

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Ingegneria Aeronautica



**Studio della morfologia di fiamma ed emissioni inquinanti
da combustione a stadi in un bruciatore con swirl**

Relatore: Prof. Aldo Sebastiano COGHE

Co-relatore: Ing. Fabio COZZI

Tesi di Laurea di:

Annarita COLUCCI Matr. 739952

Eleonora CORTI Matr. 739842

Anno Accademico 2011 – 2012

Indice

Indice delle figure	7
Indice delle tabelle	11
Sommario	12
Elenco dei simboli	14
Capitolo 1	15
Introduzione	15
1.1 L'inquinamento.....	15
1.2 Effetti dell'inquinamento	18
1.2.1 Effetto serra	18
1.2.2 Buco nell'ozono.....	18
1.2.3 Piogge acide	21
1.2.4 Smog fotochimico.....	23
1.3 Gli ossidi di azoto	24
1.3.1 Tipologie di ossidi di azoto e caratteristiche generali.....	25
1.3.2 Fonti che determinano l'emissione di ossidi di azoto e concentrazioni presenti in aria	26
1.3.3 Gli effetti sull'uomo e sull'ambiente	27
1.3.4 I processi di formazione degli ossidi d'azoto.....	27
1.3.5 Formazione di NO nell'aria e nelle fiamme: introduzione generale	27
1.3.6 Thermal NOx.....	29
1.3.7 Prompt NOx.....	31
1.3.8 I fuel NOx.....	34
1.3.9 La formazione del biossido di azoto NO ₂	37
1.4 Tecniche di misura degli NO _x	38
1.4.1 Misura degli ossidi di azoto.....	38
1.4.2 Normative.....	38
1.4.3 Sistemi di monitoraggio	40
1.4.3.1 Sistemi di monitoraggio estrattivi	40
1.4.3.2 Sistemi source-level	40
1.4.3.3 Sistemi a diluizione	42

1.4.4	Sistemi di monitoraggio in-situ	43
1.4.4.1	Point in-situ monitors	44
1.4.4.2	Path in-situ monitors	45
Capitolo 2	46
Riduzione degli NO_x	46
2.1	Combustione a stadi.....	47
2.1.2	Lean Premixed Prevaporized, LPP	49
2.1.3	Stepped Dome per LDI e LPP.....	50
2.1.4	Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn, RQL.....	51
2.1.4.1	Wall-Jet Combustion Systems	52
2.1.4.2	Reduced-Scale Quench, Convolute Liner.....	52
2.1.4.3	Reduced-Scale Quench, Quench Vane	53
2.1.5	Trapped Vortex Combustor, TVC	53
2.2	Flussi swirlati.....	55
2.2.1	Flussi swirlati deboli	56
2.2.2	Flussi swirlati forti.....	57
2.2.3	Instabilità nei flussi swirlati	57
2.2.4	Stabilità della fiamma in flussi swirlati.....	59
2.3	Combustione a stadi con flussi swirlati.....	60
2.4	Altre tecniche di riduzione	62
Capitolo 3	63
Apparato sperimentale	63
3.1	Bruciatore a swirl.....	64
3.1.1	Iniettore d'aria assiale	65
3.1.2	Distributore d'aria.....	65
3.1.3	Iniettore d'aria tangenziale	66
3.1.4	Inseminante	67
3.1.5	Distanziale	67
3.1.6	Il convergente	67
3.1.7	Flangia di ancoraggio.....	67
3.1.8	Gas gun.....	68
3.1.9	Coperchio inferiore	68
3.2	La camera di combustione.....	68
3.3	Linee di alimentazione	70

3.3.1	Linea del gas naturale	71
3.3.2	Linea dell'aria.....	72
Capitolo 4	73
Tecniche di misura	73
4.1	Misure di portata.....	73
4.2	Misura d'inquinanti.....	77
4.2.1	Misure di CO_2, O_2, CO	79
4.2.2	Misure di UHC	81
4.2.3	Misure di NO_x	82
4.3	Imaging della fiamma	84
4.4	Particle Image Velocimetry (PIV)	85
4.4.1	I componenti del sistema PIV.....	87
4.4.1.1	Inseminazione	87
4.4.1.2	Nebulizzatore e sistema d'inseminazione dell'olio.....	90
4.4.1.3	Il laser	90
4.4.1.4	Videocamera digitale CCD e sistema di sincronizzazione telecamera/laser	92
4.4.2	Procedimento di acquisizione delle immagini.....	95
4.4.2.1	Scelta del sistema di riferimento e allineamento del laser.....	95
4.4.2.2	Calibrazione	95
4.4.2.3	Background.....	96
4.4.2.4	Acquisizione delle immagini PIV	97
4.4.2.5	Elaborazione delle immagini	98
4.5	Misure di temperatura	100
Capitolo 5	102
Studio della morfologia della fiamma	102
5.1	Progetto della configurazione dell'ugello e scelta delle condizioni operative	102
5.1.1	Studio della geometria dell'ugello.....	103
5.1.2	Condizioni operative.....	109
5.2	Imaging della fiamma	113
5.2.1	Evoluzione della fiamma.....	113
5.2.1.1	Phi globale 0.618 e S 0.9	113
5.2.1.2	Phi globale 0.7 e S 1.47	114
5.2.1.3	Phi globale 0.6 e S 2.17	116
5.2.1.4	Confronti.....	117

5.2.1.5	Confronti: h=2 e h=3 millimetri.....	118
5.2.2	Analisi quantitativa della morfologia della fiamma	119
5.2.2.1	Rielaborazione delle immagini per la valutazione delle dimensioni della fiamma	119
5.2.2.2	Dimensione delle fiamme	121
5.3	Campo di moto (PIV).....	124
5.3.2	Swirl 1.47	124
5.3.3	Swirl 0.6	126
5.3.4	Campo di velocità e deviazione standard.....	128
5.4	Profili di velocità	130
5.4.2	Confronti	131
5.4.2.1	Pari quota e $\Phi p = 2.4$, vari Swirl.....	131
5.4.2.2	Pari swirl e quota, vari Φp	133
5.5	Calcolo della portata	134
5.6	Confronto foto/ PIV	142
Capitolo 6	145
Emissioni inquinanti	145
6.1	Condizioni operative.....	145
6.2	Studio della stabilità della fiamma.....	146
6.2.1	Ruolo di MR e J nella stabilizzazione della fiamma	148
6.3	Rilevamento delle emissioni inquinanti	151
6.3.1	Emissioni di NOx	153
6.3.1.1	Effetto dello swirl.....	157
6.3.1.2	Effetto del Φg	159
6.3.2	Emissioni di CO, CO2 e efficienza di combustione.....	160
6.4	Dipendenza dalle dimensioni della fiamma	163
6.5	Dipendenza dal Momentum Ratio	165
6.6	Verifica dell'attendibilità delle misure	165
6.7	Rapporto di miscela reale	168
Capitolo 7	170
Conclusioni	170
7.1	Conclusioni.....	170
7.2	Sviluppi futuri.....	171
Bibliografia	173
Appendice A	175

Diagramma di flusso del funzionamento dell'analizzatore di ossidi di azoto [17].....	175
Appendice B	176
Mappe vettoriali di velocità e linee di flusso	176

Indice delle figure

Figura 1.1: Evoluzione del buco nell'ozono nel corso degli anni	19
Figura 1.2: Effetto delle piogge acide sui monumenti	22
Figura 1.3: Effetto dello smog fotochimico sulla città di Los Angeles	23
Figura 1.4 Ossido nitroso	25
Figura 1.5 Monossido di azoto	25
Figura 1.6 Biossido di azoto	25
Figura 1.7 Fonti di inquinamento	26
Figura 1.8 Composizione dell'aria a diverse temperature.....	28
Figura 1.9 Concentrazione dei prodotti di combustione al variare del tempo.....	32
Figura 1.10 Concentrazione di NO al variare del tempo per miscele ricche e povere	33
Figura 1.11 Concentrazione di NO al variare della temperature	34
Figura 1.12 Concentrazione di NO al variare del rapporto di equivalenza e del tipo di combustibile	35
Figura 1.13 Efficienza di conversione vs ricchezza di combustibile	37
Figura 1.14 Schematizzazione dei sistemi source level[3].....	40
Figura 1.15 Sistema a diluizione.....	42
Figura 1.16 Calibrazione mediante inserimento della sonda nel gas	44
Figura 2.1. Zona a bassa emissione di NOx e di CO	46
Figura.2.2. Riduzione delle emissioni di NOx (10 ³ di tonn).....	47
Figura.2.3. Emissioni di NOx [3]	47
Figura 2.4. Rappresentazione LDI e regione di funzionamento [4]	48
Figura 2.5. Iniezione assiale di combustibile ed aria [4].....	48
Figura 2.6. Iniezione radiale di combustibile ed aria [4]	49
Figura 2.7. Schiera di iniettori radiali [5]	49
Figura 2.8. Rappresentazione LPP e regione di funzionamento [4]	49
Figura 2.9. Stadio pilota a ciclone [4]	50
Figura 2.10. Combustore LDI <i>stepped dome</i> [4]	50
Figura 2.11. Combustore LPP <i>stepped dome</i> [4].....	51
Figura 2.12. Rappresentazione RQL e regione di funzionamento [4]	51
Figura 2.13. Wall-Jet RQL anulare [4]	52
Figura 2.14. Wall-Jet RQL modulare [4]	52
Figura 2.15. RQL RSQ a flusso incanalato	53
Figura 2.16. RQL RSQ a zone di estinzione	53
Figura 2.17. Schema di un combustore RQL/TVC [6]	54
Figura 2.18. Emissioni di NOx [6].....	54
Figura 2.19. Getto libero swirlato debole.....	56
Figura 2.20. Getto libero swirlato forte.....	57
Figura 2.21. Getto confinato swirlato forte	57

Figura 2.22. Vortex break down a bolla.....	58
Figura 2.23. Vortex break down a spirale	58
Figura 2.24. Effetto stabilizzante dello swirl [10]	60
Figura 2.25. Fiamme con differenti Φg e MR [9].....	61
Figura 2.26. Emissioni di NOx e CO [9].....	61
Figura 3.1 apparato sperimentale complessivo.....	63
Figura 3.2 Sezione del bruciatore a swirl.....	64
Figura 3.3 Foto del bruciatore a swirl e del sistema di alimentazione di aria	65
Figura 3.4 Tubi che compongono il sistema di iniezione assiale	66
Figura 3.5 Sistema d'iniezione tangenziale.....	66
Figura 3.6 Distanziale	67
Figura 3.7 Quote della camera di combustione e della cappa	69
Figura 3.8 linea dell'aria compressa e dell'acqua.....	70
Figura 3.9 Linea del gas naturale.....	71
Figura 3.10 Schema della linea di gas naturale	71
Figura 3.12 Schema della linea di aria compressa.....	72
Figura 4.1 Flussimetri per aria (sinistra) e gas naturale (destra)	74
Figura 4.2 Schema di funzionamento del flussimetro termico [sito B.]	75
Figura 4.3 Schema di riscaldamento del bypass e gradiente di temperatura formatosi	75
Figura 4.4 Gradiente di temperatura nel sensore con e senza flusso di bypass	76
Figura 4.5 Schema dell'analizzatore di fumi.....	77
Figura 4.6 Analizzatore di fumi.....	78
Figura 4.7 Pannello frontale dell'analizzatore di CO ₂ , O ₂ e CO [21] e foto.....	79
Figura 4.8: Componenti del rilevatore di CO ₂ e CO	80
Figura 4.9 Pannello frontale dell'analizzatore di UHC.....	81
Figura 4.10 Pannello frontale dell'analizzatore di NOx [21], e foto	82
Figura 4.11 Fujifilm FinePix S9500 [32].....	85
Figura 4.11: sistema di acquisizione delle immagini e rielaborazione PIV [18].....	87
Figura 4.12 Errore di spostamento in funzione della densità d'inseminazione.....	89
Figura 4.13 Nebulizzatore di olio	90
Figura 4.14 Sistema laser utilizzato per illuminare il campo di indagine, con relativo sistema di controllo.....	91
Figura 4.15 schema della cavità in cui viene generato il laser	92
Figura 4.16 Sistema di generazione degli impulsi laser.....	92
Figura 4.17 Videocamera digitale Hamamatsu C8484-05CP	93
Figura 4.18 Principio di funzionamento dei sensori CCD della camera.....	93
Figura 4.19 Utilizzo della videocamera digitale nella PIV	94
Figura 4.20 Sistema di riferimento utilizzato per la PIV	95
Figura 4.21 Lastra millimetrata per la calibrazione e l'allineamento della CCD camera.....	96
Figura 4.22 Immagine di background (A) e effetto della sua sottrazione (C) dall'immagine PIV (B)	97
Figura 4.23 Schema di rielaborazione dell'immagine mediante cross correlazione	99
Figura 4.24 Termocoppia a immersione, a contatto e termometro digitale [].....	101
Figura 5.1 Foto dell'ugello progettato, le componenti e l'assemblaggio finale.	104

Figura 5.2 Vista quotata del coperchio da apporre sul gas gun	104
Figura 5.3 Vista quotata dell'ugello del gas gun	105
Figura 5.4 Comportamento del getto radiale che incontra un flusso assiale	106
Figura 5.5 Cerchiate in rosso, le condizioni indagate nel corso delle prove[15]	111
Figura 5.6 distanza tra il piattello e l'efflusso dell'ugello.	112
Figura 5.7 (A) $\Phi_{premix}=3.0$ $F=3.8$ $t=4$; (B) $\Phi_{premix}=2.4$ $F=3.6$ $t=4$	113
Figura 5.8 (C) $\Phi_{premix}=1.4$ $F=3.7$ $t=5$; (D) $\Phi_{premix}=1.2$ $F=3.7$ $t=4$	114
Figura 5.9 (A) $\Phi_{premix}=7.1$ $F=3.7$ $t=4$; (B) $\Phi_{premix}=4.7$ $F=3.7$ $t=6$;	114
Figura 5.10 (D) $\Phi_{premix}=2.3$ $F=3.7$ $t=8$; (E) $\Phi_{premix}=2.0$ $F=3.7$ $t=6$;	115
Figura 5.11 (G) $\Phi_{premix}=1.3$ $F=3.7$ $t=5$; (H) $\Phi_{premix}=1.05$ $F=3.7$ $t=6$;	115
Figura 5.12 (L) $\Phi_{premix}=0.99$ $F=3.7$ $t=6$; (M) $\Phi_{premix}=0.93$ $F=3.7$ $t=6$	116
Fig.5.13 (A) $\Phi_{premix}=4.1$ $F=3.7$ $t=6$; (B) $\Phi_{premix}=2.4$ $F=3.7$ $t=6$	116
Fig.5.14 (A) $\Phi_{premix}=1.6$ $F=3.7$ $t=6$;(B) $\Phi_{premix}=1.4$ $F=3.7$ $t=6$	117
Figura 5.15 S 0.9 phi globale 0.6 phi premix 2.4: confronto con h=2mm (A) e h=3mm (B)	118
Figura 5.16 Immagine della fiamma prima e dopo la rielaborazione con il programma Matlab	120
Figura 5.17 Particolare del marker associato ad una immagine	121
Figura 5.18 Diametro di fiamma vs Φ_{premix}	122
Figura 5.19 Altezza di fiamma vs Φ_{premix}	122
Figura 5.18 Volume di fiamma vs Φ_{premix}	123
Figura 5.19 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p= 4.76$	124
Figura 5.20 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p= 2.04$	125
Figura 5.21 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p= 1.05$	125
Figura 5.22 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p= 0.91$	126
Figura 5.23 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p= 6.18$	126
Figura 5.24 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p= 2.47$	127
Figura 5.25 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p= 1.457$	127
Figura 5.26 Mappe di velocità e deviazione standard per $\Phi_p= 2.47$	128
Figura 5.27 Mappe di velocità e deviazione standard per $\Phi_p= 1.47$	129
Figura 5.28 Mappe di velocità e deviazione standard per $\Phi_p= 1.345$	129
Figura 5.29 Componente assiale e tangenziale della velocità per $\Phi_p= 6.18$	130
Figura 5.30 Componente assiale e tangenziale della velocità per $\Phi_p= 2.47$	130
Figura 5.31 Componente assiale e tangenziale della velocità per $\Phi_p= 1.457$	131
Figura 5.32 Velocità a quota zero (A) e 0.1 D (B) per $\Phi_p=2.4$	131
Figura 5.33 Velocità a quota 0.21 D (A) e 0.43 D (B) per $\Phi_p=2.4$	132
Figura 5.34 Velocità a quota 0.65 D (A) e 0.86 D (B) 1.1 D (C) per $\Phi_p=2.4$	132
Figura 5.35 Velocità a quota zero(A) e 0.1 D (B) per $S=0.9$	133
Figura 5.36 Velocità a quota 0.21 D (A) e 0.43 D (B) per $S=0.9$	133
Figura 5.37 Velocità a quota 0.65 D (A) 0.86 D (B) 1.1 D (C) per $S=0.9$	134
Figura 5.38 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale	137
Figura 5.39 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale	137
Figura 5.40 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale	138
Figura 5.41 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale	138
Figura 5.42 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale	139
Figura 5.43 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale	139

Figura 5.44 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale	140
Figura 5.45 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale	140
Figura 5.46 Andamento della portata rispetto a Φ_p a 0.1 e 0.21 D	141
Figura 5.47 Andamento della portata rispetto a Φ_p a 0.43 e 0.65 D	141
Figura 5.48 Andamento della portata rispetto a Φ_p a 0.86 e 1.1 D	142
Figura 5.49 Confronto foto/mappa PIV per Φ_p pari a 4.76	142
Figura 5.50 Confronto foto/mappa PIV per Φ_p pari a 2.04	143
Figura 5.51 Confronto foto/mappa PIV per Φ_p pari a 1.0	143
Figura 5.52 Confronto foto/mappa PIV per Φ_p pari a 0.915.....	144
Figura 6.1 Limiti di stabilità della fiamma al variare di S, per i due Φ_g indagati	147
Figura 6.2 Andamento di MR al variare di Φ_p	149
Figura 6.3 Andamento di J al variare di Φ_p	149
Figura 6.4 MR e J a pari Φ_g e swirl variabile.....	150
Figura 6.5 MR e J a pari Φ_g e swirl variabile.....	151
Figura 6.6 Retta di taratura di NO	153
Figura 6.7 Retta di taratura di NOx	154
Figura 6.8 Calcolo dell'errore di taratura.....	154
Figura 6.9 Andamento delle emissioni di NOx al variare di Φ_p	156
Figura 6.10 Andamento delle emissioni di NOx al variare di Φ_p , per ϕ_g 0.714 e diversi swirl....	157
Figura 6.11 Andamento delle emissioni di NOx al variare di Φ_p , per ϕ_g 0.61 e diversi swirl.....	158
Figura 6.12 Andamento delle emissioni di NOx al variare di Φ_p , per ϕ_g 0.61 e diversi swirl [11]	159
Figura 6.13 Andamento delle emissioni di NOx al variare di Φ_p , per swirl 0.6.....	159
Figura 6.14 Andamento delle emissioni di NOx al variare di Φ_p , per swirl 0.6.....	160
Figura 6.15 Andamento delle emissioni di CO al variare di Φ_p	161
Figura 6.16 Andamento delle emissioni di CO ₂ al variare di Φ_p	161
Figura 6.17 Andamento delle emissioni di CO al variare di Φ_p , per ϕ_g 0.71 e diversi.....	162
Figura 6.18 Andamento delle emissioni di CO al variare di Φ_p , per swirl 0.9	163
Figura 6.19 Dipendenza delle emissioni di NOx dal volume (S 0.9)	163
Figura 6.20 Dipendenza delle emissioni di NOx dal volume (S 1.47)	164
Figura 6.21 Dipendenza delle emissioni di NOx dal volume (S 2.17)	164
Figura 6.22 Momentum Ratio vs emissioni di NOx	165

Indice delle tabelle

Tabella 4.1 Caratteristiche tecniche dei flussimetri, reperibili da [36].....	73
Tabella 4.2 Caratteristiche tecniche dell'analizzatore di CO ₂ , O ₂ e CO [21]	80
Tabella 4.3 Caratteristiche tecniche dell'analizzatore di UHC[21]	82
Tabella 4.4 Caratteristiche tecniche dell'analizzatore di NO _x [21].....	83
Tabella 4.5 calcolo del numero di Stokes per le particelle di olio	89
Tabella 4.6 Caratteristiche della termocoppia ad immersione Fluke 80PK-22 [34]	100
Tabella 4.7 Caratteristiche della termocoppia superficiale Fluke 80PK-27[34]	100
Tabella 4.8 Caratteristiche del termometro digitale Fluke 50D [34]	101
Tabella 5.1 Condizioni indagate relative ai risultati presentati per l'immaging della fiamma e la PIV	112
Tabella 5.2 Dimensioni della fiamma nelle diverse condizioni analizzate	121
Tabella 5.3 Portate misurate e relativo errore.....	136
Tabella 6.1 Esempi di variazioni nel gas naturale del laboratorio durante il corso dell'anno	146
Tabella 6.2 Condizioni indagate relative alle emissioni inquinanti e alla stabilità della fiamma ...	146
Tabella 6.3 Limiti di stabilità della fiamma	147
Tabella 6.4 Emissioni inquinanti rilevate con analizzatore di fumi, nelle diverse condizioni operative	151
Tabella 6.5 Dati utilizzati per la costruzione delle rette di taratura	154
Tabella 6.6 Valori d'incertezza relativi alle emissioni inquinanti.....	155
Tabella 6.7 Composizione del gas naturale	166
Tabella 6.8 Composizione dell'aria	166
Tabella 6.9 Frazione molare dei prodotti di reazione teorici.....	167
Tabella 6.10 Confronto tra valori attesi e misurati di CO ₂ e O ₂	168
Tabella 6.11 Rapporto di miscela reale misurato Φ_g 0.61	169
Tabella 6.12 Rapporto di miscela reale misurato Φ_g 0.71	169

Sommario

La presente trattazione si pone come obiettivo lo studio delle emissioni inquinanti di un bruciatore a stadi. Il combustore utilizzato, appartenente al Dipartimento di Energia, si basa sul principio RQL: ad una prima zona di combustione premiscelata di una miscela di gas naturale e aria, ne segue una diffusiva e magra per il successivo mescolamento con aria swirlata coassiale.

Esperimenti svolti in precedenza sul bruciatore hanno individuato come condizione di riduzione delle emissioni di NOx quella corrispondente ad elevate portate di aria nel flusso premiscelato. Tuttavia la suddetta regione d'interesse è soggetta a forte instabilità e allo strappamento della fiamma. Si è dunque chiamati a progettare un nuovo ugello del bruciatore, per l'immissione del flusso di premiscelato in camera di combustione, che garantisca maggiore stabilità alla fiamma nelle condizioni di minime emissioni. La scelta è ricaduta su una configurazione ad ugello radiale e precamera. L'immissione di aria e gas naturale nella precamera garantisce l'instaurarsi di una regione di ricircolazione che migliora il mescolamento di aria e combustibile per il primo stadio della combustione, e successivamente il mescolamento con l'aria coassiale swirlata. Inoltre l'efflusso dell'ugello, realizzato ad area cilindrica, diminuisce la velocità d'immissione della miscela di premix nel getto coassiale, garantendo la stabilizzazione della fiamma nella zona primaria. In questo modo si garantisce che la fiamma non si estingua ad elevate portate di aria premiscelata.

Il miglioramento del mescolamento dei gas combustibili prodotti nella zona primaria premiscelata con l'aria aggiunta al secondo stadio di combustione, garantisce il buon funzionamento del principio RQL: un abbassamento della temperatura nella zona di combustione povera con conseguente riduzione degli ossidi di azoto prodotti.

Lo studio delle emissioni inquinanti e della stabilità di fiamma si svolge al variare del rapporto di equivalenza complessivo (Φ_g), del rapporto di equivalenza della flusso premiscelato (Φ_p) e del numero di swirl (S). In generale scelta una Φ_g e uno swirl, si aumenta la portata di aria premiscelata (diminuendo Φ_p) fino allo spegnimento della fiamma. Lo swirl è creato dalla combinazione di aria immessa assialmente e tangenzialmente nel condotto coassiale. La portata di aria complessiva è mantenuta costante e l'aumento dell'aria di premix comporta una riduzione di quella coassiale tangenziale e assiale. Le due sono ridotte proporzionalmente in modo da garantire la costanza del grado di swirl.

Si riportano le emissioni inquinanti registrate al variare delle condizioni operative indicate. Allo studio degli NOx si associa quello del monossido di carbonio e dell'anidride carbonica: obiettivo della nuova configurazione di ugello è l'abbattimento degli ossidi di azoto, con contemporaneo ottenimento di ridotte emissioni di CO. E' ragionevole attribuire a una ridotta produzione di monossido di carbonio una buona efficienza di combustione.

Al rilevamento delle emissioni inquinanti si correla lo studio della morfologia della fiamma: se ne realizzano delle foto nelle diverse condizioni operative vagliate. Si svolge un'analisi quantitativa delle dimensioni (volume, diametro e altezza) della suddetta fiamma, con lo sviluppo di un apposito programma per la rielaborazione dell'immagine. Si evince che al decremento di Φ_p corrisponde una diminuzione del volume complessivo della fiamma e delle emissioni inquinanti: i tempi di residenza e la temperatura sono infatti a loro volta ridotti.

Si associa allo studio della morfologia della fiamma, cioè alle prove a caldo, lo studio del campo di moto isoterma mediante PIV, per la visualizzazione delle zone di mescolamento turbolento del flusso di premix con quello coassiale, al variare delle condizioni operative. (S e Φ_p). Si evidenzia inoltre una relazione tra le strutture visualizzate con la PIV, la morfologia della fiamma e la relativa stabilità.

Elenco dei simboli

$\left(\frac{A}{F}\right)$ rapporto aria combustibile
 $\left(\frac{A}{F}\right)_{real}$ rapporto aria combustibile reale
 $\left(\frac{A}{F}\right)_{stech}$ rapporto aria combustibile stechiometrico
 D_{eq} diametro idraulico dell'ugello
 d_{fiamma} larghezza di fiamma
 D_o diametro dell'ugello
E.A. eccesso d'aria
f coefficiente d'attrito
 G_a flusso assiale della componente assiale della quantità di moto
 G_t flusso assiale della componente tangenziale della quantità di moto
 h_{fiamma} altezza di fiamma
J rapporto tra la quantità di moto del flusso radiale e coassiale
 L_j distanza percorsa dal getto prima di essere deviato dal flusso in cui penetra
 L_m lunghezza di miscelamento
 L_{max} lunghezza critica di choking
 \dot{m}_{air} portata massica d'aria
 \dot{m}_{fuel} portata massica di combustibile
MR Momentum Ratio
Q portata volumetrica
Re numero di Reynolds
S numero di swirl
 S_g numero di swirl geometrico
St numero di Stokes
U componente assiale della velocità
 U_j velocità del getto premiscelato
 U_{AS} velocità del getto assiale
V componente radiale della velocità
 V_{fiamma} volume di fiamma
W componente tangenziale della velocità
z penetrazione del getto
 α coefficiente di entrainment in direzione tangenziale
 β coefficiente di entrainment in direzione normale
 Φ_g rapporto di equivalenza globale
 Φ_p rapporto di equivalenza del flusso premiscelato
 ρ_{AS} densità del getto assiale
 ρ_j densità del getto premiscelato
 σ_x incertezza del parametro x
 τ_u tempo caratteristico del campo di moto
 τ_p tpo caratteristico della particella

Introduzione

1.1 L'inquinamento

Ogni processo di combustione comporta problemi di tipo ambientale, associati all'emissione di sostanze inquinanti e alla produzione di anidride carbonica. Il problema dell'inquinamento è oggi giorno molto attuale. Dopo decenni di emissioni indiscriminate, dettate dallo sviluppo industriale e dai processi di combustione che interessano i mezzi di trasporto, si sono riconosciuti gli effetti negativi sull'ambiente e sulla salute e sono state introdotte normative per la regolamentazione delle emissioni.

Gli inquinanti immessi nell'atmosfera possono essere distinti sulla base delle loro caratteristiche fisiche in:

- Aerosol (polveri, nuclei di condensazione, fumi, nebbie, smog);
- Gas e vapori;

Sulla base delle loro caratteristiche chimiche in:

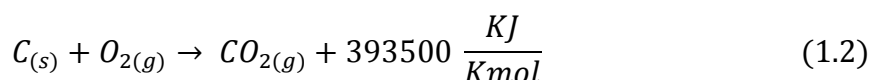
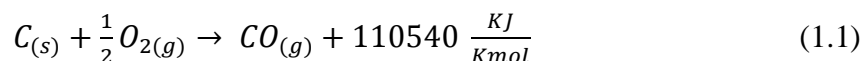
- *Sostanze inorganiche*: minerali: silice, asbesto, metalli; non minerali: CO, CO₂, NO_x, SO_x, O₃;
- *Sostanze organiche*: composti organometallici: metilmercurio; composti organo clorurati: idrocarburi alifatici, aromatici, composti carbonilici, idrocarburi policiclici aromatici o PAH, idrocarburi clorurati.

La caratterizzazione di questi inquinanti ne consente la classificazione in:

- **Primari**: prodotti direttamente dai processi di combustione. Esempi sono il particolato, SO₂, SO₃, NO, NO₂, CO, CO₂, PAH, idrocarburi alifatici e metalli;
- **Secondari**: prodotti da reazioni successive dei primari. A tal proposito si ricordi lo smog fotochimico (O₃, PAN).

Di seguito si presentano le principali specie inquinanti:

- *Monossido di carbonio* (CO): è classificato come prodotto di combustione incompleta. Molto presente nelle aree urbane a causa delle emissioni degli autoveicoli, è estremamente nocivo poiché riduce la capacità del sangue di ossidarsi. Esso è imputabile alla di combustione incompleta combustibili organici (carbone, olio, legno, carburanti) unitamente a scarsa efficienza di combustione. Considerando il processo di ossidazione parziale del carbone, rispetto a quello di ossidazione completa:



si evince come l'ossidazione completa sviluppi più calore rispetto all'ossidazione parziale, ovvero la combustione completa risulta più efficiente.

La formazione di CO è imputabile a carenza di ossidante nella zona di fiamma, con formazione di zone ricche di combustibile. Se il mescolamento tra i reagenti non è ottimale, si possono formare zone ricche di combustibile anche se globalmente si opera con un eccesso di aria.

Altro fattore che comporta incompletezza di combustione è il ridotto tempo di residenza in camera di combustione.

I limiti massimi accettabili dalla legge sono di 10 mg/m³ (x 8h) e di 40 mg/m³ (x 1h); il limite tossicologico è, invece, 1,145 mg/mc. Si consideri che l'esposizione ad una atmosfera contenente lo 0.05% di monossido di carbonio è nociva in sole tre ore, mentre una percentuale superiore all'1,3% conduce alla morte in pochi minuti.

- *Idrocarburi incombusti (UHC)*: In funzione della natura dell'idrocarburo con li produce, questi inquinanti possono essere relativamente inerti, generare smog fotochimico, o addirittura essere tossici e cancerosi con effetti mutageni (in particolare quelli derivanti da idrocarburi aromatici). Nonostante il nome la loro composizione può differire da quella del combustibile di partenza

Essi derivano dalla mancata o parziale ossidazione del combustibile e dai processi di pirolisi del combustibile e dei prodotti di combustione. Sono costituiti da composti organici volatili, PAH e da diossine se il combustibile contiene cloro. Le condizioni di maggiore produzione sono del tutto analoghe a quelle di CO, ovvero carenza di ossidante, brevi tempi di residenza in camera di combustione e più in generale una bassa efficienza di combustione.

I meccanismi di formazione degli idrocarburi incombusti non sono ancora totalmente noti, a causa delle alte velocità di reazione di decomposizione e ossidazione e del numero di reagenti instabili intermedi coinvolti nelle reazioni. Di conseguenza la previsione teorica delle emissioni di questi inquinanti è complessa e basata su modelli semiempirici.

- *Ossidi di azoto (NOx)*: Sono responsabili dello smog fotochimico e sono fortemente nocivi (NO₂); sono presenti come fondo naturale nell'atmosfera ma l'apporto maggiore è dato da processi antropogenici. Il limite di legge è di 200 µg/mc (x 1h), mentre quello tossicologico è di 1,88 mg/mc. Si rimanda al paragrafo 1.4 per una descrizione più approfondita degli ossidi di azoto e relativi processi di formazione.

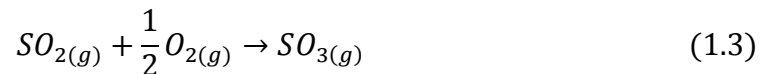
- *Ossidi di zolfo (SOx)* Sono responsabili delle piogge acide, derivano dalla combustione di fossili contenenti solfuri (carbone, petrolio grezzo). I principali composti solforati contenuti nei combustibili sono il solfuro di idrogeno (H₂S), il solfuro di carbonio (CS₂), il solfuro di carbonile (COS) e il tiofene (C₄H₄S). Proprio per ridurre la presenza di composti solforati, prima di essere utilizzati i combustibili subiscono un processo di desolfurazione catalitica,

Le fonti maggiori di emissione sono le raffinerie di petrolio e gli impianti di produzione elettrica. Tra i suoi derivanti si annovera l'acido solforico. Essi sono responsabili, inoltre, dello smog pesante delle aree urbane industrializzate, e hanno un effetto

riducente sull'atmosfera. Negli ultimi anni i livelli di concentrazione riscontrati nelle aree urbane sono scesi sotto i 100 mg/mc grazie all'effetto di nuove discipline sui combustibili.

I principali ossidi di zolfo sono l'*anidride solforosa* (SO_2) e l'*anidride solforica* (SO_3). La formazione di anidride è favorita dalle basse temperature, e da eccesso di aria e avviene mediante ossidazione dei composti solforati del combustibile. Anche nei processi ad elevate temperature tuttavia, la formazione di ossidi di zolfo è presente durante il raffreddamento dei gas di combustione.

L'anidride solforosa è quella maggiormente prodotta, ma da essa mediante ossidazione, deriva l'anidride solforica:



La reazione precedente è favorita dalla presenza di metalli pesanti, che fungono da catalizzatori.

Se nei gas combusti è poi presente vapore acqueo e si è al di sotto del punto di rugiada, può avvenire la reazione:



che comporta la formazione di un acido solforico fortemente corrosivo.

- *Anidride carbonica e vapor d'acqua (CO_2 e H_2O):* Sono i prodotti principali della combustione e sono responsabili dell'effetto serra. La formazione di anidride carbonica durante il processo di combustione è ridotta dall'utilizzo di combustibili quali il gas naturale e di idrocarburi contenenti basse percentuali di carbonio a parità di potere calorifico del combustibile. Processi di combustione efficienti permettono di ridurre l'anidride carbonica prodotta, poiché sfruttano meglio il potere calorifico del combustibile, e producono pari energia con minore quantità di combustibile.
- *Particolato sospeso:* E' composto da sostanze organiche ed inorganiche, solide e liquide, e derivano sia da fonti naturali che da attività antropiche. Le frazioni di particolato più pericolose sono quelle respirabili (diametro inferiore a 10 millimetri). Il limite massimo accettabile in aria esterna e il limite tossicologico è di $50 \mu\text{g}/\text{m}^3$. La produzione di particolato fine è favorita da elevati rapporti C/H del combustibile, da elevati rapporti di miscela unitamente a scarso miscelamento (ovvero zone ricche di combustibile e zone fredde).
- *Fluorocarburi:* I fluorocarburi dispersi nella stratosfera sono distruttori dell'ozono. Non solo sono tossici, ma rimangono nell'atmosfera per decenni (alcune specie addirittura per centinaia di anni). La principale fonte di questo tipo d'inquinanti sono i fluorocarburi che vengono utilizzati sia come propellenti che refrigeranti. Dunque sono di natura antropogenica. Non ci sono invece sorgenti naturali. Quando si parla di fluorocarburi, in genere l'85% sono del tipo CCl_3F (F11) e CCl_2F_2 (F12).
Il problema maggiore dei fluorocarburi è legato al fatto che, oltre ad avere una vita piuttosto lunga, essi sono chimicamente inerti, e non vi sono specie presenti nell'atmosfera che contribuiscono alla loro distruzione. La vita di queste specie è dunque legata dai processi di diffusione nella stratosfera e alle reazioni fotochimiche che li avvengono. Solo queste ultime infatti possono in qualche modo contribuire alla dissociazione degli inquinanti in esame.

1.2 Effetti dell'inquinamento

Di seguito si riportano una serie di problematiche legate alle emissioni di sostanze inquinanti in atmosfera. L'effetto serra e l'emissione di anidride carbonica qui elencate non sono da considerarsi propriamente come inquinamento atmosferico, perché esistono in natura.

1.2.1 Effetto serra

L'effetto serra è un fenomeno senza il quale la vita come la conosciamo adesso non sarebbe possibile. Questo processo consiste in un riscaldamento del pianeta per effetto dell'azione dei cosiddetti gas serra, composti presenti nell'aria a concentrazioni relativamente basse (anidride carbonica, vapor acqueo, metano, ecc.). I gas serra permettono alle radiazioni solari di passare attraverso l'atmosfera mentre ostacolano il passaggio verso lo spazio di parte delle radiazioni infrarosse provenienti dalla superficie della Terra e dalla bassa atmosfera (il calore riemesso); in pratica si comportano come i vetri di una serra e favoriscono la regolazione ed il mantenimento della temperatura terrestre ai valori odierni. Questo processo è sempre avvenuto naturalmente e fa sì che la temperatura della Terra sia circa 33°C più calda di quanto lo sarebbe senza la presenza di questi gas. Le attività umane però stanno alterando la composizione chimica dell'atmosfera: l'utilizzo dei combustibili fossili e la deforestazione contribuiscono non poco al cambiamento nella composizione atmosferica. Le enormi emissioni antropogeniche di gas serra vedono come conseguenza un aumento della temperatura terrestre determinando profondi mutamenti a carico del clima.

1.2.2 Buco nell'ozono

L'ozono è una componente dell'aria che si forma normalmente dall'ossigeno, mediante delle reazioni fotochimiche, e sempre grazie all'azione dei raggi ultravioletti del sole si dissocia, formando un ciclo di produzione e distruzione. La concentrazione di ozono che deriva dalle suddette reazioni varia con la quota, raggiungendo concentrazioni di equilibrio differenti e generalmente più elevate nella stratosfera. L'ozono, proprio perché reagisce con i raggi ultravioletti del sole bloccandoli è un elemento essenziale alla vita sulla Terra. Purtroppo però, con l'avvento del trasporto supersonico, ci si è resi conto di come l'iniezione del vapore d'acqua da parte dei motori, oltre che l'introduzione di grandi quantità di specie quali NO_x nella stratosfera, stia minando il bilancio naturale dell'ozono nella stratosfera stessa (figura 1.1).

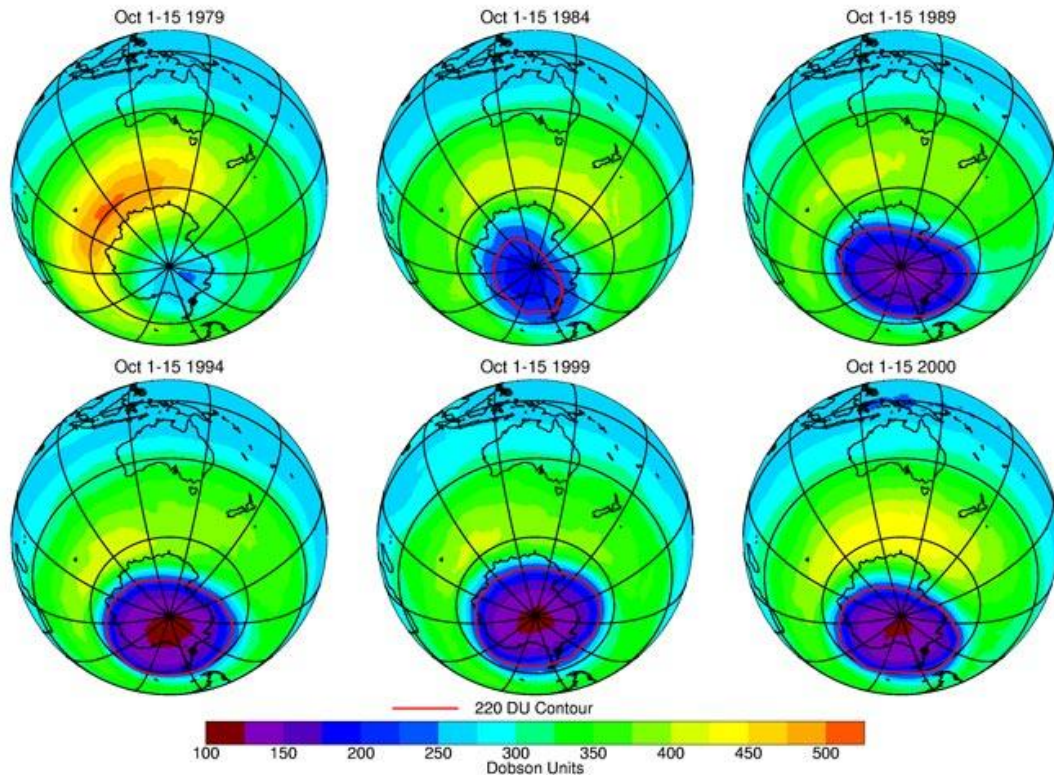


Figura 1.1: Evoluzione del buco nell'ozono nel corso degli anni

In seguito si presentano brevemente le reazioni che contribuiscono alla formazione e riduzione dell'ozono.

Il primo a proporre un modello per l'ozono stratosferico fu Chapman (1930). L'ozono si produce dall'ossigeno presente nell'aria mediante due reazioni chimiche e due reazioni fotochimiche:



Le prime due reazioni (1.5),(1.6) creano l'ozono, mentre le altre contribuiscono a mantenere il bilancio di ozono distruggendo l'ozono stesso, con un rateo netto pari a



dato dalla somma delle suddette reazioni. Il rateo delle reazioni descritte varia come fatto notare in precedenza, con la quota. Questo avviene perché le reazioni fotochimiche sono determinate dal tipo di radiazione solare, mentre le reazioni chimiche dalla temperatura, entrambi fattori variabili con la quota.

Con il variare della quota, esistono altre reazioni che contribuiscono alla istruzione dell'ozono. In particolare tra i 15 e i 20 Km l'ozono viene distrutto dal ciclo catalitico di NO_3 (radicale nitrato); tra i 20 e i 40 Km prevale il ciclo catalitico di NO_2 ; tra i 40 e i 45 Km i meccanismi di NO_2 , O_x e HO_x avvengono in egual misura, mentre oltre i 45 Km prevale il ciclo catalitico di HO_x .

Il ciclo catalitico di HO_x , fu studiato da Hunt (1965/1966). Hunt pensò che la causa delle discrepanze tra le predizioni fatte da Chapman sulla distribuzione dell'ozono nell'atmosfera e le rilevazioni sperimentali, fosse dovuta a reazioni legate ai radicali H, OH, HOO, (in generale chiamati HO_x) i quali sono associabili al vapore d'acqua è presente nella stratosfera, immesso dagli aerei ad alta velocità. Egli ipotizzò che la fotolisi dell'ozono dovuta ai raggi ultravioletti (< 310 nm) producesse degli atomi di ossigeno eccitati, i quali reagiscono rapidamente con l'acqua per dare il radicale OH. Solo atomi di ossigeno eccitati infatti riescono a reagire con l'acqua alle temperature che si hanno nella stratosfera.

L'atomo di ossigeno può reagire anche con idrogeno o metano per formare OH. OH reagisce con l'ozono per produrre il radicale HO_2 . Sia HO che HO_2 distruggono l'ozono con le seguenti reazioni:



Esistono forti incertezza nella determinazione dei ratei di distruzione di queste reazioni dovute alle condizioni nell'aria nella stratosfera e ai suoi movimenti.

Johnston e Whitten (1973) furono invece i primi ad elaborare un modello del ciclo catalitico di distruzione dell'ozono, imputabile agli NO_x .

L'NO normalmente presente in natura (con una concentrazione di $4 \cdot 10^9 \text{ mol/m}^3$, dovrebbe contribuire all'ottenimento di reazioni di bilancio. Ma l'avvento dei voli supersonici ha introdotto nella stratosfera concentrazioni sempre maggiori di ossido, andando così a danneggiare il suddetto bilancio, in favore di una eccessiva distruzione dell'ozono.

I cicli e le reazioni coinvolte cambiano con la quota, poiché con la quota cambiano le temperature e la radiazione solare disponibile.

A una quota tra i 20 e i 40 Km, dove si dovrebbe avere la maggiore concentrazione di ozono, si ha il *ciclo catalitico di NO_2* :



Le reazioni (1.12) e (1.13) combinate danno vita a un ciclo catalitico distruttivo dell'ozono che ha un bilancio netto:



A ogni quota, ma in special modo a quote basse (15-20 km), dove la concentrazione di ossigeno è bassa e il ciclo catalitico di NO_2 è lento, si ha il ciclo catalitico di NO_3 (radicale nitrato).



con un rateo di distruzione netto pari a



La radiazione solare a cui si fa riferimento è quella rossa, presente a tutte le quote. Questo ciclo avviene specialmente di giorno, ed è maggiormente distruttivo a quote inferiori ai 22 Km, cioè nelle regioni dove la temperatura è almeno di 220K.

1.2.3 Piogge acide

Le piogge acide sono precipitazioni piovose con maggiore composizione di particelle e gas altrimenti sospese in atmosfera

La causa delle piogge acide è da ricercarsi nell'utilizzo dei combustibili fossili, che causano il rilascio di:

- Sostanze a base di zolfo (ossidi di zolfo SO_x). Queste rilasciate nell'atmosfera tendono a ricadere al suolo mediante la pioggia provocando concentrazioni nelle zone a maggiore precipitazione piovosa. La restante parte dei composti a base di zolfo si depositano vicino ai luoghi di emissione mediante le deposizioni secche entro pochi giorni.
- Le sostanze a base di azoto (ossidi di azoto NO_x). Esse restano per molto tempo nell'atmosfera. La ricaduta al suolo non coincide con il luogo di origine delle emissioni inquinanti, assumendo quindi una caratteristica transnazionale. Il ruolo dei venti diventa quindi fondamentale per comprendere i flussi acidi dall'origine alla precipitazione.

La loro presenza in atmosfera è in parte naturale. Le attività umane ne hanno però aumentato la quantità nell'atmosfera, dando luogo alla loro ricaduta umida al suolo tramite le cd "piogge acide".

La ricaduta delle particelle avviene secondo due meccanismi:

- *Ricaduta umida*: le particelle si depositano al suolo mediante deposizione umida come la pioggia, la neve o la nebbia, e gli acidi tendono a formarsi prima ancora che l'acqua si depositi sul terreno.
- *Ricaduta secca*: se le particelle non entrano in contatto con delle goccioline d'acqua, i gas e i particolati acidi che da loro si formano pervengono al suolo tramite deposizione secca. La deposizione avviene per impatto o gravità, a seconda della dimensione delle particelle, e con diversi meccanismi dipendenti dallo stato d'aria a contatto con la superficie ricevente e dalla struttura chimica e fisica della superficie stessa. La trasformazione degli ossidi di zolfo e azoto in acido avviene una volta che le suddette particelle hanno raggiunto il terreno.

Gli ossidi di zolfo a contatto con l'acqua si trasformano in acido solforico, gli ossidi di azoto in acido nitrico. Entrambe queste sostanze causano l'acidificazione delle precipitazioni. Si noti in proposito che da alcuni decenni in molte zone del pianeta si sono registrate precipitazioni piovose, nevose, nebbie e rugiade con valori di pH più bassi del normale (pH 5,5), cioè compresi tra 2 e 5.

La conseguente acidificazione delle precipitazioni riduce il pH dell'acqua piovana provocando diversi danni:

- Alla vegetazione: l'acidificazione viene assorbita dalle piante sia tramite lo scambio gassoso delle foglie, sia indirettamente dalle variazioni di composizione organica del terreno. A causa dell'azione degli acidi, il terreno si impoverisce, perdendo magnesio, sodio, potassio, ioni di calcio cui consegue la liberazione di ioni metallici, tossici per le piante. Inoltre vengono compromessi molti processi microbici del terreno, come l'azotofissazione
- Ai materiali da costruzione: gli inquinanti presenti nell'atmosfera si sciolgono con l'acqua piovana e tornano a contatto con le superfici al suolo provocando un effetto corrosivo della struttura. Persino il cemento armato può essere attaccato e degradato dall'acido solforico contenuto nelle piogge acide (fig.1.2).
- Alla visibilità: la visibilità è ridotta a causa dell'assorbimento e della riflessione della luce dovuta alla presenza dei gas e delle particelle nell'aria.
- Alla salute dell'uomo: minata sia direttamente tramite l'inalazione sia indirettamente mediante l'ingerimento di alimenti tossici. Gli acidi provocano patologie respiratorie e circolatorie, oltre ad aumentare il rischio di forme tumorali ai polmoni.



Figura 1.2: Effetto delle piogge acide sui monumenti

1.2.4 Smog fotochimico

Lo smog fotochimico fu rilevato la prima volta a metà degli anni quaranta nella città di Los Angeles (fig.1.3), ma esso è un problema che affligge tutte le città ad elevato traffico e molto soleggiate (come per esempio Città del Messico, Santiago del Cile, o per, rimanere in Italia, Roma). Questo tipo d'inquinamento si manifesta come una nube inquinante che costituisce una grave minaccia per la salute, specialmente quando, in mancanza di vento o pioggia, essa non ha la possibilità di disperdersi.

Lo smog in esame è causato dalle reazioni fotochimiche (catalizzate dalla luce) degli ossidi di azoto con gli idrocarburi. Esso è caratterizzato in primo luogo dalla formazione a partire da NO, mediante reazioni fotochimiche, di inquinanti secondari come NO₂. Dalla miscela di NO-NO₂, attraverso reazioni sempre catalizzate dalla luce, si formano ozono e altri composti organici ossidanti, che costituiscono lo smog fotochimico vero e proprio. Più precisamente, quest'ultimo è caratterizzato da un insieme eterogeneo di gas e aerosol prodotti fotochimicamente. Tra le componenti gassose si ricordano specie ossidanti del tipo O₃ (ozono), NO₂ (biossido di azoto), e PAN (perossiacil nitarato) i quali vengono chiamati ossidanti fotochimici.



Figura 1.3: Effetto dello smog fotochimico sulla città di Los Angeles

In seguito si presentano alcune reazioni fotochimiche che coinvolgono gli ossidi di azoto. Se in un sistema si trovano aria, NO e tracce di NO₂ ed esso è irradiato con luce ultravioletta (con una lunghezza d'onda compresa tra 3000Å e i 4200Å), avvengono le seguenti reazioni:



L'ultima reazione è la stessa che avviene nella stratosfera e influenza il bilancio dell'ozono. In questo sistema s'instaura l'equilibrio:



Se si ipotizza costante la concentrazione di ozono nell'atmosfera e dunque si compie un'analisi stazionaria assumendo che O_3 sia distrutto dalla reazione (1.22) si ottiene che

$$O_3 = \frac{-(j_{37}/K_{39})(NO_2)}{(NO)} \quad (1.24)$$

dove j e K sono rispettivamente le costanti della reazione chimica e fotochimica. La concentrazione di azoto nell'aria dunque, appare dipendente dalla concentrazione di NO . L'aumento dell'ozono coincide con la diminuzione dell'ossido di azoto.

Non va dimenticato però che nell'aria inquinata sono presenti anche gli idrocarburi. In particolare, se si aggiungono al sistema descritto in precedenza olefine o benzene, la reazione (1.23) risulta sbilanciata. Questo comporta l'ossidazione e la scomparsa degli idrocarburi, la produzione di aldeidi, nitrati, chetoni (per la scissione del doppio legame delle olefine e l'aggiunta di un atomo di ossigeno) e PAN, la conversione di NO in NO_2 , l'aumento di O_3 (per le considerazioni fatte in precedenza) man mano che NO viene consumato.

Sistemi come quello presentato sono stati studiati da Leighton (1961), il quale ha mostrato il diverso comportamento degli idrocarburi saturi e insaturi. Gli idrocarburi saturi si consumano meno facilmente, producendo aldeidi e rimanendo maggiormente inerti agli atomi di ossigeno e all'ozono.

Inoltre quando il sistema aria, ossido di azoto, biossido di azoto e olefine viene irradiato, si assiste ad un aumento di NO_2 , prima che esso venga consumato dalla reazione.

Si consideri poi che oltre alle reazioni (37),(38),(39), si deve aggiungere il passo



Nella reazione $O_3 + \text{olefina}$ descritta comunque non si ha un consumo completo di tutto l'idrocarburo. Anche questo aspetto è indice di un qualche processo addizionale che avviene nel sistema, oltre a quelli già descritti: la creazione di un intermediario che viene fotolizzato e diminuisce il rateo in eccesso rispetto al totale di O e O_3 , contribuendo alla formazione delle principali specie di interesse. Tra i possibili intermediari troviamo gli alchilnitriti ($R-O-N=O$), gli acilnitriti e i pernitriti.

1.3 Gli ossidi di azoto

Lo studio di una metodologia per la riduzione degli ossidi di azoto è l'obiettivo che ci si è posti nella realizzazione del presente lavoro. La conoscenza dei suddetti ossidi dunque, nonché i dei loro processi di formazione, è reputata in tal senso di fondamentale importanza. Di conseguenza si presentano in seguito le caratteristiche dei suddetti ossidi, la loro concentrazione in atmosfera, le principali fonti di emissione oltre che gli effetti sull'uomo e sull'ambiente. In seguito si considerano i meccanismi di formazione dei vari tipi di ossidi e i metodi di riduzione degli stessi.

1.3.1 Tipologie di ossidi di azoto e caratteristiche generali

Pur essendo presenti in atmosfera diverse specie di ossidi di azoto, nei fenomeni di combustione l'ossido nitroso (N_2O), il biossido di azoto (NO_2) e il monossido di azoto (NO) sono quelli maggiormente coinvolti. Altri ossidi quali il triossido di azoto (NO_3), il sesquiossido (N_2O_3) (il quale forma acido nitroso (HNO_2) se misciato con acqua), il tetrossido (N_2O_4) e il pentossido (N_2O_5) (gas incolore e instabile, forma acido nitrico in combinazione con l'acqua) sono invece di minore importanza e vengono prodotti in misura più modesta.

L'ossido nitroso (figura 1.4) è un gas incolore, esilarante, relativamente stabile, presente in atmosfera in concentrazioni dell'ordine di 0,5 ppm. È inerte a basse temperatura e non gioca alcun ruolo nei fenomeni di inquinamento atmosferico.

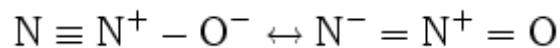


Figura 1.4 Ossido nitroso

Il termine NO_x , fa riferimento alla somma del monossido di azoto e del biossido di azoto. Il primo costituisce il 95% degli NO_x emessi mentre il secondo il 5%. Questi ossidi sono prodotti in grandi quantità durante i processi di combustione (inquinanti primari).

La creazione di NO (figura 1.5), un gas incolore, inodore e insapore, non particolarmente tossico, è favorita dalle alte temperature raggiunte nei suddetti processi; negli ultimi decenni si sono elaborati una serie di modelli per spiegarne e predirne la formazione, al fine di trovare un rimedio per le ingenti emissioni.

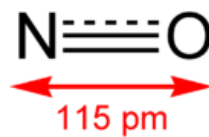


Figura 1.5 Monossido di azoto

NO_2 (figura 1.6) invece viene prodotto in minore quantità durante la combustione, ma si forma in seguito, quando i gas contenenti monossido di azoto vengono rilasciati in atmosfera (inquinante secondario). NO si ossida grazie all'ossigeno, o ancora più rapidamente per mezzo dell'ozono, mediante una reazione chimica del tipo:



La suddetta reazione è sfavorita da temperature maggiori di 1000K, e per questo motivo avviene principalmente in atmosfera, e non durante la combustione.

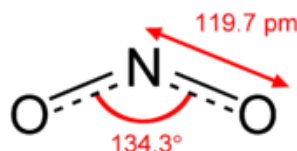


Figura 1.6 Biossido di azoto

Il biossido di azoto è un gas tossico di colore giallo-rosso, dall'odore forte e pungente e con grande potere irritante; è un energico ossidante, molto reattivo e altamente corrosivo. Il colore giallognolo delle foschie che ricoprono le città ad elevato traffico è dovuto proprio al

biossido di azoto. Il biossido di azoto svolge un ruolo fondamentale nella formazione dello smog fotochimico in quanto costituisce l'intermedio di base per la produzione di tutta una serie di inquinanti secondari quali l'ozono, l'acido nitrico l'acido nitroso e gli alchilnitriti. Si stima che gli ossidi di azoto contribuiscano per il 30% alla formazione delle piogge acide (il restante è imputabile al biossido di zolfo e ad altri inquinanti). Inoltre questi ossidi sono solubili in acqua, il che influenza notevolmente il loro trasporto e gli effetti a distanza.

1.3.2 Fonti che determinano l'emissione di ossidi di azoto e concentrazioni presenti in aria

Le emissioni di ossidi di azoto sono imputabili sia a processi naturali che antropogenici. Si stima che le due fonti pesino allo stesso modo sulla quantità globale prodotta, la quale si aggira intorno a 200 milioni di tonnellate annue.

Le fonti naturali sono costituite essenzialmente dalle decomposizioni organiche anaerobiche che riducono i nitrati in nitriti; questi ultimi in ambiente acido formano acido nitroso (instabile) il quale a sua volta libera ossidi di azoto.

Anche i fulmini, gli incendi e le eruzioni vulcaniche contribuiscono all'emissione degli ossidi di azoto.

Come fatto notare nel paragrafo precedente, la principale fonte antropogenica di ossido di azoto è data dalle combustioni in cui si raggiungono elevate temperature. Si pensi infatti che in Italia, su 2 milioni di tonnellate di ossidi prodotti annualmente, la metà è imputabile al traffico di autoveicoli. Altre importanti fonti di ossidi di azoto sono gli impianti termici e le centrali termoelettriche (figura 1.7) le quali usano carbone e oli (cioè combustibile fossile contenente azoto e zolfo) come combustibili, invece del gas naturale. Le quantità emesse sono comunque relativamente minori dato che nel corso della combustione vengono raggiunte temperature più basse, ma si ha invece la formazione dei cosiddetti fuel-NO_x.



Figura 1.7 Fonti di inquinamento

Fonti antropogeniche di ossidi di azoto sono inoltre la produzione dei fertilizzanti azotati, di acido nitrico per ossidazione dell'ammoniaca e la fabbricazione degli esplosivi, tutti i processi chimici che impiegano acido nitrico (come ad esempio la dissoluzione di metalli).

Negli ultimi anni le emissioni antropogeniche di ossidi di azoto sono aumentate enormemente, principalmente a causa dell'aumento del traffico. A fronte di una concentrazione di fondo del monossido di azoto in atmosfera oscillante tra 0,2 a 10 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, nell'aria inquinata essa può raggiungere i 62-930 $\mu\text{g}/\text{m}^3$. La concentrazione ambientale del biossido di azoto invece oscilla tra 1 e 9 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ mentre nei Paesi Occidentali la media annuale è compresa fra 20 e 90 $\mu\text{g}/\text{m}^3$; nelle città in genere non supera i 40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$. La

diminuzione di questi inquinanti risulta comunque estremamente rapida non appena viene meno la causa della loro produzione.

1.3.3 Gli effetti sull'uomo e sull'ambiente

L'ossido di azoto non è particolarmente nocivo per l'uomo. Non si può invece dire lo stesso per il biossido di azoto. Quest'ultimo infatti è un gas irritante per le mucose e produce alterazioni delle funzioni polmonari, causando bronchiti croniche, asma ed enfisema polmonare. Un'esposizione prolungata, anche a basse concentrazioni, provoca una diminuzione delle difese polmonari con il conseguente aumento di rischio di malattie alle vie respiratorie.

Il biossido di azoto ha un impatto negativo anche sulla vegetazione. Brevi periodi di esposizione a basse concentrazioni, possono alterare i livelli di clorofilla, mentre lunghi periodi causano la senescenza e la caduta delle foglie più giovani.

L'effetto più grave però è l'acidificazione del suolo (abbassamento del Ph), legata al fenomeno delle piogge acide.

1.3.4 I processi di formazione degli ossidi d'azoto

In un processo di combustione la produzione di ossidi di azoto è imputabile a svariati processi, differenti tra loro per la zona di fiamma in cui avvengono, la temperatura e l'origine dell'azoto. In tal senso si distinguono tre diversi meccanismi:

- *Thermal NO*: La loro formazione è associata all'azoto presente nell'aria ed è favorita dalle alte temperature di combustione;
- *Prompt NO*: Si formano nella zona di fiamma con reazioni molto veloci a causa della presenza di radicali derivanti dall'utilizzo d'idrocarburi; l'origine è da attribuire all'azoto atmosferico;
- *Fuel NO*: Derivano dall'ossidazione dell'azoto presente nel combustibile

Delle tre fonti citate, la maggior parte degli ossidi di azoto prodotti sono attribuibili ai *thermal NOx*. In seguito si illustrano in dettaglio i processi di formazione sopra elencati.

1.3.5 Formazione di NO nell'aria e nelle fiamme: introduzione generale

Prima di studiare la formazione degli NO nelle fiamme, ci si vuole soffermare sulle reazioni chimiche che avvengono in aria ad elevate temperature, e determinano la formazione degli inquinanti in questione. Non si deve dimenticare infatti che la principale fonte di formazione degli ossidi di azoto è proprio l'aria coinvolta nei processi di combustione.

La composizione di equilibrio dell'aria varia a diverse temperature (figura 1.8). Essa è composta principalmente di azoto e ossigeno. Quantità significative di NO si registrano solamente ad elevate temperature. Si ha una massimo nelle concentrazioni di NO e NO₂ per una temperatura di 3000K, mentre si ha una diminuzione delle stesse per temperature superiori, probabilmente a causa di fenomeni di dissociazione. In particolare è da notare come alle temperature tipiche dei fenomeni di combustione (dai 1300 ai 2500 °C), le concentrazioni di NO siano effettivamente notevoli.

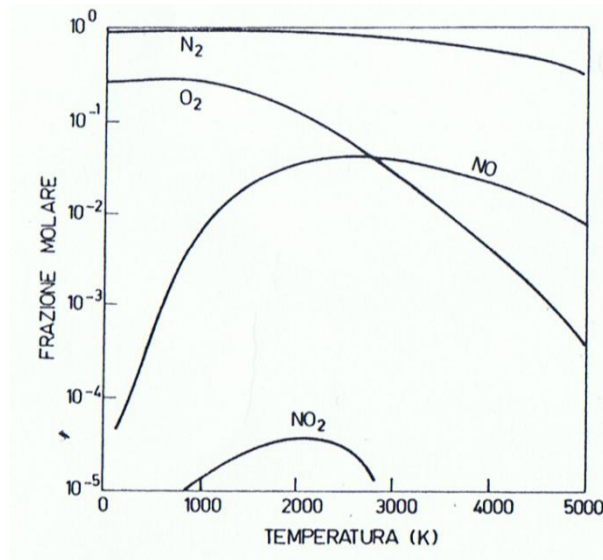


Figura 1.8 Composizione dell'aria a diverse temperature

Per determinare i processi coinvolti nella formazione di NO, si è studiato il comportamento della miscela azoto-ossigeno, in tubi d'urto e a temperature variabili fra i 2300 e i 6000 °C. La prima considerazione che si può fare è che la reazione



non avviene. La formazione di NO è invece legata alla presenza in aria ad elevata temperatura di atomi di ossigeno ed azoto secondo il seguente processo



che costituisce il meccanismo di Zeldovich. Unitamente alle reazioni appena scritte, si possono però considerare anche



La scomparsa del monossido di azoto è invece da ricercarsi nella reazione



piuttosto che nel processo di ossidazione che porta alla formazioni di NO_2 .

Nei processi di combustione sono invece coinvolte altre specie (siano esse molecole stabili, radicali piuttosto che atomi liberi) rispetto a quelle presenti nella reazione della sola aria. Tuttavia, essendo la cinetica del carbonio e quella dell'azoto sostanzialmente indipendenti, il meccanismo di Zeldovic presentato gioca, unitamente ad altre reazioni, un ruolo determinante anche nelle fiamme generate da sistemi combustibile - aria. Esso è infatti determinante nella formazione di ossidi di azoto nella regione post fiamma, ed anzi è il responsabile della maggior parte degli inquinanti prodotti.

Considerando proprio la formazione degli NO dovuta alla combustione di una miscela combustibile-aria, si vuole ancora una volta sottolineare il ruolo predominante della *temperatura* e dunque della *struttura della fiamma* coinvolta.

Nei sistemi *premiscelati*, i parametri che influenzano maggiormente la quantità di NO_x formati, sono la temperatura e il rapporto di miscela. Se il sistema fosse in equilibrio, il picco nella formazione dei suddetti inquinanti, si avrebbe per miscela stechiometrica, cioè quando la temperatura raggiunta nella combustione è massima. Sia dal lato delle miscele povere che di quelle ricche, ci sarebbe invece un decremento. A causa della cinetica delle reazioni coinvolte però si trova di fronte ad un "non equilibrio". Le reazioni di formazione degli ossidi di azoto sono piuttosto lente rispetto ai tempi di residenza in camera di combustione. Dunque esse non riescono a raggiungere l'equilibrio, e la miscela appare come congelata allo stato in cui si trova quando lascia la camera di combustione. Il picco di NO_x si verifica per miscele povere, ovvero ricche di ossidante. In genere una fiamma premiscelata ha emissioni più elevate di una diffusiva, essendo le temperature raggiunte maggiori. L'utilizzo di miscele molto magre può sfavorire la formazione degli ossidi, più che altro perché le temperature raggiunte sono più basse, e le reazioni raggiungono l'equilibrio molto più lentamente. Questo tipo di soluzione però abbassa notevolmente il rendimento della combustione.

Per quanto invece riguarda le *fiamme diffusive*, non si deve considerare solo il rapporto di miscela totale e la temperatura finale di equilibrio del sistema per fare considerazioni sulla formazione d'inquinanti. Le gocce di combustibile bruciano come fiamme di diffusione e raggiungono la temperatura stechiometrica durante la maggior parte del processo di combustione. Poi successivamente i prodotti vengono diluiti, raggiungendo la temperatura di equilibrio. Le temperature coinvolte nella combustione sono dunque più elevate di quella totale e dunque risulta maggiore anche la quantità di NO_x prodotti, rispetto a quella calcolata considerando come temperatura di equilibrio quella globale, basata sulla rapporto di miscela complessivo. La quantità di NO prodotti infatti rimane tale anche dopo la diminuzione di temperatura causata dalla diluizione delle specie in eccesso. Questo avviene perché le reazioni di riduzione di NO sono piuttosto lente, e le reazioni possono essere considerate congelate.

1.3.6 Thermal NOx

Il thermal NO sono la principale fonte di ossidi di azoto nelle fiamme premiscelate (90%). La loro formazione è indipendente dal tipo di combustibile impiegato. Preponderante è invece l'influenza della temperatura, come dice il nome stesso: più essa è elevata e più è elevata la quantità di ossidi prodotti. La dipendenza dalla temperatura è legata al

coinvolgimento nelle reazioni di atomi come O, non che di radicali, i quali aumentano la loro concentrazione all'aumentare della temperatura. Anche la cinetica chimica gioca un ruolo fondamentale nei processi in esame. Le reazioni di formazione di NO sono piuttosto lente se comparate al processo di combustione vero e proprio. Lunghi tempi di permanenza della miscela in camera di combustione dunque, favoriscono la formazione di una maggiore quantità di ossidanti.

Come descritto nel paragrafo 1.4.5, si forma un atomo di ossigeno, o per la dissociazione della molecola di O_2 , o per l'attacco di un radicale H ad O_2 . L'atomo di ossigeno reagisce con la molecola di azoto dando così inizio alla catena chiamata meccanismo di Zeldovic [23] (1946):



Si è pensato poi che anche la reazione:



desse un contributo alla formazione di ossidi di azoto in caso di miscele quasi stechiometriche. La quantità prodotta da quest'ultima è comunque ridotta, poiché le specie reagenti sono entrambi radicali.

Il meccanismo descritto necessita di temperature elevate. Questo perché la reazione di formazione dell'ossido di azoto, mediante la dissociazione dell'atomo di azoto grazie all'atomo di ossigeno, richiede un'elevata energia di attivazione e dunque è piuttosto lenta. N_2 infatti ha un triplo legame. In particolare si ritiene che la reazione (1.35) non raggiunga mai l'equilibrio.

A parità di temperature in camera di combustione, la quantità maggiore di ossidi si raggiunge all'equilibrio, cioè per i tempi di residenza più lunghi. A parità di tempo di residenza in camera invece le temperature più elevate garantiscono il raggiungimento dell'equilibrio in minor tempo e dunque una maggiore formazione di NO, essendo il tempo di equilibrio confrontabile con quello di permanenza stesso. Dunque una diminuzione del tempo di permanenza in camera di combustione, legato alla diminuzione della temperatura, possono essere due metodi efficaci per diminuire la quantità di ossidi di azoto prodotti. In particolare si può ottenere un abbassamento dei picchi di temperatura nella fiamma mediante una combustione a stadi (*staged combustion*), con ricircolo dei gas, o migliorando lo scambio termico dalla fiamma mediante combustori radianti.

Proprio a causa della forte dipendenza del processo di formazione dalla temperatura, essa è funzione del rapporto di miscela: le miscele stechiometriche hanno delle temperature adiabatiche di fiamma più elevate, e dunque proprio in queste condizioni si registrano una più intensa produzione di inquinanti.

La concentrazione degli atomi di ossigeno è un altro fattore critico del meccanismo di Zeldovic, in particolare un aumento del controllo della concentrazione di O permette di controllare direttamente la concentrazione di NO prodotta. Conoscere la concentrazione di ossigeno è perciò fondamentale per lo studio del rateo di formazione e della concentrazione di NO. Spesso la concentrazione di ossigeno viene calcolata assumendo l'equilibrio termico, ma questo procedimento può comportare una sottostima dell'effettiva concentrazione dei

radicali ossigeno. Tuttavia si noti che l'influenza della temperatura nella produzione di inquinanti è notevolmente più rilevante di quella della concentrazione di ossigeno.

In generale si può considerare il metodo il processo di formazione di NO_x, proprio per la sua lentezza, disaccoppiato rispetto al processo di combustione, ovvero si possono calcolare in primo luogo il flusso e il processo di combustione e in seguito utilizzare i dati ottenuti come partenza per il calcolo degli ossidi.

1.3.7 Prompt NO_x

Misure sperimentali della concentrazione di NO compiute nel fronte di fiamma di una fiamma premiscelata, hanno mostrato che la concentrazione di monossido di azoto non è pari a zero, come ci si aspettava alla luce delle considerazioni proposte nel paragrafo precedente. La quantità di NO rilevati è circa pari al 10% degli ossidi di azoto emessi globalmente, e appare maggiore nelle miscele ricche.

Alla luce di questi risultati, Fenimore (1971) [22] ipotizzò che un meccanismo diverso da quello di Zeldovic dovesse aver luogo nella regione di fiamma, e chiamò gli ossidi formati in fiamma *prompt NO*.

Prima di tutto Fenimore notò che i Prompt NO non si formano in fiamme senza idrocarburi. Egli propose dunque uno schema che coinvolge l'azoto contenuto nell'atmosfera e le specie presenti negli idrocarburi. Prima di tutto si ha la formazione di un atomo di azoto o di un composto dell'azoto, grazie al radicale CH o alla molecola di C₂ con il meccanismo seguente:



Il radicale CH rompe il triplo legame della molecola di azoto mediante una reazione piuttosto veloce e con una bassa energia di attivazione.

Tre diverse reazioni conducono poi alla formazione dell'ossido di azoto. La più importante è:



unitamente a:



Si nota come la presenza degli idrocarburi (e in particolar modo del radicale CH) sia fondamentale per il meccanismo proposto, e la determinazione della quantità di radicali di idrocarburi presenti nel processo è determinante per la corretta valutazione degli ossidi prodotti. La quantità di quest'ultimi è maggiore nelle miscele ricche, o comunque in miscele globalmente povere ma in cui vi sono zone di cattivo mescolamento.

Il meccanismo di Fenimore non necessita di temperature elevate (al contrario di Zeldovic), o meglio si ritiene sia poco dipendente dalla temperatura, ed è la principale fonte di NO_x dei

bruciatori a gas naturale studiati per minimizzare le emissioni di Thermal NO_x (come gli *staged-combustion*).

Il meccanismo proposto da Fenimore non riscosse immediatamente successo. In particolare gli esperimenti condotti da Bowman e Seery nel 1972 [24] sembravano dimostrare che anche nella zona di fiamma il meccanismo di Zeldovic fosse presente.

I due ricercatori lavorarono con un sistema di CH₄ – O₂ – N₂ reagente ad una temperatura elevata (2477°K) in un tubo d'urto, riprendendo i risultati ottenuti dal collega Martnay [25] (1970). Studiando le concentrazioni delle varie specie coinvolte in funzione del tempo (figura 1.9), essi constatarono che entro 5x10⁻⁵secondi dall'inizio della reazione, tutta l'energia è stata rilasciata e le reazioni raggiungono l'equilibrio prima che si siano formate delle considerevoli quantità di NO; inoltre dopo un tempo di 10⁻²secondi NO non raggiunge ancora la concentrazione di equilibrio per la temperatura di 2477°K.

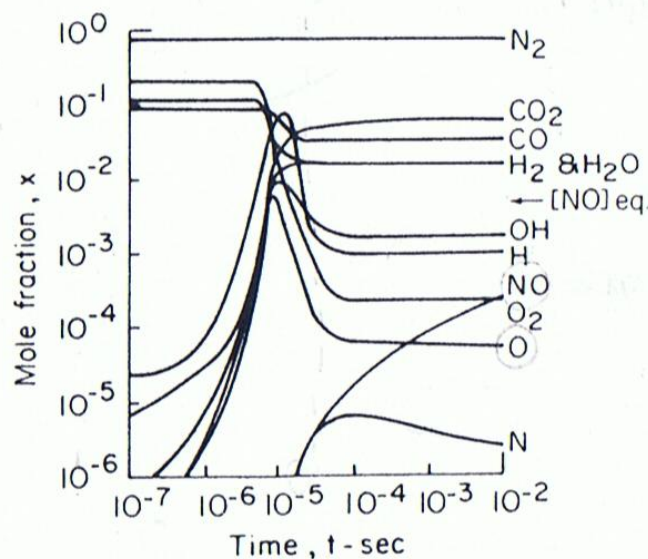


Figura 1.9 Concentrazione dei prodotti di combustione al variare del tempo

Di contro la concentrazione del radicale ossigeno, dopo aver raggiunto valori elevati rispetto alla sua concentrazione di equilibrio, decade velocemente all'interno della zona di reazione. Dunque Bowman e Seery pensarono che, anche nella zona di fiamma, la formazione degli NO (o meglio prompt NO) fosse dovuta proprio al meccanismo di Zeldovic, visto la dipendenza del suddetto meccanismo dalla presenza di radicali di O. La conclusione raggiunta da Bowman e Seery fu che i 'prompt NO' nella zona di fiamma sono formati unicamente con il meccanismo di Zeldovic.

Dagli esperimenti emerse poi un altro risultato interessante: nei sistemi con miscele ricche NO raggiunge più velocemente l'equilibrio dei sistemi con miscele povere (figura 1.10).

