere la seguente formula:

$$R = R_r [1 + \alpha(T_f - T_r)] \quad (4.1)$$

Con:

- Resistenza della sonda R_r alla temperatura di riferimento T_r
- Temperatura media del filo T_f
- Coefficiente di temperatura α della resistenza

In particolare il valore di α è molto critico perché se il sensore non variasse la propria resistenza con la temperatura, non sarebbe possibile effettuare una misura perché la tensione rilevata rimarrebbe costante. La temperatura del fluido viene normalmente utilizzata come riferimento per il calcolo della resistenza e il coefficiente di temperatura è parzialmente influenzato da questa scelta.

Il funzionamento di questa sonda è comunque molto semplice. Il flusso d'aria investe con una certa velocità la sonda che ha una determinata temperatura e quindi una determinata tensione in uscita. L'aria asporta calore dalla sonda raffreddandola e quindi si ha un calo di temperatura che comporta un calo di tensione letta all'uscita. Così si riesce a correlare la tensione in uscita con la velocità del flusso d'aria.

In fig. 4.1 è rappresentato un anemometro a filo con funzionamento a corrente costante. Se la resistenza R_1 è comparabile con quella del sensore, la corrente I non varia e ogni aumento del flusso termico provoca un raffreddamento della sonda. A causa del coefficiente α , questo fa diminuire R e la tensione U (legata ad I dalla legge di Ohm $U = RI$) il cui valore viene poi amplificato dall'amplificatore d'uscita.

Questo approccio più tradizionale, però, ha iniziato lentamente a scomparire man mano che il principio di funzionamento e le apparecchiature del sistema a temperatura costante hanno iniziato a diffondersi. Il passaggio al nuovo sistema può essere effettuato semplicemente inserendo un opportuno circuito di retroazione sull'amplificatore di uscita del circuito, come si vede in fig. 4.2. Il segnale prelevato viene collegato all'estremità superiore del ponte di Wheatstone in modo da mantenere la resistenza del sensore e, di conseguenza la sua temperatura, inalterate.

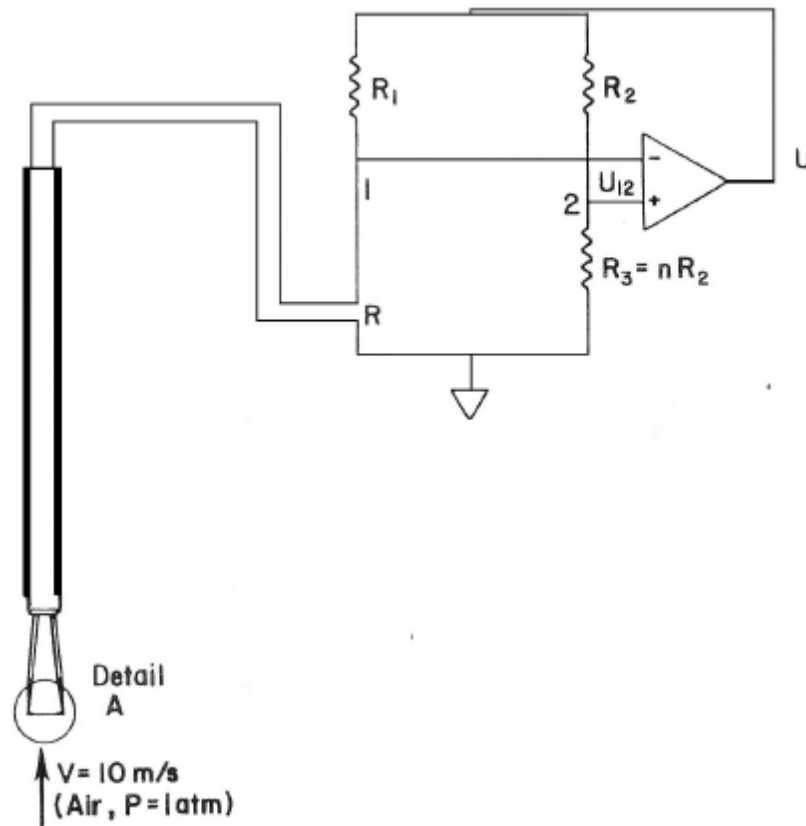


Figura 4.2 Schema di funzionamento di uno strumento di misura anemometrico a temperatura costante.

Quando si ha una variazione della velocità del flusso che investe la sonda, il sistema opera seguendo il seguente percorso [6], che chiarisce la fig.4.2:

1. Quando il filo è investito da una corrente fluida con una data velocità, si ha un determinato scambio termico tra filo e aria circostante. In condizioni di equilibrio, la temperatura T_m del sensore rimane costante e dunque pure la sua resistenza R . Così facendo, ai capi del ponte di Wheatstone si misura sempre la stessa differenza di potenziale per avere l'equilibrio termico.
2. Un aumento di velocità del flusso, raffredda la sonda a filo provocando una diminuzione della sua temperatura. Ciò comporta una diminuzione della resistenza R e quindi della tensione del punto 1.
3. L'abbassamento della tensione di ingresso del morsetto negativo dell'amplificatore causa un aumento della tensione U_{12} che di conseguenza farà innalzare anche il valore dell'uscita U .
4. La stessa variazione sarà presente anche all'estremità superiore del ponte in quanto lì è presente la reazione prelevata all'uscita.

5. Come conseguenza, si noterà un aumento della corrente che attraversa il sensore. Per effetto Joule, l'aumento di corrente si tramuta in un innalzamento del calore dissipato che farà aumentare la temperatura della sonda. Questa farà diminuire U_{12} fino al raggiungimento dell'equilibrio.
6. Concettualmente questi passaggi sono gli stessi in cui si abbia una diminuzione della velocità del fluido in analisi. La tensione U dell'amplificatore viene normalmente usata come uscita dell'anemometro. In alcuni casi la tensione ai capi delle resistenze in serie al sensore viene usata come stima della corrente del circuito indipendentemente da quale valore assume la resistenza operativa della sonda. Va specificato che le altre resistenze R_1 , R_2 ed R_3 inserite nel circuito ed i fili di collegamento hanno una sensibilità alle variazioni della temperatura che è di gran lunga inferiore a quella della sonda e perciò, al variare della corrente nel circuito, essi non variano la propria resistenza.

Dalla fig. 4.3 si nota come la risposta in frequenza di questo ultimo strumento sia nettamente migliore rispetto a quella di un approccio tradizionale a corrente costante. La frequenza di taglio è notevolmente più elevata e la banda passante risulta molto più larga. In più, una volta superato il suddetto valore, la pendenza della curva risulta essere notevolmente superiore.

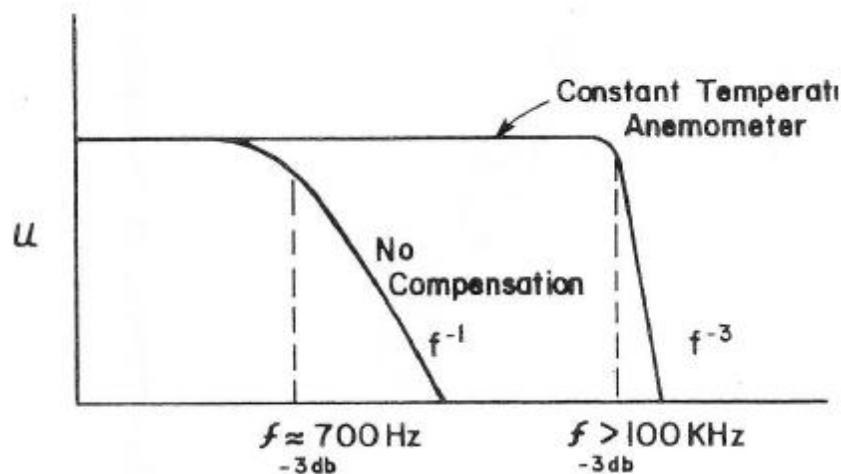


Figura 4.3 Risposta in frequenza di un anemometro a corrente costante e di uno a temperatura costante.

4.1.1 Calcolo della legge di trasferimento del calore

Lo scambio termico tra il filo e il fluido dipende dalle proprietà del fluido (densità, viscosità, conduttività termica) e dalla velocità del flusso. Per il calcolo della legge che regola il trasferimento di calore dalla sonda verso l'ambiente esterno si fa riferimento al bilancio di potenze termiche:

$$d\dot{q}_e = d\dot{q}_c + d\dot{q}_k + d\dot{q}_r + d\dot{q}_a \quad (4.2)$$

Con:

- Calore generato dal passaggio di corrente per effetto Joule $d\dot{q}_e$
- Calore ceduto al flusso per convezione $d\dot{q}_c$
- Calore scambiato per conduzione sui supporti $d\dot{q}_k$
- Calore scambiato per irraggiamento $d\dot{q}_r$
- Termine di accumulo di calore $d\dot{q}_a$

In condizioni stazionarie tutti i termini di accumulo scompaiono e quindi si pone $d\dot{q}_a = 0$. In prima approssimazione si trascurano gli irraggiamenti e le perdite di calore ceduto per conduzione nei supporti. Il bilancio di potenza perciò si semplifica:

$$I^2 R = h\pi dl(T_f - T_a) \quad (4.3)$$

In cui:

- I è la corrente che attraversa il filo
- h è il coefficiente di scambio termico convettivo
- d è il diametro del filo
- l è la lunghezza del filo
- T_f è la temperatura media del filo
- T_a è la temperatura media del flusso

Ricordando la relazione lineare tra la resistenza e la temperatura, già vista nel paragrafo 4.1:

$$R = R_r[1 + \alpha(T_f - T_r)] \quad (4.1)$$

Quando la temperatura media del filo è uguale alla temperatura media del flusso, il valore della resistenza R diventa:

$$R_a = R_r[1 + \alpha(T_a - T_r)] \quad (4.4)$$

La differenza tra la resistenza alla temperatura media generica T_f e la resistenza alla temperatura media del flusso è:

$$R - R_a = R_r[1 + \alpha(T_f - T_r)] - R_r[1 + \alpha(T_a - T_r)] = R_r\alpha(T_f - T_a) \quad (4.5)$$

Invertendola si può esprimere la differenza di temperatura in funzione delle resistenze:

$$\frac{R - R_a}{\alpha R_r} = (T_f - T_a) \quad (4.6)$$

Il bilancio di potenze si può vedere in funzione del numero di Nusselt:

$$I^2 R = Nu \pi l K_f (T_f - T_a) \quad (4.7)$$

Dove:

- $Nu = \frac{hd}{K_f}$ è il numero di Nusselt ed è il rapporto tra lo scambio termico convettivo e quello per conduzione nel fluido nelle stesse condizioni
- K_f è la conducibilità del fluido alla temperatura T_f

La parte più complicata è trovare una correlazione adeguata per esprimere il numero di Nusselt in funzione dei parametri del fluido e del sensore. Generalmente esso dipende da:

$$Nu = f\left(Re, Pr, \delta, Gr, M, k, \frac{2l}{d}, \frac{K_f}{K_w}\right) \quad (4.8)$$

I parametri che compaiono all'interno sono:

- Il numero di Reynolds $Re = \frac{vd\rho}{\mu}$ che è il rapporto tra le forze inerziali e quelle viscosi nel fluido. È funzione della velocità v del fluido, della densità ρ , della viscosità dinamica μ e del diametro del filo d .
- Il numero di Prandtl $Pr = \frac{c_p\mu}{K_f}$ è il rapporto tra le proprietà molecolari di trasporto della quantità di moto e del calore. È funzione del calore specifico a pressione costante c_p , della viscosità dinamica e della conducibilità del fluido.

- L'angolo δ tra la velocità della corrente e la normale al cilindro (cioè al filo)
- Il numero di Grashof $Gr = \beta g l^3 \frac{\Delta T}{\nu^2}$ è il rapporto tra le forze di galleggiamento e le forze viscosi. È funzione dell'accelerazione di gravità g , della viscosità cinematica ν e del coefficiente di dilatazione termica volumetrica β .
- Il numero di Mach M
- $k = \frac{c_p}{c_v}$
- La conducibilità termica del sensore K_w

La correlazione utilizzata per il calcolo del numero di Nusselt è la seguente:

$$Nu = 0.42(Pr)^{0.2} + 0.57(Pr)^{0.33}(Re)^{0.5} \quad (4.9)$$

A questo punto si va ad inserire la differenza tra le temperature ($T_f - T_a$) in funzione della resistenza all'interno del bilancio di potenze:

$$I^2 R = Nu \pi l K_f \frac{R - R_a}{\alpha R} \quad (4.10)$$

Sostituendo in quest'ultima la correlazione per esprimere Nusselt e raccogliendo nelle costanti A e B i coefficienti che dipendono da Pr , si riesce a legare le variabili elettriche alla velocità del fluido v :

$$\frac{I^2 R}{R - R_a} = A + B v^{0.5} \quad (4.11)$$

Nella realtà, le perdite per conduzione nei supporti non possono essere trascurate. Perciò si sostituisce l'esponente 0.5 della velocità con un generico esponente n che terrà conto anche di queste perdite. L'esponente dovrà poi essere quantificato.

$$\frac{I^2 R}{R - R_a} = A + B v^n \quad (4.12)$$

L'equazione può essere ricondotta alla relazione di King [4]:

$$E^2 = A + B v^n \quad (4.13)$$

E è la tensione letta. Se non si volesse effettuare una taratura della sonda allora, per correlare la tensione ai capi del ponte di Wheatstone con la velocità, sarebbe necessario seguire il complesso approccio appena presentato. Questo è utilizzato solo se si lavora in condizioni particolari, come nel caso di un fluido comprimibile, in cui è impossibile fare tarature precise oppure quando si vuole ricercare sorgenti di errore che sono difficili da rilevare sperimentalmente. Per questa tesi si effettua una procedura di calibrazione in cui la tensione è misurata e poi correlata alla velocità che è nota (vedi paragrafo 4.4).

Solitamente l'esponente n è pari (o molto prossimo) a 0.5, quindi la legge che lega la tensione E alla velocità del fluido è del tipo:

$$v = f(E^4) \quad (4.14)$$

Perciò per ricavare la curva di taratura sperimentalmente si utilizzerà una polinomiale di quarto grado.

4.2 Caratteristiche dell'anemometria

In questo paragrafo vengono mostrate le caratteristiche principali che hanno permesso all'anemometria di diventare uno dei sistemi base negli studi di fluidodinamica in campo automobilistico.

Uno strumento di misura ideale dovrebbe possedere le seguenti qualità:

- Avere una elevata risposta in frequenza per seguire in modo adeguato i transitori
- Essere di piccole dimensioni per realizzare una misura il più puntuale possibile
- Avere la possibilità di lavorare con condizioni esterne variabili come per esempio la temperatura, la densità e la composizione in un fluido
- Misurare le componenti di velocità con elevata precisione
- Avere elevata risoluzione ed essere poco sensibile alle fonti esterne di rumore
- Essere poco costoso e di facile utilizzo
- Avere una fase di post elaborazione dati abbastanza rapida ed implementabile con facilità.

Per molti anni, solamente il filo caldo era in grado di soddisfare un numero sufficiente di questi criteri e di essere largamente usato per lo studio dei moti turbolenti. Vi sono, però, dei vincoli pratici legati alla fragilità elevata di questi strumenti. Fortunatamente questa tecnica, essendo stata applicata per la prima agli inizi del Novecento da King, si può avvalere di circa 90 anni di ricerche volte a superare i limiti che inizialmente erano emersi.

Si possono ora evidenziare i vari punti di forza di questa tecnica [6]:

- **Risposta in frequenza:** il sistema con la sonda a filo caldo è in grado di effettuare misure da circa 100 kHz fino ad un massimo di 1 GHz senza difficoltà.
- **Dimensione:** una sonda a filo di comune utilizzo ha un diametro di circa 5 μm ed è lunga 2 mm. In casi particolari si può arrivare anche a diametri di 1 μm e lunghezze non superiori a 0.2 mm.
- **Campo di velocità:** si possono misurare elevati campi di velocità solo che, quando la velocità del fluido è molto bassa, la sonda risente dell'effetto dato dal fenomeno della convezione libera che crea un disturbo. Per i flussi ad alte velocità invece non ci sono problemi evidenti.
- **Misura della velocità in presenza di ampi range di temperatura, densità e composizione del fluido:** la sonda è in grado di operare in grandi campi di temperatura, densità e composizione del fluido in esame. Quelle a film raffreddate possono essere usate a temperature elevate. Se si utilizzano due sonde è possibile misurare sia le variazioni di velocità che quelle di temperatura. Per quanto riguarda la densità, quando si lavora con fluidi a bassa densità le misure diventano molto difficili.
- **Misura delle componenti di velocità:** il filo caldo può essere utilizzato per la misura di una, due o tutte e tre le componenti del vettore velocità grazie alla combinazione di più sonde. L'approccio è però limitato a flussi con bassi livelli di turbolenza e richiede delle procedure di calcolo molto sofisticate in quanto il segnale risulta essere molto disturbato. Le sonde a film sono in grado di superare questo ostacolo ma la maggior complessità e le dimensioni eccessive della sonda ne limitano l'applicazione.
- **Accuratezza:** la ripetibilità è molto elevata ma è necessario precisare che essa dipende soprattutto da quanto velocemente variano le condizioni nel flusso misurato: temperatura e contaminazioni varie possono limitare l'accuratezza della misura a qualche punto percentuale.
- **Risoluzione:** è molto elevata ed è attorno ad una parte su 10000.
- **Disturbi della corrente fluida:** la sonda è inserita nella vena fluida e può dunque avere una certa intrusività. Si devono sviluppare accorgimenti vari per non disturbare la corrente.
- **Basso costo:** l'HWA ha costi molto bassi e questa caratteristica, assieme alla facilità d'uso, è fondamentale nel campo della ricerca applicata.
- **Facilità d'uso:** questa caratteristica quantifica sia la semplicità della strumentazione che il tempo materiale per effettuare una misurazione e le procedure di calibrazione degli strumenti. L'HWA si presta ad

applicazioni in banchi di flussaggio su normali teste di motori usando la semplice aria compressa. Va comunque fatta molta attenzione perché il sensore è molto fragile e può sporcarsi o scalibrarsi facilmente.

In conclusione l'anemometria termica può in teoria essere utilizzata nella maggior parte degli studi effettuati con i fluidi. La fragilità della sonda, la necessità di una calibrazione e la difficoltà a separare il contributo di diverse variabili possono creare problemi durante le prove. Le misure più facili con questa tecnica sono effettuate utilizzando dei gas a temperatura costante, con una pressione prossima a quella atmosferica a un relativamente basso livello di turbolenza. In generale l'utilizzo dell'HWA, a fronte di una accuratezza di poco inferiore, dà notevoli vantaggi nella semplicità d'uso e nel contenimento dei costi.

4.3 Componenti del sistema di acquisizione

Una volta chiarito il principio di funzionamento, è possibile analizzare i vari componenti costituenti il sistema di acquisizione dati. Questo può essere visto come una successione di stadi che si occupano di acquisire, elaborare e trasmettere il segnale grezzo dal luogo di misura all'elaboratore.

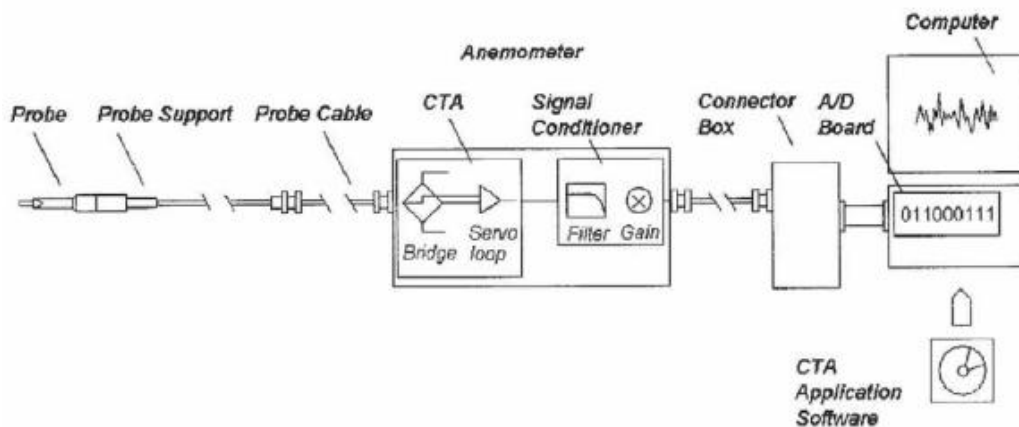


Figura 4.4 Catena di componenti per la misura tramite anemometria a filo caldo.

Vedendo la fig. 4.4, si capisce che il primo stadio è la sonda anemometrica, cioè l'elemento sensibile al flusso. In fig. 4.5 è rappresentata la sonda standard. A seconda dell'indagine che si deve affrontare, è possibile adottare soluzioni differenti. Un esempio di ciò è la distanza tra i due rebbi che risulta essere funzione di quanto puntuale vuole essere la misura. All'estremità destra della sonda è presente il connettore elettrico che la rende mobile rispetto al resto dell'apparecchiatura. I contatti sono usualmente dorati per ridurre la resistenza.

Nel proseguimento della trattazione si considera il filamento isotropicamente sensibile al flusso d'aria che lo investe.

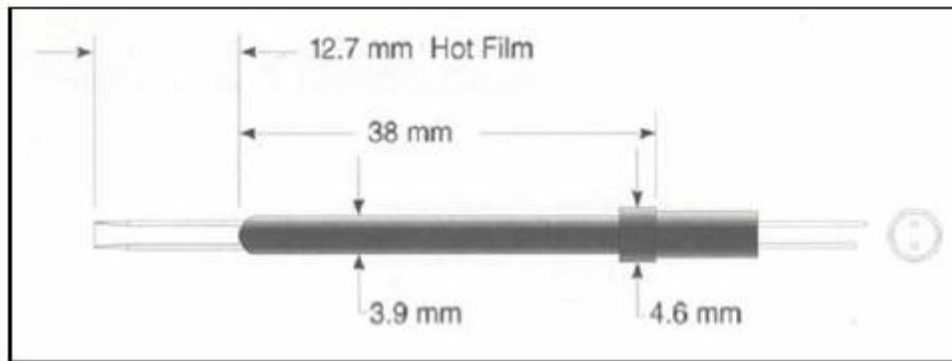


Figura 4.5 Caratteristiche geometriche di una sonda a filo caldo.

Il materiale di cui è costituita la sonda deve rispettare molti requisiti:

- Elevato valore del coefficiente di temperatura α
- Elevata resistività
- Elevata resistenza allo snervamento
- Bassa conducibilità termica

Queste caratteristiche sono difficili da conciliare in materiali usuali e così si ricorre all'uso di Tungsteno, iridio e leghe di Platino-Iridio. Il Tungsteno ha valori elevati del coefficiente α e buona resistenza a trazione, però tende ad ossidarsi a temperature vicine a 300°C. Il Platino ha α elevato e non si ossida ma, alle alte velocità in cui è più marcata l'azione aerodinamica sul filo, può rompersi a causa della bassa resistenza a rottura. La lega di Platino-Iridio è un buon compromesso tra le precedenti ma ha α un po' basso.

Tabella 4.1 Caratteristiche delle sonde di materiale differente.

| Caratteristica metallo | α [1/C] | Resistività [$\Omega \cdot \text{cm} \cdot 10^{-8}$] | Tensione di snervamento [Kg/mm ²] | Conducibilità termica [cal/(cm·C)] |
|------------------------|-------------------|---|--|---------------------------------------|
| Tungsteno | 0.0045 | 5.5 | 420 | 0.47 |
| Platino | 0.0039 | 10 | 24.6 | 0.1664 |
| 80%Platino-20% Iridio | 0.0008 | 31 | 100 | 0.042 |

Il segnale elettrico generato dalla sonda viene trasmesso mediante un cavo BNC a bassa resistenza all'anemometro-amplificatore Labsystems, il quale contiene tutta l'elettronica del sistema ed esegue il bilanciamento del ponte di

Wheatstone. Inoltre permette anche di effettuare il condizionamento del segnale. Tramite un comando di offset e uno di gain è possibile variare l'uscita in tensione dell'anemometro al fine di aumentarne la sensibilità nella regione di interesse (questo verrà spiegato più nel dettaglio durante il processo di taratura nel paragrafo 4.4).



Figura 4.6 Anemometro-amplificatore.

Il Labsystems invia poi il segnale, attraverso un cavo BNC, ad una scheda di acquisizione National Instruments ad 8 canali che permette di visualizzare e memorizzare il segnale su computer grazie ad un programma di acquisizione costruito con Labview. Quest'ultimo ha bisogno di ricevere come input dall'utente la frequenza di campionamento, il numero di campioni per colonna e il numero di colonne da acquisire. Permette di visualizzare in tempo reale l'ultima colonna acquisita e, alla fine della prova, di salvare in un file di testo la matrice di Volt risultante. Per capire da dove derivano i parametri da immettere nel programma è necessaria una anticipazione della modalità di prova di flussaggio con HWA, descritta nel paragrafo 4.5. La sonda investiga una matrice quadrata costruita simmetricamente a partire dal centro del cilindro montato sulla testa motore fissata al banco soffiato. L'acquisizione del campo di velocità all'uscita dal cilindro parte quando la sonda si posiziona nel vertice in alto a sinistra della matrice e comincia la sua corsa di discesa. L'acquisizione avviene

solo durante la corsa di discesa. Una volta che la sonda ha ultimato la corsa di discesa, si sposta verso destra di un passo Δx fisso e sale verso il lato superiore della matrice. A questo punto riinizia la corsa di discesa in cui acquisisce e poi si ripete l'iter precedentemente descritto fino a quando non arriva all'estremo in basso a destra della matrice.

Conoscendo:

- Il lato della matrice quadrata w
- La velocità della sonda durante la corsa di discesa v_{sd}
- Il passo fisso tra le colonne Δx
- La frequenza di campionamento f_c

Si ricava quindi il numero di colonne da acquisire:

$$n_{colonne} = \frac{w}{\Delta x} \tag{4.15}$$

Il numero di punti per colonna invece è:

$$n_{punti\ colonna} = \frac{w}{v_{sd}} f_c \tag{4.16}$$

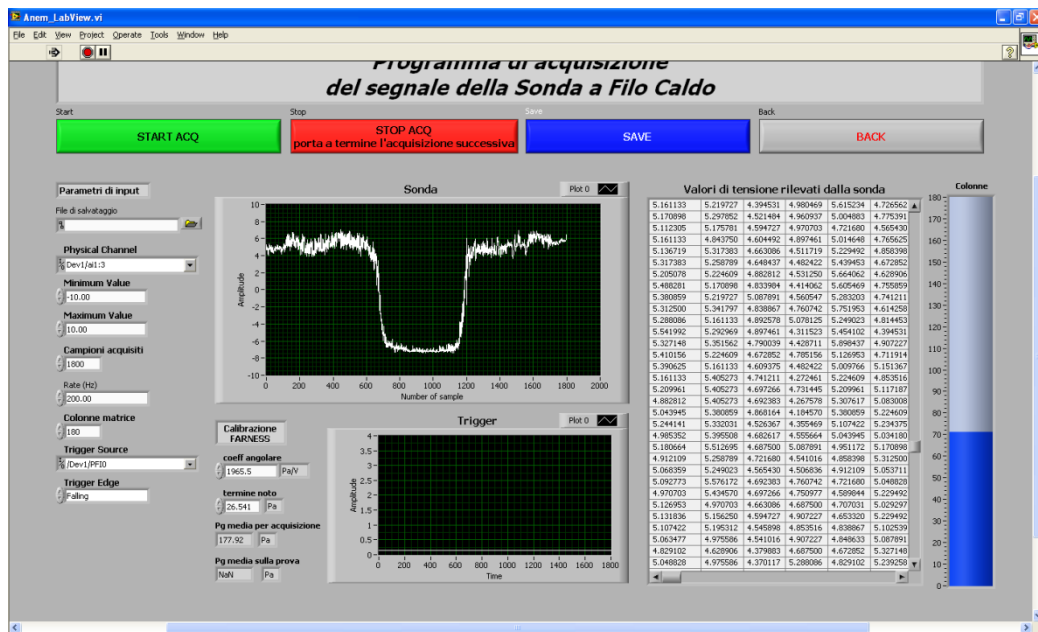


Figura 4.7 Interfaccia grafica del sistema di acquisizione in Labview.

4.4 Taratura della sonda a filo caldo

L'obiettivo è legare la velocità del fluido al segnale in tensione misurato in uscita dalla sonda a filo caldo. Al posto di usare le equazioni teoriche che dipendono da troppe grandezze fisiche, si ricorre alla realizzazione di una curva di taratura in condizioni controllate. Fisicamente l'operazione viene svolta nel laboratorio componenti gas (dove è allestita una opportuna galleria di taratura) perché vi sono strumenti molto precisi per la regolazione e la misura di portate di aria compressa.

Per compiere la taratura c'è bisogno di un compressore che mandi l'aria compressa alla galleria di taratura, composta da un ugello calibrato (le perdite sono trascurabili e il coefficiente di efflusso è molto prossimo a 1) con a monte un filtro per proteggere la sonda dalla presenza di eventuali particelle contenute nell'aria. Un sensore di pressione è posto all'ingresso dell'ugello mentre una termocoppia è presente all'uscita dell'ugello sopra la sonda. L'aria fluisce dal regolatore del banco attraverso un misuratore di portata, passa il filtro e infine fuoriesce dall'ugello, su cui sono affacciate la sonda a filo caldo e la termocoppia. I parametri noti in partenza per effettuare la taratura sono:

- La pressione ambiente p_{amb}
- La temperatura ambiente T_{amb}
- La costante R per l'aria (in questo caso considerata un gas perfetto)
- La sezione di uscita dell'ugello $S = 60 \text{ mm}^2$

Subito si può calcolare la densità nelle condizioni dell'ambiente tramite la legge dei gas perfetti:

$$\rho_{amb} = \frac{p_{amb}}{RT_{amb}} \quad (4.17)$$

Sul banco del laboratorio si può leggere la portata d'aria \dot{m} che transita nell'ugello e la pressione di mandata del compressore p_{comp} . Il sensore di pressione posto a monte dell'ugello ha lo scopo di misurare il salto di pressione Δp a cavallo dell'ugello stesso, così facendo si ha un'indicazione del rapporto di espansione con cui si sta lavorando.

Questo sensore misura perciò la pressione relativa a monte dell'ugello. A valle si ha pressione ambiente e quindi, per conoscere la pressione assoluta a monte, basta sommare alla pressione ambiente il valore di pressione letto dal sensore. Prima di iniziare la prova di taratura della sonda a filo caldo è necessario tarare il sensore di pressione. La procedura viene svolta nel laboratorio di fluidodinamica, montando il sensore al plenum soffiato per mezzo di un tronchetto di collegamento. Utilizzando le canne di Torricelli ad acqua (per

bassi Δp) o a mercurio (per Δp più elevati), si legge il salto di pressione Δp sentito dal sensore e lo si lega alla sua uscita in tensione. Così si è ottenuta la curva di taratura $\Delta p = f(Volt)$ del sensore di pressione e ha un andamento lineare.



Figura 4.8 Galleria di taratura.

Per ricavare il valore della velocità del flusso in uscita dall'ugello, si utilizza la seguente espressione:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho S} \quad (4.18)$$

Come si può notare, si è inserita nell'equazione una generica densità ρ e non la densità calcolata in condizioni ambiente. Il motivo di ciò verrà esposto nel seguito della trattazione.

L'amplificatore presente nell'anemometro ha un range di lavoro che va da $-10V$ a $+10V$. L'obiettivo è usarlo tutto in modo tale da avere una risoluzione elevata per cogliere la più piccola variazione della velocità. Lavorando sul gain e l'offset dell'amplificatore, si decide di impostare il valore $+10V$ all'uscita dalla sonda per velocità nulle del flusso. Usualmente, nelle prove in laboratorio con $\beta = 1.1$, le velocità massime dell'aria presenti all'uscita dal cilindro di una testa motore standard superano raramente i $160 \frac{m}{s}$ e quindi è conveniente impostare l'uscita $-10V$ per una velocità in uscita dall'ugello che sia prossima a questo valore. Così facendo si ottiene che ad una variazione di velocità da $0 \frac{m}{s}$ a $160 \frac{m}{s}$ corrisponde una uscita in tensione che va da $+10V$ a $-10V$, sfruttando completamente l'amplificatore e realizzando la miglior risoluzione possibile. Dal database in possesso al CRF, una velocità dell'ordine dei $160 \frac{m}{s}$ corrisponde ad una portata pari a $700 \frac{g}{min}$ che si realizza con una pressione di mandata del compressore pari a $p_{comp} = 40bar$. Per una maggior chiarezza, è necessario osservare lo schema a blocchi dell'impianto dell'aria compressa presente nel laboratorio:



Figura 4.9 Schema a blocchi dell'impianto dell'aria nel laboratorio gas.

Lungo il cammino dal compressore all'ugello, l'aria incontra elevate perdite nel passaggio attraverso il misuratore di portata: date le caratteristiche dello strumento e le portate elaborate dall'ugello si realizza che per ottenere un rapporto di espansione sull'ugello pari a:

$$1 \leq \beta_{ugello} \leq \beta_{critico}$$

serve impostare una pressione di mandata del compressore compresa tra $0bar$ e $40bar$. Inoltre, nel suo fluire in direzione e soprattutto attraverso l'ugello, viene

sottoposta a più stadi di espansione fino alla pressione ambiente raffreddandosi nel processo. Perciò il flusso d'aria che viene a contatto con la sonda e la termocoppia non ha più la temperatura ambiente. In particolare, per elevati rapporti di espansione, la temperatura dell'aria all'uscita arriva a qualche grado sotto lo zero riuscendo a creare una condensa attorno all'ugello. Nella fig. 4.10 è riportato l'andamento della temperatura misurata all'uscita dell'ugello in funzione del rapporto di espansione a cavallo dell'ugello stesso, salendo con la pressione di mandata del compressore da 0bar a 40bar:

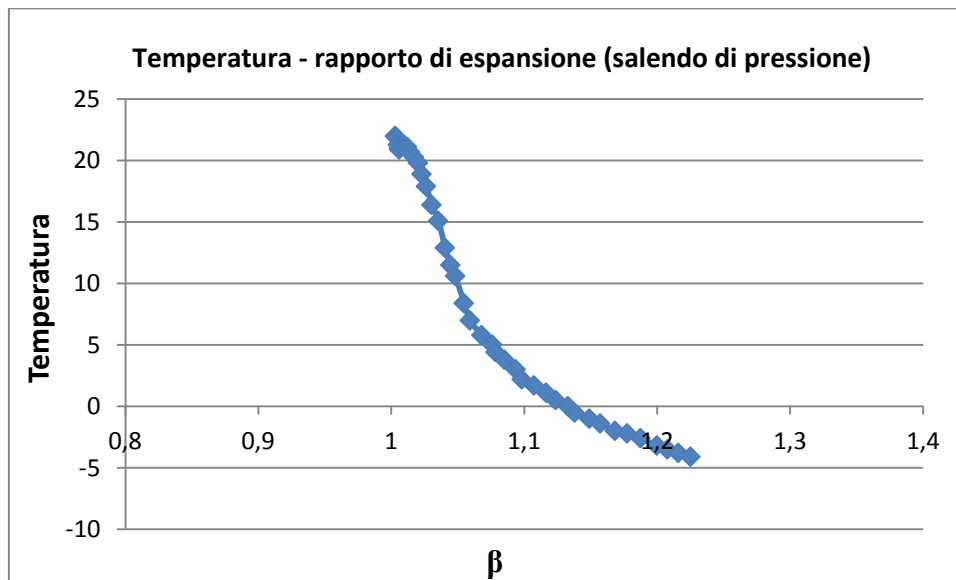


Figura 4.10 Temperatura misurata in funzione del rapporto di espansione a cavallo dell'ugello, salendo di pressione.

