

# POLITECNICO DI MILANO

Facolta' di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in  
Ingegneria Aeronautica



## Analisi sperimentale fluidodinamica e termica di bruciatori per uso domestico

Relatore: Prof. Aldo Coghe

Tesi di Laurea di:

Andrea Pasquato 750114  
Luca Romano' 754899

Anno Accademico  
2011 - 2012

---

## 0.1 Sommario

Il lavoro di questa tesi si inserisce nell'ambito dello studio sperimentale dell'efficienza fluidodinamica e termica di bruciatori per uso domestico.

Efficienza fluidodinamica e termica sono i due principali indici di prestazione per un bruciatore ad uso domestico; il primo infatti stabilisce il rapporto O/F della miscela aria/metano e quindi la tipologia di miscela e il consumo del bruciatore, il secondo definisce il buon o cattivo trasferimento di calore dalla fiamma al recipiente sovrastante.

Lo scopo di questo lavoro di tesi consiste quindi nel valutare l'efficienza fluidodinamica e termica di due diversi tipi di bruciatori Whirlpool in diverse condizioni di funzionamento, per vedere quale delle due tipologie risulti essere migliore. In particolar modo si sono testati i due bruciatori in condizioni standard, quindi con metano e aria alla temperatura ambiente, e in una condizione eccezionale cioè in presenza di aria riscaldata ( $100^{\circ}\text{C}$ ) dovuta ad esempio alla presenza di un forno acceso al di sotto del piano cottura.

Le differenze fra i due bruciatori sono molteplici: il bruciatore Tipo 1 presenta un condotto di mescolamento cilindrico e una fiamma di tipo radiale, mentre il bruciatore Tipo 2 presenta un condotto di mescolamento più simile ad un Venturi ma con la presenza di una curva a  $90^{\circ}$ , con anche un tratto divergente, e fiamma di tipo verticale.

Effettuate le prove sperimentali si è potuto osservare come l'efficienza fluidodinamica risulti essere la stessa per le due tipologie di bruciatore, mentre cambia l'efficienza termica. In particolar modo è maggiore per il bruciatore Tipo 2 in quanto presenta fiamma verticale. Per quanto riguarda le condizioni operative la presenza di aria calda fa aumentare il rapporto O/F fino ad avere anche miscela povera mentre fa diminuire l'efficienza termica rispetto al caso standard.

Si è voluto inoltre determinare per i singoli bruciatori l'altezza ideale rispetto alla fiamma a cui mettere il recipiente per avere massimo rendimento termico.

Infine si è cercato di vedere se l'irraggiamento della fiamma e la dispersione dei gas combusti influenzano o meno l'efficienza termica del bruciatore.

# Indice

0.1	Sommario . . . . .	1
0.2	Piano di presentazione della tesi . . . . .	10
<b>1</b>	<b>Eiettore</b>	<b>11</b>
1.1	Riduzione del rumore e aumento della spinta per motori aeronautici [1] . . . .	12
1.1.1	Previsione teorica dell'aumento di spinta . . . . .	13
1.1.2	Effetti delle perdite . . . . .	15
1.1.3	Analisi CFD . . . . .	16
1.1.4	Conclusioni . . . . .	16
1.2	Utilizzo degli eiettori per la diluizione dei gas di scarico [2] . . . . .	16
1.2.1	Descrizione degli eiettori di diluizione . . . . .	16
1.2.2	Set-up degli esperimenti e definizioni . . . . .	17
1.2.3	Performance . . . . .	17
1.3	Raffreddamento della gondola motore negli elicotteri [3] . . . . .	19
1.3.1	Principali componenti dell'eiettore . . . . .	20
1.3.2	Prestazioni richieste . . . . .	21
1.3.3	Derivazione delle equazioni base . . . . .	22
1.4	Aumento del mescolamento nei motori aeronautici [4] . . . . .	24
1.4.1	Modifiche geometriche . . . . .	24
1.4.2	Miscelamento turbolento "Normal Strees Mixing " . . . . .	27
<b>2</b>	<b>Stato dell'arte bruciatori: fluidodinamica</b>	<b>28</b>
2.1	Introduzione . . . . .	28
2.2	Sistemi di miscelazione dei reagenti: eiettori . . . . .	30
2.2.1	Tipologie di premiscelazione . . . . .	30
2.2.2	Premiscelazione ad induzione atmosferica, descrizione generale . . . .	30
2.2.3	Dimensionamento a livello teorico . . . . .	31
2.2.4	Equazioni di funzionamento dei miscelatori ad induzione atmosferica .	33
2.2.5	Dimensionamento ottimale semi-empirico di un bruciatore domestico .	40
2.2.6	Tecniche per migliorare il mescolamento . . . . .	42
<b>3</b>	<b>Stato dell'arte bruciatori: combustione</b>	<b>44</b>
3.1	Bruciatore Bunsen . . . . .	44
3.1.1	Principi di funzionamento . . . . .	45
3.1.2	Stabilizzazione della fiamma . . . . .	46
<b>4</b>	<b>Efficienza termica del bruciatore</b>	<b>51</b>
4.1	Efficienza termica . . . . .	51
4.2	Lavori presenti in letteratura sull'efficienza termica . . . . .	54
4.2.1	Numero di Reynolds (Re) [23] . . . . .	55
4.2.2	Rapporto di equivalenza ( $\Phi$ ) [23] . . . . .	55

---

4.2.3	Distanza asole-superficie inferiore recipiente (H/d) [23]	56
4.2.4	Distanza relativa ugelli (S/d) [23]	56
4.2.5	Aerazione primaria e potenza termica [22]	57
4.2.6	Pressione di iniezione del gas [22]	58
4.2.7	Tipologia recipiente [25]	58
4.2.8	Tipologia bruciatore [25]	59
4.3	Soluzioni migliorative	60
4.4	Emissioni inquinanti	67
4.4.1	Ossidi di azoto (NO <sub>x</sub> )	67
4.4.2	Monossido di carbonio (CO) e idrocarburi incombusti (HC)	67
4.4.3	Particolato	68
<b>5</b>	<b>Primo approccio alle prove sperimentali</b>	<b>69</b>
5.1	Primo dimensionamento banco prova	69
5.1.1	Stima delle portate di metano e aria in caso stechiometrico	70
5.1.2	Dimensionamento banco prova per prove a caldo	71
5.1.3	Calcolo potenza necessaria per riscaldare il flusso in ingresso alla box	72
5.2	Stima salto di pressione all'interno del Venturi	73
5.2.1	Caso 1: bruciatori standard	73
5.2.2	Caso2: bruciatori Whirlpool	76
5.3	Bruciatori Whirlpool	78
5.3.1	Bruciatore Tipo 1	78
5.3.2	Bruciatore Tipo 2	80
5.3.3	Caratteristiche geometriche bruciatori	82
5.4	Allestimento banco prova per prove fluidodinamiche	83
5.4.1	Allestimento banco per prove fluidodinamiche a caldo	84
<b>6</b>	<b>Strumenti di misura utilizzati</b>	<b>87</b>
6.1	LDV (Laser Doppler Velocimetry)	87
6.1.1	Funzionamento base	88
6.1.2	Effetto Doppler	89
6.1.3	Ambiguità direzionale	91
6.1.4	Proprietà laser	92
6.1.5	Componenti ottici	92
6.1.6	Vincoli per la scelta delle particelle traccianti	94
6.1.7	Elaborazione del segnale	95
6.1.8	Data processing	95
6.2	Riscaldatore	96
6.3	Termocoppia tipo K	97
6.4	Manometro differenziale	98
6.5	Valvola regolatrice di portata	98
<b>7</b>	<b>Prove sperimentali</b>	<b>99</b>
7.1	Introduzione	99
7.2	Determinazione portata in ingresso al bruciatore	100
7.2.1	Gas induttore: Metano	100
7.2.2	Gas induttore: Aria	100
7.3	Installazione banco prova	101
7.4	Svolgimento prove sperimentali	103
7.5	Calcolo portata volumetrica	104