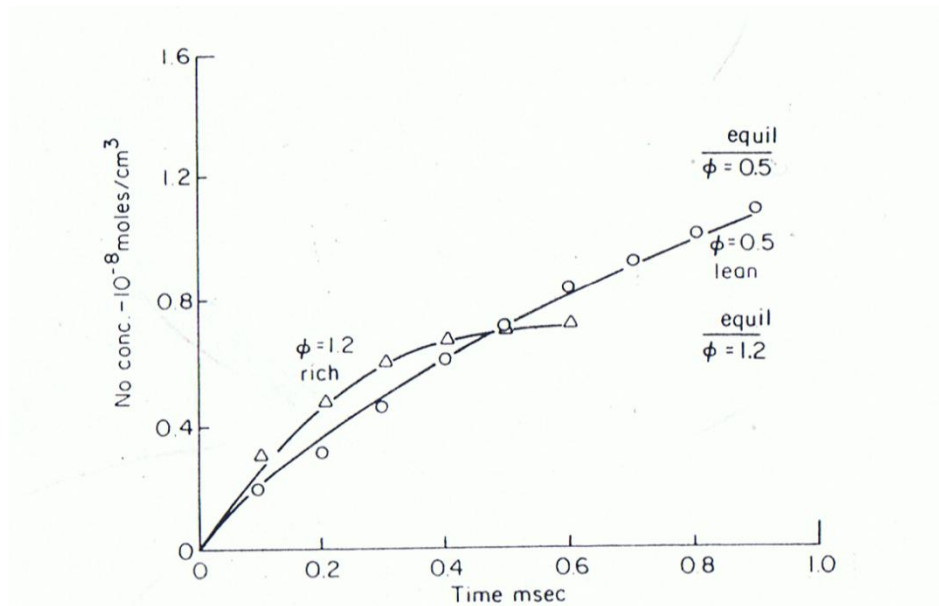


Figura 1.10 Concentrazione di NO al variare del tempo per miscele ricche e povere

Non si deve dimenticare però che gli esperimenti furono condotti in tubi d'urto. Nelle fiamme e nei tubi d'urto i processi di combustione non sono del tutto analoghi. Infatti nelle fiamme il profilo di temperatura parte da temperatura ambiente fino a giungere alla temperatura di fiamma, dunque le reazioni nelle fiamme incominciano ad una temperatura più bassa che nel tubo d'urto. La storia temporale è importante, perché essa determina la cinetica delle reazioni, e dunque i prodotti delle reazioni stesse. Dunque si può pensare che effettivamente nelle fiamme avvengano reazioni di formazione di prompt NO diverse da quelle postulate da Zeldovic, del tipo Fenimore. Quest'ipotesi fu sostenuta da Bachmeier [26] (1973)

Bachmeier misurò la concentrazione di prompt NO formato in vari sistemi di idrocarburi in funzione del rapporto di equivalenza. Egli constatò che la massima concentrazione di NO si raggiunge per miscele ricche, ma comunque vicine al valore stechiometrico, rimane costante e in seguito decadeva una volta che il rapporto di equivalenza raggiunge il valore di 1.4. Bachmeier ipotizzò che il comportamento di NO fosse correlato a quello di HCN, che si trova nelle fiamme ricche di idrocarburi. Egli mostrò come la concentrazione di HCN cresca velocemente nella fiamma, per poi decrescere altrettanto rapidamente dopo aver raggiunto un picco. Quando però la miscela ha un rapporto di equivalenza superiore a 1.5, HCN continua a crescere fino al raggiungimento di un certo valore di equilibrio. Bowman ipotizzò che per miscele con $\Phi < 1.4$ sono presenti tanti radicali ossigeno da permettere la reazione di HCN con O per dar vita a NO seguendo il meccanismo di Fenimore. Si ricorda infatti che nella zona di fiamma sia la concentrazione di ossigeno, che quella di HCN incominciano a diminuire, mostrando entrambe lo stesso comportamento.

In conclusione si ritiene che entrambi i meccanismi contribuiscano alla formazione del prompt NO. Il meccanismo di formazione dei prompt NO è collegato alla diminuzione improvvisa dei radicali O e OH rispetto al loro valore di equilibrio. Nei sistemi con $\Phi > 1$ però, questa diminuzione da sola non può spiegare la formazione di tutto il prompt NO, essendo comunque pochi i radicali O formati. Per questo è necessario ammettere la presenza di entrambi i meccanismi e dunque l'azione di altre specie come CH e C₂ (e in seguito N, HCN e CN) legate al combustibile utilizzato.

Il vero discriminante tra i due meccanismi non è il rapporto di equivalenza Φ , ma la temperatura.

Gli esperimenti svolti da Eberius e Just (1973) [27] hanno in tal senso fornito dei risultati interessanti. Essi hanno svolto degli esperimenti con una fiamma premiscelata propano-ossigeno, a diversi rapporti di equivalenza. La temperatura della fiamma è stata variata aggiungendo gradualmente nell'azoto.

Visualizzando le concentrazioni di ossidi di azoto prodotte rispetto alla temperatura (che corrisponde a una percentuale più o meno elevata di azoto nella miscela) e parametrizzando rispetto ai rapporti di equivalenza, si nota come tutte le miscele alle basse e alle alte temperature seguano lo stesso andamento (figura 1.11). In particolare la pendenza delle rette alle basse temperature appare inferiore di quella alle alte temperature. Alla luce di questo andamento Eberius e Just ipotizzarono l'esistenza di due meccanismi responsabili della formazione di NO, caratterizzati da energie di attivazioni distinte. La discriminante tra i due appare essere dunque proprio la temperatura e non Φ , visto che miscele con Φ diversi presentano lo stesso andamento. In seguito essi stimarono l'energia di attivazione delle reazioni nei due diversi campi di temperatura.

Alle reazioni alle alte temperature è associata una energia di attivazione pari a 65 Kcal/mol, molto vicina alle 75Kcal/mol richieste per iniziare il meccanismo di Zeldovic.

Nella regione e bassa temperatura invece l'energia di attivazione pari a 12-16 kcal/mol, ovvero si può concludere che alle basse temperature è il meccanismo di Fenimore a prevalere.

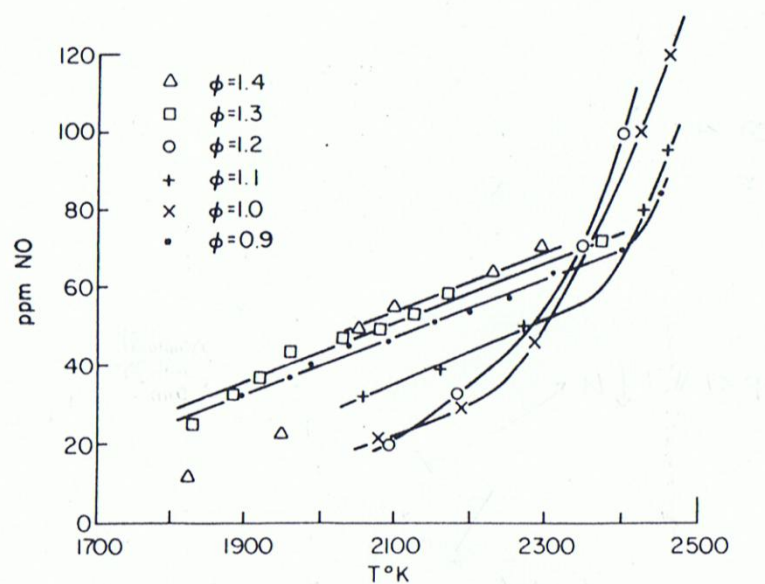


Figura 1.11 Concentrazione di NO al variare della temperatura

1.3.8 I fuel NO_x

Una buona percentuale del monossido di azoto prodotto nei processi di combustione, è legato ai composti azotati presenti nel combustibile. I primi esperimenti sull'argomento furono condotti da Martin e Berkau (1971) [28]. Aggiungendo al combustibile un composto contenente N (piridina), essi verificarono l'aumento della quantità di monossido d'azoto prodotto (figura 1.12).

L'atomo di azoto è in generale legato a atomi di carbonio o idrogeno. I principali composti azotati sono l'ammoniaca, la piridina ($\text{C}_5\text{H}_5\text{N}$) e altri tipi di ammine del tipo R-NH_2 , dove R

è un radicale organico o un atomo di idrogeno. I processi che coinvolgono l'azoto legato al combustibile sono favoriti dalle alte temperature, ma portano alla formazione di NO o N₂ a seconda del rapporto di equivalenza, che appare ora un parametro determinante. Chiaramente il modo migliore per evitare la formazione di fuel NO sarebbe l'utilizzo di combustibili privi di N e composti azotati (come i gas naturali), presenti soprattutto nei gasoli.

Si descrivono in seguito i meccanismi che portano alla formazione di fuel NO. In primo luogo è necessario che il combustibile si decomponga termicamente prima di entrare nella camera di combustione. I componenti in fase gassosa, dai quali poi si origina il monossido di azoto, sono componenti e radicali dal basso peso molecolare contenenti azoto del tipo HCN (cianidi) e NH₃ (ammine) dai quali derivano i radicali NH₂, NH, CN. L'ossidazione dei suddetti componenti, dai quali si genera NO, è rapida e avviene in un intervallo di tempo comparabile a quello del rilascio di energia nella zona di fiamma.

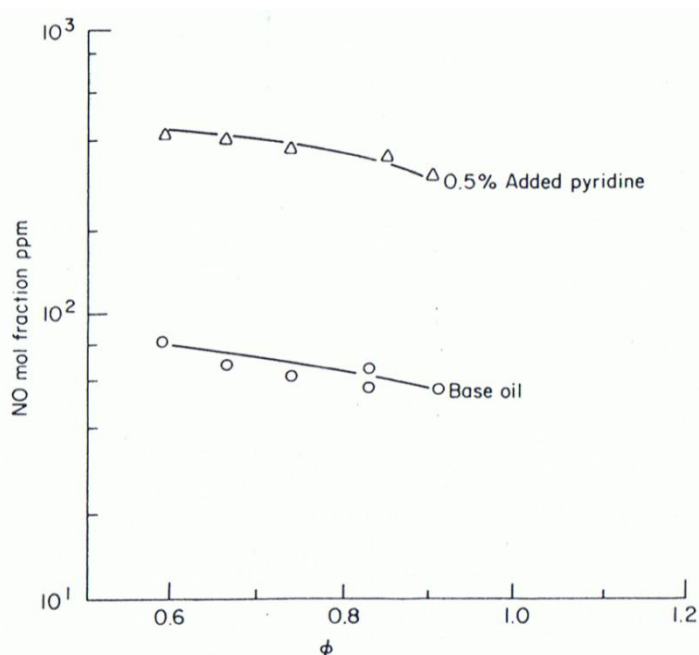


Figura 1.12 Concentrazione di NO al variare del rapporto di equivalenza e del tipo di combustibile

Osservando l'andamento di NO nelle fiamme di combustibili contenenti azoto, si nota come la concentrazione di NO formata è poco dipendente dalla temperatura. Questo dimostra che, al contrario di quanto avviene per l'azoto atmosferico, le reazioni coinvolte possiedono una bassa energia di attivazione. L'effetto della temperatura sulla formazione di ossidi da azoto contenuto del combustibile è poco rilevante se ne deduce che nei processi con temperature relativamente basse, la maggior parte degli ossidi di azoto prodotti siano del tipo fuel.

Inoltre fiamme stechiometriche, o poco povere, presentano concentrazione di NO maggiori delle miscele ricche. Questo è dovuto al fatto che nelle miscele ricche esistono reazioni che entrano in competizione con quelle di formazione di NO, per dare N₂. Inoltre le miscele ricche contengono molti NH e CN, che contribuiscono alla riduzione di NO. Si considerino in tal senso le reazioni che portano alla riduzione di NO al suo valore di equilibrio:

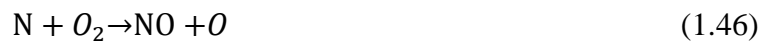




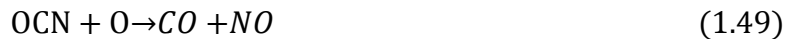
Esse sono piuttosto lente, e per questo in mancanza di RH (\rightarrow CH o NH) come nelle fiamme povere, si arriva ad avere una così alta concentrazione di NO. NH e CH sono invece presenti nelle fiamme ricche; si trova dunque un riscontro con quanto affermato in precedenza.

Si considerano ora le reazioni che danno origine a NO. La frazione di NX convertita in NO prende il nome di *efficienza di conversione* di NO, parametro esplicativo della produzione di fuel NO.

Nella prima parte della combustione, attraverso la pirolisi dei componenti del combustibile che contengono azoto, si ha la formazione di NH e CN. Successivamente, l'ossidazione di questi componenti per mezzo della molecola o dell'atomo di ossigeno, forma il monossido di azoto. Le reazioni in esame sono piuttosto veloci, dello stesso ordine del rilascio di energia della reazione di combustione:



Tutte queste reazioni sono fortemente esotermiche. Mentre CN è coinvolto in reazioni di ossidazione che lo sono un po' meno:



Le reazioni proposte sono preponderanti in *fiamme stechiometriche o cmq abbastanza povere*. Come già fatto notare in precedenza, in questo tipo di fiamme gli NO prodotti sono maggiori che nelle fiamme ricche (anche di un ordine di grandezza). Il motivo è da ricercare nel fatto che nelle fiamme ricche NH e CN reagiscono non solo con le specie ossidanti O e O₂ ma anche con NO, NH o un intermediario contenente N, per formare N₂.

Riassumendo l'efficienza di conversione di NO è migliorata dall'aumento della concentrazione di ossigeno, e diminuita dalla presenza di alte concentrazione di azoto nel combustibile (figura 1.13).

Una combustione in condizioni substechiometriche e con bassi livelli di ossigeno, favorisce la formazione di N₂ anziché di NO. Se dunque a una prima combustione ne seguisse una seconda, secondo il principio della staged combustion, parte dell'azoto inizialmente presente nella miscela (ovvero quello che ha formato N₂), non interviene più nel processo di combustione, e dunque la percentuale finale di NO prodotta sarebbe notevolmente inferiore.

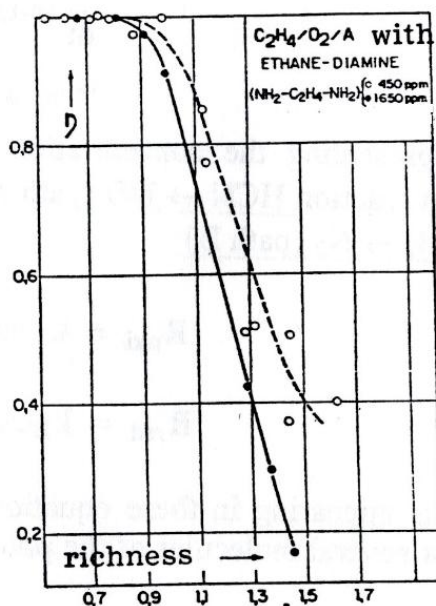


Figura 1.13 Efficienza di conversione vs ricchezza di combustibile

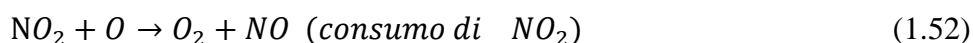
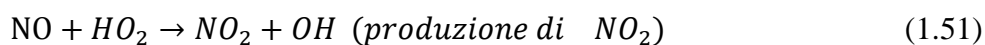
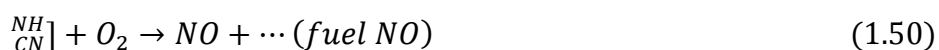
1.3.9 La formazione del biossido di azoto NO₂

I rilevamenti di NO₂ svolti nei gas di scarico delle turbine a gas o nei gas di fiamme di diffusione turbolenta, mostrano rapporti NO₂/NO superiore a quelli che ci si aspetterebbe da considerazioni basate sull'equilibrio chimico. In parte si crede però che la discrepanza può essere attribuita al sistema di rilevazione dei gas utilizzato, oltre al fatto che i gas prodotti si raffreddano in atmosfera, proseguendo l'ossidazione.

La reazione che da NO porta alla formazione di NO₂ avviene infatti a temperature molto basse (è sfavorita da temperature maggiori dei 1000K):



Il problema è stato analizzato da Merryman e Levy (1974) [29]. Gli esperimenti sono stati condotti in un *flat flame burner* che opera in un regime vicino allo stechiometrico. Dalle rilevazioni compiute essi notarono che NO₂ è prodotto sempre nella zona di fiamma, qualunque sia il combustibile utilizzato (contenente o meno azoto). La presenza di NO nel fronte di fiamma invece è rilevante solo quando il combustibile contiene azoto. Al contrario, nella zona di post fiamma, la concentrazione del biossido di azoto tende a diminuire, mentre quella di NO ad aumentare. In base a queste rilevazioni, i due ricercatori proposero una serie di reazioni:



HO₂ gioca un ruolo fondamentale nelle reazioni appena descritte. Infatti esso è molto presente nella prima parte delle fiamme, e dunque il biossido di azoto formato è elevato. Inoltre (1.51) ha una velocità di due ordini di grandezza superiore di (1.52). Proprio per questo motivo la percentuale di NO₂ prodotta nelle fiamme appare tanto elevata, e il fatto che la riduzione del biossido a N₂ e O₂ sia piuttosto lenta giustifica ulteriormente la cospicua presenza di questa specie. Infine lo spegnimento della reazione (1.52) potrebbe spiegare gli alti valori di NO₂/NO rilevati in certi sistemi: il “quenching” della suddetta reazione blocca la riduzione del biossido di azoto.

1.4 Tecniche di misura degli NO_x

Le normative sulla qualità dell’aria dividono la rilevazione dell’inquinamento atmosferico in due livelli di controllo. Il primo è il monitoraggio della qualità dell’aria allo scopo di mantenere sotto i livelli di attenzione e di allarme gli inquinanti atmosferici. In quest’ambito sono attive le norme nazionali e comunitarie tecniche. Il secondo livello di controllo su scala nazionale prevede il contenimento e il controllo dell’emissioni inquinanti degli impianti industriali fissando i valori minimi di emissione.

1.4.1 Misura degli ossidi di azoto

È possibile condurre la misurazione della quantità di ossidi di azoto avvalendosi di numerose tecniche, che si distinguono principalmente in: tecniche in situ e tecniche estrattive.

La quantità di NO_x misurata è da intendersi come somma di ossido nitrico (NO) e di diossido di azoto (NO₂). Poiché NO è instabile e tende ad ossidarsi in NO₂, la sua concentrazione diminuisce senza però che vari quella totale di NO_x, per questa ragione i valori di emissioni sono riferiti alla concentrazione totale di NO_x.

1.4.2 Normative

Le normative prevedono la presentazione di dati in milligrammi di NO₂ per normal metri cubi (Nm³), cioè alla temperatura di 273 K e pressione di 101325 Pa; inoltre per evitare la diluizione dei fumi è prescritto il limite massimo della concentrazione di ossigeno, che è pari al 3% per combustibili liquidi e gassosi e al 6% per combustibili solidi. È evidente dunque la necessità di misurare simultaneamente la concentrazione di ossigeno (il tasso di umidità) e di NO_x.

La concentrazione di NO_x su base secca e riferita al 3% di eccesso di ossigeno può essere espressa come segue:

$$C_{NO_x} = \frac{(0.209 - 0.03)}{(0.209 - C'_{O_2} - 0.209C'_{H_2O})} C'_{NO_x} \quad (1.53)$$

Dove C'_i rappresenta la concentrazione misurata.

La concentrazione, soprattutto nel caso di piccoli valori, è espressa in unità di misura volumetrica ovvero parti per milione (ppm):

$$emissioni \left(\frac{mg}{Nm^3} \right) = \frac{MW \cdot P \cdot 10^{-3}}{R \cdot T} \cdot emissioni(ppm) \quad (1.54)$$

Dove:

- $T=273.15K$;
- $P=101325 Pa$;
- $R=8.314J/(gmoleK)$;
- MW è il peso molecolare in g/gmole

Quest'unità di misura risulta comoda perché è possibile calcolare facilmente la concentrazione totale di NO_x sommando i valori di ppm di NO e ppm di NO_2 ; inoltre i valori sono indipendenti dalla temperatura e dalla pressione, tanto da poter essere misurati direttamente dall'analizzatore. Al contrario, se si utilizza come unità di misura mg/Nm^3 , è necessario convertire la quantità di $mg NO/Nm^3$ in $mgNO_2/Nm^3$ prima di calcolare la quantità totale di NO_x .

Ulteriori conversioni riportano i valori di emissioni standard in emissioni per MJ secondo la formula:

$$em \left(\frac{mg}{MJ} \right) = em \left(\frac{mgmole\ inquin}{kgmole\ fumi\ secchi} \right) \cdot \left(\frac{mg\ inquin}{mgmole\ inquin} \right) \cdot \frac{1}{LHV \eta} \cdot \left(\frac{kgmole\ fumi\ secchi}{kg\ combustibile} \right) \quad (1.55)$$

Dove:

- il primo termine del membro destro corrisponde alle emissioni in ppm;
- LHV è il potere calorifico inferiore del combustibile (MJ/kg);
- η è l'efficienza di combustione;
- l'ultimo termine può essere calcolato dalla composizione del combustibile, scritta in $C_a H_b O_c N_d$ ad un dato valore di eccesso di ossigeno.

Si riporta un ultimo indice delle emissioni (EINO_x) indipendente dal tipo di bruciatore impiegato, e per questo utile per confrontare i risultati ottenuti con diverse geometrie:

$$EINO_x \left(\frac{g}{kg} \right) = \frac{46 X_{NO_x}}{(12.01 + 1.008y)(X_{CO_2} - X_{CO_2\infty})} 1000 \quad (1.56)$$

Dove:

- X_i è la frazione molare;
- y è il rapporto H/C del combustibile;

1.4.3 Sistemi di monitoraggio

Il sistema di monitoraggio delle emissioni è composto da tre sottosistemi: l'interfaccia di campionamento, l'analizzatore e il sistema di acquisizione dati. Si utilizzano sistemi di monitoraggio estrattivi o in-situ. Per i primi l'interfaccia di campionamento è progettata per estrarre un campione destinato al condizionamento e all'analisi; per i secondi l'interfaccia è composta da una serie di supporti per l'analizzatore.

1.4.3.1 Sistemi di monitoraggio estrattivi

Il campione di gas estratto viene fatto passare attraverso un sistema di condizionamento e poi analizzato.

Sono diversi i vantaggi tipici di questi sistemi, quali l'accesso e la calibrazione facilitati, la possibilità di campionamento in più punti; tuttavia la misura è affetta da interferenza tra il flusso ed il tubo, da reazioni a parete e dalla perdita di informazioni se si utilizzano i valori medi per il flusso turbolento.

L'analizzatore può essere di tipo:

- Source-level extraction;
- Dilution.

1.4.3.2 Sistemi source-level

Per l'analisi delle emissioni inquinanti un passo fondamentale è quello di ottenere un campione rappresentativo del flusso. Per questo motivo il campione viene estratto dal flusso di fumi e trattato attraverso un sistema di condizionamento che lo purifica, lo secca e lo raffredda affinché l'analizzatore sia protetto da condensato e componenti dannosi. Si mostra in figura 1.14 una schematizzazione dei sistemi source-level.

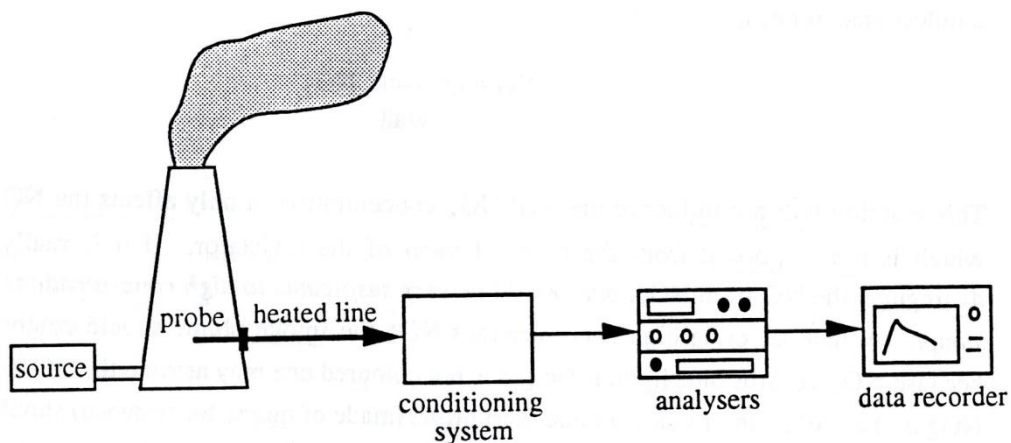


Figura 1.14 Schematizzazione dei sistemi source level[3]

I primi elementi del sistema di interfaccia sono il tubo utilizzato per estrarre il campione e i filtri che rimuovono polveri e particelle da 10-50 μm . Solitamente i filtri sono in acciaio inossidabile o in materiali ceramici, sono collocati sulla testa del tubo o internamente allo stesso rendendo facile l'ispezione e la sostituzione qualora ci fossero ostruzioni, come anche la calibrazione grazie all'accesso facilitato dei gas di calibrazione. È possibile utilizzare anche un filtro cilindrico all'interno del quale scorre il flusso ad alta velocità in direzione assiale, mentre un campione a bassa velocità viene prelevato radialmente. Poiché la differenza di velocità assiale e radiale è elevata le grosse particelle non vengono deviate in direzione radiale e poi raccolte, ma rimandate indietro; così si evita di ostruire il filtro e si rimuovono particelle fino a 2-5 μm . In realtà è necessario filtrare in modo più accurato poiché la maggior parte degli analizzatori richiedono un livello di filtraggio fino a 0.5 μm , utilizzando un filtro in carta o in lana di roccia se il flusso è pulito (gas naturale).

Se il campione non è trattato in modo tale da evitare la condensazione, allora deve essere estratto attraverso una linea di campionamento riscaldata. Inoltre è importante riscaldare o isolare le giunzioni della linea per evitare zone fredde dove possa verificarsi la condensazione. La maggior parte dei sistemi utilizzano per la linea di campionamento o acciaio inossidabile o teflon. La linea riscaldata rappresenta l'unica interfaccia tra il tubo e l'analizzatore; il campione ad alta temperatura e concentrazione di umidità entra nell'analizzatore che contiene una cella di stabilizzazione della temperatura; poiché non c'è rimozione dell'acqua un sistema di condensazione non è necessario, tuttavia il problema va prevenuto a monte mantenendo la temperatura del campione ad un valore superiore a quello corrispondente al punto di rugiada. Questo comporta però alcuni svantaggi legati all'elevato costo del sistema di stabilizzazione della temperatura, alla durata dei componenti e alla possibilità di formazione di condensa legata a malfunzionamenti del sistema di riscaldamento. Tuttavia un'analisi di questo tipo è fortemente consigliata quando il campione è composto da gas solubili in acqua o condensabili, come HCl, NH₃, SO₂, NO₂, o quando i valori delle concentrazioni vanno riportati su base umida.

Se si utilizza, invece, un sistema di condensazione, questo deve essere progettato per rimuovere l'umidità dal campione di gas raffreddandolo fino ad una temperatura inferiore a quella del punto di rugiada. Il condensato prodotto deve essere rimosso rapidamente minimizzando il più possibile il contatto con i gas secchi; tuttavia gli inquinanti potrebbero comunque assorbire parte della condensa, come ad esempio accade per HCl, NH₃, SO₂, NO₂ o al contrario, come per NO, l'assorbimento può essere trascurabile o assente.

I sistemi maggiormente utilizzati sono:

- Condensatore refrigerato meccanico;
- Condensatore a getto.

Il primo consiste in una bobina di teflon immersa in un fluido di raffreddamento e in un sistema a trappola che separa la parte condensata dai gas secchi. Variando la pressione del campione è possibile modificare il processo di condensazione poiché il punto di rugiada aumenta all'aumentare della pressione.

Il secondo rappresenta la soluzione legata all'assorbimento di condensa da parte degli inquinanti a seguito del contatto tra parte condensata e gas secchi. Infatti i sistemi a getto sono in grado di realizzare un raffreddamento rapido con contatto minimo; spesso vengono utilizzati refrigeranti termoelettrici che sfruttano l'effetto Peltier (emissione o assorbimento di calore in funzione della tensione imposta) e che permettono un controllo della temperatura adeguato e il mantenimento del punto di rugiada stabile.

Al posto dei condensatori refrigeranti è possibile utilizzare un essiccatore a permeazione in nafion. Quando un flusso di gas contenente umidità passa attraverso un tubo di nafion, si crea un gradiente di umidità che determina la separazione della condensa (legge di Fick); se

inoltre si lascia passare simultaneamente un getto di gas secco all'esterno del tubo il gradiente di umidità viene mantenuto e la condensa è costantemente rimossa. Questo sistema viene progettato in base al flusso di gas che deve attraversarlo e al punto di rugiada dei fumi atteso. Sono diversi i vantaggi tipici di questo sistema, come la completa separazione dei gas secchi dalla parte condensata, l'assenza di parti meccaniche e la robustezza alla corrosione; tuttavia alcuni svantaggi sono legati al pericolo di ostruzione a causa di particelle, la variazione del punto di rugiada nei gas d'uscita.

1.4.3.3 Sistemi a diluizione

I sistemi a diluizione operano per prevenire la condensazione dell'umidità presente nel campione seguendo un approccio completamente differente da quello descritto nel paragrafo 3.1.1; ovvero diluendo il campione utilizzando gas inerte. Si mostra il set-up tipico di un sistema a diluizione in figura 1.15.

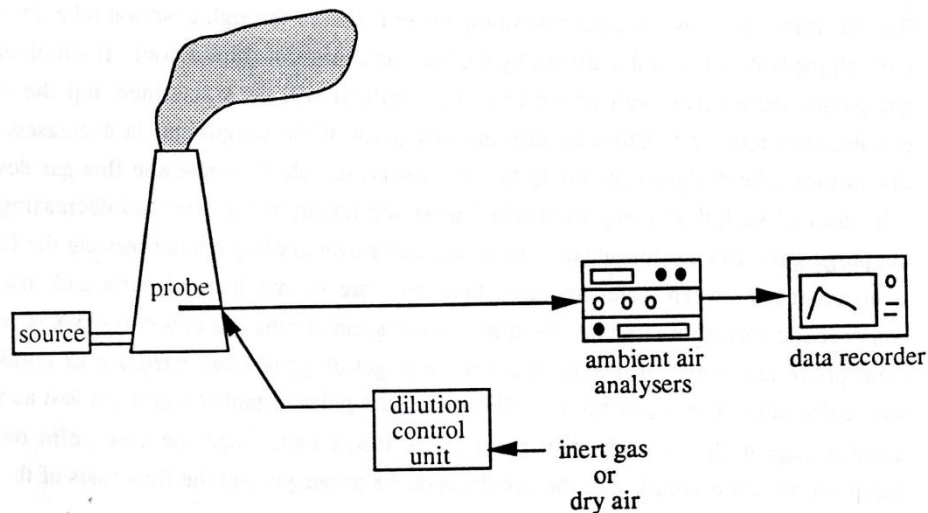


Figura 1.15 Sistema a diluizione

I vantaggi di questo sistema sono molteplici, ovvero, dovendo prelevare una piccola quantità dal flusso principale il sistema di filtraggio e condizionamento deve operare solo su piccoli volumi, inoltre i punti di rugiada sono bassi e dipendenti dalla sensibilità dell'analizzatore. Tuttavia questo sistema è affetto da alcuni problemi legati, ad esempio, al gas diluente; infatti se si utilizzasse aria secca non sarebbe più possibile misurare la quantità di ossigeno presente nel campione prima della diluizione ed inoltre alcune componenti del campione stesso potrebbero ossidarsi a causa dell'eccesso di ossigeno, per queste ragioni si preferisce utilizzare come diluente l'azoto (N_2). Altri svantaggi dipendono dall'incertezza sul fattore di diluizione che dipende dalla pressione e dalla temperatura dei fumi e che si ripercuote su tutto il sistema di monitoraggio.

I sistemi a diluizione richiedono analizzatori con una sensibilità maggiore, per questo sono più costosi di quelli source-level, inoltre il loro limite di rilevabilità è più basso ed il range di misurabilità dipende dal fattore di diluizione.

La diluizione può avvenire all'interno della ciminiera utilizzando un tubo di diluizione, oppure all'esterno utilizzando una linea riscaldata fino al punto in cui essa avviene; si opera nel secondo modo solo quando bisogna misurare componenti specifiche che non sarebbero

più rilevabili dopo la diluizione; per queste ragioni si riporta brevemente la descrizione di un tubo di diluizione utilizzato nel caso di diluizione all'interno della ciminiera

Il campione viene diluito fino a quanto il punto di rugiada è inferiore alla temperatura ambiente, rendendo effettivamente inutili il sistema di condizionamento e la linea riscaldata.

Il campione è estratto dal gas di diluizione che attraversa una pompa a eiezione che opera con flussi compresi tra 1 e 10 l/min; il campione appena prelevato viene fatto passare attraverso un filtro al quarzo e un orifizio sonico per, rispettivamente, filtrare e rallentare il flusso fino a 0.5 l/min; raggiunte le condizioni critiche è dunque noto il valore del flusso estratto, funzione dei valori di pressione e temperatura (secondo Stodola $\dot{m} \sim pT^{-0.5}$).

Il fattore di diluizione è definito come:

$$D_f = \frac{Q_s + Q_d}{Q_s} \quad (1.57)$$

con:

Q_s portata del campione;

Q_d portata del gas di diluizione;

tale fattore può variare da 350 a 15, mentre i flussi volumetrici Q_s tra 0.02 e 0.5 l/min e Q_d tra 4.3 e 8 l/min.

Per la conversione dei valori di concentrazione delle emissioni da base umida a base secca riferite al 3% di eccesso di ossigeno si applica la formula seguente che è valida solo nel caso in cui le misure vengano effettuate sulla stessa base umida diluita, si assume inoltre l'ossigeno libero inerte (altrimenti l'ossigeno deve essere misurato all'origine e la formula non può essere utilizzata)

$$C_{NO_x} = \frac{(0.209 - 0.03)D_f}{(0.209 - C'_{O_2} - 0.209C'_{H_2O})} C'_{NO_x} \quad (1.58)$$

Dove C'_i rappresenta la concentrazione misurata.

1.4.4 Sistemi di monitoraggio in-situ

L'idea di base alle misurazioni in-situ è quella di evitare l'estrazione e il condizionamento del campione, risolvendo dunque i problemi relativi alla formazione di condensato o al verificarsi di reazioni indesiderate. Le misure vengono condotte direttamente nella ciminiera utilizzando dei sensori. I punti di forza di questi sistemi sono numerosi, ad es. vi è la possibilità di misurare più gas con un monitor, limitare il numero di sottosistemi e sostenere costi operativi poco onerosi, inoltre è possibile condurre misure di opacità sui fumi. Tuttavia il sistema è sensibile alle temperature e vibrazioni, la calibrazione è difficoltosa e le misure non possono essere condotte se il livello di opacità è superiore al 30%, infine i valori di temperatura e pressione devono essere noti.

Le misurazioni in situ sono effettuate su base umida e devono essere corrette per ottenere i risultati su base asciutta riferita al 3% d'eccesso d'ossigeno, secondo la formula

$$C_{NO_x} = \frac{(0.209 - 0.03)}{(0.209 - C'_{O_2} - 0.209C'_{H_2O})} C'_{NO_x} \quad (1.59)$$

Dove C'_i rappresenta la concentrazione misurata.

Poiché i primi sistemi di misurazione in situ non rispettano le severe normative sulle emissioni, c'è un rinnovato interesse per questi sistemi che possono essere impiegati grazie alle nuove tecniche di calibrazione e alle innovazioni introdotte nel campo dell'elettro-ottica.

Esistono due tipi di sistemi di misurazione in-situ:

- In stack (point monitors);
- Cross-stack (path monitors).

1.4.4.1 Point in-situ monitors

Questi sistemi usano sensori montati alla fine di una sonda, le misurazioni avvengono su un percorso che è piccolo rispetto al diametro del condotto, da qui "puntuali".

Le tecniche usate per misurare NO e NO₂ sono l'assorbimento differenziale, la spettroscopia in derivata seconda e le celle elettrochimiche.

Questo sistema è composto da un trasmettitore/ricevitore montato fuori dal condotto e da una sonda inserita nella ciminiera che campiona i fumi, i quali vengono analizzati senza essere estratti. Data la presenza di pochi sottosistemi, a rigore la sola sonda, è possibile evitare i problemi tipici dei sistemi ad estrazione; inoltre è possibile calibrare facilmente inserendo del gas nella sonda, come mostra la figura 1.16. Tuttavia non è scevro da problemi come quelli legati alle vibrazioni ed alle alte temperature che riguardano le schede elettroniche e i sistemi ottici, oppure la presenza di acidi nei fumi che possono corrodere la sonda e gli alloggiamenti degli strumenti ed ancora il particolato che può ostruire i filtri e danneggiare la sonda.

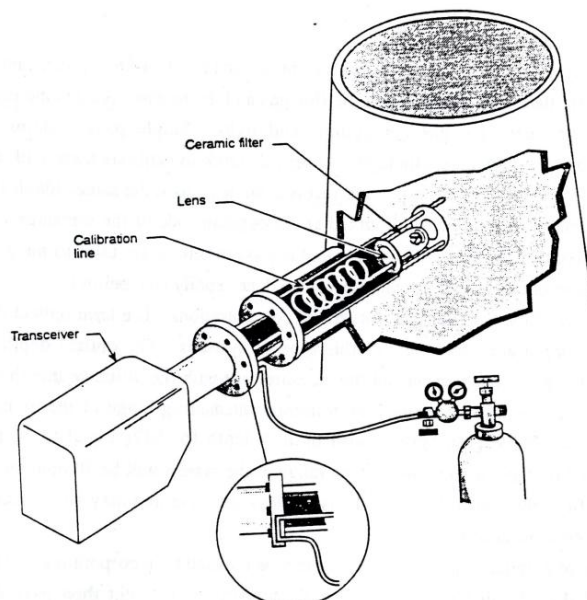


Figura 1.16 Calibrazione mediante inserimento della sonda nel gas

1.4.4.2 Path in-situ monitors

In questo caso le misure sono effettuate lungo un percorso ottico attraverso la larghezza del condotto. Questi sistemi possono essere divisi in due gruppi:

- A passaggio singolo;
- A passaggio doppio;

I primi sistemi consistono in un trasmettitore ottico ed un ricevitore posto all'altro estremo del percorso; dunque la luce attraversa una sola volta i fumi ed il ricevitore rileva le conseguenze dell'interazione tra i composti dei fumi e la luce. I sistemi a passaggio singolo possono essere utilizzati per misurazioni di concentrazioni, tuttavia è difficile calibrarli utilizzando bombole di gas.

Nei sistemi a passaggio doppio, invece, il trasduttore ed il ricevitore sono collocati sullo stesso lato del condotto; il fascio di luce è riflesso da un riflettore che è montato dal lato opposto rispetto al trasmettitore, così che la luce attraversi due volte i fumi. I sistemi di questo tipo sono utilizzati per misurare le concentrazioni (integrate lungo il cammino) e la calibrazione può essere effettuata rapidamente. Il termine di profondità ottica è pertanto un parametro fondamentale per questi sistemi che determina il range minimo di misura del sistema. Esso è definito dal prodotto della concentrazione di gas e la misura del percorso, ovvero la distanza che il fascio di luce percorre attraverso il gas. In definitiva più è piccolo il condotto in cui si effettua la misura e meno è sensibile il sistema per la misurazione di piccole concentrazioni. Anche questi sistemi sono affetti dai problemi legati alle temperature e le vibrazioni, inoltre quando l'opacità dei fumi è maggiore al 30% l'intensità del fascio di luce risulta così attenuata che la misura diventa impossibile.

La calibrazione viene effettuata inserendo uno specchio e una cella di calibrazione sigillata all'interno dell'alloggiamento del ricevitore. La luce quando passa attraverso la cella riempita di gas di calibrazione è riflessa dallo specchio. Un'altra tecnica di calibrazione è quella di attaccare una cella di gas di verifica al blocco del ricevitore.

Poiché quest'ultimo tipo di calibrazione può essere effettuata solo su sistemi a passaggio doppio ed inoltre per quelli a passaggio singolo in generale la calibrazione risulta difficile, la maggior parte dei sistemi certificati sono a doppio passaggio. Tuttavia entrambi i sistemi sono basati sullo stesso principio di misura: assorbimento differenziale o correlazione del gas filtrato.

Riduzione degli NO_x

Nel corso degli anni sono stati messi a punto una serie di metodi per la riduzione degli ossidi di azoto. Purtroppo, a causa delle diverse modalità di formazione degli inquinanti, può succedere che un accorgimento atto alla riduzione degli ossidi di azoto, sia invece inadatto a causa dell'aumento di altre specie quali il monossido di carbonio (fig. 2.1). Infatti, se una diminuzione della temperatura abbassa le emissioni di NO_x , di contro essa sfavorisce la trasformazione di CO in CO_2 , diminuendo l'efficienza di combustione. Esiste un range ottimale di temperature all'interno del quale le emissioni di NO_x e CO sono entrambe ridotte.

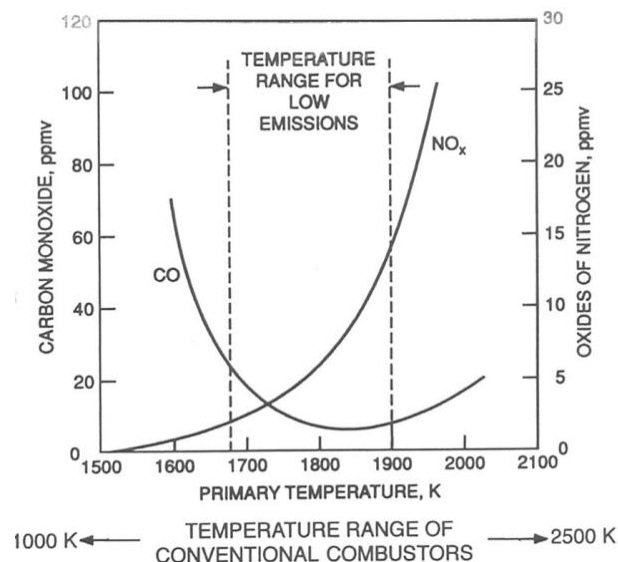


Figura 2.1. Zona a bassa emissione di NO_x e di CO

Le tecniche di riduzione degli ossidi di azoto nascono dalla conoscenza delle reazioni che intervengono nella loro formazione. Per esempio, per ridurre la produzione di NO_x dovuti all'azoto contenuto nell'aria, si potrebbe utilizzare come ossidante dell'ossigeno puro. Oppure, poiché i Thermal NO_x sono fortemente influenzati dalla concentrazione di radicali di ossigeno si potrebbe pensare di controllare la produzione di questi ultimi. O ancora mettere in atto delle tecniche che permettano di spegnere le reazioni di formazione di NO le quali raggiungono lentamente l'equilibrio e sono sfavorite da bassi tempi di residenza in camera di combustione, sempre più bassi mano a mano che le temperature coinvolte sono elevate. Queste osservazioni si applicano agli inquinanti prodotti dall'azoto contenuto in atmosfera e non si estendono ai *fuel* NO_x . Le reazioni coinvolte in questo caso infatti sono piuttosto veloci, e lo spegnimento del sistema di reazione non aiuterebbe la riduzione della quantità di NO. Si potrebbe invece pensare all'utilizzo di gas naturale, il quale non contiene azoto.

Sulla riduzione degli NO_x ha avuto un ruolo fondamentale anche la realizzazione di camere di combustione e bruciatori così detti a basso NO_x .

In generale tutte le tecnologie applicate nel campo della riduzione degli ossidi di azoto si stanno rivelando efficaci visto che la percentuale di NO_x prodotta annualmente è in continuo decremento (fig. 2.2).

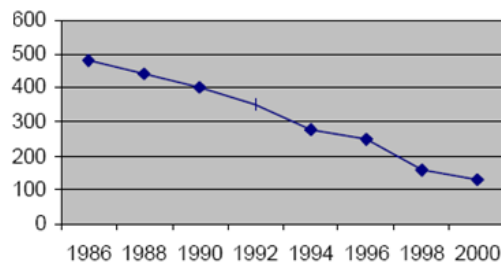


Figura.2.2. Riduzione delle emissioni di NOx (10³ di tonn)

Nella scelta del metodo di riduzione migliore, si deve sempre tenere presente che la diminuzione di NO_x non deve comportare anche la riduzione di efficienza del sistema in esame. Si presentano i metodi più utilizzati per evitare la formazione di NO_x , basati sulla diminuzione dei picchi di temperatura nella camera di combustione, sulla riduzione del tempo di residenza e sulla riduzione dell'eccesso d'aria per ridurre la quantità di ossigeno presente.

2.1 Combustione a stadi

Poiché la principale causa di formazione degli NO_x risultano essere le elevate temperatura, un metodo efficace per la riduzione degli inquinanti si è rivelato essere la combustione a stadi, che permette l'abbassamento dei picchi di temperatura durante il processo di combustione.

La tendenza all'aumento della produzione di ossidi di azoto all'aumentare della temperatura, è confermata dal fatto che, per fiamme premiscelate, i massimi picchi nella concentrazione di inquinanti, si ottengono a condizioni di miscela quasi stechiometriche. Le cose tendono a cambiare quando si considerano invece fiamme diffusione.

Se si considera la produzione di NO in relazione alla ricchezza globale della fiamma (ovvero $R_g=1/\lambda_g$ dove λ_g è il rapporto aria-combustibile), per diverse percentuali di premix, si nota come il picco di ossidi, per diverse percentuali di premix, si sposti da $R_g=1$. Per esempio nel caso di una fiamma diffusiva esso si sposta verso condizioni con eccesso di aria (ovvero $R_g<1$), come riportato in figura 2.3 [3].

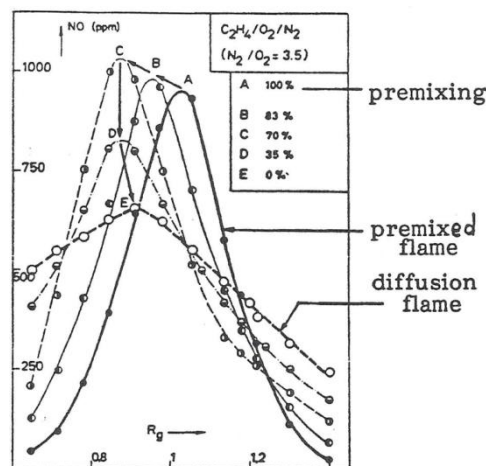


Figura.2.3. Emissioni di NOx [3]

Si noti poi che nelle fiamme di diffusione il picco di NO è basso rispetto a quello di fiamma premiscelata o poco diffusiva, il che porta a concludere che gli NO formati nei primi stadi della fiamma, passano poi attraverso un processo di ossidazione e vengono ridotti dai radicali CX. Dunque un processo di combustione del tipo: fiamma ricca-povera, è più efficiente di un processo a stadi povero-ricco.

Per le ragioni sopra riportate la tecnica di combustione a stadi maggiormente utilizzata è quella che prende il nome di *air staging* e che prevede una prima fase durante la quale la miscela è ricca, limitando così l'aumento di temperatura e la concentrazione di ossigeno, per poi introdurre altra aria per completare le reazioni in regime magro con un'ulteriore limitazione sulle temperature raggiunte.

Le concentrazioni limitate di ossigeno nel primo stadio e le basse temperature raggiunte nel secondo fanno sì che si ottenga una riduzione fino al 60% della produzione di NO_x per il processo di combustione di gas naturale.

Il processo appena descritto ha però come inconveniente un peggior miscelamento dei reagenti, che può comportare un aumento di CO prodotta.

Si presentano ora i diversi metodi sviluppati partendo dal concetto di combustione a stadi.

2.1.1 Lean Direct Injection, LDI

Questa tecnica si pone come obiettivo quello di realizzare una combustione con basse emissioni di NO_x ed elevata stabilità della fiamma, impiegando tuttavia un combustore il cui design è più semplice di altri. Il combustore LDI (fig. 2.4) è dotato di un sistema di iniezione che introduce separatamente il combustibile e l'aria nella camera di combustione in quantità tali da ottenere un rapporto di equivalenza magro e una bassa produzione di NO_x . La mancanza di un processo di premixing con l'iniezione diretta fa sì che il combustore risulti compatto e leggero rispetto agli altri [4].

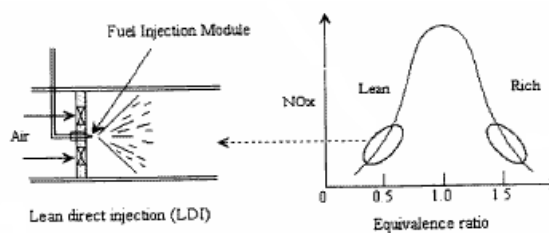


Figura 2.4. Rappresentazione LDI e regione di funzionamento [4]

L'aria viene iniettata attraverso uno swirler esterno (fig. 2.5), il combustibile, invece, attraverso un ugello centrale in prossimità della gola di un Venturi, dove viene atomizzato dall'arrivo del getto d'aria ad alta velocità e grado di swirl. I risultati più soddisfacenti in termini di NO_x prodotto si raggiungono qualora l'atomizzazione sia rapida ed omogenea.

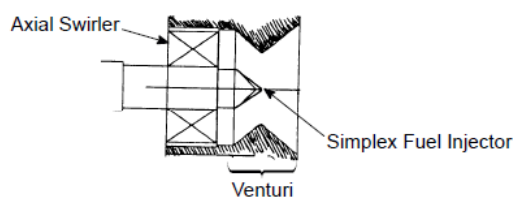


Figura 2.5. Iniezione assiale di combustibile ed aria [4]

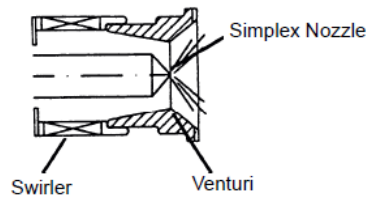


Figura 2.6. Iniezione radiale di combustibile ed aria [4]

Il combustibile può essere iniettato verso il dome del combustore attraverso una schiera di iniettori (fig 2.7), attorno ai quali dei piccoli swirler sono utilizzati per migliorare il miscelamento e ancorare la fiamma [5]. L'interazione tra i flussi swirlati genera un flusso fortemente turbolento assicurando il miscelamento del combustibile e dell'aria. Ulteriori vantaggi sono ottenuti grazie ad una ridotta lunghezza di fiamma che limita i tempi di residenza e la produzione di NO_x .

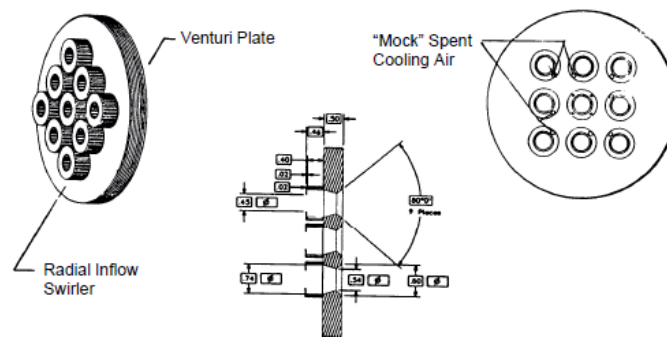


Figura 2.7. Schiera di iniettori radiali [5]

2.1.2 Lean Premixed Prevaporized, LPP

È difficile raggiungere un buon grado di miscelamento nel caso di combustore LDI, quando tale processo avviene in una zona molto prossima a quella di atomizzazione. Per queste ragioni i combustori LPP possono rappresentare una buona alternativa [4].

La tecnica LPP prevede che una miscela omogenea di combustibile e aria bruci a temperature relativamente basse, rendendo minima la formazione di NO_x . La miscela di combustibile ed aria è realizzata in una sezione chiamata *di premixing*, e successivamente è iniettata in camera di combustione. Anche in questo caso l'aria introdotta è caratterizzata da un certo grado di swirl. Poiché la miscela realizzata è magra i valori temperatura che caratterizzano la fiamma sono piuttosto contenuti, così come la formazione di NO_x .

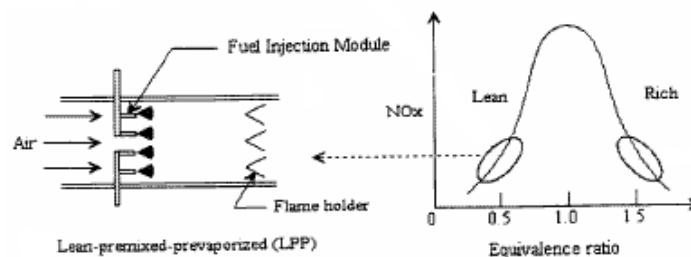


Figura 2.8. Rappresentazione LPP e regione di funzionamento [4]

Confrontando i due sistemi, LDI e LPP, il primo risulta più corto e stabile, mentre il secondo è capace di realizzare una miscela più omogenea. Entrambi tuttavia sono caratterizzati da basse efficienze di combustione a basse potenze, poiché quando le temperature sono relativamente modeste si verificano fenomeni di instabilità. A tal proposito è stato studiato uno stadio pilota [4] per migliorare le performance a bassa potenza. Esso è costituito (fig. 2.9) da uno swirl radiale, un condotto centrale con iniettori radiali una sezione di gola ed un tratto divergente che alimenta il combustore. Dunque rappresenta il crocevia tra i sistemi LDI e LPP, poiché dispone di un sistema d'iniezione simile a quello dei sistemi LDI (se non per l'iniezione radiale del combustibile), che tuttavia permette di raggiungere un buon grado di miscelamento, poiché l'iniezione è effettuata a monte della sezione di gola.

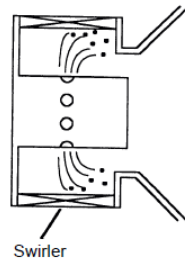


Figura 2.9. Stadio pilota a ciclone [4]

2.1.3 Stepped Dome per LDI e LPP

Per migliorare le prestazioni a bassa potenza e prevenire la formazione di CO sono state messe a punto delle modifiche che consistono nell'arretrare uno stadio anulare rispetto agli altri, solitamente quello pilota che risulta così isolato dagli altri iniettori per prevenire la formazione di CO dovuta all'interazione tra lo stadio di combustione e il flusso relativamente freddo in arrivo. Talvolta si preferisce isolare ogni stadio di iniezione attraverso ulteriori dislivelli.

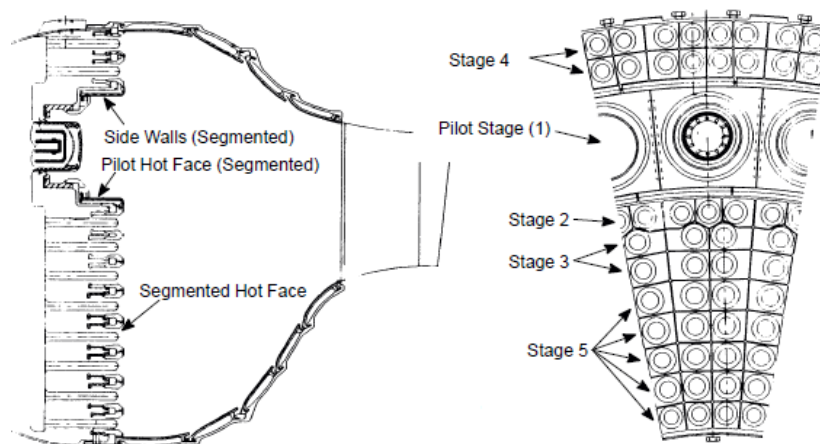


Figura 2.10. Combustore LDI stepped dome [4]

Una soluzione del tutto simile è adottata per i sistemi LPP, se non fosse per il diverso numero di iniettori e disposizione degli stessi per raggiungere le prestazioni desiderate.

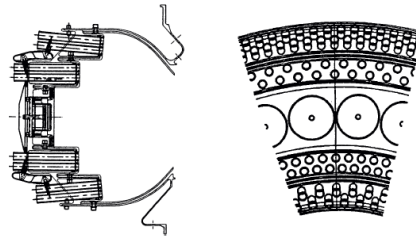


Figura 2.11. Combustore LPP *stepped dome* [4]

2.1.4 Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn, RQL

Il concetto che è alla base della tecnica RQL è una combustione in condizioni ricche in una zona primaria ed una successiva combustione in condizioni magre, in una zona secondaria. Nella figura 2.12 si osserva la *rich-burn zone* che è una zona di preparazione per il combustibile, seguita dalla *quench-zone* in cui si ha un rapido miscelamento con la restante aria, infine nella *lean-burn zone* i processi di combustione sono completati a temperature relativamente basse per ottenere una formazione minima di NO_x . La stabilità di fiamma è elevata grazie alla presenza della rich-burn zone, tuttavia ci sono alcuni svantaggi che riguardano le dimensioni ed il peso di un combustore di questo tipo dovuti alla presenza di più sezioni interessate dalla combustione, il che rappresenta un punto critico per applicazioni aeronautiche. Inoltre se si confronta con un combustore del tipo LPP le emissioni di NO_x sono comunque maggiori a causa delle temperature in condizioni stechiometriche e la formazione di NO_x nella zona intermedia di miscelamento. Per questo ogni accorgimento (buona progettazione delle zone di iniezione) atto a velocizzare il processo di miscelamento porta alla riduzione complessiva di NO_x generati da un combustore RQL. Si rende necessario l'utilizzo di getti di piccolo diametro, che tuttavia potrebbero non penetrare il flusso principale in maniera sufficiente a distribuire l'ossidante in modo omogeneo. Per tale ragione si utilizzano getti di piccolo e grande diametro distribuiti in modo opportuno. [4]

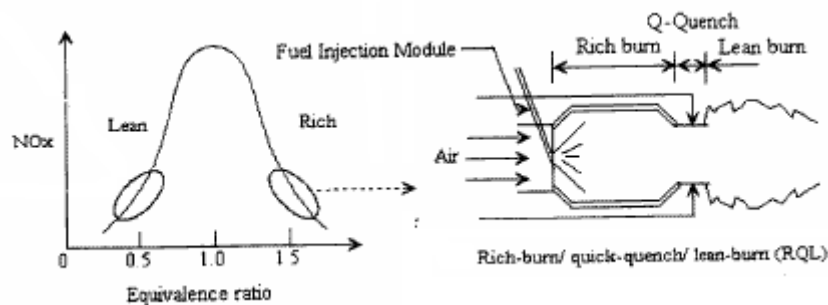


Figura 2.12. Rappresentazione RQL e regione di funzionamento [4]

Gli sforzi attualmente sono maggiormente concentrati verso tre applicazioni della tecnologia RQL, *Wall-Jet Combustion Systems*, *Reduced-Scale Quench (Convuluted Liner)* e *Reduced-Scale Quench, Convuluted Liner (Quench Vane)*.

2.1.4.1 Wall-Jet Combustion Systems

Le configurazioni Wall-Jet sviluppate sono due, anulare e modulare. Inizialmente per questioni riguardanti il peso e la propagazione della fiamma durante l'ignizione si è adottata una configurazione di tipo anulare (fig. 2.13), tuttavia ben presto ci si è resi conto che la configurazione modulare (fig. 2.14) è capace di raggiungere valori più bassi in termini di NO_x prodotto. Un ulteriore vantaggio è rappresentato dalla mancanza di interazione iniettore-iniettore che provocava perdita di prestazioni.

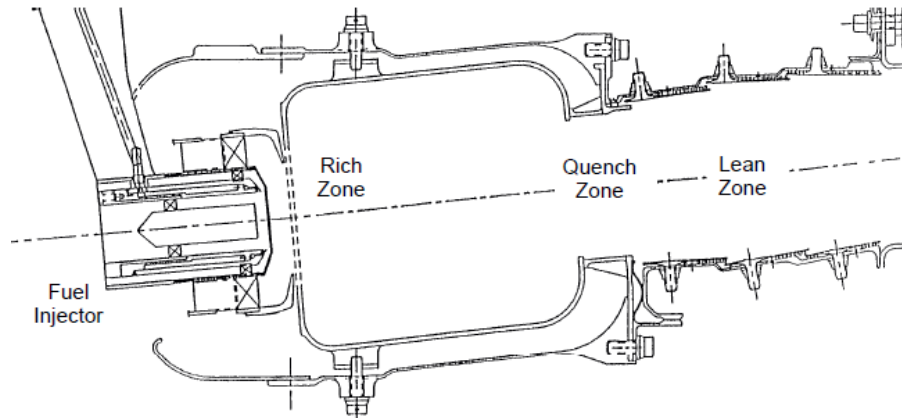


Figura 2.13. Wall-Jet RQL anulare [4]

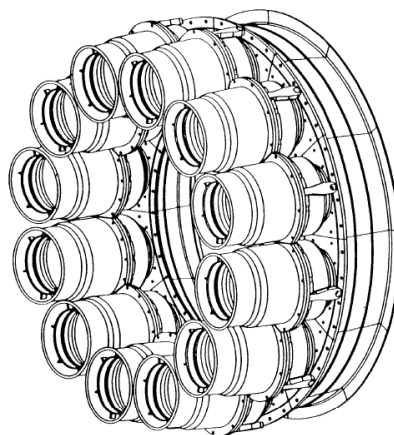


Figura 2.14. Wall-Jet RQL modulare [4]

2.1.4.2 Reduced-Scale Quench, Convolutated Liner

Per raggiungere le prestazioni desiderate in termini di NO_x emessi è necessario ridurre le dimensioni dei getti per migliorare il mescolamento ed accorciare i tempi di residenza nella quench-zone. Le soluzioni RSQ [4], cioè a scala ridotta, prevedono l'iniezione di aria di raffreddamento attraverso piccoli fori che lavorano su piccola scala e agevolano il mescolamento. Una prima soluzione del tipo RSQ è detta a *flusso incanalato* (fig. 2.15) e si basa sull'aumento dell'area di raffreddamento coinvolgendo la parte finale della rich-burn zone in cui si inietta aria di raffreddamento attraverso dei canali forati.

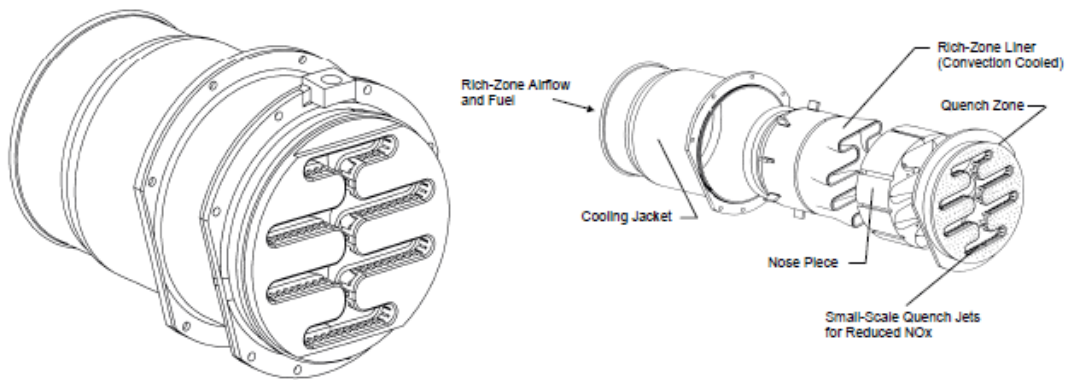


Figura 2.15. RQL RSQ a flusso incanalato

2.1.4.3 Reduced-Scale Quench, Quench Vane

Una seconda configurazione RSQ è detta a *zone di estinzione*, in cui una è presente una zona di rapido raffreddamento isolata dal resto del flusso.

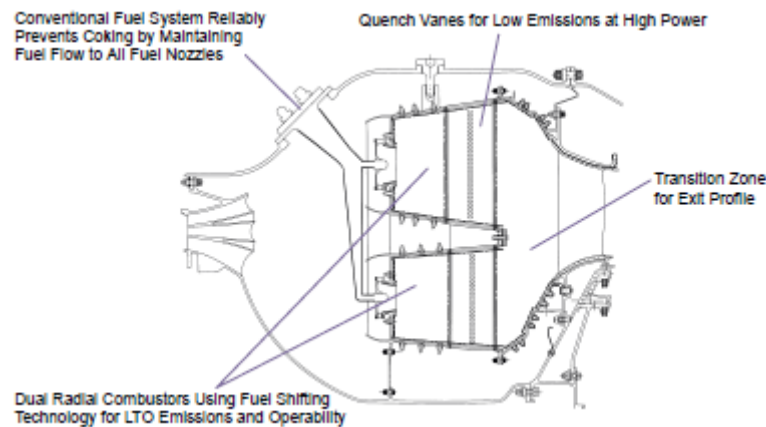


Figura 2.16. RQL RSQ a zone di estinzione

2.1.5 Trapped Vortex Combustor, TVC

Un approccio alternativo per raggiungere bassi livelli di emissione di NO_x può essere rappresentato dalla combinazione della tecnologia RQL con il concetto che è alla base del combustore TVC, *Trapped Vortex Combustor*. Premettendo che il combustore TVC può lavorare anche come combustore con fiamme premiscelate magre e diffusive, in questa trattazione si concentra l'attenzione sull'utilizzo del combustore TVC come RQL [6].

Questo combustore è caratterizzato da una zona centrale ed una anulare, ovvero una cavità chiamata *trapped vortex region*, dove risulta confinato un vortice per aumentare la stabilità della fiamma. Il flusso nella cavità risulta indipendente da quello principale, tanto che perturbazioni sul flusso principale non compromettono la stabilità della fiamma. A differenza di quanto descritto nel Par. 2.1.4, il combustore RQL/TVC è di tipo radiale con iniezione completa del combustibile nella trapped vortex region, che risulta essere una zona ricca, ed

iniezione dell'aria in 3 zone differenti come illustrato in fig. 2.17, iniezione nella zona primaria e iniezione attraverso fori nella parte anteriore e posteriore della cavità.

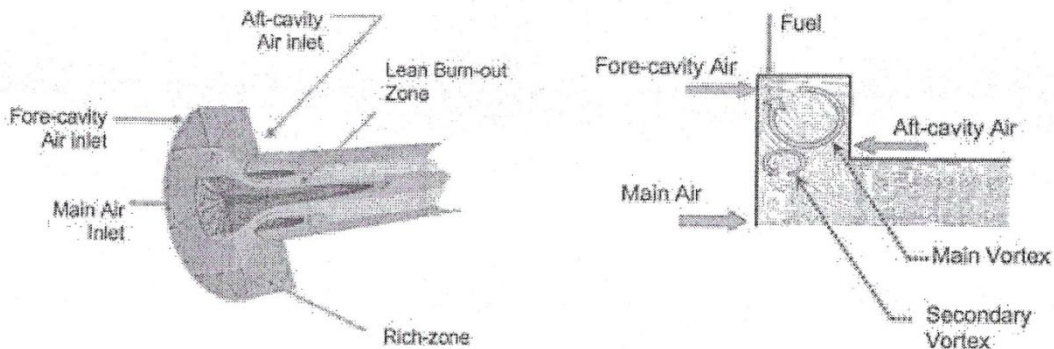


Figura 2.17. Schema di un combustore RQL/TVC [6]

L'iniezione d'aria provoca la formazione di un vortice principale che stabilizza la fiamma, mentre un vortice più piccolo e controrotante si forma tra la cavità ed il flusso principale. Questo secondo vortice può favorire il trasporto dei gas dalla zona ricca verso il flusso principale e anche inglobare aria del flusso principale nella zona ricca.

Evidenti benefici in termini di produzione di NO_x sono stati riscontrati nell'utilizzo di tale combustore, in particolare all'aumentare dei tempi di residenza nella rich-zone gli NO_x diminuiscono, come pure all'aumentare del rapporto di equivalenza nella rich-zone, per poi risalire lentamente come mostrato in fig. 2.18.

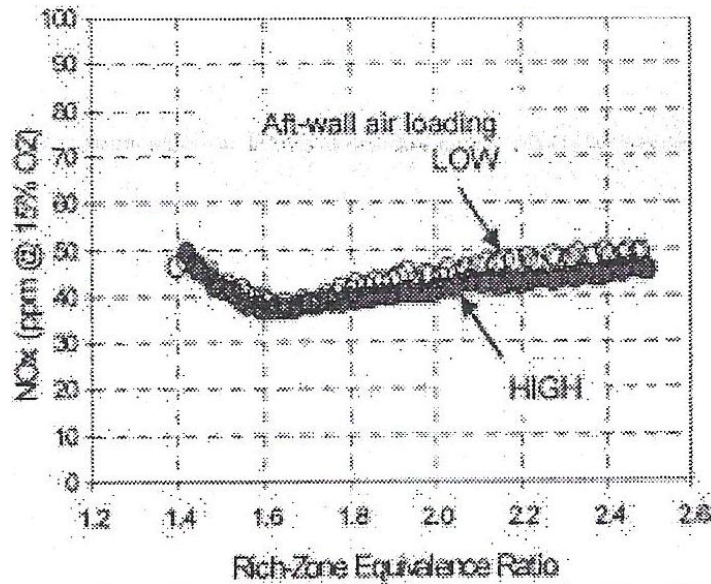


Figura 2.18. Emissioni di NO_x [6]

In ascissa è riportato il rapporto di equivalenza relativo alla rich-zone, in cui m_{fuel} e $m_{fore\ cavity}$ rappresentano la portata massica di combustibile e di aria iniettata nella parte anteriore della cavità:

$$\Phi_{rich} = \frac{(m_{fuel}/m_{fore\ cavity})}{\left(\frac{F}{A}\right)_{stoich}} \quad (2.1)$$

2.2 Flussi swirlati

In ambito aeronautico, per aumentare la stabilità della fiamma ed il livello di miscelamento dei reagenti e diminuire le emissioni inquinanti, si fa largo uso di flussi swirlati, poiché questi producono un flusso altamente turbolento e zone di ricircolo. Un flusso swirlato non è altro che una corrente in cui una componente di velocità tangenziale fa assumere al campo di moto un andamento a spirale ed il grado di rotazione viene espresso attraverso un numero adimensionale, detto *numero di swirl* S . Sono disponibili in letteratura differenti definizioni di tale parametro, che nella seguente trattazione sarà definito come [8]:

$$S = \frac{G_t}{G_a R} \quad (2.2)$$

ovvero il rapporto tra il flusso assiale della componente tangenziale della quantità di moto ed il flusso assiale della componente assiale della quantità di moto (adimensionalizzato rispetto ad R , raggio del condotto). Si definiscono dunque:

$$G_t = \int_0^\infty (\rho U W + \rho \overline{u'w'}) r^2 dr \quad (2.3)$$

che tiene conto degli sforzi turbolenti $\rho u'w'$ nella direzione assiale-tangenziale;

$$G_a = \int_0^\infty \left(\rho U^2 + \rho \overline{u'^2} + (p - p_\infty) \right) r dr \quad (2.4)$$

che tiene conto degli sforzi turbolenti $\rho u'^2$ nella direzione longitudinale ed il contributo della pressione. Le velocità medie U, V, W sono rispettivamente la componente assiale, radiale e tangenziale.

Se si decide di trascurare i termini relativi agli sforzi turbolenti (e considerare comunque il contributo della pressione) il numero di swirl è definito come:

$$S_2 = \frac{\int_0^\infty (\rho U W) r^2 dr}{R \int_0^\infty \rho (U^2 - 0.5 W^2) r dr} \quad (2.5)$$

Inoltre può essere utile definire il numero di swirl tenendo conto della geometria e delle portate, da qui il nome di *numero di swirl geometrico*:

$$S_g = \frac{\pi r_0 d_A}{2 A_t} \left(\frac{m_t}{m_t + m_A} \right)^2 \quad (2.6)$$

dove:

- r_0 è il raggio interno del bruciatore (prima del convergente);
- d_A è il diametro del condotto dell'aria in prossimità dell'ugello;
- A_t è l'area totale dei fori di iniezione dell'aria tangenziale;
- m_t è la portata massica di aria tangenziale;
- m_A è la portata massica di aria assiale.

Attraverso una curva di calibrazione [7] è semplice calcolare il valore di swirl S conoscendo quello di S_g , e viceversa.

Per definire in modo completo un flusso swirlato è tuttavia necessario considerare un altro parametro adimensionale, il numero di Reynolds:

$$Re = \frac{\overline{U}_0 D_0}{\nu} \quad (2.7)$$

che rappresenta la relazione tra i fenomeni di trasporto e quelli viscosi.

Lo swirl è in grado di modificare il campo di moto, in particolare la componente assiale del getto si riduce man mano che S aumenta. I flussi swirlati si possono classificare in base al numero di swirl che li caratterizza: si parla dunque di flussi swirlati deboli se $S < 0.4-0.6$ e di flussi swirlati forti se $S > 0.6$. Nel primo caso il gradiente di pressione non è sufficiente a generare una ricircolazione interna, al contrario nel secondo caso si hanno gradienti di pressione radiali ed assiali notevoli che generano una zona di ricircolazione centrale. Per valori di S ancora più bassi, circa 0.2, il fluido si comporta come un cilindro fluido in rotazione attorno all'asse e traslante lungo quest'ultimo (*plug flow*).

2.2.1 Flussi swirlati deboli

Per getti il cui grado di swirl sia inferiore a 0.4 (regime subcritico) si riscontra un aumento dell'apertura del getto e il fenomeno di entrainment. Se un flusso è in rotazione la conservazione della quantità di moto implica l'esistenza di un gradiente di pressione radiale per bilanciare le forze centrifughe:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho W^2}{r} \quad (2.8)$$

in un getto libero ciò si traduce in una zona di depressione in corrispondenza dell'asse del getto ed una zona esterna ad alta pressione. Lungo l'asse del getto, inoltre, si ha un gradiente di pressione positivo $\frac{\partial p}{\partial z} > 0$ poiché, a causa della dissipazione viscosa, si ha una diminuzione delle velocità tangenziale ed assiale.

Nella fig. 2.19 si riporta la schematizzazione di un getto libero a basso numero di swirl [8], caratterizzato dalla mancanza di ricircolazione, a causa di gradienti di pressione esigui, e da un'espansione radiale dovuta al gradiente radiale di pressione.

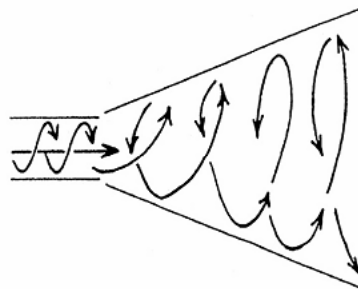


Figura 2.19. Getto libero swirlato debole

2.2.2 Flussi swirlati forti

I flussi aventi numero di swirl $S > 0.6$ (regime supercritico) sono caratterizzati da gradienti radiali ed assiali di pressione maggiori, tali che nella zona di efflusso si verifica una ricircolazione di forma toroidale del flusso assiale. Tale zona viene definita CTRZ, *central toroidal recirculation zone*, visibile nella schematizzazione di un getto libero ad alto numero di swirl riportata in fig. 2.20 [8].

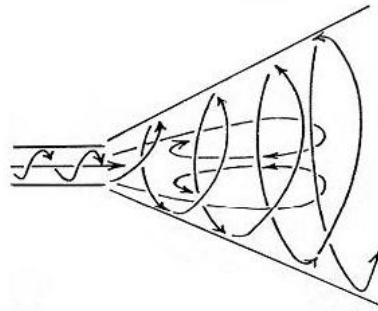


Figura 2.20. Getto libero swirlato forte

Qualora si tratti di un getto confinato, l'alto grado di ricircolazione mette in rotazione anche l'aria laterale rispetto al getto, generando un'altra struttura vorticoso detta CRZ, *Corner Recirculation Zone*, rappresentata in fig. 2.21.

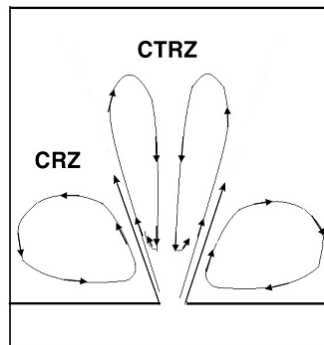


Figura 2.21. Getto confinato swirlato forte

I benefici legati alla presenza di queste strutture vorticoso sono molteplici, in particolare la zona CTRZ permette un rapido mescolamento dei reagenti, la stabilizzazione del processo di combustione e aumenta i tempi di residenza, mentre la zona CRZ aumenta il ricircolo dei gas combusti.

2.2.3 Instabilità nei flussi swirlati

Nei flussi swirlati, specie ad alto numero S , possono insorgere delle instabilità che vengono classificate in:

- Vortex break down;
- Precessing vortex core.

Entrambi i fenomeni dipendono dal numero di Reynolds, di swirl, e dal confinamento del getto definito dal rapporto tra il diametro della camera di combustione e quello dell'ugello.

Il *vortex breakdown* si verifica in flussi aventi velocità assiale elevata, alla quale è sovrapposto un moto rotatorio. Quando il rapporto tra la componente tangenziale della velocità e quella assiale risulta maggiore di 1, si assiste ad un improvviso allungamento nel nucleo del vortice, alla decelerazione del flusso in corrispondenza dell'asse di rotazione e, dunque, alla formazione di un punto di ristagno. Sono state individuate diverse forme riconducibili a tale instabilità, tuttavia le più probabili sono quelle a *bolla* (fig. 2.22) e quelle a *spirale* (fig. 2.23).