Bisogna tenerne conto per il calcolo della densità da introdurre nell'equazione da cui viene ricavata la velocità. Proprio per questo motivo si è disposta la termocoppia sopra la sonda, così da rilevare la temperatura del flusso d'aria T_{flux} . Così si corregge la densità dell'aria uscente dall'ugello:

$$\rho_{flux} = \frac{p_{amb}}{RT_{flux}} \quad (4.19)$$

La curva di taratura a questo punto si può costruire facendo variare la pressione di mandata del compressore da 0 a 40bar con passo 1bar. Si ottengono così 40 punti e per ognuno di essi si registra la temperatura letta dalla termocoppia, la portata passante letta dal banco e l'uscita in tensione dalla sonda. Eseguendo la sperimentazione si nota (fig.4.10) che la temperatura passa da 22°C a -4°C. Per una maggior completezza della prova è bene eseguire la stessa procedura anche

variando la pressione di mandata da 40bar a 0 , cioè eseguendo una acquisizione di 40 punti in “discesa di pressione”. La temperatura all’inizio è -3.8°C mentre, a portata nulla, è di 16°C (fig.4.11).

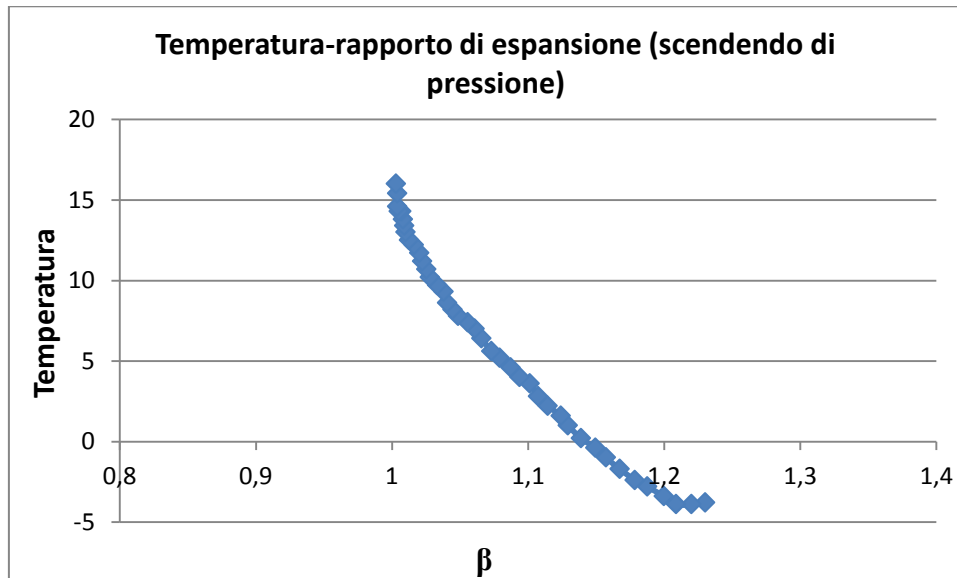


Figura 4.11 Temperatura misurata in funzione del rapporto di espansione a cavallo dell'ugello, scendendo di pressione.

Per capire l'effetto della temperatura sulla procedura di taratura si è deciso di acquisire 8 punti “salendo di pressione” (da 0 a 40bar con passo 5bar) e altri 8 “scendendo di pressione” (da 40 a 0bar sempre con passo 5bar). Il calcolo della velocità sui 16 punti è stato eseguito prima senza correzione della densità, cioè usando la densità ambiente:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho_{amb}S} \quad (4.20)$$

Poi è stato eseguito utilizzando la correzione di densità tramite la lettura del valore di temperatura dato dalla termocoppia. La differenza tra i risultati che si ottengono con i due procedimenti è ben visibile dalla fig. 4.12.

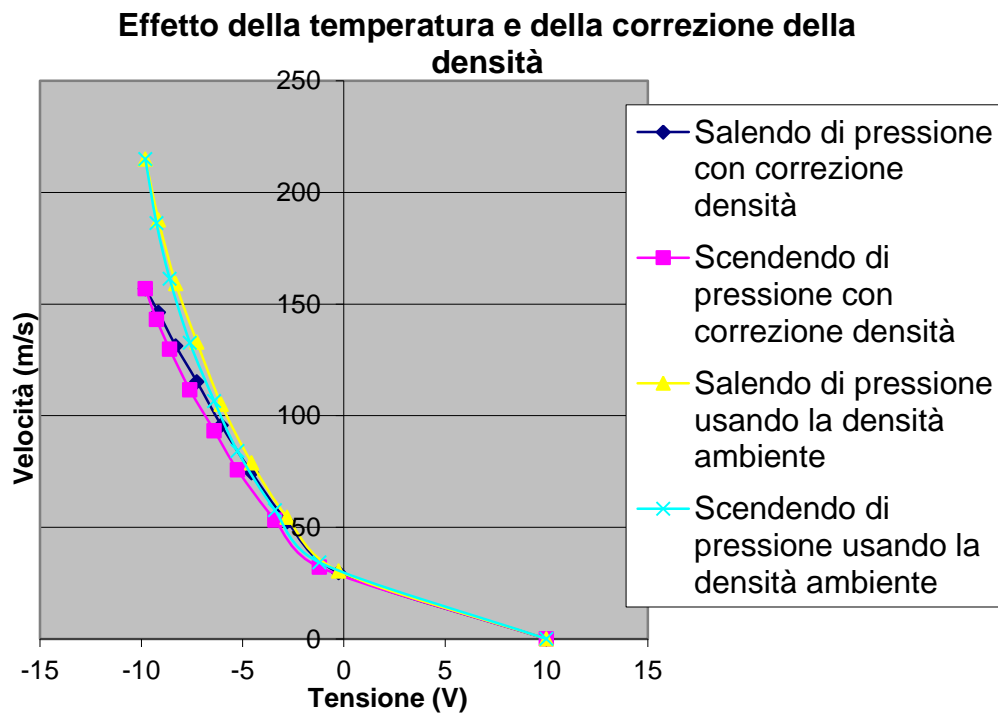


Figura 4.12 Effetto della correzione della densità in funzione della temperatura nel processo di taratura della sonda.

Dall'analisi del grafico si vede che alle basse portate, e quindi alle basse velocità, l'effetto della temperatura si può trascurare. Quando si inizia a superare i $90 \frac{m}{s}$, l'effetto si fa molto più marcato e le curve iniziano a divergere portando a risultati molto diversi. La curva di taratura finale viene costruita tenendo conto della correzione della densità. Tramite Excel si interpolano tutti gli 80 punti acquisiti (40 salendo di pressione e 40 scendendo di pressione) con una polinomiale di quarto grado e il risultato che si ottiene è visibile in fig. 4.13 (il motivo del fatto che il polinomio è di grado 4 è nel paragrafo 4.1).

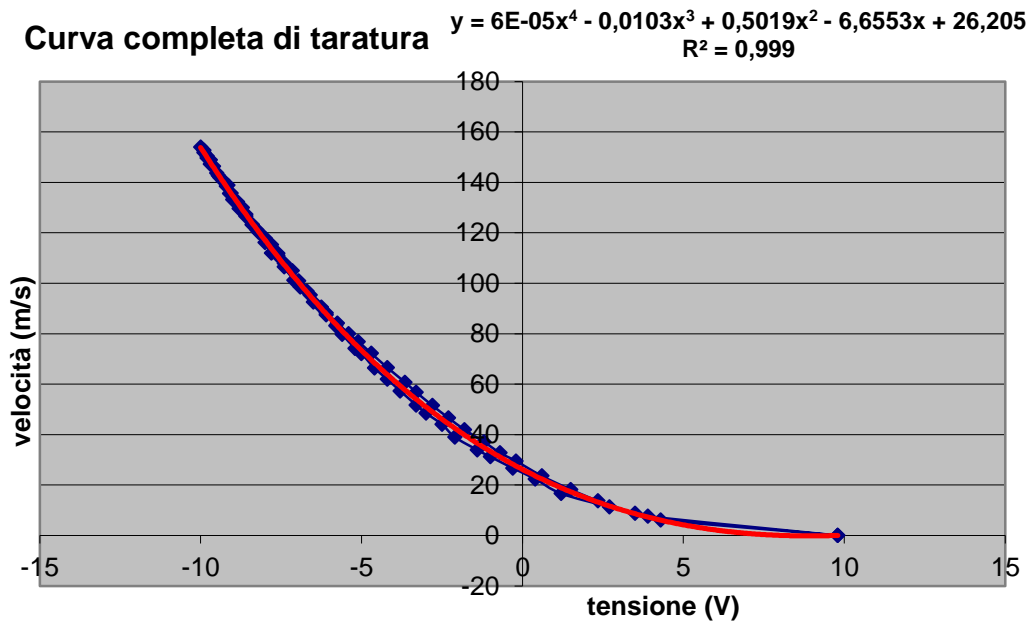


Figura 4.13 Grafico della curva di taratura della sonda a filo caldo.

4.5 Allestimento e sistema di movimentazione della sonda

L'obiettivo è analizzare il campo di moto che si sviluppa nel cilindro durante il processo di aspirazione, attraverso la tecnica dell'anemometria a filo caldo. Per procedere con la sperimentazione, bisogna allestire la testa motore sul plenum soffiato e montarle sopra gli spingivalvola, con gli appositi comparatori per misurare l'alzata valvola, e la canna che simula il cilindro. Essa ha una lunghezza pari a metà alesaggio in modo tale che la velocità tangenziale al vortice, sulla sezione terminale della canna, abbia direzione preferibilmente assiale potendo così affermare che il vortice abbia il suo massimo "sviluppo" su questa sezione.

La sonda utilizzata è monodimensionale e riesce a misurare solo una componente del vettore velocità all'uscita della canna. Si dispone perciò sulla canna stessa un filtro ceramico cilindrico a celle quadrate di lato 2mm che serve per linearizzare il flusso all'uscita, in modo tale che la sonda riesca ad acquisire il campo di velocità assiale che si sviluppa nel cilindro. Le velocità acquisite hanno direzione normale alla sezione del cilindro e si utilizzano per calcolare il valore del numero di tumble (essendo il tumble un moto organizzato con asse di rotazione normale all'asse del cilindro) e per capire come varia il campo di moto se si modificano le condizioni al contorno (geometria dei condotti di aspirazione, introduzione di strozzature a monte dei condotti, differenti alzate di valvola, etc..). In fig. 4.14 è visibile il filtro linearizzatore usato per le prove.



Figura 4.14 Filtro linearizzatore.

Una descrizione più approfondita sull'output della sonda e sulla sua interpretazione fisica è presente nel paragrafo 4.6.

La sonda è posta a valle del linearizzatore e valuta la velocità nei punti voluti. Visto che è di fondamentale importanza misurare la velocità in più punti e con una certa ripetibilità, si fa uso di un sistema di traversing a due assi che permette la movimentazione della sonda posizionata su un apposito supporto. Si ottiene quindi una matrice di valori di velocità, in cui ognuno dei punti rilevati è caratterizzato da una ben determinata posizione nello spazio.

Il sistema adottato nei laboratori di fluidodinamica del CRF è costituito da una struttura ad H di profilati d'alluminio, dotata di due viti micrometriche azionate da motorini passo passo che consentono movimenti verticali ed orizzontali. Spostando tutta la struttura (che poggia su ruote, bloccabili all'occorrenza) si mette il traversing in condizione di movimentare la sonda in un piano, sempre perfettamente verticale, parallelo alla faccia del linearizzatore e quindi perpendicolare alla direzione del flusso. E' fondamentale prestare molta attenzione durante la fase di posizionamento sulla perpendicolare al flusso. In questo modo si evita, durante la movimentazione, rotture della sonda dal contatto con il linearizzatore o con parti dell'oggetto in studio, e viene soddisfatta l'ipotesi di monodimensionalità del flusso in uscita dal linearizzatore.

Il traversing viene gestito dal computer attraverso una porta parallela, mediante un semplice linguaggio di programmazione. Sono presenti dei programmi precaricati che permettono di realizzare delle scansioni adatte a tutte le necessità. Il sistema di riferimento generale del traversing ha come origine il

punto all'estrema sinistra in alto, con ascissa crescente verso destra e ordinata crescente verso il basso.

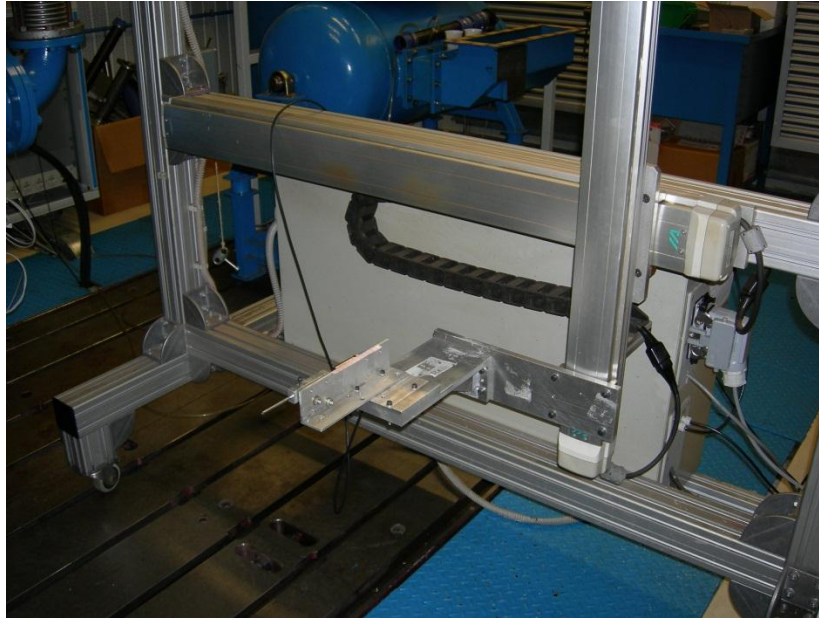


Figura 4.15 Foto del traversing.

Subito dopo aver posizionato il traversing parallelamente al linearizzatore, bisogna ricavare le coordinate del centro della sezione del cilindro perché attorno a questo punto verrà costruita la matrice del campo di investigazione. Conoscendo l'alesaggio, si disegna con il compasso un cerchio di pari diametro su un foglio bianco. Evidenziato il centro del cerchio con un punto a penna, si taglia il cerchio e lo si posiziona con del nastro adesivo all'uscita del cilindro cercando di farlo combaciare perfettamente con il profilo interno del cilindro. Il risultato dell'operazione si vede in fig. 4.16.

Manualmente, tramite il sistema di movimentazione del traversing, si sposta la sonda fino a che non è collocata nel centro del cerchio disegnato (si usa una sonda senza filamento sensibile per avere lo stesso ingombro ma senza rischiare la rottura della sonda stessa). Si registrano così le coordinate x e y del centro. Oltre ad essere il centro del cilindro, sarà pure il centro della matrice quadrata di investigazione. Noto il lato della matrice, a partire da questo punto centrale si impostano le coordinate dei vertici in alto a sinistra ed in basso a sinistra. La procedura con cui si ricavano tutti i parametri della matrice è stata già esposta nel paragrafo 4.3. In ultimo luogo, è possibile impostare la velocità con cui il traversing si muove per riposizionarsi per una nuova scansione e la velocità, decisamente inferiore, con cui si sposta mentre la sonda sta acquisendo i dati di velocità sopra l'area desiderata. Bisogna fare attenzione a limitare la velocità di

scansione per non trovarsi poi un segnale di velocità letto dalla sonda dal quale non si riesce a separare la componente derivante dal flusso e quella data dalla movimentazione.

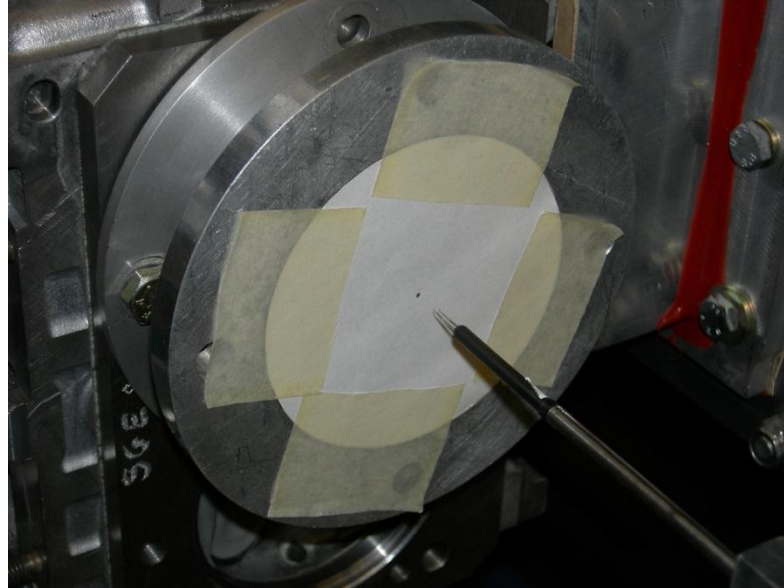


Figura 4.16 Operazione di centraggio della sonda.

Il traversing lavora a stretto contatto con il programma di acquisizione dati visto al paragrafo 4.3. Alla fine di ogni colonna scansionata, il traversing si sposta verso destra del passo tra due colonne e risale per portarsi in condizione di effettuare una nuova scansione.

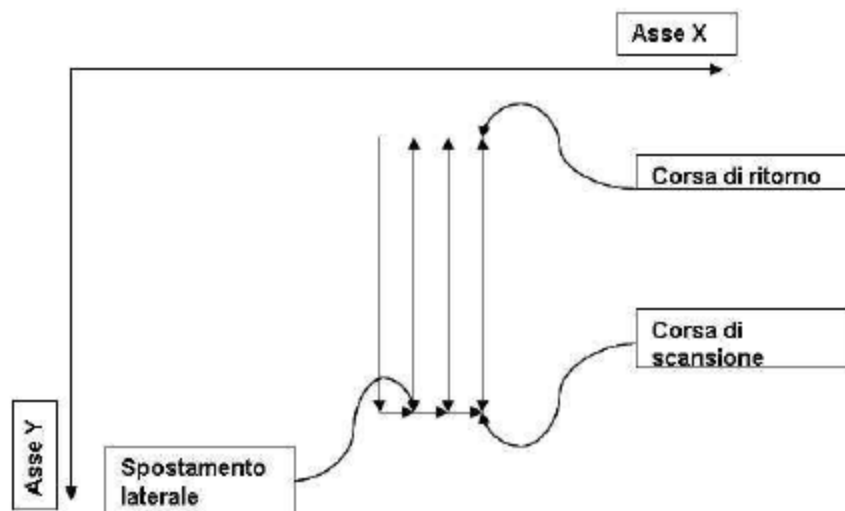


Figura 4.17 Esempio di traiettoria percorsa dalla sonda.

Nel momento in cui inizia la nuova discesa, il traversing invia al software un segnale di “trigger” che gli consente di sincronizzare il segnale analogico continuo ricevuto dalla sonda con la movimentazione del traversing, garantendo una corretta associazione valore di velocità–coordinate di posizione.

4.6 Post-elaborazione dati e risultati del sistema

Come detto nel paragrafo precedente, il linearizzatore viene montato sul cilindro della testa motore da provare. La sonda si muove frontalmente al linearizzatore su di un piano parallelo alla faccia esterna di quest’ultimo. Tra il filo caldo della sonda e la struttura a cellette si lascia un margine di sicurezza fissato di solito a $5mm$ per evitare che la sonda possa rompersi urtando contro il filtro oppure che lo stesso linearizzatore, nel caso in cui non fosse ben ancorato al cilindro, avanzi verso la sonda sotto l’elevata spinta dell’aria. Questa distanza ha un effetto molto importante in sede di post-elaborazione dati. L’aria, fino a quando è nel linearizzatore, è ben guidata e tutte le vene fluide sono parallele tra loro e seguono la strada imposta dal reticolo di cellette. Appena fuoriescono tendono ad espandersi a cono, soprattutto sulla circonferenza del cilindro, perché qua le vene fluide sul bordo non sono circondate da altre vene adiacenti che sono ben forzate dal filtro a seguire un determinato percorso rettilineo (come accade invece per le regioni interne alla circonferenza). Così facendo, queste sono molto più libere e tendono subito ad espandersi a cono e l’effetto si vedrà benissimo nei dati acquisiti dalla sonda, visto che la matrice di acquisizione è molto più grande della circonferenza del cilindro e anche questi flussi che “scappano” dalla circonferenza verranno acquisiti dalla sonda. Un buon centraggio della matrice rispetto al centro del cilindro, permette di eliminare con facilità e in modo automatico questi effetti di bordo dopo l’elaborazione dei dati.

Alla conclusione della prova, che per una matrice di lato $100mm$ con passo tra le colonne $0.5mm$ ha una durata di circa 45 minuti, il programma di acquisizione permette di memorizzare la matrice dei valori di tensione in un file di testo, in modo da renderlo disponibile per la successiva elaborazione ed analisi. Il programma di elaborazione è scritto con Matlab e richiede di immettere i seguenti dati:

- Il nome del file di testo contenete la matrice in Volt
- Il nome del file di testo contenente il polinomio di taratura della sonda utilizzata
- La pressione atmosferica
- La temperatura ambiente
- La temperatura nel plenum

- La pressione nel plenum
- L'alesaggio e la corsa del motore in oggetto
- Le dimensioni della matrice di investigazione
- La frequenza di campionamento
- La velocità nel movimento di discesa della sonda durante l'acquisizione
- Il passo tra le colonne

Automaticamente il programma calcola il numero di righe e di colonne della matrice e la posizione del centro della matrice secondo le coordinate di righe e colonne.

Crea una matrice di velocità a partire da quella dei volt grazie al polinomio di taratura e visualizza questa matrice di velocità sotto forma di mappa a colori. Un esempio è visibile in fig. 4.18.

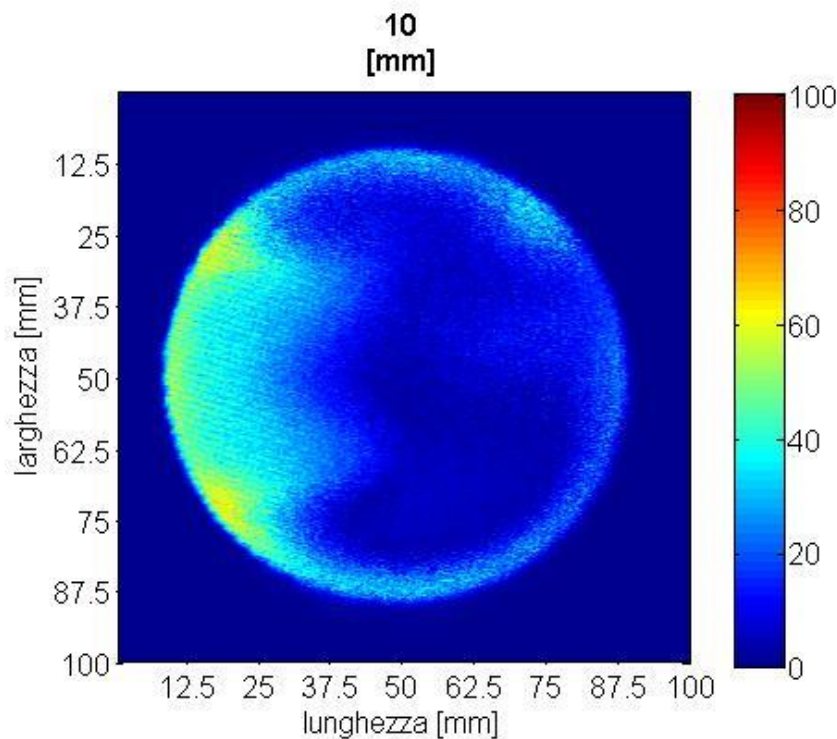


Figura 4.18 Mappa di velocità grezza.

Nella mappa si vedono le zone preferenziali di passaggio del flusso. Una zona a velocità elevata si vede nel semicerchio sinistro, cioè la regione sotto le valvole di scarico. Questo indica che il condotto di aspirazione ha indirizzato bene il flusso d'aria sotto le valvole di scarico, condizione ottima per avere un buon

tumble nel cilindro. La zona centrale ha basse velocità perché vicina all'asse di rotazione del vortice. Se dovessero esserci zone di alta velocità nel semicerchio destro, andrebbero a formare il tumble inverso, cioè un vortice che ruota in senso opposto a quello di tumble e che va ad annullarne gli effetti.

Un altro aspetto che balza all'occhio esaminando la mappa è la simmetria presente rispetto all'asse orizzontale del cerchio. Questo indica che i condotti di aspirazione sono simmetrici e non vi sono errori causati da difetti di fusione o di lavorazione.

Per capire come sono disposte le valvole, si veda la fig. 4.19. Questa è una foto dell'interno del cilindro a cui si riferisce l'acquisizione precedentemente riportata ad esempio, secondo il punto di vista della sonda. Nel lato destro della foto e della mappa vi sono le valvole di aspirazione. Nel lato sinistro quelle di scarico.



Figura 4.19 Foto dell'interno del cilindro secondo il punto di vista della sonda.

Tornando ad esaminare la mappa, si vede la presenza di una “aureola” frastagliata di basse velocità attorno al bordo del cilindro. Questa è la zona in cui la sonda è già influenzata dagli effetti di bordo ma non è investita dal flusso primario. La presenza di questa corona di velocità sul bordo esterno del cilindro, stride con la realtà perché le velocità sul bordo esterno dovrebbero essere nulle visto che la carica è contenuta tutta all'interno del cilindro e non scappa fuori. L'effetto in questione è dovuto alla modalità con cui la prova approssima la realtà: per misurare il campo di moto vi è la necessità di avere un cilindro aperto

e di far uscire da esso l'aria, in contrasto con quanto avviene realmente nei motori dove il cilindro è chiuso e la miscela rimane all'interno.

Questa "aureola" deve essere eliminata perché creerebbe un disturbo ed un errore nel calcolo della portata che attraversa il sistema, oltre che per i vari motivi precedentemente citati.

Il modo per eliminarla è porre pari a 0 tutti i valori che si trovano ad una distanza dal centro maggiore di metà alesaggio, così si mantengono tutte le velocità all'interno del cilindro. Per questo motivo, l'operazione di centraggio della matrice con il centro del cilindro (eseguita prima dell'acquisizione) risulta importantissima ai fini del risultato. La mappa risultante da questa schermatura è visibile in fig. 4.20.

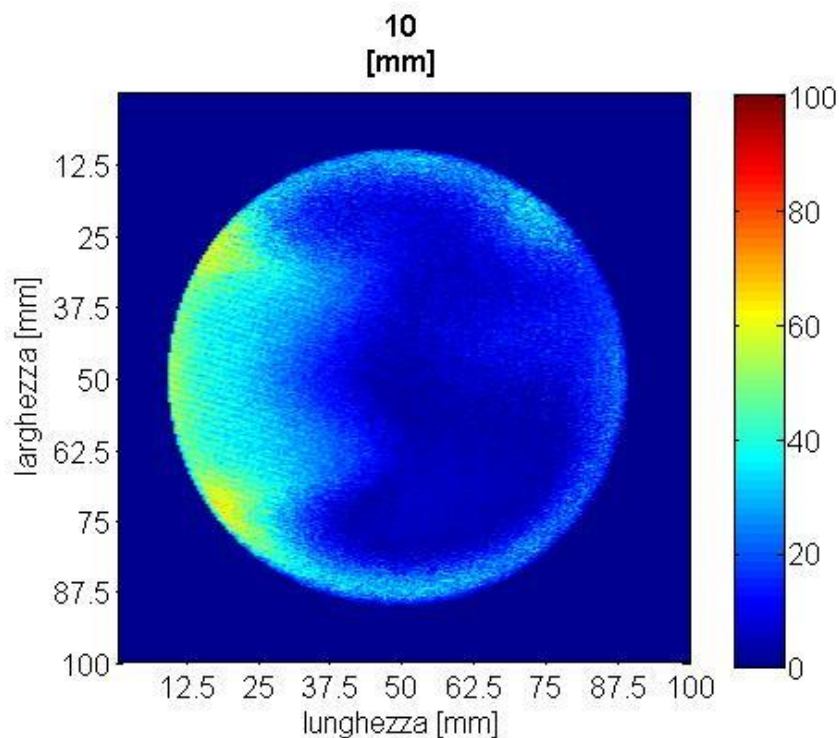


Figura 4.20 Mappa epurata delle velocità fuori cilindro.

Il programma esegue automaticamente questo passaggio. Se però dovessero essere presenti ancora degli effetti di bordo nella mappa a causa di un centraggio non precisissimo in partenza, allora si deve modificare le coordinate del centro all'interno del programma, spostandolo più a sinistra o a destra a seconda del caso.

Questa mappa rappresenta così il campo di moto su tutta la sezione del cilindro. Per capire se la prova sperimentale è coerente con la realtà, si deve calcolare la

portata d'aria che attraversa la sezione e la si confronta con quella misurata al banco di flussaggio tradizionale. Per calcolare la portata ricavata dall'anemometria è sufficiente svolgere l'integrale sull'area del cilindro:

$$\dot{m}_{anem} = \iint \rho v dx dy \quad (4.21)$$

Dove ρ è la densità dell'aria calcolata in funzione della temperatura e della pressione ambiente e dx e dy sono gli incrementi lungo gli assi. Per confrontare la portata misurata dal banco con quella appena calcolata, si utilizza un indice chiamato fattore di bloccaggio e definito come:

$$f_b = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{anem}} \quad (4.22)$$

\dot{m} è la portata misurata. Più il fattore di bloccaggio si avvicina ad 1 e più le due portate sono simili e quindi maggiore sarà l'affidabilità della prova. Questo fattore permette pure di confrontare la qualità di diverse prove. Dalle successive sperimentazioni, si vedrà che f_b sarà prossimo a 1 solo alle medie e medio-alte alzate. Invece alle basse alzate sovrastimerà un po' la portata, mentre alle alte la sottostimerà.

4.6.1 Visualizzazione e caratterizzazione dei moti turbolenti organizzati

Analizzando la mappa contenete il campo di velocità all'interno del cilindro, si vuole riconoscere i moti organizzati presenti e anche quantificarli. Bisogna ricordare che la prova è eseguita in condizioni stazionarie, utilizzando un cilindro aperto e in assenza del pistone. Già da queste informazioni si capisce che non sarà possibile riscontrare un eventuale moto di squish. Essendo questa tecnica di misura sviluppata per motori benzina, l'obiettivo è di sicuro quello di riconoscere la presenza o meno di un moto di tumble e quantificarlo. Il vortice di tumble agisce su un piano parallelo all'asse del cilindro e quindi il suo asse di rotazione risulta essere ortogonale a quello del cilindro. Nella realtà l'aria entrante è indirizzata nella regione sotto la valvola di scarico, sbatte contro la parete laterale del cilindro e poi urta la testa del pistone e torna su nella regione sotto la valvola di aspirazione per poter chiudere il vortice. Fa così un capitolombolo. Nella prova sperimentale con l'anemometria, il pistone non c'è e quindi il vortice non si chiude. L'aria sarà indirizzata nella regione sotto le valvole di scarico, urterà (oppure no) la parete del cilindro e continuerà la sua corsa sotto le valvole di scarico fino al linearizzatore e poi uscirà all'esterno. Non tutta l'aria entrante di sicuro verrà indirizzata nella regione sotto le valvole di scarico. Una parte d'aria, appena uscita dal condotto di aspirazione,

proseguirà il suo cammino nella regione sotto la valvola di aspirazione e andrà a contribuire al tumble inverso.

La mappa ricavata dall'acquisizione con l'HWA, rappresenta il campo di velocità sulla sezione di uscita dal cilindro. Un esempio di come dovrebbe essere la mappa in cui è presente un tumble elevato è visibile dal disegno in fig. 4.21.

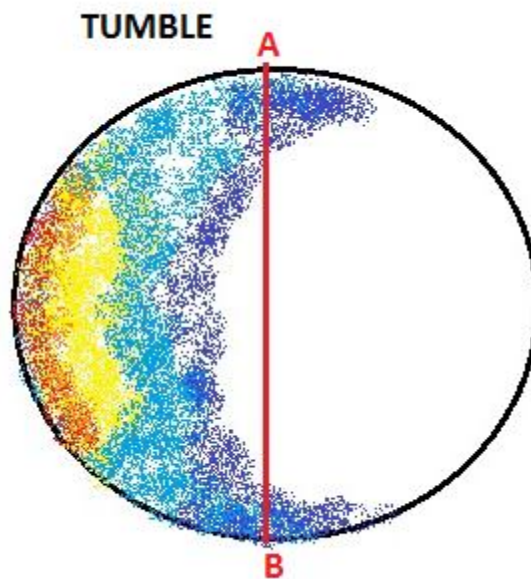


Figura 4.21 Disegno di una mappa in cui è presente un moto di tumble elevato.

Il disegno mostra zone di velocità elevata sotto la valvola di scarico, condizione base per avere tumble. Sotto la valvola di aspirazione le velocità sono bassissime e chiaramente si vede che il flusso è quasi tutto distribuito nel semicerchio di sinistra.

Per quantificare il tumble, si deve ipotizzare che il vortice si richiuda su se stesso proprio sul piano percorso dalla sonda durante la prova. Si assume il segmento \overline{AB} (passante per il centro del cilindro) come l'asse di rotazione del vortice. Si ipotizza che la rotazione attorno a questo asse avvenga con moto di corpo rigido. È quindi possibile quantificare il numero di tumble come:

$$N_t = \frac{\omega_{medio} D}{v_{is}} \quad (4.23)$$

Il problema ora risiede nel calcolo della velocità angolare media poichè non si ha nessuno strumento in grado di rilevarla direttamente. Avendo a disposizione

le singole velocità assiali, si ricava una grandezza equivalente che è possibile inserire nella formula. Per prima cosa si divide in due parti la mappa attraverso l'asse di rotazione \overline{AB} . Le velocità che si trovano nella parte sinistra creano un vortice positivo che ruota in senso orario, uscente dalla regione di sinistra ed entrante in quella di destra. Questo è il vortice di tumble diretto. Le velocità che si trovano nella regione sotto le valvole di aspirazione creano un vortice negativo che ruota in senso antiorario, uscente dalla regione di destra ed entrante in quella di sinistra. Questo invece è il tumble inverso. Ogni velocità ha una determinata distanza b_i dall'asse di rotazione e si può calcolare così la velocità angolare per ogni punto:

$$\omega_i = \frac{v_i}{b_i} \quad (4.24)$$

Il passo successivo è calcolare un valore medio per la velocità di rotazione della regione di sinistra ed un valore medio per la velocità di rotazione di quella di destra. Si usa una media delle velocità angolari puntuali pesata sulle distanze di ciascun punto dall'asse:

$$\omega_{sx,dx} = \frac{\sum v_i b_i}{\sum b_i^2} \quad (4.25)$$

La velocità di rotazione media da inserire nell'espressione del numero di tumble è quindi:

$$\omega_{media} = \omega_{sx} - \omega_{dx} \quad (4.26)$$

Per come è stato sviluppato questo processo di calcolo, è necessario che il numero delle colonne della matrice delle velocità sia pari. In questo modo, il centro del cilindro va a cadere tra due colonne della matrice e, quindi, tutti i valori puntuali di velocità hanno una distanza dal centro (un braccio) non nullo e non si verificano problemi di divisioni con al denominatore il valore 0. Per capire meglio il concetto si può pensare per esempio al caso di una matrice con 4 colonne. Il centro fisico perciò sarà tra la seconda e la terza colonna. Se la matrice avesse invece 5 colonne, il centro cadrebbe sulla terza colonna e tutti i punti di questa colonna avrebbero braccio nullo rispetto al centro.