---



---

<b>8</b>	<b>Analisi risultati: efficienza fluidodinamica</b>	<b>106</b>
8.1	Bruciatore Tipo 1 . . . . .	108
8.1.1	Fluido induttore: metano. Fluido indotto: aria . . . . .	109
8.1.2	Fluido induttore: aria. Fluido indotto: aria . . . . .	110
8.2	Bruciatore Tipo 2 . . . . .	114
8.2.1	Fluido induttore: metano. Fluido indotto: aria . . . . .	116
8.2.2	Fluido induttore: metano. Fluido indotto: aria calda (100°C) . . . . .	118
8.2.3	Fluido induttore: aria. Fluido indotto: aria . . . . .	119
8.3	Commenti risultati ottenuti . . . . .	121
8.4	Commenti sulla tipologia di flusso in uscita dai bruciatori . . . . .	122
8.4.1	Componenti di velocità radiali e tangenziali . . . . .	122
8.4.2	Indice di turbolenza media . . . . .	124
8.4.3	Indice di mescolamento medio della miscela in uscita . . . . .	126
8.5	Confronto risultati con dati analitici ricavati dalla letteratura . . . . .	127
8.6	Confronto andamenti risultati con prove numeriche effettuate presso il CFD-LAB - Dipartimento di Energia - Politecnico di Milano . . . . .	130
8.6.1	Bruciatore Tipo 1 . . . . .	130
8.6.2	Bruciatore Tipo 2 . . . . .	132
<b>9</b>	<b>Analisi risultati: efficienza termica</b>	<b>134</b>
9.1	Metodo di prova . . . . .	134
9.1.1	Alimentazione del bruciatore . . . . .	134
9.1.2	Condizioni di prova . . . . .	134
9.1.3	Recipiente di prova . . . . .	135
9.1.4	Rendimento . . . . .	135
9.2	Allestimento prove efficienza termica . . . . .	137
9.2.1	Installazione degli strumenti di misura . . . . .	137
9.3	Descrizione prove sperimentali . . . . .	138
9.4	Risultati . . . . .	139
9.5	Influenza piastra fredda o preriscaldata sull'efficienza termica . . . . .	142
9.6	Verifica influenza irraggiamento su efficienza termica . . . . .	143
<b>10</b>	<b>Conclusioni e sviluppi futuri</b>	<b>145</b>
10.1	Conclusioni . . . . .	145
10.2	Sviluppi futuri . . . . .	147

# Elenco delle figure

1.1	Schema standard di un eiettore. . . . .	11
1.2	Schema di un eiettore/miscelatore. . . . .	12
1.3	Schema del silenziatore utilizzato da ALMEC. . . . .	13
1.4	Schema dell'eiettore per l'analisi teorica. . . . .	13
1.5	Andamento del rapporto tra le portate massiche. Si può vedere che il pompaggio aumenta aumentando il rapporto tra le aree. . . . .	14
1.6	Confronto analisi aumento di spinta. . . . .	15
1.7	Schema eiettore di diluizione. . . . .	16
1.8	Effetto della pressione dell'aria sul flusso principale, sul flusso dell'aria e sul rapporto di diluizione (DR). . . . .	18
1.9	Grafici sull'andamento del DR al variare di alcuni parametri. . . . .	18
1.10	Effetto della temperatura del campione sul DR. . . . .	19
1.11	Schema di un eiettore nel quale il flusso d'aria che entra nel motore e il flusso che entra nella carlinga hanno ingressi separati. . . . .	20
1.12	Schema di un eiettore a flussi nel quale il motore riceve il flusso d'aria dal compartimento. . . . .	20
1.13	Un generico ugello a quattro V. . . . .	26
1.14	Schema dei vortici generati da una coppia di tagli a V in un ugello simmetrico. . . . .	26
1.15	Un esempio di alcuni ugelli castellated utilizzati da Saddington et al. . . . .	26
2.1	Tipico bruciatore di un piano cottura. . . . .	28
2.2	Miscelatore ad induzione atmosferica: tubo di miscelazione cilindrico (a) oppure di tipo convergente-divergente (b) [16]. . . . .	31
2.3	Coefficienti di efflusso di ugelli di varie geometrie [17]. . . . .	32
2.4	Rappresentazione qualitativa dei parametri che influenzano l'efficienza di un eiettore in funzione della pressione del getto primario [16]. . . . .	33
2.5	Schema del miscelatore ad induzione atmosferica. . . . .	33
2.6	Schema del miscelatore ad induzione atmosferica con diffusore. . . . .	36
2.7	Effetto della temperatura sul trascinarsi di aria primaria [17]. . . . .	39
2.8	Effetto della lunghezza del tubo di mescolamento sulla quantità di aria primaria aspirata. . . . .	41
2.9	Dimensioni critiche di un miscelatore tipo Venturi. . . . .	41
3.1	Immagine fiamma bunsen. . . . .	44
3.2	Schema del fronte di fiamma. . . . .	45
3.3	Tipici andamenti dei gradienti critici di flashback e blowoff, in funzione della percentuale di combustibile nella miscela [15],[18]. . . . .	47
3.4	Limiti di stabilità di un bruciatore Bunsen [15]. In figura $S_L = S_u$ . . . . .	48
3.5	Diagramma di stabilità di un bruciatore. . . . .	49