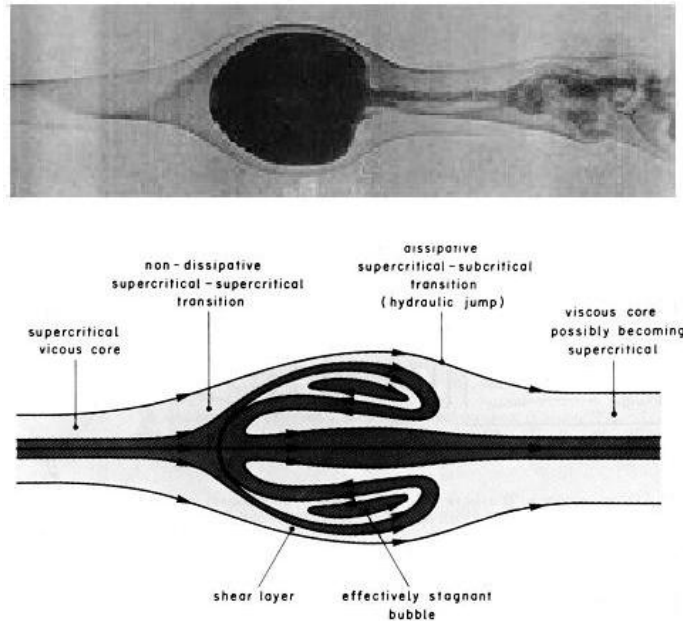


Figura 2.22. Vortex break down a bolla

Nel punto di ristagno posto sull'asse di simmetria le linee di flusso si separano formando una bolla assialsimmetrica al cui interno sono presenti moti a bassa frequenza che aumentano lo scambio termico tra il fluido a monte e quello a valle della bolla stessa.

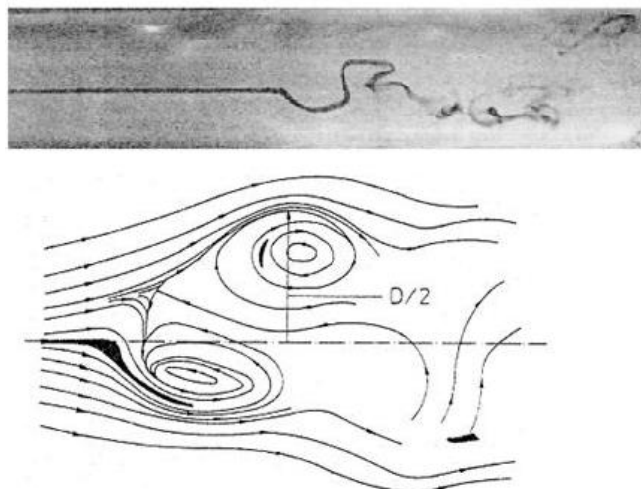


Figura 2.23. Vortex break down a spirale

In un flusso interessato dal fenomeno di vortex breakdown a spirale oltre alla decelerazione lungo l'asse di rotazione e alla conseguente formazione di un punto di ristagno si riscontra una deviazione delle linee di flusso che vanno a formare una spirale. Quando il moto a spirale si esaurisce si assiste alla formazione di grandi scale turbolente.

Il *processing vortex core*, PVC, è un fenomeno tridimensionale, che si verifica, in seguito al vortex break down, in flussi ad elevati numeri di Re e S, periodico con relativa frequenza caratteristica che dipende dal numero di Re. Il PVC consiste in un atto di precessione, coerente con quello di swirl, della struttura vorticoso centrale attorno all'asse di simmetria. Assorbendo una notevole quantità di energia cinetica si assiste ad una caduta di pressione totale, oltre che alla formazione di una zona di bassa pressione causata dall'interazione tra il PVC e la CTRZ.

2.2.4 Stabilità della fiamma in flussi swirlati

Per capire come l'interazione tra la fiamma ed il vortice generato dallo swirl aumenti la stabilità della fiamma è necessario tenere in considerazione le ragioni per cui si verifica il fenomeno di blow-out:

- La velocità del combustibile è eccessiva (limite ricco);
- Lo swirl e/o la velocità dell'aria è eccessiva (limite magro);
- Lo swirl è troppo debole (non c'è più il vortice di ricircolazione).

È possibile spiegare la stabilizzazione della fiamma tramite flussi swirlati considerando quattro meccanismi [10]:

- Lo swirl aumenta la velocità di combustione turbolenta alla base della fiamma sollevata poiché aumenta le fluttuazioni di velocità locali e perché il vortice di ricircolazione crea una zona premiscelata di aria-combustibile;
- Il vortice si comporta come una sorgente di calore, forzando i prodotti caldi della combustione a miscelarsi con i reagenti, premiscelati; in questo modo i tempi di residenza aumentano e la coesistenza tra aria-combustibile-gas combusti si protrae favorendo la stabilità vicino alla condizione di blow-out;
- Lo swirl crea dei punti di ristagno che agendo come dei corpi tozzi ancorano la fiamma; tali punti a valle e a monte della zona di ricircolazione fungono da punti di attacco per la fiamma; inoltre la velocità del getto centrale U_j si riduce data la presenza del vortice U_v come mostrato in fig. 2.24;
- Lo swirl aumenta la velocità di deformazione della fiamma, così che il gradiente di velocità tangenziale raffredda convettivamente la fiamma; in questo caso, però, uno swirl eccessivo favorisce il blowout della fiamma.

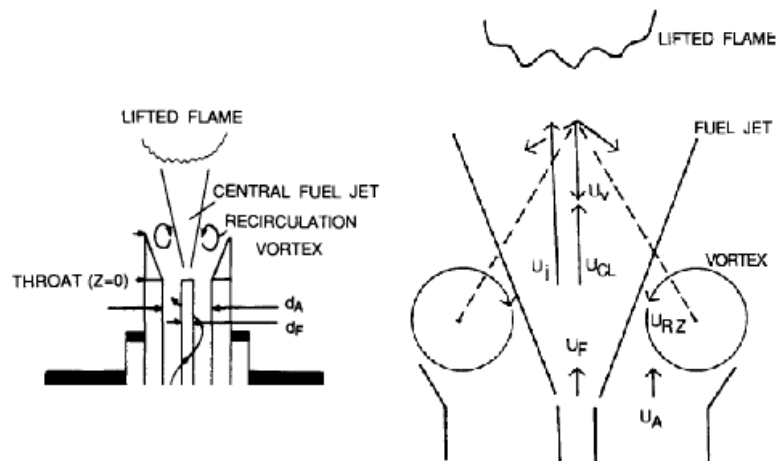


Figura 2.24. Effetto stabilizzante dello swirl [10]

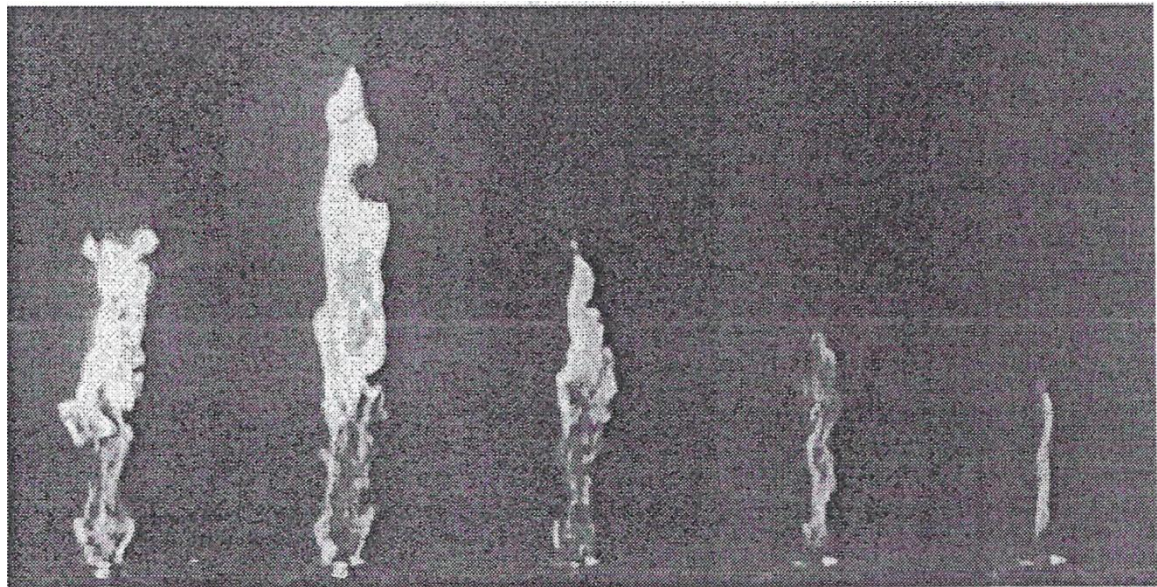
2.3 Combustione a stadi con flussi swirlati

Le prestazioni dei combustori e le emissioni di NO_x sono fortemente dipendenti dall'aerodinamica e dal grado di swirl dei flussi, in quanto questi modificano la bontà del miscelamento di aria e combustibile, generando zone a differenti Φ locali, con temperature prossime a quelle stechiometriche, favorendo la formazione di thermal NO_x . Per questi motivi è ragionevole combinare i benefici legati alla combustione a stadi a quelli derivanti dall'uso di flussi swirlati. In particolare la combustione a stadi può essere generata premiscelando in modo parziale aria e combustibile (in base al Φ_g desiderato) nel condotto di mandata prima dell'iniezione in camera di combustione.

$$\Phi_g = \left(\frac{A}{F}\right)_{stoich} \frac{m_{Fuel}}{m_{Air}} \quad (2.9)$$

Studi su una combustione di questo tipo sono stati condotti da Cheng et al. [9], i quali confrontando fiamme premiscelate a diversi Φ_g con una fiamma diffusiva, hanno trovato (fig. 2.25) che con una piccola quantità d'aria di premix l'altezza della fiamma aumenta, mentre quella della regione blu in prossimità della base della fiamma resta invariata; man mano che aumenta l'aria di premix utilizzata ($\Phi_g < 10$) la fiamma diviene più scura, piccola e sottile. In corrispondenza di $\Phi_g = 1.4$, poco prima del blow-off, la fiamma si presenta con una doppia struttura: in prossimità dell'ugello la fiamma è premiscelata, più a valle invece si ha una fiamma di diffusione, dovuta alla ricircolazione, dove viene completato il processo di combustione.

La combustione premiscelata di questo tipo permette di raggiungere risultati più che soddisfacenti in termini di NO_x e CO prodotti; infatti, se nelle fiamme swirlate non premiscelate la riduzione di NO_x è solitamente accompagnata dall'aumento di CO prodotti, la combinazione del premiscelamento parziale con flussi swirlati indica che è possibile ridurre le emissioni di NO_x e CO in corrispondenza di un Φ_g ottimo.



Diffusion	$\Phi_F = 67.3$	$\Phi_F = 9.6$	$\Phi_F = 3.0$	$\Phi_F = 1.4$
MR = 1.88	MR = 2.07	MR = 2.63	MR = 3.02	MR = 3.19

Figura 2.25. Fiamme con differenti Φ_g e MR [9]

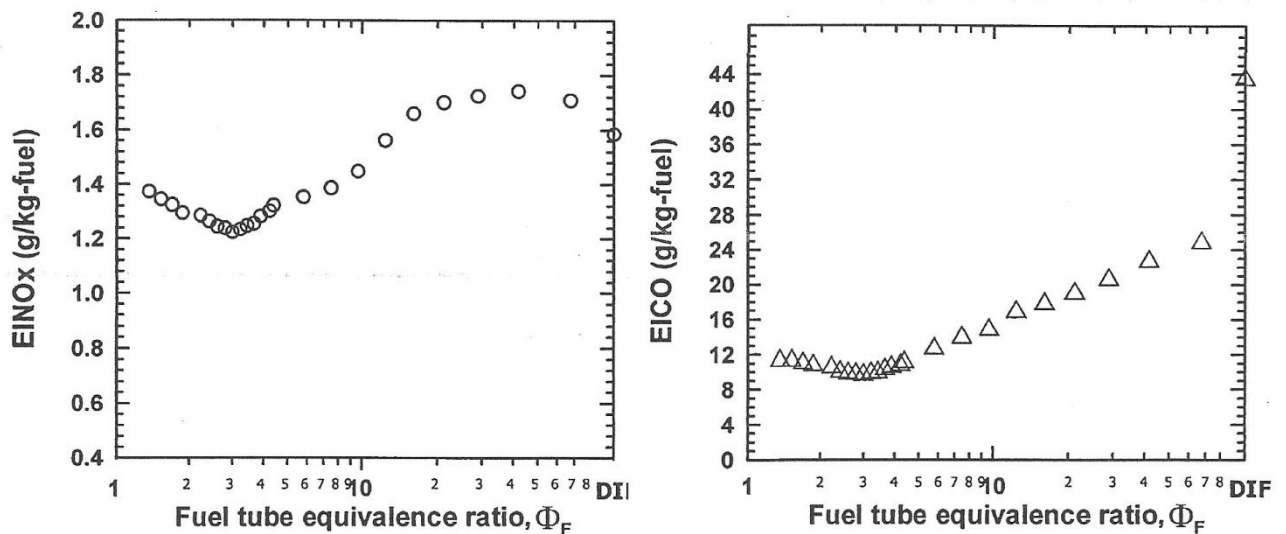


Figura 2.26. Emissioni di NO_x e CO [9]

Nella fig. 2.26 è riportato l'andamento delle emissioni di NO_x e CO rispetto al Φ_g . Per valori di aria di premix contenuti le emissioni di NO_x risultano più o meno costanti, fino a quando si raggiunge un Φ_g di 12.4, in corrispondenza del quale il valore degli NO_x diminuisce fino ad un minimo che si raggiunge in corrispondenza di $\Phi_g = 3$. Confrontando le emissioni di NO_x in questo punto con quelle relative ad una fiamma non premiscelata, si riscontra una riduzione del 23%. Aumentando ancora l'aria di premix le emissioni aumentano leggermente, perché la temperatura è aumentata, fino ad un valore per cui a $\Phi_g = 1.4$ si verifica il blow-off. La diminuzione delle emissioni di CO è invece monotona all'aumentare dell'aria di premix, fino al raggiungimento di un minimo in corrispondenza di $\Phi_g = 3$.

2.4 Altre tecniche di riduzione

Per ridurre la produzione di NO_x è possibile impiegare altri metodi, quali:

- Flue Gas Recirculation;
- Bruciatore a fibre ceramiche;
- Flame Cooling

La *Flue Gas Recirculation* è la tecnica più antica per il controllo della produzione di NO_x ; essa consiste nel rimettere in circolo una piccola parte dei gas combusti, solitamente il 3-4% in massa, per poter ridurre la temperatura massima della fiamma e completare le reazioni di combustione. Aumentando la quantità di gas combusti re-immessi si assiste all'aumento delle dimensioni della fiamma; solitamente non si supera il 20% in massa per ragioni legate alla stabilità della fiamma. Per il ricircolo dei gas è necessario un condotto ed una ventola; tuttavia esistono alcune soluzioni alternative, come la *Fuel Induced Recirculation* (FIR), in cui il ricircolo è indotto dalla fluidodinamica e i gas combusti sono iniettati nel flusso di combustibile. Con tale tecnica dunque è possibile ridurre contemporaneamente il prompt NO_x poiché si riduce la concentrazione di radicali derivati da idrocarburi che il thermal NO_x .

Nei bruciatori a fibre ceramiche, sviluppati dall' Alzeta Corporation [32], il combustibile e l'aria vengono interamente premiscelati prima di essere introdotti in camera di combustione. Il materiale che riveste la superficie del bruciatore è raffreddato dalla miscela fresca entrante, così che le temperature di combustione relativamente basse limitano la formazione di NO_x .

Il *flame cooling*, o combustione umida, consiste nell'introduzione di acqua o vapore sulla fiamma o direttamente nei reagenti, in modo da ridurre i picchi di temperatura e la concentrazione di ossigeno. A parità d'effetto finale sulla temperatura è necessaria una minore quantità d'acqua rispetto a quella di vapore, dato il calore di vaporizzazione necessario al passaggio di stato nel primo caso.

Apparato sperimentale

Il presente capitolo è incentrato sulla descrizione dell'apparato utilizzato nella conduzione degli esperimenti. In particolare ci si sofferma sulle caratteristiche del bruciatore a swirl, della camera di combustione e delle linee di alimentazione di acqua, aria compressa e gas naturale.

Gli strumenti di misura e il modo in cui essi si interfacciano alla camera di combustione, sono trattati approfonditamente nel quarto capitolo.

La foto 3.1 mostra l'apparato sperimentale composto dal bruciatore, con le relative linee di alimentazione dell'aria, e dalla camera di combustione.



Figura 3.1 apparato sperimentale complessivo

3.1 Bruciatore a swirl

Il bruciatore utilizzato per lo svolgimento delle prove si trova nel laboratorio di combustione e diagnostiche ottiche del Dipartimento Energia ed è stato progettato da [13]. Si rimanda dunque al loro lavoro per una descrizione più dettagliata dell'apparato. Si richiamano inoltre i lavori di [11], [12] e [14] per lo studio della camera in combustione, e ai già citati [13] per il regime isoterma.

Il bruciatore consiste in un modello in scala di combustore aria-gas naturale, in cui il moto di swirl è regolabile variando il rapporto aria assiale e tangenziale immesse. Il suddetto sistema di generazione di swirl non è tra i più efficienti dal punto di vista energetico, ma ha il vantaggio di essere facilmente utilizzabile e consente di spaziare in un range di swirl piuttosto vario. Altre metodologie utilizzate per la formazione dello swirl, sono l'introduzione di una serie di alette ad inclinazione regolabile, o l'utilizzo di un condotto rotante con velocità regolabile.

Il flusso di combustibile, eventualmente premiscelato con aria, passa nel condotto centrale e viene immesso attraverso un ugello (di forma variabile) nel flusso di aria swirlato coassiale. In figura 3.2 si riporta lo schema completo del suddetto bruciatore, mentre in figura 3.3 se ne mostra una foto unitamente all'impianto di alimentazione dell'aria compressa, combustibile e insemiante.

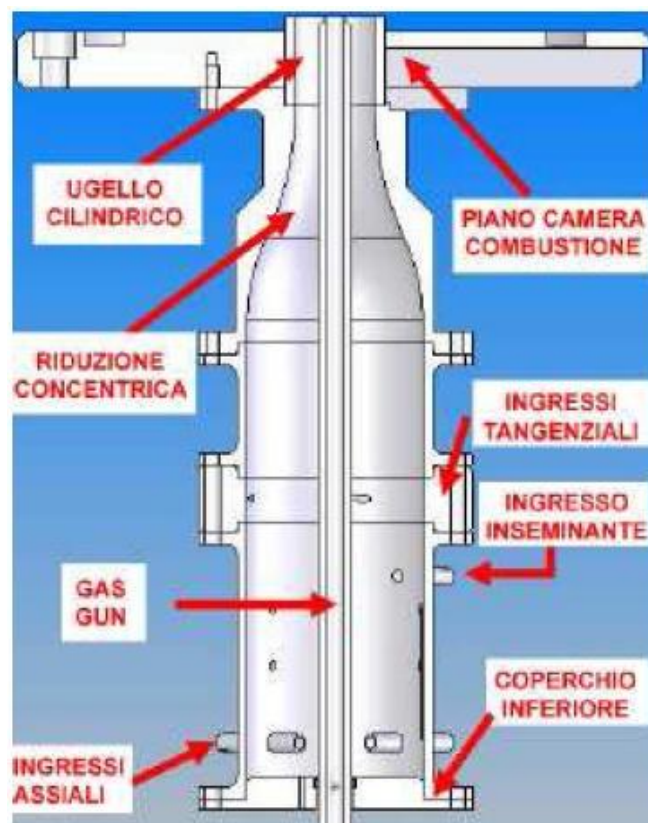


Figura 3.2 Sezione del bruciatore a swirl

Di seguito si propone una descrizione particolareggiata degli elementi che compongono il bruciatore. Dei suddetti componenti, quelli che lavorano a bassa temperatura (coperchio inferiore, iniettore assiale/tangenziale e distanziale) sono in acciaio inox AISI 304L, mentre quelli ad alta temperatura (riduzione concentrica e flangia di ancoraggio) sono in AISI316Ti.



Figura 3.3 Foto del bruciatore a swirl e del sistema di alimentazione di aria

3.1.1 Iniettore d'aria assiale

L'aria compressa è presa dalla linea di distribuzione del laboratorio, filtrata e iniettata con pressione di circa 1 bar, da 4 tubi da 6 millimetri disposti radialmente a 90°. Essi penetrano nel tubo principale, in modo che l'aria impatti sul gas gun e si ridistribuisca in modo uniforme sulla sezione del bruciatore. La figura 3.4 mostra in dettaglio i tubi predisposti all'iniezione assiale.

Il flusso viene poi raddrizzato a valle mediante un disco con quattro fori da 4 millimetri, e una volta regolarizzato procede parallelamente al gas gun. Il disco è mantenuto in posizione mediante 3 viti. Tre fori a 120° nel tubo di acciaio di diametro interno di 80 millimetri, permettono l'inserimento di altrettante viti, utilizzate per il centraggio del gas gun.

3.1.2 Distributore d'aria

L'aria proveniente dalla linea di alimentazione deve essere uniformemente ridistribuita tra i quattro ingressi assiali. Questo è lo scopo del distributore di aria. Nella parte inferiore esso è collegato con il sistema di alimentazione dell'aria compressa, mentre superiormente si dipartono quattro tubi, uno per ogni ingresso assiale. Si veda la figura 3.4



Figura 3.4 Tubi che compongono il sistema di iniezione assiale

3.1.3 Iniettore d'aria tangenziale

Al suddetto componente si deve la generazione del moto di swirl. Esso è composto da 8 ingressi, 4 dei quali con diametro di 3 millimetri posti a 38 mm dall'asse del bruciatore, mentre i restanti 4 hanno diametro di 4 millimetri a sono posti a 20 mm dall'asse. La figura 3.5 esemplifica il sistema appena descritto.

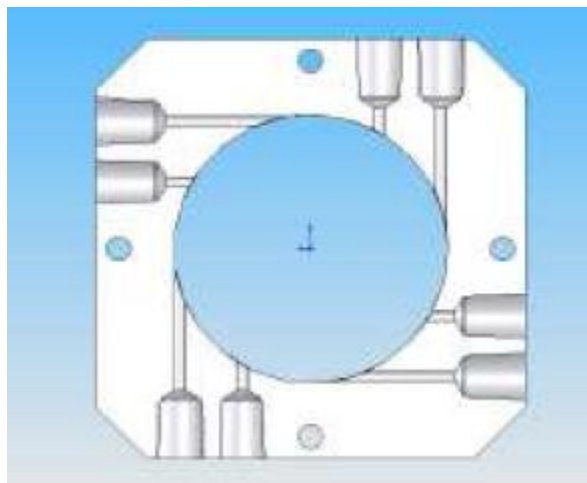


Figura 3.5 Sistema d'iniezione tangenziale

3.1.4 Inseminante

L'ingresso posto tra il sistema di iniezione assiale e tangenziale, permette l'introduzione dell'inseminante (olio o allumina) usato per le misure di anemometria laser (PIV).

Si ricorda che la portata d'inseminante, va ad aggiungersi alla portata di aria assiale complessiva: nell'impostare il flusso della portata assiale si deve dunque sottrarre quella dell'inseminante.

3.1.5 Distanziale

Esso è un elemento cilindrico flangiato che distanzia l'iniezione tangenziale dall'efflusso. Il distanziale è rappresentato nella figura 3.6.

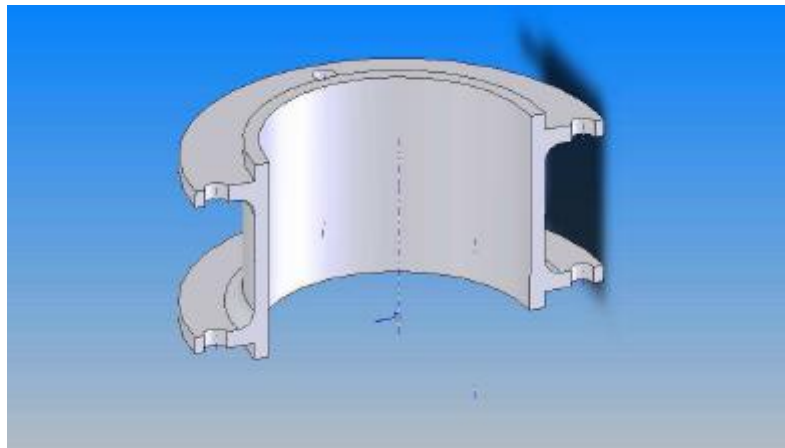


Figura 3.6 Distanziale

3.1.6 Il convergente

A valle degli ingressi tangenziali, il condotto principale è caratterizzato da una riduzione concentrica di diametro (da 80 a 36 millimetri). Essa permette di rendere il flusso più uniforme all'ugello, al fine di sviluppare in modo completo il moto di swirl. Dopo il convergente è presente l'ugello, un cilindro cavo con diametro interno 36 millimetri, esterno di 46 millimetri e lunghezza 40 millimetri.

3.1.7 Flangia di ancoraggio

Ha il compito di sostenere tutti gli elementi del bruciatore, con quattro collegamenti filettati, posti nella parte inferiore.

La parte superiore del piano invece è caratterizzata da una cava circolare, atta al posizionamento della camera di combustione.

3.1.8 Gas gun

Il gas gun è un tubo lungo 400 millimetri e diametro interno pari a 8 mm.

Esso è utilizzato per l'iniezione di gas naturale, o gas naturale e aria nel caso premiscelato, in camera di combustione. la parte finale del gas gun è smontabile e ciò permette di cambiare la configurazione all'efflusso. La geometria rastremata e quella con fori radiali sono state studiate in lavori precedenti, rispettivamente [11] e [13]. Scopo del presente lavoro è proprio il progetto di una nuova geometria dell'ugello di gas gun che permetta la riduzione degli ossidi di azoto prodotti durante la combustione. Per approfondimenti riguardanti la progettazione della parte terminale del gas gun, si veda il paragrafo 5.1.1.

Il gas gun è centrato manualmente e posizionato con l'ausilio di tre viti radiali. Anche l'altezza rispetto alla flangia di ancoraggio può essere decisa manualmente, poiché il gas gun è libero di traslare verticalmente. Il centraggio dello stesso è un passaggio delicato della conduzione dell'esperimento, poiché, come evidenziato da [14], essa influenza la fluidodinamica allo sbocco del bruciatore.

3.1.9 Coperchio inferiore

Si tratta di una flangia che chiude la parte inferiore del bruciatore, permettendo comunque il passaggio del gas gun. La tenuta è garantita da un o-ring.

3.2 La camera di combustione

La camera di combustione, realizzata in acciaio inox, ha geometria quasi cilindrica, ed è coperta da una cappa metallica troncoconica che convoglia i fumi verso un sistema di aspirazione posizionato sul soffitto del laboratorio. La cappa presenta un accesso per la raccolta dei fumi, mediante un tubo disposto perpendicolarmente all'asse, a 100 millimetri dallo scarico della cappa. La cappa è comunque da considerarsi una ostruzione, e il campo fluidodinamico ne è influenzato.

La figura 3.7 mostra le dimensioni di camera di combustione e cappa.

La camera presenta sulle pareti laterali 4 finestre piane, che forniscono gli accessi ottici, richiesti dalle misure di anemometria laser e dalla necessità di supervisionare la fiamma.

Dei quattro accessi, nel corso dell'indagine sperimentale, due sono stati otturati con finestre metalliche, composte dallo stesso materiale della camera, mentre due sono chiusi da finestra di vetro al quarzo. Durante il corso delle prove eseguite in regime isoterma, per migliorare i risultati PIV, quest'ultime sono state sostituite con finestre in plexiglass. Esse infatti forniscono gli accessi ottici richiesti per le misure di anemometria laser: la più piccola delle due finestre consente l'accesso della lama laser alla camera, mentre attraverso la più grande avvengono le riprese della CCD della PIV, o della fotocamera digitale .

Delle due piastre metalliche, la più grande fa da sfondo scuro alle immagini della fiamma (per le prove a caldo) e del getto di aria per la PIV), garantendo un migliore contrasto rispetto all'inseminante.

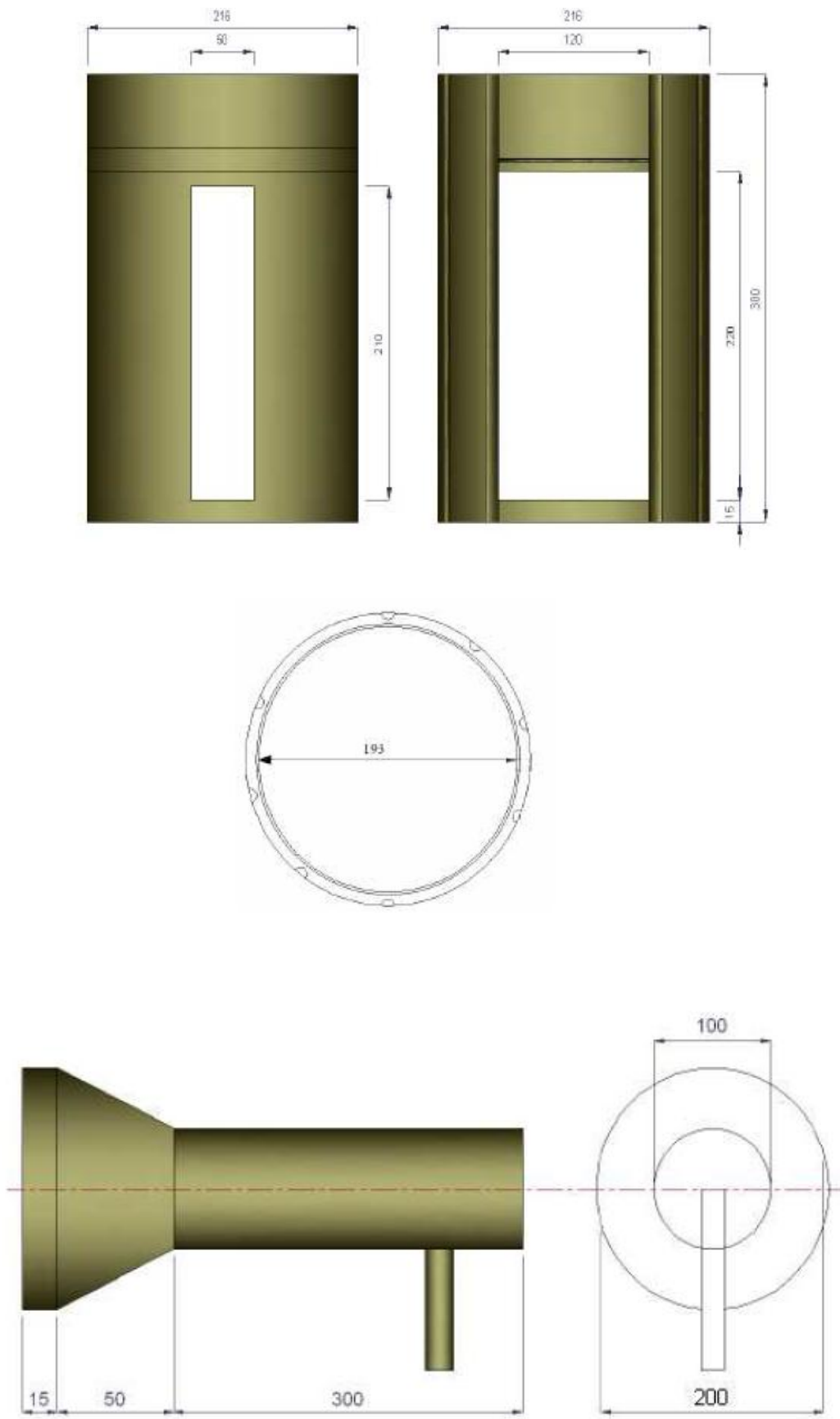


Figura 3.7 Quote della camera di combustione e della cappa

La camera è percorsa esternamente da tubi in rame, all'interno dei quali circola l'acqua per il raffreddamento della camera. La portata di acqua di raffreddamento è dosata manualmente, tramite un rubinetto, al fine di garantire una temperatura costante alle pareti (la quale viene monitorato con l'utilizzo di una termocoppia).

3.3 Linee di alimentazione

Si utilizzano le linee di alimentazione di acqua, aria compressa e gas naturale disponibili nel Dipartimento di Energia.

I collegamenti tra impianto di alimentazione e bruciatore sono effettuati con tubi ad attacco rapido.

Ogni linea è provvista di filtri per prevenire lo sporco, e eliminare sporcizia, polveri e gocce di olio eventualmente presenti. I filtri sono fondamentali per evitare l'introduzione di impurità nei flussimetri, impurità che potrebbero depositarsi al loro interno e alterarne le misure.

La figura 3.8 mostra le linee di acqua (utilizzata per il raffreddamento sia della coare di combustione che del laser) e aria compressa, mentre la figura 3.9 la teca contenente le linee di alimentazione del gas.

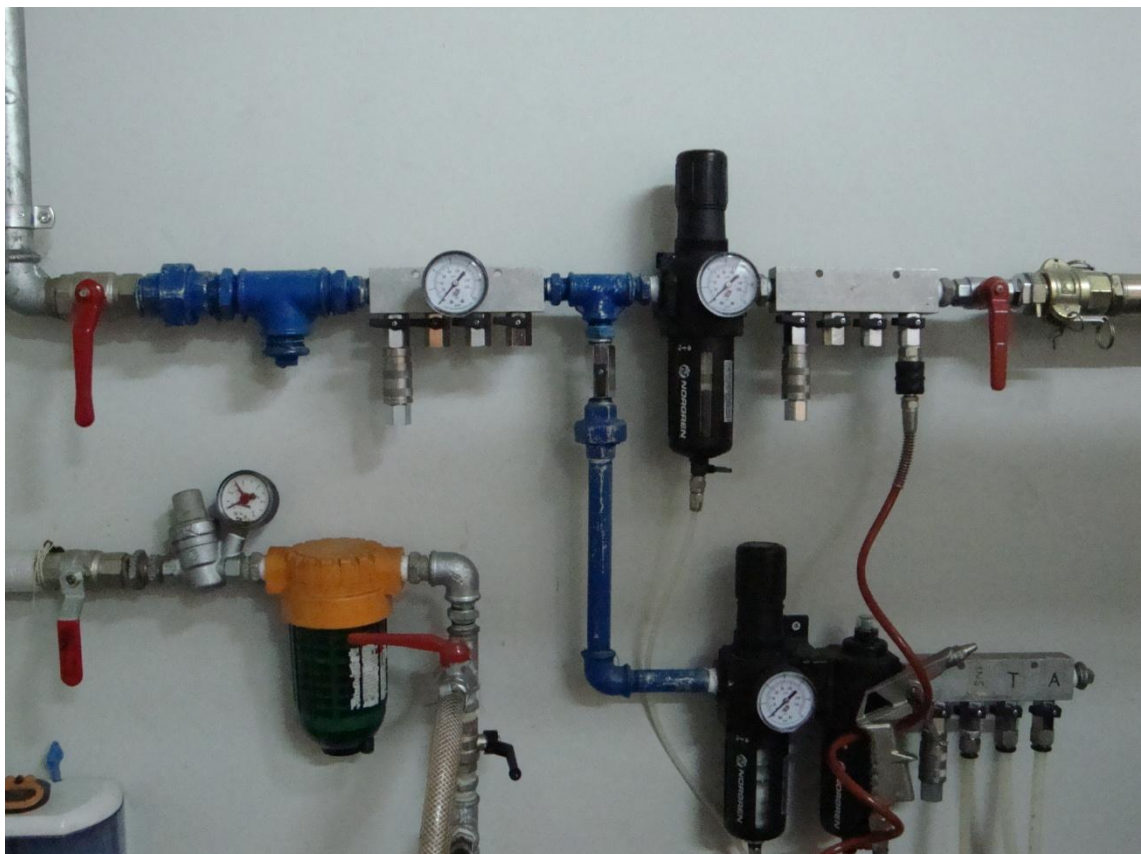


Figura 3.8 linea dell'aria compressa e dell'acqua



Figura 3.9 Linea del gas naturale

3.3.1 Linea del gas naturale

Il gas naturale proviene dalla rete urbana, con pressione di circa 1.02 bar, la quale viene poi aumentata a 10 bar mediante un compressore, e nuovamente ridotta a 3-4 bar. Lo schema in figura 3.10 mostra le diverse componenti della linea.

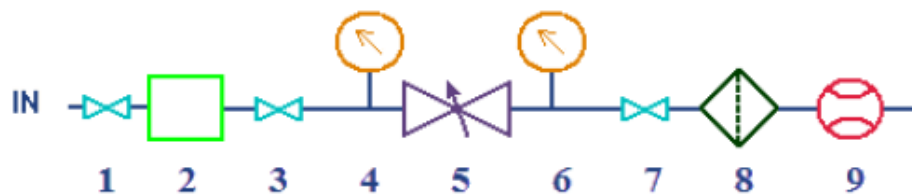


Figura 3.10 Schema della linea di gas naturale

- 1 Rubinetto;
- 2 Elettrovalvola di emergenza;
- 3 Rubinetto di regolazione;
- 4 Manometro;
- 5 Valvola riduttrice di pressione;
- 6 Manometro;
- 7 Rubinetto;

- 8 Filtro;
- 9 Misuratore e regolatore di portata di gas naturale.

3.3.2 Linea dell'aria

La pressione dell'aria a monte della linea è di 7 bar, ma essa può essere regolata mediante una valvola riduttrice di pressione che la porta fino a 2 bar, e controllata grazie ad un manometro. Dalla linea principale si biforcano due condotti. Il primo è utilizzato per la generazione del flusso premiscelato e deve avere una pressione di almeno 5 bar, per garantire una pressione di 4bar nel punto in cui è situata la valvola che permetta l'immissione del flusso nel bruciatore. Il secondo si ramifica a sua volta in tre condotti, due per l'alimentazione di aria assiale e tangenziale e dunque per la creazione del moto di swirl, e uno per l'inseminate. La figura 3.12 mostra lo schema della linea di aria compressa, composta dai seguenti componenti:

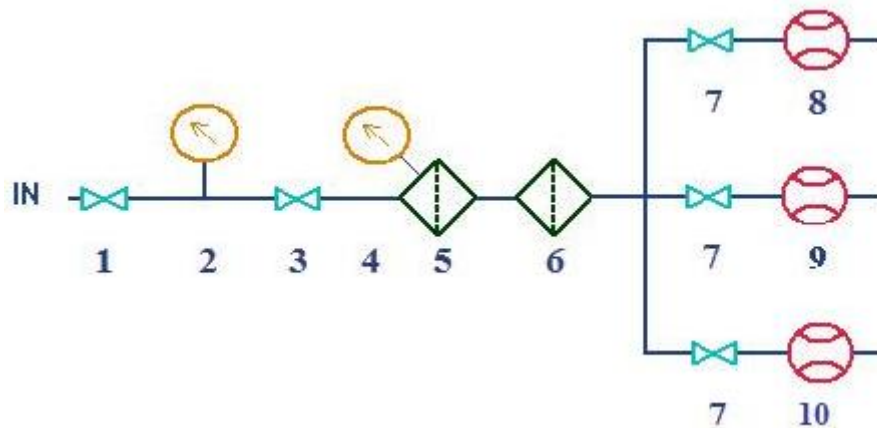


Figura 3.12 Schema della linea di aria compressa

- 1 Rubinetto;
- 2 Manometro;
- 3 Rubinetto;
- 4 Manometro collegato al filtro a condensazione;
- 5 Filtro a condensazione con valvola riduttrice di pressione;
- 6 Filtro a condensazione;
- 7 Rubinetti;
- 8 Misuratore e regolatore di portata dell'aria per l'inseminazione;
- 9 Misuratore e regolatore di portata dell'aria tangenziale;
- 10 Misuratore e regolatore di portata dell'aria assiale.

Riguardo la linea dell'aria di premix, è importante che essa si trovi ad una pressione maggiore rispetto a quella del gas, per evitare infiltrazioni dello stesso nella linea dell'aria. Si tenga presente infatti che a valle della suddetta linea e di quella di gas naturale si trova un miscelatore, formato da un tubo di venturi nel quale l'aria che scorre trascina con sé il gas. La miscela è immessa poi nel gas gun del bruciatore.

Tecniche di misura

Alla luce degli obiettivi che il presente lavoro si prefigge, ovvero la caratterizzazione della morfologia della fiamma e lo studio della produzione di inquinanti al variare di parametri quali il rapporto di miscela e o swirl, sono state effettuate nel corso degli esperimenti, misurazioni di varia natura.

Scopo del capitolo è la descrizione degli strumenti utilizzati nelle prove sperimentali, nonché delle tecniche di misura e elaborazione dei dati. Si rimanda al capitolo 3 per dettagli riguardanti il modo in cui i diversi strumenti si interfacciano al bruciatore e alla camera di combustione.

4.1 Misure di portata

Al fine di regolare il rapporto di miscela e il grado di swirl del getto coassiale, è necessario conoscere la portata di aria (assiale/tangenziale) e di gas immesse nel bruciatore.

La misura delle suddette portate avviene grazie all'utilizzo di flussimetri elettronici di tipo termico, forniti dalla Bronkhorst High Tech [36].

Si utilizzano in tutto quattro flussimetri, tre del tipo IN FLOW (aria e gas naturale) e uno EL FLOW (inseminante), le cui caratteristiche tecniche sono riassunte in tabella 4.1.

Tabella 4.1 Caratteristiche tecniche dei flussimetri, reperibili da [36]

Flusso	Bronkhorst	Fondo scala
aria assiale	IN FLOW digital	1000 NI/min
aria tangenziale	IN FLOW digital	500 NI/min
gas naturale	IN FLOW digital	50 NI/min
aria inseminante	EL FLOW digital	50 NI/min
	Modello	
Caratteristiche di misura	IN FLOW digital	EL FLOW digital
Accuratezza	($\pm 0.8\%$ VL)+($\pm 0.2\%$ FS)	($\pm 0.5\%$ VL)+($\pm 0.1\%$ FS)
Ripetibilità	<0.2% del valore letto	<0.2% del valore letto

Il vantaggio di questo tipo di flussimetri consiste nel fatto che essi non sono affetti da cambiamenti di pressione o temperatura, e possono essere utilizzati per ogni tipo di gas filtrato. Sono inoltre flessibili, di dimensioni ridotte, di facile manutenibilità oltre che sensibili e accurati alle basse portate.

La figura 4.1 invece mostra i flussimetri utilizzati rispettivamente per aria e gas naturale. I flussimetri termici, a cui appartengono quelli in esame, utilizzano la conduttività termica del fluidi per determinare il flusso di massa. Essi sono formati principalmente da un bypass,



Figura 4.1 Flussimetri per aria (sinistra) e gas naturale (destra)

un sensore, l'elettronica e una valvola di regolazione che permette di mantenere la portata costante rispetto ad un valore selezionato dall'utente. By pass, sensore e una parte dell'elettronica costituiscono la parte il misuratore di portata vero e proprio (Mass Flow Meter), mentre la valvola di regolazione e la restante parte dell'elettronica costituiscono la parte di controllo, ovvero rendono il flussimetro un regolatore di portata (Mass Flow Controller).

Le figure 4.2 e 4.3 mostrano il principio di funzionamento del flussimetro a bypass, sia per il modello IN FLOW che EL Flow. Esistono anche modelli di flussimetro senza bypass, basati sui principi degli anemometri a temperatura costante (CTA), i quali presentano sensibili vantaggi poiché meno invasivi (riduzione delle cadute di pressione a cavallo dello strumento).

Tornando al modello utilizzato, ovvero a bypass, la parte principale del flussimetro è il sensore, il quale consiste in un tubo capillare di acciaio inossidabile con due termo resistenza collegate a un ponte di Wheatstone. Il sensore è montato su un bypass del canale principale. In quest'ultimo il flusso viene reso laminare, facendolo fluire attraverso dei dischi forati di acciaio, o in tubi capillari disposti parallelamente. Il fatto che il flusso sia reso laminare garantisce una perfetta divisione del flusso e consente di risalire direttamente dalla portata del capillare (\dot{m}_{bypass}) a quella del condotto principale ($\dot{m}_{effettiva}$), note le dimensioni dei due canali:

$$\dot{m}_{bypass} = \frac{r_{bypass}^4 L_{effettiva}}{r_{effettiva}^4 L_{bypass}} \dot{m}_{effettiva} \quad (4.1)$$

La validità della suddetta relazione è ristretta a regimi di moto laminare nei due condotti, soggetti inoltre alla medesima differenza di pressione.

La parte di flusso spillato dal condotto principale passa attraverso il sensore, e viene riscaldato per effetto Joule di una quantità nota Q . Le due termoresistenze R_{HT1} e R_{HT2} misurano la temperatura del fluido prima e dopo l'immissione di calore (figura 4.3 e 4.4). In particolare R_{HT1} misura una temperatura minore rispetto a quella che si avrebbe a portata di bypass nulla (in cui $T1=T2$), mentre R_{HT2} una temperatura superiore. Si crea dunque un gradiente di temperatura lungo il capillare.

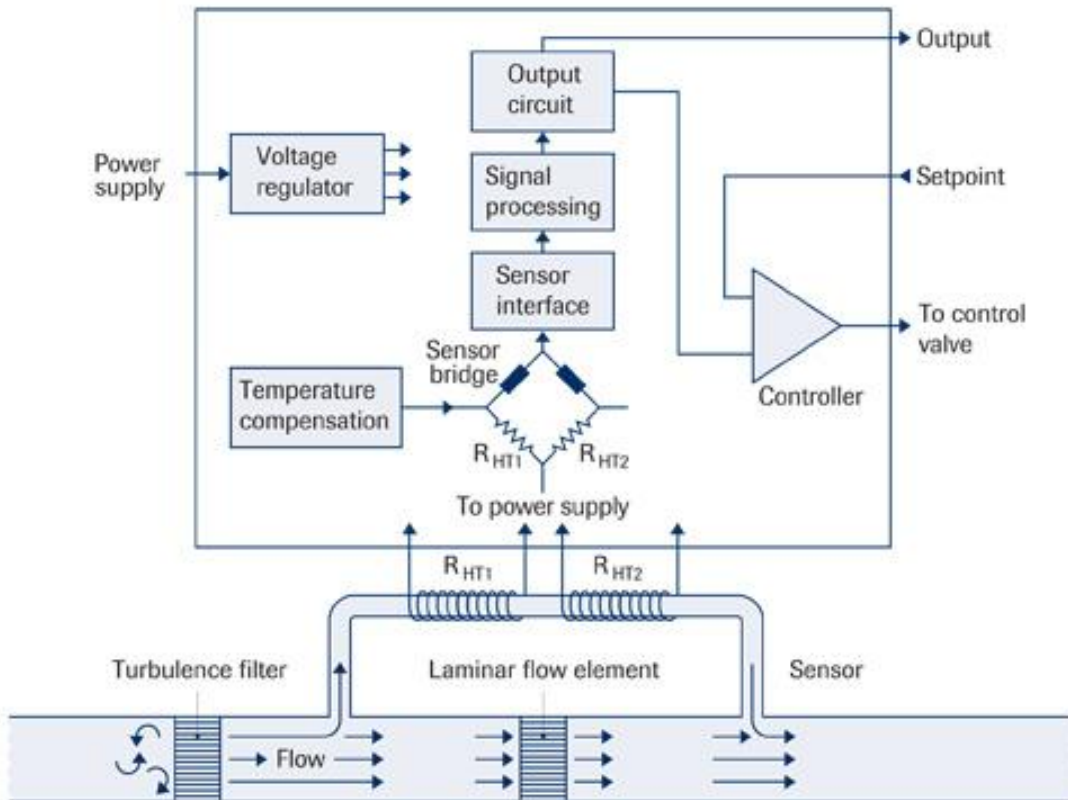


Figura 4.2 Schema di funzionamento del flussimetro termico [sito B.]

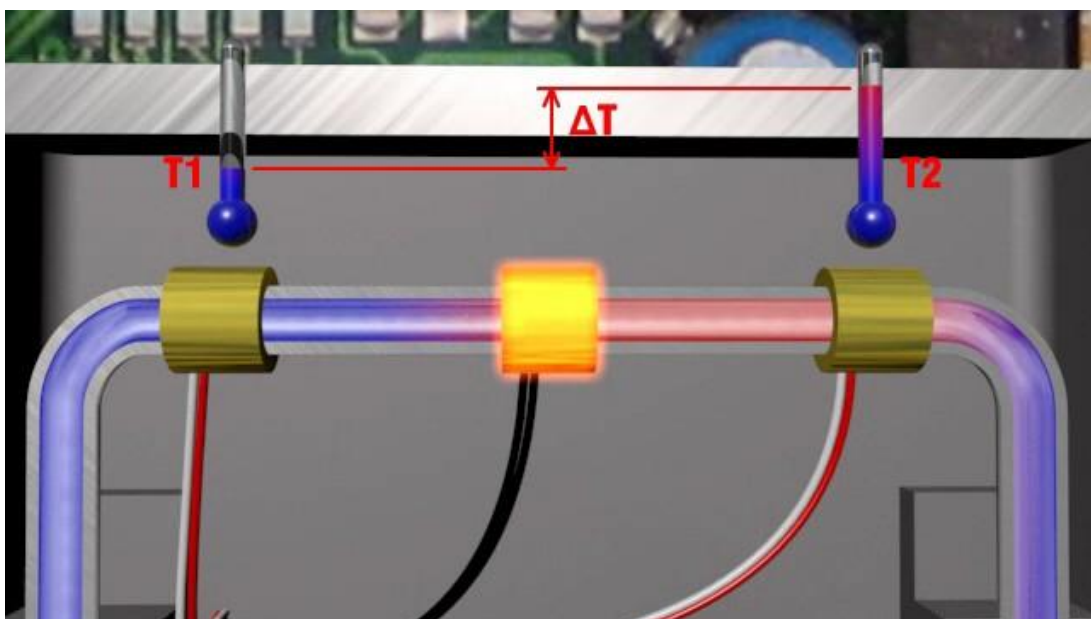


Figura 4.3 Schema di riscaldamento del bypass e gradiente di temperatura formatosi

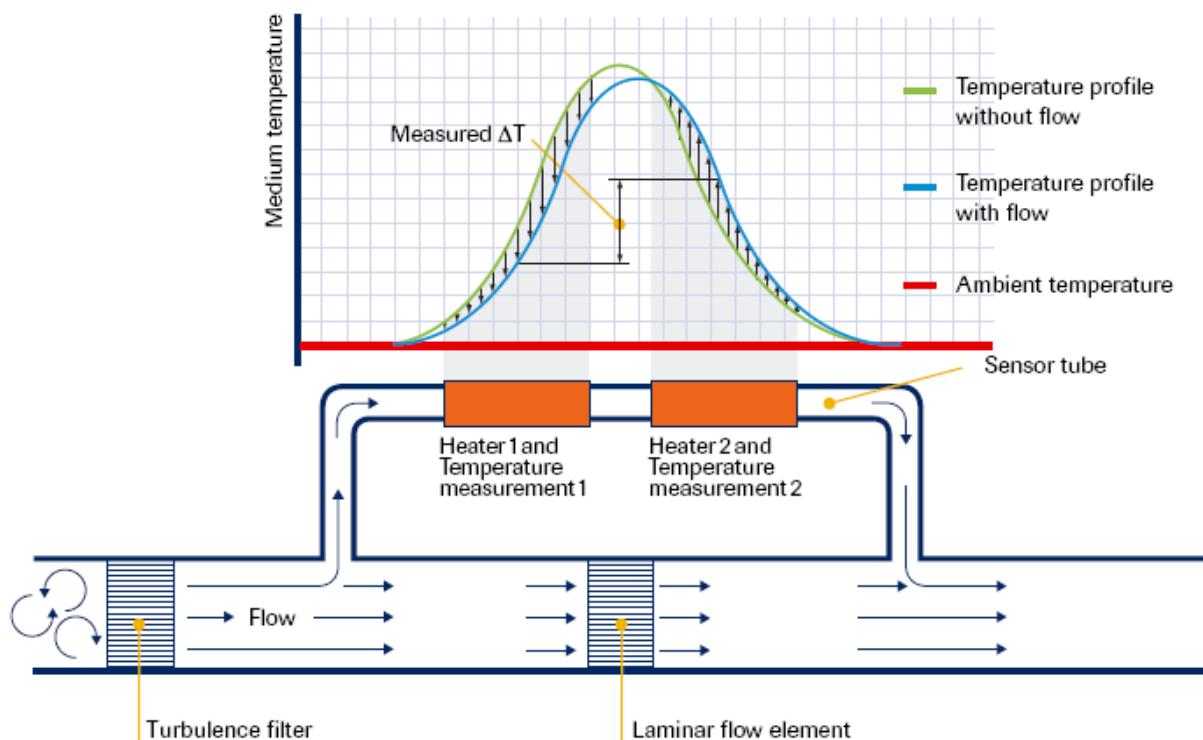


Figura 4.4 Gradiente di temperatura nel sensore con e senza flusso di bypass

La ΔT a cavallo del tubo capillare è direttamente proporzionale alla portata:

$$\dot{m} = \frac{Q}{C_p \Delta T} \quad (4.2)$$

Dove Q è il calore introdotto per effetto Joule, C_p è il calore specifico del gas e \dot{m} è la portata massica. La figura 4.2 mostra poi come il segnale misurato dal sensore venga amplificato. La relazione 4.2 è valida però solo per piccoli valori di portata, e questo conferma la necessità del bypass. Tuttavia la presenza di condotti capillari e elementi di laminazione rende questo tipo di strumenti piuttosto sensibili a impurità presenti nel flusso. l'ostruzione dei componenti potrebbe causare una non corretta ripartizione delle portate e errori di deriva dello strumento. Viene dunque giustificata la presenza di filtri sulle linee di alimentazione, come già precedentemente ricordato nel capitolo 3.

Il sistema di misura è indipendente dalle caratteristiche del fluido a monte e a valle del flusso, anche dalla pressione. Tuttavia ogni flussimetro è tarato per un apposito gas: si ricorda infatti che il calore specifico varia al variare del tipo fluido e delle sue caratteristiche termodinamiche. Nelle condizioni in esame però, con P e T non troppo elevati, il calore specifico può essere considerato costante, senza commettere errori sensibili.

Con l'introduzione di un semplice fattore di conversione, funzione unicamente della densità del gas e del suo calore specifico, è possibile risalire alla portata di gas utilizzato da quella del gas di calibrazione [11] e [12]

I misuratori di portata sono poi accoppiati con le elettrovalvole (figura 4.1) per creare un sistema di controllo retro azionato. Il valore di portata misurato dal sensore infatti è comparato con il valore scelto dall'utilizzatore. Una valvola sinusoidale di regolazione permette, con la sua apertura e chiusura, di annullare la differenza tra i due segnali.

4.2 Misura d'inquinanti

Scopo del lavoro qui presentato è lo studio di una configurazione di ugello del gas gun del bruciatore che riduca le emissioni inquinanti, in particolare di NO_x , senza tuttavia ridurre eccessivamente l'efficienza di combustione. Si rende dunque necessaria la determinazione delle frazioni molari di CO_2 , O_2 , CO , idrocarburi incombusti (UHC) e ossidi di azoto presenti nei gas di scarico del bruciatore. Per fare ciò si è utilizzata una metodologia detta *Extractive monitoring system*, ovvero a estrazione, grazie ad un analizzatore fornito dalla CON.TEC Engineering [20]. Il macchinario permette di rilevare, nei prodotti di combustione, le frazioni molari degli elementi d'interesse. Si ricorda alternativamente la possibilità di analizzare i gas di scarico direttamente *in situ*, con le metodologie descritte nel paragrafo 1.4.4.

L'analizzatore utilizzato è composto da tre apparecchiature di analisi distinte tra loro interfacciate. Esse sono in grado di rilevare separatamente:

- CO_2 , O_2 , CO ,
- UHC;
- NO_x ovvero NO_2 e NO

La figura 4.5 mostra lo schema dell'analizzatore in questione, mentre la foto in figura 4.6 mostra l'analizzatore nella sua interezza.

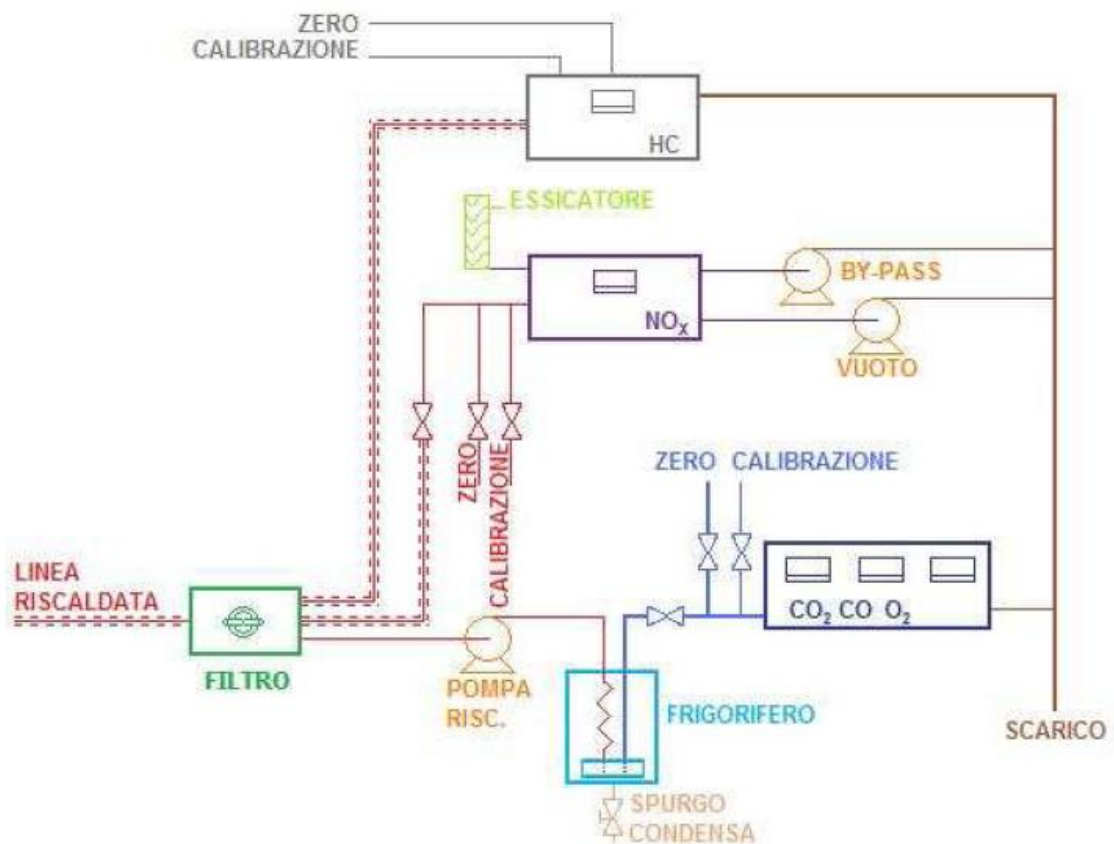


Figura 4.5 Schema dell'analizzatore di fumi

I gas di scarico sono raccolti mediante una sonda tubolare in teflon del diametro di 1 centimetro e lunghezza 4 metri collegata direttamente a un imbocco presente sulla cappa del bruciatore.



Figura 4.6 Analizzatore di fumi

La linea di prelievo è riscaldata a 115-120° attraverso una resistenza interna per evitare la formazione di condensa di vapore acqueo e la condensazione di idrocarburi con alto punto di rugiada. Inoltre la formazione di condensa potrebbe agevolare le reazioni tra i diversi elementi del gas, alterandone così la natura e i valore dei prodotti di combustione letti dalla macchina. Il tubo riscaldato è comunque ben isolato dall'ambiente circostante, mediante uno spesso strato d'isolante.

Prima di eseguire le misure delle emissioni è necessaria una calibrazione delle diverse apparecchiature che compongono in macchinario, e in seguito attuare la procedura di azzeramento. La calibrazione avviene collegando all'analizzatore delle bombole contenenti

miscele di gas di riferimento. In particolare per gli NO_x si utilizza una miscela di ossido di azoto (85.5 ppm), ossidi di azoto totali (106.4 ppm) e biossido di azoto (15.8 ppm); per i CO_2, O_2, CO si utilizza anidride carbonica (12.15%), ossido di carbonio (1.55%) e ossigeno (6.93%). L'operazione è piuttosto delicata, come anche quella di azzeramento, e va ripetuta spesso durante il corso della campagna di misurazione.

Una volta giunti all'analizzatore, i gas sono fatti raffreddare al di sotto del punto di rugiada, in modo da far condensare il vapore acqueo, che viene poi separato e scartato. Si parla di "fumi anidri", ovvero non comprendenti acqua.

4.2.1 Misure di CO_2, O_2, CO

Le misure di CO_2, O_2 e CO sono effettuate grazie all'analizzatore modello 300 della California Analytical Instrument Inc. [21], mostrato in figura 4.7, le cui caratteristiche tecniche sono riportate nella tabella 4.2.

Esso si compone di due unità, una per la misura delle concentrazioni di monossido e biossido di carbonio, e uno per l'ossigeno molecolare.

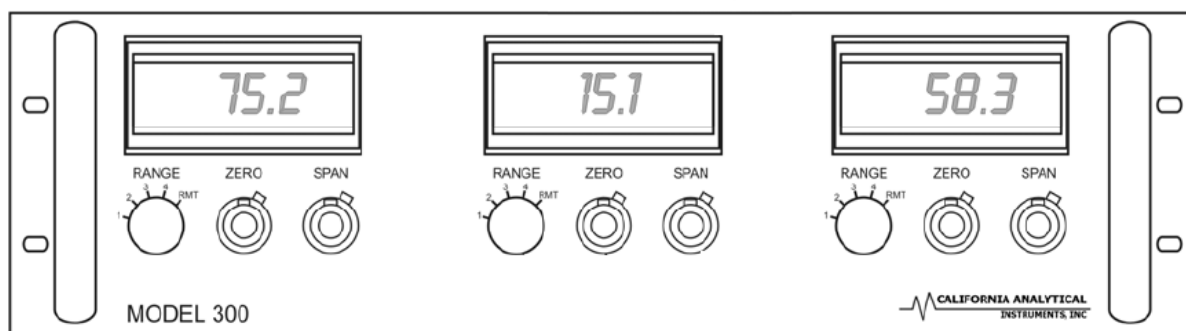


Figura 4.7 Pannello frontale dell'analizzatore di CO_2, O_2 e CO [21] e foto

Tabella 4.2 Caratteristiche tecniche dell'analizzatore di CO₂, O₂ e CO [21]

	Misuratore di CO-CO ₂	Misuratore di O ₂
Intervallo di misura	0-2%, 0-10% CO	0-5, 0-10; 0-25%
	0-5%, 0-20% CO ₂	
Linearità	1% del fondoscala	1% del fondoscala
Ripetibilità	1% del fondoscala	1% del fondoscala

La prima unità utilizza il principio di misura dell'infrarosso, NDIR (*non dispersive infrared*). Il suddetto principio afferma che ogni componente di una specie gassosa mostra un'unica linea nello spettro di assorbimento nella banda a infrarosso. Lo strumento è costituito da (figura 4.8):

- Una sorgente di luce infrarossa;
- Un modulatore a disco rotante (chopper);
- Una cella dove viene convogliato il gas da analizzare,
- Una doppia cella contenente il gas campione e un sensore che esegue la misura.

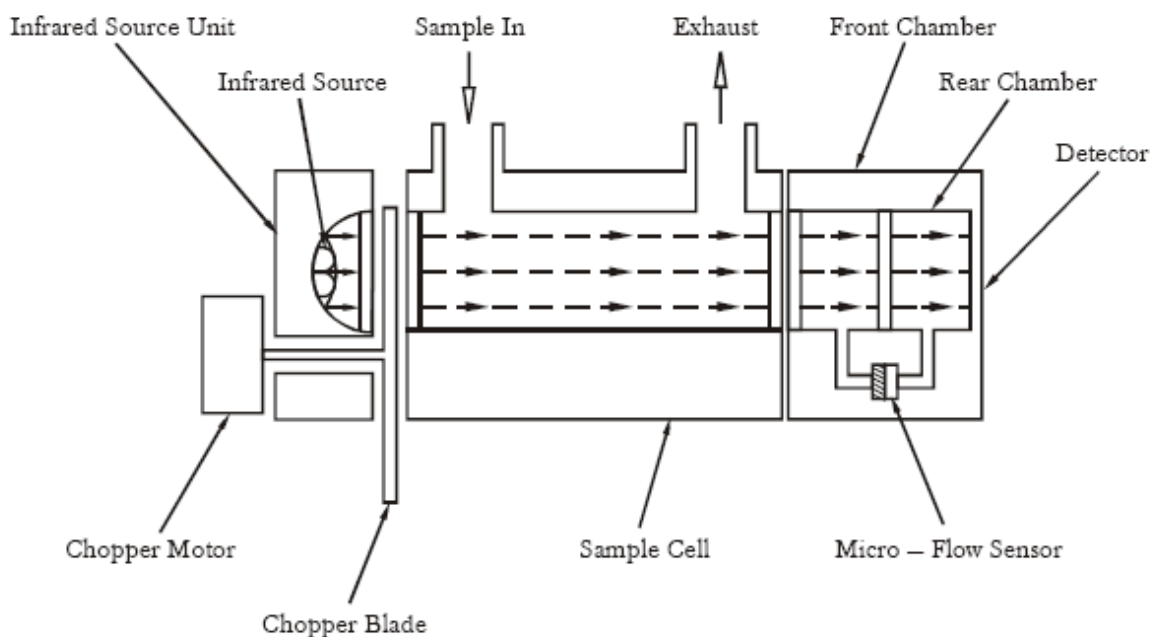


Figura 4.8: Componenti del rilevatore di CO₂ e CO

Il chopper modula il fascio di calibrazione infrarosso, che attraversa la cella di misura. Il gas assorbe parte dell'energia del fascio, il quale attraversa poi le due celle del sensore contenenti il gas campione. L'energia residua, assorbita dal gas di riferimento, è proporzionale alla concentrazione delle sostanze da rilevare. Si instaura inoltre una differenza di pressione tra le due celle (*front e rear chambre*) che provoca un flusso di gas attraverso un condotto che le collega. La portata che fluisce viene convertita in un segnale elettrico.

La seconda unità sfrutta la suscettibilità paramagnetica del campione di gas, grazie all'utilizzo di una cella di misura a magnete dinamico. La cella di misura è costituita da un "manubrio" con due sfere alle estremità, contenenti un gas diamagnetico mantenuto a temperatura di costante di circa 80°. Il manubrio si deflette in base alla concentrazione di

ossigeno rilevata. In particolare maggiore è la deflessione rispetto alla posizione di equilibrio, maggiore è la concentrazione. Un sensore ottico, collegato ad un amplificatore, misura la suddetta deflessione. Sul materiale magnetico è poi avvolta una bobina, nella quale scorre corrente. L'intensità di corrente necessaria a riportare il manubrio nella posizione di equilibrio è proporzionale alla concentrazione di ossigeno.

In pratica il campione di gas proveniente dal filtro riscaldato viene aspirato da una pompa riscaldata, con portata nominale di 12 NI/min. Successivamente i gas attraversano un frigorifero da cui escono con una temperatura da 2 a 12°. L'abbattimento di temperatura comporta la condensa dell'umidità, che è poi raccolta in un apposito serbatoio. L'umidità condensata è dunque scaricata in continuo, per effetto della pressione generata dalla pompa. Il gas raffreddato attraversa l'elettrovalvola di misura e giunge alle due unità analizzatrici sopra descritte. I gas in uscita e lo spurgo del frigorifero sono convogliati poi nel condotto di scarico.

4.2.2 Misure di UHC

Nel corso del lavoro di tesi non è stato possibile effettuare le misure di idrocarburi incombusti, poiché l'apparecchio non era funzionante. Tuttavia si riporta una breve descrizione dell'apparecchiatura e del suo funzionamento.

L'analizzatore di UHC disponibile è il modello 300-HFID prodotta dalla California Analytical Instrument Inc [21], presentato in figura 4.9 e le cui caratteristiche tecniche sono riassunte in tabella 4.3.



Figura 4.9 Pannello frontale dell'analizzatore di UHC

Esso è costituito da due elementi:

- Una pompa interna riscaldata;
- Un forno a temperatura regolabile.

Al fine di evitare perdite di concentrazione di idrocarburi dovute a eventuali condensazioni, tutti i componenti a contatto con il campione sono mantenuti a temperatura costante. Il principio su cui si basa la misura è quello della ionizzazione di fiamma FID (flame ionization detection). Il forno contiene una pompa e un bruciatore di piccole dimensioni nel quale si bruciano aria e idrogeno. Il getto del bruciatore, simile a un becco bunsen, è utilizzato come elettrodo e collegato al polo negativo di un generatore di potenza. Il campione di fumi di scarico introdotto nel bruciatore si ionizza nella fiamma, e il campo

elettrostatico induce una migrazione degli ioni verso i rispettivi elettrodi. La corrente così generata è misurata ed è proporzionale alla concentrazione di UHC del campione.

Tabella 4.3 Caratteristiche tecniche dell'analizzatore di UHC[21]

Fondoscala	10, 30, 300, 1.000, 3.000, 10.000, 30.000 ppm carbonio
Linearità	1% del fondoscala
Ripetibilità	0,5% del fondoscala

4.2.3 Misure di NOx

La misura degli NOx è effettuata con l'ausilio dell'analizzatore della California Analytical Instrument Inc. modello 4000 [21], proposto in figura 4.10, e le cui caratteristiche tecniche sono riassunte in tabella 4.4.

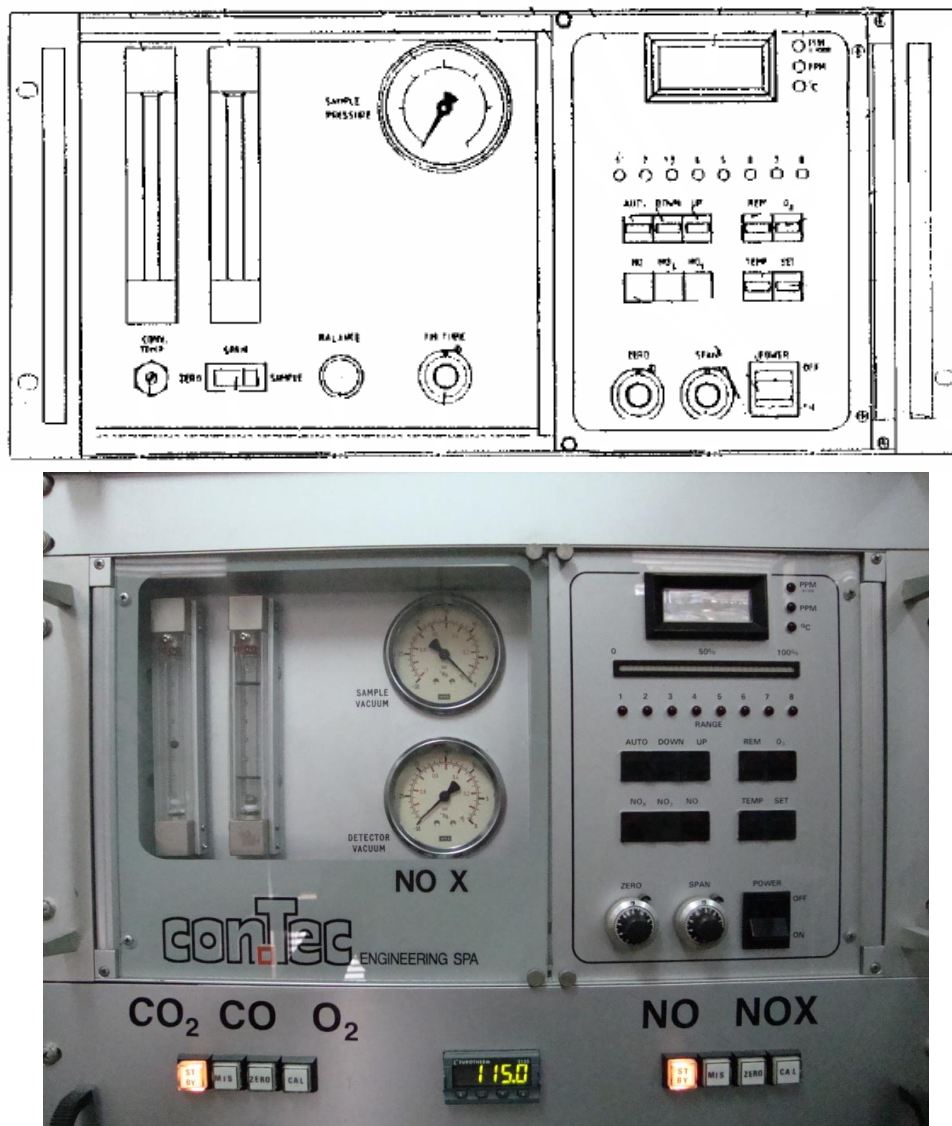
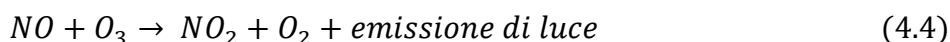


Figura 4.10 Pannello frontale dell'analizzatore di NOx [21], e foto

Esso misura NO e NO₂ (convertendoli a loro volta in NO), basandosi sul principio della chemiluminescenza. Il principio della chemiluminescenza è basato sulla reazione, in ambiente gassoso, tra l'ozono e l'ossido di azoto per dare biossido di azoto e ossigeno:



Circa il 10% del biossido di azoto prodotto è in uno stato elettronicamente eccitato e la transizione da questo stato allo stato normale comporta un'emissione di luce con lunghezza d'onda compresa tra 0.6 e 0.3 micrometri, dovuta alla perdita di energia delle molecole:



L'intensità di questa emissione è proporzionale alla portata massica di biossido di azoto nella camera di reazione. La suddetta emissione è misurata grazie ad un tubo fotomoltiplicatore e dall'elettronica a esso associato.

Si deve però tenere presente che solo una piccola parte delle molecole di NO₂ eccitate perde energia per emissione di luce: la maggior parte della perdita è infatti imputabile alla collisione tra le molecole. Il numero delle collisioni per secondo è variabile con la pressione e per questo motivo un ambiente a bassa pressione favorisce la perdita di energia principalmente sotto forma di emissione luminosa. Inoltre lavorare a bassa pressione riduce al minimo le interferenze di altri gas, quali il biossido di carbonio e il vapor d'acqua. Questi elementi provocano un "quenching", ovvero "disattivano" il biossido di azoto eccitato, alterando le reazioni e provocando un errore fino all'1% per 1% di v/v.

La misura del biossido di azoto è ottenuta facendo passare il campione in un convertitore, progettato per eliminare le reazioni non desiderate. Il campione è poi successivamente introdotto nella camera di reazione a chemiluminescenza. La misura è espressa nel pannello di interfaccia in NO_x e non in NO₂, poiché la misura di NO include in questo caso anche quella di NO₂ convertiti. La concentrazione di NO₂ si ricava con una semplice sottrazione. Entrambe le concentrazioni (di NO_x e NO) sono fornite dal display direttamente in ppm.

Tabella 4.4 Caratteristiche tecniche dell'analizzatore di NO_x[21]

Intervallo di misura	0-4, 0-10, 0-40, 0-100. 0-400, 0-1.000, 0-4.000, 0-10.000 ppm NO
Linearità	< 0.5% del fondo scala
Ripetibilità	< ±1% del fondo scala
Deriva dello zero	Per variazione da 10 a 30°C < 1% del F.S.

L'analizzatore di NO_x è composto da sezioni separate:

- Una camera di reazione / e cattura della radiazione emessa;
- Un ozonizzatore;
- Un convertitore;
- Un forno che riscalda il campione;
- Una sezione elettronica;
- Un generatore di potenza del foto multimetro

Di seguito si presenta una breve descrizione dei primi quattro elementi elencati. In appendice A viene mostrata uno schema a flusso dell'analizzatore con tutte le sue componenti [17].

Il campione di gas unitamente all'ozono prodotto nell'ozonizzatore, i cui flussi vengono controllati, sono convogliati nella *cella di reazione*. Essa è composta da acciaio inossidabile, trattato in modo da riflettere al massimo la radiazione luminosa. I flussi convogliati nella camera l'uno contro l'altro, di fronte alle finestre ottiche, in modo che le stesse non vengano colpite. La cella di reazione è riscaldata e controllata a 40°C. Le *finestre ottiche* consistono in filtri di colore rosso che permettono unicamente alla radiazione prodotta dalla reazione 4.4 di passare, escludendo così eventuali interferenze. La camera di reazione è poi affiancata al *fotomoltiplicatore* che rileva le emissioni luminose, ed è a sua volta collegato con un amplificatore.

L'ozono è generato da aria secca o da ossigeno mediante una lampada ad alta energia, che produce in modo continuo ozono a bassa temperatura di lavoro a partire dall'ossigeno. In questo modo ci si assicura che non venga prodotto ozono dall'azoto presente nell'aria fornita all'*ozonizzatore*. L'ozonizzatore consiste in un tubo di ionizzazione e in un circuito elettrico ad alto voltaggio pulsato.