Prendendo sempre come esempio il disegno della mappa in fig. 4.21, si nota la simmetria del campo di velocità rispetto all'asse orizzontale. Questa è dovuta all'utilizzo di condotti di aspirazione simmetrici e all'assenza di difetti in essi. Nel caso non vi fosse simmetria, si può creare un vortice organizzato simile a quello di tumble a cavallo dell'asse orizzontale del cilindro, chiamato crosstumble. Un esempio è visibile nel disegno di fig. 4.22.

Indica la presenza di asimmetria nel campo di velocità e perciò la probabile asimmetria dei condotti di aspirazione. Si può valutare e quantificare allo stesso modo del moto di tumble. L'asse di rotazione del vortice è il segmento \overline{CD} e divide la mappa in due parti. Le velocità che occupano il semicerchio superiore creano un vortice positivo uscente da questa regione ed entrante nella regione inferiore. Le velocità presenti nel semicerchio inferiore creano un vortice negativo uscente da questa regione ed entrante nella regione superiore. Si definisce così un numero di crosstumble in maniera analoga a quello di tumble:

$$N_{ct} = \frac{(\omega_{superiore} - \omega_{inferiore})D}{v_{is}} \quad (4.27)$$

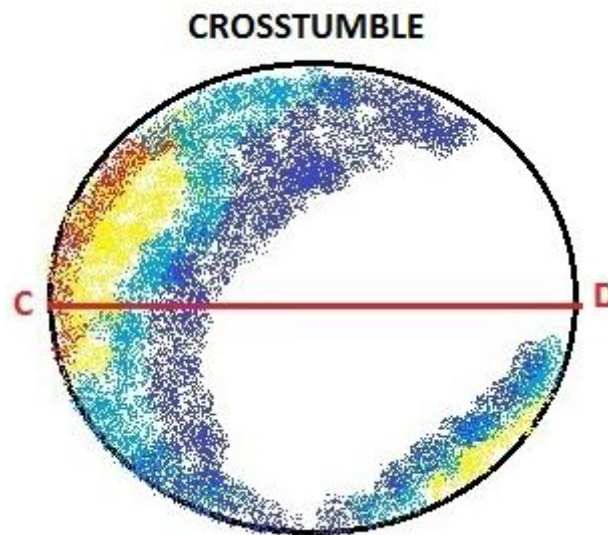


Figura 4.22 Disegno di una mappa in cui è presente il moto di crosstumble.

Il moto di swirl ha asse parallelo a quello del cilindro e giace in un piano tangenziale, ovvero in un piano secante il cilindro. Il piano su cui si muove la sonda è proprio un piano tangenziale e quindi non è possibile quantificare il moto di swirl in nessun modo. La componente principale del campo di velocità è quella tangenziale e perciò quella assiale risulta avere un modulo molto piccolo. Il flusso d'aria del vortice lambisce tutto il bordo del cilindro fino all'uscita. Questo moto organizzato è tipico dei Diesel e non dei motori a benzina, per questo motivo il sistema di misura basato sull'anemometria a filo caldo è usato quasi solamente per valutare il moto della carica nei motori ad accensione comandata e non in quelli ad accensione spontanea. Comunque, analizzando graficamente le mappe, si riesce ad avere una indicazione dell'esistenza o meno del moto di swirl. È sempre meglio però confermarne la presenza tramite la

misura classica con il metodo Ricardo, per averne la certezza. Un esempio di un disegno di mappa in cui è visibile il moto di swirl è la fig. 4.23.

La caratteristica principale che può indicare la presenza di questo moto è la corona di velocità di bassa intensità distribuita tutta attorno al bordo interno della circonferenza del cilindro. Le velocità sono basse proprio perché la sonda acquisisce la componente assiale e non quella tangenziale che è di forte intensità per creare il moto organizzato. Sono presenti anche zone con velocità elevata indicanti la presenza di un moto di tumble che si sovrappone a quello di swirl.

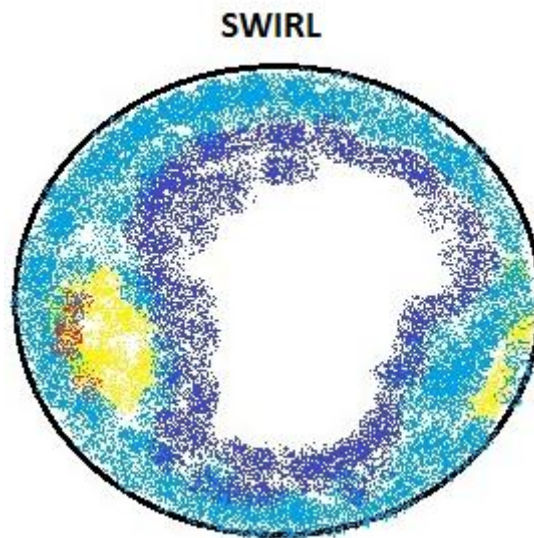


Figura 4.23 Disegno di una mappa in cui è presente il moto di swirl.

Il programma di elaborazione dei dati in Matlab, automaticamente crea in uscita un foglio di testo contenente la portata misurata, la velocità massima e minima rilevate, la velocità media, il numero di tumble (o quello di crosstumble se si modifica lo script) e il fattore di bloccaggio.

Volendo si può suddividere idealmente la mappa delle velocità in quattro spicchi, ognuno dei quali presenta un angolo al centro di 90°. Si calcola la portata passante in ciascuno di essi e la velocità media, utili per confrontare l'introduzione di una modifica su una testa di motore standard. L'utilizzo dei dati ricavati dall'elaborazione dei dati, sarà evidente nei capitoli 6,7 e 8.

4.7 Variabili e ripetibilità delle prove

Per verificare che l'anemometria sia un metodo valido, sono state condotte delle prove per confermare la sua ripetibilità. Alla variabilità già presente durante un normale flussaggio, nel caso dell'anemometria si aggiungono altri fattori che possono variare da prova a prova:

- Distanza della sonda rispetto al linearizzatore
- Spessore del linearizzatore
- Centraggio della matrice rispetto al cilindro
- Variabilità delle condizioni di alimentazione dell'aria compressa
- Stato dei cavi e dei connettori del sistema [5].

Rispetto alla prova del coefficiente di efflusso o del numero di tumble con il metodo tradizionale, che sono misure ad un dato istante di tempo, nel caso dell'anemometria una prova dura circa 45 minuti. In questo arco di tempo ci possono essere delle variazioni della pressione di alimentazione e della temperatura dell'aria che fluisce attraverso l'oggetto in esame. Ciò può comportare una differenza di $1 - 2\text{mbar}$ sulla pressione desiderata all'interno del plenum. Di conseguenza la portata che effettivamente transita nell'oggetto può essere leggermente diversa all'inizio rispetto alla fine della prova [7].

I cavi che collegano la sonda all'amplificatore e l'amplificatore alla scheda di acquisizione devono essere integri e soprattutto devono essere quelli utilizzati durante la procedura di taratura. Se si dovessero tagliare o sostituire con altri cavi di lunghezza differente, il valore di tensione in uscita dalla sonda sarebbe distorto e non più corrispondente ad una velocità nota per mezzo della curva di taratura. Infatti variando la lunghezza dei cavi, varia pure la loro resistenza elettrica e questo va ad influire sul normale lavoro della sonda. Serve così una nuova taratura.

4.7.1 Confronto dei risultati delle acquisizioni effettuate con due sonde differenti

Sono state tarate due sonde a filo caldo durante la tesi: la sonda 32 (che è quella con cui si sono svolte tutte le prove sperimentali) e la sonda 31 (sonda di riserva da usare in caso di rottura della sonda titolare). La differenza sostanziale tra le due è il numero di punti utilizzati per calcolare la curva di taratura: 80 punti per la sonda 32 contro i 40 punti della sonda 31.

Si vuole verificare che il risultato dell'acquisizione non vari in base all'infittimento del numero di punti con cui si è effettuata la taratura della sonda utilizzata (se ciò è vero allora è possibile ritenere il numero di 40 punti sufficiente per ottenere una taratura accurata della sonda ed assumere questo come valore di riferimento) e che tutte e due riescano a leggere e ad acquisire lo stesso campo di velocità. Il comportamento va indagato alle basse, medie ed alte alzate. Per questo si sono scelti come valori di alzata: 2mm , 5mm e 8mm . La testa su cui è stata svolta la prova è la stessa per entrambe, così come il linearizzatore usato e il rapporto di espansione scelto ($\beta = 1.1$). L'amplificatore e i cavi sono gli stessi per tutte le sonde.

Nella tabella 4.2 sono riportati i valori del numero di tumble e del fattore di bloccaggio in funzione dell'alzata per le due sonde.

Tabella 4.2 Confronto tra i risultati delle acquisizioni di due differenti sonde.

| Alzata | N_t sonda 32 | N_t sonda 31 | f_b sonda 32 | f_b sonda 31 |
|--------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 2 | 0.147 | 0.152 | 0.842 | 0.711 |
| 5 | 0.274 | 0.275 | 0.897 | 0.843 |
| 8 | 0.429 | 0.468 | 1.065 | 0.916 |

I numeri di tumble calcolati sono molto vicini tra loro ad eccezione dell'alzata 8mm in cui differiscono di quasi un 8% che si può considerare accettabile data la natura del fenomeno indagato. Per quanto riguarda i fattori di bloccaggio, la sonda 31 risulta essere un po' più distante dal valore di portata misurato al banco rispetto alla sonda 32, che è costantemente più vicina al fattore di bloccaggio unitario. Si può concludere che l'infittimento maggiore dei punti con cui si è svolta la taratura porta ad avere un migliore fattore di bloccaggio, però non ha un'incidenza evidente sul calcolo del numero di tumble. Per questo motivo, la sonda che verrà scelta per le varie prove da svolgere è la numero 32. È possibile di sicuro affermare che entrambe le sonde portano ai medesimi risultati.

4.7.2 Effetto dello spessore del linearizzatore sul campo acquisito

Le sonde impiegate sono monodimensionali, perciò non sono in grado di distinguere le eventuali componenti trasversali del flusso oltre a quella principale di tipo assiale. Per questo motivo è stato introdotto a valle del cilindro un linearizzatore di flusso con lo scopo di epurare i vettori velocità da qualunque componente che non sia parallela all'asse del cilindro.

Il linearizzatore è un cilindro in ceramico con una struttura a cellette. Mantenendo costante la dimensione della singola celletta quadrata, si può variare lo spessore del filtro per capire come influenza il campo di velocità visto dalla sonda. Dallo stesso blocco in ceramico sono stati tagliati tre filtri, ognuno con spessore diverso: 20mm, 8mm e 5mm.

Per poter arrivare alla sonda, l'aria avanza prima nel cilindro e poi deve attraversare tutto il linearizzatore. Maggiore è lo spessore di quest'ultimo e più lungo sarà il cammino. Inoltre, il materiale ceramico ha una struttura porosa e quindi l'aria nei canalini subirà delle perdite dovute all'attrito con le pareti. Sono perdite distribuite e dipendono dalla lunghezza del canale: più il filtro è spesso, più lungo è il tratto percorso, maggiori saranno le perdite per attrito e minori le velocità lette dalla sonda. Bisogna verificare quanto appena detto confrontando i risultati ottenuti con i tre filtri. Si imposta una verifica

sperimentale utilizzando una testa motore di prova con alzata valvola costante (pari a 11mm), stessa sonda, stesso centraggio e medesimo rapporto di espansione ($\beta = 1.1$). I risultati sono esposti in tabella 4.3.

Tabella 4.3 Confronto dei risultati ottenuti utilizzando linearizzatori di diverso spessore.

| | Filtro 20mm | Filtro 8mm | Filtro 5mm |
|-----------------|-------------|------------|------------|
| N_t | 0.683 | 0.710 | 0.736 |
| f_b | 1.112 | 1.141 | 1.117 |
| v_{max} [m/s] | 74.149 | 75.258 | 75.754 |

Il filtro più sottile ha perdite minori e perciò la velocità massima rilevata dalla sonda e il numero di tumble sono più elevati rispetto agli altri due casi. Il fattore di bloccaggio peggiora un po' quando il flusso ha velocità molto elevate ed infatti il filtro più spesso ha il fattore migliore (più vicino a 1).

Per scegliere quale filtro usare, è meglio tenere conto anche del numero di tumble calcolato con il tumblometro: 0.74. Sia con il linearizzatore da 5mm che con quello da 8mm si ottiene un N_t vicino a quello del tumblometro. Perciò, per le prove future, si è deciso di utilizzare il filtro spesso 8mm perché non ha perdite elevate come quello spesso 20mm e in più offre una maggior resistenza del filtro sottile. Essendo fatti in ceramico, questi linearizzatori sono molto fragili e tendono a formarsi delle crepe all'interno della matrice molto facilmente. L'operazione critica è il montaggio del filtro sul cilindro. La sezione finale del cilindro deve combaciare perfettamente con la faccia interna del filtro per non avere fughe d'aria laterali. Nel far ciò, si tende a dare manualmente una leggera spinta sul filtro per ancorarlo perfettamente al cilindro e poi infine lo si avvita su di esso. Le probabilità di rottura di un filtro molto sottile durante queste operazioni sono elevate, perciò si è optato per uno più resistente e allo stesso tempo con perdite per attrito quasi comparabili.

4.7.3 Effetto della distanza della sonda dal linearizzatore

La sonda è fissata ad un profilato ad L posizionato sul braccio del traversing che viene movimentato. Si è creato, con la carta millimetrata, una specie di righello per poter misurare la distanza del filo caldo dal linearizzatore e per poter mantenere costante questa distanza in tutte le future prove (vedi fig.4.24). È utile pure nella fase di posizionamento del traversing parallelamente alla faccia del linearizzatore. Infatti, per capire se l'operazione è stata eseguita correttamente, si misura la distanza della sonda (si utilizza una sonda rotta perché serve solo da punto di riferimento) dalla faccia esterna del filtro in più punti: al centro, nei due punti estremi dell'asse orizzontale ed in quelli dell'asse

verticale. Se la distanza non cambia, oppure differisce di massimo un millimetro, si può partire ad eseguire la prova di flussaggio.

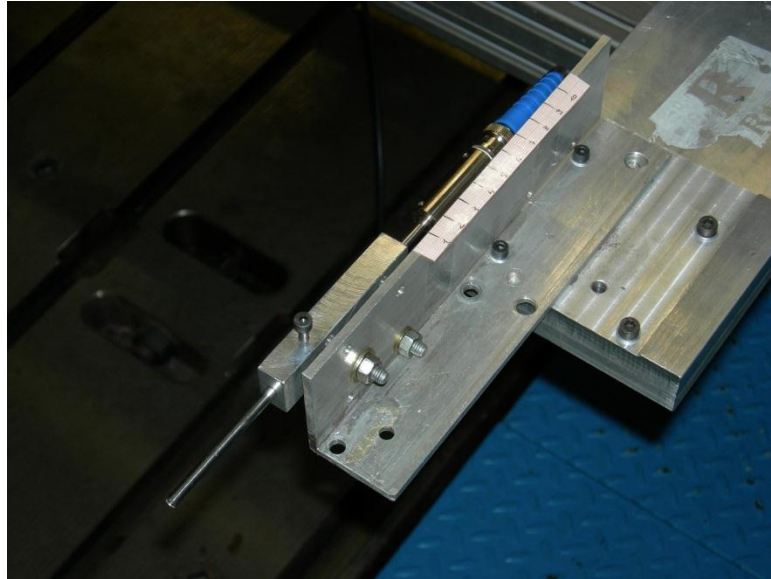


Figura 4.24 Foto del sistema di misurazione della distanza della sonda dal linearizzatore.

Convenzionalmente si è scelto di posizionare la sonda ad una distanza pari a 5mm per tutte le prove. Per una maggior sicurezza, si è cercato di capire se può verificarsi una variazione nei risultati e nel campo di moto acquisito posizionando la sonda ad una distanza di 4mm , data l'evidente difficoltà di allineare una struttura grande e pesante come il traversing.

La verifica sperimentale, per entrambe le distanze scelte, viene svolta sulla stessa testa motore con medesima alzata, linearizzatore, sonda e rapporto di espansione. I risultati si vedono in tabella 4.4.

Tabella 4.4 Confronto tra i risultati ottenuti variando la distanza tra la sonda e il linearizzatore.

| | Distanza 5mm | Distanza 4mm |
|-------------------|-----------------------|-----------------------|
| N_t | 0.706 | 0.711 |
| f_b | 1.151 | 1.151 |
| v_{max} [m/s] | 73.476 | 74.087 |
| v_{media} [m/s] | 16.966 | 16.892 |

Come si può vedere, non vi è moltissima differenza tra quanto acquisito alle due differenti distanze. È ovvio che più ci si avvicina al linearizzatore e maggiori

saranno le velocità massime acquisite e quindi anche il numero di tumble. Più ci si allontana, invece, saranno minori le velocità massime perché l'aria all'uscita dal filtro tende ad espandersi, perdendo la struttura ordinata impostata dal filtro, e viene rallentata dalla resistenza che incontra all'esterno e dalla stessa aria in quiete presente al di fuori del cilindro.

Le future prove verranno eseguite ponendo la sonda a distanza 5mm dal filtro, in modo tale da avere un margine di sicurezza maggiore nel caso ci sia qualche "avanzamento" anomalo del filtro verso il filo caldo a causa di un montaggio non corretto.

4.7.4 Effetto del rapporto di espansione

Come già detto nel capitolo 3, il database costruito negli anni dal CRF è basato su un rapporto di espansione costante $\beta = 1.1$ con cui si sono svolte le prove. Per capire se il metodo di misura con l'HWA è robusto nei confronti di una eventuale richiesta di eseguire prove con un rapporto di espansione differente dal solito, si possono svolgere delle verifiche sperimentali. Si scelgono due valori di β differenti, distanti 0.05 simmetricamente dal valore classico, e si analizza come variano le mappe e i parametri calcolati. Le prove sono svolte con la stessa testa motore, medesima alzata, uguale distanza della sonda dal filtro e stesso linearizzatore. I rapporti di espansione scelti sono: 1.06, 1.1 e 1.16. In tutti e tre i casi il moto turbolento risulta completamente sviluppato.

Conoscendo la teoria del fenomeno fisico in questione, è logico aspettarsi che il campo di moto evidenziato dalle mappe sia simile nei tre casi. L'unica cosa differente dovrebbe essere l'intensità delle velocità acquisite, la quale dovrebbe aumentare proporzionalmente al crescere del rapporto di espansione. I risultati sono visibili in tabella 4.5.

Tabella 4.5 Confronto tra i risultati ottenuti variando il rapporto di espansione.

| | $\beta = 1.06$ | $\beta = 1.1$ | $\beta = 1.16$ |
|-------------------|----------------|---------------|----------------|
| N_t | 0.345 | 0.409 | 0.528 |
| f_b | 1.018 | 1.001 | 0.947 |
| v_{max} [m/s] | 47.620 | 60.867 | 71.420 |
| v_{media} [m/s] | 7.161 | 9.435 | 12.379 |

All'aumentare di β , aumentano le velocità e perciò si hanno valori elevati del numero di tumble, della velocità massima e della velocità media.

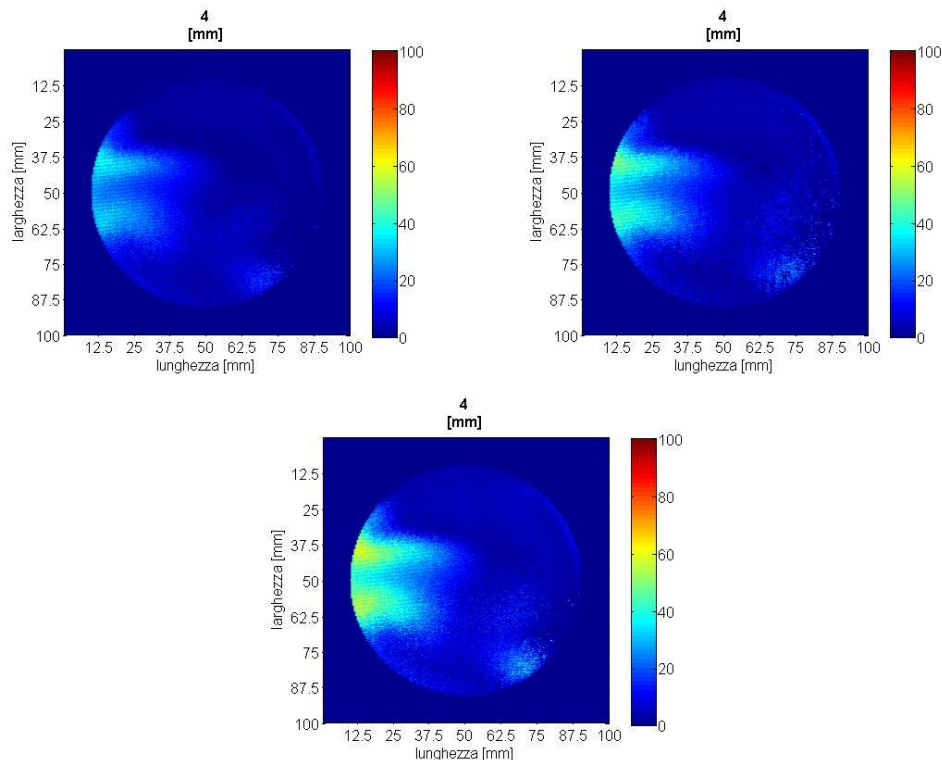


Figura 4.25 Confronto tra le mappe acquisite a differente rapporto di espansione: $\beta = 1.06$ in alto a sinistra; $\beta = 1.1$ in alto a destra; $\beta = 1.16$ in basso al centro.

Il fattore di bloccaggio invece si allontana da 1 proprio a causa di questo incremento nell'intensità della velocità. Dall'analisi delle mappe in fig. 4.25, si nota che l'aria occupa le medesime regioni all'interno del cilindro e l'unico aspetto differente è la presenza di zone a modulo sempre più elevato all'interno di queste regioni.

4.7.5 Effetto del centraggio della matrice rispetto al centro della sezione del cilindro.

Il programma in Matlab calcola automaticamente la posizione del centro della matrice in funzione delle dimensioni della matrice stessa, del passo tra le colonne, della frequenza di campionamento e della velocità con cui si muove la sonda durante la corsa di acquisizione (procedimento descritto nel paragrafo 4.3). In questo modo, le coordinate del centro calcolate sono le stesse che si ricavano nell'operazione di centraggio del centro della matrice rispetto al centro della sezione del cilindro. Se questa operazione preliminare di centraggio non fosse stata eseguita abbastanza accuratamente, al momento dell'elaborazione della mappa acquisita si ritroverebbero delle tracce degli effetti di bordo anche

dopo il passaggio di schermatura necessario ad eliminarli. Questo indica che il reale centro del cilindro si trova leggermente spostato rispetto a quello calcolato da Matlab. Analizzando la mappa grezza delle velocità e la mappa epurata dalle velocità sul bordo esterno del cilindro, si riesce a capire in che direzione e di quanto bisogna spostare manualmente il centro della mappa per farlo coincidere con quello della sezione del cilindro. Per far ciò basta andare a sostituire nella stringa di Matlab le coordinate del nuovo centro. Naturalmente si procede a tentativi fino a che non si ottiene una mappa finale priva della “aureola” di velocità sul bordo esterno del cilindro. È interessante capire come potrebbe cambiare il valore del numero di tumble calcolato se non si dovesse correggere la posizione del centro. Si effettua una prova su una generica testa motore, con stessa sonda, linearizzatore, rapporto di espansione e distanza sonda-linearizzatore per ogni alzata valvola. Si calcolano i valori del numero di tumble per ogni alzata prima con il centro calcolato automaticamente dal programma (caso chiamato “autocentrato”) e poi spostando manualmente il centro di $1mm$. Essendo questi dati ricavati da una prova già presente nel database, si sa che il centro reale del cilindro coincide con il centro calcolato automaticamente. Quindi, quando si sposta manualmente di $1mm$ il centro, si produce appositamente un errore di centraggio per quantificare lo scarto massimo tra i numeri di tumble calcolati nelle due configurazioni e decidere se un errore di centraggio pari ad $1mm$ è accettabile in sede di analisi dati. In fig. 4.26 è riportato il grafico raffigurante l’andamento di N_t in funzione dell’alzata valvola per le diverse coordinate del centro della sezione del cilindro.

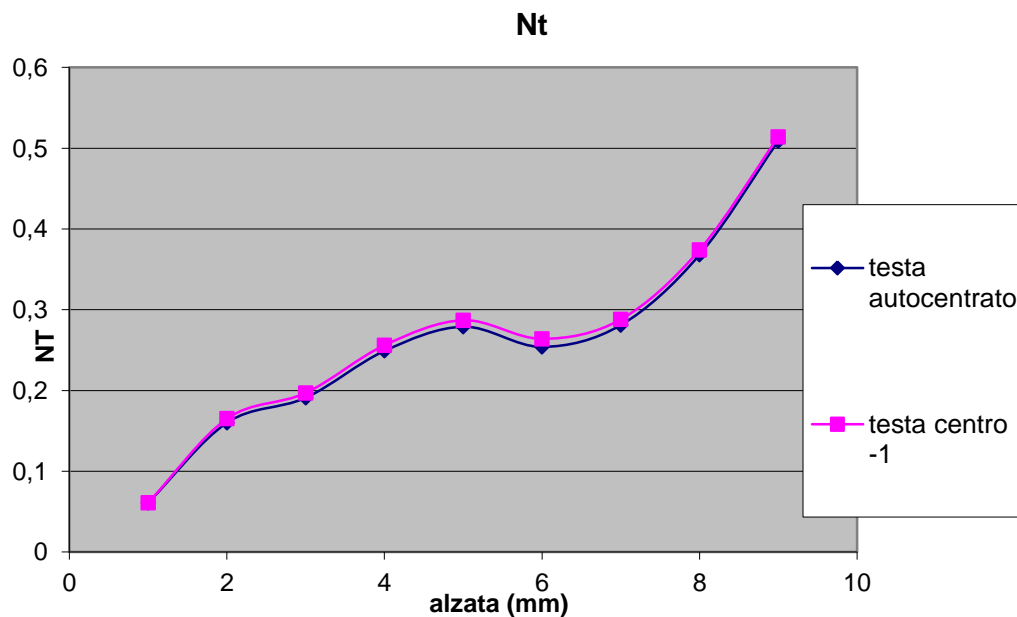


Figura 4.26 Andamento del numero di tumble in funzione dell'alzata valvola nel caso in cui il centro del cilindro sia quello calcolato automaticamente da Matlab e quando invece è spostato a sinistra di 1mm rispetto a quello calcolato.

Come si può vedere, l'andamento del numero di tumble è identico e pienamente sovrapponibile. Logicamente è presente un lieve scarto tra i due andamenti proprio a causa delle differenti coordinate del centro, però questi scarti non superano mai il 10%. Si può allora ritenere che una differenza massima di 1mm tra il centro reale del cilindro ed il centro della mappa non va ad alterare i dati calcolati perché lo scarto introdotto nei risultati non supera la soglia del 10%, considerata accettabile.

A meno di evidenti problemi nello svolgimento dell'operazione di centraggio ad inizio prova, è veramente difficile raggiungere una differenza di 1mm tra il centro reale e quello a cui si è costruito attorno la mappa perché la sensibilità minima ottenibile dalla catena di misura del programma di set up del traversing è di 0,001mm. Per questo motivo, si sceglie di utilizzare le mappe "autocentrate" tenendo conto che è possibile avere uno scarto massimo del 10% nel valore del numero di tumble calcolato se il centro non coincide con quello reale.

Capitolo 5

Studio dell'effetto dell'imbocco sul *C.E.*

Il primo obiettivo di questo capitolo è verificare l'effetto della presenza o meno di un imbocco, posizionato a monte del condotto di aspirazione di una testa, sul coefficiente di efflusso. In alcuni allestimenti c'è la necessità di creare manualmente degli imbocchi in plastilina per evitare la presenza di gradini o spigoli vivi (vedi paragrafo 3.1.4). Non sarà mai possibile replicare tutte le volte la stessa identica forma e quindi, come secondo obiettivo, si vuole indagare come le varie tipologie di imbocchi modellati con la plastilina possono influenzare il coefficiente di efflusso.

L'oggetto su cui si indagherà l'andamento del *C.E.*, in funzione dell'alzata valvola, è una testa di prova a singola valvola di aspirazione. Il metodo con cui viene calcolato questo coefficiente è stato ampiamente presentato nel paragrafo 2.4.2; invece la procedura di misura è descritta nel paragrafo 3.2.

Solitamente la prova sperimentale si esegue usando il banco soffiato. La testa di prova viene montata alla piastra per mezzo di un tronchetto opportunamente sagomato che svolge il compito di imbocco alla testa e avrà una certa influenza sul coefficiente di efflusso. L'aria parte dal plenum soffiato, attraversa il tronchetto, giunge al condotto di aspirazione ed esce poi dalla valvola di aspirazione fino all'ambiente esterno attraverso la canna che simula il cilindro.

Quanto appena descritto è la procedura standard con cui al CRF si valuta la permeabilità dei condotti di aspirazione di una testa motore.

Per capire e quantificare l'effetto del tronchetto, è necessario confrontare l'andamento del coefficiente di efflusso con quello misurato sperimentalmente in assenza del tronchetto. Il problema maggiore nel far ciò è che il tronchetto svolge anche la funzione di collegamento tra la piastra del plenum soffiato e la testa da flussare. Senza esso non è possibile montare la testa al banco. La prova comunque si riesce ad effettuare grazie al banco aspirato che permette di montare la testa alla piastra del plenum aspirato per mezzo del cilindro. L'aria segue lo stesso percorso delle prove sul banco soffiato: dall'ambiente esterno entra nel condotto di aspirazione, passa attraverso la valvola, fluisce nel cilindro e poi nel plenum aspirato. Essendo il percorso identico, le perdite a cui andrà incontro l'aria sono le stesse. Così facendo, i dati acquisiti durante la prova descriveranno solamente l'effetto (cioè la perdita) che introduce la presenza dell'imbocco (e la sua forma) nel processo di aspirazione dell'aria.

Svolgendo la prova sul banco aspirato, è possibile montare a monte del condotto di aspirazione sia i vari imbocchi in plastilina che il tronchetto ed effettuare la misurazione del coefficiente di efflusso. Il tronchetto presenta un ingresso a

spigolo vivo nell'estremità di collegamento al plenum e perciò è necessario verificare se è dimensionato bene per riassorbire le perdite di imbocco, confrontando i risultati ottenuti con quelli degli imbocchi opportunamente conformati in plastilina.

Le prove sono tutte eseguite con il classico rapporto di espansione di 1.1.

In ognuno dei paragrafi seguenti verrà introdotto un imbocco diverso e verranno visualizzati. Alla fine si farà un confronto di tutti i dati in possesso per arrivare ad una conclusione.

5.1 Prova con il tronchetto sul banco aspirato

La testa viene collegata alla piastra del banco aspirato per mezzo del cilindro. Prima del condotto di aspirazione viene montato il tronchetto nella stessa posizione in cui si trova durante la prova con il banco soffiato. Il tronchetto presenta chiaramente lo spigolo vivo nell'estremità non collegata alla testa. Ciò porterà al distacco della vena fluida all'ingresso e alla formazione di vortici che ridurranno l'area efficace di ingresso. Se il tronchetto è opportunamente dimensionato, questi effetti vengono riassorbiti prima di arrivare nella zona di filo testa. Bisogna ricordare che i valori del coefficiente di efflusso sono ricavati in funzione dell'alzata valvola. Nei motori solitamente l'alzata massima non supera i 9mm (la ragione teorica è descritta nel paragrafo 2.5), però in questa prova si è deciso di arrivare fino a 13mm per visualizzare completamente l'andamento del *C.E.* Nella tabella 5.1 sono riportati i valori misurati del coefficiente di efflusso e della portata. Si è deciso di non introdurre immediatamente il grafico con l'andamento della curva perché senza un termine di paragone non avrebbe molto senso commentarlo. Nel paragrafo finale verrà proposto il grafico che permetterà il confronto tra le diverse curve ricavate per le varie tipologie di imbocco.

Tabella 5.1 Valori misurati di $C.E.$ e portata in funzione dell'alzata valvola in una prova su banco aspirato con la presenza del tronchetto.

| Alzata | $C.E.$ | \dot{m} [g/s] |
|--------|--------|-----------------|
| 1 | 0,061 | 13,756 |
| 2 | 0,123 | 27,794 |
| 3 | 0,179 | 40,556 |
| 4 | 0,244 | 55,419 |
| 5 | 0,314 | 71,279 |
| 6 | 0,384 | 87,249 |
| 7 | 0,438 | 99,681 |
| 8 | 0,476 | 108,009 |
| 9 | 0,498 | 112,903 |
| 10 | 0,514 | 116,728 |
| 11 | 0,530 | 120,353 |
| 12 | 0,537 | 122,263 |
| 13 | 0,543 | 123,818 |

5.2 Prova senza imbocco sul banco aspirato

Si mantiene l'allestimento della prova precedente ad eccezione del tronchetto che viene rimosso. La testa presenta un ingresso al condotto di aspirazione a spigolo vivo e di sicuro vi sarà il distacco della vena come all'ingresso del tronchetto. I dati acquisiti sono visibili nella seguente tabella:

Tabella 5.2 Valori misurati di $C.E.$ e portata in funzione dell'alzata valvola in una prova su banco aspirato senza la presenza di imbocco.

| Alzata | $C.E.$ | \dot{m} [g/s] |
|--------|--------|-----------------|
| 1 | 0,057 | 13,094 |
| 2 | 0,118 | 27,051 |
| 3 | 0,180 | 41,058 |
| 4 | 0,243 | 55,619 |
| 5 | 0,304 | 69,411 |
| 6 | 0,359 | 82,163 |
| 7 | 0,398 | 91,121 |
| 8 | 0,426 | 97,743 |
| 9 | 0,452 | 103,341 |
| 10 | 0,467 | 106,695 |
| 11 | 0,474 | 108,718 |
| 12 | 0,483 | 110,430 |
| 13 | 0,490 | 112,049 |

5.3 Prova con imbocco in plastilina (versione 1): tratto cilindrico con svasatura finale

Si parte dall'allestimento su banco aspirato della sola testa senza tronchetto. Utilizzando la plastilina si possono creare imbocchi di qualsiasi forma. La "versione 1" dell'imbocco realizzato con la plastilina, consiste in un cilindro con una svasatura finale. Il cilindro ha lunghezza 10cm e diametro interno $6,5\text{cm}$. Rispetto alla direzione verticale, la svasatura forma un angolo di 5° .