---

4.1	Effetto della portata del gas sull'efficienza termica di un bruciatore per piano cottura. . . . .	52
4.2	Schema del bilancio energetico del sistema bruciatore-recipiente. . . . .	52
4.3	Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare di $Re$ , $\Phi = 1.7$ , $H/d=4$ , $S/d=10.4$ [23]. . . . .	55
4.4	Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare del rapporto di equivalenza, $Re=350$ , $H/d=4$ , $S/d=10.4$ [23]. . . . .	55
4.5	Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare del rapporto $H/d$ , $Re=350$ , $\Phi = 1.7$ , $S/d=10.4$ [23]. . . . .	56
4.6	Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare del rapporto $S/d$ , $Re=350$ , $\Phi = 1.7$ , $H/d=4$ [23]. . . . .	56
4.7	Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare dell'aerazione primaria a differenti input termici ( $\theta_F$ ) per due tipi di bruciatore (RB,SB), pressione di alimentazione $P=280 \text{ mmH}_2\text{O}$ [22]. . . . .	57
4.8	Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare della pressione di alimentazione del gas a differenti input termici ( $\theta_F$ ) per due tipi di bruciatore (RB,SB) [22]. . . . .	58
4.9	Andamenti dell'efficienza termica in funzione della portata di gas per due tipi di recipienti, pot e pan [25]. . . . .	58
4.10	. . . . .	59
4.11	Andamenti dell'efficienza termica in funzione della portata di gas per due tipi di recipienti, pot e pan, nel caso di bruciatore a piastra forata [25]. . . . .	59
4.12	Vista schematica della piastra di efflusso tradizionale (b) e di quella con efflusso swirlato (c) [22]. . . . .	60
4.13	Fiamma generata dalla piastra di efflusso tradizionale (a sinistra) e di quella con efflusso swirlato (a destra) [22]. . . . .	60
4.14	Andamento dell'efficienza termica e delle emissioni di CO per bruciatori con (SB) e senza swirl (RB) [22]. . . . .	61
4.15	Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare della distanza fra gli ugelli e il piano cottura ( $H_I$ ) per diverse composizioni del gas ( $NG_H$ con potere calorifico = $41741.48 \text{ kJ/m}^3$ , $NG_L$ con potere calorifico = $36236.42 \text{ kJ/m}^3$ ), diverse pressioni di alimentazione e percentuali di aria primaria [24]. . . . .	61
4.16	Schermo circolare forato per ridurre le dispersioni [22]. . . . .	62
4.17	Andamenti dell'efficienza termica per due input termici e per due tipi di bruciatore sia con fiamma libera che con fiamma confinata [22]. . . . .	62
4.18	Preriscaldamento dell'aria tramite ricircolazione dei gas combusti; a sinistra è rappresentato il principio di funzionamento, a destra un piano cottura equipaggiato con lo scambiatore [29]. . . . .	62
4.19	Tipologie bruciatori indagati [30]. . . . .	63
4.20	Immagini della fiamma libera dei vari bruciatori [30]. . . . .	63
4.21	Immagini della fiamma in presenza del recipiente per i vari bruciatori [30]. . . . .	63
4.22	Efficienza (sinistra) ed emissioni (destra) per i bruciatori indagati [30]. . . . .	64
4.23	Confronto del rendimento e delle emissioni di CO per i diversi tipi di bruciatori indagati [30]. . . . .	64
4.24	Confronto del tipo di fiamma fra bruciatore con flusso radiale No. 1 (in alto) e No. 2 (in basso) [30]. . . . .	66
4.25	Confronto del tipo di fiamma fra bruciatore con flusso verticale (in alto) e con flusso swirlato (in basso) [30]. . . . .	67
5.1	Schema iniettore metano e Venturi. . . . .	69

---

---

5.2	Schema del box al di sotto del fornello. . . . .	71
5.3	Schema del condotto di ingresso dell'aria nel box. . . . .	72
5.4	Schema dell'iniettore del metano . . . . .	74
5.5	Immagine CAD del bruciatore Tipo 1. . . . .	78
5.6	Immagine CAD, vista dall'alto, senza coperchio in ghisa, bruciatore Tipo 1. . . . .	78
5.7	Immagine CAD, vista laterale, bruciatore Tipo 1. . . . .	79
5.8	Immagine CAD del bruciatore Tipo 1, vista in esplosione . . . . .	79
5.9	Immagine CAD del bruciatore Tipo 1, sezione frontale. . . . .	79
5.10	Immagine CAD del bruciatore Tipo 2. . . . .	80
5.11	Immagine CAD, vista dall'alto, senza coperchio in ghisa, bruciatore Tipo 2. . . . .	80
5.12	Immagine CAD, vista laterale, bruciatore Tipo 2. . . . .	81
5.13	Immagine CAD del bruciatore Tipo 2, vista in esplosione. . . . .	81
5.14	Immagine CAD del bruciatore Tipo 2, sezione frontale. . . . .	81
5.15	Confronto fra i due bruciatori montati sulle rispettive piastre. . . . .	82
5.16	Banco prova bruciatore Tipo 1 . . . . .	83
5.17	Bombola in pressione contenente miscela inerte con densità equivalente al metano. . . . .	83
5.18	Inseminatore. . . . .	84
5.19	Test con riscaldatore flusso d'aria. . . . .	84
5.20	Banco prova con box in legno. . . . .	85
5.21	Piastra banco prova rivestita all'interno con cartone e alluminio. . . . .	86
6.1	Fasci laser dell'LDV. . . . .	88
6.2	Esempio di segnale doppler. . . . .	89
6.3	Effetto Doppler. . . . .	89
6.4	Eterodina ottica. . . . .	90
6.5	Sistema differenziale. . . . .	90
6.6	Retta di calibrazione del segnale shiftato. . . . .	91
6.7	Beam expander. . . . .	92
6.8	Dimensioni volume di misura. . . . .	93
6.9	Schema LDV. . . . .	93
6.10	Esempio di segnale doppler filtrato. . . . .	95
6.11	Serie di segnali acquisiti dal detector. . . . .	95
6.12	Riscaldatore. . . . .	96
6.13	Curve di taratura delle principali termocoppie. . . . .	97
6.14	Termocoppia tipo K. . . . .	97
6.15	Manometro differenziale. . . . .	98
6.16	Valvola regolatrice di portata. . . . .	98
7.1	Vista del bruciatore Tipo 2 privo di asole per garantire l'accesso all'LDV. . . . .	101
7.2	Immagini CAD dei bruciatori, sezione. . . . .	102
7.3	Immagine dei fasci laser (due verdi e due blu) uscenti dall'ottica di trasmissione del sistema LDA e del volume di misura (zona di incrocio dei quattro fasci) posto sopra la sezione d'uscita del condotto di miscelazione Tipo 1. . . . .	103
7.4	Metodo di calcolo portata nel caso di assialsimmetria. . . . .	105
8.1	Sistema di riferimento utilizzato durante le acquisizioni. . . . .	107
8.2	Immagine CAD del bruciatore Tipo 1, sezione frontale. . . . .	108
8.3	Centraggio LDV. . . . .	108
8.4	Profilo di velocità assiale a portata PCS [4.28 Nl/min], prova 6 (metano/aria). . . . .	109
8.5	Profilo di velocità assiale a portata PCI [5.02 Nl/min], prova 7 (metano/aria). . . . .	109