Il circuito d'ingresso del campione è riscaldata a 180° per prevenire eventuali condense e funziona grazie ad una pompa ad alto vuoto. La temperatura del *forno* è regolata da un termo resistore e da un circuito elettrico con impulsi di ampiezza modulabili. Un *filtro in fibra di vetro* da 0.4 micron è inserito nel circuito campione, e protegge i tubi capillari dalla contaminazione di polveri, specialmente per l'analisi di gas di scarico che contengono particolato o fuliggine.

Tra le componenti dell'analizzatore il *convertitore* permette la misura della concentrazione di biossido di azoto. Esso lavora a 400°C e la temperatura è controllata da un regolatore a modulazione di impulsi in platino. Il gas passa attraverso un tubo riscaldata contenente materiale carbonioso. Parte della conversione è dovuta al calore:



mentre la restante è dovuta alla reazione chimica con il carbonio:



Il convertitore ha un'efficienza del 95% ed è progettato in titanio e materiale carbonioso per ridurre la generazione di ossido di azoto dall'ammoniaca o dall'azoto, in presenza di CO e di una catalizzatore quale può essere l'acciaio inossidabile.

Quando il gas passa attraverso il convertitore, l'analizzatore si trova nella modalità di misura degli NO_x , se invece lo bypassa la modalità è quella di misura degli NO . La modalità è scelta di volta in volta dall'operatore.

4.3 Imaging della fiamma

Per caratterizzare la morfologia della fiamma al variare delle condizioni operative e trovare dunque una relazione tra la stessa e la produzione di inquinanti, si è scelto di usare una fotocamera digitale. Il modello a disposizione in laboratorio è la Fujifilm FinePix S9500

[33] mostrata in figura 4.11. Essa è dotata di un sensore CCD HR da 1/1.6" e 9 milioni di pixel effettivi. La lunghezza focale dello zoom ottico è di 7.10x (corrispondente a 28-300mm di una macchina fotografica da 35mm) con partenza da 28mm. In unione allo zoom digitale possiede una escursione totale di 21.4x. E' inoltre dotato di otturatore, con tempi di posa da 30s a 1/4000s con tempo di ritardo dello scatto pari a 0.01s.



Figura 4.11 Fujifilm FinePix S9500 [33]

Tempo di posa e apertura del diaframma sono impostabili manualmente, a seconda delle esigenze di luminosità. Esempio: 6 F3.6. il primo numero corrisponde al tempo di posa, il secondo all'apertura del diaframma. Il tempo di posa non è altro che il tempo di apertura dell'otturatore, ovvero per quanto tempo i sensori della CCD ricevono la luce e ciò determina, unitamente all'apertura del diaframma, la luminosità dell'immagine. L'apertura del diaframma è collegata inoltre alla profondità di campo, e varia variandone l'apertura: quando è chiuso le aree di fronte e dietro il soggetto appaiono nitide, se aperto invece appaiono sfocate.

Nel corso dell'operazione di imaging, sono stati selezionati manualmente i parametri relativi al tempo di posa e all'apertura del diaframma, in modo da ottenere la più corretta visualizzazione della fiamma. I suddetti parametri sono indicati (per ogni foto) nel paragrafo 5.2.1.

4.4 Particle Image Velocimetry (PIV)

Nel corso del presente lavoro si è deciso di studiare qualitativamente il campo di moto dei flussi d'aria coinvolti poi nel processo di combustione. Essi sono stati confrontati con le morfologie delle fiamme ottenute nelle prove a caldo e riprese con la fotocamera digitale paragrafo 4.3. Lo studio del campo di moto, effettuato però con prove a "freddo" ovvero senza l'utilizzo di gas e senza fiamma, permette di mostrare la presenza di eventuali zone di ricircolazione e vortici, caratterizzando così la fluidodinamica del flusso.

Il suddetto studio è stato svolto con l'utilizzo della PIV, tecnica ottica di anemometria, non intrusiva, che fornisce il campo di velocità bidimensionale di una corrente, determinando in modo discreto e istantaneo le due componenti di velocità delle particelle di innesco. A differenza delle altre tecniche di misura di velocità (si pensi all'anemometro a filo caldo) la PIV non si limita a misure puntuali, ma indaga contemporaneamente l'intero campo di moto.

Le particelle d'*inseminante*, opportunamente scelte (paragrafo 4.4.1.1) perché seguano fedelmente il flusso, fanno da tracciante all'interno del fluido e sono illuminate mediante una *lama di luce laser pulsato*. La lama è creata grazie ad un sistema di ottiche, e allineata con il piano in cui si desidera svolgere le misure; essa è caratterizzata da una serie di impulsi separati da un intervallo di tempo breve (dei microsecondi). La luce diffusa dalle particelle di *inseminante* colpite dalla lama laser è captata da una *videocamera digitale*, sincronizzata con gli impulsi laser, ortogonale al piano illuminato. Se i due impulsi laser hanno durata sufficientemente breve rispetto alla velocità del flusso, e dunque dell'*inseminante*, l'ottica registra la posizione delle medesime particelle nei due istanti corrispondenti agli impulsi. In questo modo è possibile ricreare la mappa vettoriale, discretizzata al numero delle *aree di interrogazione*, del campo di moto.

La determinazione del campo di velocità avviene utilizzando un approccio lagrangiano: dalle due immagini ravvicinate si calcola la velocità istantanea (media rispetto ai due istanti ravvicinati in cui sono presi i due frame) del punto X della regione di piano esaminata, conoscendo lo spostamento medio delle particelle contenute nell'area di interrogazione e l'intervallo Δt che intercorre tra i fotogrammi 1 e 2:

$$u(t, X) = \frac{\vec{X}_1 - \vec{X}_2}{\Delta t} \quad (4.8)$$

Gli spostamenti delle particelle sono noti in pixel, ma quest'ultimi possono essere facilmente convertiti in millimetri grazie ad un opportuno fattore di scala, ricavato in fase di *calibrazione*. Il campo di moto è diviso in aree di interrogazione; ogni area rappresenta una zona limitata del campo di moto (corrispondente a una posizione X) e contiene un numero limitato di particelle. La PIV non permette di seguire il movimento di una singola particella, anche se le singole particelle sono singolarmente individuabili: è dunque necessario un approccio statistico. A ogni area si associa dunque, tramite l'algoritmo della *cross-correlazione*, un solo vettore velocità, corrispondente al comportamento del fluido in quella zona.

Nota la velocità istantanea delle aree di interrogazione, si risale al campo di moto istantaneo del flusso. Per ottenere invece il campo di moto medio è necessario durante la campagna di misura, acquisire alcune centinaia di coppie di immagini, mediando poi le mappe vettoriali da loro ottenute.

Oltre alla mappa del campo di moto istantaneo/medio dell'area di interesse, la PIV permette di ottenere le mappe istantanee di vorticità, intensità di turbolenza, oltre ad informazioni sulle scale della turbolenza e sull'identificazione dei centri delle strutture vorticosi. La PIV consente inoltre di effettuare misure indipendentemente dalle condizioni chimico-fisiche della zona indagata, essendo una tecnica ottica, scegliendo di operare con l'opportuno tracciante.

Di contro essa ha una moderata risoluzione, problematiche relative alla presenza di riflessi nella zona indagata, e accessi ottici non facili.

La figura 4.11 mostra schematicamente quanto appena descritto, dalla generazione del fascio laser, all'individuazione del volume di misura, passando poi alla registrazione della luce emessa dalle particelle per mezzo della CCD camera, fino al processo di cross correlazione per l'individuazione delle mappe di velocità.

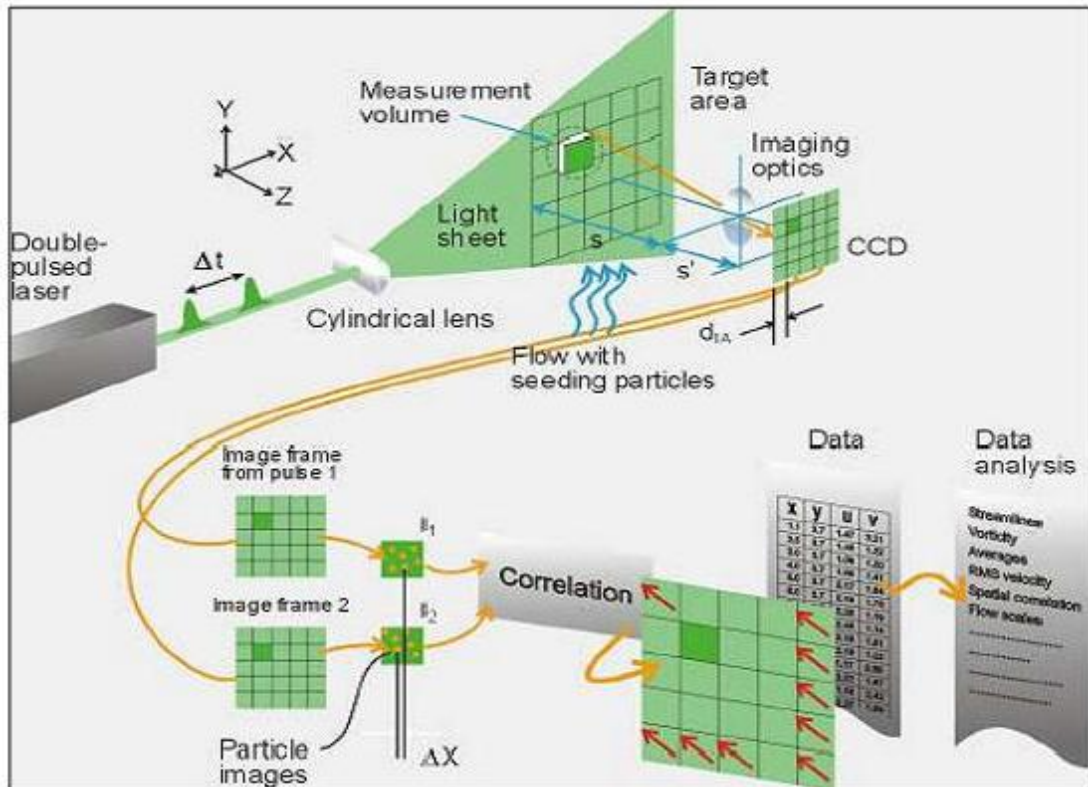


Figura 4.11: sistema di acquisizione delle immagini e rielaborazione PIV [18]

I paragrafi che seguono si prefiggono lo scopo di illustrare nel modo più schematico possibile le varie componenti del sistema PIV e il loro funzionamento.

4.4.1 I componenti del sistema PIV

Il sistema PIV è composto da una serie di componenti, adibite a particolari funzioni:

- Inseminante e atomizzatore →inseminazione
- Laser Nd-Yag →illuminazione
- Camera digitale →registrazione delle immagini
- Sistema di sincronizzazione laser/telecamera
- Software di acquisizione e rielaborazione delle immagini →correlazione, validazione e analisi.

4.4.1.1 Inseminazione

La scelta dell'inseminante, e della portata con cui inseminare il flusso, sono fondamentali per l'ottenimento di un valido risultato.

Prima di tutto le particelle devono essere abbastanza piccole e con una inerzia tale che permetta loro di seguire correttamente tutte le fluttuazioni di velocità del flusso, anche quelle ad alta frequenza. Esse devono essere soggette principalmente soggette alle forze di

trascinamento del fluido, lasciando in secondo piano la forza di gravità e quella di agitazione termica molecolare.

In secondo luogo l'inseminante deve diffondere la luce in maniera ottimale, per poter essere captato dalla telecamera quando viene colpito dalla lama laser (teoria dello scattering di Mie). La luce diffusa dalle particelle è funzione della loro dimensione ma anche di forma e orientamento, oltre che del rapporto degli indici di rifrazione di particella stessa e mezzo circostante. Inoltre si ricorda che l'inseminante deve essere atossico, resistente alle alte temperature e possibilmente economico.

Considerando tutte le caratteristiche sopra elencate, si è scelto di utilizzare l'olio siliconico, atomizzato con un nebulizzatore ad aria compressa. Alcune alternative potrebbe essere la glicerina, l'acqua, o polveri di diossido di titanio o silicio.

Al fine di verificare l'adeguatezza dell'olio come inseminante, anche dal punto di vista dinamico, si è valutato il numero di Stokes, che relazione il tempo caratteristico della particella τ_p , con quello caratteristico del campo di moto τ_u . Se:

$$St = \frac{\tau_p}{\tau_u} \ll 1 \quad (4.9)$$

Allora le particelle sono soggette a forze di trascinamento tali che gli permettono di seguire il flusso. Si considera:

$$\tau_p = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu_f} \quad (4.10)$$

Con ρ_p e d_p rispettivamente densità e diametro della particella, μ_f viscosità dinamica del fluido in cui sono immerse le particelle. La relazione è ricavata dall'equazione di moto delle particella soggetta unicamente alle forze di trascinamento. Il tempo caratteristico del campo di moto è invece:

$$\tau_u = \frac{D_{eq}}{v_m} \quad (4.11)$$

Con D_{eq} diametro idraulico dell'ugello:

$$D_{eq} = \frac{4A}{P} = \frac{4\pi(D_{est}^2 - D_{int}^2)}{4\pi(D_{est} + D_{int})} = D_{est} - D_{int} \quad (4.12)$$

v_m è la velocità media di efflusso dell'aria dell'ugello.

Sostituendo i parametri relativi alle condizioni indagate (velocità di efflusso dall'ugello dai 3 ai 14 m/s e D_{eq} di 28 mm) e calcolando il numero di Stokes (tabella 4.5) si ricava che la condizione espressa dall'equazione 4.9 è soddisfatta. Per il tempo caratteristico delle particelle si sono utilizzati i dati forniti da [19].

Si conclude dunque che le particelle dell'ordine del micron soddisfano la condizione dinamica di inseguimento del flusso.

Tabella 4.5 calcolo del numero di Stokes per le particelle di olio

ρ olio [kg/m ³]	850
d olio[μ m]	1 o 2
τ u [μ s]	0.002 a 0.0093
τ olio [μ s] [19]	1,06-2,64
St	1.13 e-4 a 1.3 e-3

Come fatto notare all'inizio del paragrafo, è importante valutare anche il grado di insemminazione, in modo che si abbia nel campo di moto una distribuzione il più possibile uniforme delle particelle. In particolar modo si deve evitare la formazione di depositi sull'ugello e che le particelle interagiscono tra loro. La figura 4.12 tratta da [16] e riproposta anche da [17] mostra l'errore che si commette nella valutazione dello spostamento di una particella a fronte di una cattiva insemminazione.

In generale si raccomanda un numero minimo di particelle per area di interrogazione di 5, se si utilizza l'algoritmo dalla cross correlazione, e dieci per l'autocorrelazione [17]. Inoltre per minimizzare gli errori, si richiede che lo spostamento massimo di una particella nell'area d'interrogazione (d_{max}) sia tale da soddisfare la relazione 4.13:

$$d_{max} < \frac{N_{int} d_{pixel}}{4} \quad (4.13)$$

Con N_{int} il numero di particella nell'area di interrogazione e d_{pixel} il numero di pixel in un lato dell'area di interrogazione.

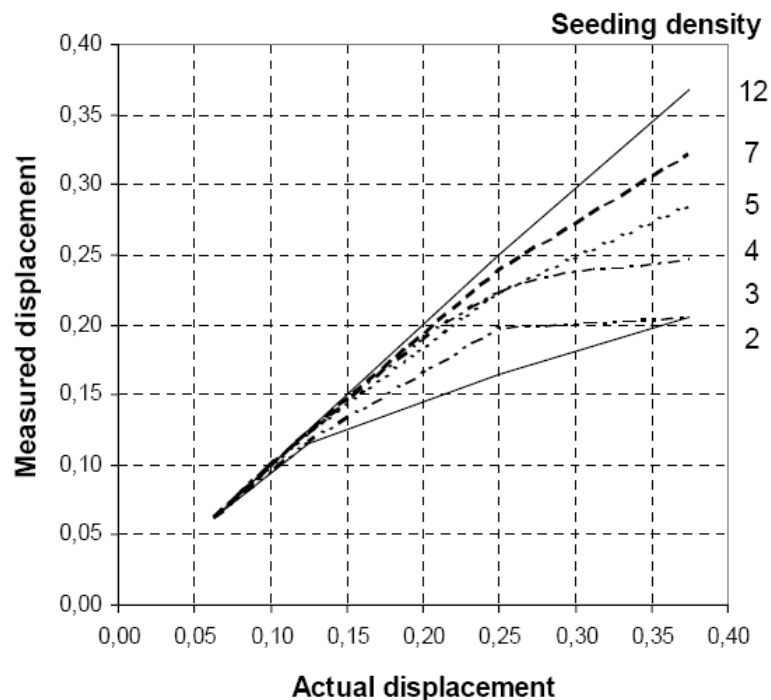


Figura 4.12 Errore di spostamento in funzione della densità d'insemminazione

4.4.1.2 Nebulizzatore e sistema d'inseminazione dell'olio

L'olio viene nebulizzato all'interno del flusso grazie a un atomizzatore connesso da una parte ad un flussimetro (che regola la portata d'aria compressa in ingresso al nebulizzatore stesso) e dall'altra alla camera di combustione.

La figura 4.13 mostra il nebulizzatore e il suo funzionamento. L'aria compressa viene accelerata all'interno di un condotto convergente, posizionato in prossimità di un capillare contenente olio. L'aria accelerata crea una piccola depressione in prossimità dello sbocco, depressione che richiama l'olio. L'olio che esce dal capillare a contatto con il getto di aria compressa si nebulizza, formando goccioline dell'ordine del micron adatte dunque all'inseminazione.

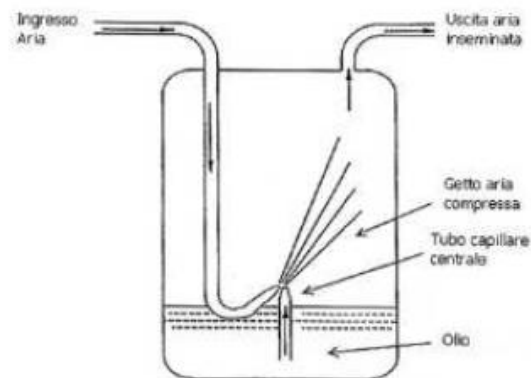


Figura 4.13 Nebulizzatore di olio

Durante il processo di nebulizzazione si deve tenere conto di due aspetti.

Prima di tutto nel condotto convergente dove scorre l'aria compressa si possono raggiungere, per alcune portate, le condizioni di saturazione. Questo comporta una atomizzazione dell'olio, e di conseguenza una inseminazione, non regolare durante la conduzione della prova, con continue oscillazioni di inseminante.

In secondo luogo si noti che la portata d'aria contenete le particelle inseminanti deve essere sottratta alla portata d'aria di premix, poiché proprio il getto d'aria del gas gun è nel caso in esame collegato all'atomizzatore. In questo modo, considerando la portata di inseminante nulla rispetto al flusso totale, è possibile mantenere costante la portata totale, riproducendo le stesse condizioni operative delle prove a caldo.

Alternativamente si potrebbe pensare di unire l'aria inseminata al flusso assiale o tangenziale, sempre attuando le opportune sottrazioni portata [11] e [19].

4.4.1.3 Il laser

Come già introdotto in precedenza, la sorgente di luce che illumina le particelle di inseminante è una lama laser pulsata. Essa viene allineata in modo da illuminare unicamente il campo in cui si vogliono attuare le misure. essa deve presentare le seguenti caratteristiche, per essere adeguata alle misure PIV:

- Lo spessore della lama deve essere costante su tutto il piano di misura e illuminare il piano in modo uniforme;

- La lama deve avere spessore più sottile della profondità di campo della telecamera, in modo da garantire la messa a fuoco delle particelle di insemminante;
- La lama deve avere spessore maggiore dello spostamento, perpendicolare alla stessa, della particella, per ridurre il numero di particelle che fuoriesce dal piano illuminato. Se una particella appare solo in un dei due fotogrammi, il suo spostamento non può essere preso in considerazione.

Il sistema laser utilizzato nel corso del lavoro di tesi è quello della Quanta system (figura 4.14) che produce una coppia di impulsi ravvicinati con frequenza di 4 Hz. I due impulsi laser sono prodotti in due cavità speculari ellittiche separate, contenenti un cristallo Nd:Yag (neodymium-doped yttrium aluminum garnet; Nd:Y3Al5O12) e una lampada a impulsi (figura 4.15). Le due cavità sono indipendenti tra loro e questo permette di regolare a piacimento l'intervallo tra i due impulsi, che non è più legato al tempo di eccitazione della lampada.



Figura 4.14 Sistema laser utilizzato per illuminare il campo di indagine, con relativo sistema di controllo

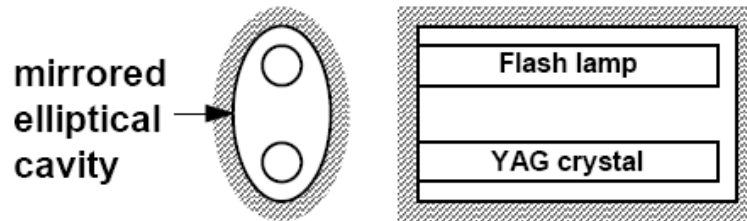


Figura 4.15 schema della cavità in cui viene generato il laser

Tipicamente la lampada eccita la cavità per un tempo piuttosto breve (250 μ s) e ripete l'eccitazione ad una frequenza di circa 10 Hz. Nella PIV lo YAG laser è Q-switched. Il Q-switched consiste nel fatto che l'apertura della cavità è regolata da un controllo optoelettrico che limita la durata dell'impulso a 5-10 ns. tutta l'energia è così rilasciata in un impulso molto intenso, in modo che le particelle diffondano la luce con intensità tale da essere percepita dalla telecamera, ma di breve durata (così che le particelle non escano dall'area di interrogazione tra i due impulsi).

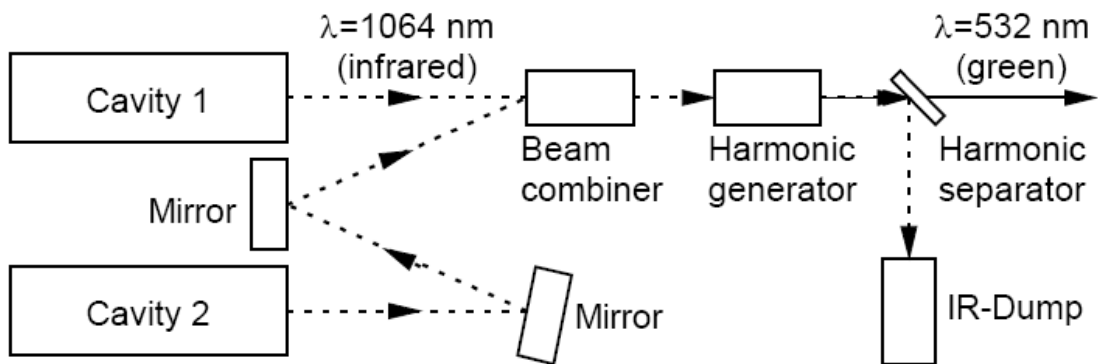


Figura 4.16 Sistema di generazione degli impulsi laser

La figura 4.16 mostra la generazione del fascio laser pulsato. Un sistema di ottiche permette di convergere i fasci generati dalle due cavità lungo lo stesso cammino ottico, mentre un generatore armonico e un separatore armonico portano la luce laser nello spettro del visibile. In genere il laser YAG emette nella lunghezza d'onda dell'infrarosso (1064 nm). Per la PIV però la luce infrarossa non sempre è adatta perché rende necessario l'utilizzo di telecamere sensibili all'infrarosso. Le telecamere sono più sensibili allo spettro blu o verde, che rende poi anche più semplici le procedure di allineamento del fascio al piano di misura, essendo il laser visibile ad occhio nudo. Il generatore armonico dimezza la lunghezza d'onda della luce (532 nm) mentre il separatore armonico smorza la residua radiazione infrarossa prima che il fascio lasci il generatore. Infine una lente cilindrica trasforma il fascio laser in una lama (si veda la figura 4.11).

4.4.1.4 Videocamera digitale CCD e sistema di sincronizzazione telecamera/laser

Nella PIV la camera ha lo scopo di catturare la posizione iniziale e finale delle particelle di insemnante, dalle quali si ricava il vettore spostamento.

La camera utilizzata è una Hamamatsu C8484-05CP con 1344x1024 pixel e risoluzione a 12 bit (figura 4.17), ed è posizionata ortogonalmente rispetto alla lama laser, in modo da mettere a fuoco la regione di misura. Un sistema mobile, controllato dal computer, permette di traslare la telecamera nelle tre direzioni dello spazio, controllandone i movimenti con una sensibilità del decimo di millimetro. L'apertura del diaframma (4 nelle prove effettuate) è a sua volta regolabile, e permette di variare la profondità di campo.

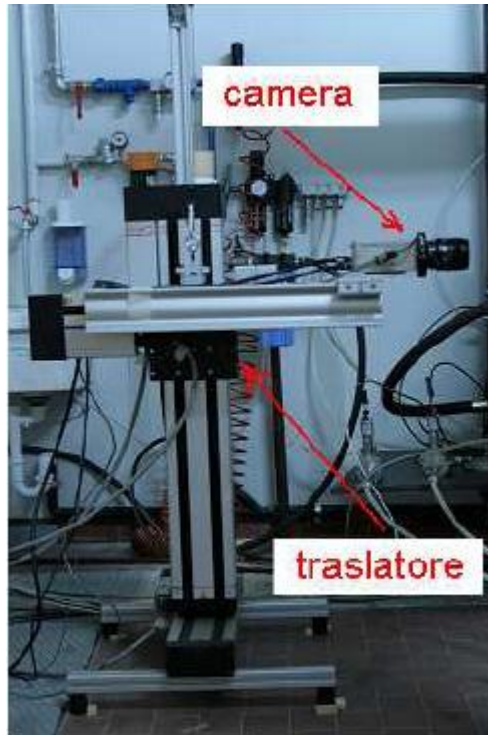


Figura 4.17 Videocamera digitale Hamamatsu C8484-05CP

Le particelle di insemiante vengono colpite dal primo impulso della lama laser, e diffondono la luce (secondo i principi dello scattering di Mie) che viene poi intercettata dalla telecamera come un segnale luminoso su fondo nero. Grazie al suo principio di funzionamento della camera, formata da sensori CCD (charge coupled device), organizzati in una matrice di pixel, che funzionano come fotodiodi e convertono il segnale luminoso in uno elettrico, la camera tiene in memoria, in apposite celle di immagazzinamento, la mappa contenente la posizione iniziale delle particelle (figura 4.18)

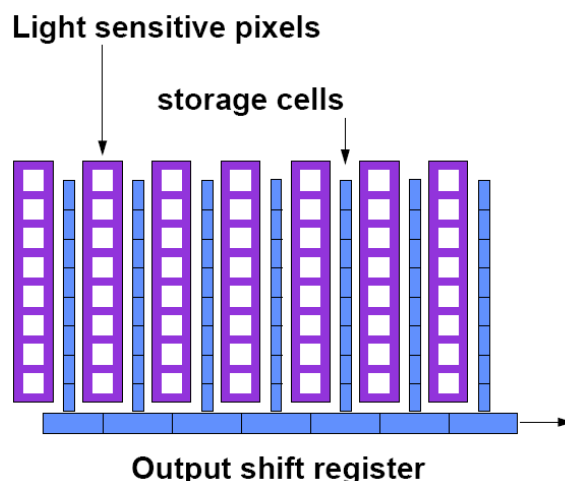


Figura 4.18 Principio di funzionamento dei sensori CCD della camera

Successivamente la lama laser è spenta e le particelle vengono trasportate dal flusso. al secondo impulso le particelle diffondono nuovamente la luce, registrata dai pixel della fotocamera, che campionano così la posizione finale della particella. Uno shutter evita che il secondo frame sia sovraesposto, ovvero che l'immagine sia troppo luminosa. Le informazioni presenti nelle celle di immagazzinamento e nei pixel sono poi trasferite sottoforma di coppia di immagini al processore che attua la cross correlazione.. in pratica la carica presente nel pixel è trasformata in tensione durante la lettura del CCD e il valore di tensione è visto come una scala di grigi sulla mappa PIV. Idealmente si dovrebbero avere delle zone bianche quando la carica nel pixel è elevata (ovvero in presenza delle particelle che diffondono la luce) e invece il background dovrebbe apparire nero. Questo però non è possibile, a causa della presenza di riflessi e possibili fonti di luce oltre alla lama laser. Per questo si rende necessaria la sottrazione del background dall'immagine prima di effettuare l'operazione di cross correlazione (paragrafo 4.4.2.3).

La figura 4.19 mostra in modo schematico il processo di acquisizione delle immagini da parte della videocamera.

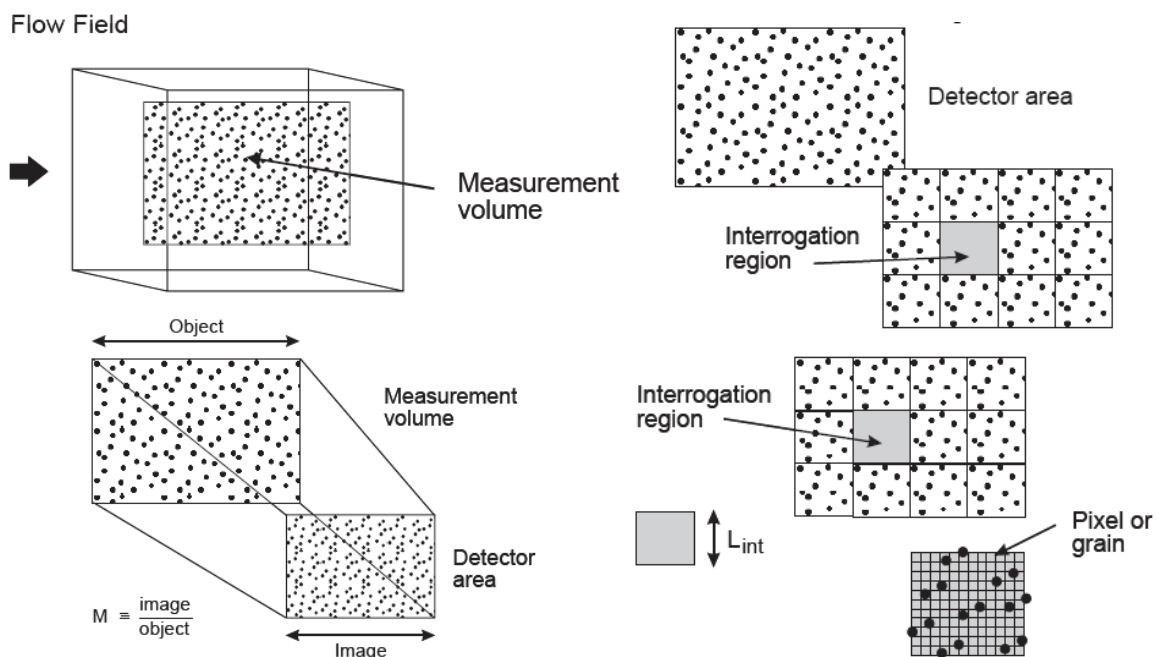


Figura 4.19 Utilizzo della videocamera digitale nella PIV

La telecamere deve essere ben sincronizzata con il laser, ovvero essa deve avere i sensori esposti nel momento in cui il laser emette l'impulso, e chiudere lo shutter, per evitare la sovraesposizione del secondo frame, pochi microsecondi dopo la fine del secondo impulso. Tutto ciò è reso possibile da un *sincronizzatore* che produce segnali trigger del tipo TTL che vanno ad attivare i due strumenti. Il segnale diretto al laser regola il flash delle lampade e il Q-switched di ogni cavità, mentre quello diretto alla telecamera regola l'otturatore dell'obiettivo, ovvero il tempo di esposizione del pixel.

4.4.2 Procedimento di acquisizione delle immagini

4.4.2.1 Scelta del sistema di riferimento e allineamento del laser

Prima di tutto è necessario allineare il laser e la telecamera, in modo da visualizzare la porzione di campo desiderata. Il sistema di processo delle immagini acquisite utilizza un sistema di riferimento cartesiano, con il piano XY coincidente con la lama laser. In particolare, con l'ausilio di una lamina sulla quale è disposta della carta millimetrata (figura 4.21), utilizzata anche per il processo di calibrazione, si centra la telecamera, in modo che l'ugello e l'area di efflusso siano proprio al centro dell'immagine.

L'asse Y è considerato a partire dall'ugello nel senso di efflusso del fluido. L'asse X è allineato con il laser e diretto verso il laser stesso. lungo l'asse Z, perpendicolarmente alla lama laser, si dispone la videocamera (figura 4.20).

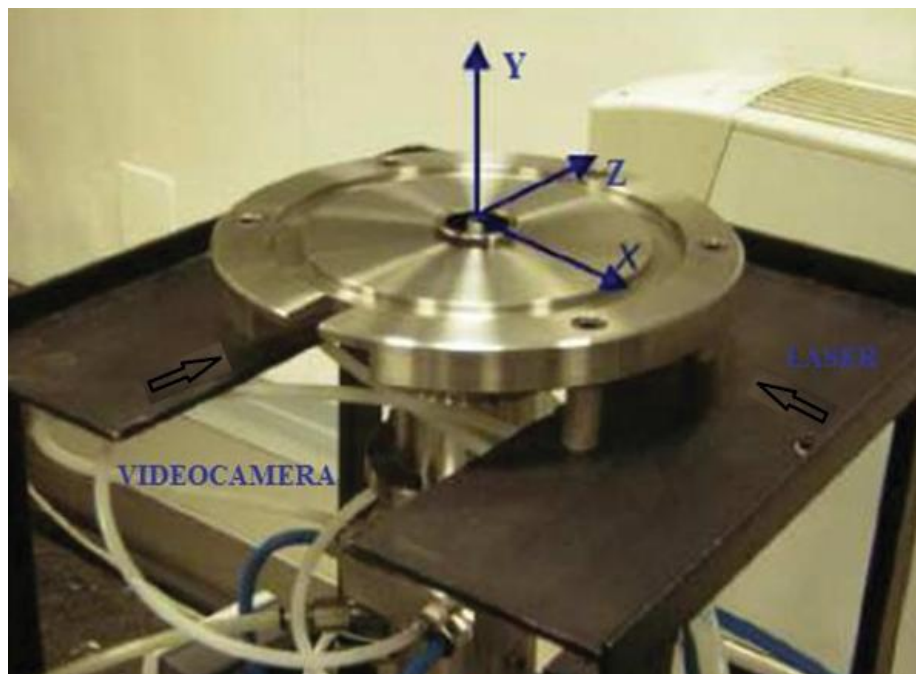


Figura 4.20 Sistema di riferimento utilizzato per la PIV

4.4.2.2 Calibrazione

Prima di cominciare la campagna di acquisizione delle immagini, è necessario trovare un fattore di scala che converta i pixel della telecamera in millimetri. In questo modo gli spostamenti delle particelle, e di conseguenza le loro velocità, possono essere espressi nel sistema SI.

La calibrazione avviene mediante l'uso di una lastra millimetrata (figura 4.21). Ciò che si fa è assegnare a un Δx noto in millimetri il corrispondente ΔX in pixel.

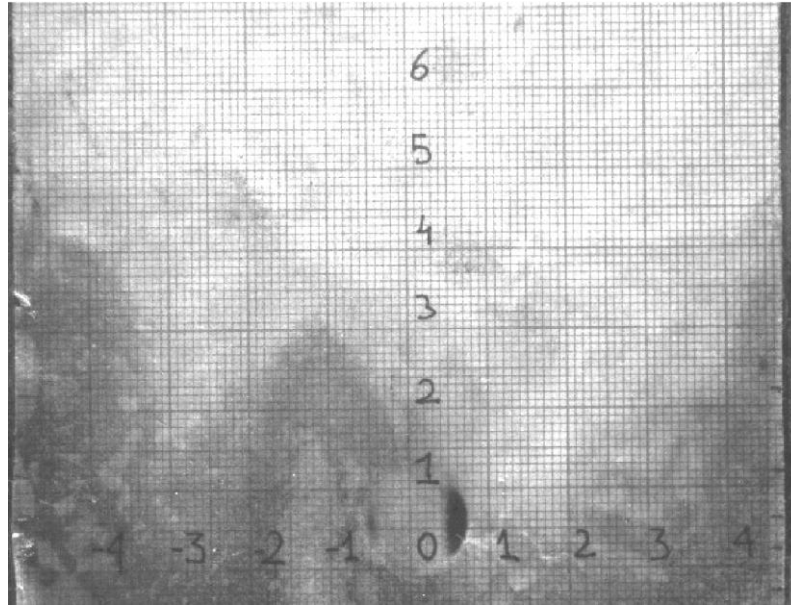


Figura 4.21 Lastra millimetrata per la calibrazione e l'allineamento della CCD camera

4.4.2.3 Background

Come già anticipato nel paragrafo 4.4.1.4, al fine di massimizzare il numero di particelle di insemi nanti utili per la mappatura delle velocità, e minimizzare la luce di fondo, aumentando il contrasto delle particelle stesse, è necessario effettuare delle immagini di background. In pratica si attivano laser e telecamera, opportunamente sincronizzate, e si acquisiscono un certo numero di immagini del campo di analisi, senza però inseminare. Delle coppie di immagini si attua una media e il background così ottenuto viene sottratto alle coppie di immagini PIV con insemi nate, prima che queste vengano rielaborate. Il numero d'immagini di background acquisite è scelto dall'operatore. Nel caso in esame si sono prese 150 immagini, ma le prime 50 sono scartate prima del processo di media. In questo modo si è certi di prendere unicamente le foto in cui il laser è a regime e con intensità di luce uniforme. L'operazione di background è stata ripetuta prima di ogni misura PIV, poiché a causa dell'utilizzo dell'olio come insemi nate, la camera e le finestre tendono a sporcarsi, cambiando dunque lo sfondo dell'immagine.

La sottrazione del background consente non solo di esaltare la luminosità delle particelle, ma anche di eliminare eventuali riflessi, o discromie legate all'olio che si deposita nella camera, rendendo così lo sfondo più omogeneo.

La figura 4.22 mostra un'immagine di background e l'immagine del campo insemi nate prima e dopo la sottrazione del background.

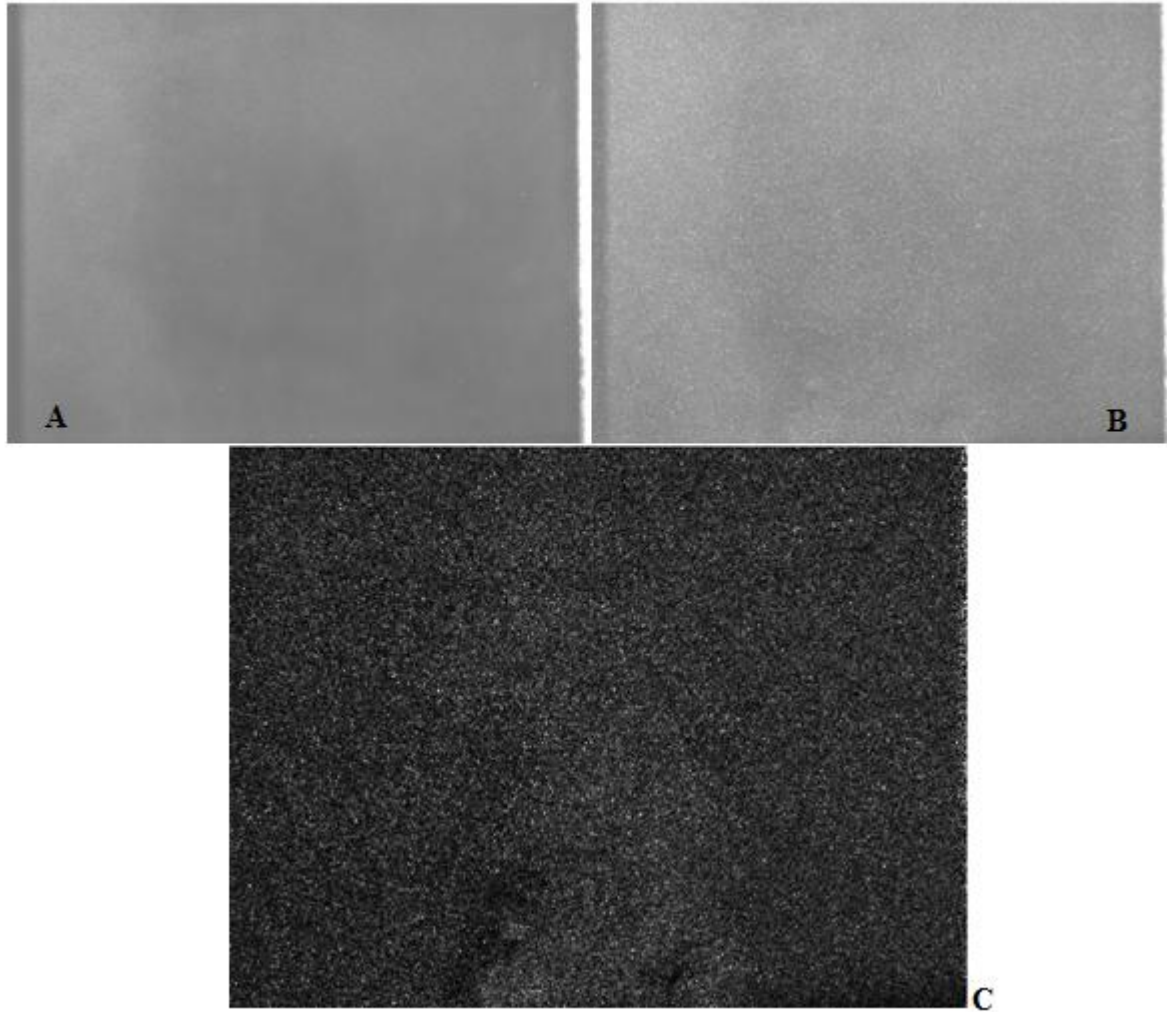


Figura 4.22 Immagine di background (A) e effetto della sua sottrazione (C) dall'immagine PIV (B)

4.4.2.4 Acquisizione delle immagini PIV

Le immagini sono acquisite seguendo i principi esposti nei paragrafi precedenti. Prima dell'acquisizione è necessario controllare, mettendo il laser in *modalità preview*, che nel campo di misura non vi siano riflessi dovuti al laser (che può colpire l'ugello o altre parti della camera) o altre fonti di luce. La presenza di riflessi inficia la rielaborazione dell'immagine nella zona interessata del disturbo, perché le particelle iniettate non sono ben visibili.

Inoltre si verifica che le particelle siano ben ridistribuite (possono esistere zone scure legate a particolari strutture del getto) e si regola di conseguenza la portata dell'inseminante. Nel caso in esame la portata varia da 5 a 7.5 NI/min a seconda del grado di swirl e della portata di aria di premix: swirl più elevati e basse portate di aria richiedono maggiori quantità di iniettate.

Si regola poi, in base alla velocità media del flusso, il tempo che intercorre tra un impulso laser e l'altro. Nel caso in esame è stato ritenuto opportuno (e verificato con prove sul campo) un intervallo pari a 20 μ s.

Per ogni prova si sono acquisite 400 coppie d'immagini, eliminando le prime 100 per evitare disomogeneità nell'illuminazione del laser.

4.4.2.5 Elaborazione delle immagini

L'elaborazione delle immagini, l'ottenimento delle mappe vettoriali e il postprocessing sono stati effettuati grazie a un software della Dantec Dynamic Studio [35]

La PIV determina lo spostamento delle particelle con un approccio di tipo statistico. Il campo di misura è diviso in aree di interrogazione (AI) di $M \times N$ pixel, contenenti un numero di particelle variabili secondo le linee guida tracciate nel paragrafo 4.4.1.1. A ogni area di interrogazione è associato un unico vettore di velocità. L'area di interrogazione ha dimensioni variabili limitate:

- Superiormente dalla necessità di non avere gradienti di velocità troppo elevati;
- Inferiormente dal fatto che le particelle possono sfuggire dall'area di interrogazione tra il primo e il secondo fotogramma.

La problematica presentata al secondo punto può essere in parte evitata shiftando l'area di interrogazione tra il primo e il secondo fotogramma di un opportuno numero di pixel e in una data direzione, valutata in base allo spostamento medio delle particelle. Se poi l'area di interrogazione viene progressivamente ridotta, aumentando così la precisione della mappa di velocità, si può parlare di *correlazione adattiva*. Nel corso degli esperimenti si è scelto di partire da un'area di interrogazione di 128×128 pixel e raggiungere in due iterazioni un'area di interrogazione di 32×32 .

Lo spostamento medio delle particelle nell'area d'interrogazione viene calcolato grazie all'algoritmo della *cross correlazione*. Esiste anche un altro tipo di analisi, ovvero l'*autocorrelazione*, che utilizza una singola immagine biesposta.

La cross correlazione è una funzione discreta $\Phi_{1,2}(m, n)$ che correla le trasformate di Fourier bidimensionali dell'intensità di grigio dei due diversi frame.

$$\Phi_{1,2}(m, n) = \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N I_1(i, j) I_2(i + m, j + n) \quad (4.14)$$

La funzione $\Phi_{1,2}(m, n)$ viene poi anti-trasformata. Se $\Phi_{1,2}(m, n)$ ha un valore elevato, un buon numero di particelle del primo frame ha moltiplicato la propria intensità di grigio con quella di se stessa nel secondo frame. Il picco di $\Phi_{1,2}$, dunque, rappresenta lo spostamento più probabile tra le particelle dell'area di interrogazione, e la sua posizione rispetto all'origine è legata alla velocità: la posizione ΔX del picco rispetto all'origine, in pixel, scalata in m grazie al fattore di conversione, diviso per il tempo che intercorre tra i due fotogrammi, dà proprio la velocità media di AI cercata (media tra le particelle). Esistono anche altri picchi minori oltre a quello della correlazione, causati dal rumore. Un picco netto è sinonimo di condizioni ottimali di misura e dunque di un valore più corretto della velocità. La figura 4.23 mostra schematicamente il processo di rielaborazione delle immagini mediante cross-correlazione, per l'ottenimento delle mappe di velocità.

Il software permette inoltre di correggere eventuali rumori introdotti dalle particelle che si trovano ai bordi delle aree di interrogazione, o che sfuggono dalle aree, grazie a:

- Sistemi di finestrazione dell'area di interrogazione (top hat, gaussiane);
- Filtri (No-DC, passa basso, passa banda);
- Sistemi di *overlap* (con sovrapposizione delle aree di interrogazione di circa il 25 %).

Si è scelto di utilizzare la finestrazione di tipo gaussiano con larghezza della campana pari a 0.82, con funzione di filtro No DC. La sovrapposizione delle aree di interrogazione è stata invece fissata al 50 % sia in altezza che in larghezza.

A volte i picchi di cross correlazione e le velocità loro assegnate, non hanno senso fisico, ovvero non si riferiscono effettivamente alla velocità delle particelle presenti nell'area di interrogazione, a causa di una scarsa o eccessiva insemminazione, o di un basso rapporto segnale/rumore. Esistono dunque criteri di convalida utilizzati nella realizzazione delle mappe vettoriali, che riducono la presenza di questi picchi spuri. Tra loro si ricordano:

- La valutazione dell'altezza media del picco,
- La range validation;
- La media mobile.

Come criteri di validazione si è scelto di utilizzare il primo e il terzo. Per quanto riguarda l'altezza relativa, affinché un picco di velocità possa essere considerato valido, il rapporto tra questo e il secondo più alto deve essere superiore a 1.18. La media mobile invece ha consentito di eliminare quei vettori di velocità eccessivamente diversi dalla media dei vettori circostanti, e di sostituirli con la media stessa.

Si rimanda a [17] per approfondimenti riguarda tutte le metodologie sopra elencate.

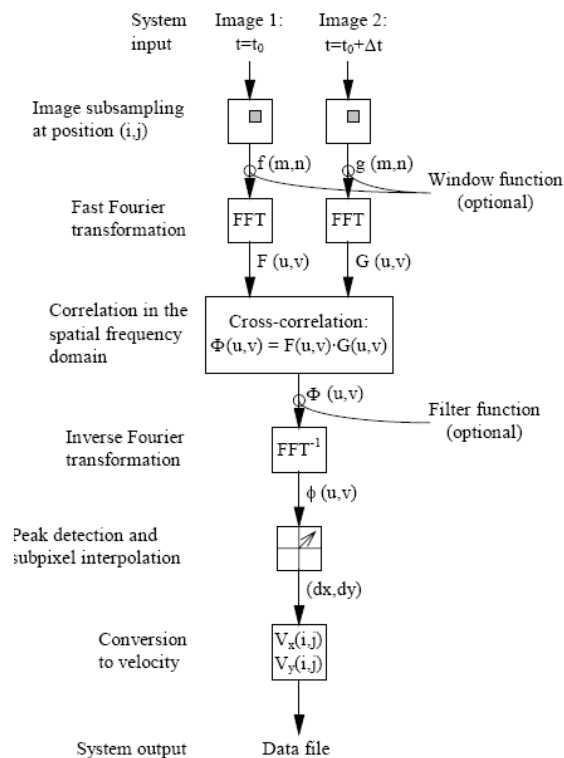


Figura 4.23 Schema di rielaborazione dell'immagine mediante cross correlazione

La sovrapposizione sulla stessa immagine di tutti i vettori medi di velocità delle diverse aree d'interrogazione, fornisce la mappa di velocità istantanea (ovvero riferita a una coppia di immagine, quindi media tra i due frame) del campo di moto. Successivamente le mappe istantanee vengono mediate, ovvero si opera una media delle mappe ottenute dalle diverse coppie di frame. Il software fornisce non solo il campo delle velocità (v_x , v_y) ma anche mappe di deviazione standard delle stesse, e dell'intensità di turbolenza. Esempi delle suddette mappe si trovano nel capitolo 5.

4.5 Misure di temperatura

Per monitorare il processo di combustione, e garantire di attuare le misure degli inquinanti nelle stesse condizioni operative, si è deciso di misurare le temperature della camera di combustione e dei fumi di scarico. La temperatura è mantenuta all'incirca costante variando l'apertura del rubinetto dell'acqua dell'impianto di raffreddamento (paragrafo 3.3).

Per monitorare la temperatura dei gas di scarico si utilizza una termocoppia ad immersione Fluke 80PK-22 [34], inserita in una presa della cappa della camera di combustione. La tabella 4.6 ne descrive le caratteristiche principali. Poiché non si è interessati al valore effettivo della temperatura, ma solo al fatto che essa rimanga costante nel corso delle prove, non è stato necessario tenere conto della sottostima della temperatura effettiva, dovuta alle perdite radiative e di scambio convettivo.

Tabella 4.6 Caratteristiche della termocoppia ad immersione Fluke 80PK-22 [34]

Tipo	K standard grade (Ni-Cr vs Ni-Al)
Intervallo di misura	da -40° a 1090°C
Accuratezza	da -40°C a 293°C $\pm 2,2^\circ\text{C}$; da 293°C a 1090°C $\pm 0,75\%$ del valore netto
Materiale sonda	Inconel (Ni-Cr-Fe) alloy 600

Le misure di temperatura superficiale della camera di combustione invece sono state effettuate in un punto della parete metallica con una termocoppia superficiale industriale Fluke 80PK-27[34], le cui caratteristiche tecniche sono riportate in tabella 4.7.

Tabella 4.7 Caratteristiche della termocoppia superficiale Fluke 80PK-27[34]

Tipo	K (Ni-Cr vs Ni-Al)
Intervallo di misura	da -127° a 600°C
Accuratezza	da -127°C a 0°C $\pm 4,4^\circ\text{C}$;
	da 0°C a 183°C $\pm 2,2^\circ\text{C}$
	da 183°C a 600°C $\pm 1,2^\circ\text{C}$

La punta della sonda è realizzata con un elemento flessibile, che permetta una migliore aderenza della sonda alla parete.

Le termocoppie sono poi connesse al termometro digitale Fluke 50D [34], con caratteristiche riportate nella tabella 4.8.

Tabella 4.8 Caratteristiche del termometro digitale Fluke 50D [34]

Intervallo di misura	da -200° a 1370°C (tipo K)
	da -200° a 760°C (tipo J)
Accuratezza	$\pm 0,1\% + 0,7^{\circ}\text{C}$ (tipo K);
	$\pm 0,1\% + 0,8^{\circ}\text{C}$ (tipo J);
Risoluzione	0.1°C

La figura 4.24 mostra le due termocoppie, con un ingrandimento della zona di misura, e il termometro digitale.

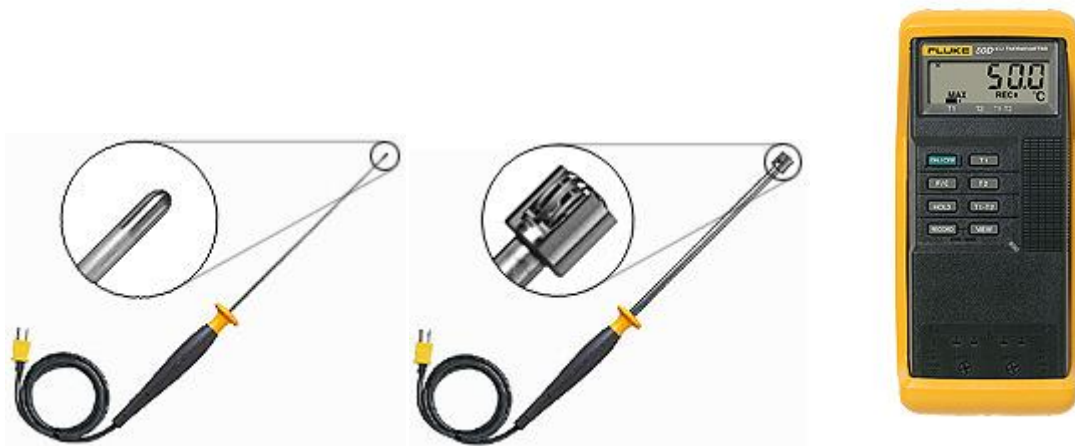


Figura 4.24 Termocoppia a immersione, a contatto e termometro digitale []

Capitolo 5

Studio della morfologia della fiamma

Il presente capitolo si pone come obiettivo lo studio della struttura della fiamma al variare del rapporto di equivalenza globale (Φ_g) e del flusso premiscelato (Φ_p), nonché del numero di swirl. Alle immagini della fiamma nelle diverse condizioni operative si associa lo studio isoterma del campo di moto mediante l'utilizzo della PIV. Si valuta dunque l'influenza dei parametri elencati sul mescolamento turbolento del flusso premiscelato con l'aria coassiale swirlata, mescolamento dal quale dipende la maggiore stabilità di fiamma e il raggiungimento delle condizioni atte alla riduzione degli ossidi di azoto (capitolo 6).

5.1 Progetto della configurazione dell'ugello e scelta delle condizioni operative

Nel corso del presente lavoro di tesi si è scelto di progettare un diverso ugello del gas gun, atto all'immissione del flusso premiscelato nel flusso coassiale di aria swirlata. Il suddetto ugello deve contribuire ad un aumento della stabilità di fiamma, permettendo di raggiungere quelle condizioni di Φ_p associate a una riduzione delle emissioni inquinanti prima dello spegnimento della fiamma. Si cerca dunque un miglioramento sia rispetto alla configurazione con efflusso assiale [11] e [13] che rispetto a quella radiale [11] e [15], nelle condizioni in cui le suddette configurazioni hanno dato scarsi risultati.

La *configurazione assiale*, caratterizzata da un ugello con diametro divergente da otto a tredici millimetri negli ultimi quattro centimetri prima dello sbocco, comporta un aumento delle emissioni inquinanti all'aumentare della portata di premix. Il suddetto aumento è imputabile probabilmente a un cattivo miscelamento tra il flusso premiscelato e quello assiale, e dunque a una combustione RQL non completa. L'aria coassiale in pratica non raffredda repentinamente il flusso premiscelato, il che non permette la riduzione degli NOx.

La *configurazione a efflusso radiale* di premiscelato invece, caratterizzata da 8 fori di 4mm di diametro equispaziati e disposti a 4mm dall'uscita dell'ugello, apporta un netto miglioramento alla riduzione degli ossidi di azoto. Essi si diminuiscono drasticamente a partire da $\phi_p < 3$, indipendentemente dal grado di swirl e dal rapporto di equivalenza globale della miscela. Si crede che questo sia favorito da un migliore miscelamento dei due flussi premiscelato/coassiale e dunque ad una maggiore efficienza del secondo stadio RQL. Anche l'efficienza di combustione è soddisfacente poiché i livelli di CO rimangono in limiti accettabili. Tuttavia si è riusciti a diminuire notevolmente le emissioni solamente per condizioni di $\phi_g > 0.8$, poiché per ϕ_g minori la fiamma si spegne prima che si possano

raggiungere le condizioni di premix ottimali alla riduzione di inquinanti. Secondo [15], le fiamme povere sono maggiormente soggette a blow off, soprattutto a swirl elevati. Il blow off può essere legato alla presenza di sforzi elevati e estinzioni localizzate per l'interazione tra il getto radiale e il getto coassiale swirlato.

Considerando quanto appena riportato, si è scelto di continuare nella direzione della fiamma parzialmente premiscelata con combustione a stadi ottenuta tramite iniezione radiale in un flusso di aria swirlata, poiché è quello che ha garantito il miglior abbattimento delle emissioni inquinanti. Si vuole però variare la geometria dello sbocco del flusso premiscelato in quello coassiale. L'obiettivo della nuova configurazione, è il raggiungimento delle condizioni di riduzioni degli NOx ottimali (ovvero $\phi_p < 3$), anche per fiamme globalmente povere ($\phi_g < 0.8$), evitando che esse si spengano. Si è dunque pensato di costruire una precamera che consenta il mescolamento del flusso premiscelato, poi immesso in direzione radiale nella corrente. La configurazione dovrebbe garantire un migliore ancoraggio della fiamma, e dunque un ampliamento dei limiti di stabilità, rispetto alla condizione puramente radiale anche per fiamme povere.

5.1.1 Studio della geometria dell'ugello

La figura 5.1 mostra una serie di foto dell'ugello progettato, mentre le figure 5.2 e 5.3 riportano le viste quotate della lastra che funge da coperchio e dell'ugello.





Figura 5.1 Foto dell'ugello progettato, le componenti e l'assemblaggio finale.

L'ugello è caratterizzato da un raggio esterno di quindici millimetri (come per le precedenti configurazioni) e un raggio interno nel primo tratto, di undici millimetri. La prima porzione dell'ugello è internamente filettata, in modo che esso possa essere montato sul gas gun. Nella parte superiore si ricavano sei fori di due millimetri di diametro, equispaziati e disposti lungo la circonferenza con una distanza radiale dal centro di quattro millimetri e mezzo. Un foro centrale, del diametro di tre millimetri, filettato, ospita una vite, sulla quale è montato un disco metallico di diciotto millimetri di diametro. Il disco può essere fatto ruotare lungo la vite, variando l'area della superficie cilindrica dalla quale fuoriesce il flusso premiscelato di aria e gas. Anche se l'iniezione nel flusso coassiale di aria è radiale, il getto premiscelato scorre assialmente nel gas, e sempre assialmente fluisce nella zona compresa tra il disco metallico e il gas gun: questa zona può essere considerata come una precamera di miscelamento. Il flusso che fuoriesce dai fori ad alta velocità (intorno ai 60 m/s, variabili con la portata) impatta contro il disco formando una zona di ricircolo. Essa garantisce un migliore miscelamento di aria e gas, e la formazione di strutture vorticosi che garantiscono un migliore ancoraggio della fiamma alla zona di efflusso.

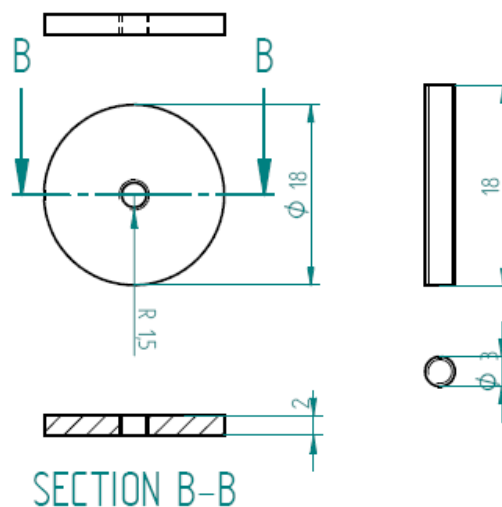


Figura 5.2 Vista quotata del coperchio da apporre sul gas gun

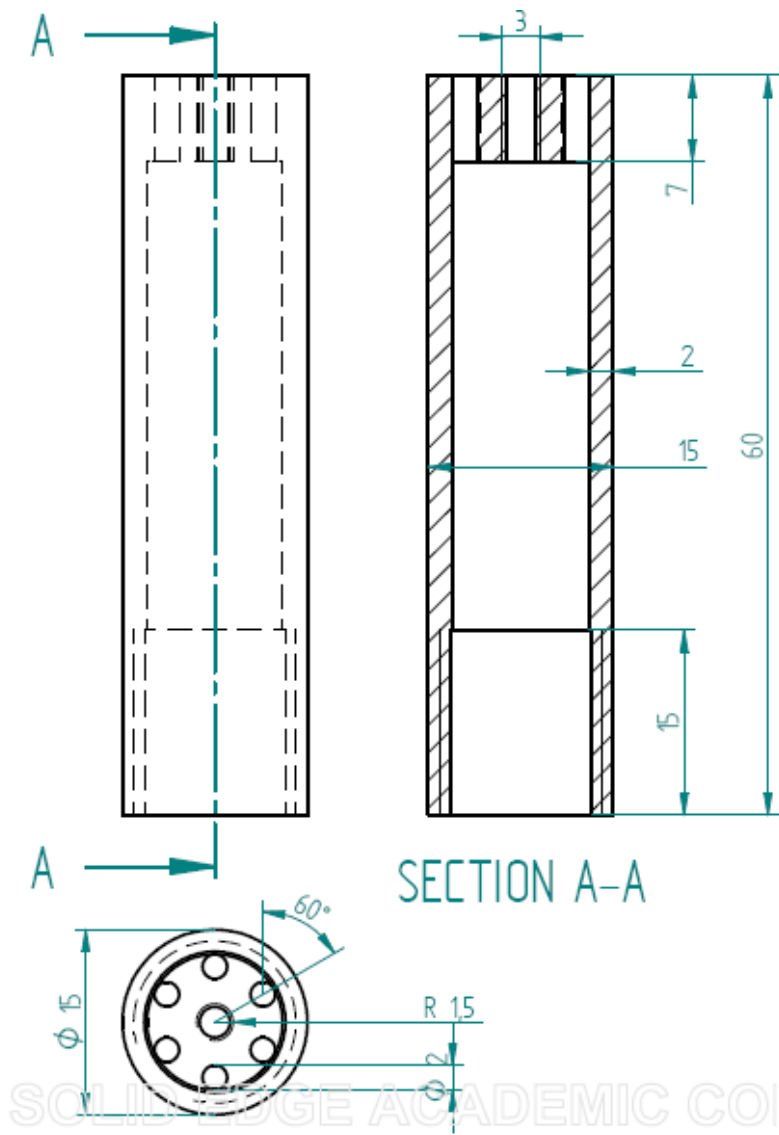


Figura 5.3 Vista quotata dell'ugello del gas gun

Il progetto del nuovo ugello parte dalla valutazione della penetrazione del getto di premiscelato nel flusso coassiale di aria. La valutazione del suddetto grado di penetrazione non è semplice soprattutto quando si ha a che fare con getti swirlati. Con riferimento a [15], si è scelto di valutare la penetrazione del flusso radiale in quello assiale utilizzando il parametro J, rapporto tra il momento della quantità di moto del flusso radiale e coassiale:

$$J = \frac{\rho_j U_j^2}{\sqrt{\rho_{AS} U_{AS}^2}} \quad (5.1)$$

Dove il pedice j identifica il getto premiscelato, ovvero rispettivamente densità e velocità, mentre AS il flusso coassiale. L'aumento di J, cui corrisponde una diminuzione del ϕ_p , ovvero un aumento di aria nel flusso premiscelato, influenza il processo di miscelamento, e permette una maggiore penetrazione del getto radiale nel flusso swirlato.

Esistono inoltre modelli analitici (relazione 5.2) che valutano la penetrazione del getto (z) nel flusso principale, note J , la posizione x in direzione assiale rispetto all'efflusso e L_j (la distanza percorsa dal getto prima di essere deviato dal flusso in cui penetra (relazione 5.3, figura 5.4).

$$\frac{z}{L_j} = \sqrt{\frac{x}{2L_j\alpha + \frac{2L_j\beta}{J}}} \quad (5.2)$$

$$L_j = d_o J \quad (5.3)$$

Con α e β coefficienti di entrainment in direzione tangenziale e normale, determinabili sperimentalmente. d_o è un parametro di riferimento, ovvero il diametro dell'ugello. Il flusso è caratterizzato da una distorsione e deflessione causata dal flusso coassiale (figura 5.4). Nel caso in esame la massima penetrazione ottenibile (z) è pari alla distanza tra l'efflusso radiale dalla corona circolare e la parete esterna del condotto coassiale (circa 16 mm). La suddetta distanza può essere raggiunta dal getto per ϕ_p bassi (ovvero portate elevate di aria di premix).

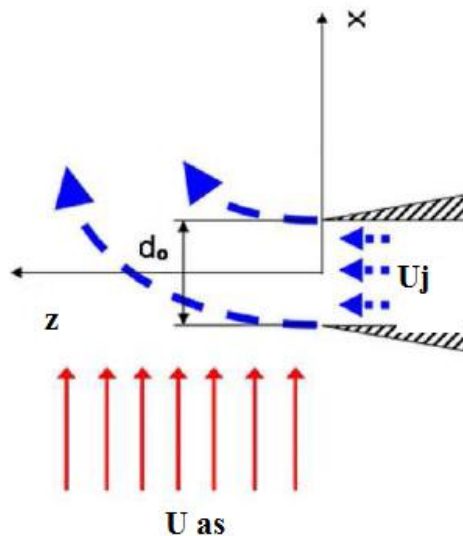


Figura 5.4 Comportamento del getto radiale che incontra un flusso assiale

Più il getto penetra nel flusso coassiale prima di deviare e più cresce in spessore, favorendo l'entrainment di aria secondaria e il rapido mescolamento, legato alla presenza di vortici al confine tra i due flussi. Si tenga presente che le relazioni analitiche riportate sono valide per scarico in getto non swirlato. Lo swirl può influenzare il parametro J diminuendolo, e creare un profilo di velocità del flusso coassiale non uniforme.

Per il dimensionamento dell'ugello si è poi considerato un secondo parametro, che valuta la lunghezza di mescolamento, ovvero la distanza dall'ugello alla quale l'entrainment di aria secondaria ha permesso il raggiungimento nel flusso premiscelato delle condizioni atte al secondo stadio della combustione. Ad un migliore è più rapido mescolamento è associata una maggiore riduzione delle emissioni inquinanti. La lunghezza di mescolamento L_m adimensionalizzata rispetto al diametro dell'ugello, può essere espressa come:

$$\frac{L_m}{d_0} = \frac{1}{0.32} \sqrt{\frac{\rho_j}{\rho_A} \left(\frac{1}{\Phi_g} - \frac{1}{\Phi_p} \right) \left(C + \frac{1}{\Phi_p} \right)} \quad (5.4)$$

La relazione 5.4 è composta dai parametri precedentemente descritti. C è invece una variabile relazionata al rapporto di equivalenza stechiometrico della miscela utilizzata (nel caso di metano aria il parametro è pari a 0.1234 [15]).

Considerando poi che $L_m < L_j$, ovvero ipotizzando che il flusso completi il miscelamento con l'aria secondaria prima di essere piegato o incontrare la parete, il che corrisponde secondo [15] alla condizione per cui si assiste alla rapida riduzione degli NOx, e ricordando la relazione 5.3, si ottiene uguagliando la 5.4 e la 5.1 la relazione (5.5):

$$\sqrt{\frac{\rho_j U_j^2}{\rho_{AS} U_{AS}^2}} = \frac{1}{0.32} \sqrt{\frac{\rho_j}{\rho_A} \left(\frac{1}{\Phi_g} - \frac{1}{\Phi_p} \right) \left(C + \frac{1}{\Phi_p} \right)} \quad (5.5)$$

In cui l'unica incognita è la U_j :

$$U_j = \frac{U_{AS}}{0.32} \frac{1/\Phi_g - 1/\Phi_p}{C + 1/\Phi_p} \quad (5.6)$$

La determinazione della suddetta incognita avviene per via parametrica; si considera un range di valori di Φ_p e Φ_g (o meglio di portata di combustibile \dot{m}_f) e si valuta il valore massimo di U_j per il quale in getto riesce a miscelarsi al flusso secondario di aria prima di deflettersi.

U_{AS} è fissata una volta note la portata di aria coassiale e l'area della corona circolare attraverso la quale essa fluisce.

Considerando che la portata d'aria complessiva è stata fissata pari a 200 NI/min, U_{AS} varia automaticamente con il variare di Φ_p e dunque dell'aria introdotta nel gas gun. Il valore massimo di U_{AS} è quello che si ottiene nella condizione di riferimento, ovvero senza aria di premix, tale per cui tutti i 200 NI/min passano nel condotto coassiale.

Si è scelto un range di Φ_p variabile da 1.5 a 20 e di \dot{m}_f da 10 a 20 NI/min.

La U_j massima si ottiene nelle condizioni di massimo Φ_p e minima \dot{m}_f , ed ha un valore di circa 20 m/s.

Una volta nota U_j , e la portata complessiva di flusso premiscelato nel gas gun corrispondente al valore massimo, è possibile dimensionare l'area della superficie cilindrica A_c che garantisca lo smaltimento della portata di premiscelato \dot{m}_{ptot} nel flusso secondario, con la velocità desiderata U_j . Considerando:

$$\dot{m}_{ptot} = \dot{m}_f + \dot{m}_{ariapremix} \quad (5.7)$$

Con \dot{m}_f e $\dot{m}_{ariapremix}$ in kg/s.

$$A_c = 2\pi r h \quad (5.8)$$

Con h distanza del coperchio dell'ugello rispetto all'efflusso, e r raggio all'efflusso (15 mm). Considerando la definizione di portata massica si ottiene:

$$h = \frac{\dot{m}_{tot}}{U_j \rho_j 2\pi r} \quad (5.9)$$

h così calcolato è nell'intorno dei 2-3 millimetri, e fornisce una misura indicativa di quanto il coperchio dell'ugello debba essere svitato.

Il dimensionamento dei fori dell'ugello passa attraverso la determinazione della velocità del flusso che la miscela ha nel gas gun prima di essere immessa nella camera di combustione, nonché della valutazione della velocità del suono della miscela.

Prima di tutto si determina la velocità massima che la miscela aria metano raggiunge nel condotto centrale. Essa è associata alla massima portata di premix $\dot{m}_{ariapremix}$, e viene valutata, sempre in forma parametrica, essere all'incirca di 65 m/s.

$$U_{jgasgun} = \frac{\dot{m}_{totpremix}}{\rho_j A_{condottocentrale}} \quad (5.10)$$

Dove

$$A_{condottocentrale} = \pi(r_{condottocentrale})^2 \quad (5.11)$$

La $r_{condottocentrale}$ è pari a 11 millimetri.

La velocità del suono della miscela nel gas gun è invece:

$$\bar{a} = \sqrt{T \bar{R} \bar{\gamma}} \quad (5.12)$$

variabile con la portata di aria e metano. Sia $\bar{\gamma}$ (rapporto dei calori specifici) che \bar{R} sono valori medi per la miscela. La temperatura considerata è di 300K.

Alla portata di premiscelato più elevata, nel range di condizioni indagate, corrisponde una velocità del suono di circa 320 m/s.

La velocità del suono può essere considerata come il limite massimo di velocità di efflusso della miscela nella precamera. Dal bilancio di portata tra condotto del gas gun, e zona di efflusso e con un numero ancora non definito di fori, si ricava il raggio minimo che quest'ultimi devono avere per smaltire la portata, quando la velocità raggiunta nei fori è proprio quella del suono.

$$U_{jgasgun} A_{condottocentrale} = n_{fori} A_{foro} \bar{a} \quad (5.13)$$

Al variare del numero di fori, varia il modo in cui la portata complessiva si suddivide e si smaltisce, ovvero varia il raggio minimo dei fori.

Si è scelto un numero di fori pari a sei, poiché otto avrebbero potuto creare dei problemi dal punto di vista della realizzazione stessa dell'ugello. Inoltre sei fori garantiscono una velocità all'efflusso più elevata a parità di diametro scelto. Una velocità maggiore di scarico nella precamera garantisce l'instaurarsi di una più intensa ricircolazione vorticoso, e dunque di un più efficiente mescolamento. Si è scelto un diametro dei fori pari a 2 millimetri, a fronte di

un diametro minimo di 1.5 millimetri. La velocità d'ingresso della miscela nella precamera è mediamente sugli 80 m/s, variabile a seconda delle condizioni di portata di aria premix.

Infine si valuta la lunghezza della zona di efflusso dall'ugello caratterizzata dai fori. Con l'utilizzo delle curve di Fanno, si valuta la lunghezza massima del condotto per la quale si verifica la condizione di choking.

$$\frac{4fL_{max}}{d_h} = \frac{1 - M^2}{\gamma M^2} + \frac{\gamma + 1}{2\gamma} \ln \left[\frac{(\gamma - 1)M^2}{2 \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M^2 \right)} \right] \quad (5.14)$$

Il numero di Mach M è quello all'ingresso dei fori, raggiungibile nelle condizioni in analisi. Il coefficiente di attrito f, ipotizzando un regime turbolento e condotto liscio, è valutato con la relazione:

$$f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (5.15)$$

dove il numero di Reynolds è calcolato considerando il diametro idraulico e utilizzando la viscosità cinematica della miscela. Il diametro idraulico è pari a 0.002 millimetri:

$$d_h = \frac{4A_{foro}}{P_{foro}} \quad (5.16)$$

Con evidenza dei simboli utilizzati.

Si ricava che la lunghezza minima (tra quelle considerate per le diverse condizioni operative) del condotto per cui si raggiunge la condizione sonica è di 500 millimetri, di molto superiore alle dimensioni effettive dell'ugello. Si è dunque scelto di realizzare i condotti forati con una lunghezza di 7 millimetri.

5.1.2 Condizioni operative

Le prove sono state effettuate mantenendo costante la portata totale di aria (200NI/min), ripartita tra ingrassi assiali tangenziali e di premix. La scelta di questo valore permette un più immediato confronto con i risultati ottenuti da [11], fornendo così un metro di paragone per la valutazione della bontà della configurazione rispetto alla stabilizzazione della fiamma e alla riduzione degli NOx.

Si sono scelti due valori di Φ_g (0.6 e 0.7), corrispondenti a portate di metano rispettivamente di 13 NI/min e 15 NI/min. Il motivo della scelta dei suddetti Φ_g è stato chiarito nel paragrafo 5.1: indagare quelle condizioni di miscela globalmente povera che nelle prove effettuate da [11] portano a uno spegnimento della fiamma prima del raggiungimento del valore di Φ_p e J che garantiscano la riduzione di NOx. Si ricorda che Φ_g è definito come:

$$\Phi_g = \frac{\left(\frac{m_{fuel}}{m_{aria\ globale}}\right)}{\left(\frac{m_{fuel}}{m_{aria}}\right)_{stc}} \quad (5.17)$$

Dove m_{fuel} è la portata di combustibile impiegata (in NI/min), $m_{aria\ globale}$ è la portata di aria complessiva, comprendente sia quella coassiale che quella di premix (sempre in NI/min), mentre $1/\left(\frac{m_{fuel}}{m_{aria}}\right)_{stc}$ è il rapporto di miscela in condizioni stechiometriche, pari a 9.52 per il metano.

Si sono poi considerati quattro differenti valori di swirl (0.6, 0.9, 1.47 e 2.1) del flusso coassiale, per valutare l'influenza che esso ha nella stabilizzazione della fiamma e nella riduzione degli inquinanti. Da esso infatti dipende la penetrazione del getto premiscelato nell'aria coassiale, e il miscelamento dell'aria secondaria ovvero il secondo stadio della combustione RQL.

Durante lo svolgimento della prova si calcola il valore dello swirl geometrico, mediante la relazione (2.6); essa necessita delle portate di aria assiale/tangenziale e di parametri di carattere geometrico riguardanti la configurazione della camera. La retta di calibrazione fornita da [7] permette di ricavare i valori di swirl sopra indicati e corrispondenti alla relazione (2.5).

Si è scelto di operare con valori di swirl maggiori di 0.6 in modo che l'estensione della zona di ricircolazione CRZ (si veda il capitolo 2), creata dal flusso swirlato e utile per la stabilizzazione della fiamma, non sia ridotta e eccessivamente influenzata a bassi Φ_p da elevati J del getto. J elevati, corrispondenti ad alti valori di momento di quantità di moto del getto radiale, possono ridurre la circolazione stessa.