È simile ad un tronchetto di dimensioni ridotte e si può ritenere che il comportamento sia analogo. Rispetto al tronchetto, instaura un invito per il flusso più dolce che lo spigolo vivo ma con curvatura molto stretta che potrebbe portare ad un distacco della vena fluida con creazione di vortici.

In fig. 5.1 si vede una foto dell'allestimento della testa con l'imbocco in plastilina.



Figura 5.1 Foto della testa motore allestita sul banco aspirato. In primo piano è ben visibile l'imbocco in plastilina "versione 1".

I risultati delle misurazioni sono disponibili nella seguente tabella:

Tabella 5.3 Valori misurati di $C.E.$ e portata in funzione dell'alzata valvola in una prova su banco aspirato con la presenza dell'imbocco in plastilina "versione 1".

| Alzata | $C.E.$ | \dot{m} [g/s] |
|--------|--------|-----------------|
| 1 | 0,058 | 13,476 |
| 2 | 0,119 | 27,036 |
| 3 | 0,178 | 40,589 |
| 4 | 0,240 | 54,771 |
| 5 | 0,311 | 70,967 |
| 6 | 0,376 | 85,872 |
| 7 | 0,431 | 98,328 |
| 8 | 0,465 | 106,546 |
| 9 | 0,489 | 111,563 |
| 10 | 0,510 | 116,268 |
| 11 | 0,524 | 119,408 |
| 12 | 0,535 | 122,128 |
| 13 | 0,545 | 124,407 |

5.4 Prova con imbocco in plastilina (versione 2): tratto cilindrico con svasatura finale accentuata

Partendo dall'imbocco in plastilina già modellato per la precedente prova, si cerca di rendere la svasatura finale più accentuata e più dolce, in modo tale da seguire l'andamento dell'aria entrante e non creare distacchi di vena che comportano perdite e riduzioni dell'area efficace di ingresso. In conclusione, la "versione 2" consiste in un tratto cilindrico con una svasatura finale accentuata. Le dimensioni del cilindro rimangono inalterate, cambia l'inclinazione della svasatura rispetto alla direzione verticale che questa volta è di 30° . In fig. 5.2 è presente una foto dell'imbocco.

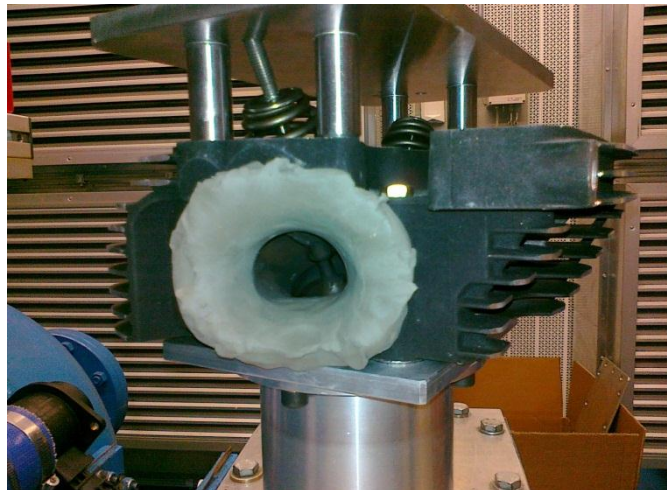


Figura 5.2 Foto della testa motore con imbocco in plastilina "versione 2". È ben visibile la svasatura accentuata.

Come sempre si riportano i dati acquisiti in tabella.

Tabella 5.4 Valori misurati di *C.E.* e portata in funzione dell'alzata valvola in una prova su banco aspirato con la presenza dell'imbocco in plastilina "versione 2".

| Alzata | <i>C.E.</i> | \dot{m} [g/s] |
|--------|-------------|-----------------|
| 1 | 0,058 | 13,337 |
| 2 | 0,119 | 27,245 |
| 3 | 0,178 | 40,818 |
| 4 | 0,243 | 55,598 |
| 5 | 0,311 | 71,378 |
| 6 | 0,376 | 86,067 |
| 7 | 0,431 | 98,812 |
| 8 | 0,463 | 106,145 |
| 9 | 0,492 | 112,739 |
| 10 | 0,511 | 117,001 |
| 11 | 0,528 | 120,823 |
| 12 | 0,536 | 122,777 |
| 13 | 0,541 | 124,003 |

5.5 Prova con imbocco in plastilina (versione 3): svasatura ampia e raccordata

La "versione 3" consiste in una svasatura molto ampia e ben raccordata applicata direttamente all'ingresso del condotto di aspirazione. La differenza con la "versione 2" è data dall'assenza del cilindro in plastilina tra il condotto di aspirazione e la svasatura. L'inclinazione della svasatura rispetto alla direzione verticale è maggiore della soluzione precedente e raggiunge i 40°.

L'obiettivo è sempre quello di creare un imbocco che eviti il distacco della vena fluida, però in questo caso è possibile capire anche l'importanza della presenza o meno del cilindro di plastilina prima della svasatura confrontando i valori misurati nella "versione 2" con quelli misurati nella "versione 3". Nella fig. 5.3 è presente la foto dell'imbocco creato.

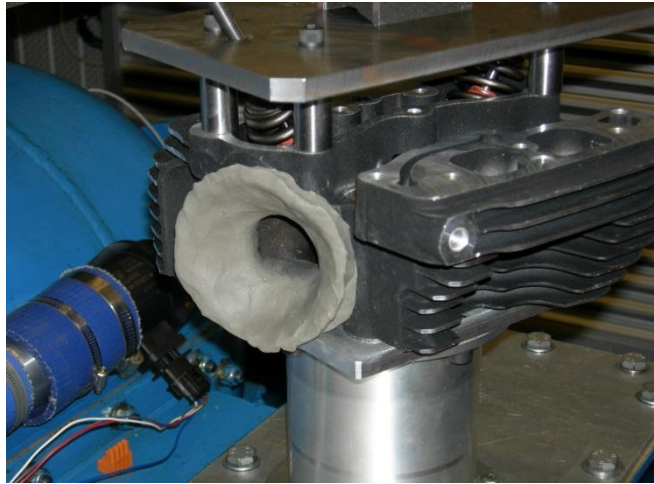


Figura 5.3 Foto della testa motore con imbocco in plastilina “versione 3”. È ben visibile la svasatura ampia e ben raccordata all’ingresso del condotto di aspirazione.

I valori misurati del coefficiente di efflusso e della portata sono nella seguente tabella:

Tabella 5.5 Valori misurati di $C.E.$ e portata in funzione dell'alzata valvola in una prova su banco aspirato con la presenza dell'imbocco in plastilina “versione 3”.

| Alzata | $C.E.$ | \dot{m} [g/s] |
|--------|--------|-----------------|
| 1 | 0,058 | 12,912 |
| 2 | 0,119 | 27,145 |
| 3 | 0,178 | 40,617 |
| 4 | 0,241 | 55,094 |
| 5 | 0,310 | 70,854 |
| 6 | 0,376 | 85,924 |
| 7 | 0,431 | 98,736 |
| 8 | 0,466 | 106,840 |
| 9 | 0,493 | 112,690 |
| 10 | 0,512 | 117,277 |
| 11 | 0,522 | 119,411 |
| 12 | 0,532 | 121,528 |
| 13 | 0,544 | 124,593 |

5.6 Prova con tronchetto e imbocco in plastilina con ampia svasatura e ben raccordato

L'ultimo tentativo consiste nel rimontare il tronchetto e realizzare un imbocco con ampia svasatura, e ben raccordato, all'estremità in cui è presente lo spigolo vivo. La svasatura ha pendenza 40° rispetto alla direzione verticale.

Così facendo si cerca di migliorare le prestazioni del tronchetto ed è possibile quantificare l'effetto dell'imbocco in plastilina confrontando i dati ricavati da questa prova con le misurazioni acquisite nella prova sul banco aspirato con il solo tronchetto. Per avere un'idea chiara dell'allestimento, si veda la fig. 5.4.

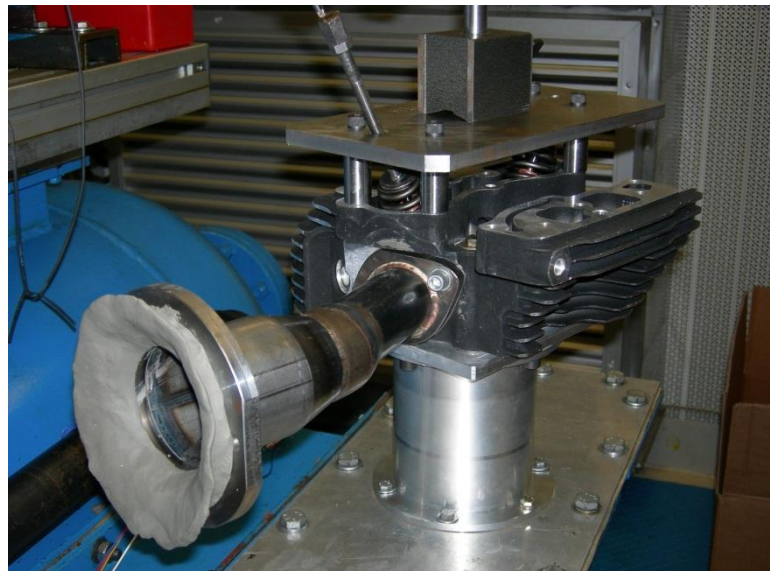


Figura 5.4 Foto della testa motore con tronchetto e imbocco in plastilina con svasatura ampia e ben raccordata.

I dati acquisiti sono visibili in tabella 5.6

Tabella 5.6 Valori misurati di $C.E.$ e portata in funzione dell'alzata valvola in una prova su banco aspirato con la presenza del tronchetto e dell'imbocco in plastilina.

| Alzata | $C.E.$ | \dot{m} [g/s] |
|--------|--------|-----------------|
| 1 | 0,057 | 13,087 |
| 2 | 0,119 | 27,042 |
| 3 | 0,176 | 40,261 |
| 4 | 0,241 | 55,112 |
| 5 | 0,307 | 70,234 |
| 6 | 0,373 | 85,454 |
| 7 | 0,428 | 97,466 |
| 8 | 0,463 | 105,715 |
| 9 | 0,488 | 111,616 |
| 10 | 0,509 | 116,519 |
| 11 | 0,521 | 118,988 |
| 12 | 0,529 | 120,715 |
| 13 | 0,533 | 121,993 |

5.7 Confronto e valutazione dei risultati ottenuti

Per poter avere un quadro completo e riassuntivo delle prove appena eseguite, conviene visualizzare su un unico grafico l'andamento del $C.E.$ in funzione dell'alzata valvola per le varie tipologie di imbocco.

Dalla fig. 5.5, si nota che fino all'alzata $5mm$ le curve si sovrappongono. Questo indica che gli effetti dovuti alla presenza o meno dell'imbocco, e la tipologia dell'imbocco stesso, sono trascurabili. Anche se è presente una riduzione dell'area effettiva di passaggio nella sezione di ingresso del condotto di aspirazione, a causa del bordo a spigolo vivo che porta ad un distacco della vena fluida e alla formazione di vortici localizzati, la sezione minima di passaggio determinata dall'alzata valvola risulta essere ancora più piccola dell'area di cortina attorno alla sede valvola, da non risentire delle sfavorevoli condizioni a monte. L'effetto della presenza o meno dell'imbocco è visibile invece molto chiaramente alle alte alzate. La curva ricavata in assenza di imbocco ha valori chiaramente inferiori rispetto a tutte quelle con imbocco. Si ha uno scostamento di quasi il 10% tra il valore del coefficiente valutato con il tronchetto sul banco aspirato e quello valutato in assenza di imbocco. Senza

imbocco, direttamente all'ingresso del condotto di aspirazione avviene il distacco della vena fluida e la formazione di grossi vortici localizzati che fanno diminuire molto l'area di passaggio. Il condotto di aspirazione è molto corto e non ha una lunghezza sufficiente affinché il flusso riesca a tornare ad essere uniforme lungo la sezione di passaggio, riassorbendo l'effetto introdotto dallo spigolo vivo all'ingresso. Perciò anche la valvola risente della condizione all'ingresso e si hanno dei valori del coefficiente di efflusso più bassi rispetto ai casi con il tronchetto o gli imbocchi in plastilina.

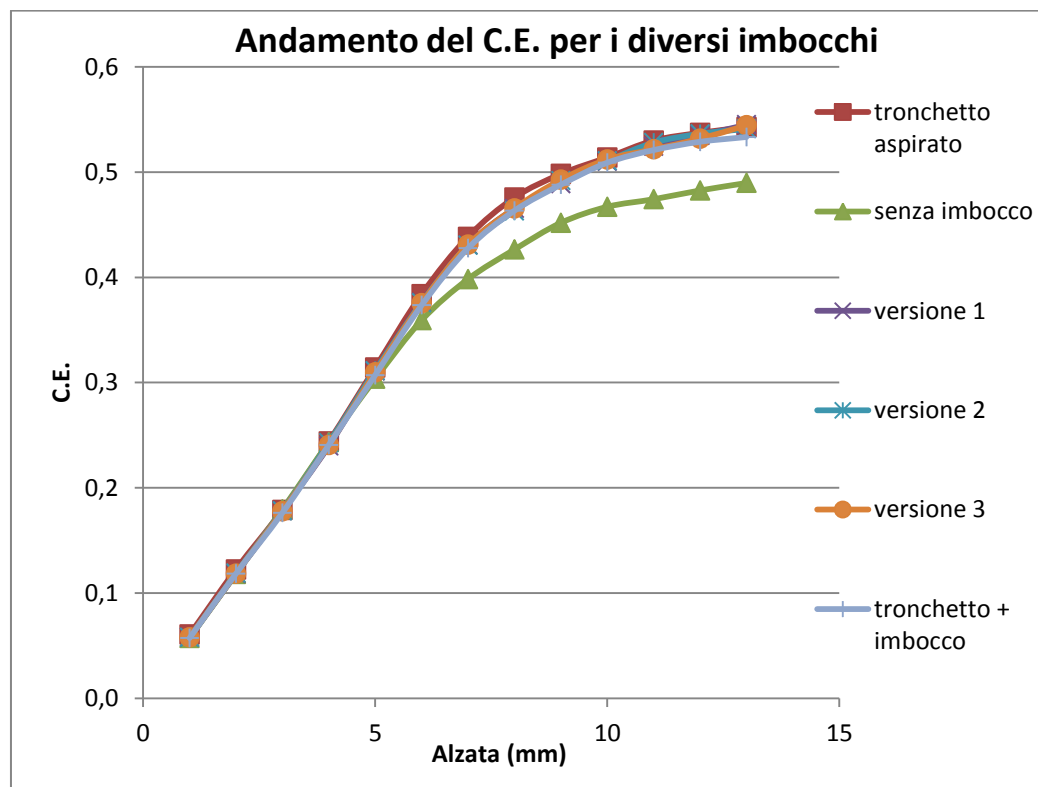


Figura 5.5 Andamento del coefficiente di efflusso in funzione dell'alzata valvole per le varie tipologie di imbocco.

Le prove con i vari imbocchi in plastilina e quella con il tronchetto sul banco aspirato hanno lo stesso andamento e infatti sono sovrapposte. Si capisce quindi che il tronchetto è ben dimensionato e si comporta come gli imbocchi "curati" in plastilina. Per conferma è meglio visualizzare sullo stesso grafico i valori relativi al tronchetto e quelli del tronchetto con montato l'imbocco in plastilina (fig. 5.6).

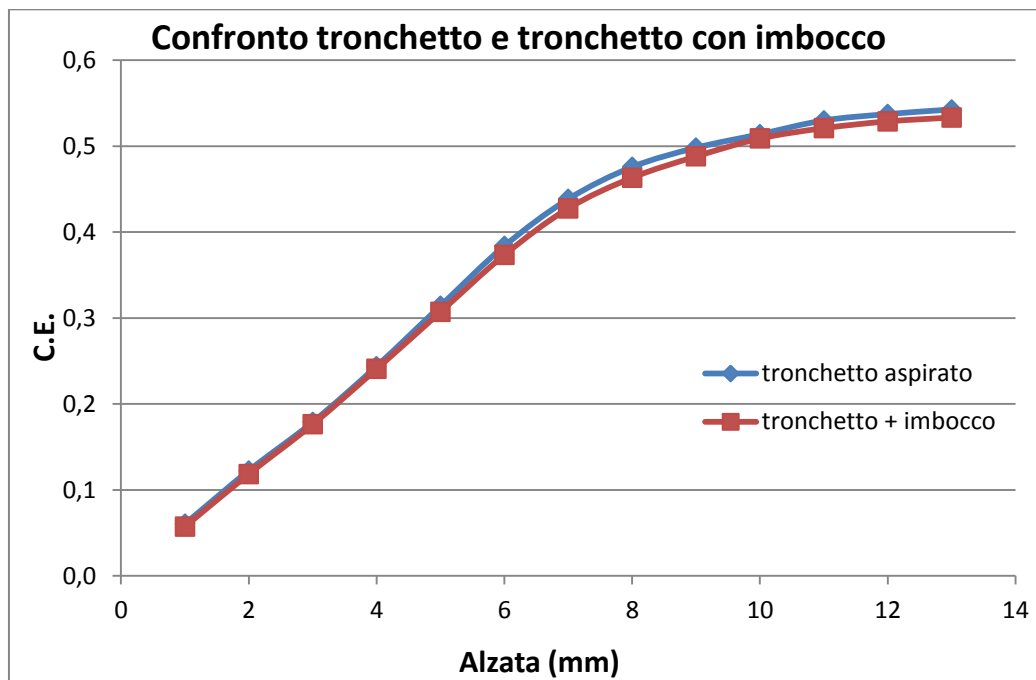


Figura 5.6 Confronto tra la curva del coefficiente di efflusso ricavata con il tronchetto e quella con il tronchetto e l'imbocco in plastilina.

Il tronchetto è ben dimensionato e riassorbe gli effetti dell'imbocco, infatti la presenza dello spigolo vivo o di un imbocco in plastilina non modifica per nulla i valori del *C.E.* misurati. Anzi, sembra che l'imbocco possa causare un lieve peggioramento.

Per quanto riguarda gli imbocchi in plastilina, è meglio confrontarli a due a due partendo prima da quelli che presentano particolari analoghi.

Un confronto interessante potrebbe essere quello tra la "versione 1" e la "versione 2" dell'imbocco in plastilina. Tutte e due hanno un cilindro in plastilina e una svasatura finale. La svasatura della "versione 1" risulta essere meno ampia e più tendente allo spigolo vivo e quindi dovrebbe guidare meno il flusso. In fig. 5.7 è proposto il confronto tra le due versioni.

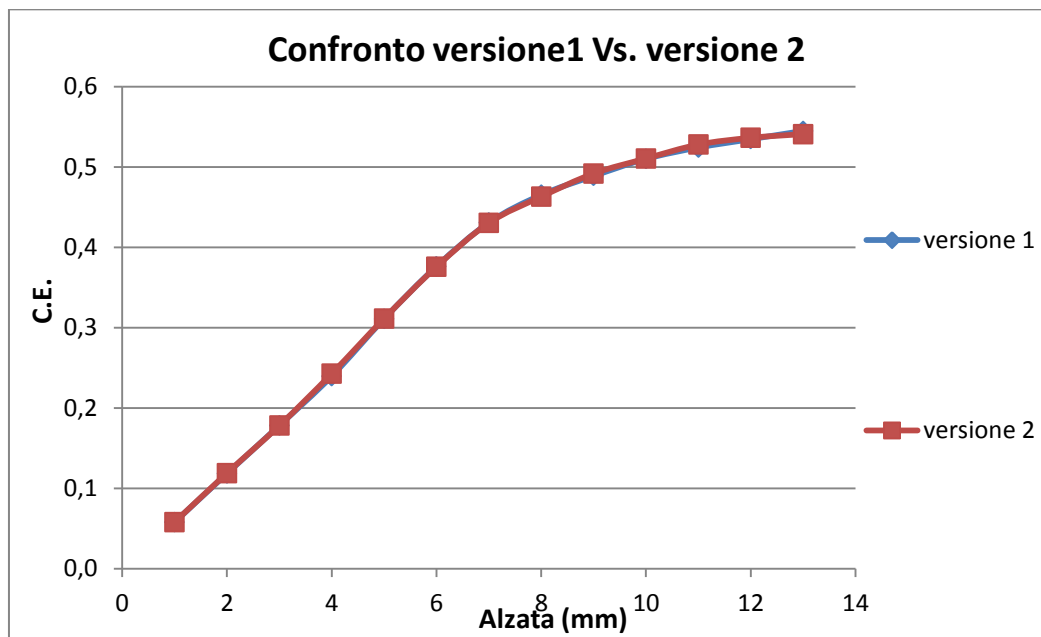


Figura 5.7 Confronto tra la curva del coefficiente di efflusso ricavata per la “versione 1” dell’imbocco e quella ricavata per la “versione 2”.

Gli andamenti sono identici e le curve sono sovrapposte. La differente tipologia di svasatura non ha quindi alcun effetto. Un possibile motivo potrebbe essere la lunghezza del cilindro in plastilina che permette al flusso d’aria di annullare e riassorbire l’effetto dell’imbocco prima di arrivare alla valvola.

Il passo successivo è conseguentemente aggiungere al grafico pure la “versione 3” dell’imbocco in plastilina. In essa non è presente il cilindro in plastilina e l’ampia svasatura è direttamente raccordata al condotto di aspirazione. Le tre versioni insieme sono visibili in fig. 5.8. Sono sempre sovrapposte le curve, però quella della “versione 3” risulta essere leggermente inferiore alle altre due e quindi un leggero effetto del cilindro c’è. Va però tenuto conto che la svasatura della terza versione è stata costruita in modo tale da seguire il più possibile le linee di flusso. Questo porta a valori del *C.E.* elevati e comparabili con quelli ottenuti in presenza di un cilindro in plastilina o di un tronchetto che hanno delle lunghezze tali da permettere al flusso di riassorbire l’effetto di imbocco e non farlo arrivare alla valvola.

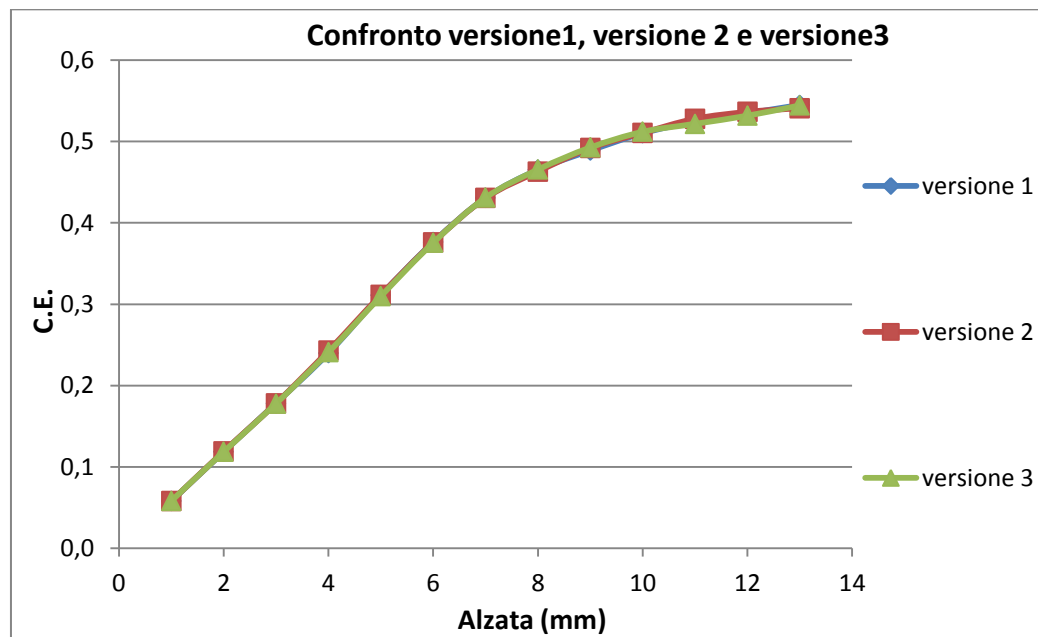


Figura 5.8 Confronto tra la curva del coefficiente di efflusso ricavata per la “versione 1” dell'imbocco, quella ricavata per la “versione 2” e quella per la “versione 3”.

In conclusione, è possibile affermare che la presenza dell'imbocco (tronchetto o imbrocchi in plastilina) influisce sulla misurazione del $C.E.$ rispetto al caso in cui non sia presente. È sempre meglio utilizzarlo per eseguire le prove sperimentali di caratterizzazione fluidodinamica di una testa motore perché rappresenta la condizione reale su motore, dove non sono presenti né collegamenti a spigolo vivo né gradini tra i collettori di aspirazione e i condotti. La forma e la tipologia dell'imbocco non influisce in maniera sensibile sulla misurazione, infatti lo scostamento massimo dei valori tra le prove effettuate con i diversi imbrocchi risulta essere sempre inferiore al 3%.

Capitolo 6

Confronto tra condotti di aspirazione simmetrici e condotti asimmetrici

In questo capitolo vengono mostrati i risultati delle prove sperimentali sui condotti di aspirazione di un motore benzina T (il nome è di fantasia) con quattro valvole per cilindro. Lo scopo è vedere come si modifica il campo di moto generato da condotti simmetrici quando viene introdotta una piccola modifica in uno di essi, rendendoli asimmetrici. Conseguentemente si valuta se il tumble viene favorito o meno nel passaggio dalla simmetria all'asimmetria e se parallelamente si sono formati altri tipi di moti organizzati.

Per far ciò si utilizza il sistema di misura basato sull'anemometria a filo caldo, utilizzando queste prove anche per testare la sua sensibilità alle piccole modifiche. Il numero di tumble verrà calcolato pure con il metodo tradizionale del tumblometro, in modo tale da poter capire se c'è corrispondenza tra i due differenti metodi di misura.

La strumentazione con cui effettuare le prove sperimentali consiste in un flow box con condotti di aspirazione simmetrici e una testa motore di normal produzione con i condotti asimmetrici. In fig. 6.1 è presente il disegno dei condotti simmetrici del flow box.

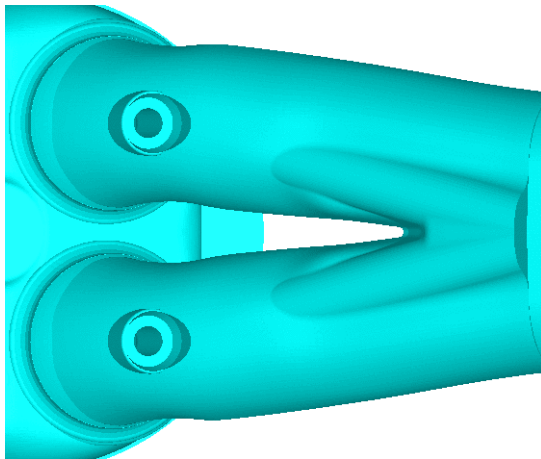


Figura 6.1 Disegno dei condotti di aspirazione simmetrici presenti sul flow box del motore T.

La testa motore presenta invece condotti asimmetrici, generati da una lavorazione manuale su uno dei due condotti. In pratica si è asportato 3mm di materiale nella regione frontale del condotto prossima all'ingresso valvola.

Questa lavorazione porta ad un allargamento della sezione del condotto nella zona evidenziata in fig. 6.2.

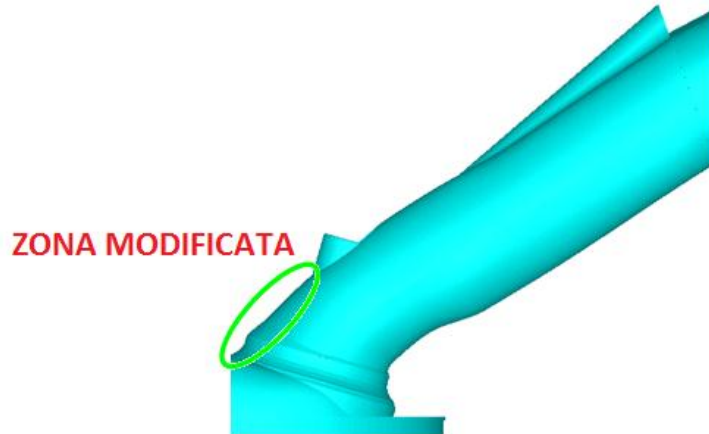


Figura 6.2 Disegno del condotto di aspirazione con evidenziata la zona in cui è presente la lavorazione di modifica.

Le prove sono svolte sul banco flussato con un rapporto di espansione costante pari a $\beta = 1.1$. In funzione dell'alzata valvola, si acquisisce la mappa del campo di velocità all'interno del cilindro necessaria per calcolare il numero di tumble. La canna che simula la presenza del cilindro ha una lunghezza pari a metà alesaggio. Il linearizzatore scelto è quello di spessore 8mm e la distanza della sonda dal filtro è pari a 5mm . L'alzata valvola massima scelta per l'indagine è 9mm , in quanto nella realtà questo motore non utilizza valori superiori.

Osservando la tipologia di modifica introdotta, si può a priori fare una considerazione. Come esposto nel paragrafo 2.7.2, per ottenere un elevato moto di tumble è necessario ridurre le sezioni di passaggio del condotto per accelerare il flusso e dirigerlo nella regione sottostante le valvole di scarico. La lavorazione eseguita ha allargato la sezione del condotto e quindi si prevede una riduzione del tumble generato da questo condotto.

Lo scopo però non è valutare solamente se il tumble aumenta di intensità o diminuisce; il vero obiettivo è cogliere le variazioni all'interno del campo di moto, per esempio vedere se l'aria viene indirizzata allo stesso modo sotto le valvole di scarico oppure cade diritta sotto quelle di aspirazione (riducendo così il tumble). Già svolgendo l'analisi del campo di moto si riesce a capire come si sviluppa il tumble e se iniziano a formarsi altri moti interessanti.

6.1 Confronto tra i risultati delle due prove

Il modo più chiaro per capire se l'introduzione dell'asimmetria nei condotti di aspirazione ha portato ad un aumento del tumble, è vedere il grafico di fig. 6.3

in cui è presente l'andamento del numero di tumble in funzione dell'alzata valvola nel caso di condotti simmetrici e in quello di condotti asimmetrici.

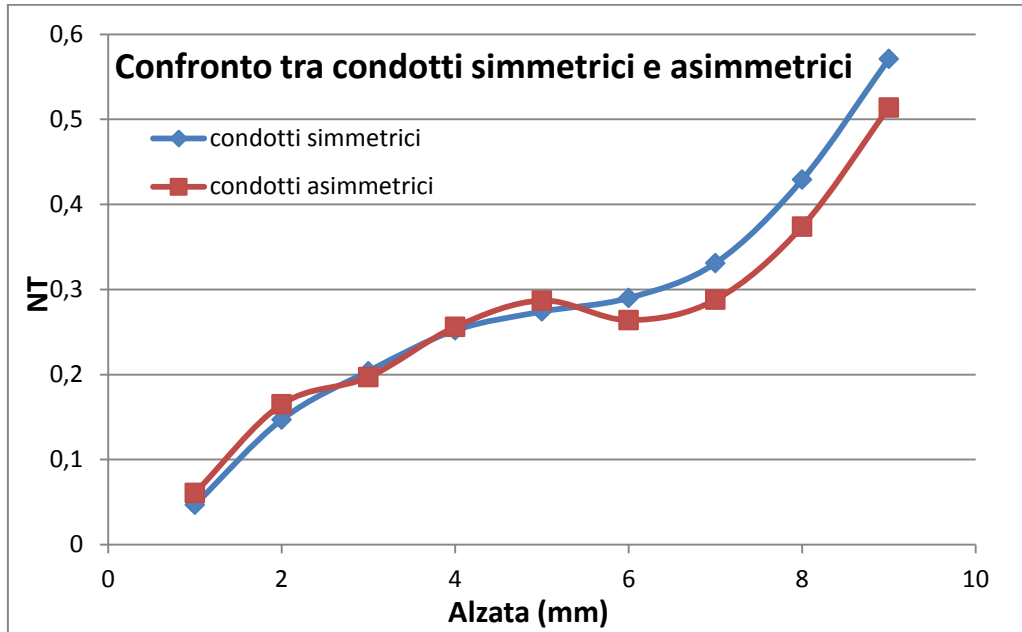


Figura 6.3 Andamento del numero di tumble in funzione dell'alzata valvola nel caso di condotti simmetrici e asimmetrici.

Come si poteva pensare, la lavorazione di allargamento della sezione del condotto di aspirazione, ha portato alla formazione di un moto di tumble meno intenso rispetto a quello generato con i condotti simmetrici. Sempre analizzando il grafico, si nota subito lo strano comportamento alle basse alzate. Nel range di alzate fino a 5mm , si ha un valore di N_t maggiore per i condotti asimmetrici rispetto ai condotti simmetrici. Va ricordato che di norma i condotti simmetrici creano un campo di velocità simmetrico rispetto all'asse orizzontale della sezione del cilindro. Quelli asimmetrici non presentano un campo simmetrico rispetto all'asse orizzontale e ciò comporta la formazione del moto di crosstumble proprio attorno a questo asse. Alle basse alzate sembrerebbe però che i condotti simmetrici non riescano a creare un campo di velocità simmetrico, mentre quelli asimmetrici riescono a fare tornare il campo simmetrico. Il miglior comportamento alle basse alzate dei condotti asimmetrici può anche essere spiegato proprio con il fatto che la modifica riesce a far entrare leggermente più aria alle basse alzate nella zona sotto lo scarico e quindi a tumble "positivo". La mancanza di simmetria, con conseguente formazione di crosstumble, comporta il passaggio di energia dal piano su cui agisce il moto di tumble a quello su cui agisce il moto di crosstumble. Inoltre la zona del condotto resa più

tuffante dalla modifica, potrebbe favorire la discesa di parte del flusso più parallelo all'asse del cilindro e quindi, per come è calcolato il tumble dalle mappe, diminuisce il braccio di ciascun filetto fluido. Così facendo, a causa dei due fattori precedentemente citati, diminuisce l'intensità del moto di tumble stesso.

Per poter comprendere quello che succede alle basse alzate, è comodo osservare e confrontare le mappe di velocità ottenute con l'anemometria. Prima di far ciò, conviene verificare l'attendibilità della misurazione controllando l'andamento del fattore di bloccaggio in funzione dell'alzata per le due prove.