---

---

8.6	Profilo di velocità a portata 2.8 Nl/min, prova 1 (aria/aria). . . . .	110
8.7	Profilo di velocità a portata PCS [3.2 Nl/min], prova 2 (aria/aria). . . . .	111
8.8	Profilo di velocità a portata 3.5 Nl/min, prova 3 (aria/aria). . . . .	111
8.9	Profilo di velocità a portata PCI [3.75 Nl/min], prova 4 (aria/aria). . . . .	112
8.10	Profilo di velocità a portata 5 Nl/min, prova 5 (aria/aria). . . . .	112
8.11	Immagine CAD del bruciatore Tipo 2, sezione laterale. . . . .	114
8.12	Andamento velocità lungo Y, Bruciatore Tipo 2. . . . .	114
8.13	Metodo per stabilire asse di simmetria bruciatore Tipo 2. . . . .	115
8.14	Profilo di velocità assiale a portata PCS [4.28 Nl/min], prova 8 (metano/aria). . . . .	116
8.15	Profili di velocità assiale a portata PCS [4.28 Nl/min], prova 8 (metano/aria). . . . .	116
8.16	Profilo di velocità assiale a portata PCI [5.02 Nl/min], prova 9 (metano/aria). . . . .	117
8.17	Profilo di velocità assiale a portata PCI [5.02 Nl/min], prova 9 (metano/aria). . . . .	117
8.18	Profilo di velocità assiale a portata PCI [5.02 Nl/min], prova 10 (metano/aria calda). . . . .	118
8.19	Profilo di velocità assiale a portata PCI [5.02 Nl/min], prova 10 (metano/aria calda). . . . .	118
8.20	Profilo di velocità assiale a portata PCS [3.2 Nl/min], prova 11 (aria/aria). . . . .	119
8.21	Profilo di velocità assiale a portata PCS [3.2 Nl/min], prova 11 (aria/aria). . . . .	119
8.22	Profilo di velocità assiale a portata PCI [3.75 Nl/min], prova 12 (aria/aria). . . . .	120
8.23	Profilo di velocità assiale a portata PCI [3.75 Nl/min], prova 12 (aria/aria). . . . .	120
8.24	Profilo di velocità radiale a portata 3.5 Nl/min (aria/aria) bruciatore Tipo 1. . . . .	122
8.25	Profilo di velocità tangenziale a portata 3.5 Nl/min (aria/aria) bruciatore Tipo 1. . . . .	123
8.26	Profilo di velocità tangenziale a portata 3.75 Nl/min (PCI) (aria/aria) brucia- tore Tipo 2. . . . .	123
8.27	Profilo della deviazione standard delle velocità, bruciatore Tipo 1, metano/aria, 4.28 Nl/min (PCS). . . . .	124
8.28	Profilo della deviazione standard delle velocità, bruciatore Tipo 2, metano/aria, 4.28 Nl/min (PCS). . . . .	125
8.29	Rappresentazione grafica del dominio; prove numeriche; bruciatore Tipo 1. . . . .	130
8.30	Risultati prove numeriche; bruciatore Tipo1. . . . .	131
8.31	Rappresentazione grafica delle linee di flusso, colorate in funzione della densità; prove numeriche; bruciatore Tipo 1. . . . .	131
8.32	Rappresentazione grafica del dominio; prove numeriche; bruciatore Tipo 2. . . . .	132
8.33	Rappresentazione grafica del campo di moto; prove numeriche; bruciatore Tipo 2. . . . .	132
8.34	Risultati prove numeriche, bruciatore Tipo 2. . . . .	133
8.35	Confronto qualitativo fra risultati numerici e sperimentali del flusso in uscita; bruciatore Tipo 2. . . . .	133
9.1	Banco prova per il calcolo del rendimento. . . . .	137
9.2	Morfologia della fiamma per i due bruciatori. . . . .	138
9.3	Piastra in ghisa utilizzata in alcune prove. . . . .	138
9.4	Andamento rendimento termico bruciatore Tipo 1. . . . .	139
9.5	Andamento rendimento bruciatore Tipo 2 . . . . .	139
9.6	Bruciatore Tipo 1-2, confronto. . . . .	141
9.7	Morfologia fiamma con recipiente. . . . .	141
9.8	Efficienza termica in presenza di piastra fredda e calda. . . . .	142
9.9	Schermatura della fiamma. . . . .	143
9.10	Efficienza termica in presenza di schermatura. . . . .	143
9.11	Schermatura con fori. . . . .	144

---

# Elenco delle tabelle

4.1	Efficienza ed emissioni di CO per i bruciatori indagati [30]. . . . .	65
5.1	Proprietà metano e aria. . . . .	70
5.2	Portata massica del metano per bruciatori da 3 kW. . . . .	70
5.3	Portata volumetrica del metano per bruciatori da 3 kW. . . . .	70
5.4	Portata volumetrica dell'aria in caso stechiometrico . . . . .	71
5.5	Portata massica dell'aria in caso stechiometrico . . . . .	71
5.6	Proprietà metano e miscela corrispondente . . . . .	76
5.7	Principali parametri dei bruciatori. . . . .	77
5.8	Grandezze principali bruciatori. . . . .	82
6.1	Parametri caratteristici dell'Anemometro Laser-Doppler. . . . .	94
7.1	Parametri caratteristici del metano e dell'aria. . . . .	99
7.2	Portate di gas nei casi di PCI e PCS. . . . .	100
7.3	Valori ottenuti per bruciatore Tipo 1. . . . .	101
7.4	Valori ottenuti per bruciatore Tipo 2. . . . .	101
8.1	Sintesi delle condizioni operative indagate . . . . .	106
8.2	Convenzioni segni delle velocità nelle misure sperimentali. . . . .	107
8.3	Valori O/F ottenuti per prove bruciatore Tipo 1 con metano/aria. . . . .	110
8.4	Valori O/F ottenuti per prove bruciatore Tipo 1 con aria/aria. . . . .	113
8.5	Valori O/F ottenuti per prove bruciatore Tipo 2 con metano/aria. . . . .	117
8.6	Valori O/F ottenuti per prove bruciatore Tipo 2 con metano/aria calda. . . . .	118
8.7	Valori O/F ottenuti per prove bruciatore Tipo 2 con aria/aria. . . . .	120
8.8	Valori O/F ottenuti nelle prove sperimentali. . . . .	121
8.9	Valori dell'indice di turbolenza media bruciatore Tipo 1. . . . .	125
8.10	Valori indice di turbolenza media bruciatore Tipo 2. . . . .	125
8.11	Valori indice di mescolamento medio bruciatore Tipo 1. . . . .	126
8.12	Valori indice di mescolamento medio bruciatore Tipo 2. . . . .	126
8.13	Dati bruciatori . . . . .	127
8.14	Confronto rapporto O/F volumetrico ricavato da espressioni analitiche e da prove sperimentali. . . . .	128
8.15	Confronto rapporto $R/R_0$ ricavato da espressioni analitiche e da prove sperimentali. . . . .	129
9.1	Portate di gas nel caso di PCS. . . . .	134
9.2	Diametro dei recipienti e massa di acqua secondo la portata termica nominale del bruciatore. . . . .	135
9.3	Confronto fra i rendimenti termici con o senza piastra. . . . .	140
9.4	Efficienza termica massima. . . . .	140