Fissate la portata di combustibile e lo swirl, si studia il comportamento della fiamma al diminuire di Φ_p , ovvero all'aumentare dell'aria nel gas gun. Per mantenere costante il rapporto di equivalenza totale, pur aumentando l'aria del condotto centrale, si diminuiscono contemporaneamente l'aria assiale e tangenziale in modo tale che lo swirl rimanga costante. Φ_p varia dal caso non premiscelato (che può essere considerata una condizione di riferimento) fino a valori prossimi allo stechiometrico. Per le condizioni di rapporto di equivalenza complessivo $\Phi_g=0.7$ si riesce a raggiungere anche valori inferiori a uno. Si ricorda che Φ_p viene definito in modo del tutto analogo al rapporto di equivalenza globale, ovvero:

$$\Phi_p = \frac{\left(\frac{m_{fuel}}{m_{aria\ premix}}\right)}{\left(\frac{m_{fuel}}{m_{aria}}\right)_{stc}} \quad (5.18)$$

Dove con $m_{aria\ premix}$ si intende la portata di aria di premix utilizzata (in NI/min).

Considerando che i flussimetri utilizzati per la misurazione delle portate sono soggetti ad errore di accuratezza, si sono valutati gli errori relativi a Φ_g e Φ_p . Noti gli errori associati alle portate di aria e combustibile, tramite la propagazione degli errori e le relazioni che legano i suddetti parametri, si ricavano σ_{Φ_g} e σ_{Φ_p} . Queste ultime rapportate, mediante opportuni raccoglimenti nella formule (5.19) e (5.20), a Φ_g e Φ_p , forniscono gli errori percentuali $\sigma_{\% \Phi_g}$ e $\sigma_{\% \Phi_p}$.

$$\sigma_{\Phi_g} = \sqrt{\left(\frac{\partial \Phi_g}{\partial m_{fuel}} \sigma_{m_{fuel}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_g}{\partial m_{aria\ globale}} \sigma_{m_{aria\ globale}}\right)^2} \quad (5.19)$$

$$\sigma_{\Phi_p} = \sqrt{\left(\frac{\partial \Phi_p}{\partial m_{fuel}} \sigma_{m_{fuel}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_p}{\partial m_{aria\ premix}} \sigma_{m_{aria\ premix}}\right)^2} \quad (5.20)$$

Dove

- $\sigma_{\%m_{fuel}} = \pm 0.8\%$;
- $\sigma_{\%m_{aria\ globale}} = \pm 0.41\%$;
- $\sigma_{\%m_{aria\ premix}} = \pm 0.8\%$

Calcolati in percentuale dei valori massimi di portata utilizzati nel corso degli esperimenti (rispettivamente 15, 200 e 100 NI/min).

Dunque si ottiene, rispettivamente in percentuale di Φ_g e Φ_p che:

- $\sigma_{\% \Phi_g} = \pm 0.89\%$
- $\sigma_{\% \Phi_p} = \pm 1.13\%$

Di seguito si riportano unicamente i valori dei rapporti di equivalenza, ma è da intendere che ad ognuno di essi va associata il valore di incertezza sopra calcolato.

La figura 5.5, tratta da [15] mostra, cerchiata in rosso, la zona delle condizioni indagate.

Per quanto riguarda la *configurazione del bruciatore*, una variabile è costituita dalla posizione del gas gun. Esso può traslare verticalmente consentendo all'ugello di sporgere dalla zona di efflusso, oppure di essere messo a filo. Entrambe le configurazioni sono state vagliate, ma si è registrata una maggiore stabilità della fiamma quando la zona di efflusso dell'ugello è completamente sommersa nel bruciatore, ovvero il coperchio dell'ugello è a filo con il piano sul quale si posiziona la camera di combustione. Questo può essere legato a un effetto più intenso dello swirl nel condotto rispetto che all'efflusso nella camera.

I risultati riportati si riferiscono dunque unicamente alla seconda configurazione.

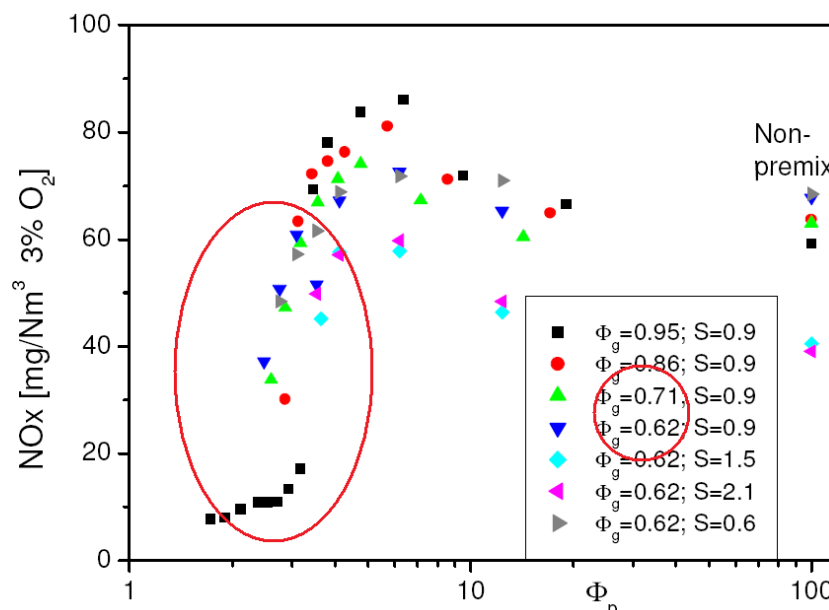


Figura 5.5 Cerchiate in rosso, le condizioni indagate nel corso delle prove[15]

Un'altra variabile di cui si deve tenere conto è la *distanza tra il piattello dell'ugello e la zona di efflusso della miscela nella precamera*. Come suggerito nel paragrafo 5.1 e calcolato con (5.9) si è scelto di utilizzare una distanza h di due e poi di tre millimetri. Il coperchio può essere avvitato lungo la vite posizionata al centro dell'ugello, ma per garantire che il piattello non si muova durante le prove, a causa dei gas che impattano su di esso e dei vortici che si formano nella precamera, si è scelto di poggiarlo su dadi dello spessore richiesto. Nel corso delle prove ci si è accorti che la configurazione con distanza 2 mm presenta dei problemi maggiori nella stabilizzazione della fiamma. Per esempio nella prova a S 0.9 e $\Phi_g=0.6$, a fronte del raggiungimento di un Φ_p pari a 1.28 con $h=3$ mm, diminuendo a 2 millimetri la distanza, la fiamma si spegne a Φ_p di 2.21. Si veda in tal senso l'approfondimento nel paragrafo 5.2.1.5. Alla luce dei risultati, si è scelto di concentrarsi sulla configurazione con distanza 3 mm, e proprio a questa configurazione fanno riferimento i dati presentati.

La figura 5.6 mostra in dettaglio la distanza h tra piattello e efflusso dell'ugello.



Figura 5.6 distanza tra il piattello e l'efflusso dell'ugello.

La tabella 5.1 riassume le condizioni di prova attinenti ai risultati presentati nei paragrafi successivi.

Tabella 5.1 Condizioni indagate relative ai risultati presentati per l'immaging della fiamma e la PIV

h [mm]	Φ_g	S	Φ_p
Imaging fiamma			
3	0.6	0.9	da ∞ fino a spegnimento fiamma
	0.7	2.17	
PIV			
3	0.6	0.9	da ∞ fino a valori di spegnimento raggiunti con le fiamme
	0.7	2.17	
		0.6	
		1.47	

Si mette in evidenza fin da ora che le condizioni di prova utilizzate per il rilevamento delle emissioni inquinanti, capitolo 6, non coincidono con quelle riportate nella tabella 5.1, pur tuttavia seguendo le linee guida tracciate nel presente paragrafo. Per un approfondimento in merito si rimanda al paragrafo 6.1.

5.2 Imaging della fiamma

Si è scelto di studiare qualitativamente la morfologia della fiamma, osservandone lo sviluppo, fissato lo swirl e Φ_g , all'aumentare dell'aria premiscelate. Il suddetto studio è stato svolto fotografando la fiamma con una fotocamera digitale (paragrafo 4.3).

La variazione della fiamma può essere direttamente collegata ai processi di combustione che avvengono al suo interno, ai tempi di residenza dei gas coinvolti nella combustione, al predominare degli effetti dell'aria secondaria e dello swirl, piuttosto che a quelli del getto premiscelato in efflusso dall'ugello. La geometria della fiamma è dunque ricollegabile ai processi di formazione degli inquinanti.

5.2.1 Evoluzione della fiamma

Per ogni condizione indicata nella prima parte della tabella 5.1, si presentano le foto della fiamma nella sua evoluzione al diminuire di Φ_p . Ogni foto riporta un numero che, come suggerito nel paragrafo 4.3, esprime il tempo di posa (t) e l'apertura del diaframma (F).

In questa parte della tesi si è scelto di concentrarsi unicamente sulla zona con $\Phi_p < 4$, poiché la zona precedente è stata già ampiamente rappresentata nei lavori di [11] e [15], anche per efflusso radiale, e non c'è motivo di credere che il comportamento di questa configurazione di ugello debba essere differente.

In particolare per Φ_p elevati, la fiamma è piuttosto e aperta, e ciò che prevale è la ricircolazione caratteristica del getto swirlato (con la presenza di CRTZ e CRZ). Lo swirl stabilizza la fiamma e le permette di rimanere ancorata alla zona di efflusso. Senza lo swirl la fiamma apparirebbe sollevata. Nel caso di getto radiale comunque, anche nel caso in cui ci sia unicamente iniezione di metano dal gas gun, la fiamma assume la tipica colorazione blu delle fiamme premiscelate, a dimostrazione del fatto che la configurazione radiale consente un più rapido mescolamento dei reagenti e una maggiore stabilizzazione.

5.2.1.1 Phi globale 0.618 e S 0.9



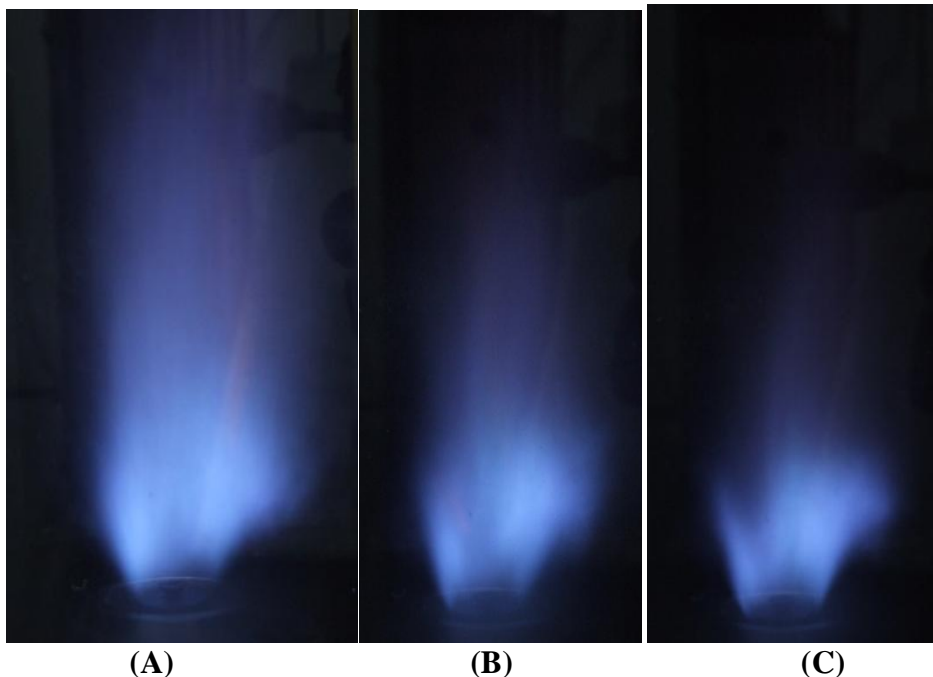
Figura 5.7 (A) $\Phi_{\text{premix}}=3.0$ $F=3.8$ $t=4$; (B) $\Phi_{\text{premix}}=2.4$ $F=3.6$ $t=4$



Figura 5.8 (C) $\Phi_{\text{premix}}=1.4$ $F=3.7$ $t=5$; (D) $\Phi_{\text{premix}}=1.2$ $F=3.7$ $t=4$

Dalle immagini 5.7 e 5.8 appare chiaro che la fiamma si stabilizza nell'intorno del bordo del piattello, ovvero nella zona di ricircolazione indotta dal corpo non aerodinamico e dallo swirl.

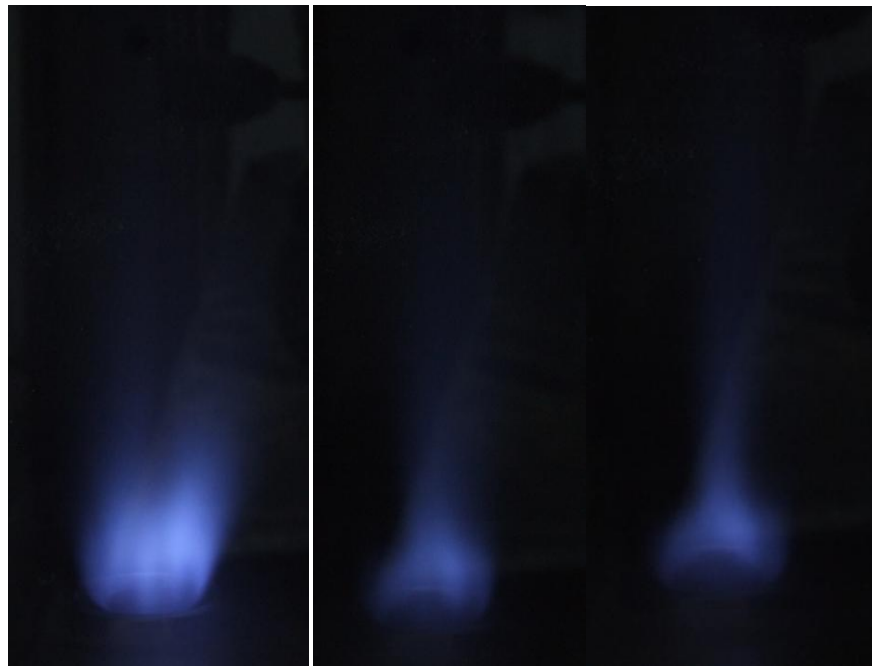
5.2.1.2 Φ globale 0.7 e S 1.47



**Figura 5.9 (A) $\Phi_{\text{premix}}=7.1$ $F=3.7$ $t=4$; (B) $\Phi_{\text{premix}}=4.7$ $F=3.7$ $t=6$;
(C) $\Phi_{\text{premix}}=3.5$ $F=3.7$ $t=8$**



0.88 **Figura 5.10 (D) $\Phi_{\text{premix}}=2.3$ $F=3.7$ $t=8$; (E) $\Phi_{\text{premix}}=2.0$ $F=3.7$ $t=6$;
(F) $\Phi_{\text{premix}}=1.5$; $F=3.7$ $t=5$**



**Figura 5.11 (G) $\Phi_{\text{premix}}=1.3$ $F=3.7$ $t=5$; (H) $\Phi_{\text{premix}}=1.05$ $F=3.7$ $t=6$;
(I) $\Phi_{\text{premix}}=1.02$ $F=3.7$ $t=6$**

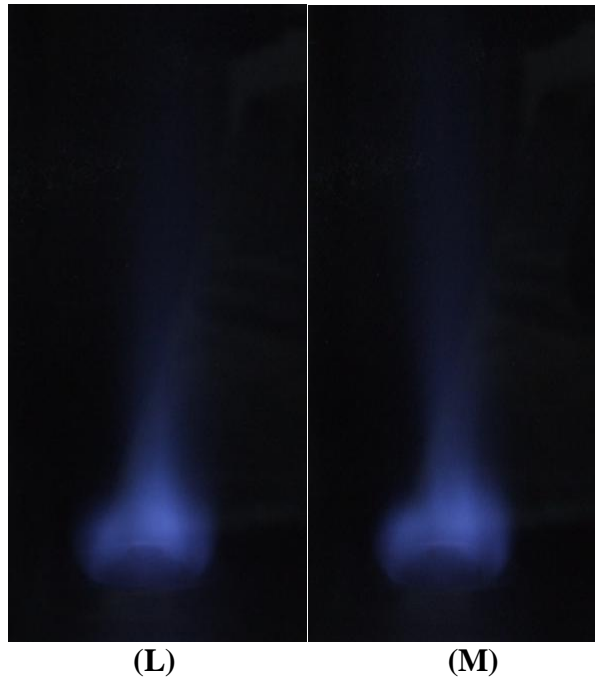


Figura 5.12 (L) $\Phi_{\text{premix}}=0.99$ $F=3.7$ $t=6$; (M) $\Phi_{\text{premix}}=0.93$ $F=3.7$ $t=6$

In questa condizione, a causa di uno swirl più elevato, la fiamma appare ancora più sottile e circoscritta al bordo del piattello, con qualche punto in cui è già sollevata (ad elevati Φ_p). All'aumentare della portata di aria di pre-mix, la fiamma si riduce in estensione longitudinale e appare sempre più ancorata al piattello. La riduzione di $\Phi_p < 2$ (figura 5.10 e seguenti) riduce ulteriormente la fiamma, portando ad una fase di transizione prima del completo spegnimento.

5.2.1.3 Φ globale 0.6 e S 2.17



Fig.5.13 (A) $\Phi_{\text{premix}}=4.1$ $F=3.7$ $t=6$; (B) $\Phi_{\text{premix}}=2.4$ $F=3.7$ $t=6$

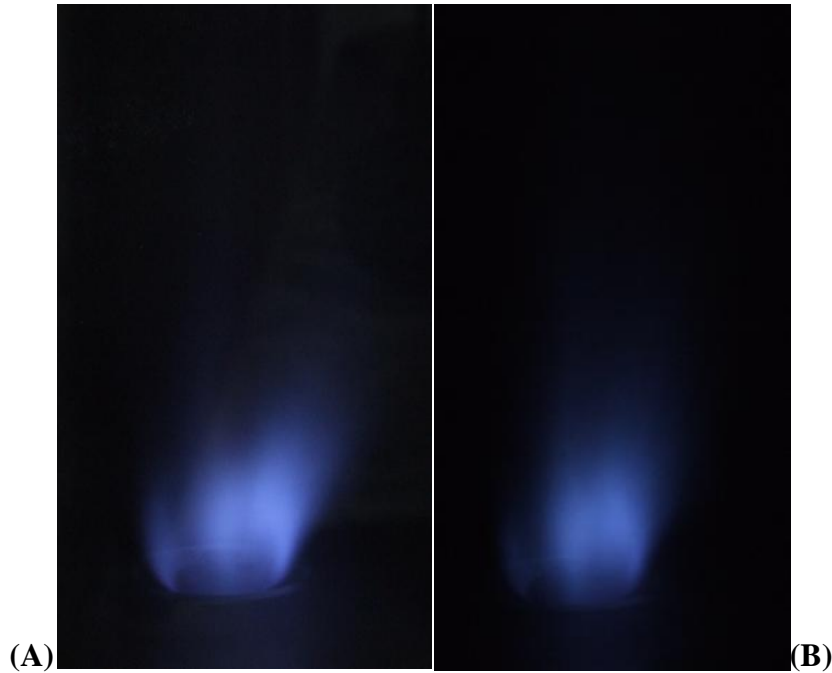


Fig.5.14 (A) $\Phi_{\text{premix}}=1.6$ $F=3.7$ $t=6$; (B) $\Phi_{\text{premix}}=1.4$ $F=3.7$ $t=6$

La condizione ad elevato swirl, corrispondente alle immagini 5.13 e 5.14 comporta una maggiore instabilità della fiamma, che si spegne a Φ_p superiori rispetto ai casi precedenti. Lo swirl gioca dunque un ruolo fondamentale. Il fatto che la fiamma descritta nel paragrafo 5.2.1.2 fosse più stabile di quella di 5.2.1.1 nonostante un grado di swirl più elevato, è legato alla Φ_g di 0.7 anziché 0.6 e dunque ad una maggiore potenza termica della fiamma.

5.2.1.4 Confronti

Le immagini delle fiamme dei paragrafi 5.2.1.1, 5.2.1.2 e 5.2.1.4, mostrano in tutti i casi analizzati un andamento concorde con quello atteso: la fiamma diminuisce in altezza e larghezza all'aumentare dell'aria di premix. Al diminuire del phi di premix, infatti, la fiamma si concentra nella zona più vicina all'efflusso diventando una fiamma meno diffusiva e più premiscelata, tipicamente blu. La minore dimensione comporta una diminuzione dei tempi di residenza dei gas combusti. La transizione da fiamma diffusiva a fiamma premiscelata è ben visibile nella prova a swirl 1.47, di cui è disponibile una foto anche per phi di premix elevato. La figura 5.9 mostra delle fiamme allungate, con sbuffi gialli, che indicano la presenza di fuliggine. Quando la fiamma si accorcia e si riduce in volume, essa assume una colorazione completamente blu, e non sono più visibili le zone di ricircolazione tipiche della fiamma swirlata.

La riduzione del volume di fiamma è legata a un più efficiente miscelamento dei reagenti nella zona di efflusso dell'ugello, favorito sia dalla geometria dell'ugello stesso, con ricircolazione nella precamera, sia dall'aumento della velocità di iniezione del flusso premiscelato nel getto secondario. La combustione si concentra nella zona primaria premiscelata. Lo swirl dunque gioca in queste condizioni un ruolo secondario, poiché è elevato J ovvero la quantità di moto del flusso radiale. Si noti come nei casi indagati per tre differenti swirl la morfologia della fiamma sia del tutto identica poco prima dello spegnimento.

Una differenza significativa è invece data dal rapporto di miscela globale. È proprio questo parametro che influenza la stabilità della fiamma. Nel caso con ϕ globale maggiore (5.2.1.2) la fiamma si spegne a ϕ di premix inferiori al rapporto stechiometrico (<1). In generale comunque i limiti di stabilità della fiamma si spostano notevolmente verso ϕ di premix minori per la configurazione radiale qui indagata, rispetto alla radiale analizzata in precedenza [11]. Il motivo è da ricercarsi nuovamente nella velocità di efflusso del getto radiale nel getto di aria coassiale, ovvero in J . La presenza della precamera, e la morfologia dell'efflusso (ovvero una corona circolare al posto dei singoli fori), consentono un più rapido miscelamento dell'aria e del combustibile, pur diminuendo la velocità all'efflusso. In questo modo la fiamma sviluppata non si “strappa” a causa delle alte velocità cui è soggetta. Inoltre la configurazione a superficie cilindrica e la precamera consentono la formazione di un'unica fiamma al posto di tante piccole fiammelle, tipiche della configurazione radiale con fori, contribuendo anche in questo caso al raggiungimento delle condizioni di riduzione di NO_x senza che avvenga lo spegnimento.

5.2.1.5 Confronti: $h=2$ e $h=3$ millimetri

Un confronto tra le immagini delle fiamme prese nella stessa condizione operativa per quanto riguarda swirl, Φ_p e Φ_g , mostra l'influenza della geometria, ovvero della distanza h tra piattello e ugello, sulla morfologia della fiamma (figura 5.15). Alla riduzione di h corrisponde un aumento della velocità di efflusso del getto che fuoriesce dalla corona circolare per essere immesso nel flusso coassiale. Questo comporta una minore stabilità della fiamma, esattamente come avviene nel caso con fori radiali; la fiamma viene dunque strappata dall'eccessiva velocità del getto.

Inoltre si rileva che la distanza a due millimetri sfavorisce, rispetto al caso a 3mm, il miscelamento del flusso di premix nella precamera. Si nota infatti come la fiamma presenti dei “petali”, ovvero delle fiammelle in corrispondenza dei fori di efflusso del gas gun. Anche la maggiore disomogeneità della fiamma è considerata una causa della diminuzione di stabilità.



Figura 5.15 S 0.9 ϕ globale 0.6 ϕ premix 2.4: confronto con $h=2\text{mm}$ (A) e $h=3\text{mm}$ (B)

5.2.2 Analisi quantitativa della morfologia della fiamma

Si è scelto di analizzare la morfologia della fiamma non solo attraverso l'analisi qualitativa delle immagini, ma anche mediante una stima delle dimensioni delle fiamme stesse. In questo modo si è cercato di correlare diametro, altezza e volume della fiamma, alle emissioni inquinanti (paragrafo 6.4)

5.2.2.1 Rielaborazione delle immagini per la valutazione delle dimensioni della fiamma

Per la determinazione delle dimensioni della fiamma si è sviluppato un programma mediante il software Matlab. Esso ha permesso la rielaborazione delle immagini presentate nel paragrafo 5.2.1.

Il programma si basa sul metodo in cui il software legge l'immagine, ovvero come matrice di pixel. Ad ogni pixel si associano tre indici numerici, la cui combinazione dà il colore del pixel. I tre indici sono relativi al colore rosso (1), verde (2) e blu (3), e ognuno di essi può variare da 0 (assenza del colore) a 255 (unico colore presente).

Le fiamme analizzate hanno come colore prevalente il blu. Manipolando gli indici che danno il colore al pixel è possibile mettere in evidenza quei pixel caratterizzati principalmente dal colore blu. In pratica si scorre la matrice dei pixel di cui è composta la foto, selezionando quei pixel che presentano un indice del colore blu superiore di una soglia fissata (70). Nei pixel selezionati si annullano gli indici relativi al verde e al rosso, negli altri invece si annullano tutti e tre. Alla fine dell'operazione l'immagine è composta unicamente da pixel blu e neri. La figura 5.16 ne è un esempio.

Una volta esaltata la sagoma della fiamma, è necessario contare i pixel che la compongono. Il programma scorre nuovamente la matrice di pixel di cui è formata l'immagine, contando riga per riga, e colonna per colonna il numero di pixel blu presenti. Per ridurre il margine di errore, si è sottoscritta la conta dei pixel alla zona in cui è presente la fiamma. Il programma è in questo modo anche più veloce.

Dalla rielaborazione sopra indicata si ottengono il diametro massimo e l'altezza massima della fiamma in pixel, corrispondenti rispettivamente alla riga e alla colonna con il numero di pixel massimi.

Note le dimensioni della fiamma in pixel, è necessario convertire il valore in millimetri, e questo è fatto mediante una ulteriore rielaborazione della foto.

In ogni immagine si identifica un marker, ovvero un particolare, che può essere una vite della camera di combustione (figura 5.17), l'ugello di efflusso o il tubo di raffreddamento della camera, di cui si conoscono le dimensioni reali. Il riferimento scelto varia in base a ciò che è disponibile nella foto. Con un programma di rielaborazione delle immagini si evidenzia il marker di rosso, eliminando dal pixel gli altri colori. Il programma conta dunque il numero di pixel corrispondenti al marker, ovvero quelli che hanno un indice del rosso più elevato di 250 e gli altri due indici inferiori di 60. Si è dunque in grado di associare al numero di pixel così determinato la misura in millimetri, misurata con il calibro.

Le dimensioni così trovate sono soggette ad una incertezza, legata alla determinazione del fattore di conversione pixel/millimetri. Ad una incertezza di ± 2 pixel, corrisponde un'incertezza $\sigma_{p/mm}$ di ± 0.0033 mm.

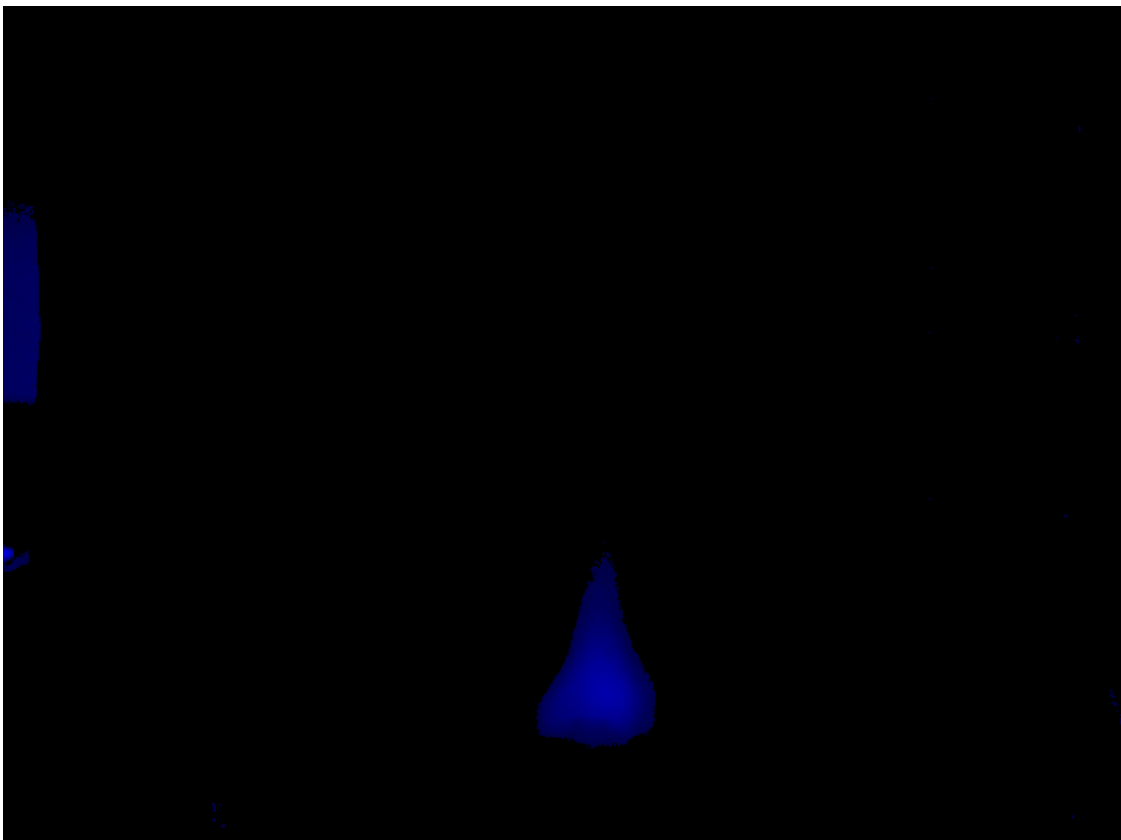


Figura 5.16 Immagine della fiamma prima e dopo la rielaborazione con il programma Matlab



Figura 5.17 Particolare del marker associato ad una immagine

5.2.2.2 Dimensione delle fiamme

Il paragrafo riporta in forma tabulare (tabella 5.2) e grafica le dimensioni delle fiamme fotografate. Il volume è stato calcolato ipotizzando la fiamma come cilindrica:

$$V_{fiamma} = h_{fiamma} * \pi \frac{D_{fiamma}^2}{4} \quad (5.21)$$

Dove h_{fiamma} e D_{fiamma} sono l'altezza e il diametro della fiamma, valutati con il programma esposto nel paragrafo 5.2.2.1.

Le misure di altezza e diametro della fiamma sono soggette ad un errore $\sigma_{p/mm}$ calcolato nel paragrafo 5.2.2.1. Per il volume, usando la propagazione degli errori si ottiene un σ_{volume} pari a $\pm 39 \text{ mm}^3$.

Tabella 5.2 Dimensioni della fiamma nelle diverse condizioni analizzate

Dimensioni fiamma				
Condizione	Φ_{premix}	h [mm]	D [mm]	Volume [mm ³]
Φ_g 0.6; S0.9	3.094	134.811	73.962	578911
	2.4752	82.87	61.944	249612
	1.473	53.636	36.545	56231
	1.3452	44.732	31.161	34096
Φ_g 0.7; S1.47	7.14	159.194	69.032	595521
	4.76	128.305	67.745	462240
	3.57	96.765	63.051	301975
	2.38	71.204	58.241	189597
	2.04	65.741	57.315	169528
	1.05	35.565	29.194	23794
Φ_g 0.6; S2.17	4.125	97.984	60.161	278390
	2.4752	63.929	60.089	181199
	1.65	47.456	42.018	65770
	1.456	44.113	28.468	28064

Le figure 5.18, 5.19 e 5.20 mostrano l'andamento rispettivamente di diametro, altezza e volume di fiamma al variare di Φ_{premix} .

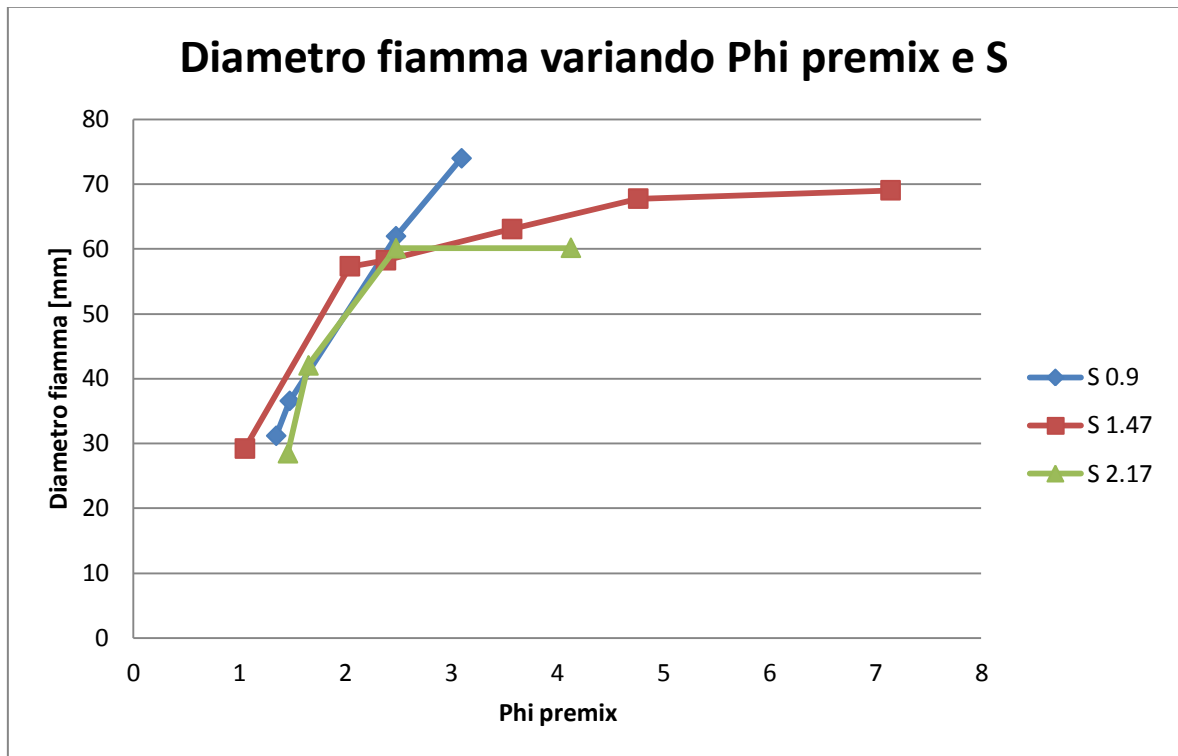


Figura 5.18 Diametro di fiamma vs Φ_{premix}

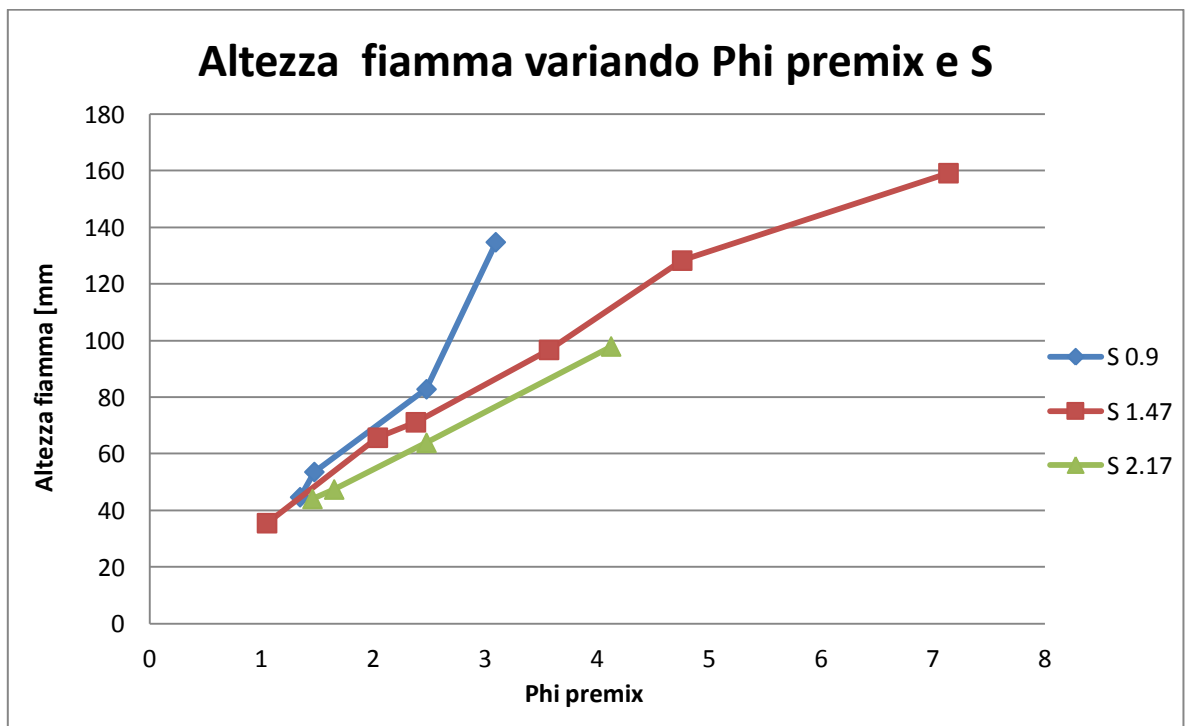


Figura 5.19 Altezza di fiamma vs Φ_{premix}

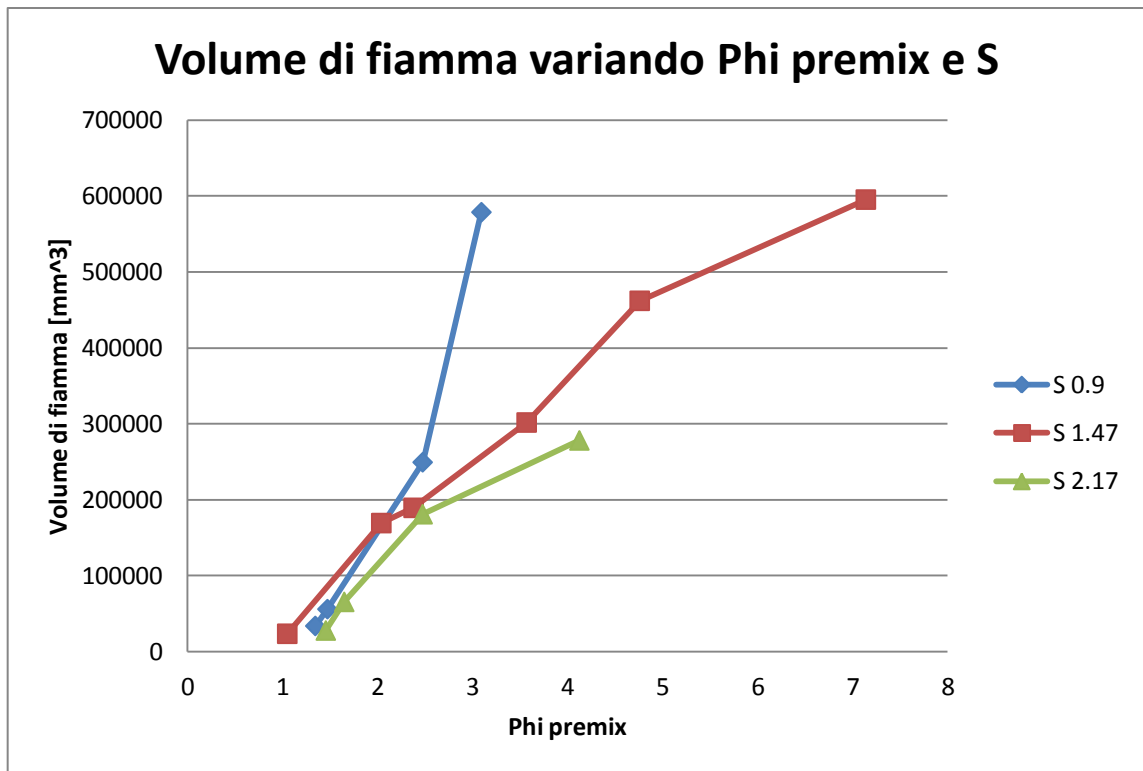


Figura 5.18 Volume di fiamma vs Φ_{premix}

I grafici mettono in evidenza il comportamento già rilevato dall'osservazione delle immagini. La fiamma si riduce in diametro e altezza, e dunque in volume, al diminuire del Φ_{premix} ovvero andando verso una fiamma puramente premiscelata.

La geometria della fiamma non sembra essere in alcun modo influenzata dallo swirl nella regione di $\Phi_{\text{premix}} < 2.5$, che è poi la zona dove si assiste alla riduzione delle emissioni inquinanti. Per $\Phi_{\text{premix}} > 3$ la differenza tra le diverse condizioni operative appare più marcata. In particolare a swirl più basso corrisponde una fiamma di dimensioni maggiori a parità di Φ_{premix} . Si ricorda che allo swirl 1.47 corrisponde una Φ_g superiore a quella delle altre due curve. Per questo motivo la curva rossa si spinge maggiormente verso la sinistra dei grafici.

5.3 Campo di moto (PIV)

Per ogni condizione indicata nella seconda parte della tabella 5.1, si presentano le immagini del campo di moto e la sua evoluzione al diminuire di Φ_p . Le mappe di velocità ricalcano quanto presentato nel paragrafo 5.2.1: il getto appare piuttosto aperto nelle condizioni di Φ_p bassi, con ampie zone di ricircolazione e velocità negative nella porzione centrale del campo; man mano che si aggiunge l'aria di premix il getto tende a richiudersi e le zone di ricircolazione si riducono. Si riportano di seguito le mappe relative ad un solo caso, per la consultazione delle mappe relative agli altri casi si rimanda all'appendice.

5.3.2 Swirl 1.47

Si riportano le mappe di velocità e delle linee di flusso relative alla prova con swirl 1.47, Φ_g pari a 0.7 e Φ_p variabile tra 5 e 0.9.

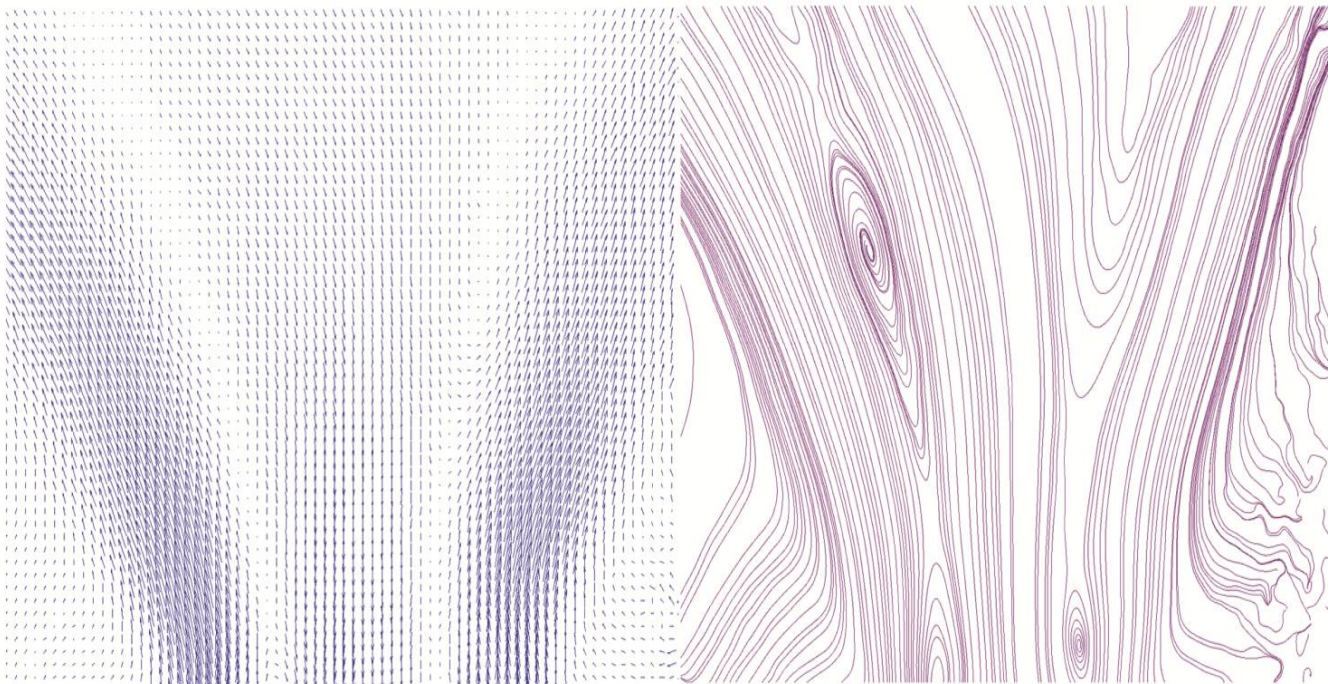


Figura 5.19 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p=4.76$

La mappa vettoriale mostra un getto aperto, con ampie zone di ricircolazione, chiaramente visibili nella mappa di linee di flusso. Nella zona centrale del campo le velocità sono negative, così come nella parte più periferica dell'immagine.

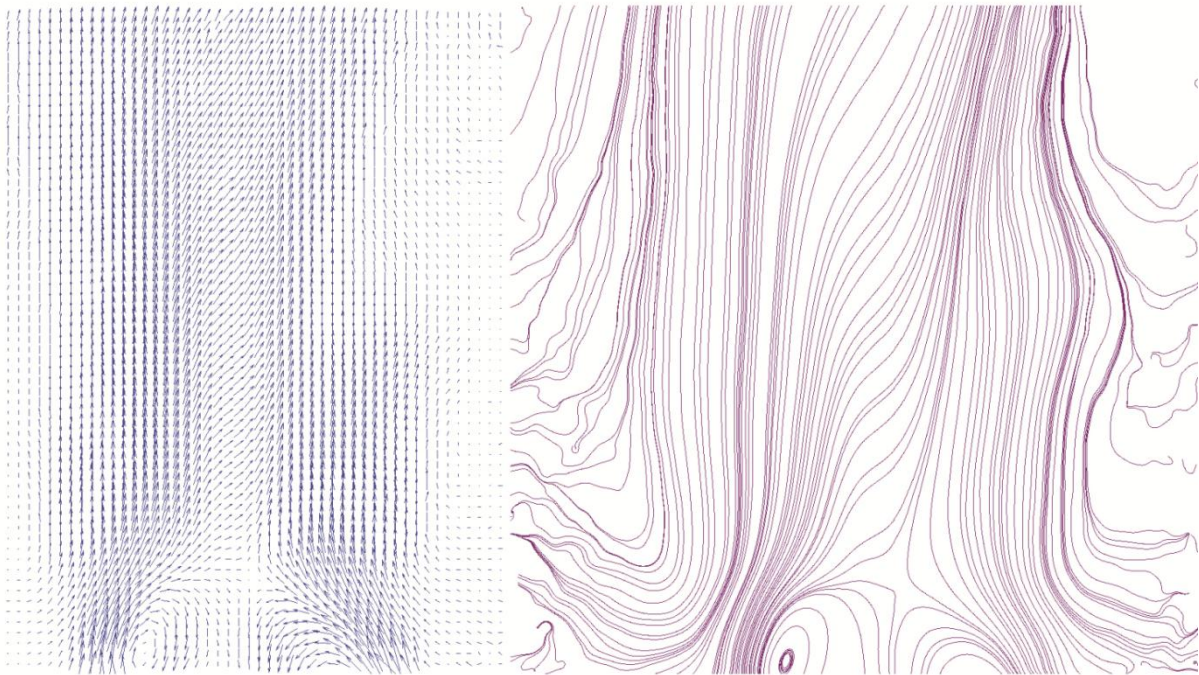


Figura 5.20 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p = 2.04$

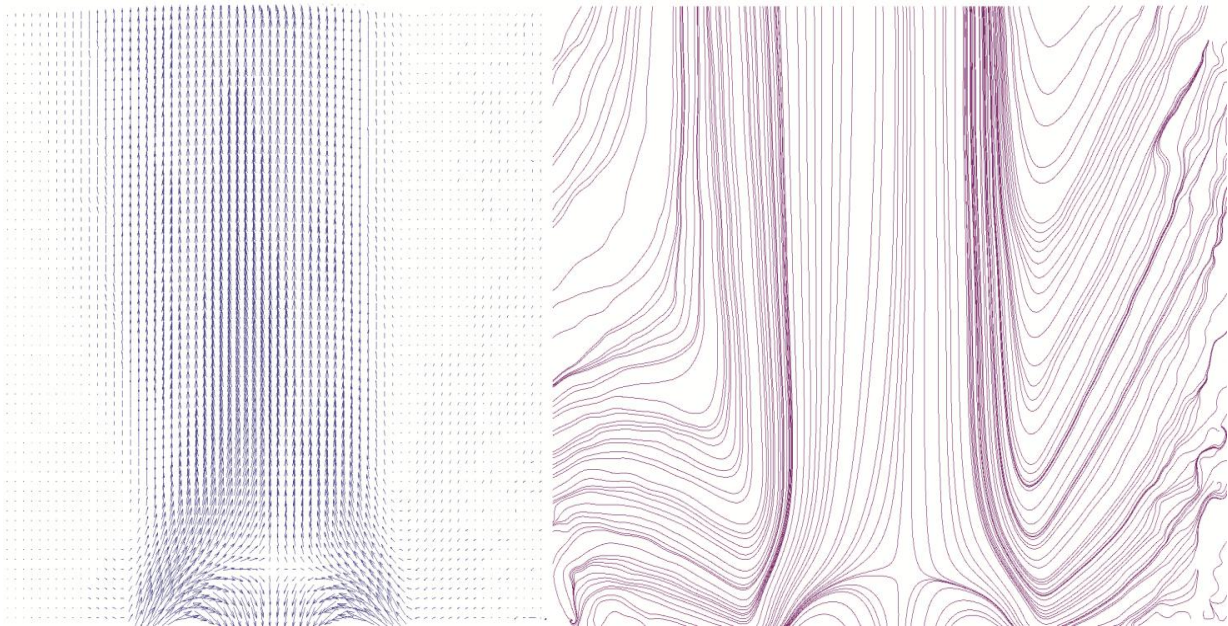


Figura 5.21 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p = 1.05$

Aumentando l'aria di premix il getto tende a chiudersi, la zona di ricircolazione è confinata in prossimità dell'efflusso con velocità negative nell'intorno dell'asse del getto; invece oltre il punto di ristagno le velocità sono tutte positive.

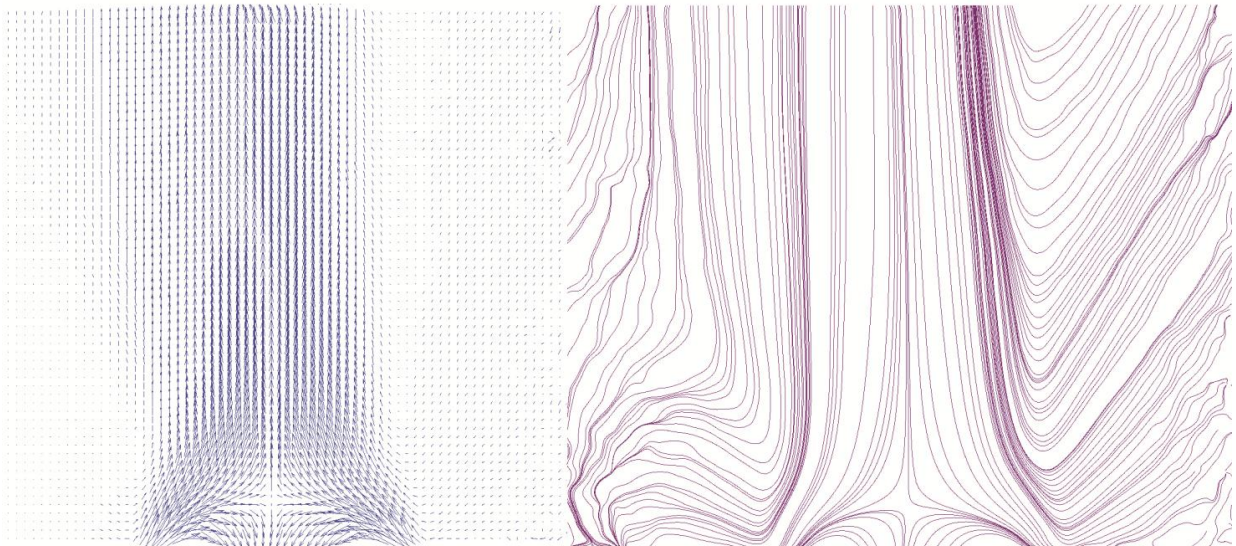


Figura 5.22 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p = 0.91$

Le mappe di velocità e delle linee di flusso relative a prove condotte con swirl pari a 1.47 e 2.17, mostrano un andamento qualitativamente analogo; dunque l'evoluzione del flusso è fortemente influenzata dalla quantità d'aria di premix iniettata, cioè dal Φ_p .

5.3.3 Swirl 0.6

Le mappe di velocità relative a prove svolte con bassi valori di swirl hanno rivelato un andamento differente rispetto a quanto riportato nel par. 5.1.1. Per chiarire quanto detto, si riportano le mappe di velocità e delle linee di flusso relative alla prova con swirl 0.6, Φ_g pari a 0.7 e Φ_p variabile tra 6 e 1.5.

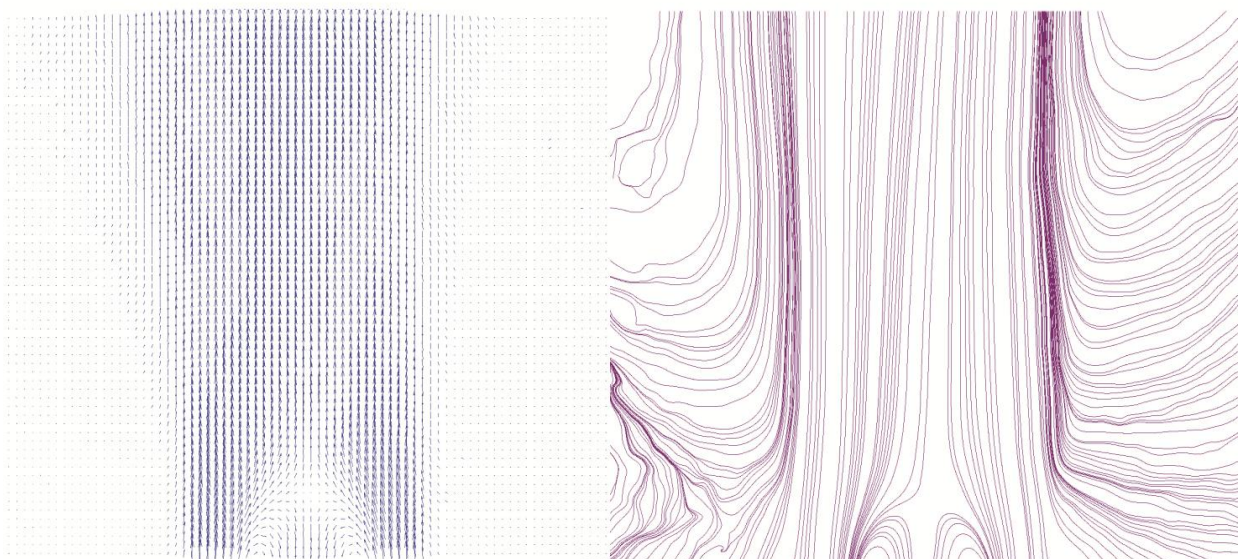


Figura 5.23 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p = 6.18$

Nella fig. 5.22 si mostra un getto poco aperto, con zone di ricircolazione poco estese e circoscritte alla zona prossima all'efflusso, nonostante la portata d'aria di premix sia piuttosto contenuta; il campo di moto è dunque analogo a quello relativo alle prove svolte a swirl maggiori (1.47 e 2.17) ma in corrispondenza di Φ_p bassi, intorno a 3 (paragrafo 5.3.2). Confrontando tale immagine con la 5.19, relativa ad analogo Φ_p ma swirl più elevato, si evidenzia una differente struttura del flusso. Infatti nel primo caso esso è più aperto e manifesta due zone di ricircolazione, una interna ed una esterna al getto d'aria, dovuta al confinamento nella camera di combustione.

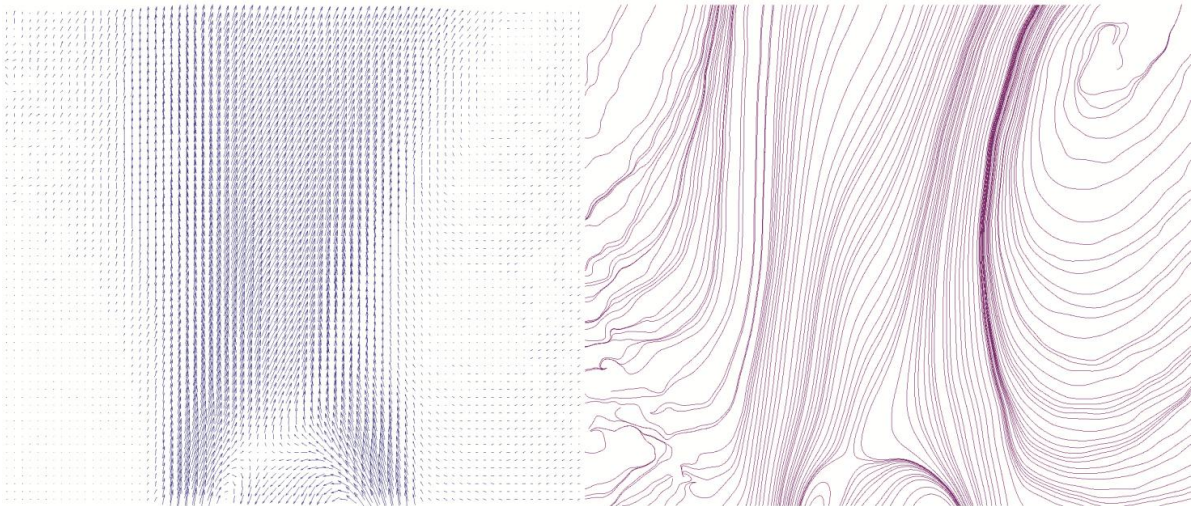


Figura 5.24 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p= 2.47$

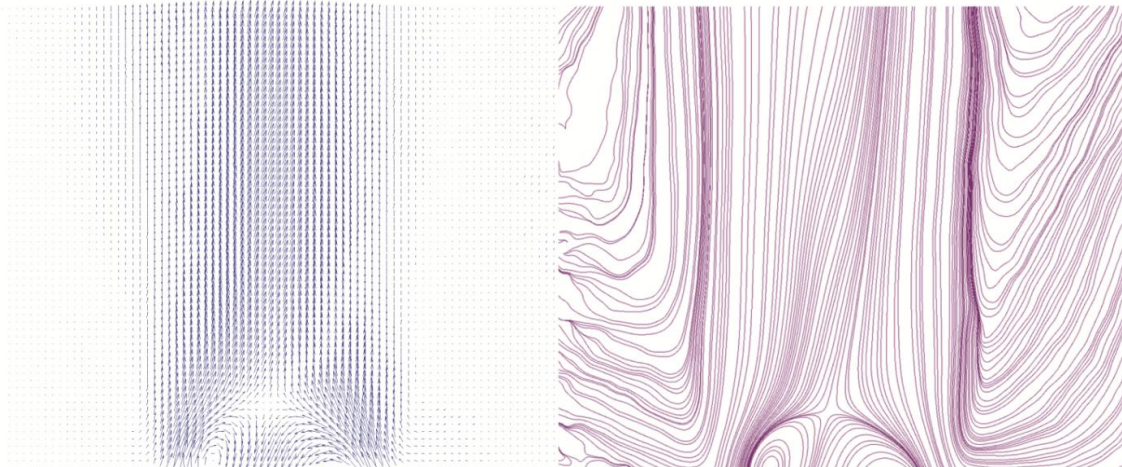


Figura 5.25 Mappe di velocità e linee di flusso per $\Phi_p= 1.457$

Tutte le immagini mostrano una evidente dissimmetria del flusso, visibile soprattutto nelle mappe con linee di flusso. Essa è imputabile sia a possibili difetti di lavorazione che rendono la geometria dell'ugello non perfettamente simmetrica, sia a problemi legati alla realizzazione delle mappe PIV. Le suddette mappe risultano infatti più rumorose nelle zone periferiche dell'immagine, a causa di riflessi che non è stato possibile eliminare nonostante i tentativi di riallineamento della lama laser. Si consideri infine che il processo fluidodinamico in esame è instazionario e fortemente tridimensionale

All'aumentare dell'aria di premix, indipendentemente dal numero di swirl, il flusso diviene molto simile, con la zona di ricircolazione centrale dovuta più alla presenza del disco che allo swirl stesso poiché la più elevata velocità del getto radiale distorce ed attenua il moto centrifugo.

5.3.4 Campo di velocità e deviazione standard

Si riportano le mappe vettoriali di velocità sovrapposte alle mappe continue della Root Mean Velocity, relative alla prova con swirl 0.9, Φ_g pari a 0.6 e Φ_p variabile tra 3 e 1.3. La RMS è definita come segue:

$$RMS = \sqrt{U^2 + V^2} \quad (5.20)$$

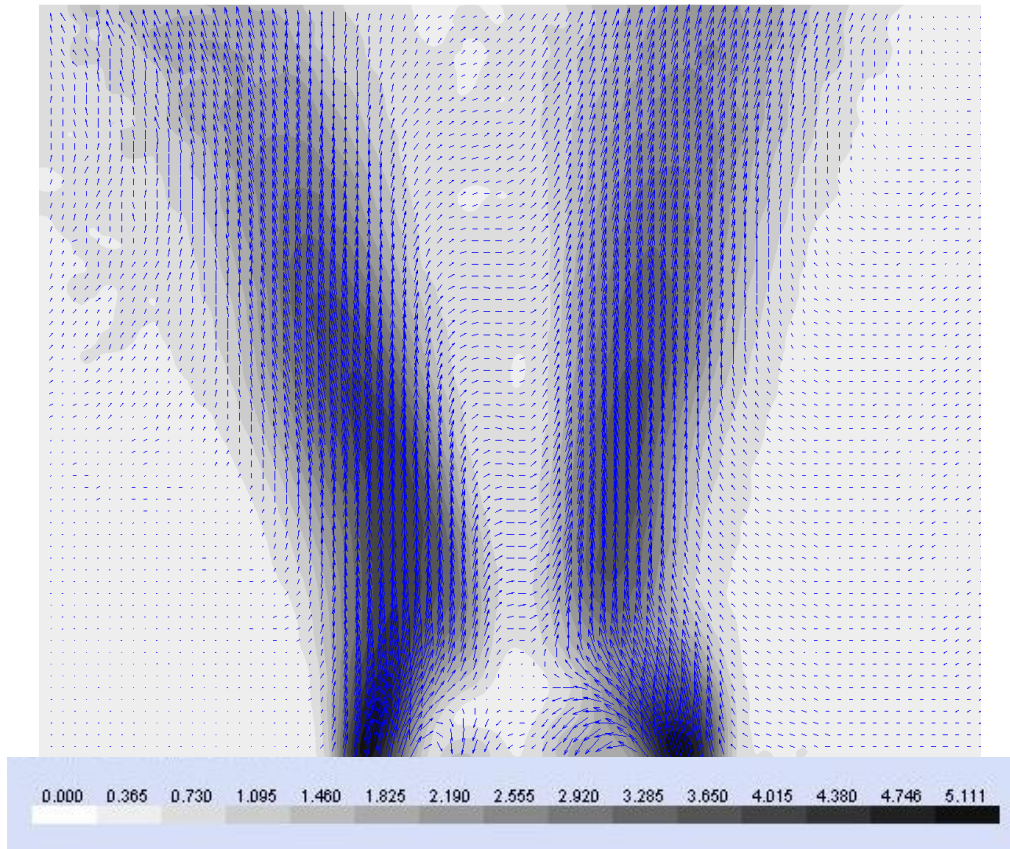


Figura 5.26 Mappe di velocità e deviazione standard per $\Phi_p = 2.47$

Dalle figure 5.26, 5.27 e 5.28 si nota che i valori maggiori di RMS (aree più scure) si concentrano nella zona di efflusso e in quella a valle del punto di ristagno in prossimità dell'asse.

Si deduce che i massimi valori della deviazione standard (ovvero le aree di confine tra due colori) sono circoscritti all'interfaccia tra il flusso ascendente e quello ricircolante e nelle zone a più alto gradiente delle velocità media. A queste zone corrisponde un elevato grado di turbolenza.

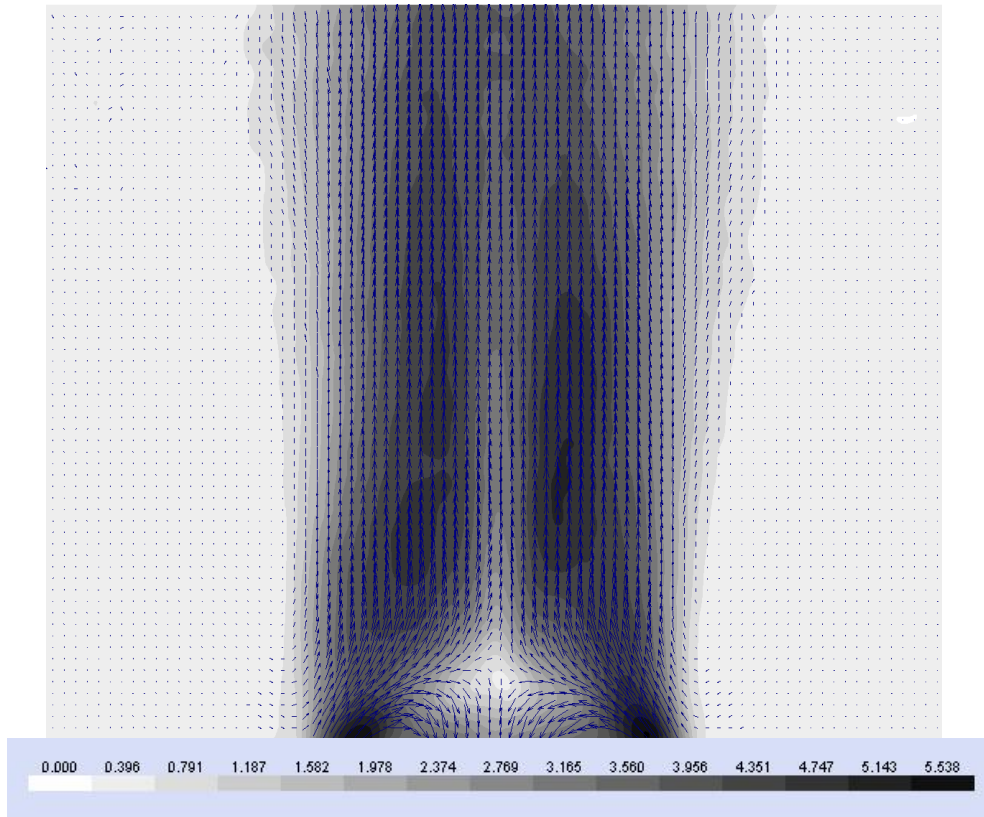


Figura 5.27 Mappe di velocità e deviazione standard per $\Phi_p = 1.47$

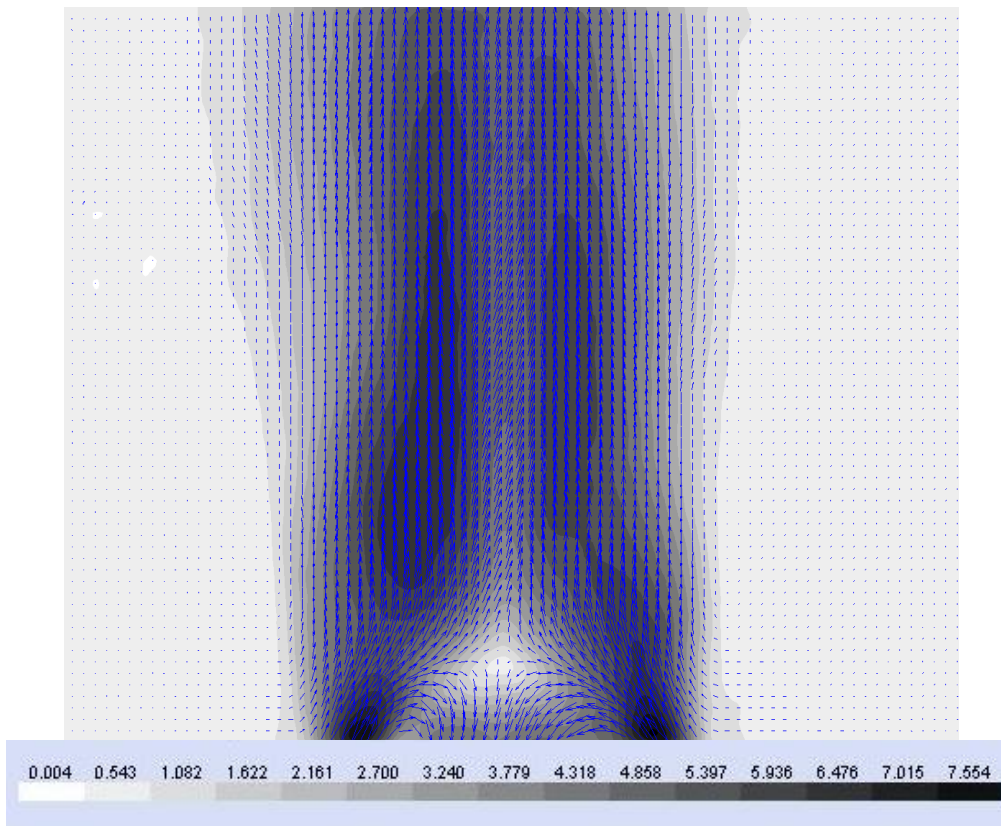


Figura 5.28 Mappe di velocità e deviazione standard per $\Phi_p = 1.345$

5.4 Profili di velocità

Utilizzando il programma Matlab, sono stati rielaborati i dati relativi alle prove effettuate con la PIV. Si riportano di seguito gli andamenti della velocità, componente assiale e tangenziale, al variare del raggio e della quota rispetto all'efflusso. Gli andamenti sono relativi alla prova con swirl 0.6, Φ_g 0.7 e Φ_p variabile tra 6 e 1.5.

L'andamento della componente assiale della velocità risulta abbastanza simmetrico rispetto all'asse del getto; in prossimità dell'efflusso vi è una zona di ricircolazione poco estesa, la cui altezza è pari a circa mezzo diametro, caratterizzata da velocità negative crescenti con l'area di premix (paragrafo 5.3.3). Per distanze dall'efflusso superiori ad 1 cm, le velocità risultano tutte positive e sempre maggiori man mano che ci si allontana lungo l'asse del getto, con picchi meno accentuati.

La componente tangenziale della velocità, invece risulta antisimmetrica rispetto all'asse del getto, come ci si aspettava.

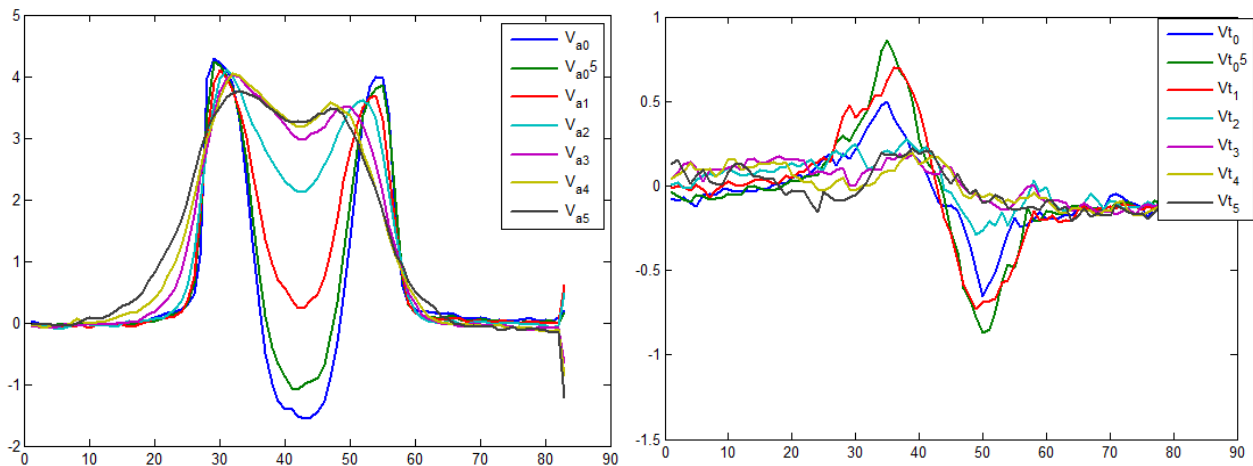


Figura 5.29 Componente assiale e tangenziale della velocità per $\Phi_p = 6.18$

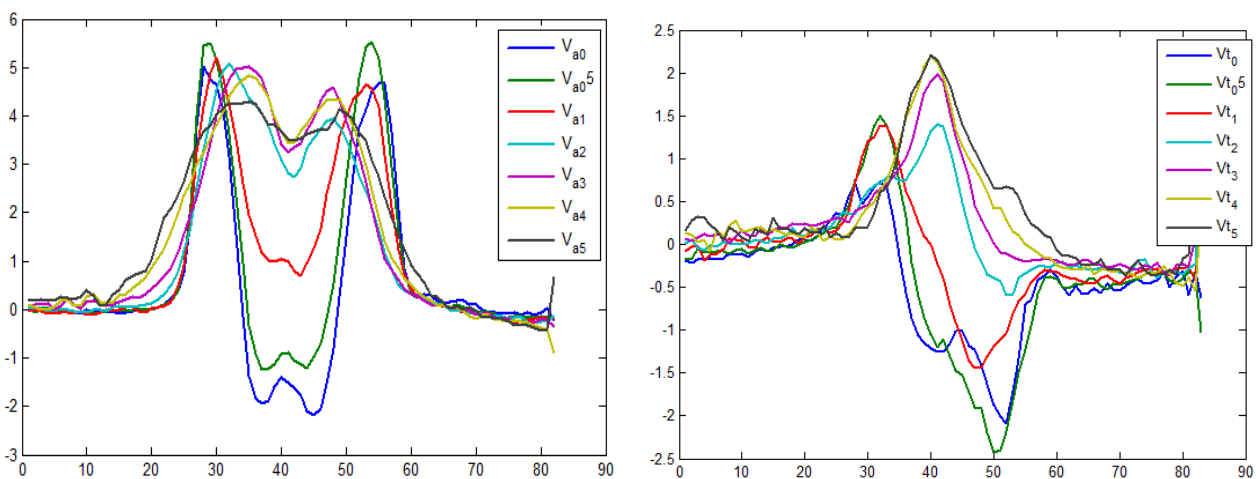


Figura 5.30 Componente assiale e tangenziale della velocità per $\Phi_p = 2.47$

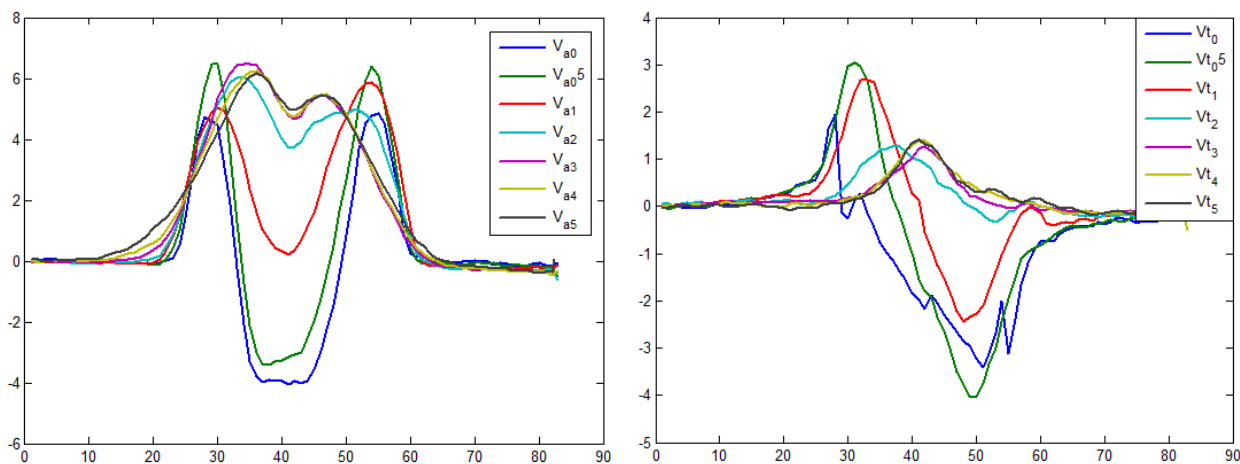


Figura 5.31 Componente assiale e tangenziale della velocità per $\Phi_p = 1.457$

Si noti che al crescere della portata d'aria di premix, il profilo della componente tangenziale della velocità si deforma sempre più indicando una progressiva attenuazione e alterazione del moto centrifugo.