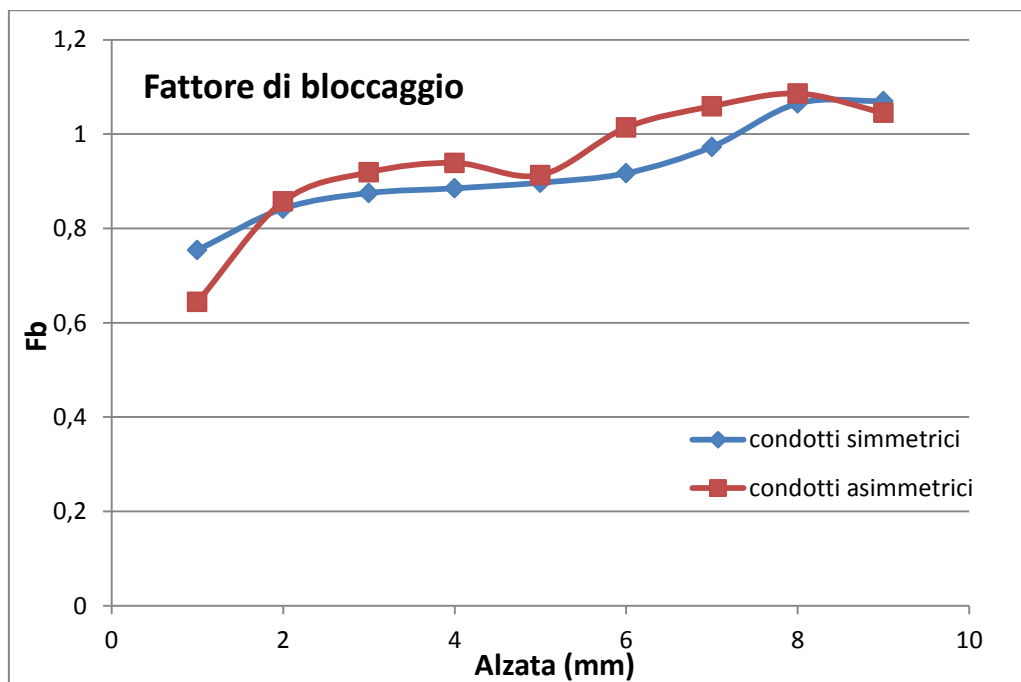


Figura 6.4 Andamento del fattore di bloccaggio in funzione dell'alzata valvola nel caso di condotti simmetrici e asimmetrici.

Il valore di f_b è molto prossimo ad 1 alle alte alzate, indicando che la portata calcolata dalla mappa delle velocità è simile a quella misurata dal banco durante la prova. Alle basse alzate si riscontra sempre il solito effetto di sovrastima della portata. Le prove sperimentali si possono ritenere attendibili, anche perché l'andamento del fattore di bloccaggio è lo stesso nel caso di condotti simmetrici e asimmetrici.

L'ultima verifica da svolgere, prima di analizzare le mappe, è il confronto dei valori del numero di tumble calcolati precedentemente con quelli ricavati con il tumblometro.

In fig. 6.5 è possibile vedere il confronto tra i due metodi. Anche con il tumblometro risulta evidente che i condotti asimmetrici peggiorano il tumble dopo l'alzata 5mm e invece sono leggermente più performanti alle alzate inferiori rispetto ai condotti simmetrici. Le curve ricavate con l'HWA e con il tumblometro hanno il medesimo andamento e sono sovrapponibili. È presente un offset (che si mantiene quasi costante variando l'alzata) tra le rispettive curve calcolate con l'anemometria e con il misuratore a nido d'ape. Si verifica questa differenza perché con l'anemometria si calcola un indice cinetico del tumble, in cui non compare la massa in gioco. Invece con il tumblometro viene misurata la coppia prodotta dalla quantità di moto del vortice e perciò in uscita si ottiene un indice dinamico. Inoltre il tumblometro forza il vortice a chiudersi su se stesso fino a che non raggiunge il nido d'ape. Nella prova HWA, il vortice non può mai chiudersi perché è presente il linearizzatore all'uscita del cilindro che permette all'aria di fluire all'esterno per poterne misurare il campo di velocità con la sonda a filo caldo.

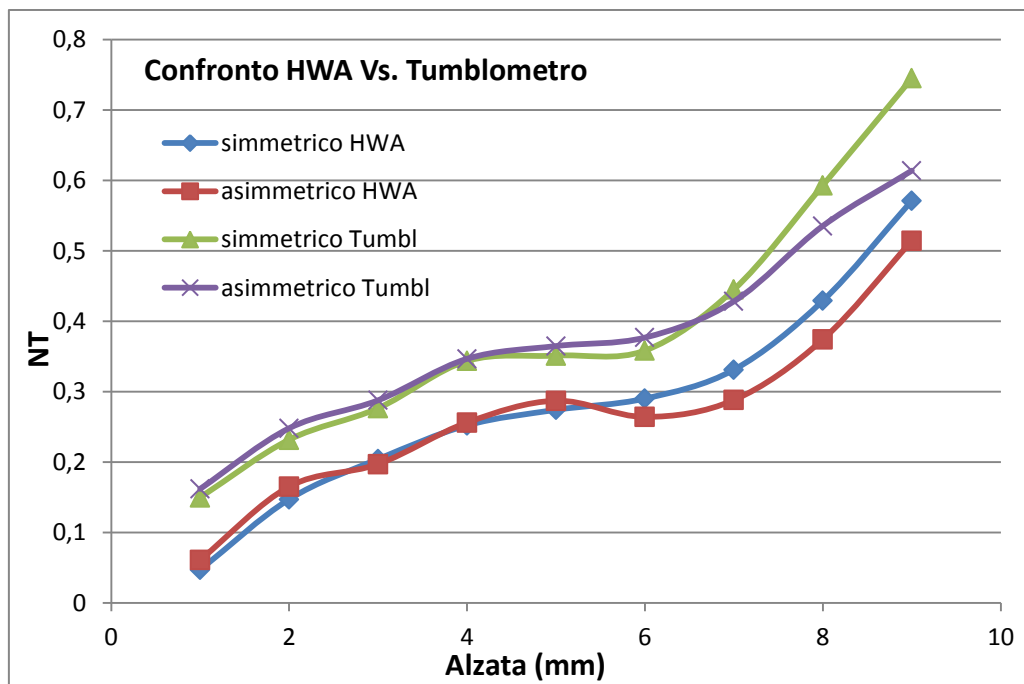
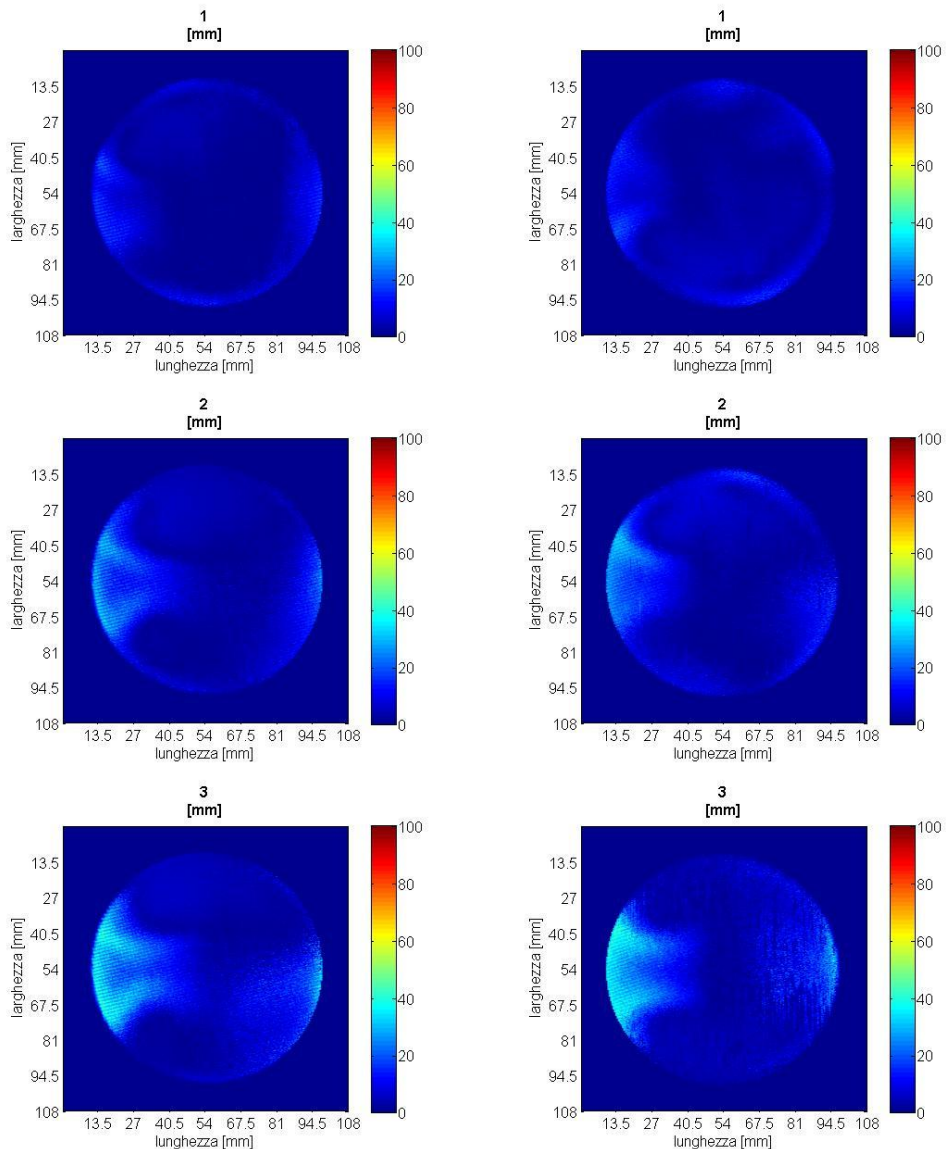
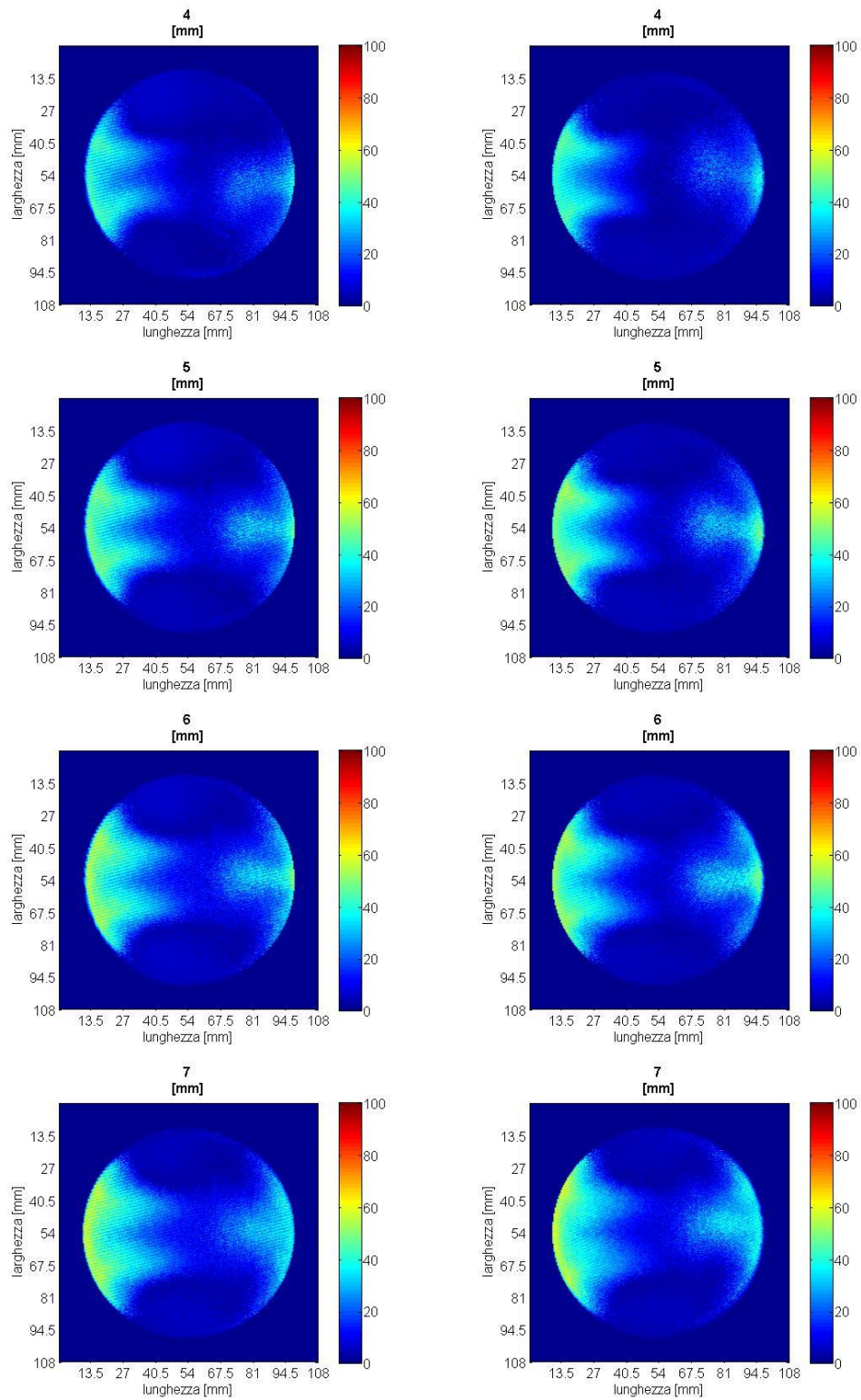


Figura 6.5 Andamento del numero di tumble in funzione dell'alzata valvola calcolato tramite HWA e tumblometro per condotti simmetrici e asimmetrici.

6.2 Analisi delle mappe di velocità

Di seguito vengono riportate le mappe di velocità, già epurate degli effetti di bordo, ricavate nel caso di utilizzo di condotti di aspirazione simmetrici o asimmetrici. Nella colonna di sinistra vi sono le mappe delle velocità all'interno del cilindro per condotti di aspirazione simmetrici, nella colonna di destra sono presenti le mappe della configurazione opposta. Il confronto deve essere svolto alzata per alzata per poter ricavare facilmente le differenze.





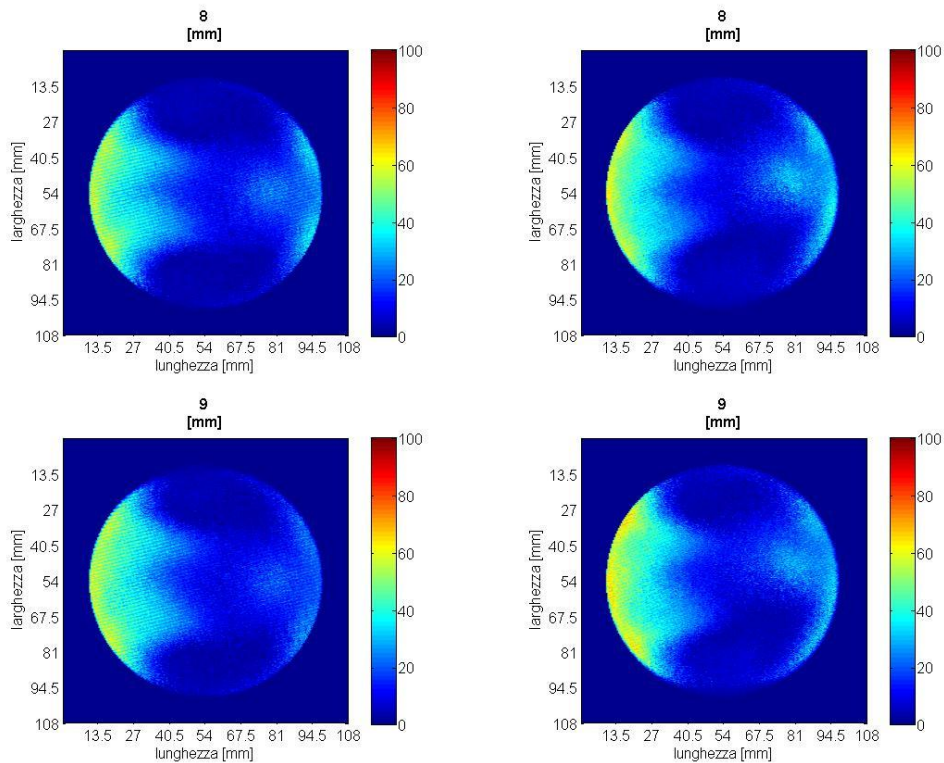


Figura 6.6 Confronto tra le mappe di velocità nel cilindro nel caso di condotti di aspirazione simmetrici (colonna di sinistra) e asimmetrici (colonna di destra).

Tenendo presente il grafico dell'andamento del numero di tumble in funzione dell'alzata per entrambe le configurazioni di condotto (fig. 6.3), si può iniziare ad analizzare i campi di velocità presenti nelle mappe.

Per i **condotti simmetrici**, il campo inizia ad essere realmente simmetrico rispetto all'asse orizzontale della sezione a partire dall'alzata 5mm compresa. Si nota la classica distribuzione dell'aria nella regione sottostante le valvole di scarico, indice di un buon tumble diretto. È presente anche una zona di aria (che ha la forma di un piccolo "naso") con moderate velocità anche sotto le valvole di aspirazione, contribuendo alla formazione di tumble inverso che riduce l'effetto del tumble diretto. Questo "naso" inizia a formarsi all'alzata 4mm e aumenta di intensità e dimensioni fino all'alzata 7mm . Nelle alzate 8mm e 9mm invece diminuisce di dimensione e intensità, favorendo un tumble più intenso.

Le alzate inferiori ai 5mm non presentano simmetria rispetto all'asse orizzontale. È un fenomeno molto strano perché i condotti sono simmetrici. Un motivo del verificarsi di questa asimmetria può essere un microdifetto nella lavorazione dei condotti di aspirazione, dovuto proprio alla fisiologica

dispersione nella lavorazione, che si manifesta in modo importante alle basse alzate quando le velocità dell'aria rilevate e le portate sono molto basse. I segni dell'asimmetria nelle alzate $3mm$ e $4mm$ sono ben chiari andando a guardare il "naso" sotto le valvole di aspirazione: risulta essere distorto ed incurvato verso il basso e non giace più a cavallo dell'asse orizzontale. La regione sotto le valvole di scarico risulta essere simmetrica ancora, quindi l'asimmetria è data dall'aria che sfugge sotto le valvole di aspirazione. Il difetto è quindi da ricercare in quella zona. Per le alzate $1mm$ e $2mm$ si nota l'asimmetria però non è possibile fare nessun'altra considerazione data la bassissima velocità dell'aria presente.

Nel caso dei **condotti asimmetrici**, l'asimmetria del campo rispetto all'asse orizzontale, è ben visibile dall'alzata $5mm$ in su ed è sempre collegata alla presenza del "naso" sotto le valvole di aspirazione. Questo risulta essere incurvato verso l'alto e provoca un moto di crosstumble che sottrae energia al moto di tumble. La regione sottostante la valvola di scarico risulta essere invece simmetrica. Ciò indica che, essendo stata allargata la sezione di uno dei due condotti di aspirazione, l'aria entrante non è tutta perfettamente guidata nella regione al di sotto le valvole di scarico ma una parte cade giù dritta dalla valvola di aspirazione del condotto lavorato e produce l'asimmetria e la riduzione del tumble. Per le alzate inferiori a $5mm$ si verifica il fenomeno opposto: il flusso da asimmetrico diventa simmetrico. Evidentemente lo sbilanciamento del flusso, imposto dalla lavorazione, annulla il microdifetto che si sviluppa alle piccole alzate e che rende il campo asimmetrico sulla soluzione originale. Così facendo si annulla il crosstumble ed aumenta l'intensità del tumble. Infatti i valori del numero di tumble con i condotti asimmetrici è maggiore di quello con i condotti simmetrici per le piccole alzate.

Un sistema per visualizzare con immediatezza la presenza di asimmetria nel flusso consiste nel dividere la sezione trasversale idealmente in quattro settori e, per ognuno di essi, calcolare la portata passante all'interno tramite l'integrazione del campo di velocità sulla loro superficie. In fig. 6.7 si vede la divisione in settori e come sono stati numerati per riconoscerli.

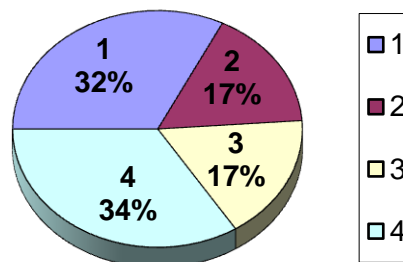


Figura 6.7 Grafico a torta che mostra come è stata idealmente divisa la sezione del cilindro in quattro settori.

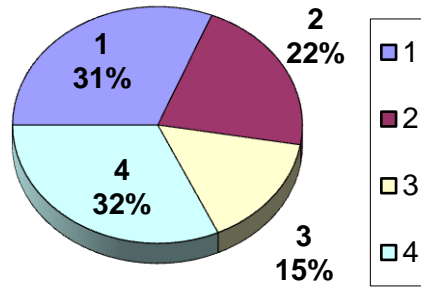
A questo punto si può calcolare la portata percentuale contenuta in ciascuno di essi rispetto alla portata totale (relativa alla singola prova in questione per una determinata alzata valvola), calcolata come integrazione del campo di velocità su tutta la sezione del cilindro. Per esempio, partendo dalla mappa delle velocità all'alzata 3mm, si calcola la portata totale e quella che passa in ogni settore e rapportandole si ricava la portata percentuale dei vari settori. Questo iter di calcolo va eseguito per ciascuna mappa acquisita, sia per i condotti simmetrici che per quelli asimmetrici.

Per confrontare intuitivamente l'effetto dei condotti simmetrici e di quelli asimmetrici alle alte alzate si può vedere la fig. 6.8.

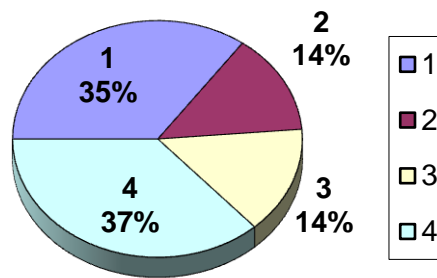
Condotti simmetrici, alzata 8mm



Condotti asimmetrici, alzata 8mm



Condotti simmetrici, alzata 9mm



Condotti asimmetrici, alzata 9mm

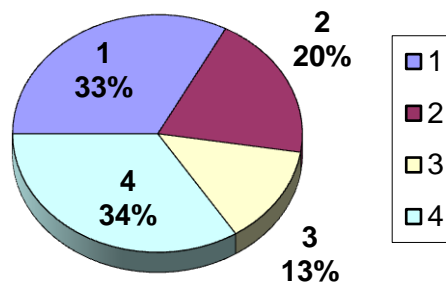


Figura 6.8 Torte rappresentanti la portata percentuale che passa nei quattro settori della sezione del cilindro alle alzate 8mm e 9mm nel caso di condotti simmetrici e asimmetrici. È ben visibile l'asimmetria introdotta nel campo di velocità a causa della lavorazione eseguita sulla testa.

È intuitivo capire che se la “torta” risultasse simmetrica rispetto al proprio asse orizzontale, allora anche il campo di velocità lo sarebbe (come nel caso dell'alzata 8mm e 9mm per i condotti simmetrici). Inoltre è possibile visualizzare facilmente come è sbilanciato il flusso e in che settori si ha la maggior portata. Infine è possibile individuare la presenza dei moti organizzati. Se i settori 1 e 4 sono simmetrici e contengono al loro interno le percentuali di portata più elevate, allora vi sarà un tumble importante. Se contemporaneamente i settori 2 e 3 non risultano essere simmetrici, allora al moto di tumble si affianca il moto di crosstumble. Nel caso in cui non vi fosse alcuna simmetria tra i settori, è probabile la presenza di un moto di swirl.

Analizzando la fig. 6.8, si nota che c'è un aumento di portata nel settore 2 quando si utilizzano i condotti asimmetrici. Questo è dovuto alla presenza del piccolo “naso” vicino all'asse del cilindro nella zona sottostante le valvole di aspirazione (già citato nell'analisi delle mappe), che causa la riduzione del numero di tumble e mostra chiaramente la natura più tuffante del condotto lavorato. Da entrambi i diagrammi a torta dei condotti asimmetrici, si riesce a distinguere un vortice di crosstumble positivo, cioè uscente dal semicerchio superiore ed entrante in quello inferiore.

6.3 Crosstumble

Un ulteriore criterio per la valutazione della simmetria del campo di velocità è calcolare il numero di crosstumble per ogni alzata nel caso di condotti simmetrici e asimmetrici.

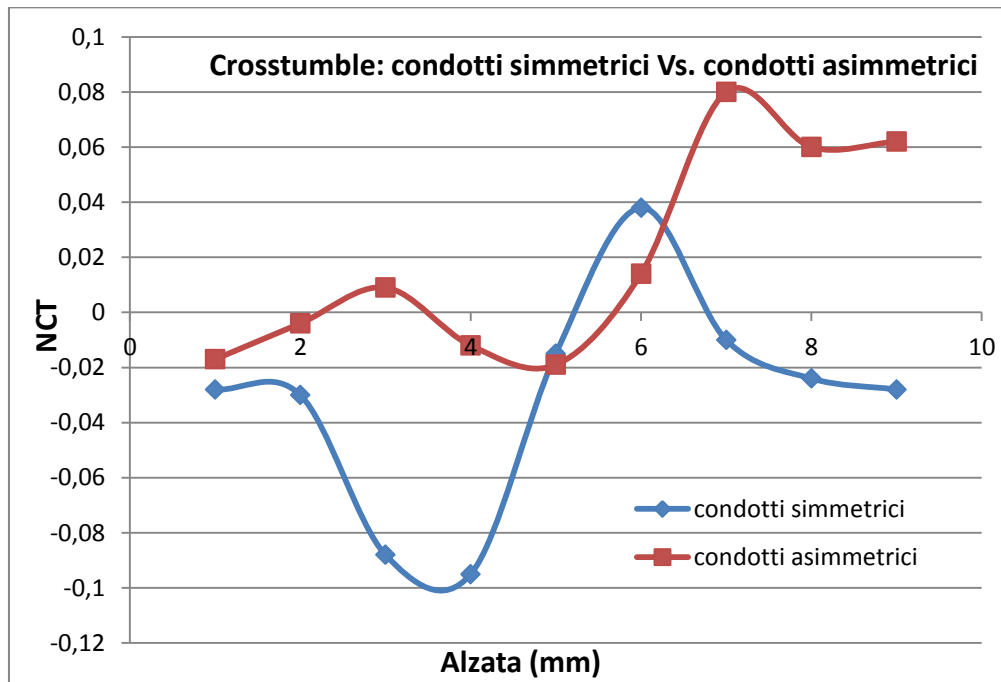


Figura 6.9 Andamento del numero di crosstumble in funzione dell'alzata valvola per i condotti di aspirazione simmetrici e per quelli asimmetrici.

Il grafico in fig. 6.9 conferma quanto già esposto. Fino all'alzata 5mm i condotti asimmetrici generano un campo simmetrico di velocità, infatti il valore di N_{ct} oscilla attorno allo 0, raggiungendo al massimo 0.02. I condotti simmetrici generano invece un campo asimmetrico e il numero di crosstumble presenta un picco attorno all'alzata 3mm e 4mm. Fino all'alzata 5mm conviene usare allora i condotti asimmetrici per generare un tumble leggermente più intenso. Da dopo questa alzata la situazione si ribalta completamente e torna in accordo con gli studi teorici per cui un allargamento della sezione del condotto di aspirazione comporta un calo del numero di tumble. Nelle ultime tre alzate, per i condotti simmetrici, il crosstumble è praticamente nullo mentre, per i condotti asimmetrici, c'è una tendenza alla redistribuzione del flusso verso il settore 2 e questo comporta la formazione del crosstumble e la riduzione dell'intensità del tumble.

6.4 Conclusioni

L'introduzione di questo tipo di condotti asimmetrici non crea alcun vantaggio tangibile ma, anzi, diminuisce il numero di tumble alle alte alzate del 10%. Essendo stata allargata la sezione di uno dei due condotti di aspirazione, l'aria

entrante non è tutta perfettamente guidata nella regione al di sotto le valvole di scarico ma una parte cade giù dritta dalla valvola di aspirazione del condotto lavorato e produce l'asimmetria e la riduzione del tumble. L'utilizzo dell'anemometria ha permesso di capire il motivo di questa riduzione grazie all'analisi del campo di moto. Inoltre, per i condotti simmetrici, si è notato che il flusso non è perfettamente simmetrico, come ci si aspetta in linea teorica, a causa della fisiologica dispersione nella realizzazione di alcune fusioni. Si è così dimostrato che, con questo sistema, si riescono a cogliere bene gli effetti delle piccole differenze introdotte nei condotti di aspirazione ed è possibile motivare la variazione del numero di tumble calcolato. Tutto ciò non sarebbe stato possibile se si fosse utilizzato solamente il tumblometro per eseguire l'indagine sperimentale.

Capitolo 7

Alzate differenziate

Gli obiettivi recenti dei motoristi sono l'abbattimento dei consumi di combustibile e il miglioramento della qualità dei gas di scarico, senza sacrificare troppo le prestazioni del motore. Per ottenere ciò, ai medi e bassi carichi si può ricorrere all'accensione comandata di una carica stratificata all'interno del cilindro [1].

7.1 Carica stratificata

È possibile fare in modo che, quando scocca la scintilla agli elettrodi della candela, nel cilindro sia presente una carica formata da strati con rapporti di miscela diversi da zona a zona. Si vuole strati con miscela ricca vicino alla candela e miscela povera man mano che ci si allontana da essa, in modo da riuscire a bruciare in maniera completa ed efficiente una miscela con composizione locale ottimale, anche se globalmente magra. Si uniscono i vantaggi del motore a benzina (alta potenza specifica per unità di cilindrata per via delle elevate velocità di combustione) con quelli del Diesel (si regola il motore variando la quantità di combustibile). All'interno del cilindro avviene l'iniezione diretta di benzina.

Se si inietta un fine spray nel cilindro molto tardi (60° prima del PMS in compressione), esso è guidato verso la candela dalla forma del pistone e dal moto dell'aria e si forma una miscela ricca in prossimità degli elettrodi quando scocca la scintilla. La stratificazione si crea sfruttando [1]:

- La quantità di moto delle goccioline, che conservandosi, permette alle goccioline stesse di essere opportunamente orientate
- La geometria della camera di combustione e del pistone, per imporre allo spray le deviazioni adatte ad ottenere strati di carica con una determinata dosatura α
- Il movimento dell'aria (tumble, swirl, squish) per il trasporto convettivo delle gocce e dei vapori di combustibile nelle zone ritenute più indicate.

Il volume di miscela è eterogeneo come nel Diesel, di ricchezza crescente man mano che ci si avvicina alla candela. Il processo presenta quattro principali caratteristiche [1]:

1. La combustione inizia nella parte più ricca della carica. Solo dopo aver formato un fronte turbolento e stabile, si passa ad accendere elementi sempre più magri. Il risultato è che si brucia una miscela globalmente magra, con incremento dell'efficienza e della completezza delle reazioni di ossidazione.
2. Il processo è influenzato dal rapporto di miscela locale. Si controlla il carico variando la quantità di combustibile iniettata. Si eliminano le perdite di pompaggio nel ricambio del fluido.
3. Le perdite di calore sono ridotte perché l'eccesso d'aria forma uno strato isolante tra i gas che bruciano e le pareti.
4. Si possono usare alti rapporti di compressione perché si è ridotto il pericolo di detonazione. L'iniezione ritardata riduce il tempo in cui la miscela si trova ad alti valori di pressione e temperatura.

Si ha così una riduzione dei consumi rispetto al motore alimentato con carica omogenea di composizione prossima allo stechiometrico.

I moti organizzati nel cilindro sono di notevole importanza per creare la stratificazione. Di solito nel motore a benzina tradizionale, il moto fondamentale è quello di tumble e le prove sperimentali sono mirate a capire gli effetti dei moderni sviluppi, e delle varie soluzioni proposte, per cercare di incrementarlo. Per realizzare una stratificazione della carica rendendola eterogenea, è necessario accoppiare al moto di tumble anche il moto di swirl che è quello tipico dei motori Diesel.

Fino ad ora si sono considerati di primaria importanza il moto di tumble e di swirl rispettivamente per motori a benzina e diesel, ma non si è approfondito il contributo "incrociato" dei due. Con l'introduzione della carica stratificata, nasce l'esigenza di poter far coesistere i due moti turbolenti. Le teste benzina di normal produzione presentano condotti di aspirazione nominalmente simmetrici (salvo difetti dovuti a fusione e alla dispersione introdotta dalla lavorazione dei condotti) e quindi il campo di velocità registrato tramite prove HWA risulta essere simmetrico e favorevole alla creazione di tumble. La distribuzione di velocità tipica del tumble non permette lo svilupparsi di un moto di swirl, il quale necessita di un campo di velocità non simmetrico sulla sezione del cilindro.

L'obiettivo ora è diventato creare e sviluppare il moto di swirl su motori a benzina. In questa tesi si sono provate due soluzioni proposte per realizzarlo:

1. L'alzata differenziata delle valvole di aspirazione
2. L'introduzione di un setto, opportunamente sagomato, a monte dei condotti di aspirazione

In questo capitolo si segue la prima proposta, mentre nel capitolo 8 verrà affrontata la seconda.

E' possibile attuare un'alzata differenziata tra le valvole di aspirazione se si ha a disposizione un sistema che aumenta i gradi di libertà sulla distribuzione del motore. Qui di seguito si fornisce una breve descrizione del sistema sviluppato negli ultimi anni in CRF.

7.2 Sistema innovativo di distribuzione (Pk)

I sistemi di azionamento delle valvole moderni di terza generazione sono già stati ampiamente descritti nel paragrafo 2.6.2. Il sistema di distribuzione evoluto Pk (il nome è fittizio) appartiene a questa famiglia e sfrutta un circuito ad olio interposto tra l'albero a camme e le valvole. Permette di avere una fasatura variabile ed anche una alzata valvola variabile con continuità in tutto il suo range. In fig. 7.1 è raffigurato lo schema di funzionamento di questo sistema e i vari elementi che lo compongono.

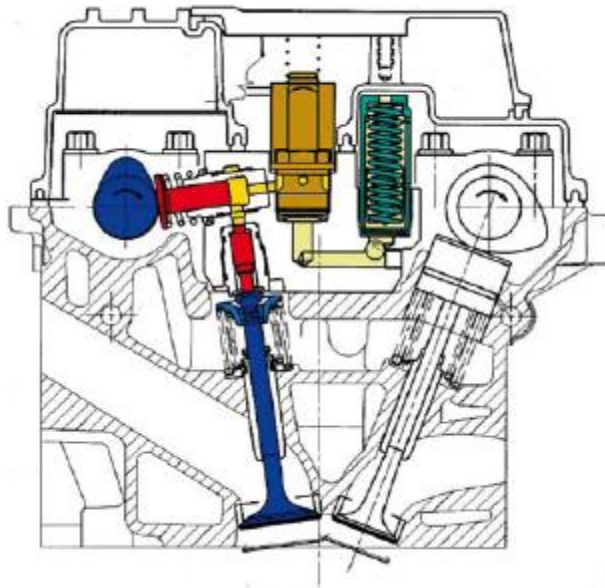


Figura 7.1 Schema di funzionamento del sistema Pk.

L'albero a camme agisce su un pompante che mette in pressione l'olio, il quale si trova ad una temperatura ottimale per avere il livello di viscosità desiderato. L'efflusso dell'olio dal pompante alle valvole è regolato dalla valvola a solenoide. Quando non si fornisce corrente elettrica, la valvola rimane aperta e l'olio è libero di fluire in direzione delle valvole. L'olio si trova ad una pressione molto elevata e, agendo su un piattello posizionato sullo stelo della valvola, vince la resistenza offerta dalla molla e permette l'apertura della

valvola. Ad un certo punto la corsa di compressione del pompante finisce e perciò al suo interno diminuisce la pressione e così l'olio dalle valvole rifluisce al pompante e le valvole del motore si chiudono perché l'azione delle molle non è più contrastata da quella dell'olio in pressione. Quando si alimenta la valvola a solenoide, questa si chiude e non fa fluire più olio alle valvole. L'olio pressurizzato dal pompante fluisce in un serbatoio in cui è presente un pistone a molla. L'elevata pressione dell'olio comprime il pistone a molla e permette l'ingresso dell'olio nel serbatoio. Quando il pompante finisce la sua corsa di compressione, perché non è più guidato dalla camma, diminuisce la pressione e il pistone a molla spinge fuori l'olio dal serbatoio e lo rimanda al pompante.