---

## 0.2 Piano di presentazione della tesi

Si riporta di seguito una breve sintesi dei capitoli presenti nella tesi:

- **Capitolo 1:** Eiettore. Viene definito brevemente che cos'è un eiettore e su che principio si basa il suo funzionamento. Vengono inoltre presentati alcuni utilizzi dell'eiettore in campo aeronautico e automobilistico, in particolar modo per aumentare la spinta, diminuire il rumore o diluire il particolato dei gas di scarico.
- **Capitolo 2:** Stato dell'arte bruciatori: fluidodinamica. Nella prima parte vengono descritte in modo generale le principali tipologie di miscelamento metano/aria nei bruciatori domestici. Successivamente si passa ad una più accurata descrizione dei bruciatori con premiscelazione ad induzione atmosferica, introducendo anche un loro primo dimensionamento a livello teorico e alcune espressioni analitiche e semi-empiriche che descrivono le prestazioni dell'eiettore. In conclusione si parla brevemente di alcune tecniche utilizzate per migliorare il mescolamento.

**Capitolo 3:** Stato dell'arte bruciatori: combustione. Si tratta delle caratteristiche della fiamma del bruciatore al variare del rapporto O/F e dei suoi limiti di stabilità. Vengono infine proposte delle soluzioni sulle aole dei bruciatori per migliorare la tipologia di fiamma e la sua stabilità al variare delle condizioni operative.

**Capitolo 4:** Efficienza termica del bruciatore. Nella prima parte vengono date alcune nozioni sull'efficienza termica e su come calcolarla. Si sono poi passati in rassegna numerosi lavori presenti in letteratura in cui si discutono i vari fattori che influenzano l'efficienza termica. Infine si è fatto un breve cenno agli inquinanti prodotti dalla combustione.

**Capitolo 5:** Primo approccio alle prove sperimentali. Si descrive brevemente il banco prova e se ne fa un primo dimensionamento. Si passa infine alla descrizione dei bruciatori forniti da Whirlpool e utilizzati nelle prove sperimentali.

**Capitolo 6:** Strumenti di misura utilizzati. Si riportano brevemente le principali caratteristiche degli strumenti di misura utilizzati nelle prove sperimentali quali LDV, termocoppia, riscaldatore, manometro differenziale e valvola regolatrice di portata.

**Capitolo 7:** Prove sperimentali. Vengono descritte le prove sperimentali e le condizioni operative utilizzate nelle stesse. Infine sono stati determinati due differenti modi per il calcolo della portata per i due bruciatori.

**Capitolo 8:** Analisi risultati: efficienza fluidodinamica. Si riportano i risultati ottenuti sull'efficienza fluidodinamica per i due bruciatori indagati e nelle varie condizioni operative delle prove. Si sono infine confrontati i risultati con espressioni presenti in letteratura e con un lavoro di tipo numerico svolto dal Politecnico di Milano sugli stessi bruciatori.

**Capitolo 9:** Analisi risultati: efficienza termica. Nella prima parte del capitolo viene descritta la procedura per il calcolo dell'efficienza termica, mentre nella seconda si riportano i risultati sperimentali ottenuti per i due diversi bruciatori. Infine si è cercato di valutare l'altezza ottimale del recipiente dalla fiamma e l'influenza dell'irraggiamento della fiamma sullo scambio termico.

**Capitolo 10:** Conclusioni e sviluppi futuri. Vengono presentate le conclusioni al lavoro di tesi effettuato e i possibili sviluppi futuri a completamento di quanto iniziato.

# Capitolo 1

## Eiettore

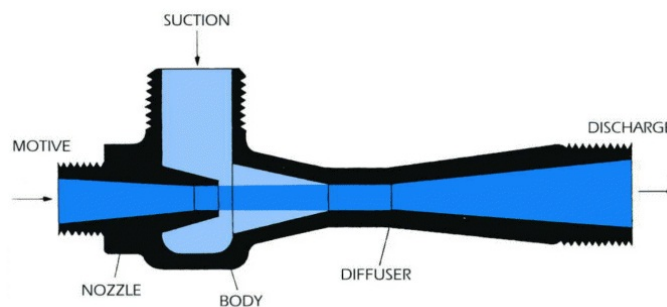


Figura 1.1: Schema standard di un eiettore.

Il principio su cui si basa l'eiettore è il trasferimento di energia da un piccolo flusso di massa ad alta velocità verso un grande flusso di massa a bassa velocità. La conseguenza di questo processo è che la quantità di moto del flusso in uscita risulta essere maggiore rispetto alla quantità di moto del solo flusso ad alta velocità (flusso primario).

Il getto primario in uscita dal suo ugello crea infatti un depressione che richiama del flusso secondario a bassa velocità o in quiete aumentandone così la velocità. L'insieme dei due flussi passa quindi in un condotto generalmente convergente-divergente per aumentare la velocità del getto totale e per garantire, dove necessario, il corretto mescolamento fra i due flussi.

Di seguito vengono presentati i più comuni utilizzi degli eiettori in campo aeronautico e automobilistico. In particolar modo:

- riduzione del rumore e aumento della spinta nei motori aeronautici;
- campionamento dei gas di scarico nei motori automobilistici;
- raffreddamento della gondola motore negli elicotteri;
- aumento del miscelamento negli ugelli di tipo aeronautico.



---

## 1.1 Riduzione del rumore e aumento della spinta per motori aeronautici [1]

Molti aerei di tipo commerciale degli anni passati spesso oltrepassano i limiti di rumore dettati dalla FAA (Federal Aviation Administration - Agenzia del dipartimento dei trasporti aerei). Il maggior problema è il rumore del getto associato alle alte velocità di uscita dei motori a basso rapporto di bypass su tali aeromobili. I sistemi miscelatori-eiettori possono fornire un mezzo semplice per ridurre il rumore del getto di questi aerei miscelando aria ambiente fredda con l'aria dei gas dei motori ad alta velocità prima che i gas stessi fuoriescano nell'ambiente.