5.4.2 Confronti

Sono stati elaborati i dati in modo da effettuare alcuni confronti. In particolare è stato indagato prima l'andamento della velocità assiale alla stessa quota tenendo costante il valore di Φ_p e variando lo swirl, dopo tenendo costante lo swirl e variando il valore di Φ_p , per diverse quote adimensionalizzate rispetto al diametro dell'ugello (D).

5.4.2.1 Pari quota e $\Phi_p = 2.4$, vari Swirl

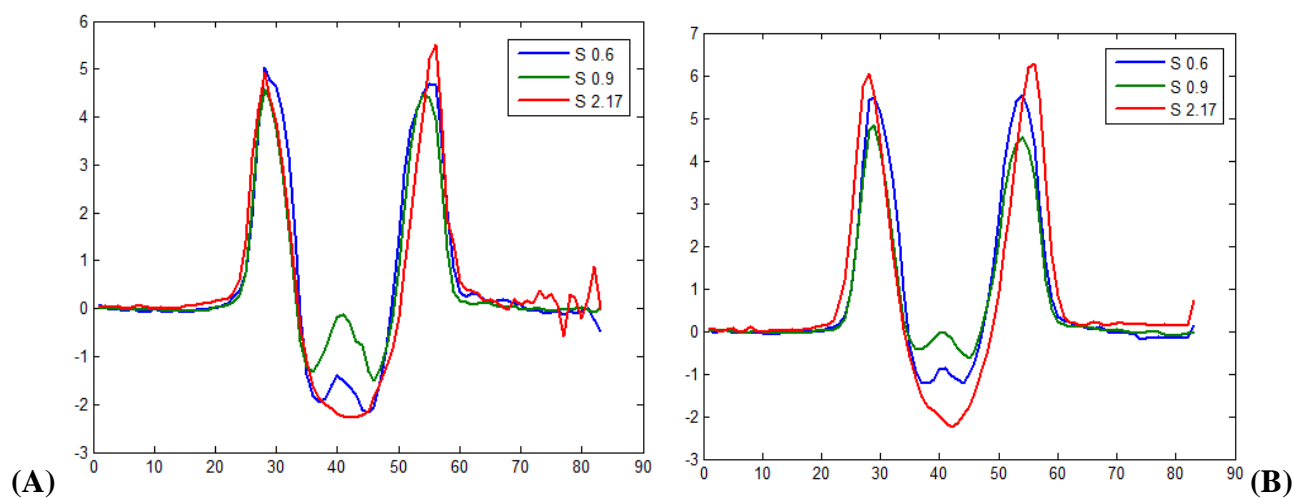


Figura 5.32 Velocità a quota zero (A) e 0.1 D (B) per $\Phi_p = 2.4$

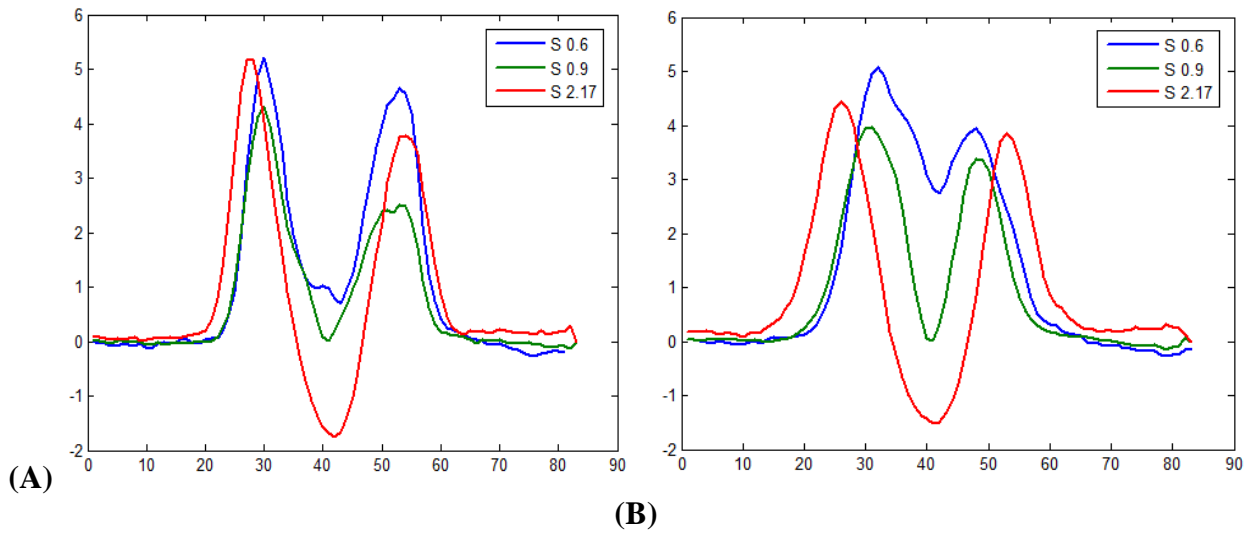


Figura 5.33 Velocità a quota 0.21 D (A) e 0.43 D (B) per $\Phi_p=2.4$

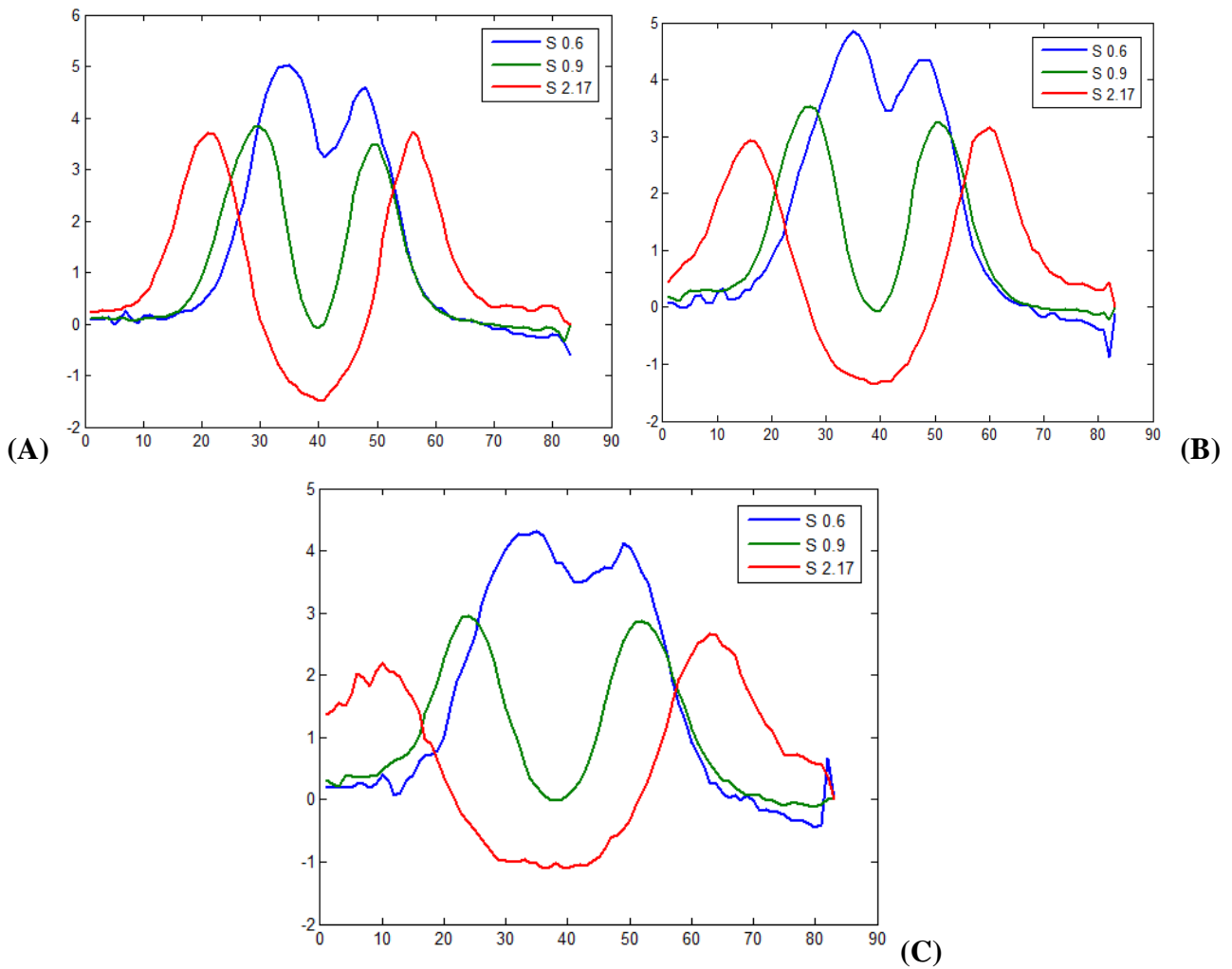


Figura 5.34 Velocità a quota 0.65 D (A) e 0.86 D (B) 1.1 D (C) per $\Phi_p=2.4$

5.4.2.2 Pari swirl e quota, vari Φ_p

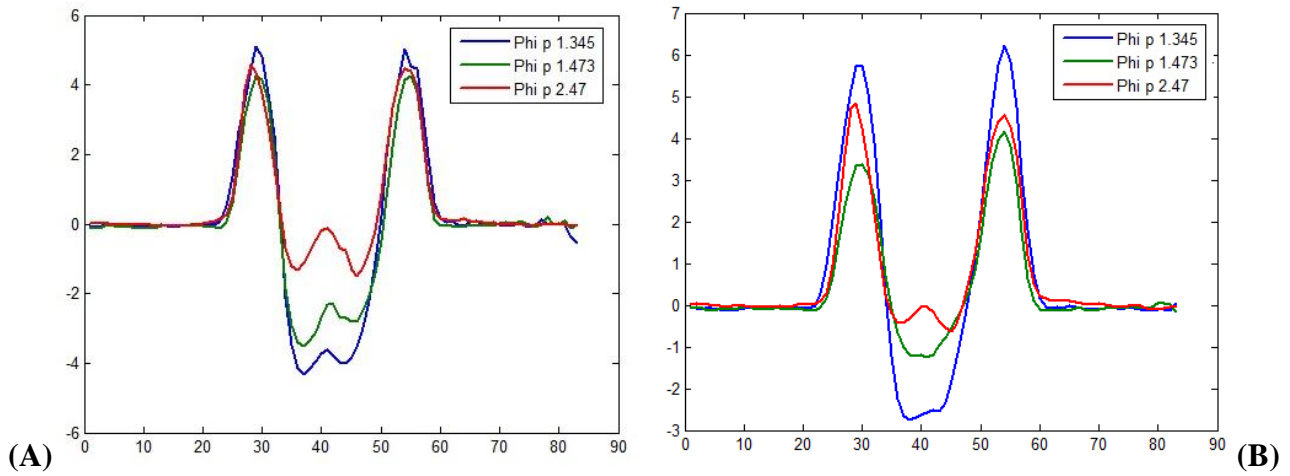


Figura 5.35 Velocità a quota zero(A) e 0.1 D (B) per S=0.9

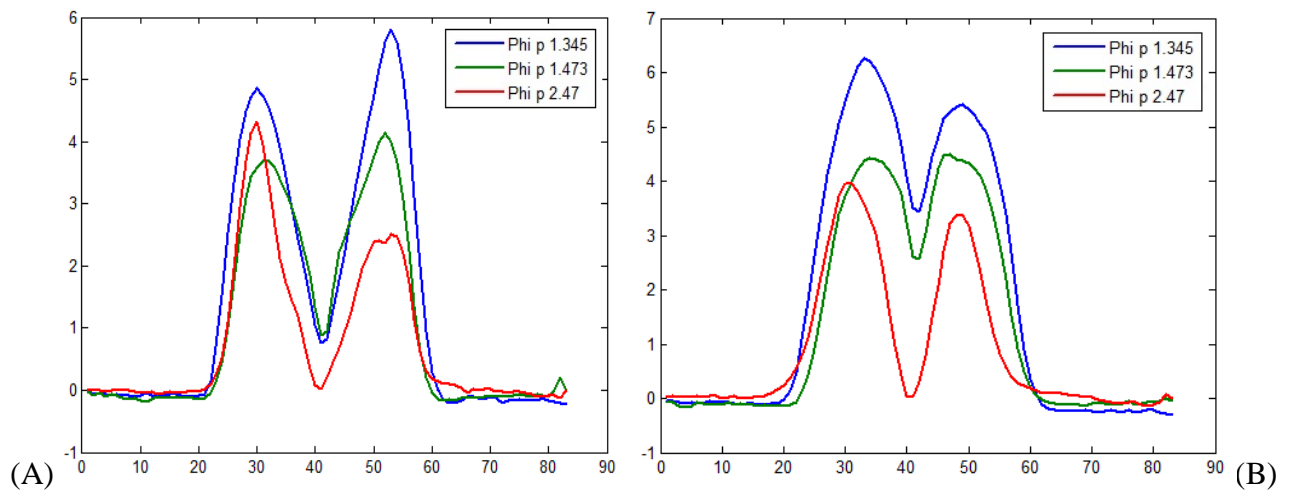


Figura 5.36 Velocità a quota 0.21 D (A) e 0.43 D (B) per S=0.9

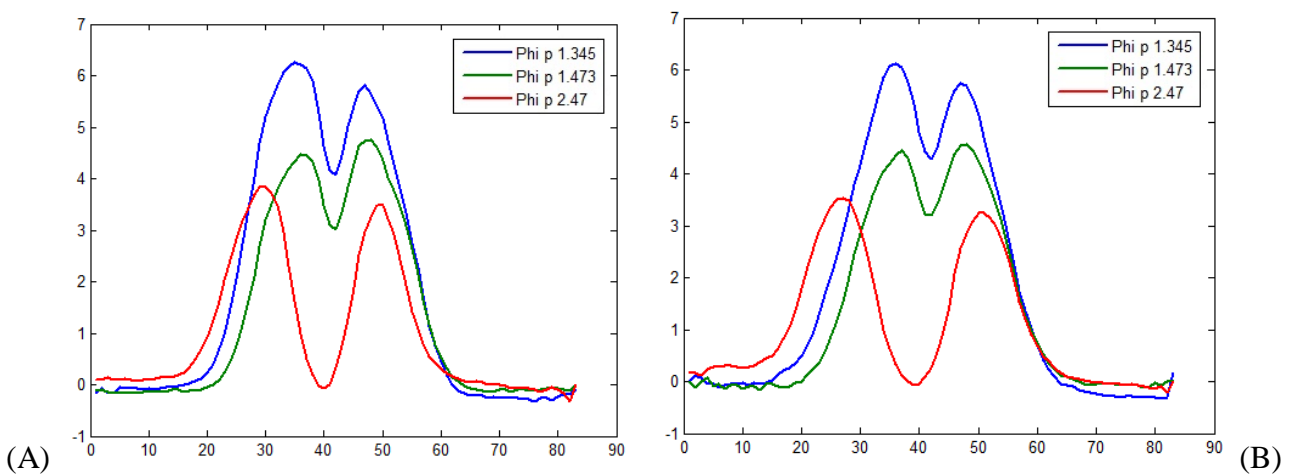


Figura 5.37(a) Velocità a quota 0.65 D (A) 0.86 D (B) per S=0.9

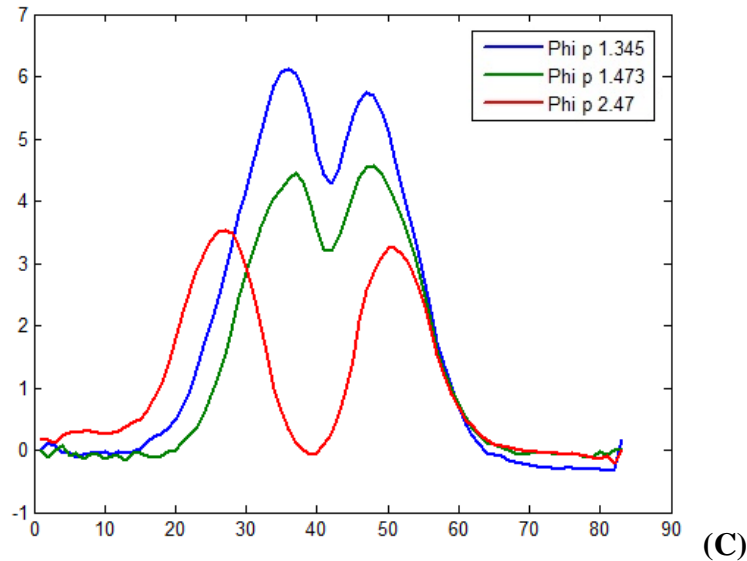


Figura 5.37(b) Velocità a quota 1.1 D (C) per S=0.9

La figura 5.35 mostra una zona di ricircolazione più intensa a Φ_p più bassi (ovvero velocità fortemente negative) mentre si evince dalla figura 5.36 e seguenti che l'aumento della portata di aria di premix (già tra Φ_p 1.47 e 2.47) riduce la bolla di ricircolazione assiale e restringe la sezione del getto. Lo swirl è stato fortemente attenuato e rimane un accenno di difetto di velocità media prodotto dalla scia dietro il piattello.

5.5 Calcolo della portata

Il calcolo della portata d'aria in efflusso dall'ugello, a diverse quote rispetto a quella di efflusso, permette di quantificare il fenomeno dell'entrainment di aria nella fiamma. Il confronto del valore di portata determinata a quota zero invece, costituisce un valido termine di verifica della correttezza delle misure di velocità e della procedura di valutazione della portata.

Conoscendo il profilo di velocità assiale ricavato dai file PIV, si è calcolato il valore di portata massica attraverso l'operazione di integrazione:

$$Q = \int_0^R \int_0^{2\pi} U(r, \theta) r d\theta dr \quad (5.22)$$

Dove:

- Q è la portata volumetrica;
- $U(r, \theta)$ è la componente assiale della velocità puntuale;
- r è la posizione radiale del punto di misura;

La scelta dell'estremo R di integrazione è stata valutata di volta in volta in funzione della coordinata radiale a cui la velocità assiale si annulla. Per il calcolo dell'integrale si è adottato il metodo dei trapezi:

$$Q = 2\pi \int_0^R U r dr = 2\pi \sum_1^N U_i r \Delta r \quad (5.23)$$

che assicura una notevole accuratezza numerica, almeno con il passo del reticolo di punti di misura lungo il diametro, pari ad 1 mm nelle misure qui riportate. Si noti come tale discretizzazione numerica si fondi sull'assunzione di simmetria del getto rispetto al suo asse.

Prima di tutto è stato necessario individuare l'asse del getto, la cui ascissa non è nota a priori nelle immagini PIV; inoltre il getto non è perfettamente assialsimmetrico, di conseguenza l'asse non è verticale e bisogna calcolare la coordinata a raggio nullo per ogni altezza di interesse. Si sono individuati sulla mappa PIV le coordinate delle ascisse in corrispondenza delle quali la componente assiale della velocità si annullava, al confine della zona di ricircolazione interna, e si è considerato il punto a raggio zero il punto medio tra le due coordinate.

Il valore del raggio massimo R varia caso per caso, poiché i campi di moto sono morfologicamente diversi sia al variare dello swirl, che al variare della portata di premix. Per la stessa condizione si sono individuati raggi diversi anche al variare della quota rispetto all'efflusso. In generale come raggio massimo si è scelta la coordinata in corrispondenza della quale si osserva l'annullarsi della velocità assiale al bordo esterno del flusso (tra 2.2 e 4.5 cm).

Dai file dati PIV si ricavano le misure puntuali di velocità, differenti a destra e sinistra a pari posizione radiale, poiché il getto non è perfettamente assialsimmetrico. Si è deciso pertanto di effettuare una media delle due misure di velocità a pari raggio, e di usare il suddetto valore medio per l'integrale. La scelta è ulteriormente avvalorata dal fatto che in alcune delle immagini il campo di moto ricavato dalla PIV non è uniforme in termini di vettori di velocità considerati validi.

In particolare sul lato sinistro, probabilmente a causa di riflessi del raggio laser che non si è riusciti ad eliminare, vi sono zone in cui nell'immagine il numero di vettori validi scende a poche decine. Per le immagini evidentemente più affette dal problema, si è deciso di utilizzare solo la metà dei dati di velocità corrispondenti al campo meno disturbato.

Nell'implementazione del programma per il calcolo degli integrali, si è utilizzata una approssimazione basata sul metodo dei trapezi.

$$\dot{m} = \rho \sum_{i=1}^{N-1} 2\pi \left(\frac{1}{2} (u_{i+1} r_{i+1} + u_i r_i) (r_{i+1} + r_i) \right) \quad (5.24)$$

Il passo d'integrazione, ovvero $r_{i+1} - r_i = \Delta r$, è pari a 1.2 mm. Si è scelto di utilizzare unicamente i valori di velocità forniti alle diverse ascisse dai file dati della PIV, senza operare interpolazioni.

Si è effettuato il calcolo della portata a diverse quote rispetto all'efflusso. Ogni condizione di swirl è stata analizzata alle quote di 0, 0.5, 1, 2, 3, 4, e infine 5 centimetri, esprimibili in termini adimensionali come distanze normalizzate rispetto al diametro dell'ugello e pari a 0, 0.1, 0.21, 0.43, 0.65, 0.86 e 1.08 D. Per condizioni a Swirl 0.6/premix 1.12 e swirl

1.47/premix 1.04 si è valutata la portata anche a 1.5, per meglio evidenziarne l'andamento con la quota.

La suddetta analisi permette di valutare la massa di aria esterna che entra nel flusso in uscita dall'ugello nelle diverse condizioni di swirl e premix, ovvero determinare l'entrapment dell'aria esterna nella zona di fiamma.

L'analisi svolta permette di valutare la portata massica all'efflusso dell'ugello nelle diverse condizioni analizzate, e confrontarla con quella nominale di 200 NI/min, pari a 0.0041Kg/s. La tabella 5.3 riporta le portate misurate all'efflusso (quota 0) nelle diverse condizioni, e il relativo errore.

Tabella 5.3 Portate misurate e relativo errore

Swirl	ϕ premix	Portata [Kg/s]	errore %
0.6	1.12	0.0029	-29.27
	1.457	0.0033	-19.51
	2.47	0.0042	+2.44
	6.188	0.0036	-12.20
0.9	1.345	0.0031	-24.39
	1.473	0.0023	-43.90
	2.47	0.0035	-14.63
1.47	0.915	0.0026	-36.59
	1.005	0.0025	-39.02
	2.04	0.003	-26.83
	4.76	0.0042	+2.44
2.17	1.457	0.0051	+24.39
	1.65	0.0038	-7.32
	2.475	0.0043	+4.88
	4.125	0.0054	+31.71

L'errore commesso nella determinazione della portata mediante il profilo di velocità calcolato mediante misurazioni puntuali della velocità stessa è variabile nelle diverse condizioni di swirl e premix, andando dal 3% fino a toccare picchi di circa il 40%.. Questo errore non sorprende dato il metodo utilizzato per il calcolo della portata, oltre all'approssimazione di getto assialsimmetrico, poco corretta nel caso in esame (elevata intensità di turbolenza e presenza di swirl). Si noti che la quota teoricamente 0 in realtà è sollevata sul piano della sezione d'uscita del bruciatore di 4 mm, per evitare i riflessi prodotti dalla superficie metallica che deteriorano le immagini PIV. Per questo motivo non sorprende che a swirl elevati la portata sia superiore a quella nominale perché il getto ha già risucchiato aria esterna.

Di seguito si riportano gli andamenti della portata di entrainment percentuale rispetto alla quota adimensionale a pari numero di Swirl e al variare del Premix. Per facilitare la comprensione dei grafici, si ripropongono in piccolo le mappe delle linee di flusso corrispondenti alle diverse condizioni di premix. Nelle figg. 5.38-5.45 i valori di portata mostrati sono stati rielaborati, sottraendo al valore di portata alla quota considerata il valore di portata all'efflusso, valutandone la percentuale rispetto a quest'ultima. Per tale ragione

alla quota 0 si osserva un valore di portata nullo. Lungo le ascisse sono riportati i valori di quota adimensionalizzata rispetto al diametro dell'ugello.

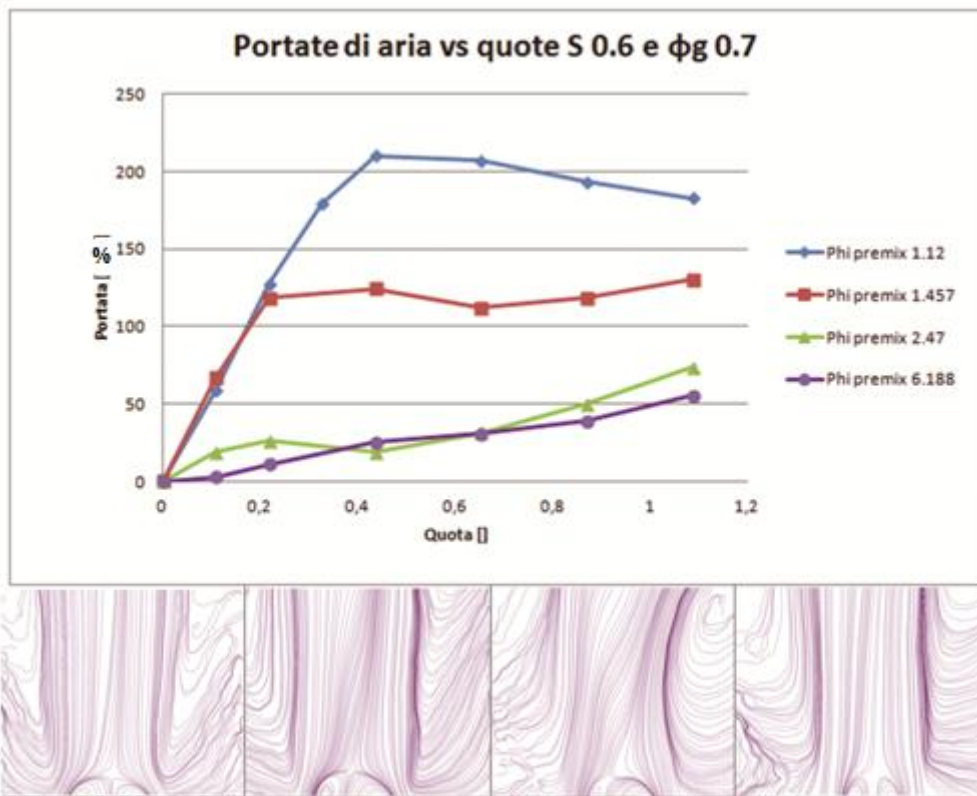


Figura 5.38 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale

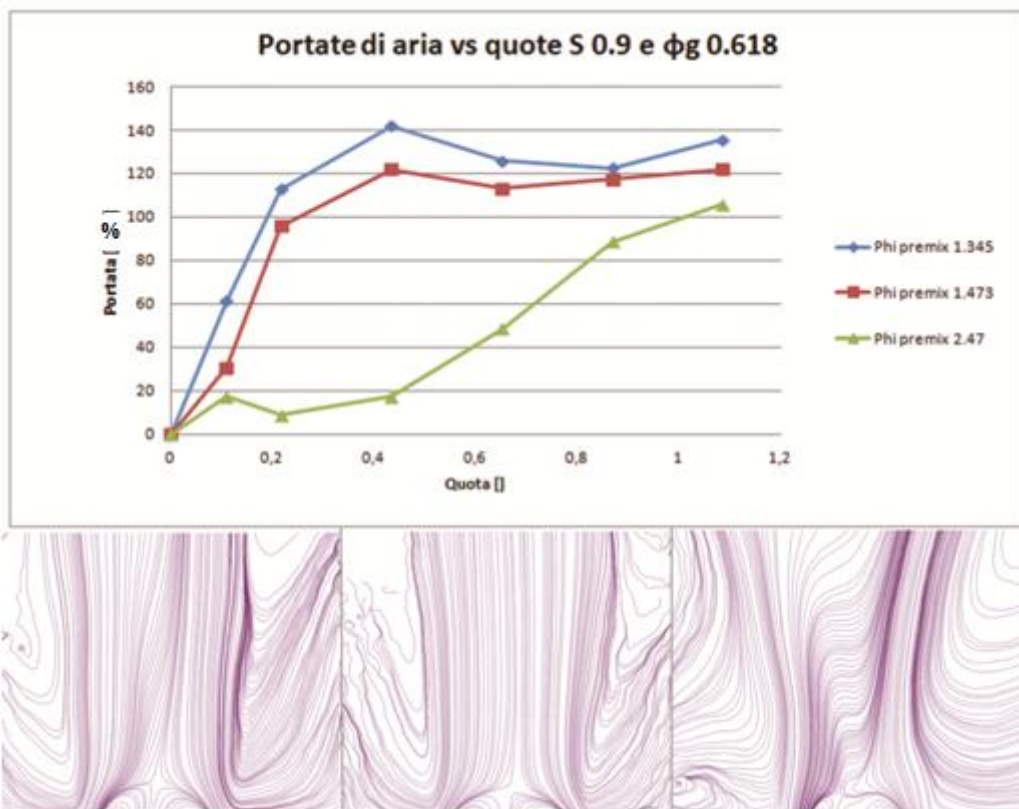


Figura 5.39 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale

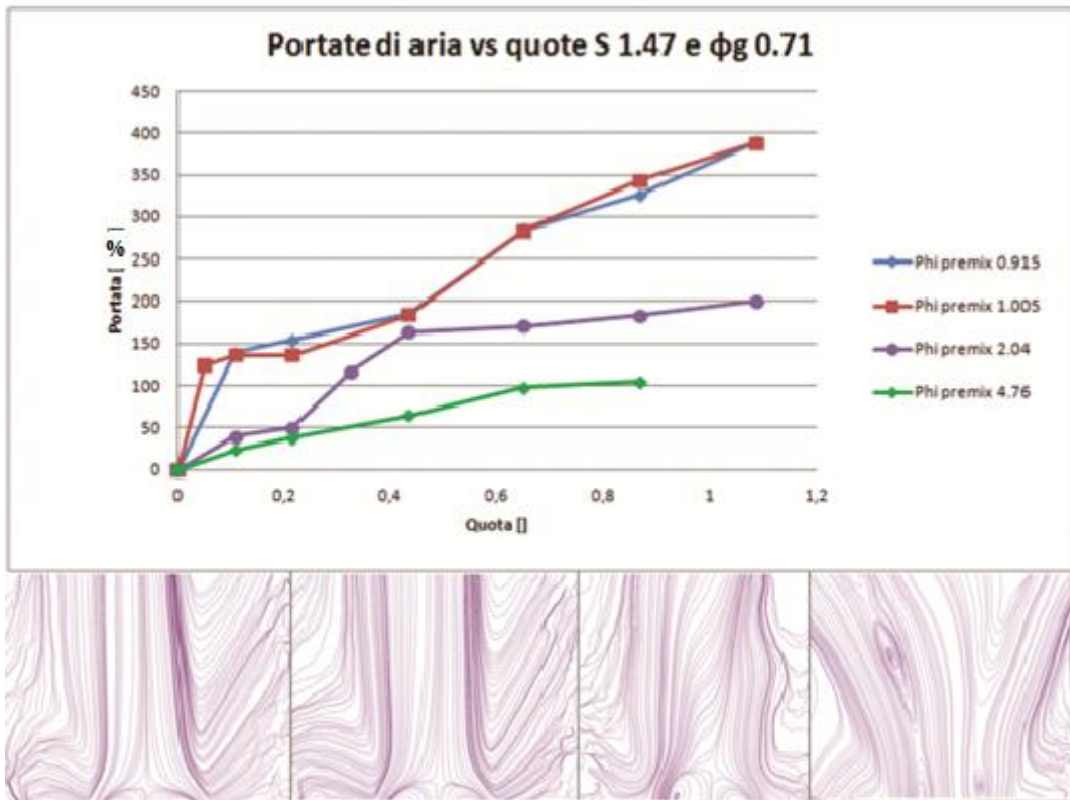


Figura 5.40 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale

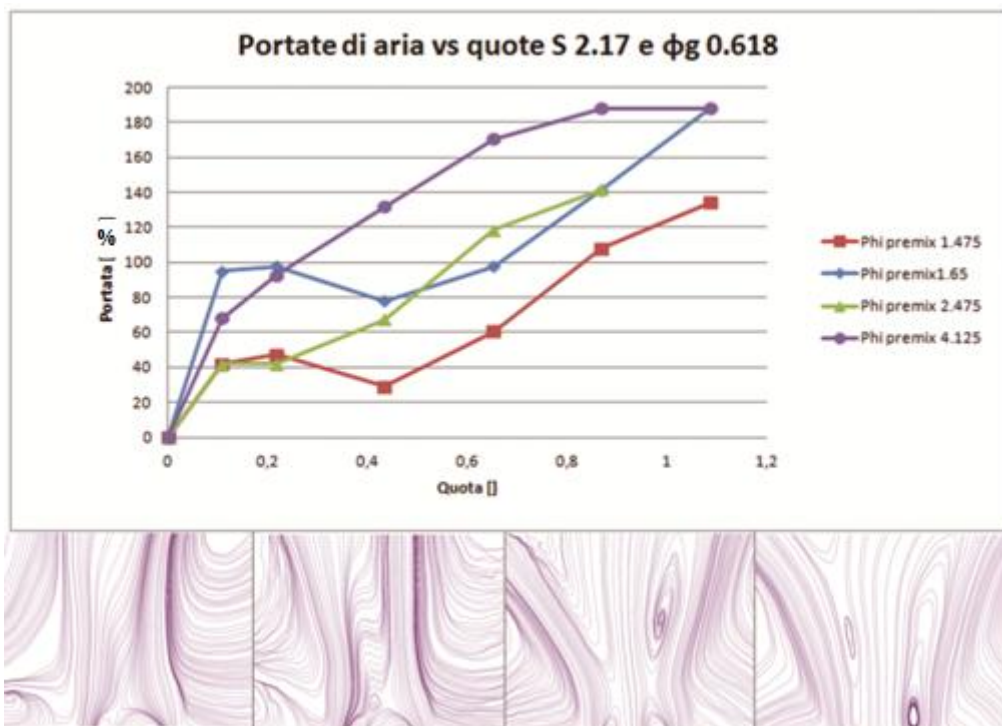


Figura 5.41 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale

E' importante osservare che al ridursi di ϕ_p la portata aspirata dal flusso cresce rapidamente nella zona prossima alla sezione d'efflusso del bruciatore, molto più rapidamente che con valori di ϕ_p più elevati. Questo è indice di una rapida diluizione del getto premiscelato e in accordo con quanto osservato nelle immagini delle fiamme.

Si propone poi un confronto dell'andamento delle portate di entrainment con la quota a pari Φ_p , ma swirl differenti. In ascissa si riporta la quota in termini adimensionali rispetto al diametro dell'ugello.

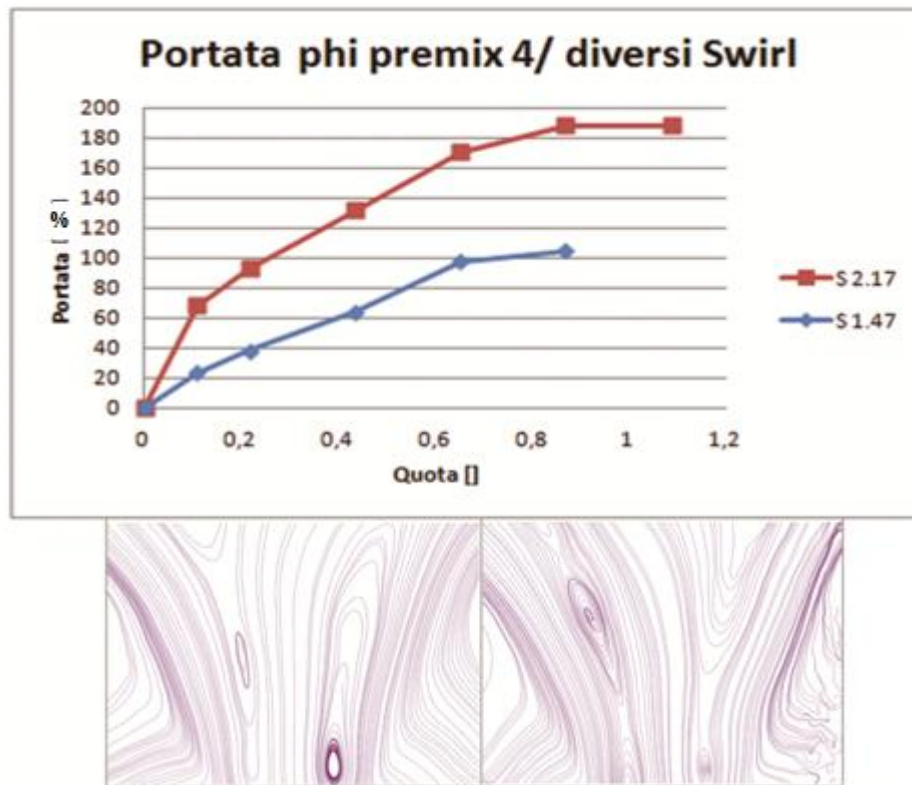


Figura 5.42 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale

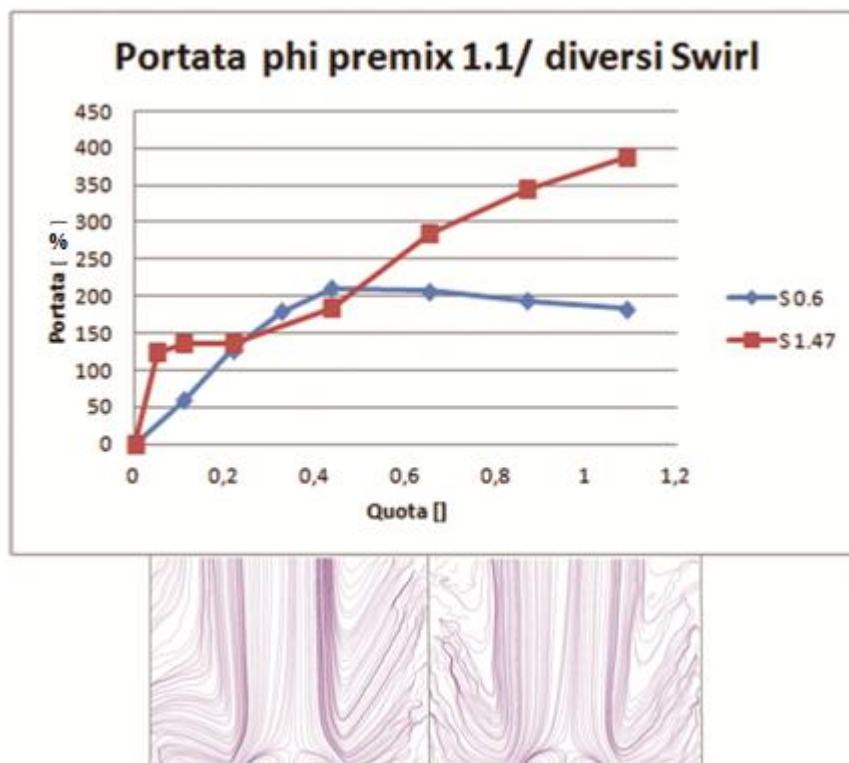


Figura 5.43 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale

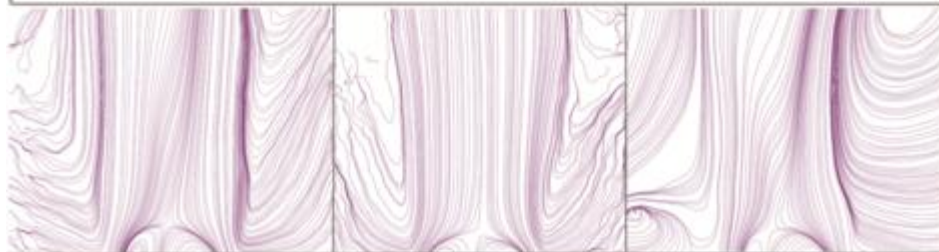
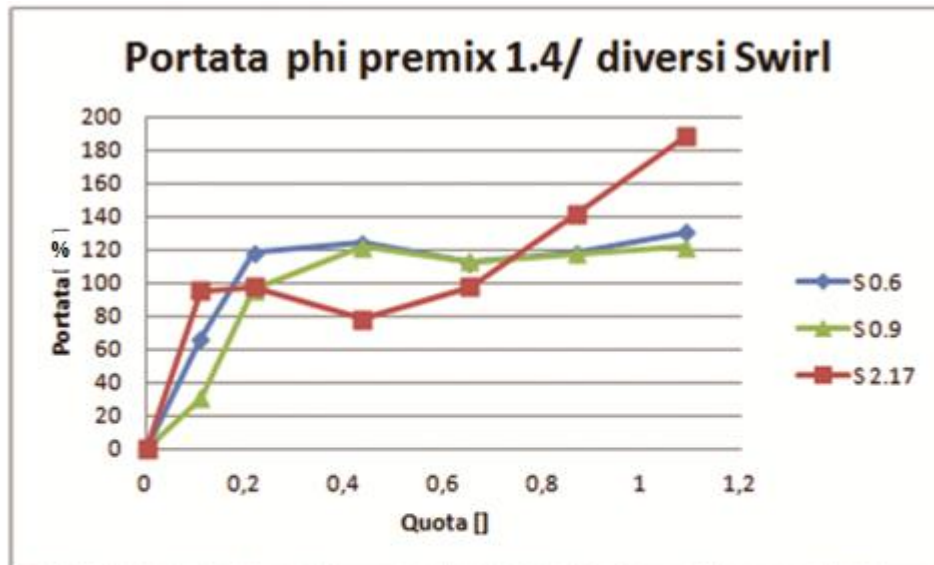


Figura 5.44 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale

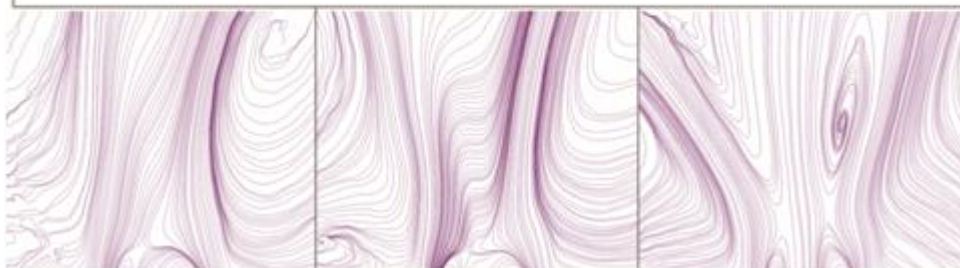
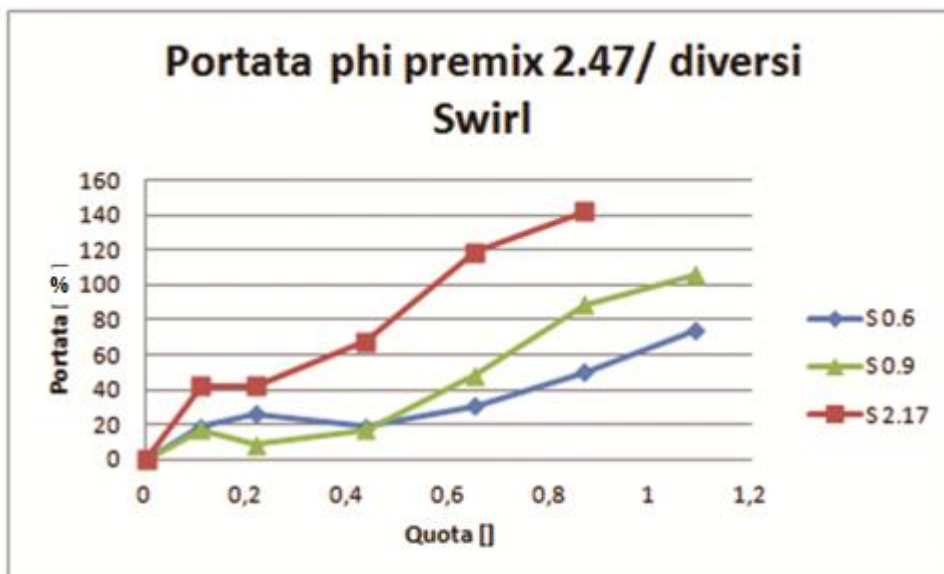


Figura 5.45 Andamento della portata rispetto alla quota adimensionale

In generale si nota che un aumento dello swirl comporta un aumento della portata aspirata, come prevedibile, per via della maggiore apertura del getto dovuto all'effetto delle forze centrifughe.

Si confronta l'andamento della portata tenendo costante la quota e variando i valori di Φ_p e swirl. Nelle figg. 5.46-5.51 i valori di portata alle diverse quote sono relativi rispetto al valore all'efflusso, il quale è stato sottratto al valore di portata ad ogni quota, per tale ragione non vi è un confronto a quota 0.

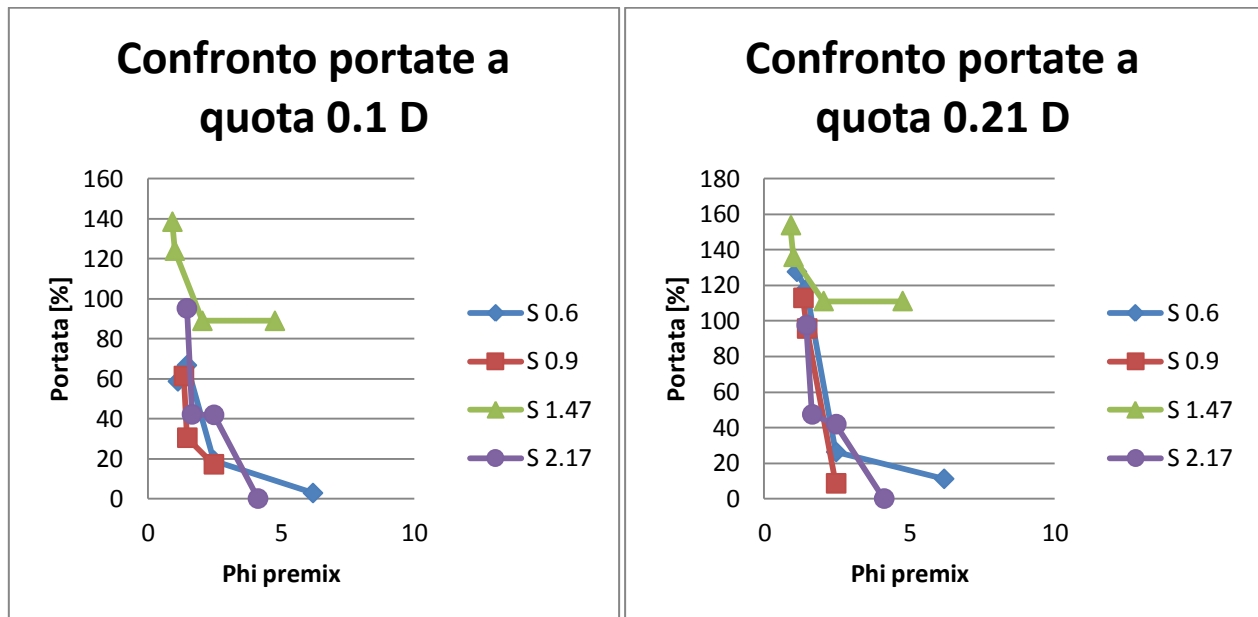


Figura 5.46 Andamento della portata rispetto a Φ_p a 0.1 e 0.21 D

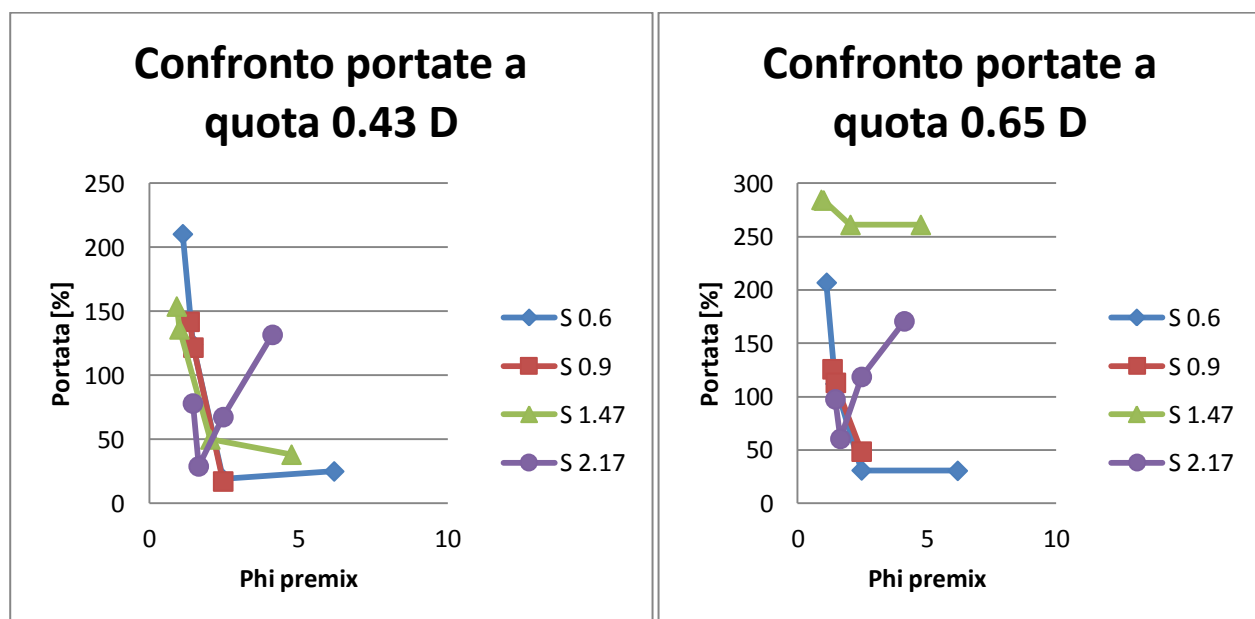


Figura 5.47 Andamento della portata rispetto a Φ_p a 0.43 e 0.65 D

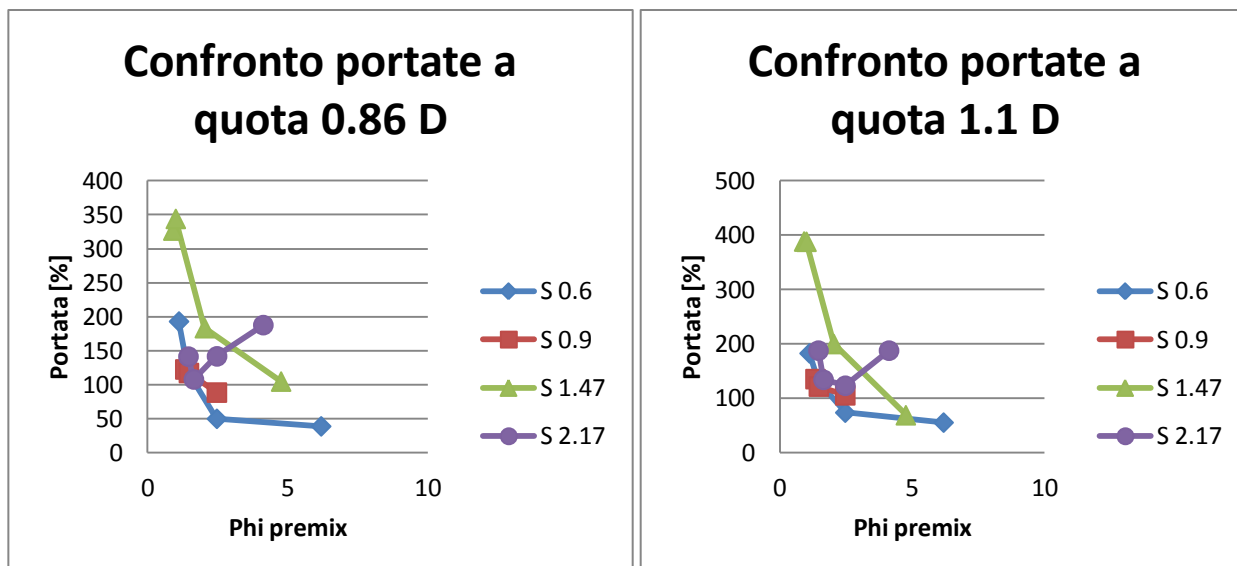


Figura 5.48 Andamento della portata rispetto a Φ_p a 0.86 e 1.1 D

Salvo alcune eccezioni, che non risultano coerenti con l'andamento generale, i grafici 5.46 e 5.48 indicano chiaramente che un effetto molto marcato della riduzione di Φ_p è l'incremento della portata di aria trascinata all'interno del getto uscente dal bruciatore. Si conferma quindi l'effetto di diluizione della miscela combustibile (paragrafo 6.7). La differenza rispetto al valore di portata nominale è attribuibile alla mancanza di assialsimmetria del getto, ipotesi su cui si basano i calcoli della portata (paragrafo 5.1) dunque la discrepanza rilevata è maggiore a swirl più elevati. Si ricorda inoltre che la sezione di efflusso considerata a quota zero in realtà è sollevata di quattro millimetri, per evitare riflessi del laser, per cui non si ha un controllo effettivo su quanta portata entri od esca dalla regione.

5.6 Confronto foto/ PIV

Di seguito si propone un confronto tra le immagini fotografiche delle fiamme e dei campi di moto registrati con la PIV. Si riportano le immagini relative alle prove con swirl pari a 1.47 e si rimanda all'appendice per la consultazione delle immagini relative agli altri casi.

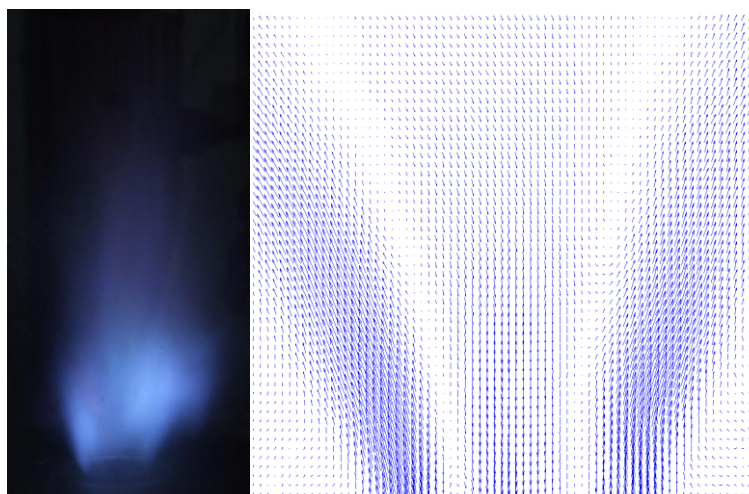


Figura 5.49 Confronto foto/mappa PIV per Φ_p pari a 1.47

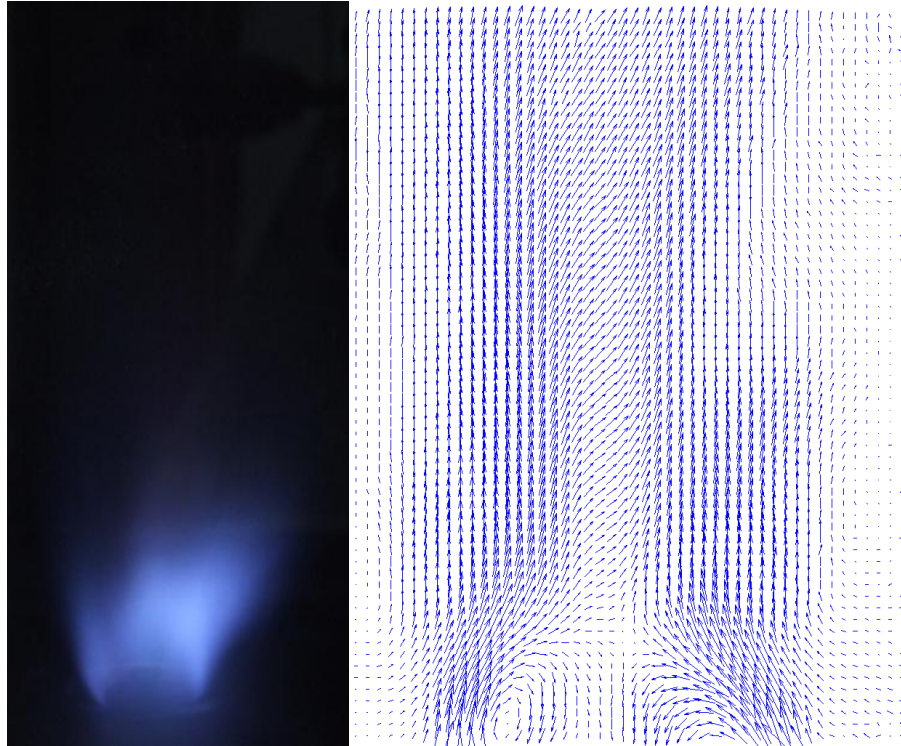


Figura 5.50 Confronto foto/mappa PIV per Φ_p pari a 2.04

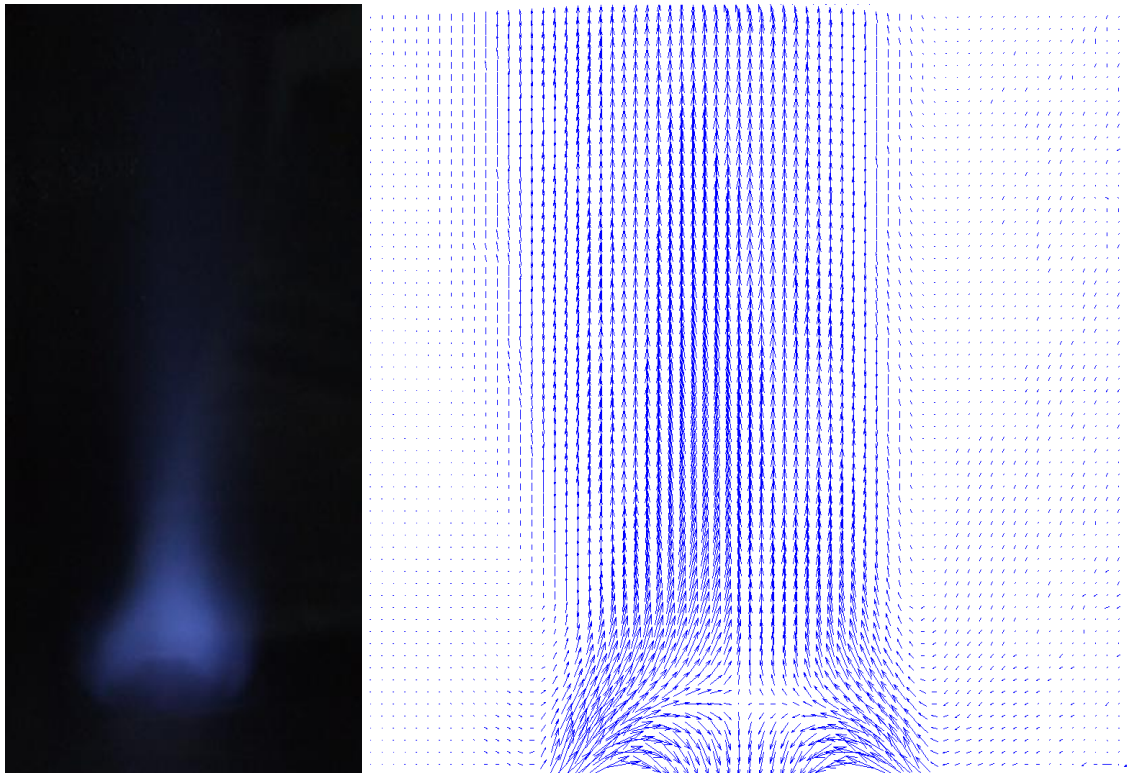


Figura 5.51 Confronto foto/mappa PIV per Φ_p pari a 1.0

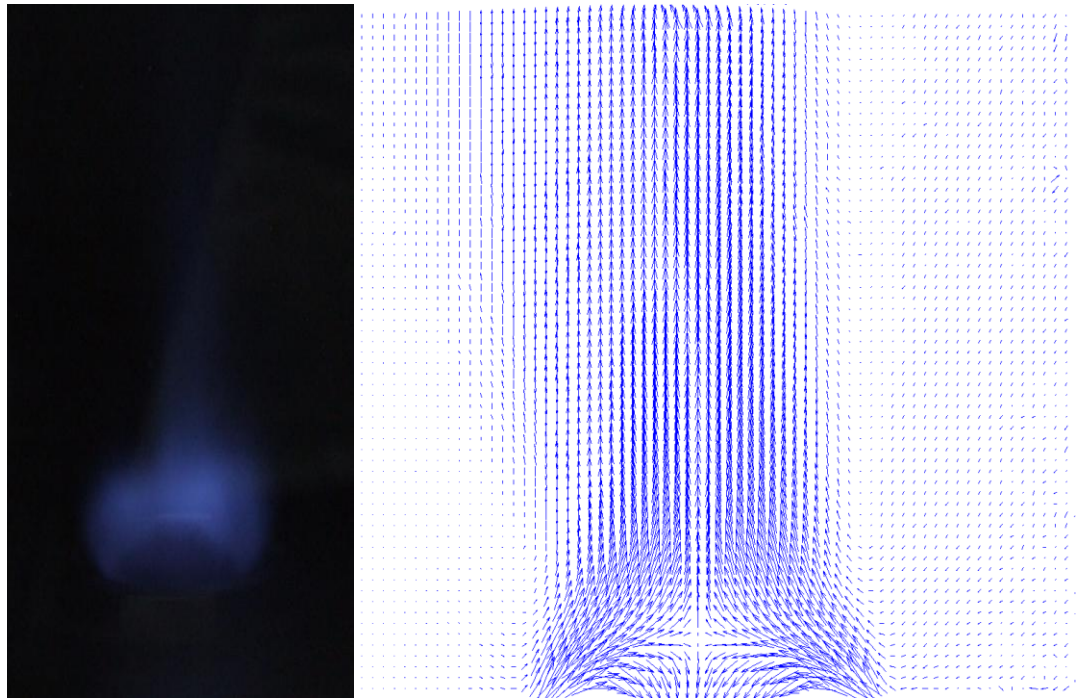


Figura 5.52 Confronto foto/mappa PIV per Φ_p pari a 0.915

Il confronto delle immagini proposte evidenzia la bontà di quanto ottenuto dalle prove effettuate con la PIV; infatti, nonostante le immagini PIV siano state ottenute in condizioni isoterme sono in grado di riprodurre, almeno qualitativamente, quanto avviene nel flusso in presenza di fiamma in prossimità della zona di efflusso, e spiegano l'evoluzione che la fiamma subisce man mano che si aumenta l'aria di premix.

Emissioni inquinanti

Il capitolo è incentrato sullo studio delle emissioni di NO_x registrate con l'utilizzo della configurazione di ugello presentata del capitolo 5. Si affianca al suddetto studio un'analisi della stabilità della fiamma, dell'efficienza di combustione e della relazione tra la morfologia della fiamma stessa e le emissioni. Si confrontano infine i dati sperimentali con quelli ottenuti mediante calcoli analitici.

6.1 Condizioni operative

Nel paragrafo 5.1.2 si è discusso delle condizioni di prova. Esse rispecchiano la volontà di continuare, grazie alla nuova configurazione di ugello, il lavoro di [11] e [15].

Tuttavia durante il corso degli esperimenti si sono presentate delle difficoltà nel ripetere le prove sempre con le stesse condizioni operative. La campagna di misure si è svolta nel corso di un anno, e l'impossibilità di utilizzare contemporaneamente gli strumenti necessari alle diverse rielaborazioni, ha reso necessario l'acquisizione di tutti i dati utili in momenti dilazionati nel tempo. In particolare si sono prima raccolte le immagini delle fiamme, per testare la bontà della configurazione dal punto di vista della stabilizzazione della fiamma. In seguito si è passati alle misure a freddo del campo di moto mediante PIV, e infine alle misure delle emissioni inquinanti. In quest'ultima fase ci si è resi conto di una minore stabilità della fiamma, rispetto alle prove svolte per l'acquisizione delle foto. A pari condizioni operative la fiamma si spegne prima ovvero non si è riusciti a riprodurre i Φ_p bassi trovati in un primo tempo. Si è cercato di risolvere il problema in differenti modi. Prima di tutto si è pensato a problemi nel bruciatore, che nel frattempo è stato utilizzato anche per prove estranee al presente lavoro. Esso è stato smontato, pulito e rimontato, senza nessun miglioramento. Si è dunque variata la posizione del gas gun, trasladandolo verticalmente, in modo che l'ugello risultasse più o meno immerso all'interno del bruciatore, ma anche questo non ha condotto ai risultati sperati.

In seguito si è considerato che durante l'anno la composizione del gas nella rete che rifornisce il laboratorio varia, per fare fronte ai cambiamenti climatici di stagione. In particolare nei mesi invernali (ovvero quando si sono scattate le immagini delle fiamme) la percentuale di metano presente nel gas è maggiore anche se il potere calorifico rimane sostanzialmente lo stesso. La tabella 6.1 presenta un esempio delle variazioni di cui sopra.

Tabella 6.1 Esempi di variazioni nel gas naturale del laboratorio durante il corso dell'anno

Data	Metano	Etano	Propa.	Norbut.	Azoto	An.car.	PCS 15/15	PCI 15/15
14/12/11	94.222	3.754	0.524	0.084	0.924	0.375	38827	35008
16/04/12	88.375	6.416	1.426	0.246	2.325	0.935	39570	35727

Per scrupolo si deciso di svolgere alcune prove utilizzando una bombola di metano (ovvero con una percentuale del suddetto gas superiore rispetto a quello del laboratori), ma si è assistito solo ad un lieve miglioramento. Si è dunque continuato al utilizzare il combustibile fornito al laboratorio.

Per i motivi sopra esposti si noti che i risultati presentati in questo capitolo, ovvero le emissioni inquinanti relative ad una particolare combinazione di Φ_g , Φ_p e S e tutti gli studi ad esse correlate, sono mancanti rispetto al capitolo 5 della parte relativa ai Φ_p più bassi (in generale minori di 2).

Inoltre, per completezza, si è scelto di indagare un maggior numero di condizioni operative, ovvero più swirl per ogni Φ_g . La tabella 6.2, analoga alla 5.1, le riassume brevemente.

Tabella 6.2 Condizioni indagate relative alle emissioni inquinanti e alla stabilità della fiamma

h [mm]	Φ_g	S	Φ_p
Imaging fiamma			
3	0.6	0.6	da ∞ fino a spegnimento fiamma
		0.9	
		1.47	
		2.17	
	0.7	0.6	
		0.9	
	1.47		
	2.17		

6.2 Studio della stabilità della fiamma

Lo studio della stabilità della fiamma riguarda l'individuazione dei limiti di spegnimento della fiamma stessa. Uno degli obiettivi del presente lavoro è infatti lo studio di una configurazione di ugello che permetta di ampliare i limiti trovati in lavori precedenti [11], portando la fiamma a quei Φ_p che garantiscano una riduzione degli NOx. La configurazione di ugello radiale, con 8 fori per l'immissione del gas premiscelato nell'aria coassiale, ha mostrato come, avvicinandosi a valori di Φ_p prossimi a 3 e per miscele globalmente povere, si abbia l'estinzione della fiamma. La ragione è da ricercarsi nella configurazione della fiamma stessa, e nella velocità con cui il getto di premiscelato penetra in quello coassiale. Si ha in primo luogo non una fiamma unica, ma otto fiammelle in corrispondenza dei fori, che vengono "strappate" proprio dall'eccessiva velocità del getto radiale, velocità che aumenta al diminuire di Φ_p . Quindi ciò che dovrebbe garantire proprio una diminuzione di NOx, ovvero un miglior miscelamento dei gas della prima fase di combustione con l'aria del secondo stadio, gioca un ruolo negativo nella stabilizzazione della fiamma.

La configurazione studiata nel presente lavoro ha però due vantaggi rispetto a quella radiale con otto fori: prima di tutto essendoci un'apertura unica cilindrica lungo la circonferenza dell'ugello la velocità di efflusso e dunque J (si veda il capitolo 5 per la definizione del suddetto parametro) sono inferiori, e la fiamma non rischia di essere strappata. In secondo luogo la precamera permette un primo miscelamento di aria e combustibile, dovuto alla presenza di vortici, e lo sviluppo di una fiamma unica all'efflusso dal gas gun, più stabile. In proposito si rammenta, rimandando al paragrafo 5.2.1.5, che presumibilmente proprio a causa di un cattivo miscelamento e alla presenza di fiammelle separate la configurazione con $h=2\text{mm}$ dell'ugello con precamera è risultata essere meno stabile

In tabella 6.3 si riportano, per le diverse condizioni operative presentate nel paragrafo 6.2, i limiti di stabilità della fiamma, ovvero i valori di Φ_p per i quali la fiamma si spegne. La figura 6.1 riprende in forma grafica gli stessi dati.

Tabella 6.3 Limiti di stabilità della fiamma

Swirl	Φ_g	Φ_p spegnimento
0.6	0.6	2.47
	0.7	2.85
0.9	0.6	2.47
	0.7	2.19
1.47	0.6	2.47
	0.7	2.23
2.17	0.6	2.47
	0.7	2.19

Considerando la tabella 6.3 si effettuano una serie di considerazioni. In primo luogo si nota che il ruolo principale nella stabilità della fiamma è giocato dalla Φ_g . Per Φ_g pari a 0.6, indipendentemente dal grado di swirl, il rapporto di equivalenza del premix alla quale la fiamma si spegne è la stesso. Nel grafico in figura 6.1 infatti tutti i punti risultano sovrapposti. Inoltre, tranne che per il caso con S 0.6, la fiamma è più stabile a Φ_g 0.7, come atteso anche considerando [11].

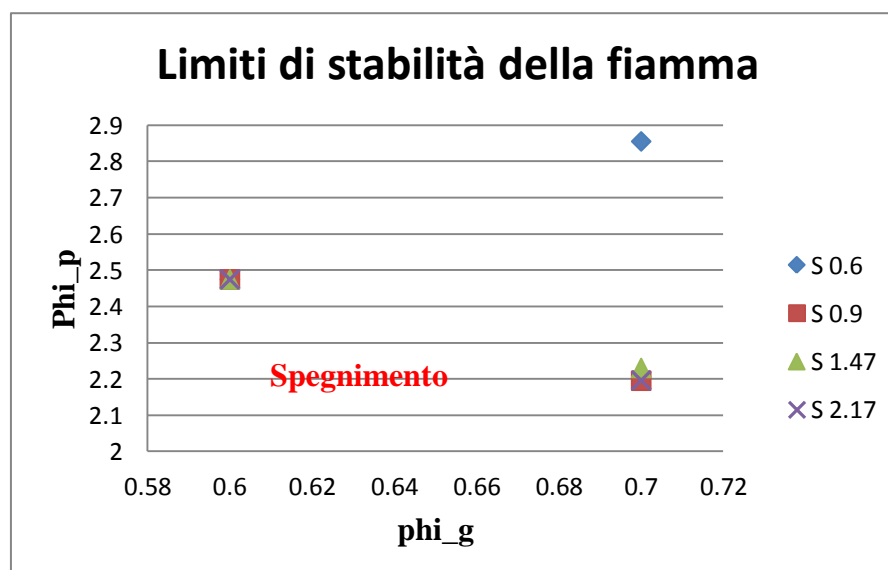


Figura 6.1 Limiti di stabilità della fiamma al variare di S, per i due Φ_g indagati

Lo swirl non svolge un ruolo determinante nella stabilizzazione della fiamma, almeno nella primo stadio della combustione. Lo swirl non contribuisce allo “strappamento” della fiamma che si forma all’uscita del gas gun, più che altro perché, alle condizioni in cui si verifica l’estinzione, prevale l’effetto di velocità del getto centrale, ovvero il parametro J . Esso annulla l’effetto dello swirl. Lo swirl è comunque importante per la stabilizzazione della fiamma, ma unicamente nella seconda parte della combustione a stadi, poiché riduce le dimensioni della fiamma, garantisce un ricircolo dei gas combusti e ancora la fiamma stessa al bruciatore. Ma l’instabilità in questo caso è legata unicamente alle velocità (flusso/combustione) che entrano in gioco a livello del primo stadio, ovvero proprio all’efflusso.

6.2.1 Ruolo di MR e J nella stabilizzazione della fiamma

Per dimostrare il ruolo giocato nell’estinzione della fiamma dai parametri MR e J, si presentano gli andamenti degli stessi in funzione di Φ_p .

J è definito nella formula 5.1, come rapporto tra il momento della quantità di moto assiale e radiale, e si rimanda al capitolo 5 per maggiori dettagli sulla descrizione del suddetto parametro.

MR ha invece una definizione sostanzialmente opposta, poiché definito come il rapporto delle quantità di moto coassiale e del getto, considerando però nella formula anche le aree di efflusso. La definizione di MR è data dalla formula 6.1[31].

$$MR = \frac{(\rho_a V_a A_a) V_a}{(\rho_j V_j A_j) V_j} \quad (6.1)$$

Dove il pedice j identifica il getto premiscelato, ovvero rispettivamente densità (calcolata in base alla portata di metano e aria), velocità e area di efflusso, mentre a il flusso coassiale. L’area di efflusso A_a altro non è che quella della corona circolare che ha come parete interna il gas gun, e come esterna la parete del bruciatore. A_j è l’area della superficie cilindrica avente come raggio quello del gas gun e altezza 3 millimetri.

Un MR elevato caratterizza un getto trasversale che penetra poco in quello coassiale, mentre un basso valore di MR è tipico di un flusso tangenziale con elevata quantità di moto e di getti che penetrano maggiormente, creando così una più vasta regione di ricircolo e miscelamento che favorisce la riduzione d’inquinanti.

Le figure 6.2 e 6.3 mostrano la relazione univoca tra MR/J e il rapporto di equivalenza della miscela del gas gun. I grafici sono in scala logaritmica.