Agendo sull'alimentazione della valvola a solenoide si possono gestire gli anticipi e i ritardi di apertura e chiusura delle valvole e soprattutto il valore dell'alzata valvola.

7.3 Verifica della creazione (oppure no) del moto di swirl attraverso le alzate differenziate delle valvole

L'indagine sperimentale viene svolta per mezzo dell'anemometria a filo caldo. Questa permette di vedere il campo di velocità che si forma all'interno del cilindro su una sezione normale all'asse del cilindro stesso, posta ad una distanza dal piatto fiamma pari a mezzo alesaggio. L'oggetto su cui si esegue la prova è una testa motore F (il nome è di fantasia) di piccola cilindrata con quattro valvole. Il rapporto di espansione fissato è sempre $\beta = 1.1$. Il linearizzatore utilizzato ha spessore $8mm$ e la sonda è posta ad una distanza di $5mm$ da esso. Ovviamente si esegue la prova sul banco soffiato perché è utilizzata l'anemometria. In fig. 7.2 è presente una foto della testa utilizzata per le prove.



Figura 7.2 Fotografia della testa motore F utilizzata per la prova con le alzate differenziate.

La testa F è una testa normal produzione con i condotti di aspirazione simmetrici. Per capire l'effetto introdotto dalle alzate differenziate sul campo di velocità, è necessario ricavare anche le mappe relative alle alzate classiche (cioè usando lo stesso valore di alzata per le due valvole di aspirazione). Avendo i condotti simmetrici, ci si aspetta che le mappe classiche abbiano un campo di velocità simmetrico rispetto all'asse orizzontale della sezione. Successivamente si può calcolare il numero di tumble in funzione dell'alzata valvola sia per il caso di alzate classiche che per quello di alzate differenziate. È logico aspettarsi che la curva relativa alle alzate differenziate sia inferiore a quella classica perché, se si riuscisse a creare veramente lo swirl, ci sarebbe un passaggio di energia dal piano in cui agisce il tumble a quello in cui agisce lo swirl e quindi l'intensità del tumble diminuirebbe, rispetto all'intensità del tumble classico, per poter far nascere e sviluppare il vortice di swirl.

Nel proseguimento della trattazione si indicherà con il termine "classico" le normali alzate valvola di pari altezza e con "DVL" le alzate differenziate (il termine DVL è solamente l'acronimo in lingua inglese di alzate valvola differenziate).

La misura del numero di swirl non è possibile eseguirla con l'anemometria ma viene svolta utilizzando il misuratore di coppia con il nido d'ape sul banco aspirato, come descritto nel paragrafo 3.4. Tramite le mappe dell'anemometria è possibile "vedere" la presenza dello swirl ma non è possibile quantificarla perché il suo vortice ha asse di rotazione normale alla sezione del cilindro e perciò normale al campo di velocità assiali della mappa. La misura del tumble viene svolta anche con il tumblometro per poter confermare l'affidabilità delle prove.

7.3.1 Scelta dei valori delle alzate per il DVL

Le valvole di aspirazione sono due. Ponendoci idealmente a cavallo della sonda a filo caldo e osservando il piatto fiamma si vedono sulla destra le valvole di aspirazione e sulla sinistra le valvole di scarico. La valvola di aspirazione in alto a destra viene chiamata A, quella in basso a destra B. Per chiarire meglio la disposizione delle valvole si veda la fig. 7.3.

In tabella 7.1 sono riportati i valori dell'alzata delle due valvole per ogni prova DVL. Tali differenze nelle alzate derivano da considerazioni motoristiche la cui trattazione esula dallo scopo della tesi.

Le alzate classiche sono sempre le stesse utilizzate anche nella prova sperimentale del capitolo 6 e sono riportate in tabella 7.2.

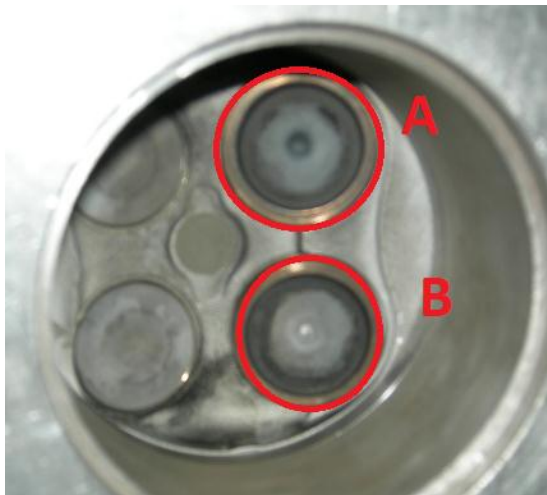


Figura 7.3 Disposizione delle valvole di aspirazioni sul piatto fiamma.

Le tabelle contenenti i valori delle alzate delle singole valvole per prova sono riportate di seguito. Bisogna precisare che i suddetti valori sono espressi in *mm*.

Tabella 7.1 Valori in mm delle alzate DVL per la valvola di aspirazione A e per la valvola di aspirazione B.

| A | B |
|------|------|
| 1 | 0.5 |
| 2 | 1.43 |
| 3 | 2.49 |
| 4 | 3.42 |
| 5 | 4.27 |
| 6 | 5.07 |
| 7 | 5.88 |
| 7.98 | 7.06 |
| 8.66 | 6.67 |

Tabella 7.2 Valori in mm delle alzate classiche per la valvola di aspirazione A e per la valvola di aspirazione B.

| A | B |
|---|---|
| 1 | 1 |
| 2 | 2 |
| 3 | 3 |
| 4 | 4 |
| 5 | 5 |
| 6 | 6 |
| 7 | 7 |
| 8 | 8 |
| 9 | 9 |

7.3.2 Confronto tra le curve di tumble e del coefficiente di efflusso

Il primo parametro da indagare è il coefficiente di efflusso. Si grafica l'andamento del *C.E.* misurato dal banco soffiato in funzione dell'alzata valvola sia per le alzate classiche che per il DVL. In quest'ultimo caso, le due valvole hanno alzata differente e perciò per comodità si visualizza il coefficiente di

efflusso in funzione dell'alzata della valvola A. Lo stesso procedimento va fatto per N_t e N_s .

Il grafico contenente il confronto tra le curve del $C.E.$ è in fig.7.4.

Le classiche hanno $C.E.$ leggermente maggiori del DVL, con uno scarto massimo tra le due curve del 6,5%. Ciò può voler dire che l'alzata differenziata porta con sé maggiori perdite ed una sezione di passaggio efficace più piccola. Viene perciò penalizzato il riempimento del cilindro e la permeabilità diminuisce. Questo è un punto di svantaggio della soluzione DVL.

L'altro parametro da valutare è il numero di tumble. Si riporta sullo stesso grafico (fig. 7.5) la curva relativa alle alzate classiche e quella del DVL. Come già esposto all'inizio del paragrafo, è lecito aspettarsi una diminuzione abbastanza marcata nell'intensità del tumble con il DVL (soprattutto alle medio-alte alzate) se fosse veramente presente anche un moto di swirl.

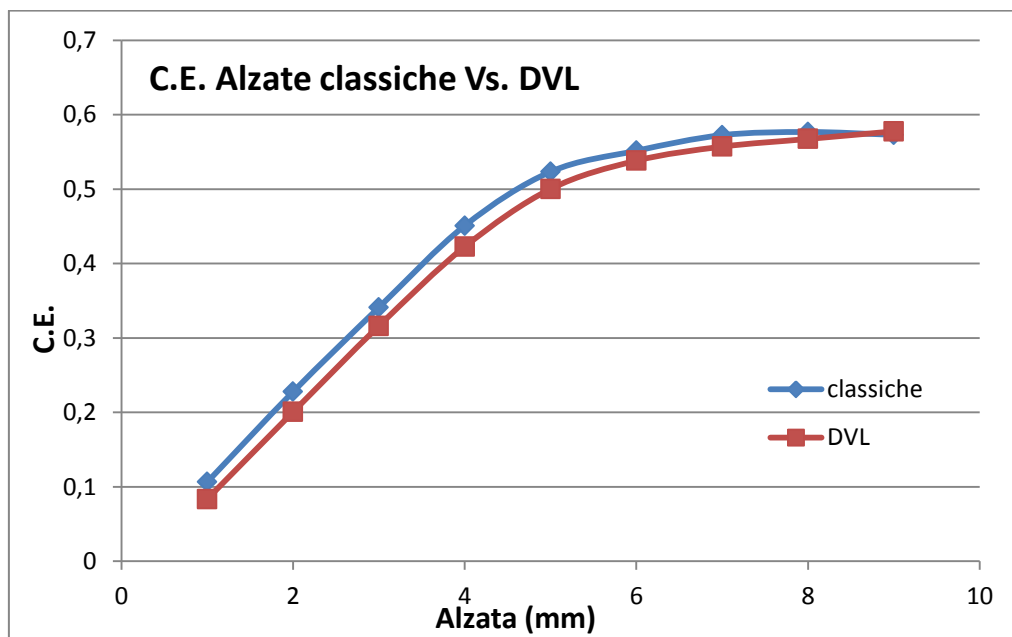


Figura 7.4 Andamento del coefficiente di efflusso in funzione dell'alzata valvola, sia per le alzate classiche che per il DVL.

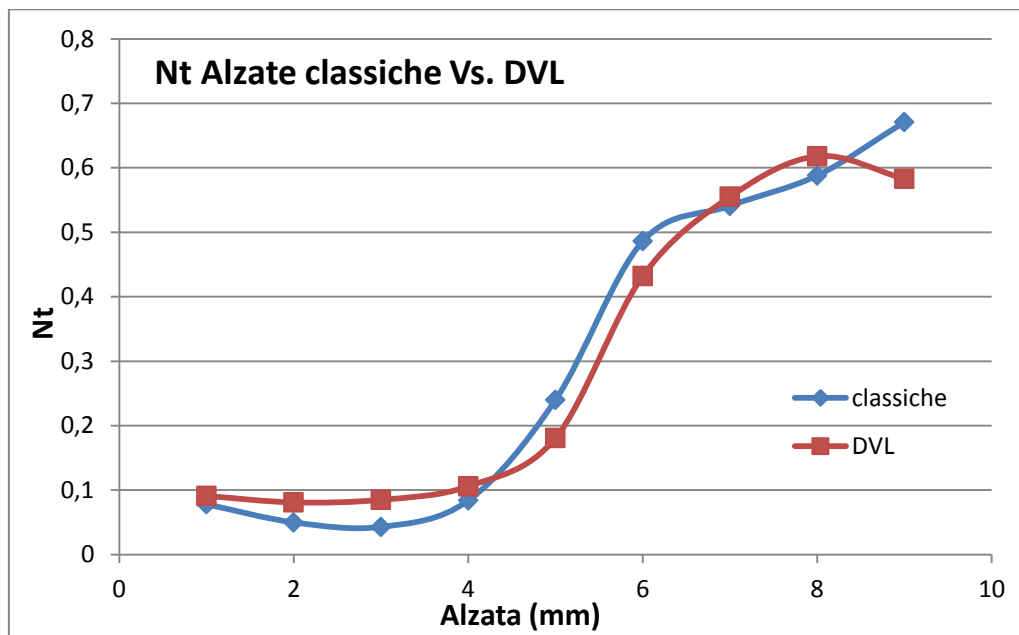


Figura 7.5 Andamento del numero di tumble in funzione dell'alzata valvola, sia per le alzate classiche che per il DVL.

L'andamento del grafico di N_t non rispecchia affatto quanto atteso. La curva DVL risulta essere superiore a quella delle alzate classiche per tutte le alzate tranne che per l'alzata 5mm, 6mm e 9mm. Già così si può capire che il moto di swirl sarà di ordine di grandezza inferiore rispetto al tumble, risultando non percepibile. L'interazione tra i flussi non si traduce in una tangibile diminuzione di N_t e, per quanto la differenza di alzate sia in alcuni casi elevata, il risultato mantiene un sostenuto vortice di tumble. Forse lo swirl sarà presente alle alzate 5mm, 6mm e 9mm in cui l'intensità del tumble è inferiore rispetto alla codizione classica, però sicuramente sarà di modestissima entità. La stranezza maggiore, che appare dall'analisi del grafico, è che con le alzate classiche il N_t risulti inferiore a quello del DVL. Nominalmente i condotti di aspirazione dovrebbero essere simmetrici e, utilizzando le alzate classiche (che sono simmetriche anch'esse), dovrebbero produrre un campo di velocità simmetrico rispetto all'asse orizzontale della mappa. Il moto di tumble corrispondente a questa distribuzione di velocità dovrebbe essere più elevato di quello prodotto dal DVL. Un possibile motivo di questa stranezza si può ricercare nella presenza di microdifetti di fusione all'interno dei condotti di aspirazione che fanno cadere l'ipotesi di condotti simmetrici. Così facendo, le mappe ottenute con le alzate classiche non sarebbero più simmetriche e si spiegherebbe l'andamento "strano" del numero di tumble. Inoltre il DVL, accoppiato a condotti non simmetrici, potrebbe creare campi di velocità simmetrici annullando l'effetto dei

microdifetti presenti. In questo modo il numero di tumble risulterebbe essere più alto delle alzate classiche.

Riassumendo, si può dire che con l'introduzione del sistema di alzate differenziate non cambia la struttura sostanzialmente simmetrica del flusso e lo sbilanciamento indotto dai condotti porta a sfruttare aree simili di passaggio. Il fatto che addirittura si potrebbe individuare maggiore simmetria nel caso DVL testimonia che si sta introducendo una perturbazione di ordini di grandezza simili alla dispersione della lavorazione di fusione. Non sarà quindi possibile aspettarsi uno stravolgimento del moto in camera.

L'unico modo per capire se quanto ipotizzato ha un senso, è confrontare le mappe di velocità e le "torte" delle portate percentuali per i vari settori della sezione del cilindro.

Prima però è opportuno confermare l'attendibilità delle prove svolte. Si va quindi ad analizzare il coefficiente di bloccaggio, presente in fig. 7.6.

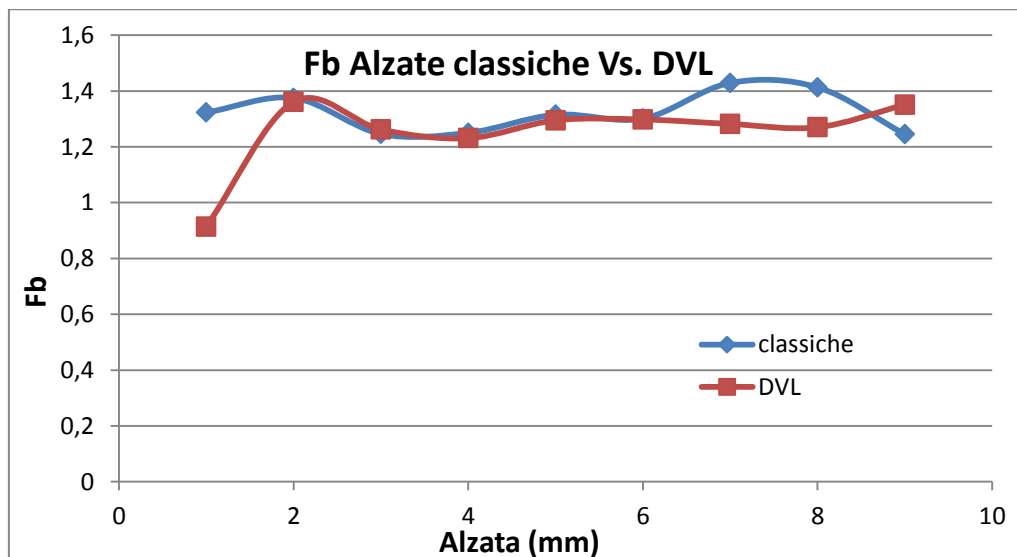


Figura 7.6 Andamento del fattore di bloccaggio in funzione dell'alzata valvola.

Il valore di f_b è leggermente alto e distante da 1, però è simile per entrambe le prove e perciò si riesce a confermarne l'attendibilità. Il motivo di un fattore di bloccaggio così elevato si può spiegare analizzando la canna con cui si è svolta la prova.

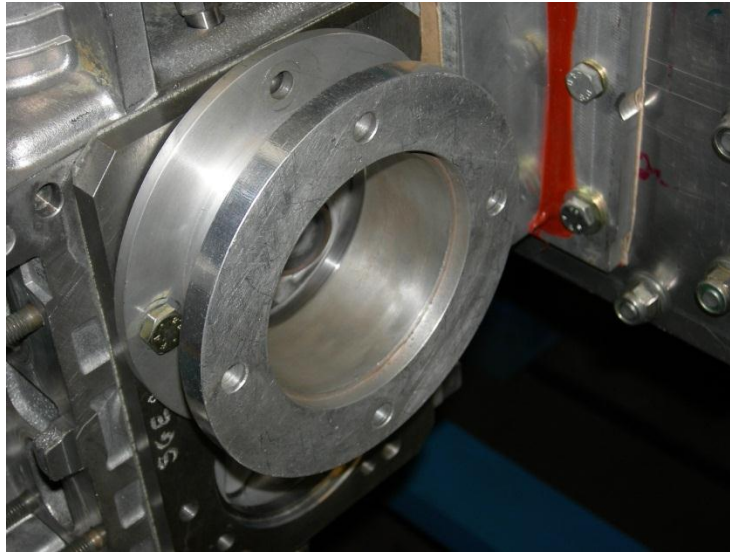


Figura 7.7 Fotografia della canna con cui si è svolta la prova. È da notare il bordino interno presente all'estremità d'uscita.

Come si vede in fig. 7.7, la canna presenta un bordino (o gradino) all'estremità in cui si fissa il linearizzatore. La sezione interna ha il diametro pari all'alesaggio del cilindro, invece la sezione all'estremità di uscita ha un diametro maggiore. L'aria al bordo interno del cilindro ha la possibilità di espandersi a cono lungo tutto il gradino e perciò verrà persa una quantità sensibilmente importante di portata nel momento in cui si scherma la mappa per pulirla dagli effetti di bordo (paragrafo 4.6). Per questo motivo il fattore di bloccaggio è distante da 1. Per calcolare il vero fattore di bloccaggio della mappa, è necessario schermarla eliminando gli effetti di bordo che si trovano oltre il diametro della sezione all'estremità della canna e non oltre l'alesaggio. In questo modo non si perde tutta la portata che si è espansa nel bordino interno della canna. Il grafico del fattore di bloccaggio calcolato tenendo conto del bordino interno alla canna a confronto con quello calcolato senza bordino (entrambi per le alzate classiche) è in fig. 7.8.

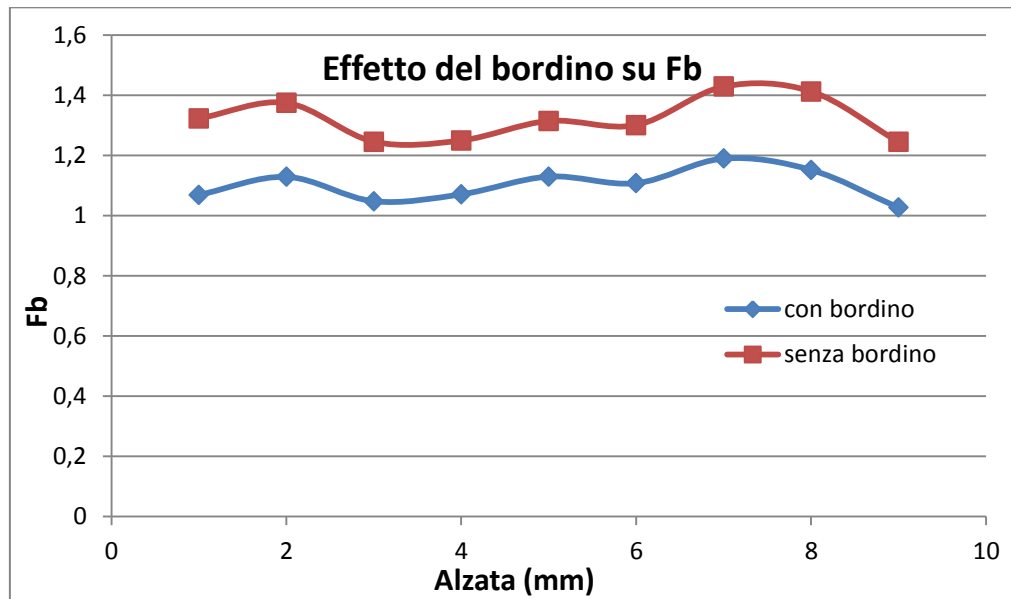


Figura 7.8 Effetto della presenza del bordino per il calcolo del fattore di bloccaggio.

Tenendo conto del bordino, f_b è molto vicino a 1 e questo vuol dire che la portata calcolata dalle mappe è simile a quella misurata dal banco durante la prova. Per una maggior sicurezza, si misura il numero di tumble nel caso delle alzate differenziate anche con il tumblometro, in modo tale da verificare che ci sia coerenza tra quanto visto con l'HWA e quanto visto con il tumblometro stesso (fig. 7.9).

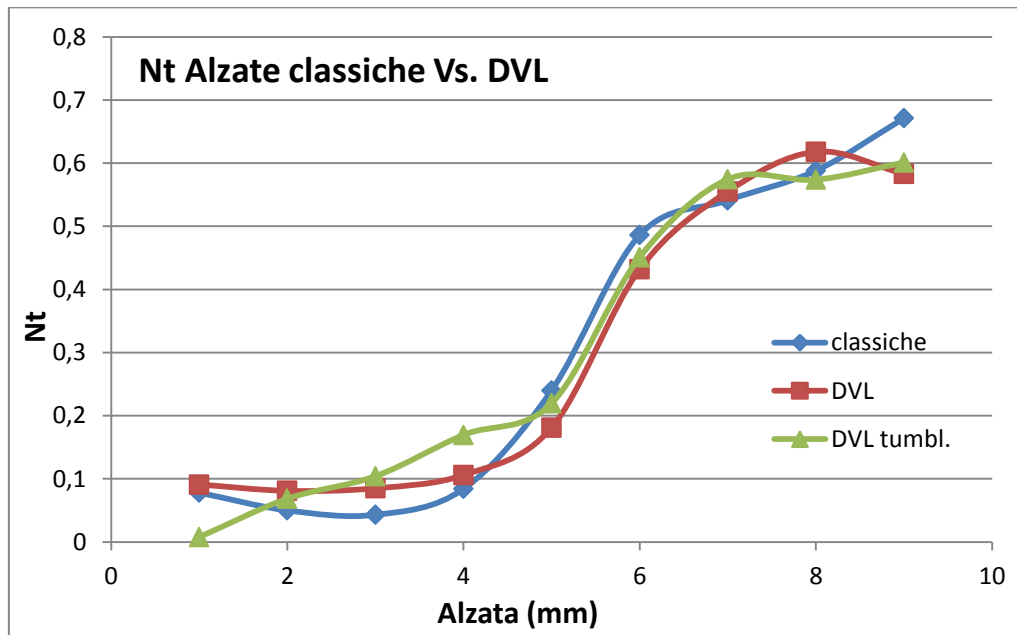
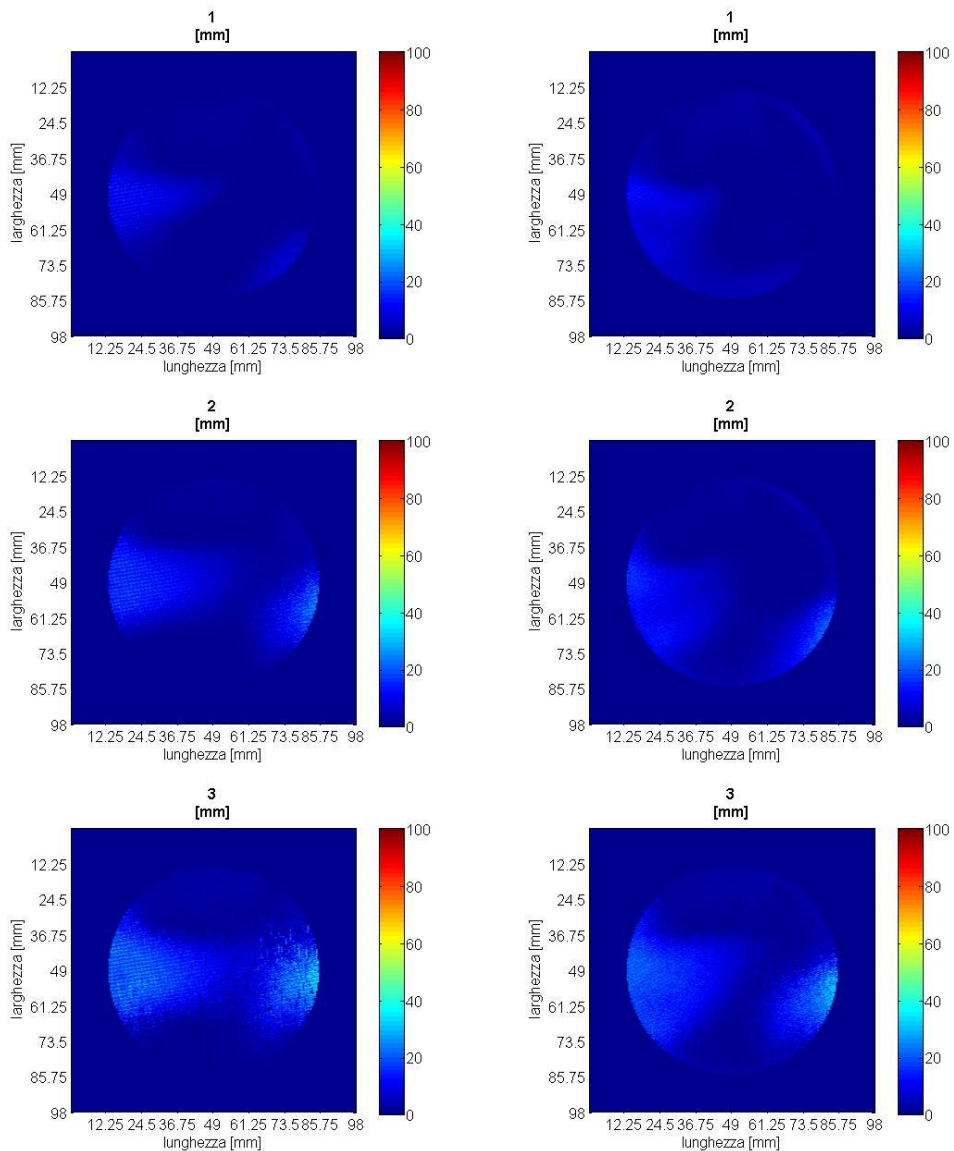


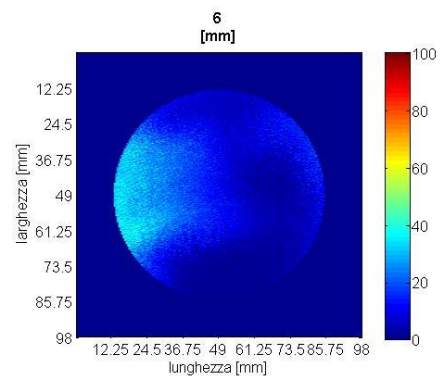
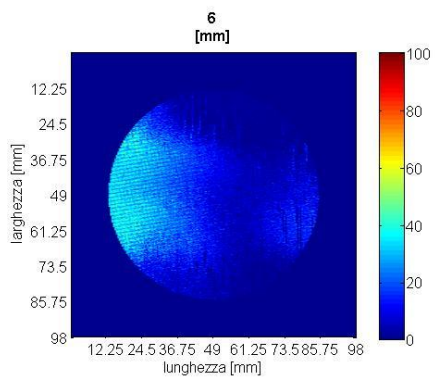
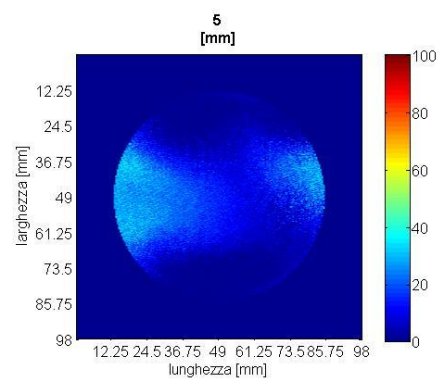
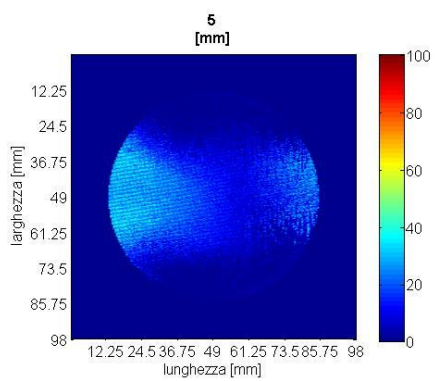
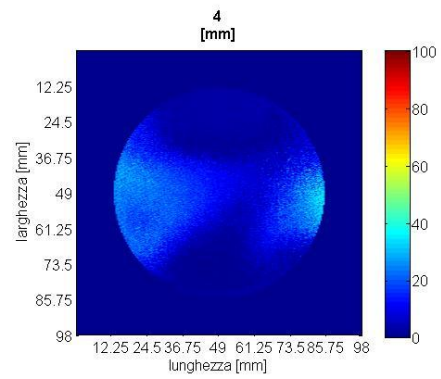
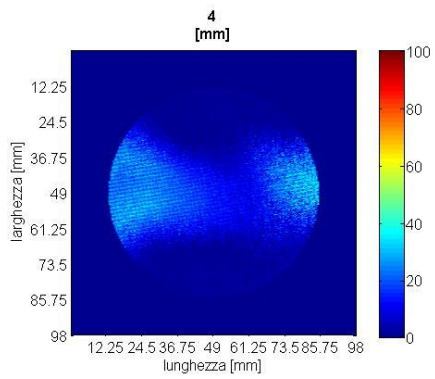
Figura 7.9 Confronto del numero di tumble per il DVL, ottenuto tramite HWA e tumblometro.

La curva del N_t con il DVL, misurata per mezzo del tumblometro, è analoga (e sovrapposta) a quella ricavata con l'anemometria. Ora si ha la certezza che le mappe di velocità acquisite sono coerenti con il fenomeno reale, perciò si può andare ad analizzarle per confermare le ipotesi di asimmetria dei condotti di aspirazione e di mancata creazione del moto di swirl con il DVL.

7.4 Analisi delle mappe di velocità

Di seguito si riportano le mappe di velocità. Nella colonna di sinistra vi sono le mappe delle alzate classiche, nella colonna di destra le mappe delle alzate differenziate. Il confronto avviene a pari alzata. Nel caso del DVL, per individuare una alzata di riferimento per ogni mappa, si è scelto di usare l'alzata della valvola A.





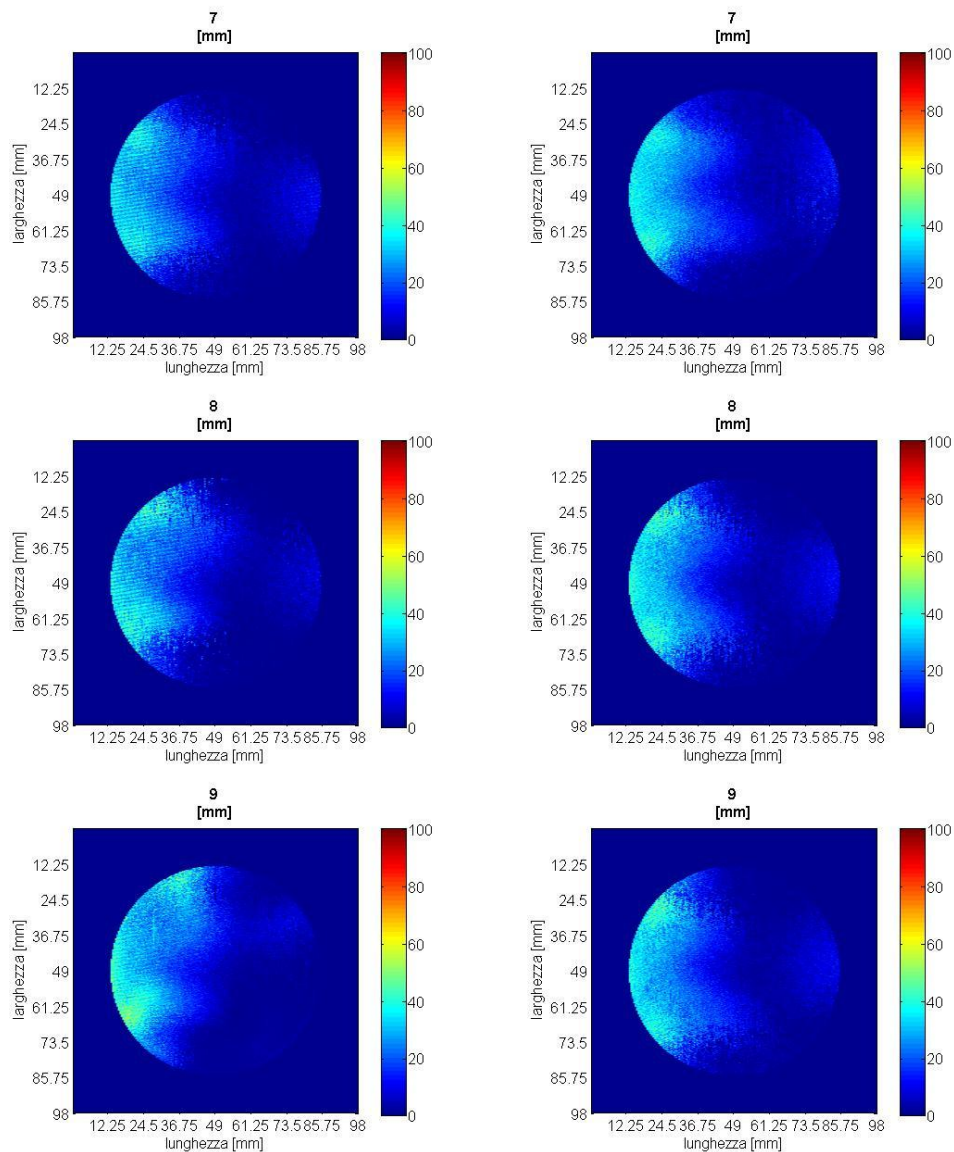


Figura 7.10 Confronto tra la mappe di velocità nel caso di alzate classiche (colonna di sinistra) e in quello di alzate differenziate (colonna destra).

Come si era ipotizzato, i condotti non sono propriamente simmetrici perché le mappe di velocità ricavate con le alzate classiche non lo sono. Le alzate differenziate rendono abbastanza simmetrici i campi di velocità, andando ad annullare il difetto introdotto dai condotti. In questo modo si ha il numero di tumble maggiore.

Fino all'alzata $4mm$, si nota comunque asimmetria rispetto all'asse orizzontale per entrambi i casi. Il valore di N_t è veramente molto basso (attorno a 0.1) e

quindi il vortice di tumble non è ancora strutturato in modo percepibile al banco. Sicuramente è presente il crosstumble ma non lo swirl.