I motori a getto generano spinta attraverso l'espansione di un fluido in un ugello che raggiunge un valore di pressione maggiore di quella ambiente. La spinta generata è proporzionale al flusso di massa per la velocità di scarico del fluido. L'energia necessaria per generare tale spinta è proporzionale al flusso di massa per il quadrato della velocità di scarico del fluido. Di conseguenza durante la generazione di spinta viene speso un notevole flusso di energia di scarico. Si può aumentare l'efficienza di spinta di alcuni sistemi, trasferendo parte del flusso di energia primaria a parte del fluido ambiente prima che il flusso fuoriesca all'ugello. Tale trasferimento di energia può avvenire attraverso le forze di pressione o le forze viscosse. Un eiettore utilizza le forze viscosse per mettere in movimento un altro fluido.

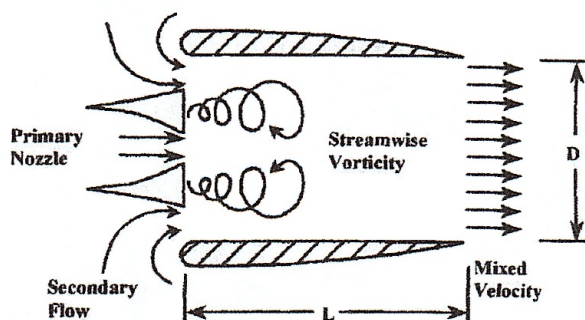


Figura 1.2: Schema di un eiettore/miscelatore.

La figura (1.2) presenta lo schema di un eiettore/miscelatore. L'ugello di quest tipo genera dei vortici che aumentano il miscelamento del fluido, aumentano il risucchio del flusso secondario e riducono drasticamente la lunghezza del condotto di mescolamento richiesta per una prestazione ottima. Idealmente la bassa velocità e l'elevato flusso di massa degli eiettori/miscelatori fornirà un guadagno statico di spinta, riducendo il rumore laterale del getto al decollo; il rumore laterale infatti è uno delle tre componenti che sono monitorate dalla FAA. La componente principale del rumore laterale è il rumore del getto il quale è associato all'alta velocità di scarico dei motori.

Questi dispositivi, eiettori/miscelatori, vengono quindi introdotti per ridurre il rumore laterale sugli aeromobili più vecchi e aumentare la spinta statica dei motori aeronautici. I risultati sono stati presentati nel 2002 dal programma di sviluppo ALMEC (Alternating Lobe Mixer Ejector Concept) per gli Aeromobili Gulfstream GII, GIIB, e GIII. In (fig.1.3) è schematizzato uno eiettore/miscelatore silenziatore.

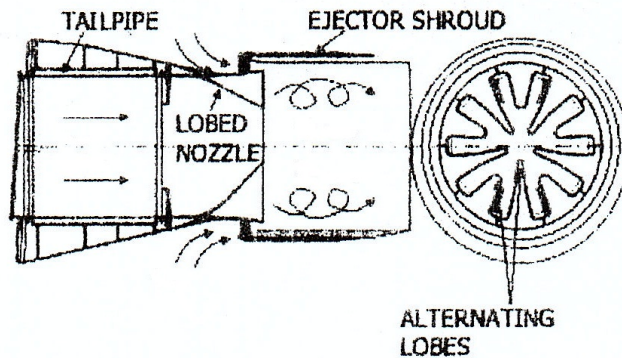


Figura 1.3: Schema del silenziatore utilizzato da ALMEC.

Il sistema ha due componenti principali: il tubo di scarico (che include l'ugello lobato) e il condotto dell'eiettore. L'ugello ha dieci lobi che sono progettati per mescolare in maniera efficiente e rapida il flusso principale con quello secondario. Vi sono disposti in maniera alternata 5 lobi poco profondi con 5 più profondi attorno alla circonferenza dell'ugello. I lobi alternati sono necessari per permettere una penetrazione nel centro del getto, senza creare elevate perdite di flusso. I lobi alternati inoltre creano distinti vortici assiali che interagendo l'uno con l'altro aumentano la miscelazione. Il condotto dell'eiettore ha un rapporto di lunghezza/diametro pari a uno. Questo consente un buon mescolamento senza grosse perdite di carico e pesi eccessivi. Il rapporto tra l'area del condotto e l'area di uscita dell'ugello è pari a 2.

### 1.1.1 Previsione teorica dell'aumento di spinta

La (fig.1.4) illustra la schematizzazione di un eiettore utilizzata per la previsione teorica dell'aumento di spinta. In questo caso la sezione 1 indica l'uscita dell'ugello primario, mentre la sezione 2 indica l'uscita del condotto di mescolamento. Il flusso è assunto uniforme per la corrente primaria e secondaria nella sezione 1, e per la corrente miscelata sulla sezione 2.

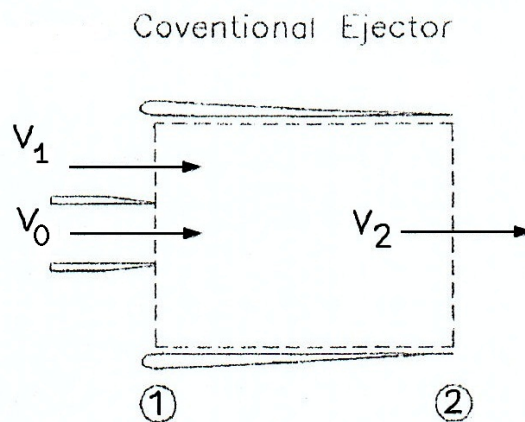


Figura 1.4: Schema dell'eiettore per l'analisi teorica.

Si può ipotizzare che l'area del condotto non varia e si possono trascurare le perdite dovute all'attrito. Sulla sezione 1 la pressione viene assunta costante e al di sotto di quella ambiente a causa di effetti di trascinamento viscosi del flusso primario. La pressione statica viene ipotizzata costante e pari al valore della pressione atmosferica sulla sezione di uscita. È possibile applicare l'equazione di Bernoulli per la conservazione dell'energia tra la sezione 1 e 2. Inoltre è possibile affermare che la densità, il peso molecolare e gli effetti della temperatura non giocano un ruolo principale nella fisica dell'eiettore. Per questa analisi le densità dei due fluidi sono state considerate simili.