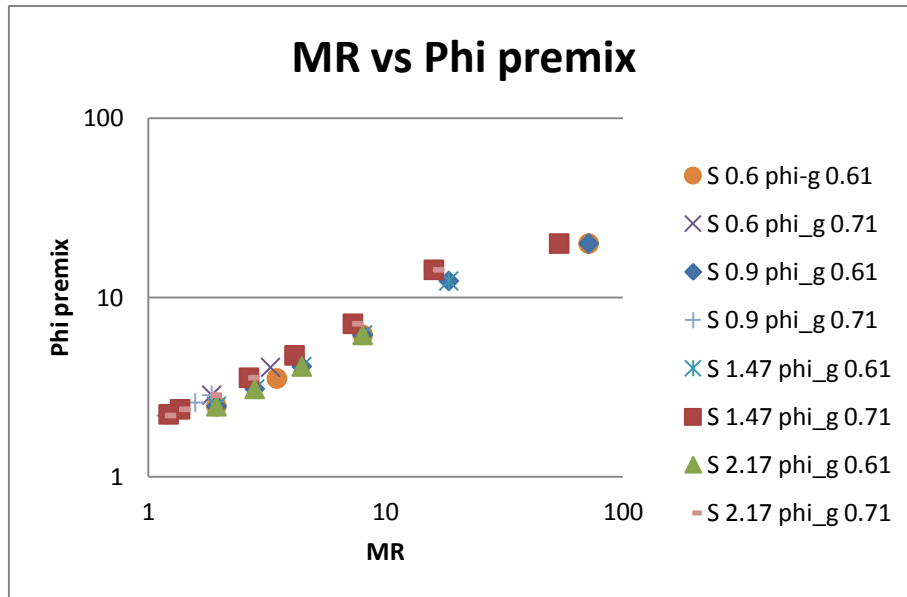


Figura 6.2 Andamento di MR al variare di Φ_p

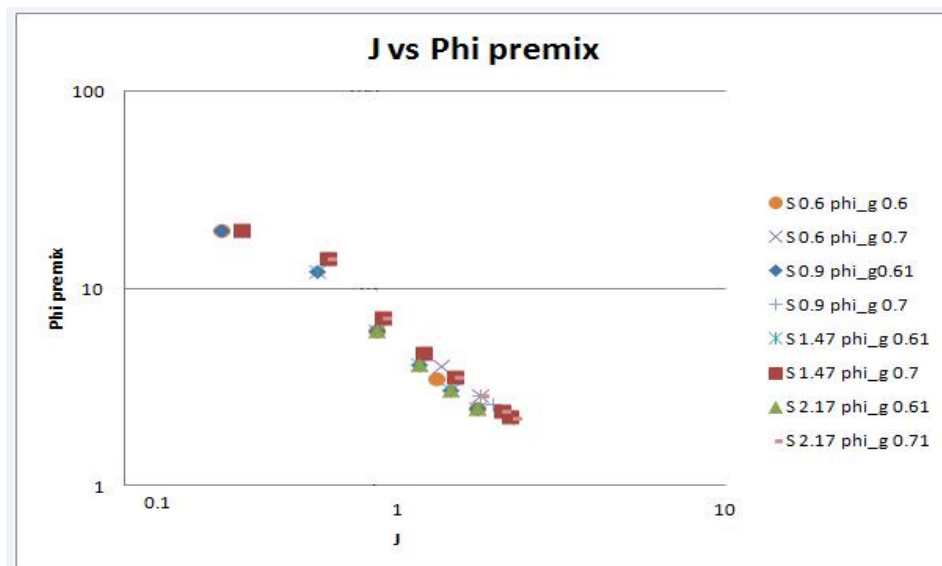


Figura 6.3 Andamento di J al variare di Φ_p

Come ovvio dalle definizioni di MR e J, i due parametri hanno andamenti opposti al variare di Φ_p , ovvero J aumenta mentre MR diminuisce. I due parametri giocano un ruolo determinante nella stabilità della fiamma, poiché dipendono dalla velocità del getto tangenziale. Essi non sono influenzati dal grado di swirl, ma unicamente dal rapporto di equivalenza della miscela. Le figure 6.4 e 6.5 enfatizzano questo concetto, mostrando gli andamenti di MR e J a pari rapporto di equivalenza e a pari swirl

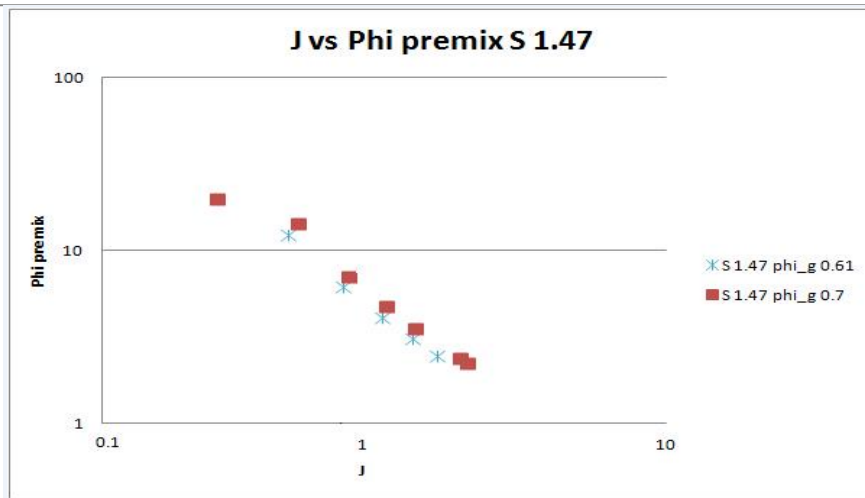
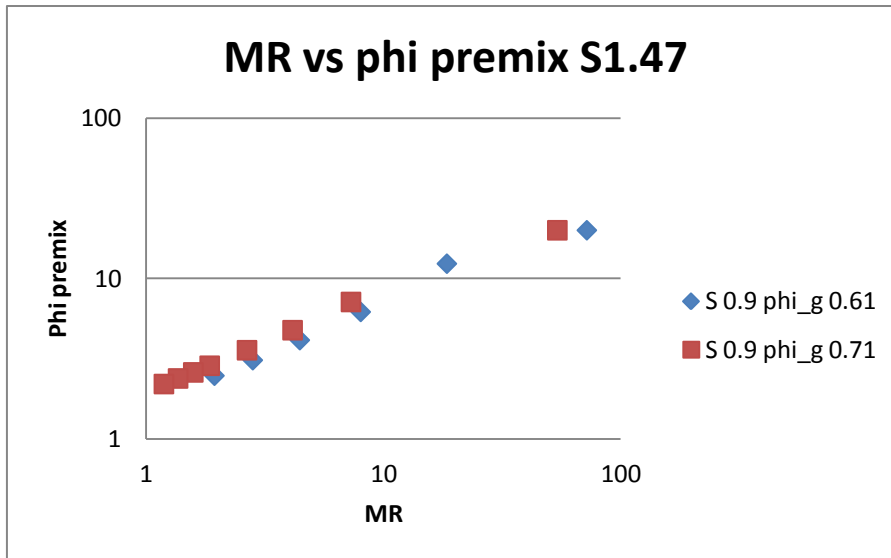


Figura 6.4 MR e J a pari Φ_g e swirl variabile

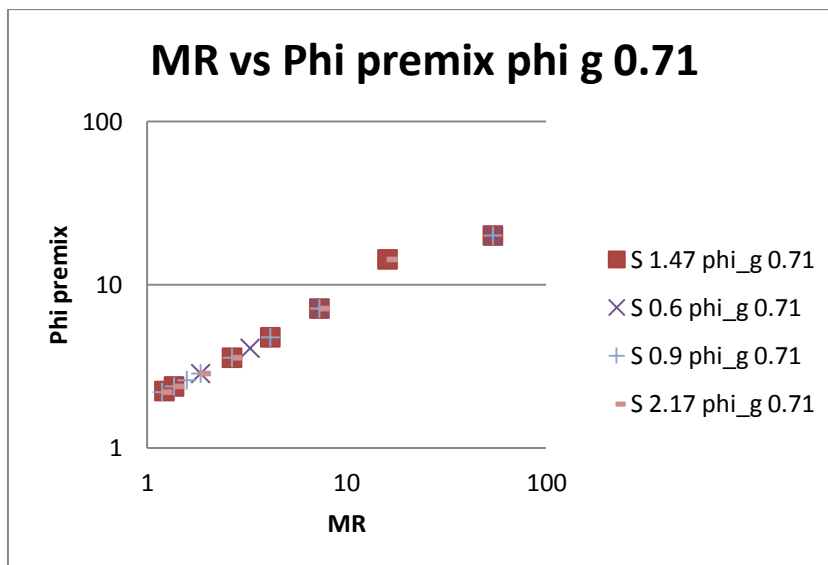


Figura 6.5 (a)MR a pari Φ_{g_g} e swirl variabile

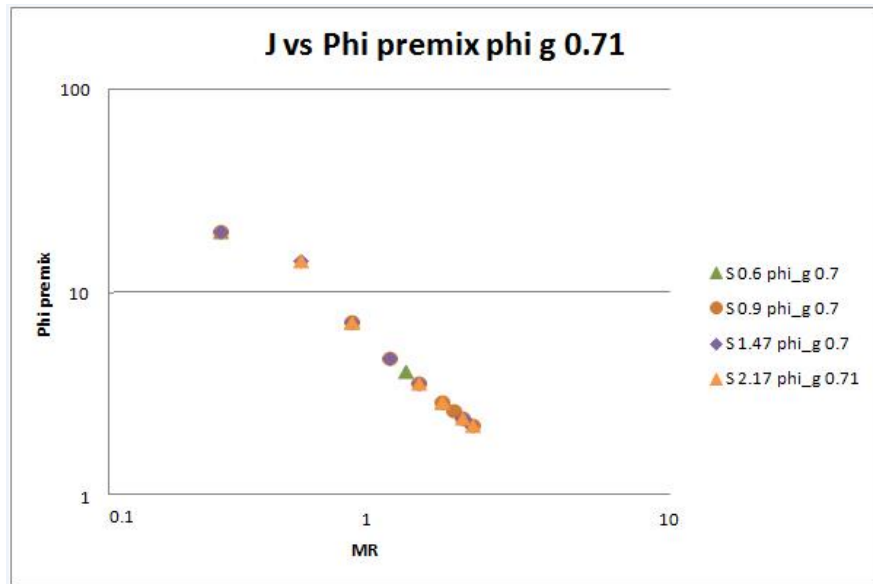


Figura 6.5(b) J a pari Φ_{g_g} e swirl variabile

Si noti come a Φ_g più elevati corrispondano MR più piccoli e J più elevati, poiché la quantità di moto del getto premiscelato aumenta, aumentando la portata di combustibile. La differenza è comunque esigua, e dunque, pur essendoci velocità tangenziali più elevate, la fiamma è più stabile nel caso a Φ_g pari a 0.7, poiché è maggiore la potenza termica

6.3 Rilevamento delle emissioni inquinanti

Il presente paragrafo riporta le misure delle emissioni inquinanti effettuate mediante l'utilizzo dell'analizzatore di fumi (paragrafo 4.2), per fiamme che operano nelle condizioni esposte in tabella 6.2. Alla presentazione dei dati delle emissioni di NO_x, si affianca quella di O₂, CO e CO₂. Si ricorda che lo scopo del lavoro è quello di studiare una configurazione che permetta una riduzione degli ossidi di azoto, mantenendo comunque una buona efficienza di combustione e ridotte emissioni di CO.

La tabella 6.4 riassume, per le diverse condizioni operative, le emissioni rilevate. Le unità di misura utilizzate per le emissioni sono quelle che restituisce l'analizzatore di fumi. Nei grafici che seguono le unità di misura degli inquinanti sono convertite in mg/Nm³ al 3% di ossigeno.

I valori di NO_x riportati sono collegati alle letture del macchinario attraverso una retta di taratura, e sono mediati su tre diversi valori (paragrafo 6.3.1).

Tabella 6.4 Emissioni inquinanti rilevate con analizzatore di fumi, nelle diverse condizioni operative

C.O.	phi premix	CO2%	CO%	O2%	NO PPM	NO _x PPM
S1.47 $\Phi_{g0.71}$	inf	5.993	0.035	10.077	4.947	8.670
	14.28	5.323	0.009	11.463	4.832	8.264
	7.14	5.570	0.027	10.883	3.669	11.742
	4.76	5.073	0.064	11.743	3.210	11.639
	3.57	4.680	0.187	12.277	0.753	7.431

	2.38	2.780	0.408	14.950	0.416	1.338
	2.23	1.630	0.321	16.890	0.334	0.753
S 0.9 $\Phi_g 0.61$	inf	5.167	0.025	11.617	1.851	10.206
	12.37	4.223	0.083	12.150	1.045	8.653
	6.18	4.133	0.157	13.023	1.002	10.342
	4.12	3.633	0.306	13.690	0.360	6.967
	3.094	2.913	0.372	14.753	0.200	3.161
	2.47	1.600	0.348	16.990	0.128	0.959
S 2.17 $\Phi_g 0.61$	6.18	4.117	0.212	12.143	0.688	6.284
	3.09	2.973	0.362	14.823	0.550	4.137
	4.12	4.220	0.253	12.817	0.508	7.168
	2.47	2.407	0.391	15.590	0.249	1.959
S 0.6 $\Phi_g 0.71$	Inf	5.223	0.013	11.597	6.581	12.459
	7.14	4.573	0.102	12.580	2.280	12.117
	4.08	3.910	0.183	13.517	0.521	6.581
	2.85	3.127	0.311	14.553	0.167	2.219
S 1.47 $\Phi_g 0.61$	12.37	4.395	0.175	12.395	0.629	5.939
	6.18	4.145	0.180	12.83	0.516	7.091
	4.12	3.665	0.228	13.525	0.457	7.526
	3.09	2.940	0.342	14.56	0.182	3.702
	2.47	1.017	0.360	16.2	0.098	1.203
S 0.6 $\Phi_g 0.61$	Inf	4.395	0.083	12.825	1.061	10.445
	6.18	3.755	0.215	13.515	0.644	9.605
	3.53	1.554	0.269	14.315	0.472	4.413
	2.47	0.824	0.302	17.115	0.334	1.050
S 0.9 $\Phi_g 0.71$	Inf	5.390	0.005	10.96	3.322	10.496
	7.14	4.970	0.050	11.67	3.980	12.083
	4.76	4.560	0.138	12.23	0.845	9.933
	3.57	4.140	0.177	12.81	0.545	5.996
	2.85	3.700	0.246	13.45	0.467	3.005
	2.59	3.300	0.307	14.01	0.442	2.171
	2.38	2.515	0.364	15.195	0.369	1.126
	2.19	1.550	0.315	16.955	0.378	0.778
S 2.17 $\Phi_g 0.71$	14.28	5.675	0.018	10.36	1.872	6.845
	7.14	5.455	0.019	10.755	1.990	8.397
	3.57	4.610	0.072	12.24	1.179	7.900
	2.85	4.110	0.282	12.795	0.177	4.347
	2.38	3.800	0.317	13.16	0.182	2.831
	2.19	2.350	0.407	15.365	0.074	0.783

I paragrafi che seguono approfondiscono quanto presentato, studiando gli andamenti delle emissioni in funzione dei parametri variabili durante le prove (rapporto di equivalenza globale, di premiscelato e numero di swirl).

6.3.1 Emissioni di NOx

Come già anticipato, i valori di NO e NOx riportati in tabella 6.4 e utilizzati nei grafici seguenti non sono direttamente quelli letti dall'analizzatore di fumi. In fase di calibrazione dell'analizzatore infatti, ci si è accorti che il macchinario non riesce mai a leggere con precisione i valori effettivi della bombola di calibrazione, ovvero NO e NOx non combaciano mai entrambi perfettamente con i valori noti. La deviazione è inoltre più netta per le prime misurazioni, ovvero quando l'analizzatore è acceso da poco tempo. Per questo motivo, soprattutto nella fase iniziale, è necessario ricalibrare lo strumento dopo ogni misura. Si è dunque deciso di costruire due rette di taratura, una per NO e una per NOx, a partire dai dati effettivi di emissione (ovvero i valori letti dalla bombola) e da quelli misurati. Una volta nota l'equazione della retta si ricava dal valore letto il valore effettivo, e si stabilisce l'errore di taratura del quale i dati sono affetti.

Le figure 6.6 e 6.7 riportano le rette di taratura utilizzate per gli NO e gli NOx. Per la costruzione delle suddette rette sono sufficienti due punti, riportati in tabella 6.5. Quando la bombola è chiusa il valore di NO e NOx è nullo, dunque le rette passano entrambe da zero. Il calcolo dell'errore di taratura è effettuato considerando i dati in tabella 6.5 e la banda d'incertezza della retta di calibrazione. In pratica allo stesso valore letto corrisponde un valore effettivo compreso in una banda di incertezza ΔM , determinabile come da figura 6.8. La figura indica anche il procedimento utilizzato per la determinazione dell'errore di taratura vero e proprio ($i_{taratura}$). Il suddetto errore di taratura corrispondenti a NO e NOx sono riportati in tabella 6.6.

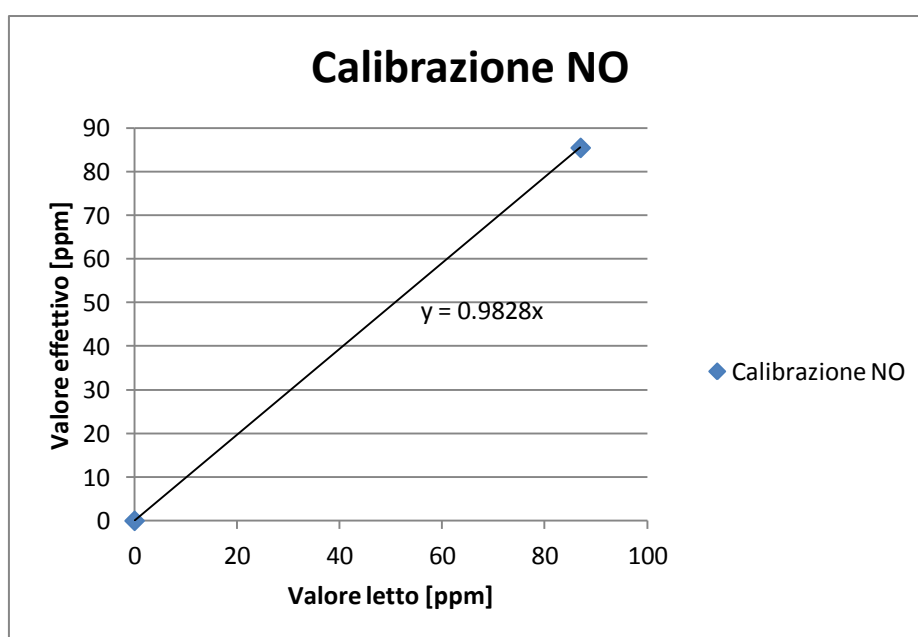


Figura 6.6 Retta di taratura di NO

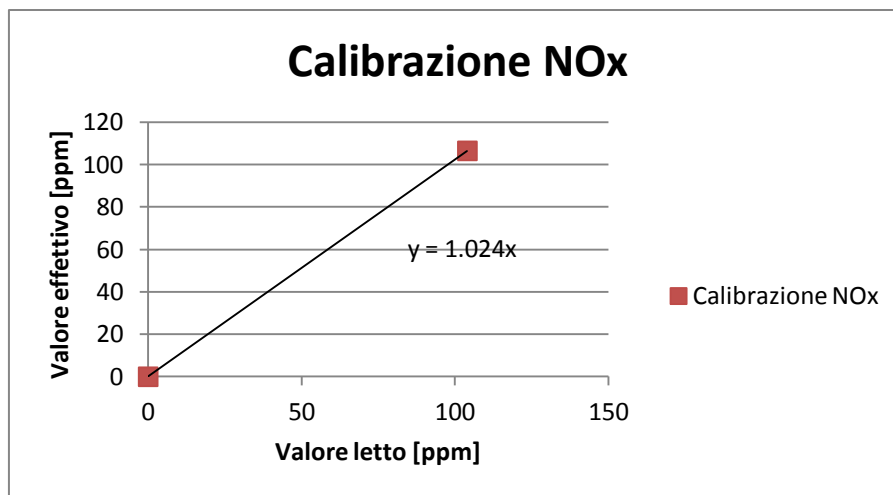


Figura 6.7 Retta di taratura di NOx

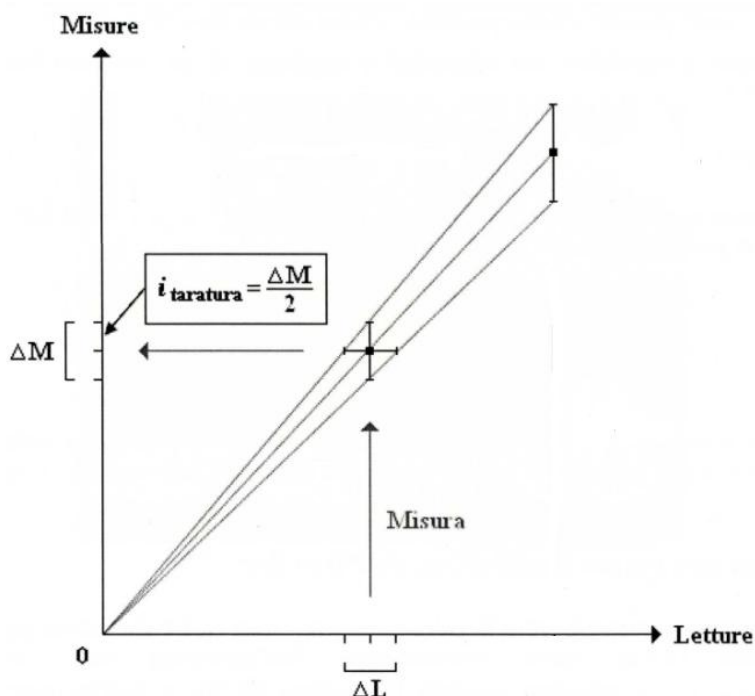


Figura 6.8 Calcolo dell'errore di taratura

Tabella 6.5 Dati utilizzati per la costruzione delle rette di taratura

NO	Letto [ppm]	Misurato [ppm]
	0	0
	87 ±1	85.5
NOx	Letto [ppm]	Misurato [ppm]
	0	0
	104 ±1	106.5

Una volta trovate le rette di taratura, è possibile ricavare i valori di NO e NOx in ppm effettivi.

Per ogni condizione analizzata inoltre, si sono effettuate tre diverse misure dello stesso inquinante nell'arco di pochi minuti. I valori presentati in tabella 6.4 e nei grafici successivi sono dunque le medie delle suddette tre misure. Alla media delle misure di inquinanti si

associa poi una deviazione standard con parametro di distribuzione di Student pari 4.3, corrispondente al 95% di probabilità. Sono inoltre da considerare gli errori di linearità e ripetibilità dell'analizzatore di fumi, riportate nelle tabelle 4.2 e 4.3.

La tabella 6.6 riporta le incertezze da associare alle misure dei diversi inquinanti. Le incertezze di O₂, CO e CO₂ derivano dalla deviazione delle misure rispetto alla media e dall'errore sistematico dell'analizzatore di fumi, mentre quelle di NO e NO_x comprendono anche le incertezze derivanti dalla retta di taratura. Le relazioni (6.2) e (6.3) esprimono gli errori complessivi calcolati per le diverse emissioni inquinanti, mediante la RSS. Si noti che nei grafici che seguono si è scelto di omettere le bande di incertezza, per facilitarne la lettura.

$$\sigma_{CO,CO_2,O_2} = \sqrt{i_{ripetibilità}^2 + i_{linearità}^2 + \sigma_{media}^2} \quad (6.2)$$

$$\sigma_{NO,NO_x} = \sqrt{i_{ripetibilità}^2 + i_{linearità}^2 + i_{taratura}^2 + \sigma_{media}^2} \quad (6.3)$$

Tabella 6.6 Valori d'incertezza relativi alle emissioni inquinanti

	$i_{taratura}$	σ_{media}	$i_{linearità}$	$i_{ripetibilità}$	$\sigma_{complessivo}$
NO[ppm]	0.078	0.24	0.0005	0.001	1.035
Nox[ppm]	0.1137	0.3	0.0005	0.001	1.295
CO[%]	x	0.0106	0.001	0.001	0.046
CO2[%]	x	0.98	0.002	0.002	4.214
O2[%]	x	0.34	0.0025	0.0025	1.462

La tabella 6.6 mostra come l'errore complessivo associato alle emissioni inquinanti sia principalmente influenzato dall'errore statistico, mentre quello di linearità e ripetibilità causati dallo strumento sono sostanzialmente trascurabili. Tuttavia l'errore statistico è poco significativo poiché il numero di ripetizioni della stessa misura è basso (3).

Il grafico in figura 6.9 riporta l'andamento degli NO_x in funzione del Φ_p per tutte le condizioni analizzate.

I valori rappresentati con simboli vuoti, ovvero a phi premix pari a 20, sono dei valori di riferimento, corrispondenti alle condizioni di fiamma non premiscelata: nel gas gun scorre unicamente metano. Essi sono stati posti in corrispondenza di $\Phi_p = 20$ per avvicinarli agli altri dati. In realtà la Φ_p corrispondente a una fiamma non premiscelata, per definizione dello stesso Φ_p è infinito. Per alcune fiamme purtroppo, ovvero entrambe quelle swirl pari a 2.17 e swirl 1.47 con Φ_g 0.61 non è stato possibile rilevare un valore di riferimento poiché la fiamma non è stabile senza premix. La non stabilità è probabilmente da imputare a valori di swirl eccessivamente elevati per Φ_g così bassi ovvero fiamme molto povere.

Si noti come, rispetto alle prove effettuate da [11], si sia deciso di infittire le misurazioni nella zona a Φ_p più bassi, caratterizzata dalla diminuzione degli inquinanti. Le condizioni a $\Phi_p > 10$ sono state ampiamente indagate per la configurazione radiale [11] e [15] e non c'è motivo di credere che in questa zona il comportamento delle emissioni possa essere differente. L'andamento è in linea con quanto emerso in lavori precedenti. Rispetto al valore di riferimento per fiamma non premiscelata si assiste inizialmente ad un aumento delle emissioni inquinanti, anche se non eccessivamente marcato, e ad una successiva brusca

diminuzione per circa $\Phi_p < 5$. A seconda del grado di swirl e del rapporto di equivalenza complessivo variano i livelli di inquinanti raggiunti, o meglio il grado di aumento iniziale rispetto al valore di riferimento e la Φ_p alla quale si inizia la brusca diminuzione. Come fatto notare nel paragrafo 6.2, poiché lo swirl non influenza la stabilità della fiamma, è possibile in ogni condizione analizzata, il raggiungimento delle condizioni di Φ_p che garantiscono la diminuzione di NOx.

Si assiste inoltre ad un miglioramento rispetto alle condizioni registrate da [11]: a pari condizioni operative di swirl e Φ_g le emissioni sono inferiori per uguali valori di Φ_p . A titolo di esempio, considerando la prova a swirl 0.6 e Φ_g 0.6 con Φ_p 2.5 a fronte di un valore rilevato di 35 mg/Nm³ per la configurazione puramente radiale, si assiste alla riduzione del valore registrato fino a 10 mg/Nm³ nel caso di ugello con precamera. Anche i picchi massimi si riducono notevolmente, passando dai 75 mg/Nm³ di [11] e [15], ai 55 mg/Nm³ della configurazione qui analizzata.

La complessiva riduzione delle emissioni inquinanti è da imputare principalmente ad un migliore e più rapido mescolamento dei reagenti con l'aria del secondo stadio di combustione. Il mescolamento è favorito in primo luogo dall'instaurarsi dei vortici nella precamera, e da una minore velocità d'immissione del getto radiale in quello coassiale rispetto alla lunghezza di mescolamento dei due getti.

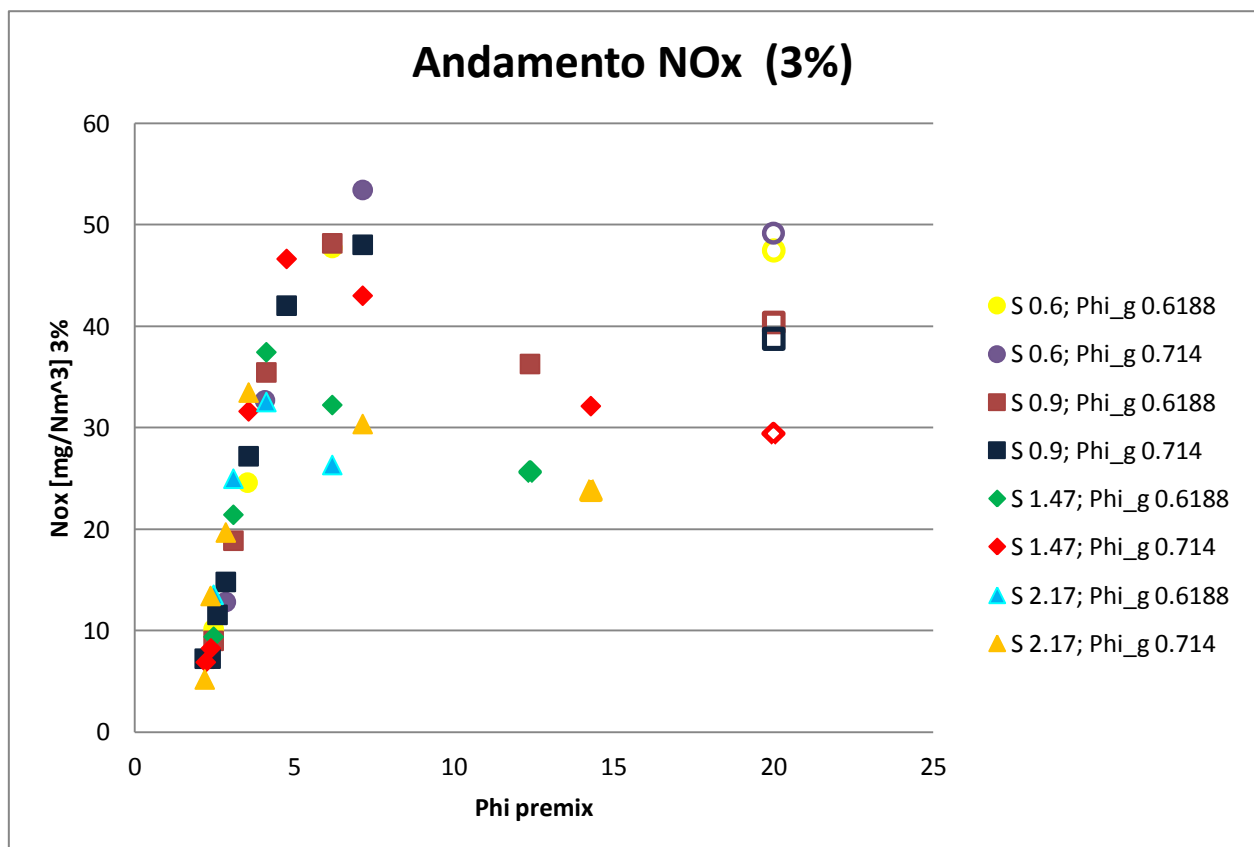


Figura 6.9 Andamento delle emissioni di NOx al variare di Φ_p

Di seguito si propone uno studio più dettagliato delle emissioni al variare dello swirl e del rapporto di equivalenza complessivo.

Si noti che per $\Phi_p < 5$ gli andamenti di NOx sono identici per tutte le condizioni analizzate, indipendentemente da S e Φ_g .

6.3.1.1 Effetto dello swirl

Per chiarire meglio l'effetto del parametro di swirl sull'emissione di NOx, la figura 6.10 mostra l'andamento degli inquinanti con Φ_p , a pari Φ_g . Ancora una volta gli indicatori vuoti rappresentano le condizioni di riferimento, ovvero le emissioni inquinanti per fiamme non premiscelate.

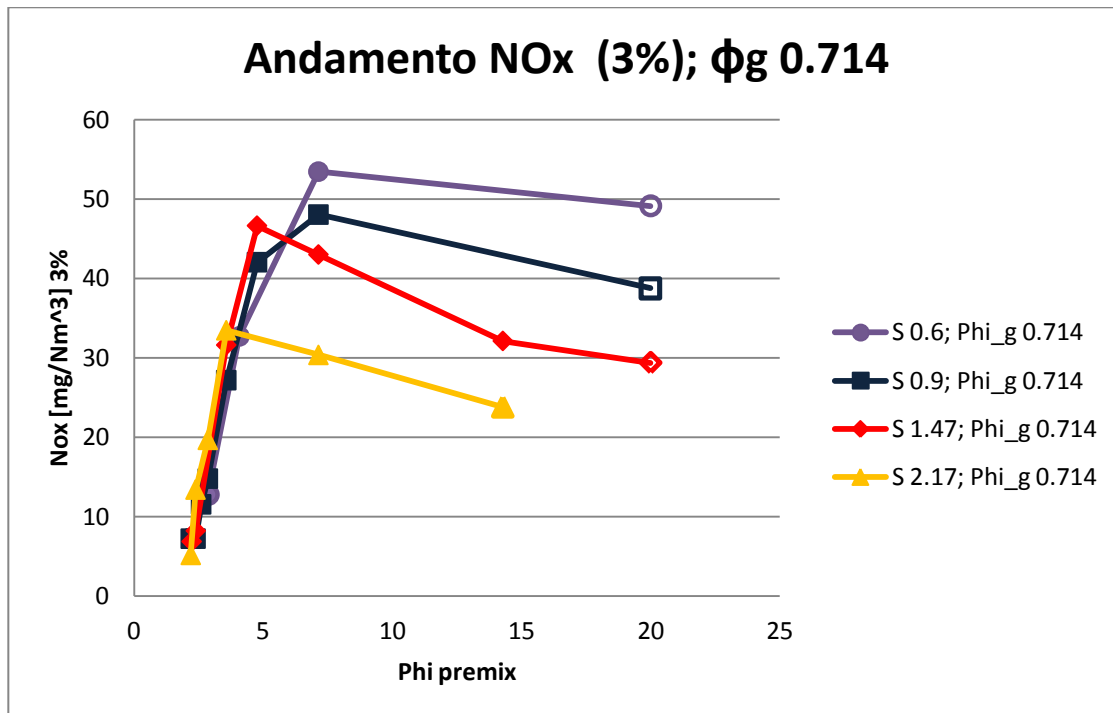


Figura 6.10 Andamento delle emissioni di NOx al variare di Φ_p , per ϕ_g 0.714 e diversi swirl

Si nota come a swirl più alti corrispondano livelli minori di emissioni. Questo può essere giustificato non tanto da una maggiore stabilità della fiamma primaria, poiché essa non dipende dal grado di swirl, come già ampiamente discusso, ma ad una maggiore stabilità del secondo stadio di combustione. E' proprio il secondo stadio infatti che risente del grado di swirl. Uno swirl più elevato consente un mescolamento migliore e più rapido dei reagenti e una riduzione delle temperature massime. Inoltre esso riduce la dimensione della fiamma e i tempi di residenza, caratteristiche che aiutano la riduzione di ossidi di azoto, ma che di contro favoriscono la produzione di CO (si veda il paragrafo 6.3.2).

Gli andamenti sono sostanzialmente simili. Prima di tutto si ha un aumento rispetto al valore di riferimento di fiamma non premiscelata. Questo aumento è più marcato all'aumentare dello swirl. E pur vero che a swirl più elevati corrispondono emissioni inferiori, e già il valore di riferimento è piuttosto limitato. I picchi di emissione sono a loro volta più elevati a swirl minori.

Si assiste poi ad una rapida riduzione per Φ_p intorno a 5. In particolare il valore di Φ_p per cui si incomincia a notare la diminuzione delle emissioni inquinanti varia con il numero di swirl dal Φ_p 3.57 per swirl 2.17 al Φ_p 6 per swirl 0.6. Ovvero come già fatto notare in precedenza, a pari Φ_p e condizioni operative, la configurazione con precamera anticipa il Φ_p (ovvero Φ_p più elevato) che garantisce una netta riduzione degli ossidi di azoto, spostandolo da un valore che per [11] era di 3-4 a seconda della configurazione, ad un valore che è ora mediamente di poco inferiore a 5. Questo può essere considerato un

vantaggio, poiché a Φ_p eccessivamente bassi corrisponde una brusca perdita di efficienza di combustione. L'ugello con precamera invece ottiene valori soddisfacenti di NOx senza necessariamente spingersi a quelle condizioni premiscelate che sono rischiose per la stabilità della fiamma.

Per completezza, e per un immediato confronto con [11] (figura 6.12), si riporta l'andamento degli ossidi di azoto parametrizzati rispetto allo swirl e ϕ_g 0.618 (figura 6.11). Si noti che i valori di swirl in figura 6.11 si riferiscono allo swirl geometrico.

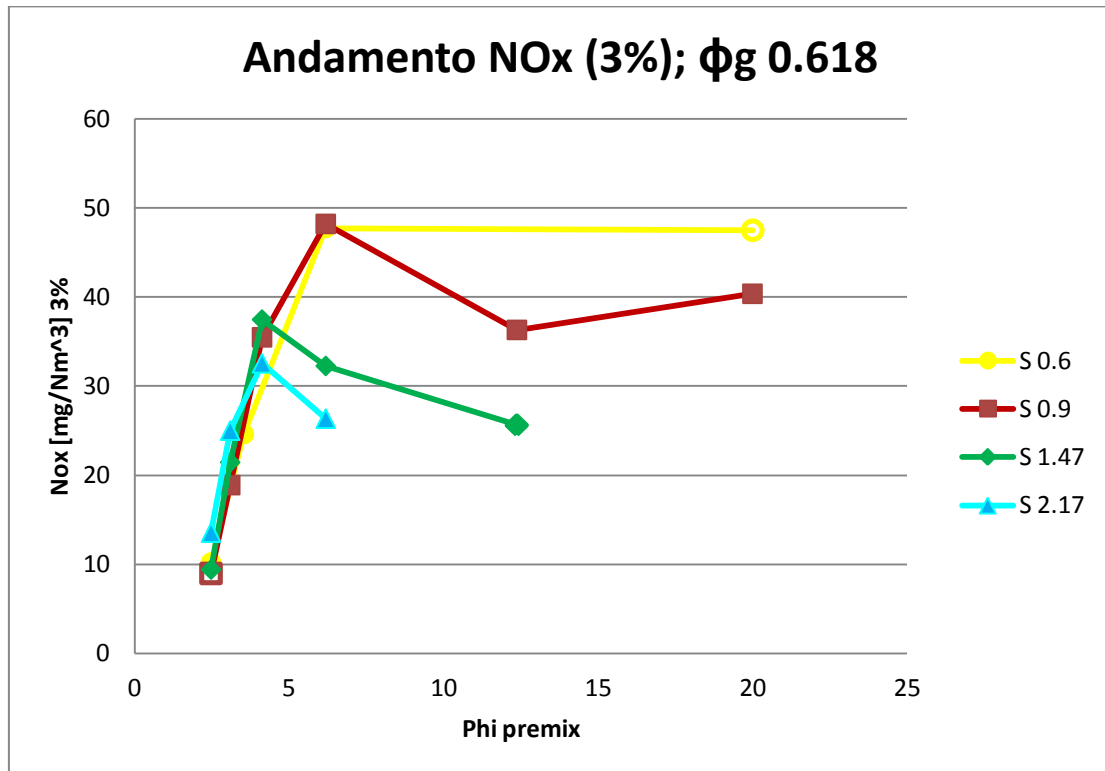


Figura 6.11 Andamento delle emissioni di NOx al variare di Φ_p , per ϕ_g 0.61 e diversi swirl

Le due figure confermano quanto esposto in precedenza, e in particolare per swirl bassi, si nota come rispetto al valore di riferimento le emissioni inquinanti rimangano in un primo range di Φ_p sostanzialmente costanti, per poi iniziare a diminuire a Φ_p all'incirca di 6. Si vuole enfatizzare nuovamente come a pari Φ_p le emissioni inquinanti risultino fortemente ridotte per la configurazione con precamera.

Concludendo i grafici 6.10 e 6.11 ricalcano la tendenza alla riduzione di NOx, all'aumentare dello swirl, già rilevata in lavori precedenti (figura 6.12) [11], [15]

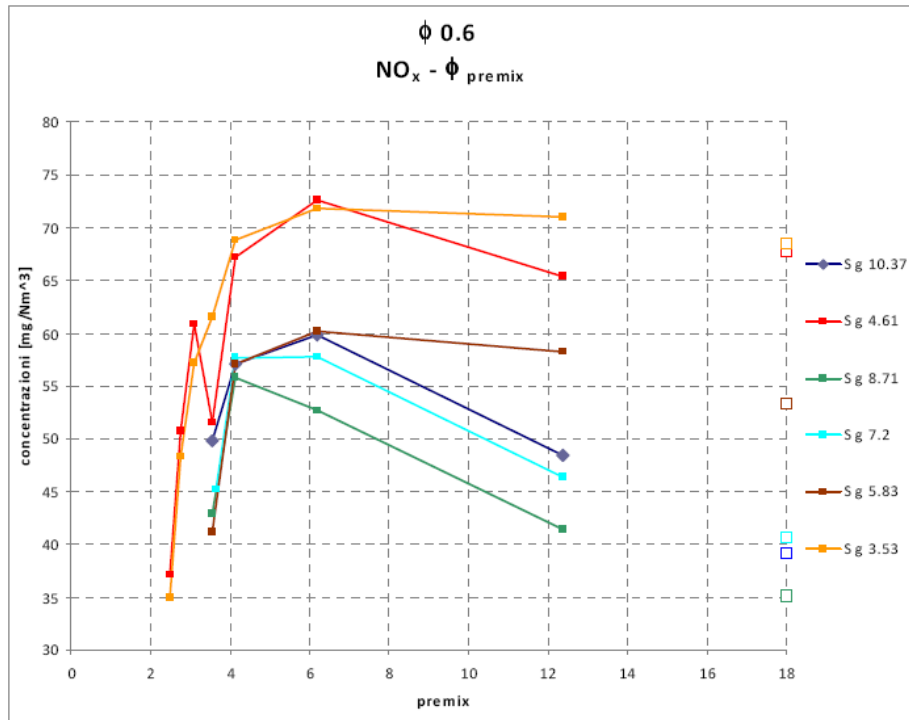


Figura 6.12 Andamento delle emissioni di NOx al variare di Φ_p , per ϕ_g 0.61 e diversi swirl [11]

6.3.1.2 Effetto del Φ_g

Si propone infine il confronto delle emissioni inquinanti prodotte a pari swirl ma diverso rapporto di equivalenza globale. A titolo di esempio si riportano i casi con swirl 0.6 e 1.47 (figura 6.13 e 6.14 rispettivamente).

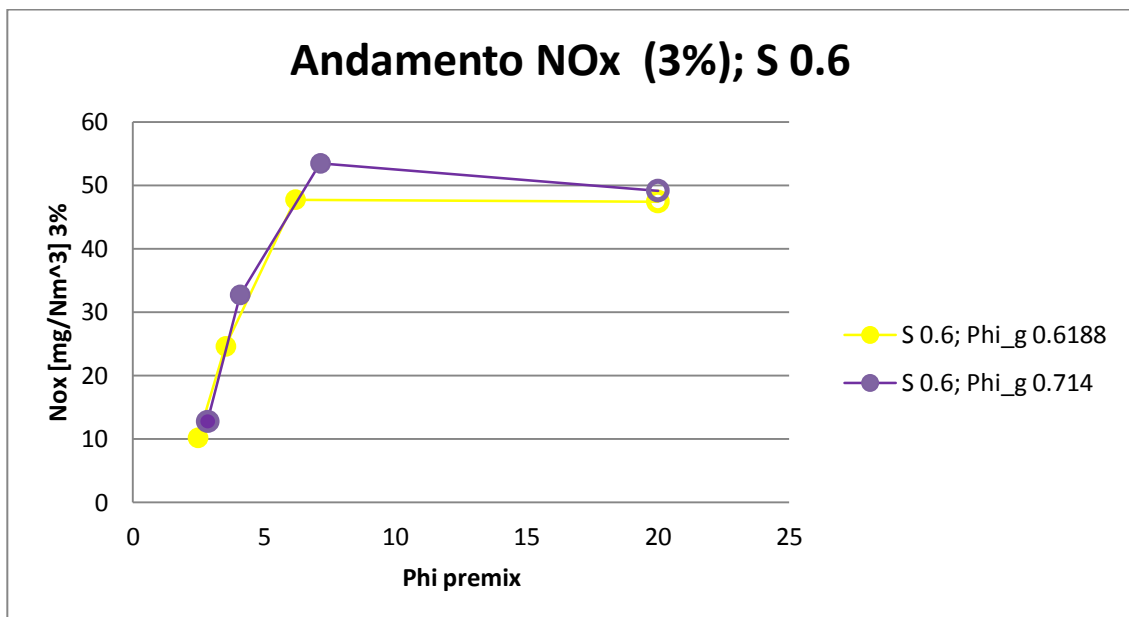


Figura 6.13 Andamento delle emissioni di NOx al variare di Φ_p , per swirl 0.6

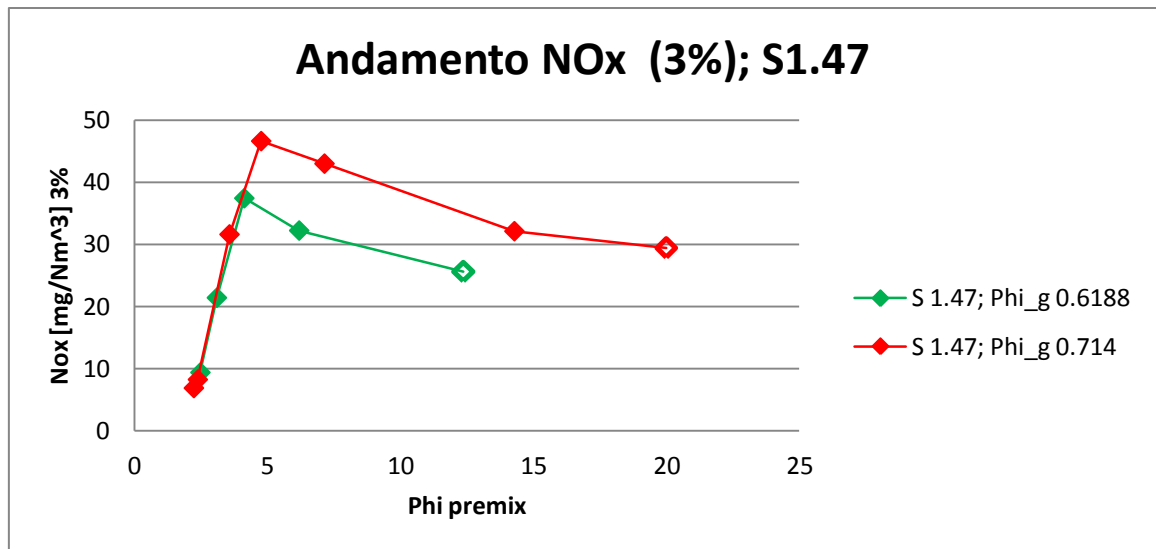


Figura 6.14 Andamento delle emissioni di NOx al variare di Φ_p , per swirl 0.6

Essendo a pari swirl, gli andamenti appaiono del tutto simili, come già enfatizzato nel paragrafo 6.3.1.1, e le curve sono sovrapposte nella zona a bassi Φ_p , in seguito al picco e alla conseguente riduzione. Nella zona che precede il picco invece, a swirl più elevati, si ha una maggiore discrepanza tra le emissioni rilevate ai due Φ_g , benché l'andamento sia pressoché identico. In generale per Φ_g di 0.6 le emissioni sono inferiori e i picchi meno elevati. La riduzione repentina di emissioni inizia a Φ_p sempre più piccoli, al diminuire del rapporto di equivalenza complessivo.

6.3.2 Emissioni di CO, CO2 e efficienza di combustione.

Richiamando la figura 2.1, si ricorda che nella ricerca di una condizione che minimizzi la formazione di ossidi di azoto, non si deve dimenticare di porre attenzione all'aumento del monossido di carbonio. Quest'ultimo è direttamente associato all'efficienza di combustione. Alle condizioni di temperatura e tempi di residenza che garantiscono una riduzione degli NOx, si associa in generale un aumento della produzione di CO ovvero allo spegnimento e non completamento delle reazioni che convertono il monossido di carbonio in anidride carbonica. Si dovrebbe cercare dunque di operare in un range di condizioni che permetta la minimizzazione di entrambi gli inquinanti.

Di seguito si riporta l'andamento del monossido di carbonio al variare di Φ_p per tutte le condizioni analizzate (figura 6.15), e quello dell'anidride carbonica (figura 6.16) entrambe in scala logaritmica. I valori di CO sono riportati in mg/Nm³ al 3% di ossigeno, mentre quelli di CO2 in percentuale dei fumi anidri. In questo caso non è stato necessario verificare frequentemente la taratura, poiché lo strumento di lettura appare stabile in fase di calibrazione, e i valori misurati coincidono con le percentuali presenti nelle bombole.

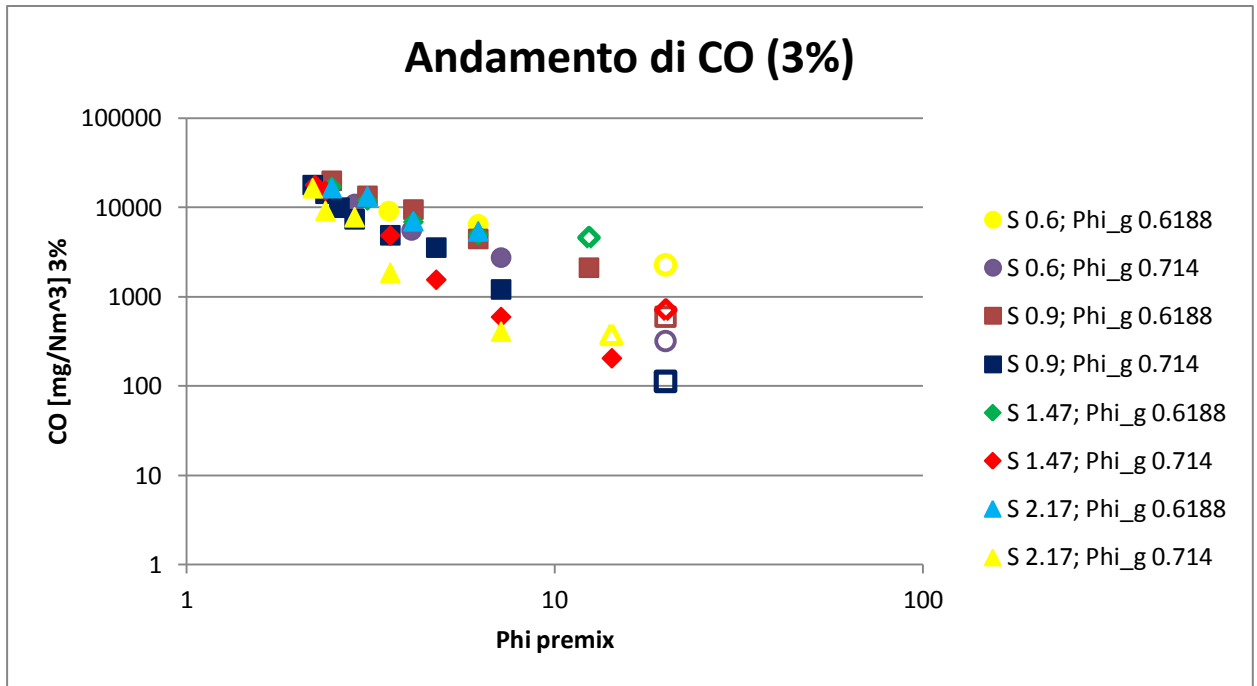


Figura 6.15 Andamento delle emissioni di CO al variare di Φ_p

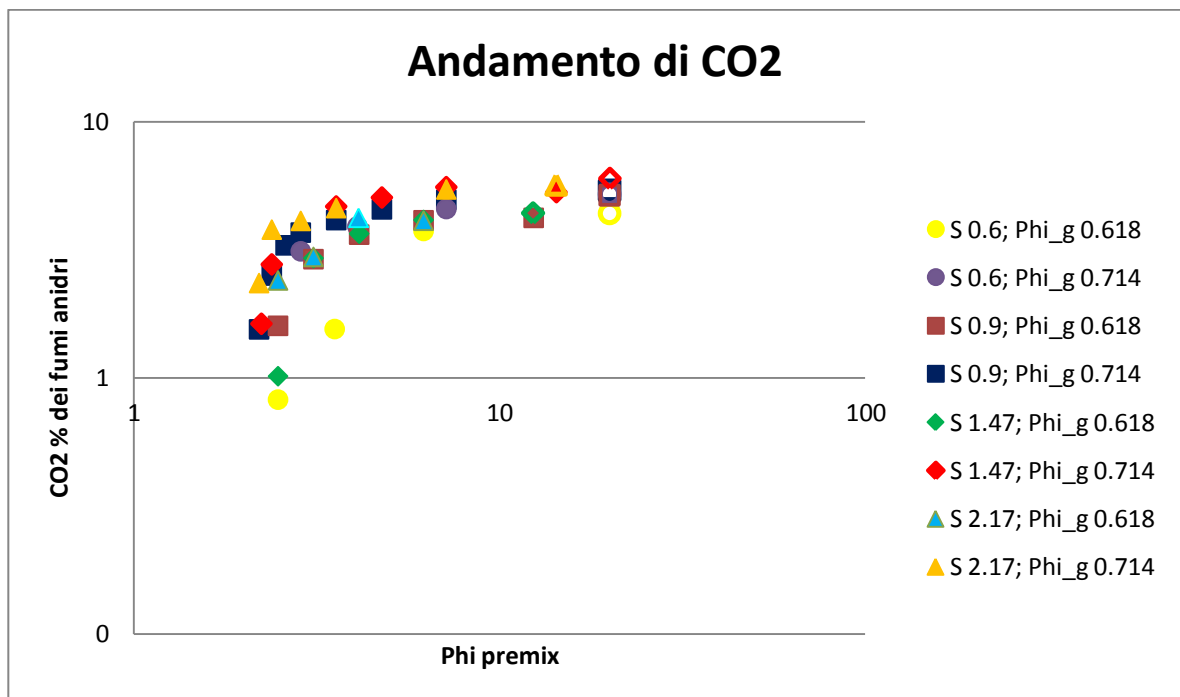


Figura 6.16 Andamento delle emissioni di CO₂ al variare di Φ_p

Si noti come i due grafici sono correlati tra loro, poiché a un aumento della CO corrispondente una diminuzione di Φ_p corrisponde una tendenza esattamente opposta di CO₂. La ragione è da ricercarsi nelle reazioni che trasformano la CO in CO₂ (reazione 6.4).



Queste reazioni sono sfavorite dalle basse temperature e dai brevi tempi di residenza (fiamme più piccole) associati alle fiamme con elevata portata di aria di premix e swirl elevati.

L'aumento del monossido di carbonio nella regione di maggiore di riduzione di ossidi di azoto (Φ_p inferiore a 5) è notevole, mentre si hanno valori più accettabili per fiamme non premiscelate o con poco premix.

La configurazione con precamera e ugello radiale dunque, almeno per le Φ_g utilizzate, non garantisce una buona efficienza di combustione nella zona di maggiore interesse, anche rispetto alla configurazione radiale indagata da [15].

La causa è da ricercarsi proprio in ciò che riduce drasticamente le emissioni di NOx: il rapido miscelamento con l'aria coassiale che avviene nella zona secondaria di combustione e la presenza dello swirl che diminuisce la dimensione della fiamma, comportano una diminuzione di temperatura che garantisce l'effettivo abbattimento degli NOx, ma aumentano la CO intaccando, per questa configurazione, l'efficienza di combustione.

Altro fattore che comporta l'aumento delle emissioni di monossido di carbonio è la presenza di spegnimenti locali della fiamma causati dagli elevati gradienti di velocità e da zone di miscela eccessivamente povera (paragrafo 6.7).

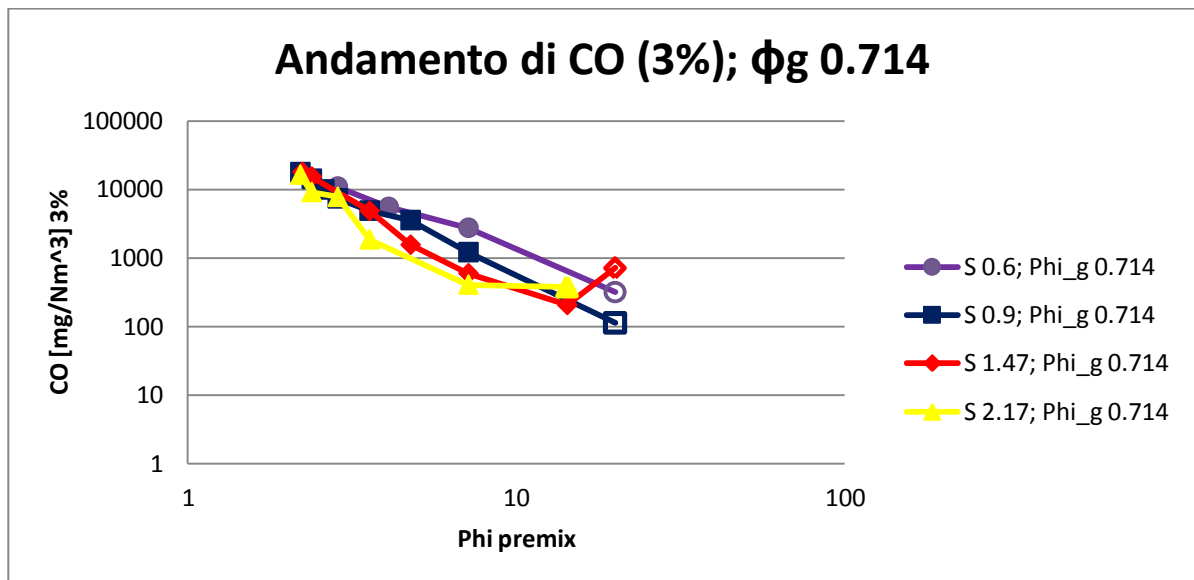


Figura 6.17 Andamento delle emissioni di CO al variare di Φ_p , per ϕ_g 0.71 e diversi

La figura 6.17 mostra invece l'influenza dello swirl a pari Φ_g , sulle emissioni di CO. La dipendenza non è marcata come per gli NOx, e la tendenza esibita dalle diverse curve è la stessa. Se a Φ_p più elevati a gradi di swirl maggiori corrisponde una minore percentuale di CO, la differenza si annulla poi per $\Phi_p < 5$, ovvero quando le emissioni di NOx iniziano a ridursi.

Considerando lo stesso swirl e variando Φ_g si nota lo stesso andamento delle emissioni rispetto alla portata di aria premiscelata sia con Φ_g 0.6 che con Φ_g 0.7. Tuttavia la percentuale di monossido di carbonio rilevata per Φ_g 0.7 è inferiore. L'efficienza di combustione può essere ritenuta migliore in questo caso, perché le temperature sviluppate sono superiori rispetto a quelle per Φ_g 0.6. A titolo di esempio si veda la figura 6.18, relativa a swirl 0.9.

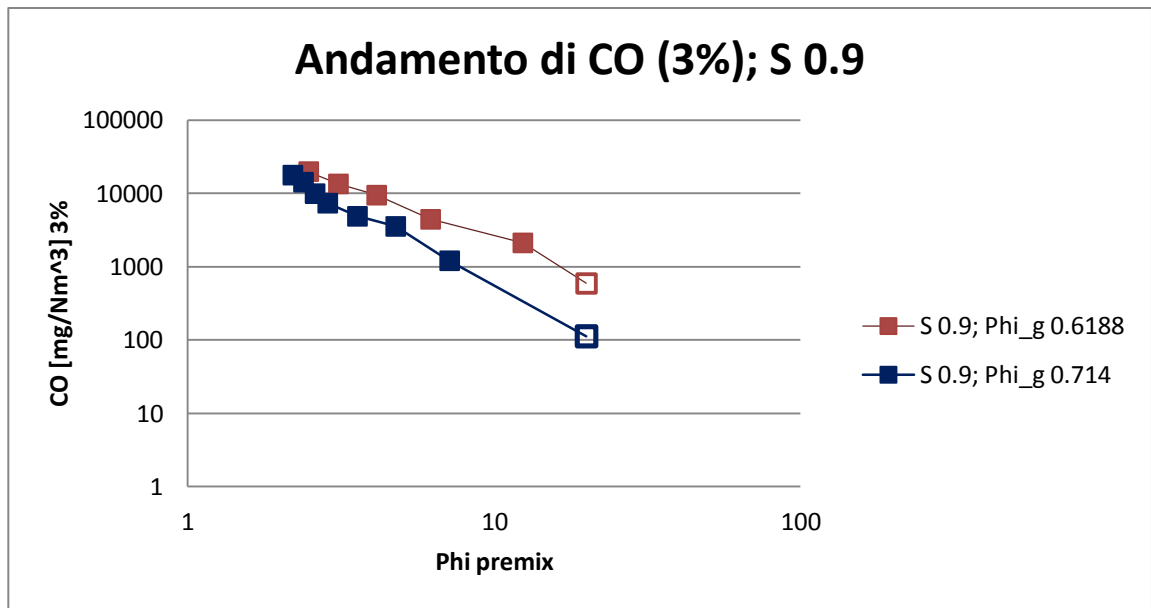


Figura 6.18 Andamento delle emissioni di CO al variare di Φ_p , per swirl 0.9

6.4 Dipendenza dalle dimensioni della fiamma

Si riportano ora gli andamenti delle emissioni inquinanti di NO_x e del volume rispetto al Φ_p , per comprendere come la morfologia della fiamma, ed il suo evolversi, influenzino la produzione di NO_x . Il confronto è stato effettuato mantenendo il valore di swirl costante; tuttavia, non avendo a disposizione dati quantitativi circa le fiamme a bassi swirl (0.6), poiché si è ritenuto opportuno effettuare tali prove solo in un secondo momento, si riportano i confronti per swirl pari a 0.9, 1.47, 2.17 nelle fig. 6.19, 6.20 e 6.21.

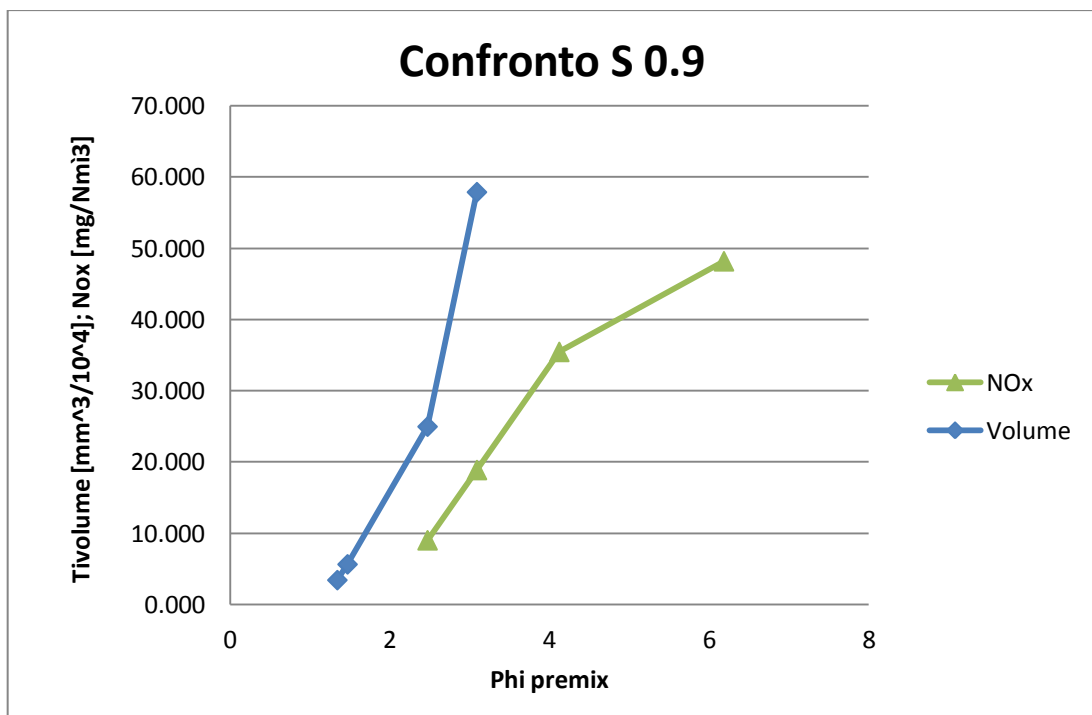


Figura 6.19 Dipendenza delle emissioni di NO_x dal volume (S 0.9)

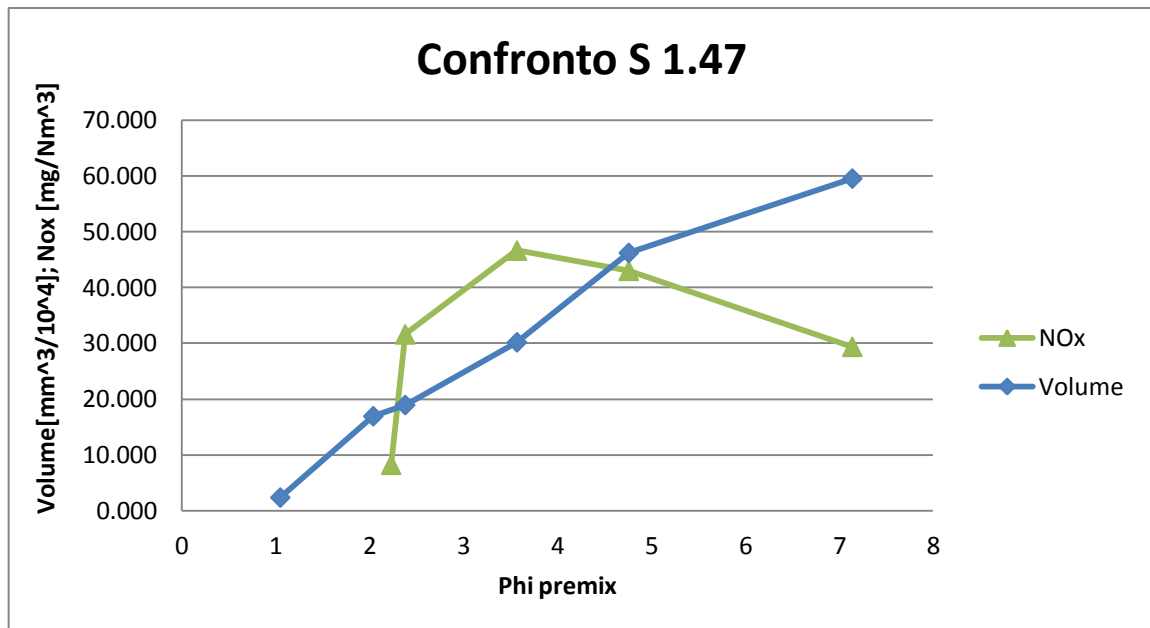


Figura 6.20 Dipendenza delle emissioni di NOx dal volume (S 1.47)

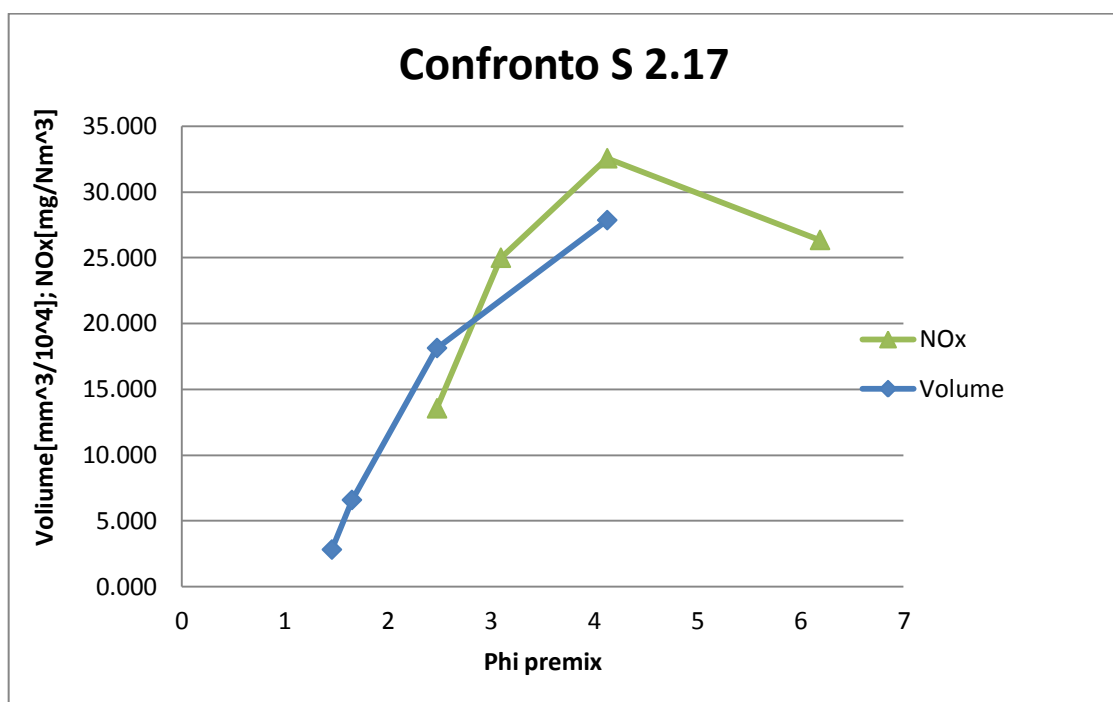


Figura 6.21 Dipendenza delle emissioni di NOx dal volume (S 2.17)

In tutti e tre i casi si osserva una diminuzione del volume della fiamma all'aumentare della portata di premix e una sua correlazione con l'andamento degli ossidi di azoto. Ciò accade poiché, man mano che si aumenta la portata dell'aria di premix in ingresso nel gas gun, il volume della fiamma si riduce, la zona di ricircolazione è confinata in una porzione ristretta in prossimità dell'efflusso ed i tempi di residenza si riducono notevolmente, apportando sostanziali benefici sull'emissioni di NO_x .

6.5 Dipendenza dal Momentum Ratio

È interessante considerare la dipendenza delle emissioni di NO_x dal Momentum Ratio, definito nel paragrafo 6.2.1; in fig. 6.22 si riportano dunque in un grafico logaritmico i valori delle emissioni inquinanti e quelli del rapporto MR.

Si nota che al diminuire di MR si ottiene un abbattimento delle emissioni inquinanti, in quanto, aumentare la portata del getto premiscelato rispetto a quella del getto secondario, migliora il miscelamento. È possibile evidenziare la presenza di due zone: la prima, in corrispondenza di alti valori di MR, è interessata da produzione di NO_x circa costante, la seconda, per valori di MR inferiori a 2-3, è interessata da un rapido abbattimento nella produzione di NO_x . Il valore di MR in corrispondenza del quale si verifica la massima emissione di NO_x varia in base allo swirl: man mano che lo swirl aumenta, il punto di massimo si sposta verso valori di MR più bassi. Invece non si nota un comportamento coerente al variare del rapporto di equivalenza globale Φ_G per le configurazioni a pari grado di swirl. In sostanza comunque sembra che sia lo swirl che il rapporto di equivalenza globale incidano poco e l'andamento mostrato in Fig.6 è univoco.

Tali andamenti sono in accordo con quanto discusso circa la produzione di NO_x rispetto al Φ_P nel par. 6.3.1.1, infatti, man mano che si aumenta la portata d'aria di premix, diminuiscono sia il Momentum Ratio che il rapporto di equivalenza Φ_P , così che l'andamento delle emissioni rispetto a MR e a Φ_P sia analogo e coerente.

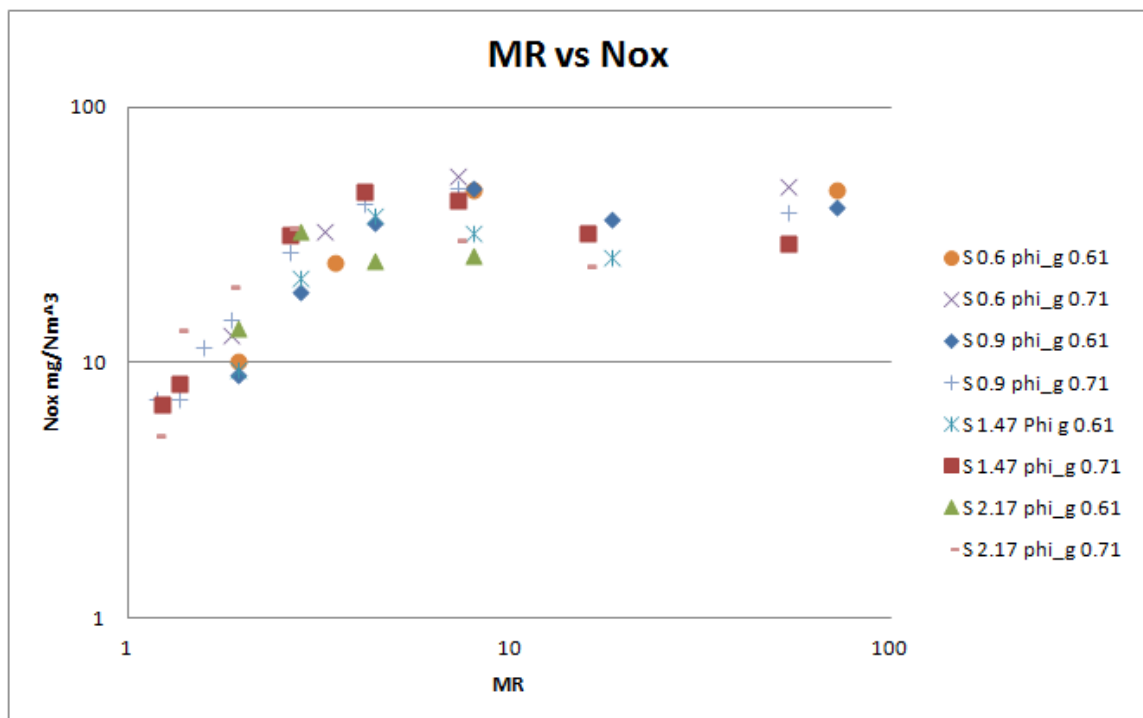


Figura 6.22 Momentum Ratio vs emissioni di NOx

6.6 Verifica dell'attendibilità delle misure

Conoscendo la composizione dei reagenti, aria e gas naturale, è possibile determinare la frazione attesa dei prodotti di reazione. Quando la combustione avviene in condizioni stechiometriche ($\Phi = 1$), i prodotti sono composti unicamente da anidride carbonica, CO_2 ,

acqua, H_2O e azoto, N_2 , contenuto nell'aria e considerato completamente inerte. Tuttavia, qualora la combustione avvenga in condizioni di miscela magra o ricca, nei gas combusti sono presenti anche O_2 , CO e UHC . In realtà ciò accade anche nel caso di combustione in condizioni stechiometriche, quando un mancato miscelamento dei reagenti provoca la presenza di zone localmente ricche o magre.

Le prove di combustione svolte, riportate nel par. 6.1 e riassunte in tab. 6.2, sono caratterizzate da un rapporto di equivalenza inferiore all'unità, si è dunque lavorato in eccesso d'aria. Per questo motivo sono state calcolate le frazioni di anidride carbonica e acqua, ma anche quelle di ossigeno e azoto che non hanno preso parte al processo di ossidoriduzione. La composizione del gas naturale, utilizzato è nota e riportata in tab. 6.7

Tabella 6.7 Composizione del gas naturale

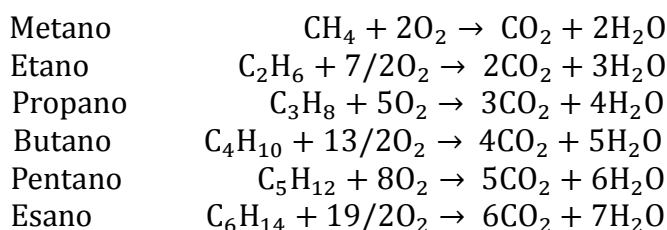
Composizione gas naturale		
		% mol
METANO	CH ₄	88,422
ETANO	C ₂ H ₆	6,129
PROPANO	C ₃ H ₈	1,439
ISOBUT.	C ₄ H ₁₀	0,175
NORBUT.	C ₄ H ₁₀	0,272
ISOPENT.	C ₅ H ₁₂	0,020
NORPENT.	C ₅ H ₁₂	0,000
ESANI	C ₆ H ₁₄	0,037
AZOTO	N ₂	2,727
AN.CARB.	CO ₂	0,699
NEOPENT.	C ₅ H ₁₂	0,000
ELIO	He	0,080
Σ		100,000

Per l'aria è stata considerata invece una miscela di ossigeno, azoto e argon, come riportato in tab. 6.8;

Tabella 6.8 Composizione dell'aria

Composizione dell'aria	
	% mol
N₂	78,12
O₂	20,96
Ar	0,92
Σ	100,00

Per calcolare i valori attesi di O_2 e CO_2 sono state considerate le reazioni di combustione completa, riportate di seguito, che sono valide anche per combustione in aria, se si considera l'azoto, così come l'argon, non partecipa alla reazione.



Tali reazioni sono *globali*, poiché trascurano le reazioni elementari intermedie che in realtà avvengono durante la combustione, e *ideali* poiché non tengono conto della presenza di idrocarburi incombusti tra i prodotti, dovuti allo scarso miscelamento dei reagenti che genera zone localmente ricche o povere in combustibile.

Le prove sono state svolte in condizioni di miscela magra, con rapporti di equivalenza pari a 0.61 e 0.71; di conseguenza l'ossigeno in eccesso presente nell'aria non ha preso parte alla combustione, rappresentando una certa frazione dei prodotti, riportati di seguito (tab. 6.9). L'azoto e l'argon presenti nell'aria, così come l'azoto e l'elio presenti nel gas naturale, sono stati considerati inerti, dunque sono presenti nella stessa quantità sia tra i reagenti che tra i prodotti. Le frazioni molari calcolate per ogni specie sono riportate in tabella 6.9 e indicate in termini percentuali sui fumi anidri.

Tabella 6.9 Frazione molare dei prodotti di reazione teorici

Prodotti di combustione		
		% mol
$\Phi=0,71$	CO_2	0,238
	H_2O	0
	O_2	0,154
	N_2	0,581
	Ar	0,0271
	He	0,00017
$\Phi=0,61$	CO_2	0,164
	H_2O	0
	O_2	0,171
	N_2	0,643
	Ar	0,021
	He	0,00012

È possibile, inoltre, effettuare un confronto tra i valori di CO_2 e O_2 calcolati e quelli misurati nel corso delle prove, riportate nella tab 6.2, in cui la portata d'aria di premix era nulla. Il confronto riguarda i casi a Φ_g pari a 0.6 e 0.7, al variare dello swirl. Si noti in tal senso che il grado di swirl non influenza i valori calcolati, che risultano funzione unicamente del rapporto di equivalenza globale.