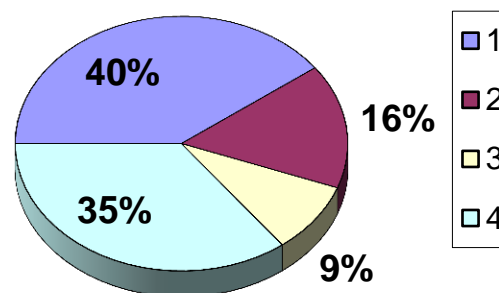
Le alzate $5mm$ e $6mm$ per il DVL non hanno nessun tipo di simmetria. L'aria presenta la tipica distribuzione favorevole al tumble, però va contemporaneamente a lambire anche buona parte del bordo interno del cilindro con velocità assiali medio-basse. Questo può indicare la nascita di un piccolo moto di swirl di bassa intensità parallelamente a quello di tumble, il quale cede un po' della sua energia per farlo sviluppare. In questo modo è possibile spiegare come mai a queste due alzate la curva delle classiche risulti superiore a quella del DVL.

Le alzate $7mm$ e $8mm$ classiche non sono simmetriche. In questo caso si nota l'effetto correttivo del DVL che annulla l'asimmetria delle classiche, producendo tumble più intenso.

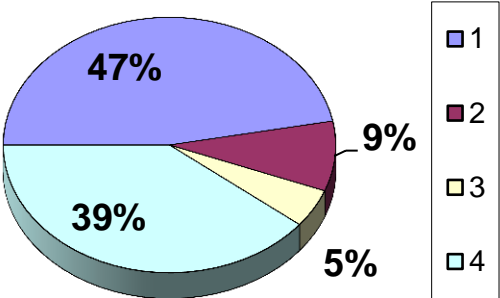
L'alzata $9mm$ rappresenta un caso particolare. Con le classiche, si nota sempre l'effetto asimmetrico dei condotti. La mappa ottenuta va confrontata con la rispettiva controparte prodotta dal DVL (A: $8.66mm$ B: $6.67mm$). Il dislivello di altezza tra la valvola A e la B è decisamente importante ($2mm$) e produce una riduzione delle velocità rispetto alla alzata classica $9mm$. L'effetto di rendere simmetrico il campo è sempre presente, però il tumble prodotto risulta essere inferiore a quello dell'alzata classica (anche se asimmetrica) proprio a causa della riduzione del modulo delle velocità.

Di seguito si riportano i diagrammi a "torta" raffiguranti la portata percentuale passante nei vari settori della mappa per: DVL $6mm$, classiche e DVL $8mm$ e $9mm$.

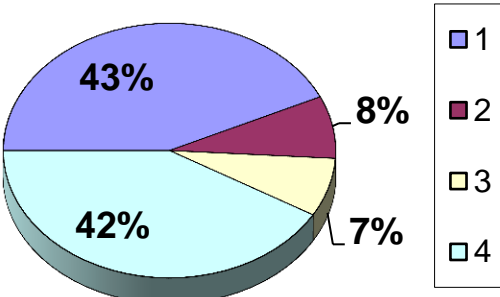
Alzata 6mm-5,07mm



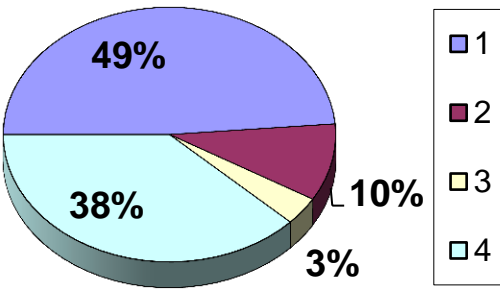
Alzata 8mm



Alzata 7,98mm-7,06mm



Alzata 9mm



Alzata 8,66mm-6,67mm

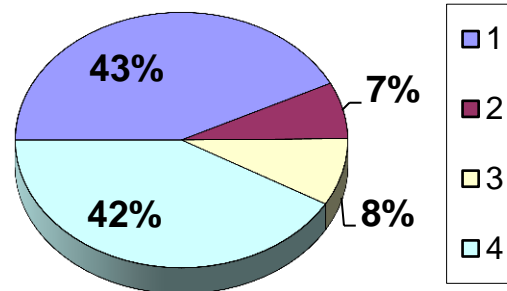


Figura 7.11 Torte rappresentanti le portate percentuali dei quattro settori per le alzate (dall'alto verso il basso): DVL 6mm, classiche e DVL 8mm, classiche e DVL 9mm.

7.5 Misura dello swirl

Utilizzando il metodo Ricardo, sul banco aspirato si è misurato il numero di swirl, in funzione dell'alzata valvola, generato dalle alzate differenziate. La tabella 7.3 riporta i valori acquisiti.

Tabella 7.3 Valori del numero di swirl in funzione dell'alzata valvola per le alzate differenziate.

| Alzata | N_s |
|-----------|-------|
| 1-0,5 | 0,089 |
| 2-1,43 | 0,064 |
| 3-2,49 | 0,057 |
| 4-3,42 | 0,060 |
| 5-4,27 | 0,086 |
| 6-5,07 | 0,081 |
| 7-5,88 | 0,067 |
| 7,98-7,06 | 0,048 |
| 8,66-6,67 | 0,075 |

N_s è minore di 0.1 per tutte le alzate, perciò il moto di swirl non è ancora ben strutturato. Escludendo l'alzata 1mm, in cui le velocità sono molto basse e la mappa non è di facile lettura, i valori più alti del numero di swirl sono alle alzate 5mm e 6mm, come ipotizzato. L'anemometria a filo caldo permette quindi di

riconoscere la presenza di un moto di swirl, anche di bassissima intensità, però per quantificarlo è necessario utilizzare il sistema a nido d'ape.

In conclusione, l'alzata differenziata applicata a questa determinata testa motore non permette di creare il moto di swirl desiderato. Sarebbe opportuno ripetere la medesima prova anche su altre tipologie di motori e di condotti di aspirazione. Per quanto riguarda il tumble, si è riscontrato un generale miglioramento, seppur blando, con l'introduzione del DVL. Questo risultato, però, è dovuto sicuramente alla non perfetta simmetria dei condotti di aspirazione. Con certezza si può affermare che l'effetto introdotto dal DVL è di modestissima intensità visto che va ad annullare la lieve asimmetria dei condotti causata dai microdifetti di lavorazione. Non è perciò in grado di realizzare un moto di swirl sostenuto e inoltre non modifica l'intensità del moto di tumble in maniera evidente e radicale.

Capitolo 8

Setti per swirl e per tumble

Il secondo sviluppo, pensato per creare un moto di swirl all'interno del cilindro dei motori benzina, è l'applicazione di un setto opportunamente conformato all'ingresso dei condotti di aspirazione.

Il procedimento con cui si esegue la prova è analogo a quanto svolto nei capitoli 6 e 7: per prima cosa si indaga il campo di moto con l'HWA, analizzando le mappe per cercare eventuali sbilanciamenti del campo di moto, poi si confrontano i valori calcolati del tumble con i rispettivi ottenuti per mezzo del tumblometro ed infine si misura lo swirl sul banco aspirato.

La testa utilizzata per la prova è quella di un motore bicilindrico di piccola cilindrata con quattro valvole e canali simmetrici e molto tuffanti, cioè adatti per generare tumble. Il rapporto di espansione è costante e pari a 1.1. La canna che simula la presenza del cilindro presenta il "bordino" (precedentemente descritto nel paragrafo 7.3) all'estremità su cui viene fissato il linearizzatore e se ne terrà conto durante il calcolo del fattore di bloccaggio. Il linearizzatore scelto ha spessore 8mm e la sonda a filo caldo è posta ad una distanza di 5mm da esso.

I setti da provare sono due: il primo nasce con l'obiettivo di accentuare il moto di tumble, il secondo invece ha il compito di creare un forte moto di swirl.

Per poter confrontare gli effetti introdotti dai setti, è necessario acquisire prima il comportamento base della testa senza setti, in modo tale da poterla usare come termine di paragone.

8.1 Testa senza setti

I condotti di aspirazione introdotti in questa tipologia di motore sono molto tuffanti e presentano al loro ingresso la sede in cui è disposto l'iniettore di benzina. Nelle prove svolte, l'iniettore non è presente e quindi si utilizza una speciale guarnizione, da inserire tra i condotti e la piastra, per coprire la zona lasciata libera dall'assenza dell'iniettore e impedire che l'aria fluisca in quella zona morta. In fig. 8.1 sono visibili i condotti di aspirazione e la sede dell'iniettore alla loro sommità. Nella fig. 8.2 è mostrata una foto dell'ingresso dei condotti di aspirazione dal lato della piastra del plenum soffiato, una volta che è stato completato l'assemblaggio.

Bisogna ricordare che i condotti di aspirazione sono simmetrici e perciò, in sede di elaborazione dati, ci si aspetta di trovare delle mappe simmetriche rispetto all'asse orizzontale della sezione del cilindro.

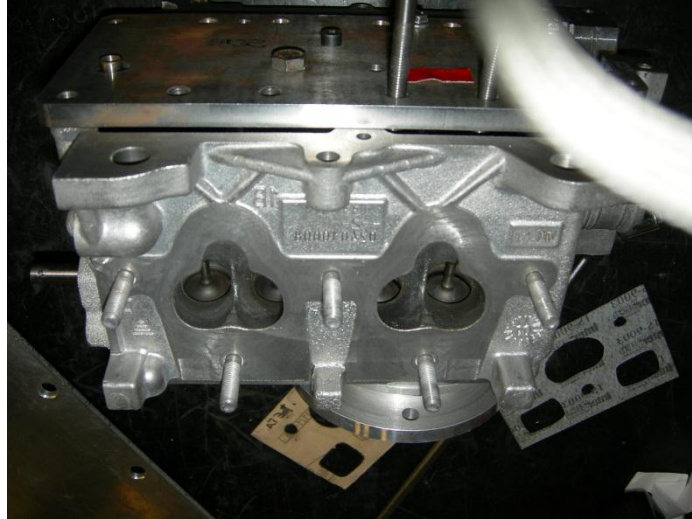


Figura 8.1 Fotografia dei condotti di aspirazione della testa motore utilizzata nella prova sperimentale. Si nota con chiarezza la sede dell'iniettore alla sommità dei condotti.

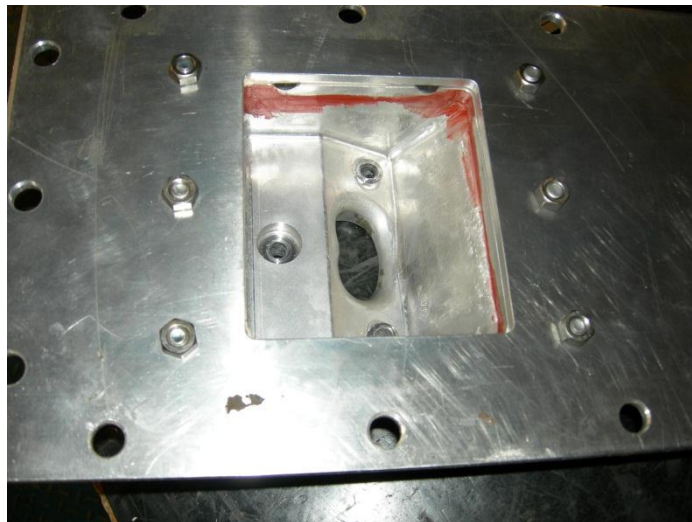


Figura 8.2 Fotografia dell'ingresso dei condotti di aspirazione dal lato della piastra da montare sul plenum soffiato ad allestimento finito.

L'analisi dei dati ricavati è svolta nel paragrafo 8.4 per permettere il confronto tra la testa con i setti e la testa senza setto.

8.2 Setto per il tumble

Il setto per il tumble consiste in una piastra di spessore 2mm da montare, subito dopo la guarnizione, sui condotti di aspirazione. In fig. 8.3 è fornita una foto per visualizzare meglio la disposizione del setto.

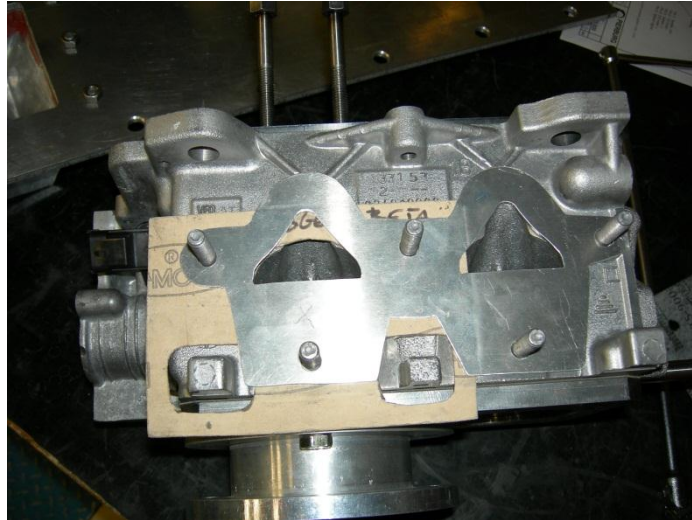


Figura 8.3 Fotografia del setto per tumble posizionato a monte della guarnizione sui condotti di aspirazione.

Il setto ha lo stesso profilo dell'ingresso dei condotti di aspirazione ma ne riduce la sezione e forza il flusso d'aria a transitare nella regione superiore della sezione. L'effetto è quindi una riduzione dell'area di passaggio per permettere al flusso di essere indirizzato nella regione che si pensa favorevole alla formazione di un intenso moto di tumble. L'aria è incanalata nella regione superiore dei condotti di aspirazione, con la speranza che proseguendo arrivi alle valvole solo nella loro zona frontale per fuoriuscire nel cilindro tutta completamente indirizzata sotto le valvole di scarico, evitando la formazione di tumble inverso. Nel profilo del setto è presente sempre la sede di alloggiamento dell'iniettore, perciò si applica un'altra guarnizione (fig. 8.4) sul setto per chiudere questa zona morta. In fig. 8.5 è presente la fotografia della testa, con montato il setto, eseguita dal lato interno della piastra. Confrontandola con la fig. 8.2 della testa senza setto, si nota la diminuzione dell'area di passaggio per via del setto (simile alla presenza di un gradino all'ingresso dei condotti di aspirazione).

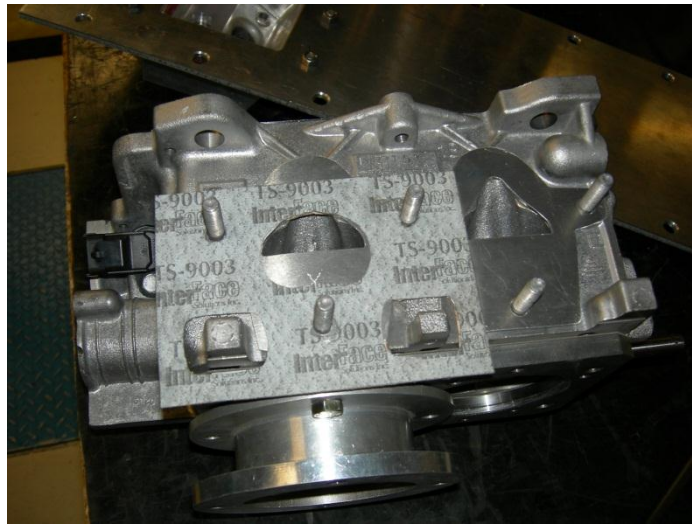


Figura 8.4 Fotografia della seconda guarnizione da applicare a monte del setto per evitare che l'aria fluisca in parte nella sede dell'iniettore.



Figura 8.5 Fotografia dell'ingresso dei condotti di aspirazione, dal lato della piastra da montare sul plenum soffiato, dove si nota la presenza del setto tumble.

8.3 Setto per lo swirl

Il processo con cui viene montato il setto per lo swirl sulla testa è del tutto analogo a quello illustrato per il setto tumble. La differenza tra i due è il profilo dell'area lasciata libera per il passaggio del flusso. In fig. 8.6 è presente una fotografia di come è fatto questo setto.



Figura 8.6 Fotografia del setto per swirl.

Il setto ha sempre in alto la sede dell'iniettore e lascia libera per il passaggio dell'aria la metà destra della sezione di ingresso dei condotti di aspirazione. A differenza del setto per tumble, questo permette di sfruttare tutta l'altezza del condotto però riduce l'area di passaggio cercando di incanalare il flusso preferibilmente in una delle due valvole. La portata non sarà divisa equamente tra le due valvole ma una sarà molto più caricata dell'altra per permettere la formazione dello swirl. Si distrugge così l'effetto della simmetria dei condotti. In fig. 8.7 è mostrato il setto montato sulla testa.

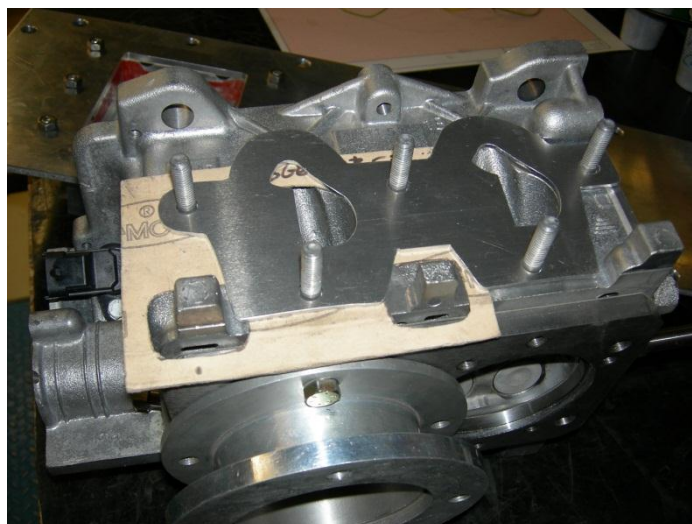


Figura 8.7 Setto per swirl allestito sulla testa di prova.

Per come è disposto il setto, la valvola che vedrà la maggior portata è quella di aspirazione in basso a destra (la B di fig. 7.2). Va disposta poi la seconda guarnizione a monte del setto per impedire al flusso di entrare nella sede dell'iniettore. La fig. 8.8 mostra l'allestimento finito della prova.

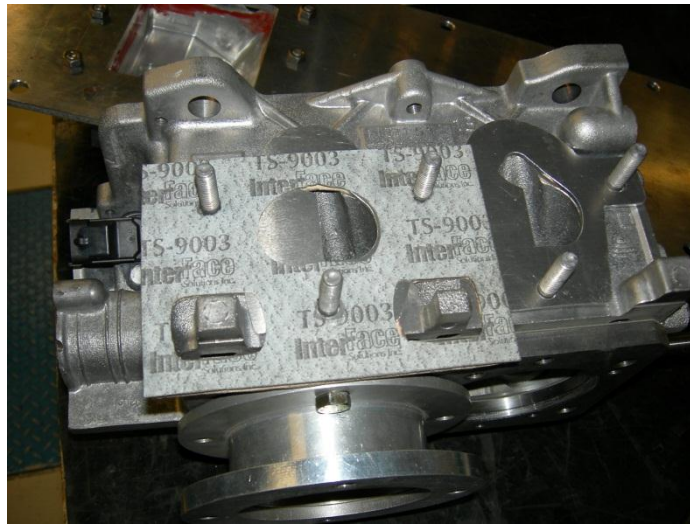


Figura 8.8 Fotografia del setto per swirl montato sulla testa con la guarnizione necessaria a coprire la sede dell'iniettore.

8.4 Valutazione del coefficiente di efflusso

L'introduzione dei setti a monte del condotto di aspirazione, essendo delle specie di gradini, diminuiscono l'area efficace di passaggio per l'aria (come descritto nell'apposito studio svolto nel capitolo 5). Provocano il distacco della vena fluida con la formazione di vortici di ristagno. La vena non riesce più a riattaccarsi, data la brevità dei condotti di aspirazione, prima della sede valvole e perciò ci ridurrà il valore del $C.E.$. Si deve notare che proprio grazie all'effetto del distacco della vena fluida, è possibile indirizzare il flusso d'aria nelle regioni volute per creare tumble e swirl. In fig. 8.9 è presente il grafico delle curve del coefficiente di efflusso in funzione dell'alzata valvola nei tre casi: senza setto, setto tumble e setto swirl.

Come si poteva facilmente immaginare, l'area efficace di passaggio dell'aria diminuisce introducendo i setti. La permeabilità minore è quella del setto per swirl che risulta essere il più penalizzante in termini di riempimento. La riduzione del $C.E.$ arriva al 40% alle alte alzate.

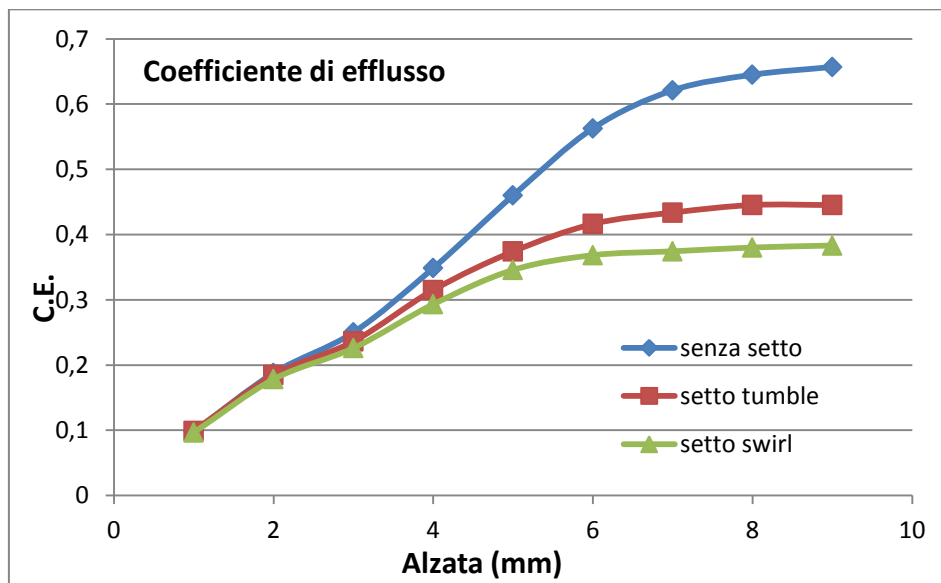


Figura 8.9 Andamento del coefficiente di efflusso in funzione dell'alzata valvola nei tre casi: senza setto, setto tumble e setto swirl.

8.5 Valutazione del numero di tumble

Dalle mappe di velocità ricavate con l'anemometria si è calcolato il numero di tumble in tutti e tre i casi. le curve in funzione dell'alzata valvola sono presenti in fig. 8.10.

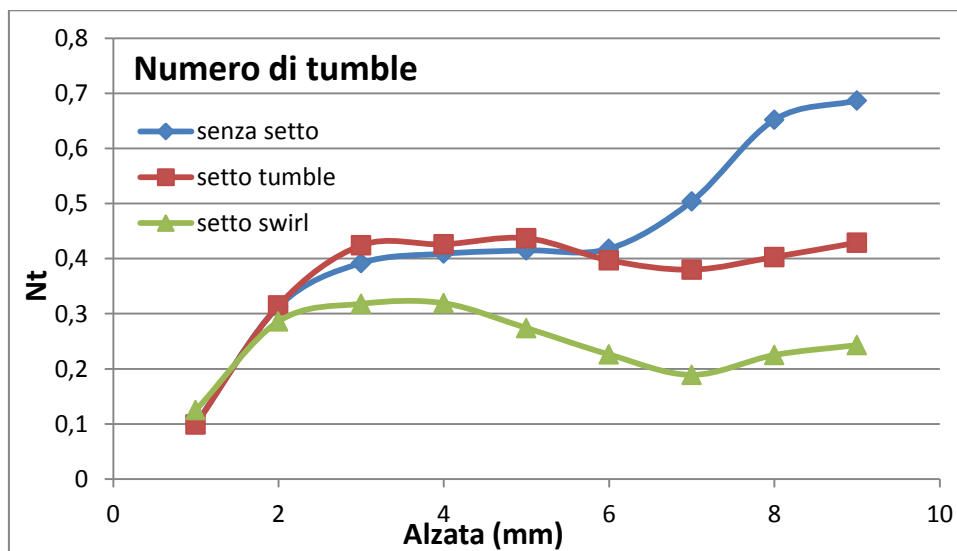


Figura 8.10 Valori di N_t in funzione dell'alzata valvola, con e senza setti.

I condotti tuffanti forniscono un elevato tumble e questo si può vedere dalla curva in assenza di setto. Già all'alzata 3mm il tumble è intenso, ben sviluppato e si mantiene inalterato fino all'alzata 6mm . Dall'alzata 7mm in su, cresce di intensità grazie all'aumentare della portata passante che comporta un aumento dell'intensità delle velocità. Tramite le mappe ricavate con l'HWA, si potrà vedere chiaramente questo aspetto.

Il setto per tumble ne migliora l'intensità alle basse alzate (fino a 5mm), però poi il suo effetto crolla perché la sezione scoperta dalle valvole cresce ma la portata, rispetto al caso senza setto, diminuisce moltissimo a causa del distacco di vena imposto a monte dal setto. Il setto perciò risulta utile alle basse alzate ma dannoso alle alte.

Il setto per swirl genera un tumble inferiore allo 0,3. È molto ridotto rispetto al caso senza setto. Il motivo è forse dovuto al fatto che l'energia può essere stata trasferita dal piano su cui agisce il tumble al piano dello swirl. Analizzando le mappe e misurando lo swirl con il metodo Ricardo si potrà avere una conferma.

Per verificare l'attendibilità delle prove svolte, è necessario osservare il valore del fattore di bloccaggio in funzione dell'alzata in presenza o meno dei setti. Le curve sono in fig. 8.11.

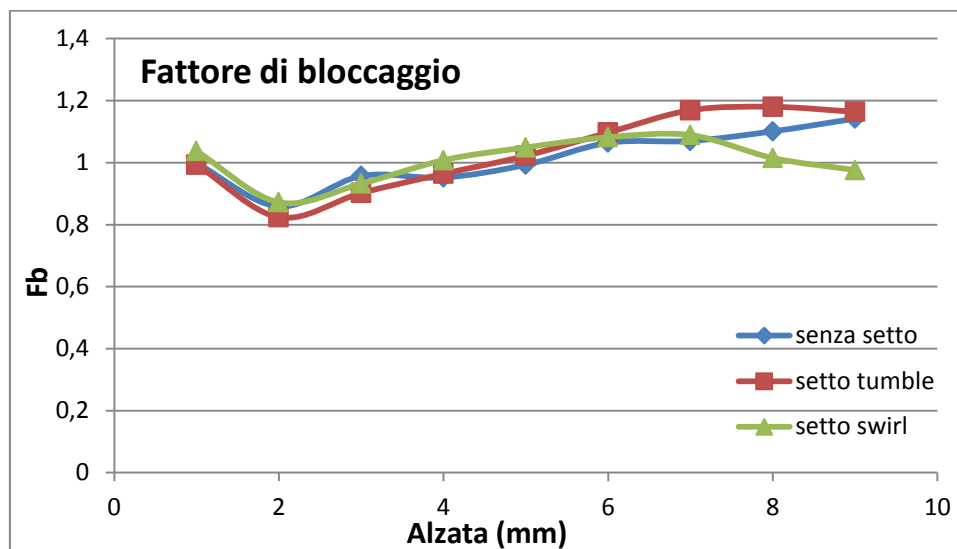


Figura 8.11 Andamento del fattore di bloccaggio in funzione dell'alzata nei tre casi: senza setto, setto tumble, setto swirl.

I valori di f_b sono molto prossimi ad 1, quindi la prova è da considerarsi attendibile e la portata calcolata come integrazione delle mappe di velocità risulta essere simile a quella misurata sul banco.

L'ultima verifica da effettuare è la coerenza delle curve del numero di tumble calcolate con l'HWA e quelle calcolate con il tumblometro. Si sceglie il caso senza setto e quello con il setto per tumble per la verifica. In fig. 8.12 è presente il confronto grafico.

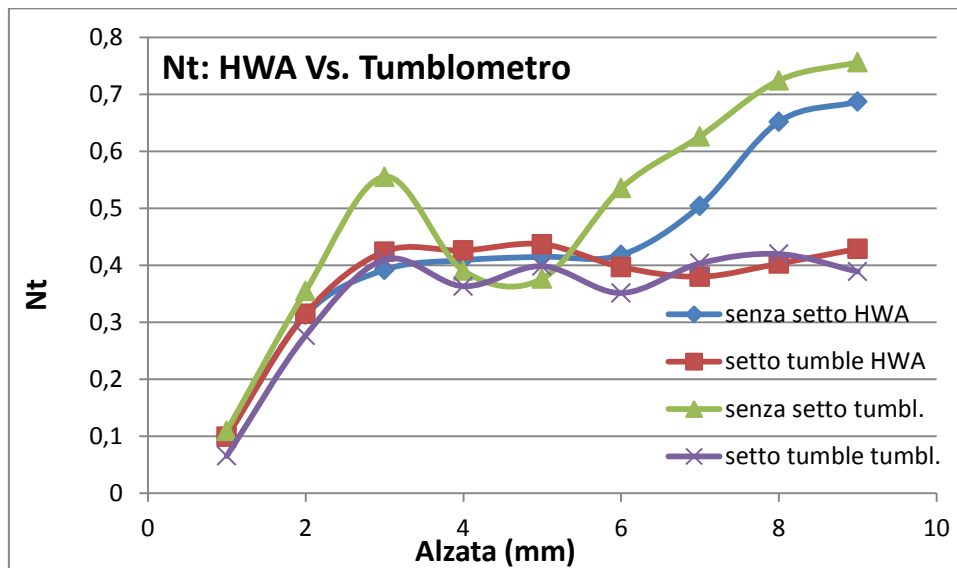
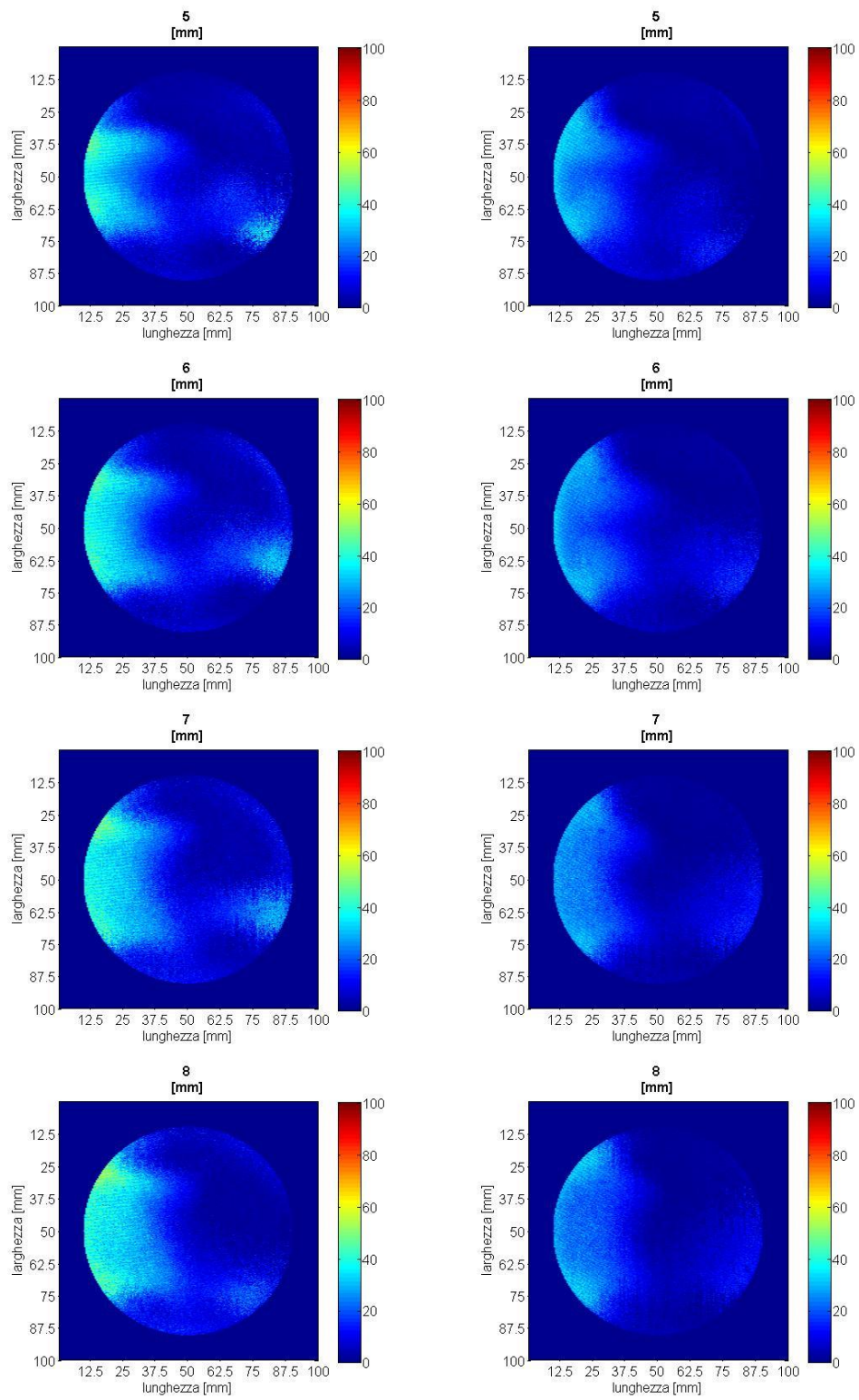


Figura 8.12 Confronto tra le curve di tumble ricavate con l'anemometria e quelle con il tumblometro.

Gli andamenti sono simili, a parte il solito offset presente alle late alzate quando le velocità sono molto intense. L'unica differenza degna di nota è il picco presente all'alzata 3mm nella curva senza setto misurata con il tumblometro. Questo picco indica la presenza di una mascheratura che però non viene rilevata con l'anemometria. Comunque le prove svolte si possono ritenere affidabili.

8.6 Analisi delle mappe di velocità

Osservando l'andamento del numero di tumble, si nota che a parire dall'alzata 5mm si ha una spiccata differenza tra il caso senza setto e quello con il setto tumble. Per capire cosa succede al campo di velocità, conviene analizzare le mappe. Di seguito sono riportate le mappe per il caso senza setto (colonna di sinistra) e per quello con il setto tumble (colonna destra). Non è importante confrontare ora il serro swirl con gli altri perché il suo compito è creare il moto di swirl e non quello di tumble.



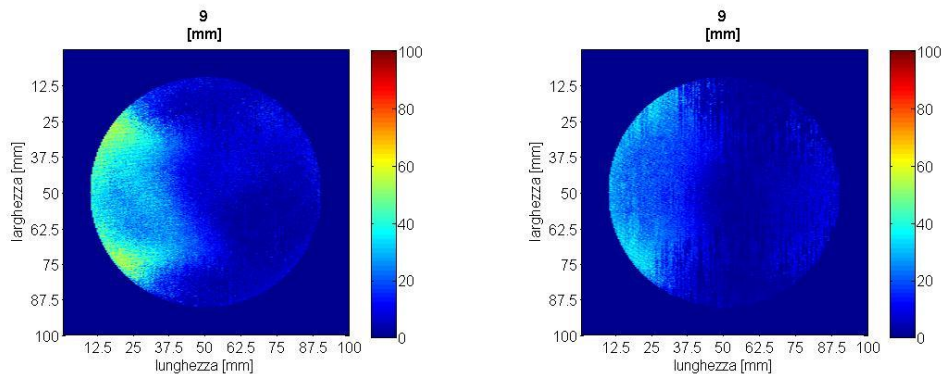


Figura 8.13 Confronto tra le mappe di velocità della testa senza setto (colonna sinistra) e di quella con il setto tumble (colonna destra).