Applicando la conservazione della massa e della quantità di moto al flusso che entra nel volume di controllo si ottengono queste due equazioni per l'eiettore e l'aumento di spinta.

$$\frac{\dot{m}_a^2}{\dot{m}_g^2} \left[ 1 + \left( \frac{A_0}{A_a} \right)^2 \right] + 4 \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_g} - 2 \frac{A_a}{A_0} = 0 \quad (1.1)$$

$$\phi = \frac{\left( \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_g} + 1 \right)^2}{\left( \frac{A_a}{A_0} + 1 \right) \left[ 1 - \left( \frac{\dot{m}_a^2}{\dot{m}_g^2} \right) \left( \frac{A_0^2}{A_a^2} \right) \right]^2} \quad (1.2)$$

La (1.1) è un'equazione di secondo grado nel rapporto tra le portate massiche. Quest'ultimo viene definito pompaggio ideale. Il pompaggio ideale, così come presentato nell'equazione (1.1), si dimostra essere indipendente dal rapporto delle pressioni; è bensì funzione del rapporto tra l'area dell'ugello primario rispetto alla sezione di passaggio dell'aria.

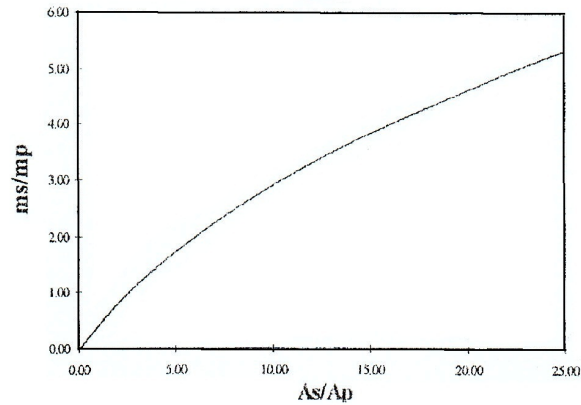


Figura 1.5: Andamento del rapporto tra le portate massiche. Si può vedere che il pompaggio aumenta aumentando il rapporto tra le aree.

Per quanto riguarda l'aumento di spinta, si fa riferimento all'equazione 1.2. L'equazione è adimensionale: un valore pari a 1 indica che non c'è guadagno nella spinta. L'aumento di spinta si dimostra essere una funzione sia del rapporto delle aree che del pompaggio. In realtà per un veicolo in movimento l'equazione di partenza viene modificata con la seguente espressione:

$$\phi = \frac{\left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_g} + 1\right)^2 - \left(\frac{A_a}{A_0} + 1\right) \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_g} + 1\right) \frac{V_A}{V_0}}{\left(\frac{A_a}{A_0} + 1\right) \left[ \left(1 - \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_g} \frac{A_0}{A_a}\right)^2 + \left(\frac{V_A}{V_0}\right)^2\right)^{\frac{1}{2}} - \frac{V_A}{V_0} \right]} \quad (1.3)$$

L'aumento di spinta  $\phi$  è così una funzione del rapporto tra la velocità dell'aereo ( $V_A$ ) rispetto a quello del getto primario ( $V_0$ ). Dal valore massimo, che si ha per una condizione statica, il valore di  $\phi$  decresce asintoticamente a zero quando il valore della velocità dell'aereo eguaglia quello di uscita del getto primario. I risultati mostrano che il guadagno di spinta è inferiore per rapporti di aree minori. Il modello utilizzato da ALMEC ha un rapporto  $\frac{A_a}{A_0}$  pari a 1. Come si può vedere in (fig.1.6) la teoria prevede un aumento ideale di spinta pari al 10% per un sistema utilizzato da ALMEC in condizioni statiche. Questi risultati assumono un flusso dell'eiettore uniforme, un mescolamento perfetto, perdite di carico dovute dall'ugello lobato, onde d'uto o dalla pareti.

### 1.1.2 Effetti delle perdite

Un primo confronto tra modello reale e ideale lo si è ottenuto introducendo le perdite dovute al rivestimento, agli effetti di comprimibilità, alle perdite legate all'ugello lobato e le perdite del flusso secondario associate all'eiettore miscelatore. La figura (1.6) presenta un confronto rispetto alle spinta predetta dal sistema utilizzato da ALMEC con e senza le perdite. Normalmente per il confronto si fa riferimento a un rapporto tra la velocità del veivolo e quello del getto primario dell'eiettore, moltiplicato per un rapporto tra la temperatura di ristagno esterna al veivolo ( $T_A$ ) e del getto primario ( $T_0$ ). Questo risultato è estremamente utile quando si confrontano i risultati dei modelli teorici con i testi in galleria del vento. Un valore di  $\frac{V_A}{V_0} \sqrt{\frac{T_p}{T_A}} = 0.62$  corrisponde a un valore di crociera per gli aerei della Gulfstream.

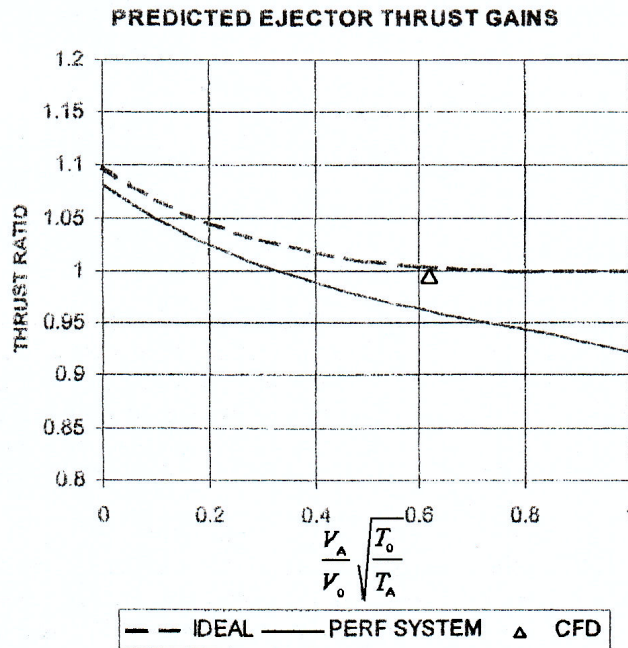


Figura 1.6: Confronto analisi aumento di spinta.

---

### 1.1.3 Analisi CFD

Sono stati condotti studi CFD alle condizioni di crociera per valutare gli effetti dell'installazione del sistema ALMEC sugli aeromobili. La figura (fig.1.6) mette a confronto le performance in condizioni di crociera ( $\frac{V_A}{V_p} \sqrt{\frac{T_p}{T_A}} = 0.62$ ) dell'analisi CFD con le previsioni effettuate precedentemente.

### 1.1.4 Conclusioni

I risultati dimostrano che un eiettore/miscelatore riduttore di rumore, progettato opportunamente può aumentare il rapporto di by-pass e aumentare il guadagno di spinta durante il decollo con perdite di spinta minime o addirittura nulle durante le condizioni di crociera.

## 1.2 Utilizzo degli eiettori per la diluizione dei gas di scarico [2]

Gli eiettori sono stati usati sin dal 1970 per diluire le particelle di scarico degli autoveicoli e poterle quindi poi misurare. Inoltre sono stati anche utilizzati per lo studio della crescita delle nano particelle, come diluitori principali per i gas di scarico di motori a diesel e a benzina e infine come diluitori secondari per i già diluiti gas di scarico naturali, benzina e diesel.