La tabella 6.10 riporta i valori calcolati e misurati in percentuale rispetto ai fumi anidri, oltre all'errore percentuale.

Sostanzialmente i dati, relativi alla quantità di CO_2 sono in buon accordo tra loro, e con bassi errori percentuali. I valori di O_2 misurati sono superiori a quelli calcolati, poiché la quantità di combustibile che prende parte alla reazione è inferiore, a causa della velocità del getto con cui il premiscelato è immesso nella camera di combustione, che porta parte del gas a non entrare nella zona di fiamma della camera.

Tabella 6.10 Confronto tra valori attesi e misurati di CO₂ e O₂

Φ_g	Swirl	Valore misurato		Valore atteso	
		CO ₂ [%]	O ₂ [%]	CO ₂ [%]	O ₂ [%]
0.6	0.6	4.395 ±0.039	12.825±1.794	5.505	4.190
	0.9	5.167±0.093	11.617±0.253		
	1.47	-	-		
0.7	0.6	5.223±0.046	11.597±0.076	7.225	3.404
	0.9	5.390±0.003	10.960±0.004		
	1.47	5.993±0.098	10.077±0.0155		

La discrepanza tra valori attesi e misurati diminuisce all'aumentare del grado di swirl, mentre non si riscontra un andamento evidente al variare del rapporto di equivalenza globale.

All'aumentare dello swirl la dimensione della fiamma si riduce, ma il processo di mescolamento è più efficace, e si può pensare dunque che una maggior parte del combustibile prenda parte alla reazione, come si evince dai valori misurati di O₂ in tabella 6.10.

In generale, considerando le bande d'incertezza calcolate in 6.10 per i singoli casi, (ovvero non si sono considerati i valori medi d'incertezza per le diverse specie di inquinanti della tabella 6.6), si nota che né il valore atteso nella valutazione della CO₂ né i valori dell'ossigeno rientrano nella banda di incertezza. In particolare i valori misurati di O₂ appaiono molto più alti di quelli teorici a pari Φ_g . L'eccesso di O₂ e la minore quantità di CO₂ ricavati dalle misure suggeriscono che il processo di combustione non sia completo

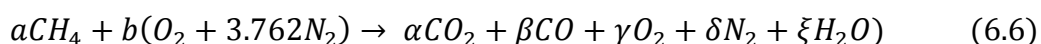
6.7 Rapporto di miscela reale

Il rapporto di miscela aria-combustibile reale si potrebbe discostare da quello nominale, anche a causa dell'incertezza legata ai flussimetri, sia del combustibile che dell'aria, e dei trafiletti di aria esterna che potrebbero prodursi nella camera di combustione non perfettamente sigillata e interessano la zona compresa tra la fiamma e il punto di misura a valle posto nel camino di scarico dei fumi.

Dalle misure effettuate sui gas combusti è possibile ricavare il rapporto di miscela come [30]:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{Real} = \frac{b(1 + 3.762)}{a} \quad (6.5)$$

Dove b ed a sono i coefficienti della seguente reazione:



I valori di α , β e γ sono noti dalle misure condotte sui gas, mentre δ può essere calcolato come segue:

$$\delta = \frac{79 \cdot 21}{(\gamma + 21)} \quad (6.7)$$

Dai bilanci per C e H si può ricavare:

$$a = \alpha + \beta \quad (6.8)$$

$$b = \frac{\delta}{3.762} \quad (6.9)$$

A titolo di esempio si riportano i dati relativi ad una prova, con swirl pari a 0.6 e rapporto di equivalenza globale pari a 0.61 (tab.6.11) e 0.71 (tab. 6.12).

Tabella 6.11 Rapporto di miscela reale misurato Φ_g 0.61 S 0.6

Φ_p	CO2 (a)	CO(β)	O2 (g)	a	b	delta	(A/F)reale	Φ_g real
inf	4,395	0,083	12,825	4,478	13,037	49,047	13,866	0,687
6,19	3,755	0,215	13,515	3,970	12,777	48,066	15,328	0,621
3,54	1,554	0,269	14,315	1,823	12,487	46,977	32,615	0,292
2,48	0,824	0,302	17,115	1,126	11,570	43,526	48,936	0,195

Tabella 6.12 Rapporto di miscela reale misurato Φ_g 0.71 S 0.6

Φ_p	CO2 (a)	CO(β)	O2 (g)	a	b	delta	(A/F)reale	Φ_g real
inf	5,223	0,013	11,597	5,237	13,529	50,895	12,302	0,774
7,14	4,573	0,102	12,580	4,676	13,132	49,404	13,375	0,712
4,08	3,910	0,183	13,517	4,093	12,776	48,064	14,864	0,640
2,86	3,127	0,311	14,553	3,438	12,404	46,662	17,180	0,554

Come prevedibile dalle misure di O2 sopra riportate, si osserva che il valore di Φ_g calcolato risulta superiore a quello derivato dalle misure di portata, anche nella condizione di fiamma puramente diffusiva. Si noti però come in questo caso, coincidente con una fiamma molto aperta, il Φ_g reale calcolato si avvicini maggiormente al valore nominale (errore pari a 11 e 8% rispettivamente). Il Φ_g diminuisce poi consistentemente al diminuire del Φ_p , indicando un peggioramento del processo di combustione al crescere della portata d'aria di premix. Evidentemente le peculiari trasformazione della fluidodinamica osservate nelle mappe PIV e nelle immagini delle fiamme al crescere della portata d'aria di premix non producono un migliore mescolamento dell'aria secondaria con la fiamma primaria ricca, ma solo una maggiore diluizione. Pertanto non tutto il metano partecipa alla reazione: ad alti Φ_p l'elevata velocità del getto premiscelato fa sì che parte del combustibile migri velocemente a valle della fiamma nella zona più periferica, mentre la fiamma vera e propria è schiacciata dall'aria nella zona centrale, in prossimità dell'ugello. Prevedibilmente ci sono sacche di gas incombusti che riducono la temperatura e quindi gli NOx, ma parallelamente contribuiscono alla formazione di CO che non viene ossidato a CO₂.

Una possibile conferma alla mancata combustione del gas è la misurazione degli UHC. Essi non sono stati rilevati, per problemi legati all'apparecchiatura disponibile.

Concludendo questa configurazione di combustione a stadi risulta quindi non ottimale proprio perché il quenching della fiamma primaria ricca è fin troppo rapido.

Conclusioni

7.1 Conclusioni

Scopo de presente lavoro è lo studio delle emissioni inquinanti in una combustione a stadi realizzata immettendo radialmente una miscela d'aria e gas naturale in un flusso swirlato di aria coassiale.

Per determinare i meccanismi che garantiscono al riduzione di NO_x, si è scelto di associare al rilevamento delle emissioni lo studio della morfologia della fiamma (mediante delle foto) e il campo di moto dell'aria coinvolta nella combustione (prove in regime isoterma con PIV).

Grazie al progetto di una configurazione del bruciatore a ugello radiale con precamera, che garantisca l'instaurarsi di una regione di ricircolazione della miscela prima dell'immissione nel flusso coassiale, si è ottenuta una stabilizzazione della fiamma nelle condizioni ottimali per la riduzione degli NO_x.

A partire da lavori svolti in precedenza, sullo stesso bruciatore ma con diverse configurazioni di ugello, si è concentrata la campagna di misure nelle condizioni a basso Φ_p (elevata aria di premix) e basso Φ_g (miscele globalmente povere) per le quali la fiamma più difficilmente raggiunge le condizioni di minime emissioni, poiché si destabilizza spegnendosi.

L'analisi di stabilità della fiamma, svolta fissando il numero di swirl e Φ_g e diminuendo progressivamente Φ_p , mostra una stabilizzazione della stessa rispetto alle medesime condizioni ma con ugello radiale a più fori: la fiamma si spegne a Φ_p più bassi. Tale comportamento è imputabile a due fattori. Il primo è la configurazione creata, poiché l'area d'immissione del getto di premix nell'aria coassiale è più grande e a superficie cilindrica. Questo consente una riduzione della velocità del getto premiscelato e una stabilizzazione della fiamma nella zona ricca e premiscelata del primo stadio di combustione. Una velocità eccessiva rispetto alla velocità di combustione comporterebbe lo strappamento della fiamma e il mancato ancoraggio alla zona di efflusso radiale. La presenza di un'unica fiamma al posto di più fiammelle separate in corrispondenza dei fori di emissione dell'ugello garantisce una ulteriore stabilizzazione.

La precamera e il conseguente instaurarsi di vortici, favoriti dalle alte velocità d'immissione della miscela nella precamera stessa, costituiscono il secondo fattore di stabilizzazione della fiamma.

Ciò che si nota è che la stabilità della fiamma non sembra dipendere dal grado di swirl ma al più dal Φ_g . In pratica a pari rapporto di equivalenza globale lo spegnimento avviene a pari Φ_p per ogni swirl. Questo è imputabile alla natura della combustione a stadi realizzata del bruciatore. La stabilità dipende unicamente dal primo stadio premiscelato di combustione, che si realizza all'efflusso dell'ugello, ovvero dal confronto tra la velocità di efflusso e la velocità di combustione. Lo swirl non ha influenza su questa zona, a causa delle alte velocità del getto radiale, ma unicamente sul secondo stadio di combustione (povera), e sulla stabilizzazione globale della fiamma nel suddetto stadio.

Le prove isoterme (PIV) trovano riscontro nelle foto realizzate durante le prove in regime di combustione. Esse sono in grado di rappresentare qualitativamente la morfologia della fiamma e l'evoluzione del flusso a diversi swirl e Φ_g al variare dell'aria di premix. In corrispondenza di swirl bassi (0.9) il getto appare abbastanza chiuso anche per Φ_p elevati, e la zona di ricircolazione si concentra nella regione di efflusso, riducendosi all'aumentare dell'aria di premix. Per swirl elevati (1.47, 2.17) e basse portate di aria di premix, il getto appare aperto con due zone di ricircolazione, una interna e una esterna. All'aumentare dell'aria di premix il getto si richiude, la zona di ricircolazione diviene più bassa e circoscritta alla zona di efflusso. Dai profili di velocità ottenuti dalle mappe PIV si evince che nella zona prossima all'efflusso, l'effetto dello swirl è attenuato dall'aumento della velocità d'immissione del getto radiale in quello coassiale.

Per quanto riguarda gli andamenti di NOx, i risultati ottenuti sono in accordo con quanto riportato in lavori analoghi per combustione a stadi con bruciatore ad ugello radiale senza precamera. Ad andamenti analoghi corrispondono però valori inferiori di emissioni.

Si assiste infatti ad un aumento degli NOx a partire dal valore di riferimento per fiamma diffusiva, più marcato all'aumentare dell' swirl. Successivamente, in un range di Φ_p variabile tra 3.57 (S 2.17) a 6 (S0.6), si ha un rapido abbattimento delle emissioni, anticipato rispetto al caso senza precamera (Φ_p 3-4). Queste ultime sono in ogni caso minori per swirl più elevati, in quanto uno swirl più elevato consente un mescolamento migliore e più rapido dei reagenti. Inoltre esso riduce la dimensione della fiamma e i tempi di residenza.

A parità di Φ_p la configurazione con precamera rispetto a quella semplicemente radiale garantisce una più elevata riduzione degli ossidi di azoto, e un abbattimento anticipato delle emissioni poiché migliora i processi di mescolamento tra il getto radiale (J inferiori) e quello coassiale, ovvero rende più efficiente il secondo stadio dell'RQL. Infatti la lunghezza di penetrazione del getto è ridotta e paragonabile alla lunghezza di miscelamento.

Gli stessi fattori che riducono le emissioni di ossidi di azoto, provocano di contro un aumento della produzione di CO, cui corrisponde una diminuzione di CO₂ e dell'efficienza di combustione. nonostante i valori di CO tendano a crescere al diminuire di Φ_p e raggiungano livelli elevati nelle condizioni che precedono lo spegnimento della fiamma, è possibile individuare valori di compromesso dei parametri operativi (swirl, Φ_p , Φ_g) le emissioni di NOx e CO che rendono comunque interessante la combustione a stadi qui analizzata. Tuttavia si deve ammettere una sensibile riduzione dell'efficienza di combustione attribuibile alla zona di spegnimento locale a seguito della presenza di miscele molto povere. La presenza di tali zone è imputabile al rapido quenching della fiamma primaria ricca, che fa sì che questa configurazione di combustione a stadi non risulti ottimale.

7.2 Sviluppi futuri

Alla luce dei risultati emersi nel corso del presente lavoro di tesi, si propongono una serie di soluzioni atte a completare i risultati ottenuti, e possibili suggerimenti per lavori futuri.

In primo luogo, per meglio analizzare l'efficienza di combustione, e chiarire le discrepanze rilevate tra i dati sperimentali e i calcoli analitici del rapporto di miscela (paragrafo 6.7) si dovrebbero misurare gli UHC (incombusti). Come illustrato nel paragrafo (paragrafo 4.2.2) l'analizzatore di fumi può provvedere anche al rilevamento dei suddetti incombusti, ma la componente adibita a tale scopo è risultata non funzionante. Le misure di UHC sono pertanto state irrealizzabili. Un rilevamento degli stessi consentirebbe di capire quanto gas prenda effettivamente parte al processo di combustione nella zona vicino all'efflusso in cui si concentra la fiamma, per alte portate d'aria premix.

All'aumentare dell'aria di premix infatti si reputa che parte del combustibile, nel getto veloce, non prenda parte alla reazione, ma marginalmente venga trasportato a valle dell'efflusso e non nella zona di fiamma.

Secondariamente è raccomandata una più accurata misurazione della temperatura. Nel corso del lavoro si sono potute rilevare unicamente le temperature della camera e dei gas combusti (paragrafo 4.5). Esse sono state utilizzate unicamente come indice per la regolazione del sistema di raffreddamento al fine di mantenere costanti le condizioni al contorno durante le diverse prove.

Un più accurato studio degli NOx richiederebbe la conoscenza delle temperature nelle diverse regioni di fiamma. La temperatura infatti è la principale discriminante nei processi di formazione degli ossidi di azoto e determina la natura dei suddetti (prompt, fuel, thermal). La conoscenza del processo che produce NOx consente di adottare soluzioni ad hoc per inibirne la realizzazione. La temperatura è poi un indice dell'efficienza del processo di mescolamento del secondo stadio RQL.

Il profilo di temperatura di fiamma, o comunque in prossimità dell'efflusso in camera di combustione può essere misurata con termocoppie, dotando la camera di opportuni accessi. Si ricordi però che questo tipo di misura è delicata, poiché è necessario tener conto delle perdite per radiazione e convezione

Si potrebbe poi pensare di variare ulteriormente la geometria dell'ugello e della zona di efflusso. Allo stesso modo in cui si è registrato un miglioramento nello spostamento del piattello dalla distanza di 2 a 3 millimetri, si reputa che un ulteriore allontanamento dello stesso, possa comportare benefici dal punto di vista sia della stabilità che delle emissioni. Infatti un aumento dell'area di efflusso, e dunque una riduzione della velocità, a pari portata del getto radiale, potrebbe rallentare il fenomeno del quenching della fiamma primaria ricca, che nella presente è risultato troppo rapido. In questo modo si aumenta il gas che prende parte al secondo stadio di combustione, riducendo la CO e migliorando l'efficienza di combustione. Ad esempio variare il numero dei fori del gas gun (da 6 a 8) garantirebbe una diversa velocità di efflusso della miscela gas/aria in precamera e dunque varierebbe la natura del mescolamento e della ricircolazione nella precamera stessa.

Si potrebbe inoltre variare il diametro del disco dell'ugello, facendo in modo che esso sia di dimensioni pari al gas gun. In questo modo l'area della corona circolare di efflusso dell'aria in camera di combustione varierebbe e la fiamma potrebbe risultare più ancorata. Inoltre, più metano riuscirebbe a prendere parte alla reazione, poiché il flusso verrebbe deviato nella zona di fiamma e non esternamente ad essa (anche per velocità del getto radiale elevate) dall'aria coassiale.

Bibliografia

- [1] Ghezzi, U. , Ortolani, C., “*Combustione e inquinamento*”, Milano: Tamburini, 1974
- [2] Glassman, I., “*Combustion*”, Academic Press.
- [3] Peeters, F., “*Measurement of Nitrogen Oxides*”, Vrije Universiteit Brussel (Belgium)
- [4] Pratt & Whitney, “*Critical Propulsion Components*” Vol. 2: Combustor, NASA/CR-2005-213584/VOL2, West Palm Beach, Florida 2005
- [5] Cai, J., “*Aerodynamics of Lean Direct Injection Combustor with Multi-Swirlers Arrays*”, 2006, Department of Aerospace Engineering and Engineering Mechanics of College of Engineering, Cincinnati, Ohio
- [6] Straub, D. L., Casleton, K. H., Lewis, R. E., et al., “*Assessment of Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn Trapped Vortex Combustor for Stationary Gas Turbines*”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 2005, Vol. 127/ 36-41
- [7] Casanova, M., “*Confronto tra diverse metodologie di valutazione del grado di swirl in un bruciatore coassiale*”, Tesi di laurea in Ingegneria Aeronautica, Politecnico di Milano, AA 2010-2011
- [8] Gupta, A. K., Lilley, D. G., Syred, N., “*Swirl Flows*”, Abacus Press, Tunbridge Wells, Kent 1984
- [9] Cheng, T. S., Chao, Y. C., et al., “*Effects of Partial Premixing on Pollutant Emissions in Swirling Methane Jet Flames*”, Combustion and Flame, 125:865-878 (2001)
- [10] Feikema, D., Chen, R. H., Driscoll, J. F., “*Enhancement of Flame Blowout Limits by the Use of Swirl*”, Combustion and Flame, 80:183-195 (1990)
- [11] Rizzi, M., “*Combustione a stadi in un bruciatore alimentato da gas naturale-aria in presenza di swirl*”, Tesi di laurea in Ingegneria Aeronautica, Politecnico di Milano, AA 2009-2010
- [12] Locatelli, V., Ninfa D., “*Effetto del grado di swirl sui limiti di stabilità di una fiamma non premiscelata metano aria*”, Tesi di laurea in Ingegneria Aeronautica, Politecnico di Milano, A.A. 2009-2010
- [13] Farina, I., Tedde, P.P., “*Progettazione e caratterizzazione sperimentale in regime isoterma di un bruciatore a swirl*”, Tesi di laurea in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Milano, A.A. 2005-2006
- [14] Pozzoli, G., “*Caratterizzazione sperimentale del flusso isoterma nella zona primaria di un combustore a swirl*”, Tesi di laurea in Ingegneria Aeronautica, Politecnico di Milano, A.A. 2007-2008
- [15] Coghe, A. S., Cozzi, F., “*Reductions of Nox Emissions by Air Staging in a Swirled Natural Gas Burner*”, Department of Energy, Politecnico di Milano, Milano, Italy 2011
- [16] Raffel, M., Willert, C., Kompenhans, J., “*Particle Image Velocimetry: A Practical Guide*”, Springer- Verlag Berlin Heidelberg 1998
- [17] Flowmanager, Software User’s guide, 5th edition 2000
- [18] Cinti, A., “*Analisi tramite tecniche PIV-LIF del fronte di fiamma in getti turbolenti premiscelati*”, Tesi di laurea in Ingegneria Aeronautica, La Sapienza, A.A. 2004-2005

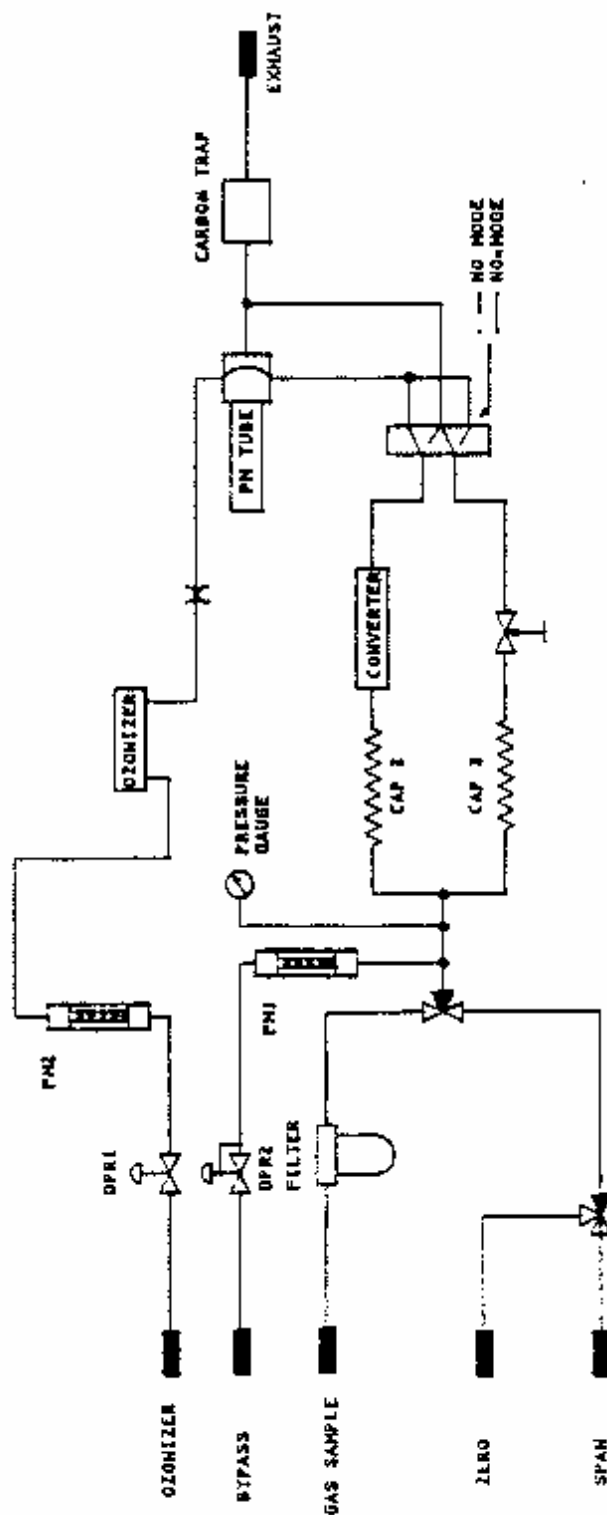
- [19] Grosso, A., Martignago, M., Lo Balbo, A. A., “*Analisi sperimentale e numerica di un bruciatore a swirl*”, Tesi di laurea in Ingegneria Energetica, Politecnico di Milano, A.A. 2011-2012
- [20] Con.Tec Engineering, Manuale teorico
- [21] California Analytical Instruments Inc., Manuale
- [22] Fenimore, C. P., “*Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames*”, Proceedings of the Combustion Institute, Symposium (International) on Combustion, Volume 13, Issue 1, 1971, Pages 373-380
- [23] Zeldovich, Y. B., “*Acta Physicochem*”, U.R.S.S., 21-pag 557
- [24] Bowman, C. T., Seery, D. V., “*Emissions from Continuous Combustion Systems*”, Plenum, pag. 123, New York, 1972
- [25] Martnay, P. I., Combustion Science Technology, 1(1970) pag. 461
- [26] Bachmeier, F., Eberius, K. H., Just, T., Combustion Science Technology, 7(1973) pag. 77
- [27] F., Eberius, K. H., Just, T., “*Atmospheric Pollution by Jet Engines*”, AGARD Conf. Proc. AGARD CP-125, pag. 16-1 (1973)
- [28] Martin, G. B., Berkau, E. E., AIChE Meet, San Francisco (1971)
- [29] Merryman, E. L., Levy, A., Proceedings of the Combustion Institute, 15 (1975), pag. 1073
- [30] Ortolani, C., “*Combustione, fondamenti e applicazioni*”, Città Studi Milano, (1991)
- [31] Minakawa, K., Yuasa, S., “*Study on Hydrogen Combustors with Two-Stage Combustion Method for Micro Gas Turbines*”, Journal of Environment and Engineering, volume 2, No.3, 2007

Consultazioni Web

- [32] <http://www.cleanboiler.org/Workshop/RCTCombustion.htm>
- [33] www.fujifilm.it
- [34] www.fluke.com
- [35] www.dantecdynamics.com
- [36] www.bronkhorst.com

Appendice A

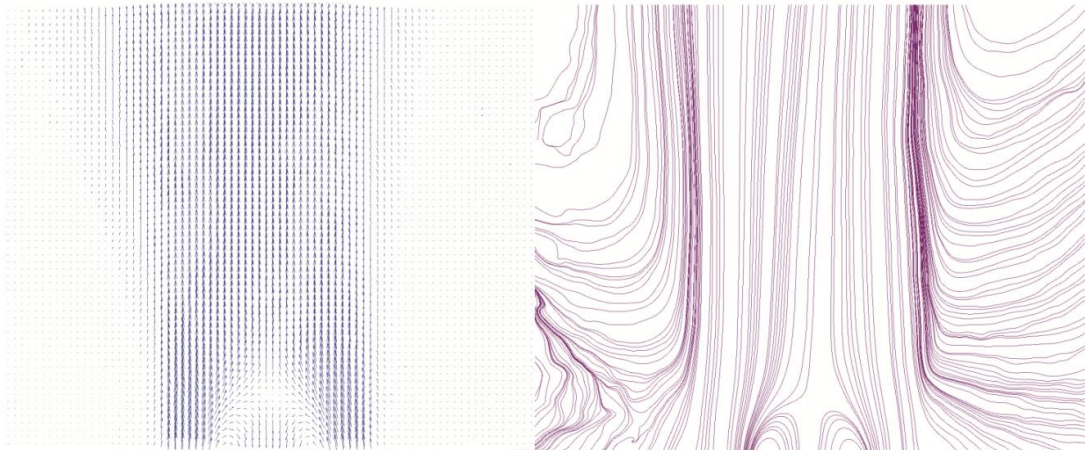
Diagramma di flusso del funzionamento dell'analizzatore di ossidi di azoto [17]



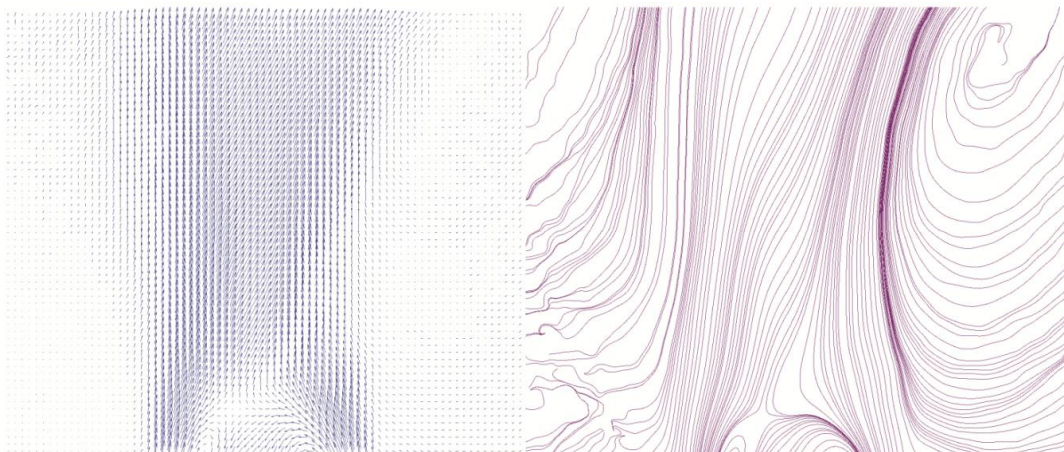
Appendice B

Mappe vettoriali di velocità e linee di flusso

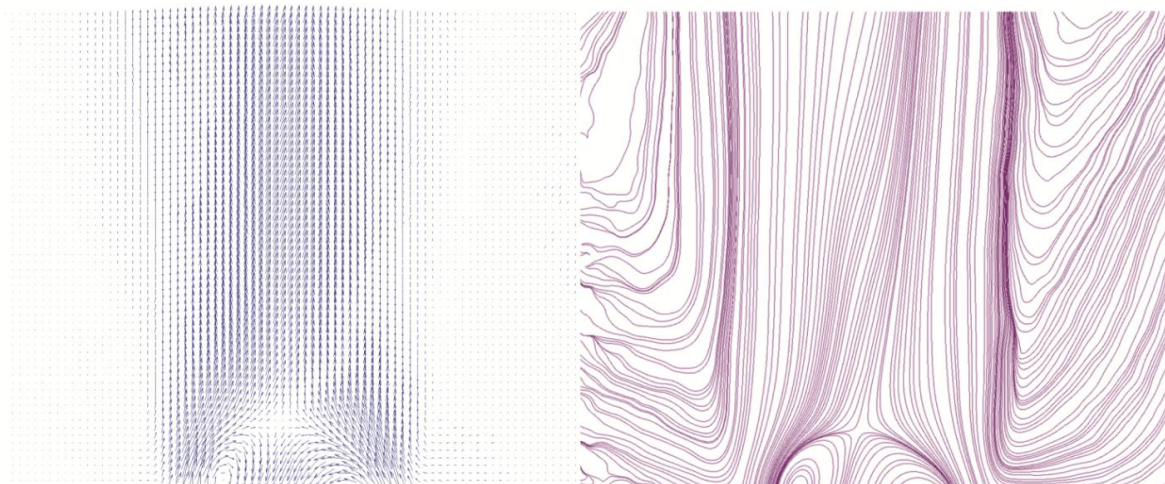
$$\Phi_p = 6.188$$



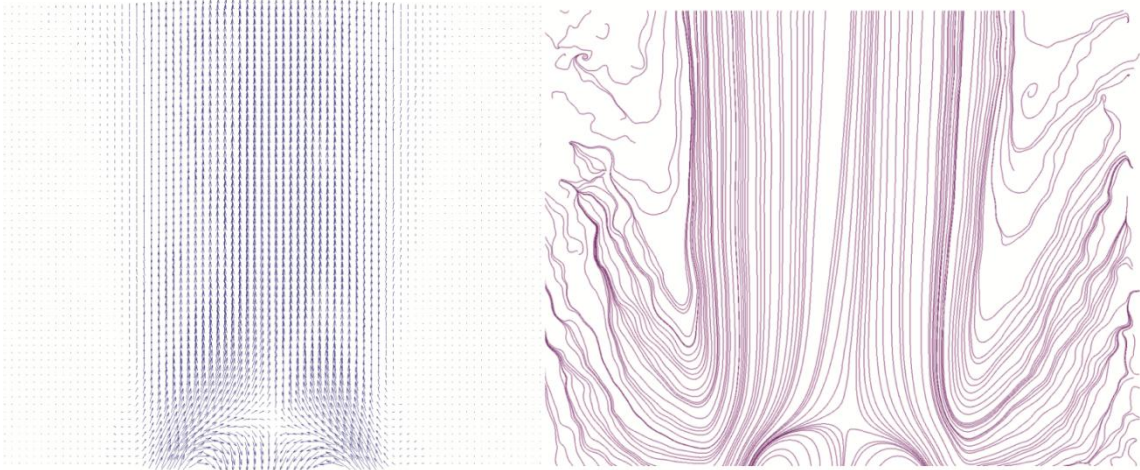
$$\Phi_p = 2.47$$



$$\Phi_p = 1.457$$

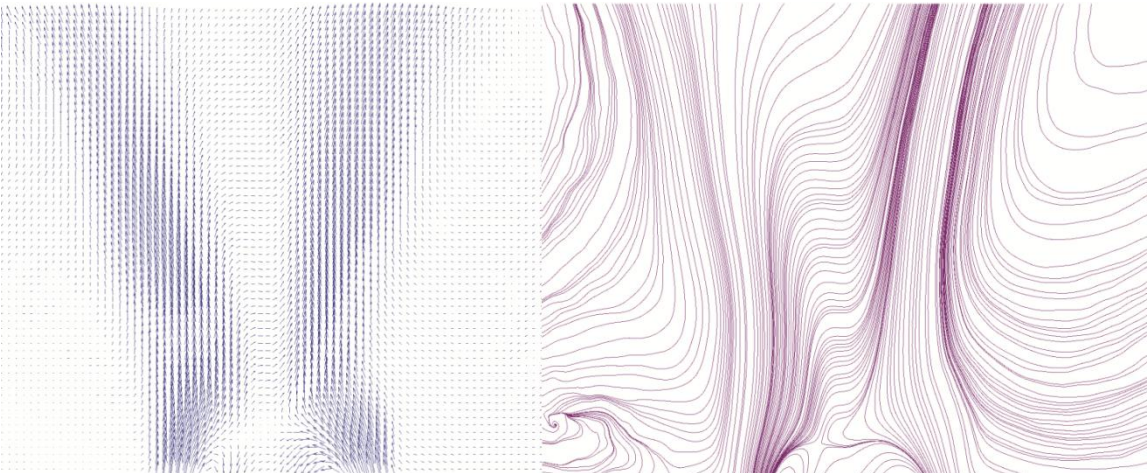


$\Phi_p = 1.12$

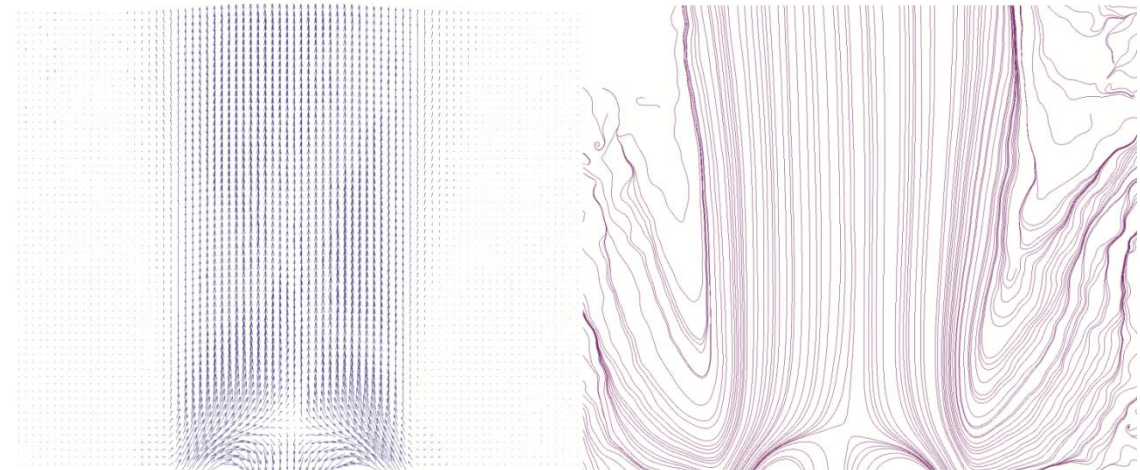


Swirl 0.9

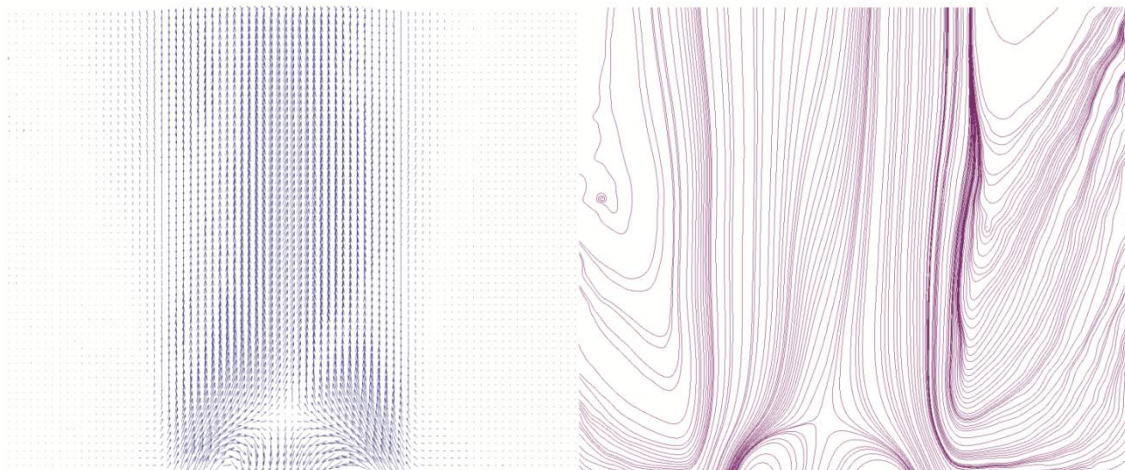
$\Phi_p = 2.47$



$\Phi_p = 1.475$



$\Phi_p = 1.345$

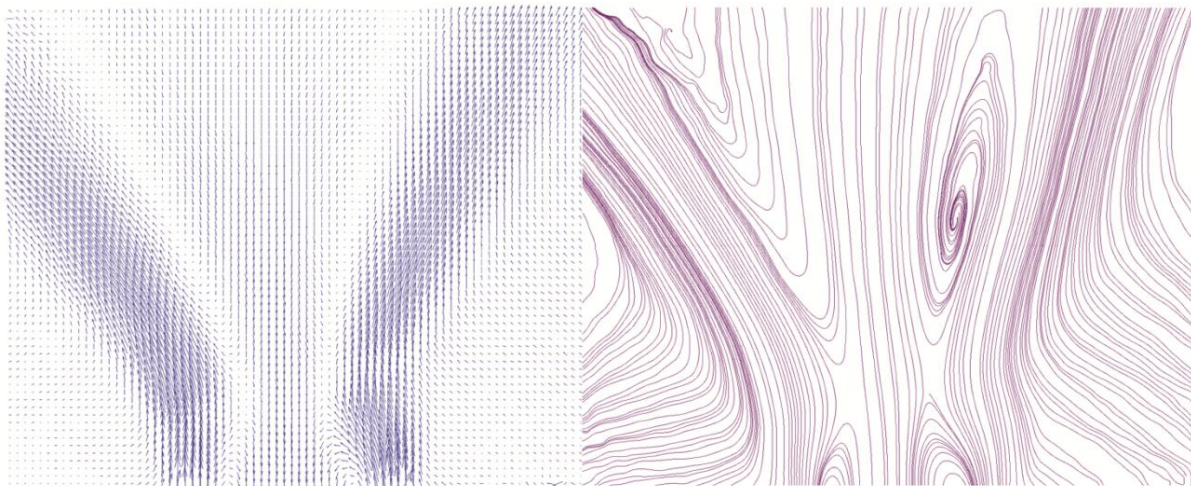


Swirl 2.17

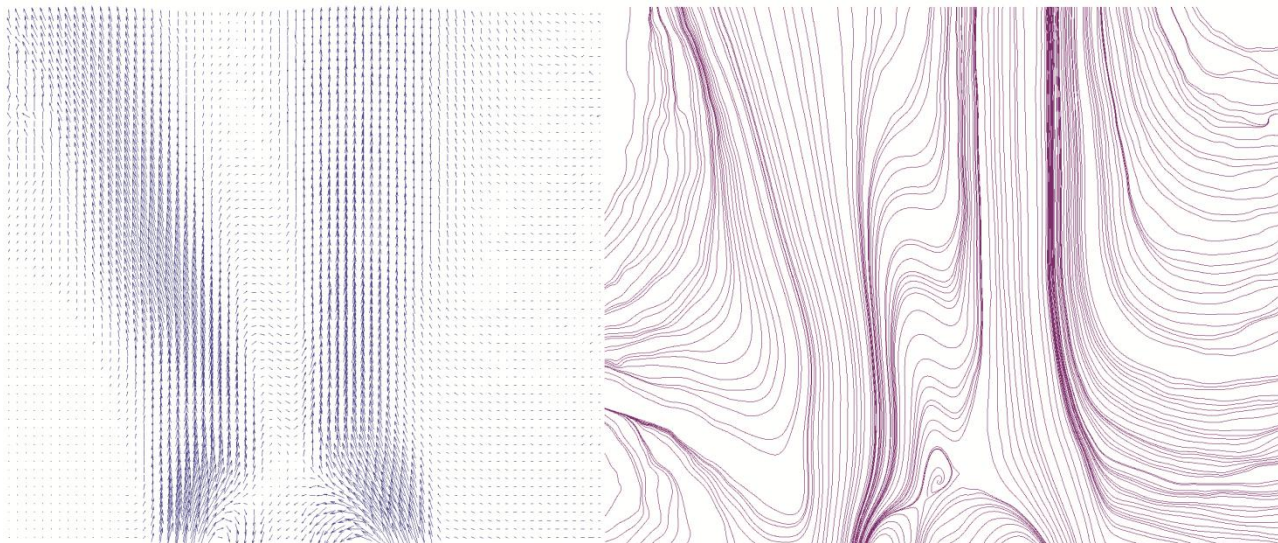
$\Phi_p = 4.125$



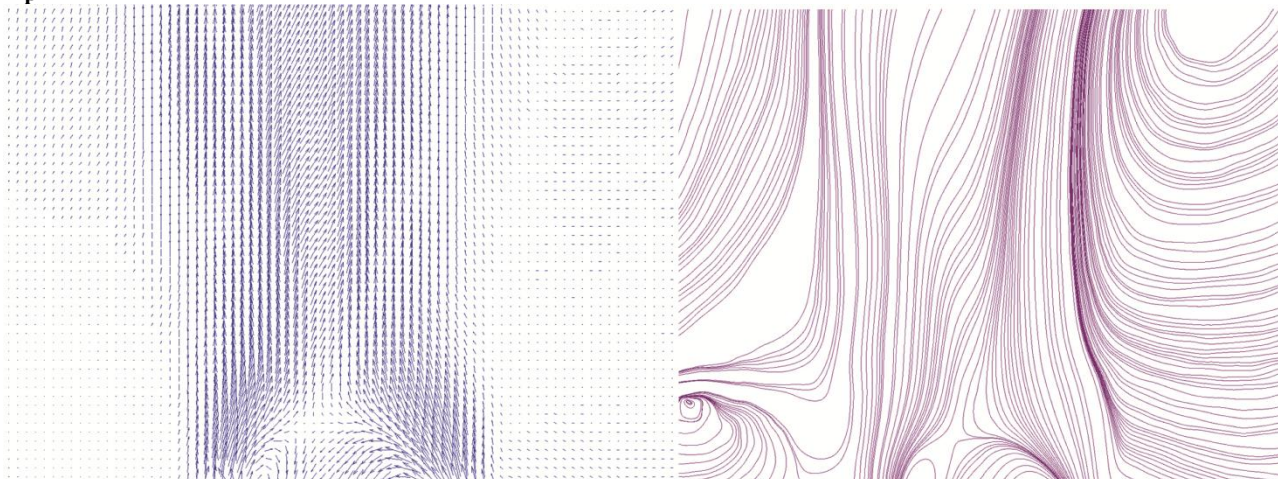
$\Phi_p = 2.475$



$\Phi_p = 1.65$



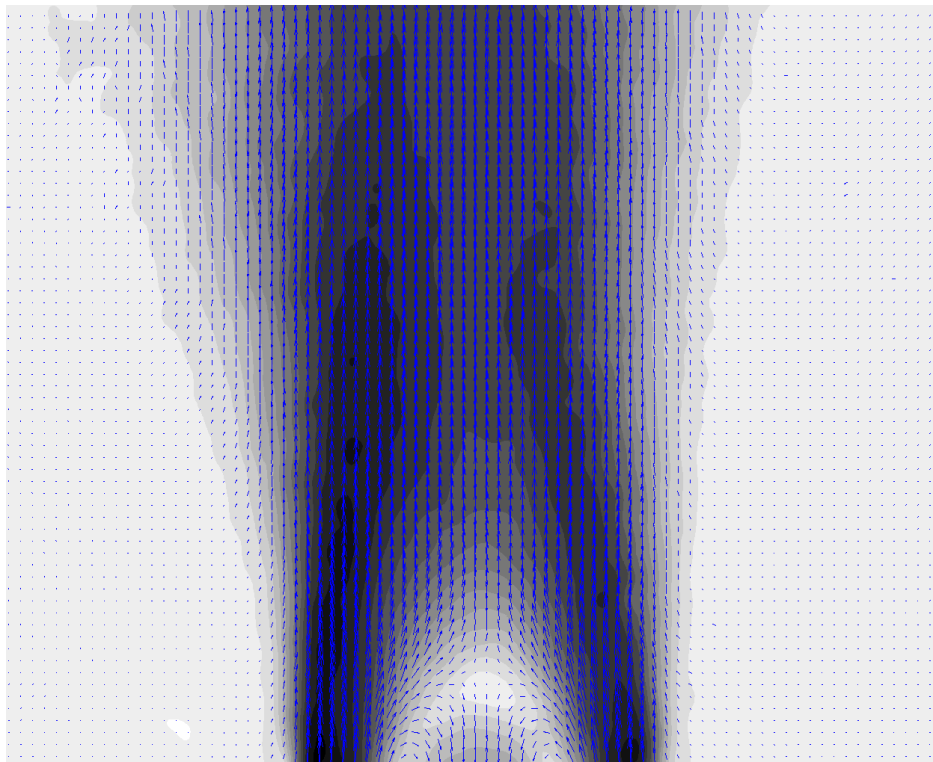
$\Phi_p = 1.457$



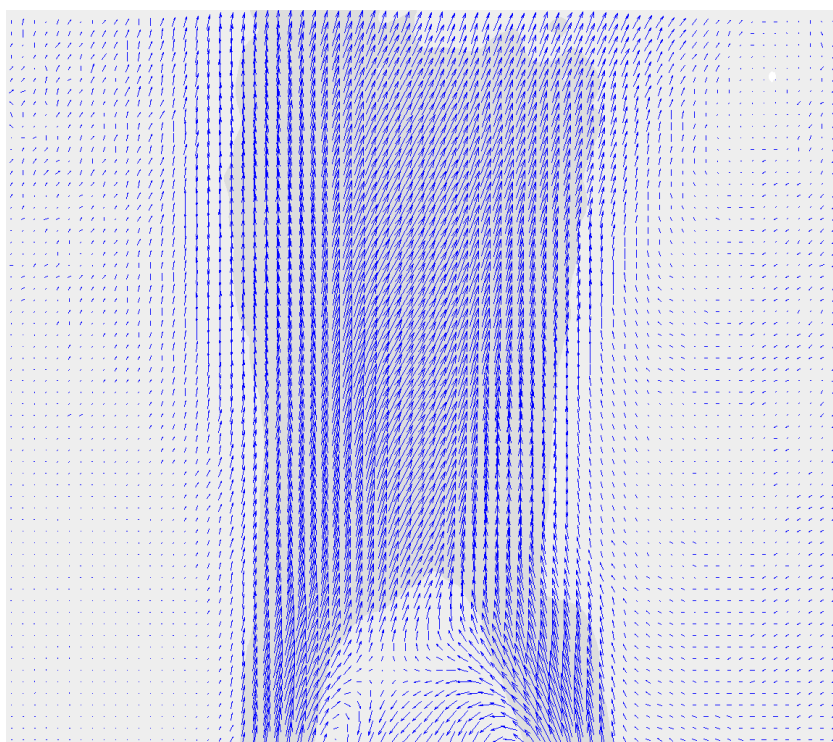
Mappe vettoriali di velocità e continue di RMS

Swirl 0.6

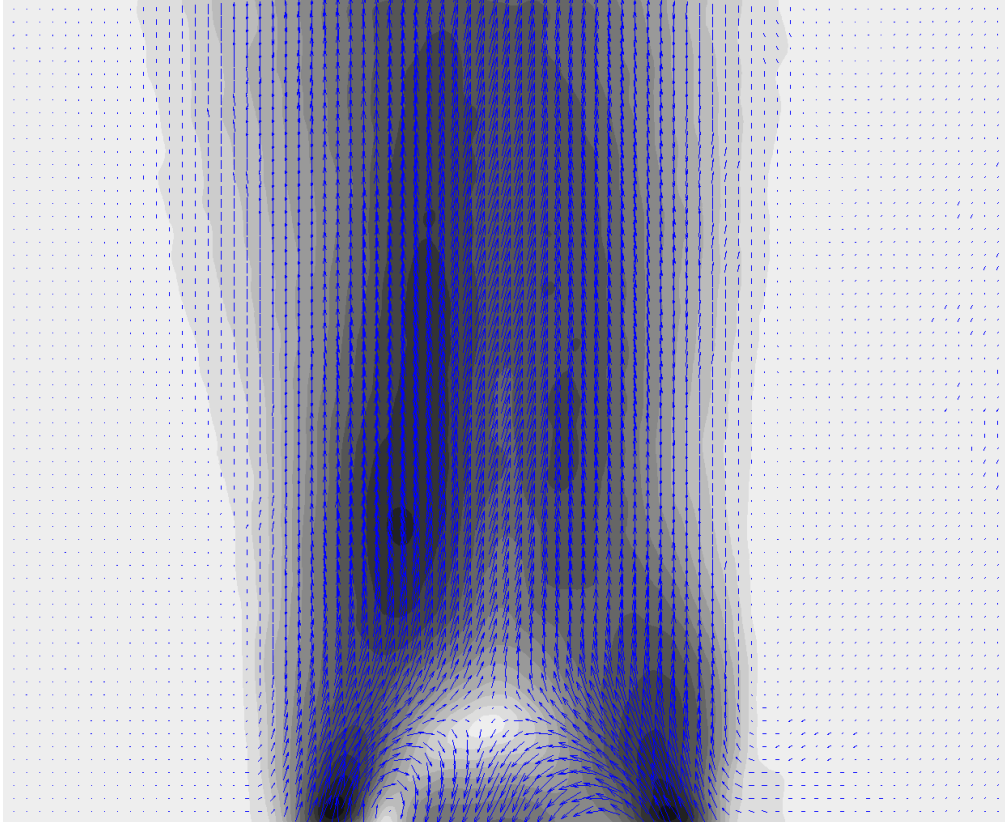
$\Phi_p = 6.188$



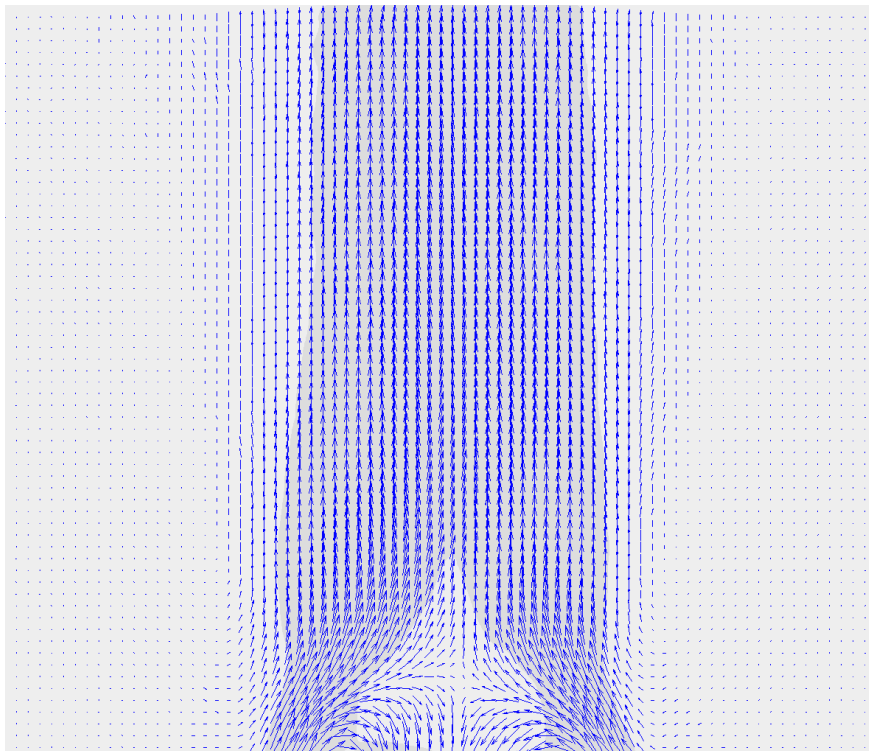
$\Phi_p = 2.47$



$$\Phi_p = 1.547$$

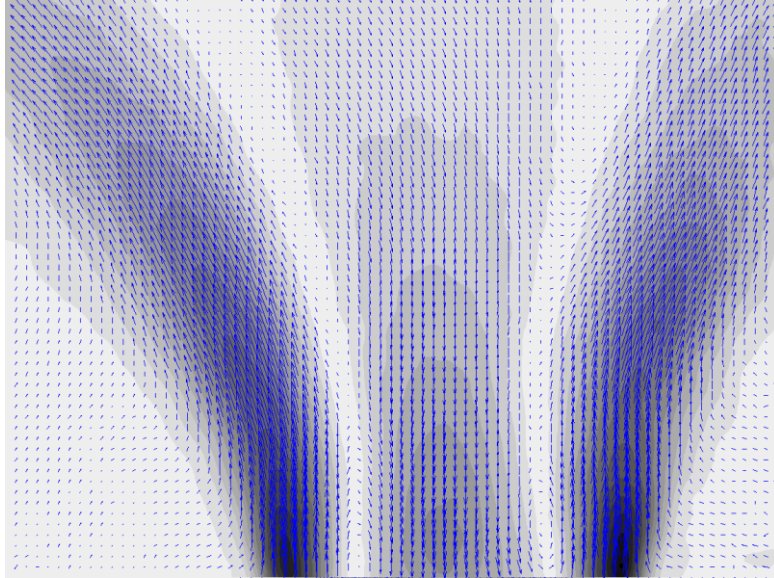


$$\Phi_p = 1.12$$

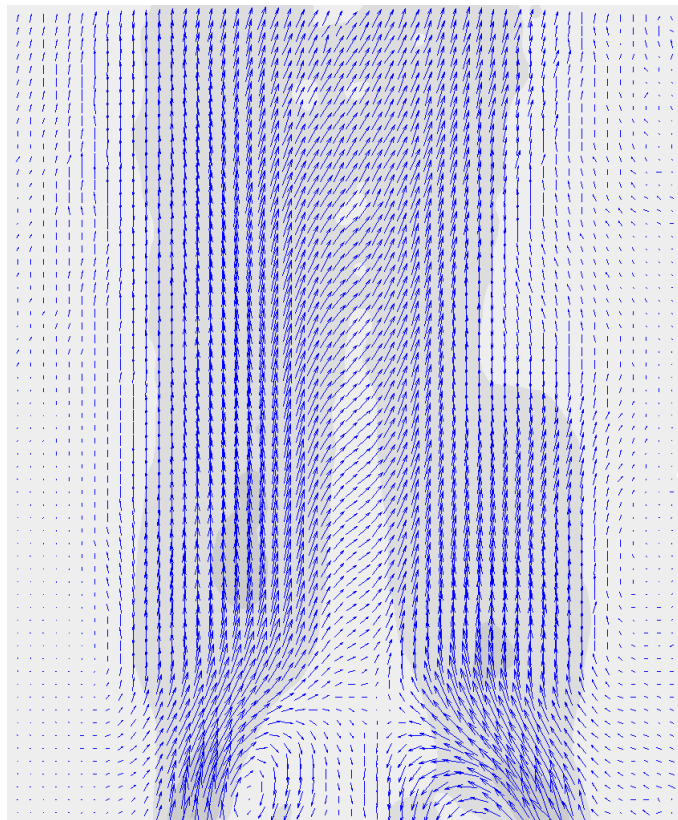


Swirl 1.47

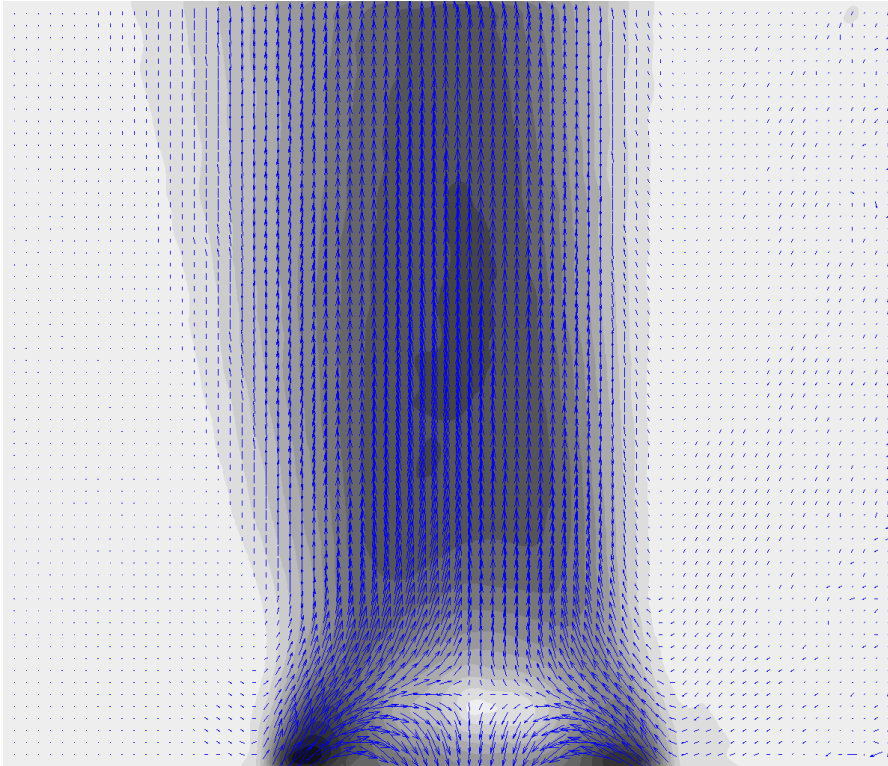
$$\Phi_p = 4.76$$



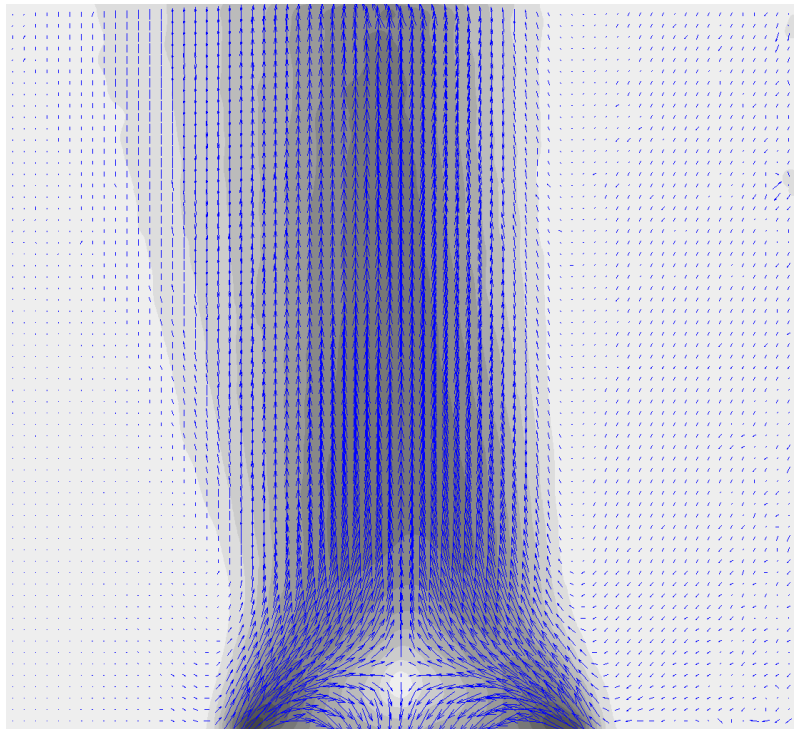
$$\Phi_p = 2.04$$



$$\Phi_p = 1.005$$

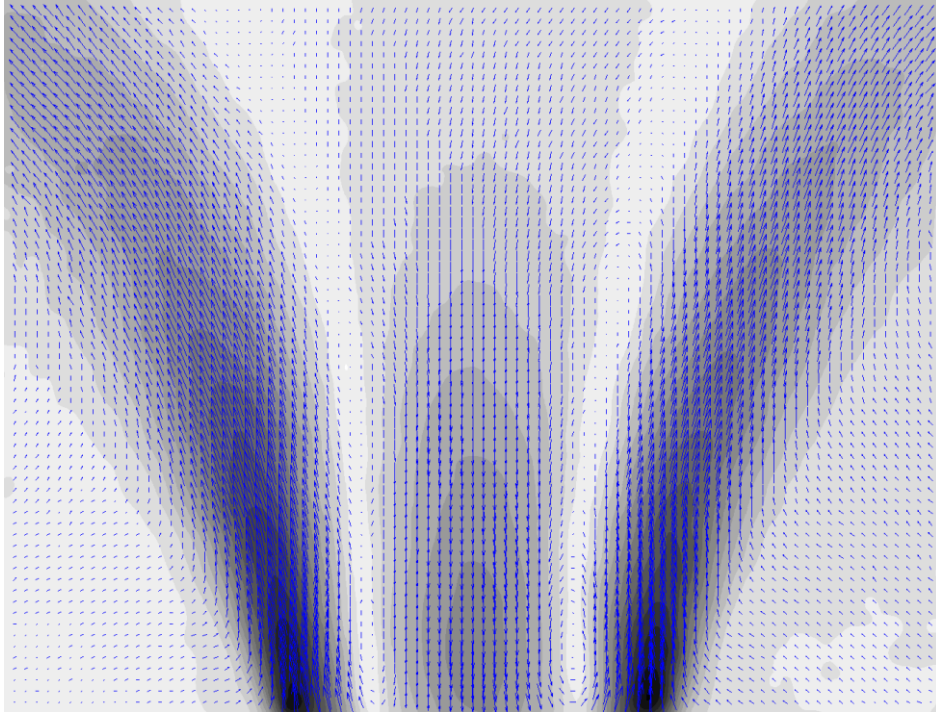


$$\Phi_p = 0.915$$

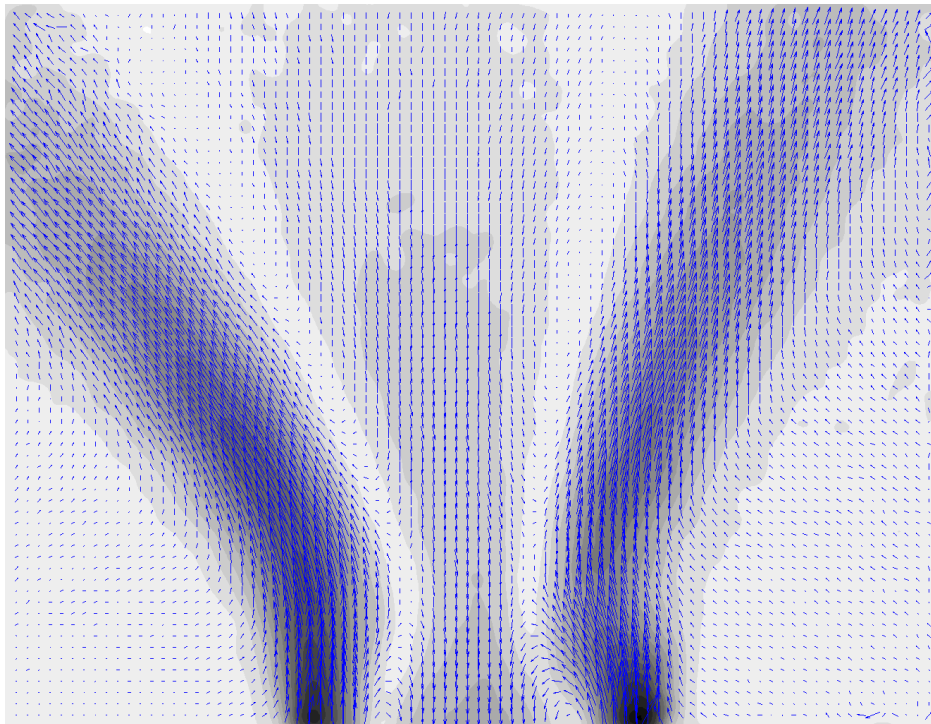


Swirl 2.17

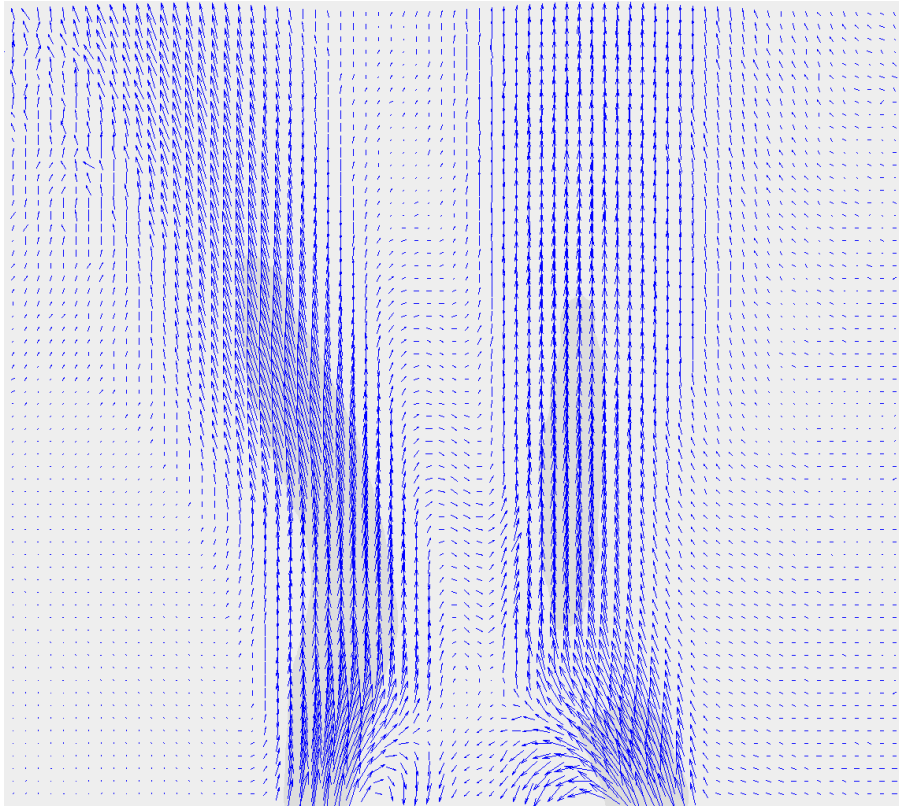
$$\Phi_p = 4.125$$



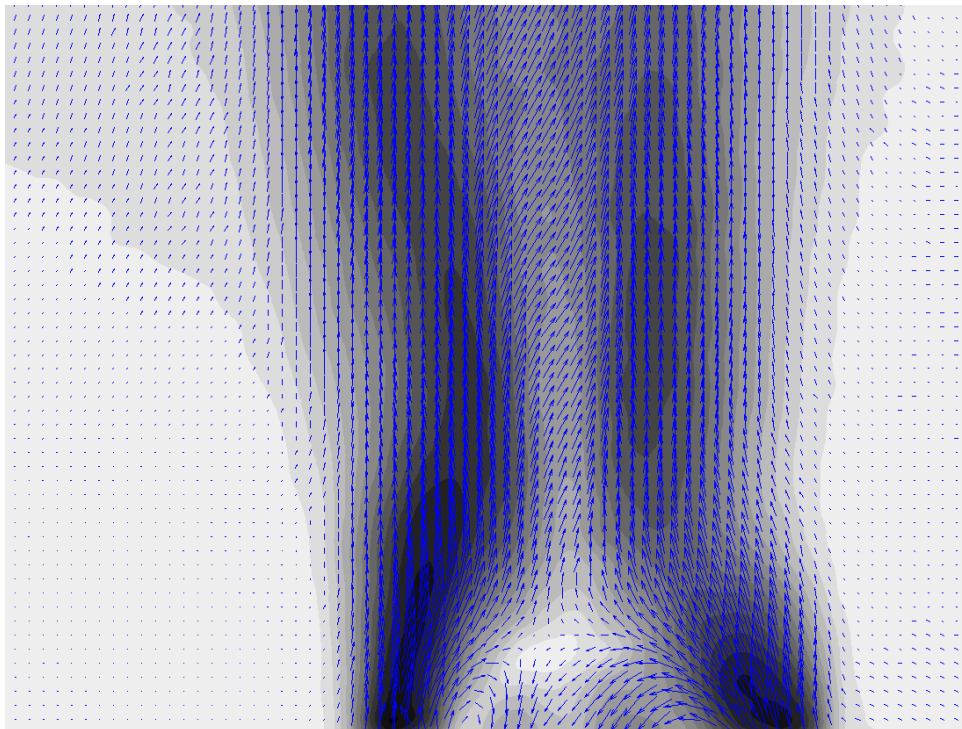
$$\Phi_p = 2.475$$



$$\Phi_p = 1.65$$

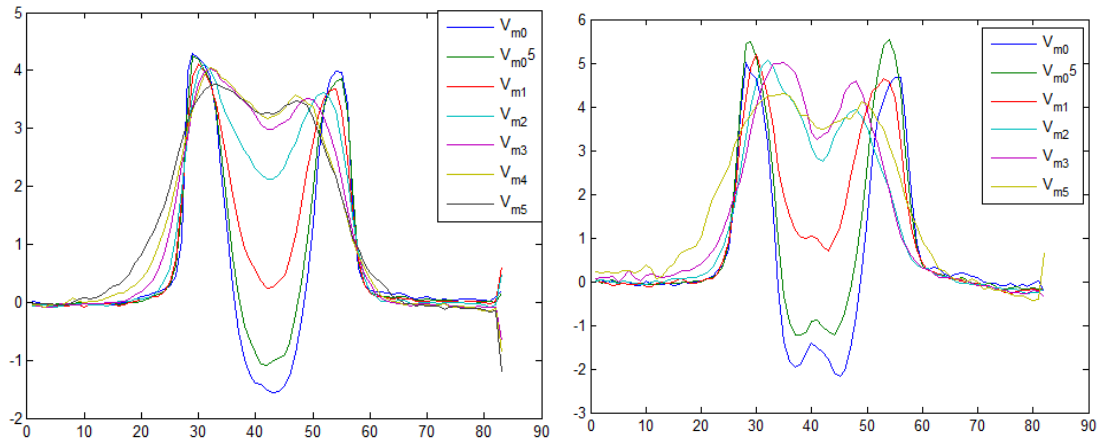


$$\Phi_p = 1.457$$

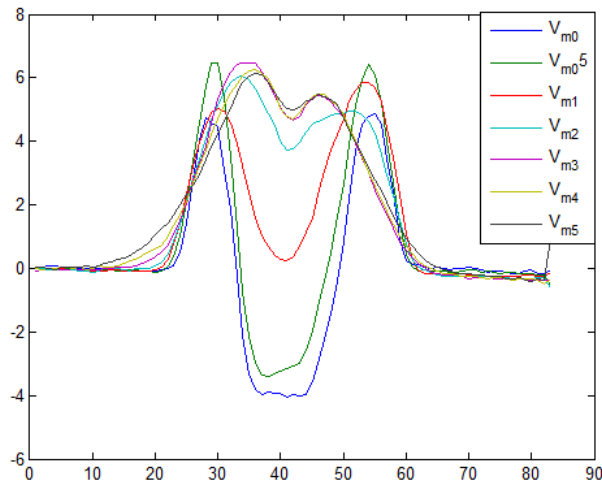


Swirl 0.6

$$\Phi_p = 6.188 \text{ e } \Phi_p = 2.47$$

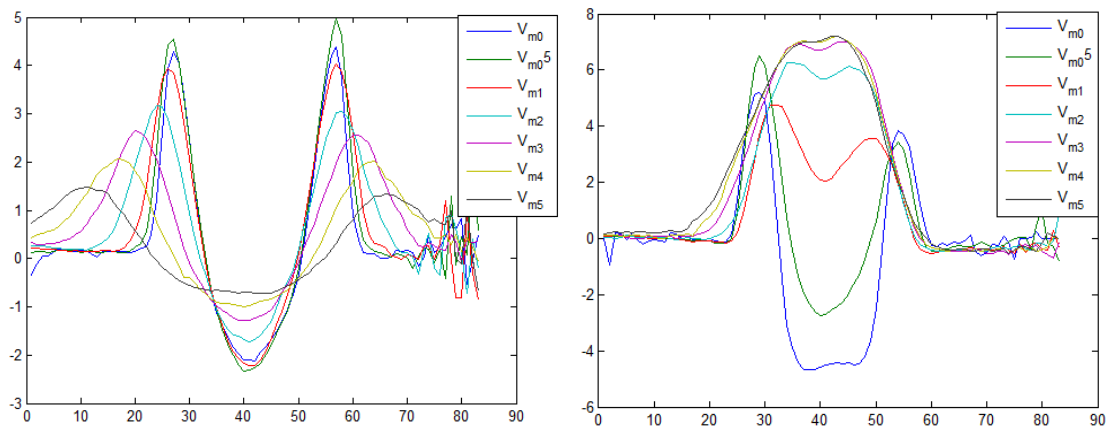


$$\Phi_p = 1.457$$



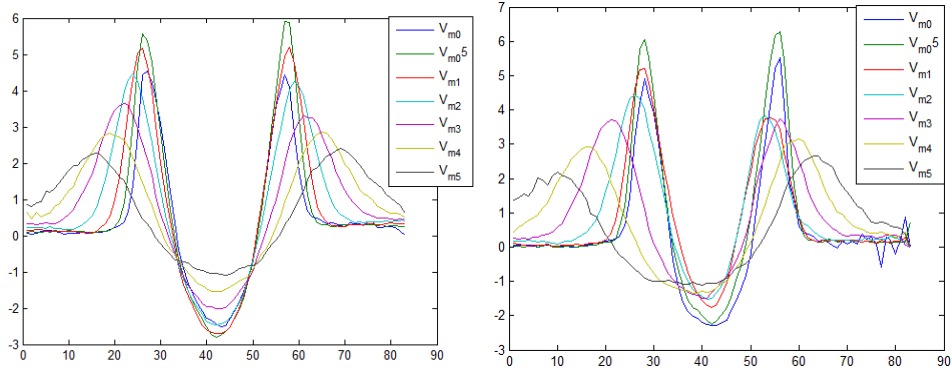
Swirl 1.47

$$\Phi_p = 4.76 \text{ e } \Phi_p = 1.005$$

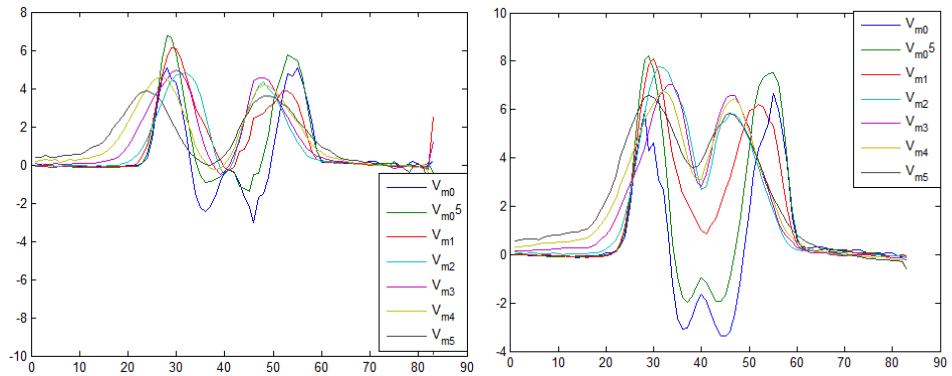


Swirl 2.17

$$\Phi_p = 4.125 \text{ e } \Phi_p = 2.475$$

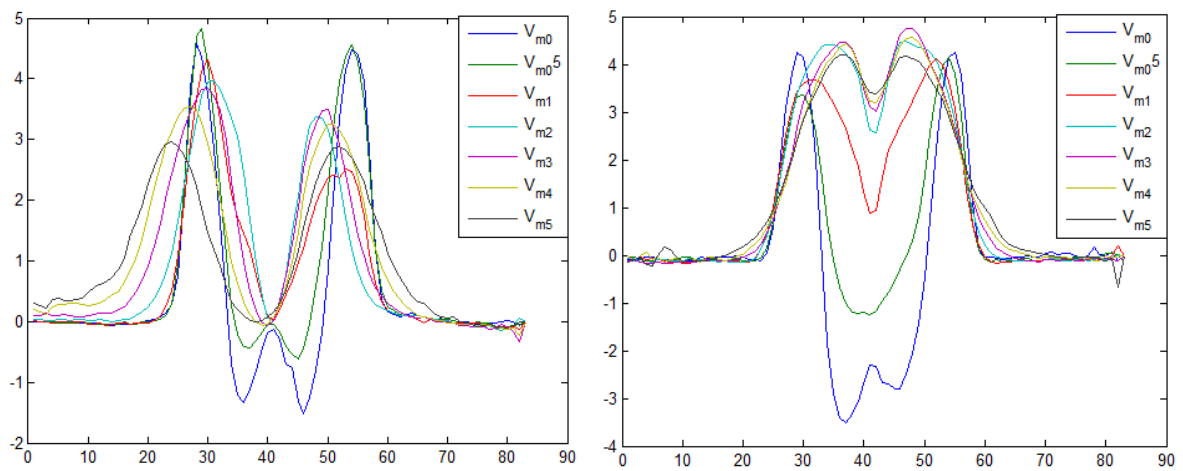


$$\Phi_p = 1.65 \text{ e } \Phi_p = 1.457$$



Swirl 0.9

$$\Phi_p = 2.47 \text{ e } \Phi_p = 1.475$$



$$\Phi_p = 1.345$$