Le mappe sono analoghe da una prima visione. La zona occupata dal flusso è la stessa ed è la regione sotto le valvole di scarico, ideale per ottenere un tumble spinto. La differenza principale è l'intensità del campo di moto. Senza setto, passa dalle valvole una portata maggiore e ciò comporta un campo di velocità più intenso. Le mappe con il setto tumble sembrano una versione "sfumata" di quelle senza setto proprio perché il setto riduce la portata passante e quindi l'intensità del campo. Inoltre che l'introduzione del setto troppo a monte della zona di area minima (le valvole) provoca una prima espansione del flusso, soprattutto alle alte alzate, che preclude la direzionalità del flusso desiderata. Il flusso non è ben guidato nella regione sottostante le valvole di scarico perché dopo il setto esso si espande a cono all'interno dei condotti di aspirazione, perdendo la direzione preferenziale. Questo si nota dall'analisi delle mappe: senza setto l'aria nella regione sottostante le valvole di scarico è concentrata attorno all'asse orizzontale della sezione e si riconoscono i due tipici "nasi" dove vi sono le velocità più elevate; con il setto tumble invece l'aria occupa tutto il semicerchio sinistro della mappa in modo uniforme, senza concentrarsi attorno all'asse orizzontale (non è stato incanalato correttamente nelle zone di interesse).

In aggiunta, la regione sottostante la valvola di aspirazione risulta essere non simmetrica. Nel terzo settore (in basso a destra) è presente una zona di velocità molto intensa che crea un tumble inverso. Indica l'unica zona lato aspirazione in cui parte del flusso riesce ad incanalarsi con un moto strutturato.

8.7 Verifica della creazione di un moto di swirl per mezzo del setto swirl

Per poter dimostrare la riuscita creazione di un moto di swirl per mezzo dell'apposito setto, è necessario misurare il N_s in funzione dell'alzata valvola

con il metodo Ricardo sul banco aspirato. L'andamento ricavato si può raffigurare nello stesso grafico con la curva del tumble del setto swirl (fig. 8.14).

Dall'analisi del grafico si può affermare che il setto crea uno swirl intenso, che si sviluppa sempre più con il crescere dell'alzata valvola. Man mano che il moto di swirl aumenta di valore, il tumble decresce cedendogli energia. Prima dell'alzata 5mm risulta prevalere il tumble, dopo inizia ad imporsi lo swirl. I valori misurati di swirl sono perfino dello stesso livello di quelli di un motore Diesel con la stessa cilindrata, perciò si può concludere che l'introduzione del setto è stata (finora) la scelta migliore per creare swirl in un motore a benzina. L'unico svantaggio è che la scelta si paga in termini di coefficiente di efflusso, permeabilità e riempimento del cilindro. Sarebbe opportuno valutare setti della stessa formare ma con aree di passaggio più elevate per giungere ad un giusto compromesso tra intensità di swirl e permeabilità della testa.

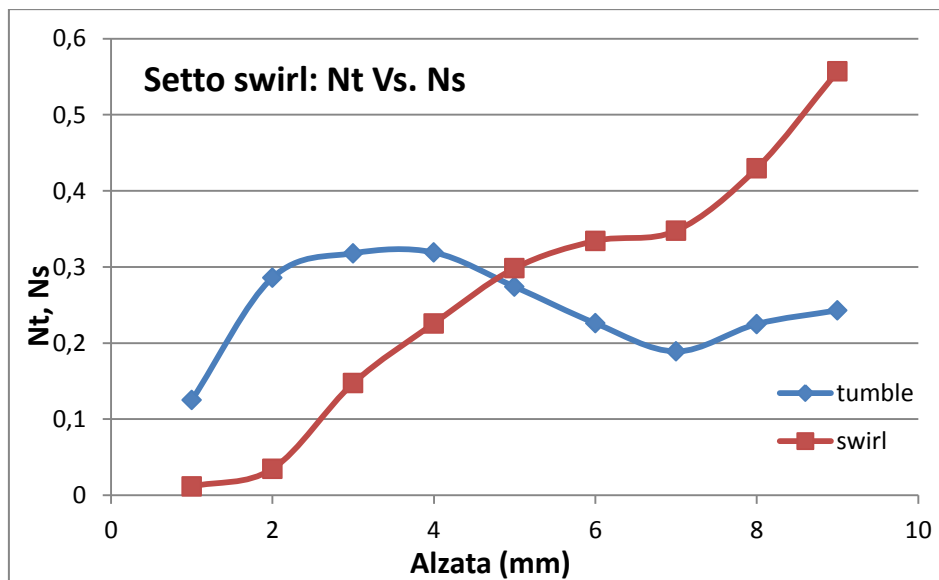
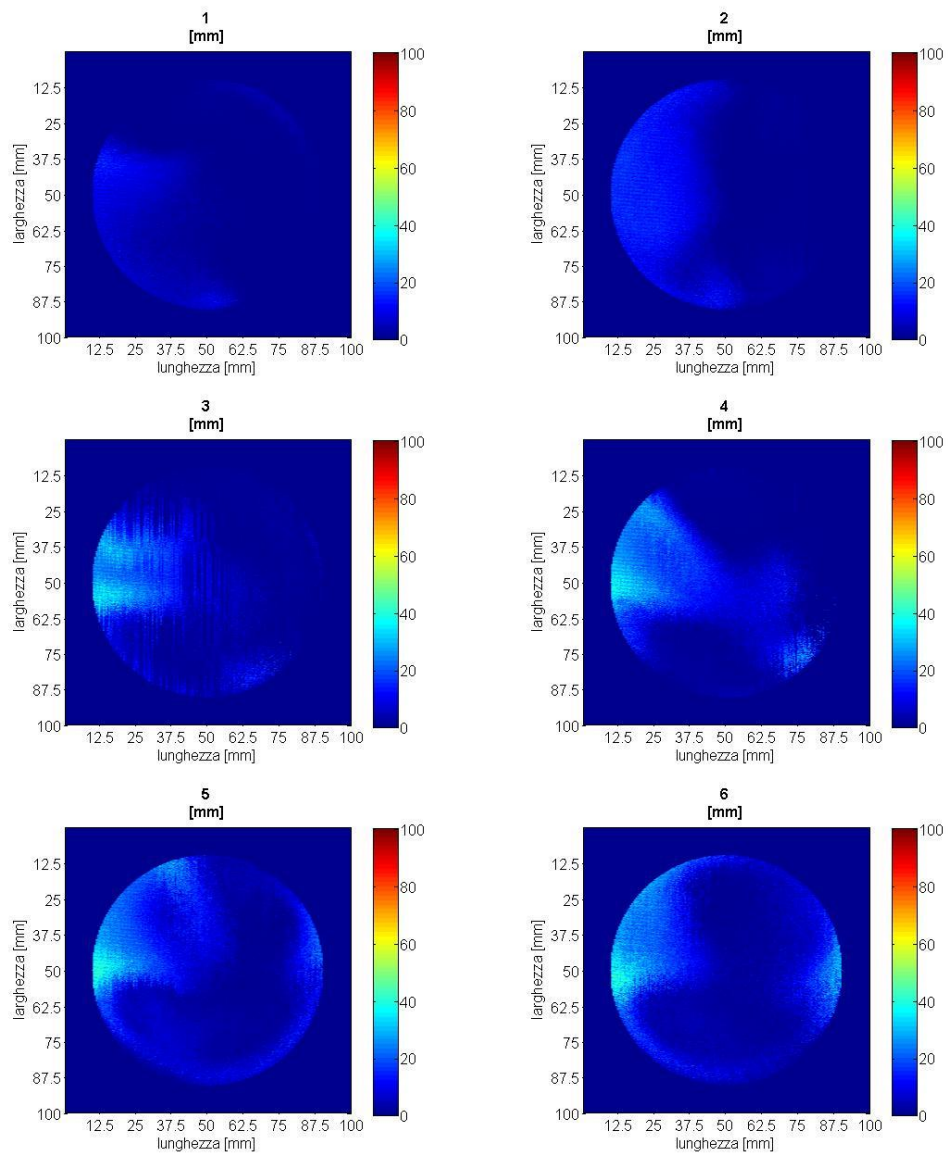


Figura 8.14 Confronto tra la curva del numero di tumble e quella del numero di swirl per la testa con il setto swirl.

Nota la capacità di creare swirl, è interessante capire come è cambiato il campo di velocità grazie al setto. Di seguito sono riportate le mappe di velocità con il setto swirl per le diverse alzate valvola:



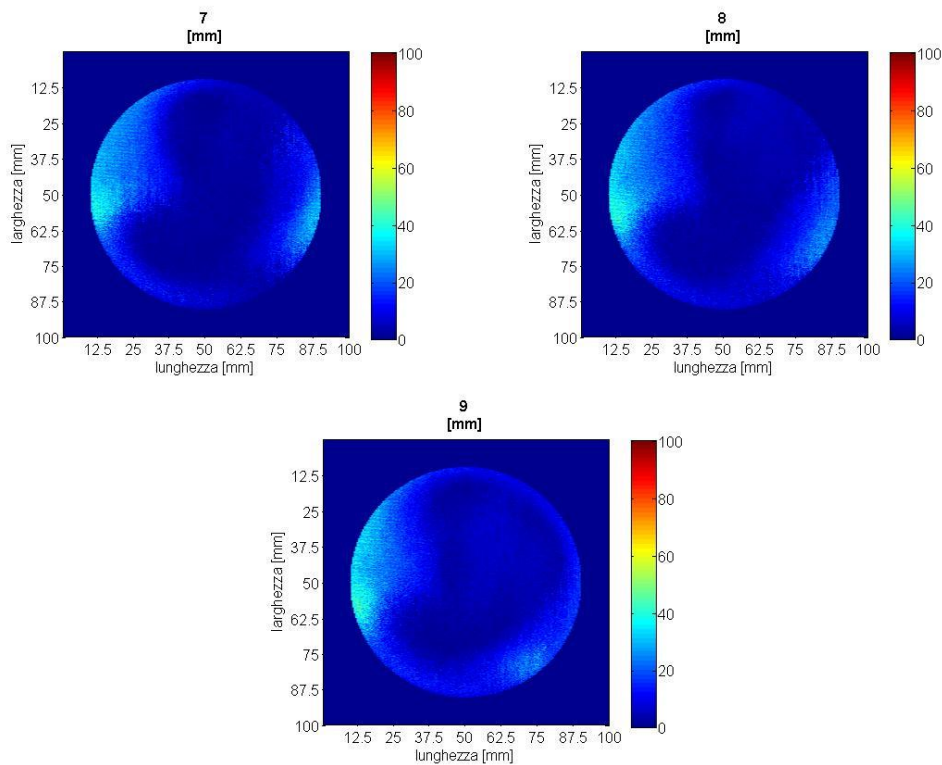


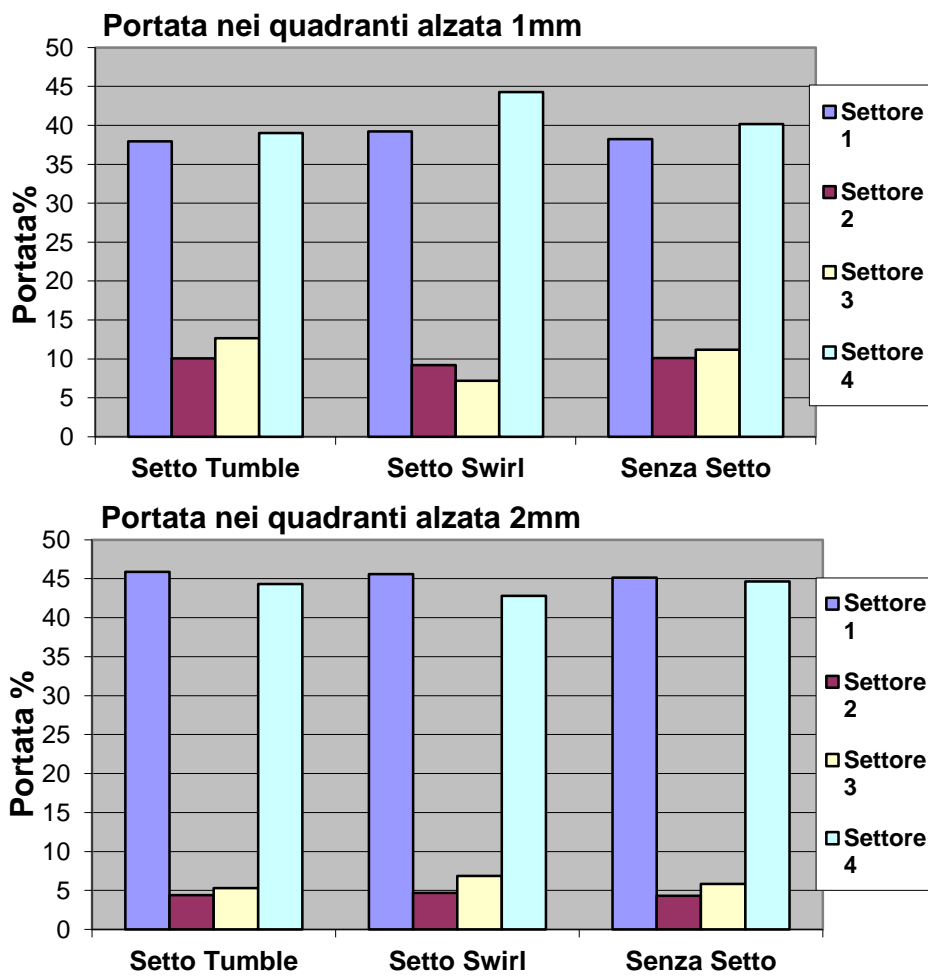
Figura 8.15 Sono state presentate tutte le mappe di velocità ricavate per il setto swirl in funzione dell'alzata valvola.

Fino all'alzata 4mm , il campo è simile ad un classico campo di velocità tipico del tumble. Aumentando l'apertura della valvola, la zona a più alta intensità sottostante le valvole di scarico inizia a ruotare in senso orario verso l'alto e contemporaneamente si crea una corona di medie velocità tutta attorno al bordo interno del cilindro. Lo swirl è un moto organizzato con asse parallelo all'asse del cilindro agente su un piano tangenziale al cilindro, cioè su un piano contenente la sezione trasversale del cilindro. Le componenti più importanti del vettore velocità (per lo swirl) sono quelle tangenziali, perciò il vettore velocità avrà una componente assiale di medio-basso modulo. La mappa rappresenta il campo di velocità assiale e quindi la corona di velocità assiali medio-basse attorno al bordo individua il vortice di swirl.

Inoltre va notato che la valvola caricata maggiormente (in cui si ha il maggior passaggio di portata) dalla presenza del setto è quella in basso a destra. Però il flusso d'aria indirizzato nella regione sottostante le valvole di scarico non è confinato nel semicerchio inferiore della mappa ma si sposta sempre più verso l'alto seguendo una rotazione oraria. Questo evidenzia la presenza di un vero moto di swirl.

Per visualizzare in modo chiaro e semplice gli effetti dell'introduzione dei setti sulla distribuzione del flusso lungo la sezione del cilindro, conviene calcolare la portata percentuale che passa nei quattro settori in cui viene idealmente divisa la sezione (fig. 6.7). Invece di utilizzare il solito diagramma a "torta", si sceglie di visualizzare le portate percentuali con un diagramma a colonne che permette di confrontare, a pari altezza, il diverso campo di moto generato nei tre casi: setto tumble, setto swirl e senza setto.

Di seguito sono riportati i diagrammi in questione.



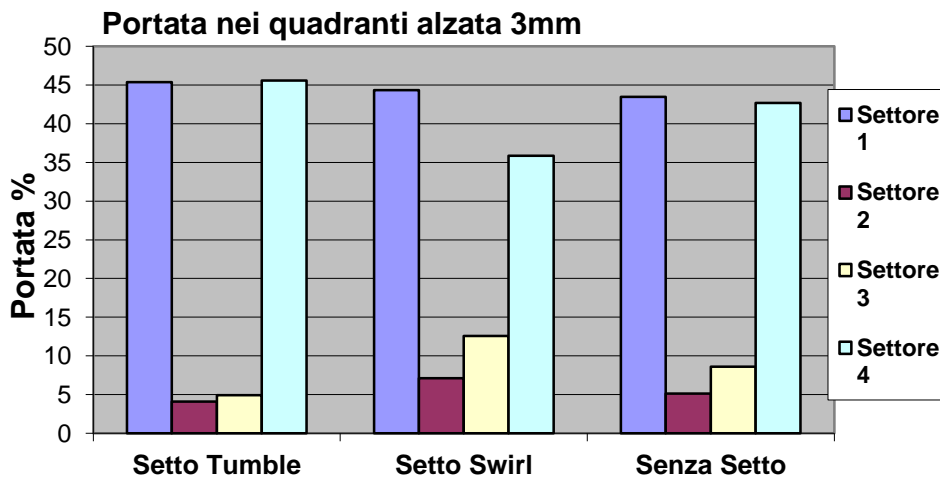
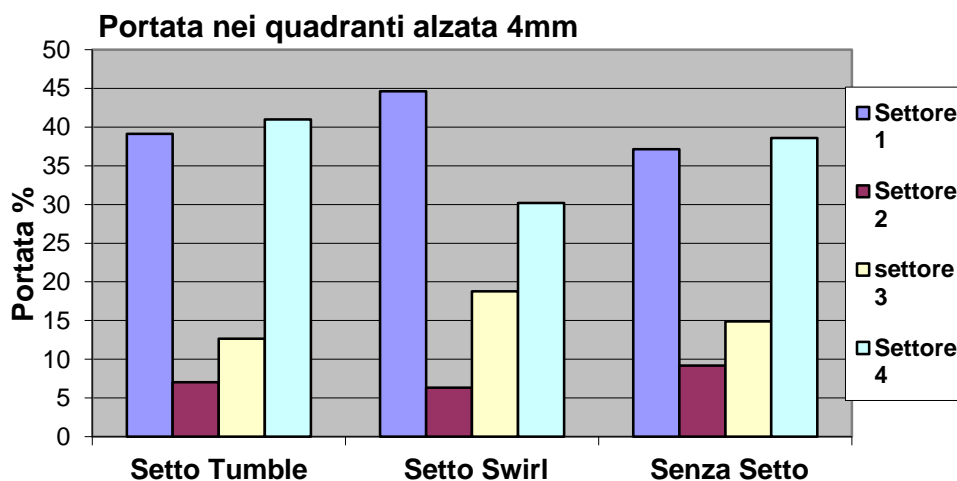
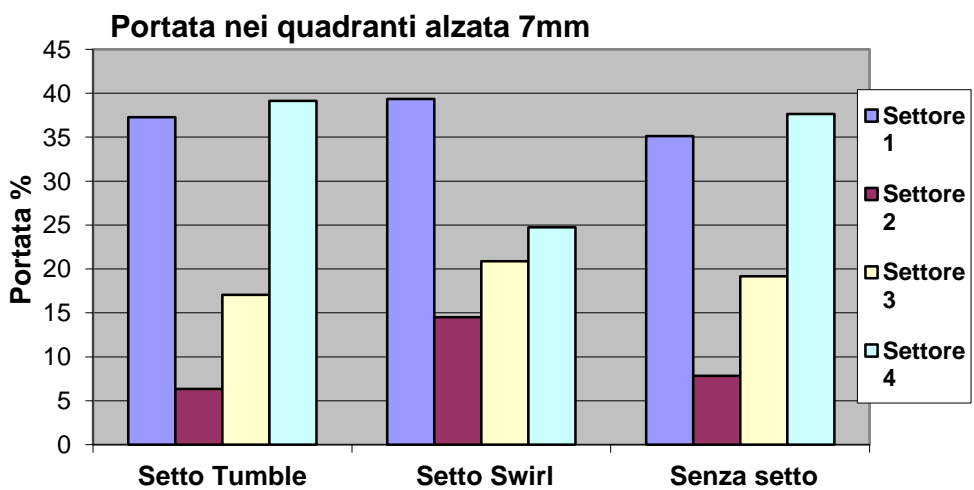
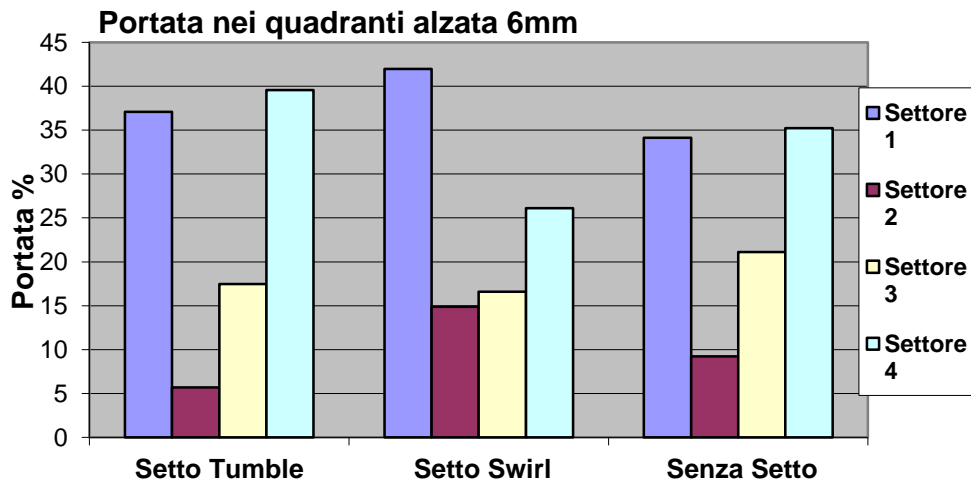
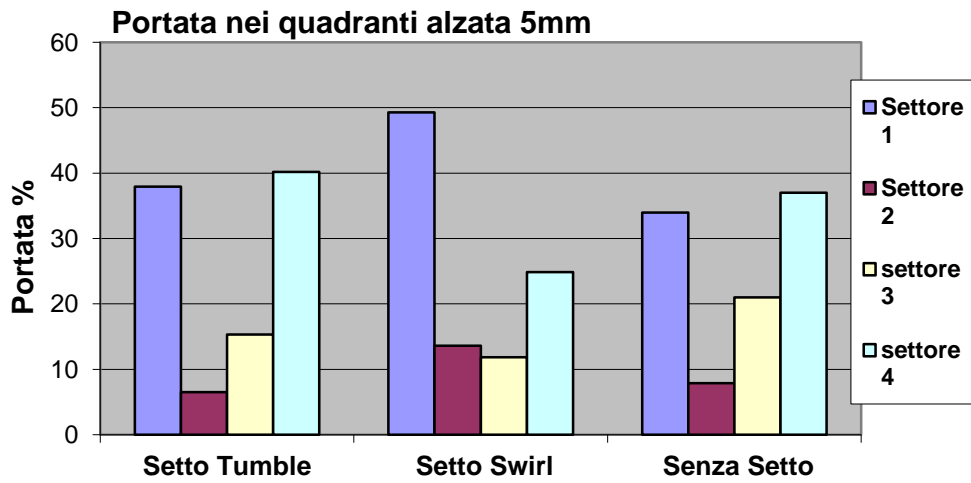


Figura 8.16 Grafici delle portate percentuali in funzione dell'alzata valvola (fino a 3mm) nei quattro settori della mappa, per i casi: senza setto, setto tumble e setto swirl.

Fino all'alzata 3mm, la portata si distribuisce analogamente sia senza setto che con entrambi i setti. È la tipica distribuzione favorevole al tumble: le portate maggiori sono nei settori 1 e 4 che corrispondono alla regione sottostante le valvole di scarico. Per quanto riguarda il setto swirl, si evidenzia una prevalenza del moto di tumble alle basse alzate rispetto al nascente swirl. Già all'alzata 3mm si vede il passaggio di portata dal settore 4 al settore 1 e dal settore 2 al settore 3, individuabile dal confronto con il caso privo di setto. Ciò indica la presenza di un vortice di swirl che devia il flusso tangenzialmente in senso orario.

Ora rimangono da analizzare le restanti alzate:





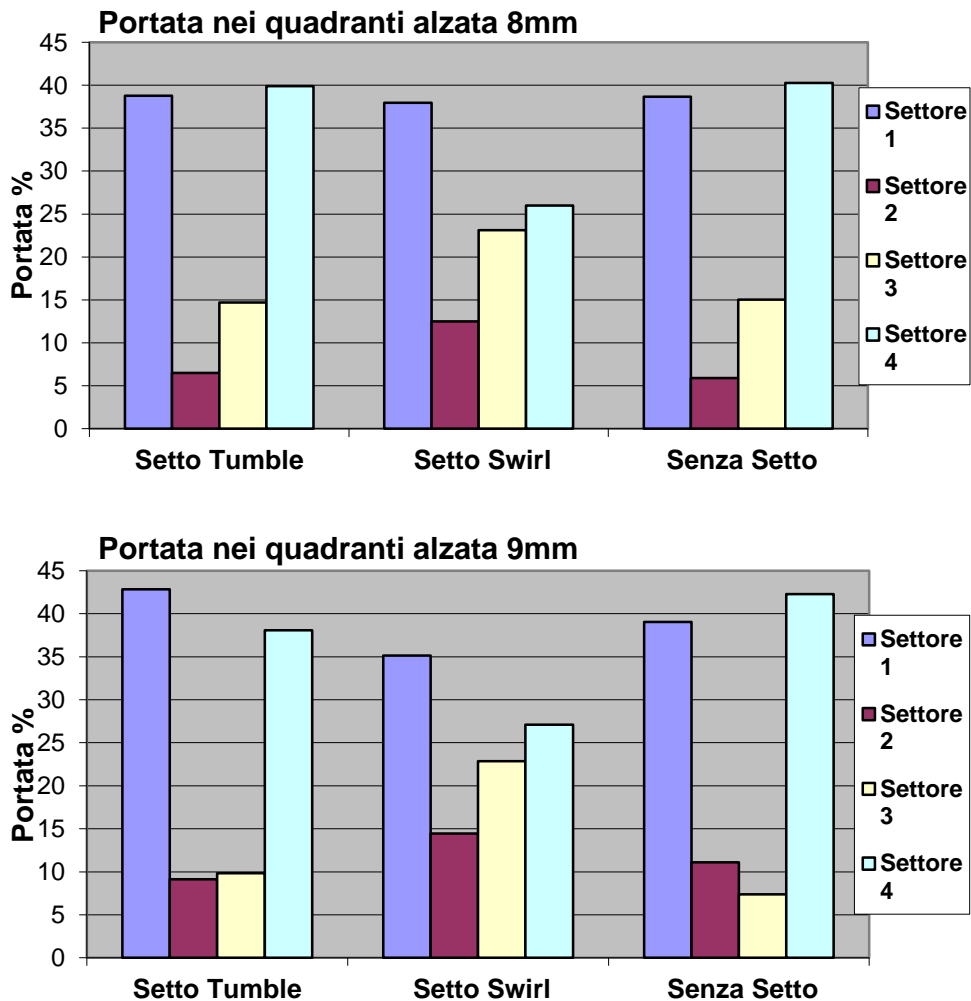


Figura 8.17 Grafici delle portate percentuali in funzione dell'alzata valvola (da 4mm a 9mm) nei quattro settori della mappa, per i casi: senza setto, setto tumble e setto swirl.

Il setto tumble riproduce una distribuzione di portata nei quattro settori molto simile a quella prodotta in assenza di setto. La portata è prevalentemente presente nei settori 1 e 4 in modo tale da creare il moto di tumble.

Il setto swirl ridistribuisce la portata in maniera differente. Il settore 4 diminuisce sempre più di portata salendo con le alzate. I settori 2 e 3 invece aumentano perché il vortice devia il flusso in senso orario. Il settore 1 ha una portata analoga ai casi senza setto e setto tumble. La simmetria attorno all'asse orizzontale della mappa non è più valida per via della presenza della "corona" di velocità assiali attorno al bordo interno del cilindro dovute allo swirl.

Capitolo 9

Conclusioni

L'obiettivo della tesi è duplice:

1. Sviluppare un sistema di indagine sperimentale del moto della carica nel cilindro per mezzo dell'anemometria a filo caldo (HWA) e validarne i risultati attraverso il metodo di misura classico (metodo Ricardo).
2. Verificare sperimentalmente, tramite l'HWA, le novità introdotte per aumentare il moto di tumble e creare il moto di swirl in motori a benzina.

Per quanto riguarda il primo punto, si può affermare con certezza che il metodo di misura basato sull'anemometria permette di ottenere gli stessi risultati del misuratore di coppia a nido d'ape. Il metodo Ricardo fornisce in uscita un numero adimensionale che caratterizza la presenza e l'intensità di un determinato moto turbolento ma non permette una visualizzazione del campo di moto all'interno del cilindro. Con l'anemometria invece si ottengono entrambe le cose. Come output si ricavano mappe puntuali del campo di moto assiale sulla sezione trasversale del cilindro, consentendo di capire se vi sono microdifetti di fusione e lavorazione della testa motore in prova e, soprattutto, se il campo di moto è simmetrico rispetto all'asse orizzontale della sezione. Nel corso delle prove si è riusciti ad abbinare la specifica configurazione del campo di moto alla presenza di un determinato moto turbolento, permettendo in futuro di riconoscere agevolmente dalla visione delle mappe se una testa motore riesce a sviluppare un moto turbolento organizzato e soprattutto quale. Numericamente è possibile quantificare solo il tumble e il crosstumble perché il loro asse di rotazione giace nel piano della mappa, cioè nella sezione del cilindro. Lo swirl ha asse di rotazione normale alla mappa e perciò non è quantificabile, però si riesce a vederne la presenza e a capire il verso di rotazione del vortice. Utilizzando le mappe di velocità ricavate dall'anemometria è possibile validare metodi numerici di simulazione fluidodinamica.

Messo a punto il sistema di misurazione HWA, si sono eseguite le prove sperimentali dei capitoli 6,7 e 8. Lo scopo è capire se le novità introdotte portano a qualche risultato e soprattutto come influenzano il campo di moto.

Partendo dalla prova del capitolo 6, l'allargamento della regione frontale di uno dei due condotti di aspirazione non ha avuto nessun effetto migliorativo. L'introduzione di questo tipo di condotti asimmetrici non crea alcun vantaggio tangibile ma, anzi, diminuisce il numero di tumble alle alte alzate del 10%. Essendo stata allargata la sezione di uno dei due condotti di aspirazione, l'aria entrante non è tutta perfettamente guidata nella regione al di sotto le valvole di scarico ma una parte cade giù dritta dalla valvola di aspirazione del condotto lavorato e produce l'asimmetria e la riduzione del tumble. L'utilizzo dell'anemometria ha permesso di capire il motivo di questa riduzione grazie all'analisi del campo di moto. Inoltre, per i condotti simmetrici, si è notato che il flusso non è perfettamente simmetrico, come ci si aspetta in linea teorica, a causa della fisiologica dispersione nella realizzazione di alcune fusioni. Si è così dimostrato che, con questo sistema, si riescono a cogliere bene gli effetti delle piccole differenze introdotte nei condotti di aspirazione ed è possibile motivare la variazione del numero di tumble calcolato. A seguito delle prove si è constatato che un campo di velocità simmetrico, generato da condotti di aspirazione simmetrici, genera un tumble di intensità maggiore perché non viene persa energia per la creazione del moto di crosstumble, presente solo in caso di asimmetria.

Per quanto riguarda la creazione del moto di swirl, la scelta migliore è l'introduzione di un setto, opportunamente conformato, a monte dei condotti di aspirazione. L'alzata differenziata delle valvole (DVL) non ha portato i risultati sperati. Andrebbe testata anche su altre tipologie di teste motore, però l'effetto che si è riscontrato è molto blando e non riesce a generare lo swirl voluto. In compenso annulla la lieve asimmetria generata da microdifetti di lavorazione presenti nei condotti simmetrici di aspirazione. L'aspetto positivo è che il valore di intensità del moto di tumble praticamente non varia nel passaggio da alzate classiche a DVL. Si potrebbero svolgere ulteriori verifiche invertendo le alzate delle due valvole di aspirazione e successivamente cambiando i valori delle medesime alzate.

La soluzione più performante è stata l'introduzione dei setti a monte dei condotti di aspirazione. Il setto tumble ha incrementato l'intensità del vortice di tumble alla medio-basse alzate, però è risultato penalizzante alle alte rispetto alla configurazione senza setto. Per avere il tumble ottimizzato su tutte le alzate, converrebbe creare un setto che possa variare con continuità la sezione di passaggio, conservando però sempre un profilo simile a quella dei condotti (come avviene con il setto tumble). In questo modo si riesce ad ottimizzare anche il coefficiente di efflusso e quindi il riempimento: se si volesse avere una permeabilità elevata per fare entrare una quantità di carica maggiore, basterebbe solamente allargare il setto per sfruttare completamente la sezione di passaggio dei condotti di aspirazione, ottenendo il massimo *C.E.* realizzabile. Invece se si volesse incrementare il moto di tumble alle basse alzate, il setto dovrebbe

ridurre facilmente la sezione. Tutto ciò porta realmente vantaggi solo se si progetta un setto con apertura e chiusura della sezione in modo continuo e controllabile. Introdurre un setto fisso, come quello testato, non avrebbe senso perché il motore opererebbe sempre con bassi *C.E.* e non riuscirebbe a creare un tumble intenso alle alte alzate, penalizzando il processo di combustione.

Il setto swirl riesce a creare un moto di swirl ben sviluppato ed intenso nel motore a benzina, quindi riesce a realizzare l'obiettivo richiesto. Anche in questo caso sarebbe più conveniente un setto che possa variare la sezione di passaggio in modo continuo, sempre però mantenendo il profilo tipico che sbilancia il carico di portata sulle due valvole di aspirazione per poter produrre swirl. Va ricordato che il setto swirl penalizza il *C.E.* molto di più del setto tumble e perciò risulta fondamentale la progettazione di un setto con apertura variabile in modo continuo dell'area di passaggio per avere un giusto compromesso tra lo sviluppo di un vortice di swirl di intensità desiderata e un riempimento accettabile del cilindro (o permeabilità) in base al punto di funzionamento del moto.

Bibliografia

- [1] Ferrari, G.: “Motori a Combustione interna”, Ed. Il Capitello
- [2] Heywood, J.B.: “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill
- [3] AA.VV.: “Manuale del Banco di Flussaggio”, Laboratori di Fluidodinamica CRF
- [4] Bruun, H.H.: “Hot Wire Anemometry Principles and Signal Analysis”, Oxford University Press
- [5] AN-1005: “Hot Wire and System User’s Manual”
- [6] Rolando, L.: “Caratterizzazione Sperimentale di Sistemi di Aspirazione per Motori a Combustione Interna”, Tesi di Laurea in Ingegneria dell’Autoveicolo, Politecnico di Torino, 2008
- [7] Infanti, D.: “Caratterizzazione del Moto di Tumble tramite Anemometria a Filo Caldo”, Tesi di Laurea in Ingegneria dell’Autoveicolo, Politecnico di Torino, 2011