Il gas di scarico non diluito presenta infatti un'elevata concentrazione di  $CO_2$ , alta temperatura e umidità ed è in leggera sovrappressione; la stessa quantità di un gas diluito ha una più bassa concentrazione di anidride carbonica, una minor temperatura e pressione. Gli eiettori di diluizione possono operare sia a temperatura ambiente che essere riscaldati fino a  $200^\circ C$ .

### 1.2.1 Descrizione degli eiettori di diluizione

Gli eiettori di diluizione operano miscelando omogeneamente una quantità finita di campione grezzo (sample) con una quantità limitata di gas di diluizione (dilution gas). Tipicamente il gas di diluizione è aria ambiente filtrata.

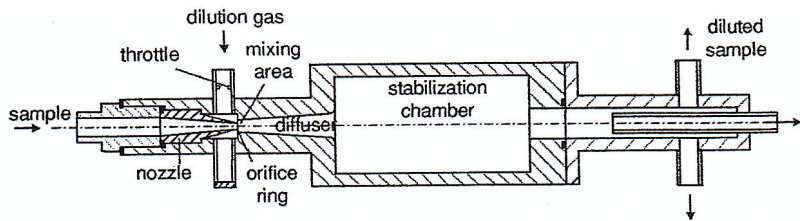


Figura 1.7: Schema eiettore di diluizione.

La (fig.1.7) mostra lo schema di un eiettore di diluizione in cui il gas di diluizione pressurizzato fluisce attraverso un anello nella periferia dell'ugello.

---

Di solito i diluitori operano con un rapporto di diluizione (DR) di 10:1, valore che dipende dai seguenti parametri:

- geometria dell'ugello, delle linee di diluizione e del campione diluito;
- composizione del campione e del gas di diluizione;
- condizioni di funzionamento quali temperatura e pressione del flusso principale, del gas di diluizione e del campione diluito.

Nei motori di solito la geometria e la composizione del gas di diluizione rimane invariata mentre la composizione del campione e le condizioni di funzionamento cambiano, a secondo dell'applicazione. Si è studiato il modo in cui queste variabili modificano il rapporto di diluizione.

### 1.2.2 Set-up degli esperimenti e definizioni

Il rapporto di diluizione (DR) può essere definito nei seguenti modi:

- misurando il rapporto tra la portata totale diluita e quella del campione in entrata

$$DR_f = \frac{Q_{out}}{Q_s} \quad (1.4)$$

- misurando la concentrazione di una traccia di gas prima e dopo la diluizione

$$DR_c = \frac{C_s - C_{da}}{C_{out} - C_{da}} \quad (1.5)$$

Dove si ha che:

$Q_{tot}$  = portata totale del campione diluito;

$Q_s$  = portata del campione di ingresso;

$C_s$  = è la concentrazione del gas traccia nel campione di ingresso;

$C_{da}$  = è la concentrazione del gas traccia nel gas di diluizione;

$C_{out}$  = è la concentrazione del gas traccia nel campione diluito.

### 1.2.3 Performance

Gli esperimenti eseguiti, utilizzando entrambe le definizioni (1.4), (1.5), hanno dato come risultato un DR pari a 9.8:1.

Per quanto riguarda il caso del DR misurato con il rapporto delle portate si può affermare quanto segue:

- l'aumento della pressione del gas di diluizione aumenta sia il flusso del campione in ingresso che il flusso dell'aria di diluizione;
- l'aumento del flusso dell'aria di diluizione è proporzionale all'aumento della pressione;
- il flusso del campione in ingresso inizialmente aumenta con l'aumentare della pressione, in seguito si stabilizza in maniera graduale;
- la differente risposta di  $Q_s$  e  $Q_{da}$  modificano il DR.

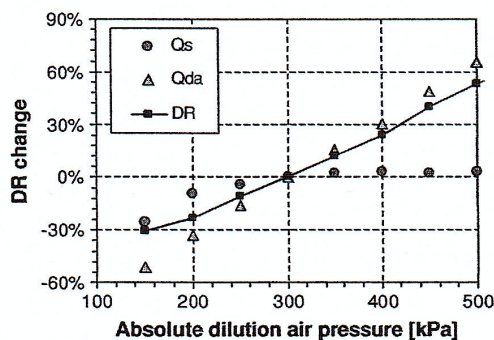
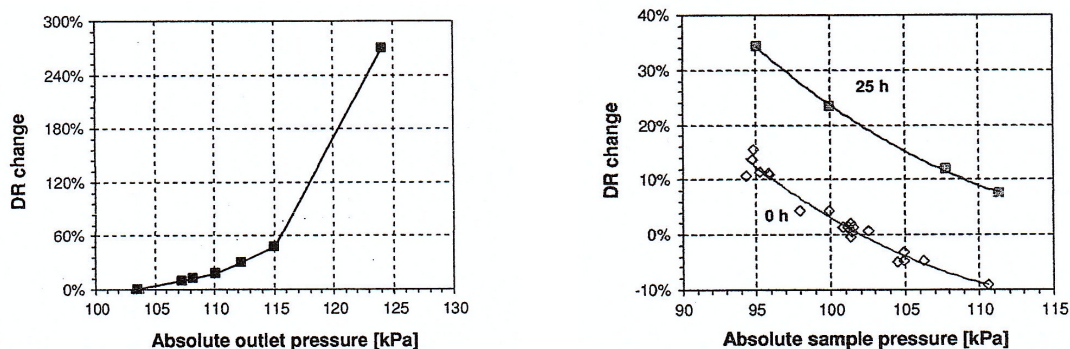


Figura 1.8: Effetto della pressione dell'aria sul flusso principale, sul flusso dell'aria e sul rapporto di diluizione (DR).

Si dovrebbe aspettare che il DR diminuisca con l'aumento della pressione per via delle perdite di carico. La (fig.1.8) mostra un andamento lineare dell'aumento del DR e che aumentando anche solo di 50 kPa la pressione il DR può variare di un 15-20%. Questo significa che la pressione del diluatore deve essere monitorata e che il DR deve essere regolato in base a come cambia la pressione.



(a) Effetto della variazione della pressione esterna del gas diluito (b) Effetto della pressione del flusso campione del gas diluito

Figura 1.9: Grafici sull'andamento del DR al variare di alcuni parametri.

La (fig.1.9(a)) mostra come il DR cambia a seconda della pressione esterna all'eiettore. Durante un normale funzionamento la pressione all'esterno può variare sia per un cambiamento della condizione ambiente, sia per disturbo dell'uscita (esempio collegando differenti strumenti durante la fase sperimentale). Si dimostra che una variazione moderata della pressione di uscita aumenta di un 10% il DR; con una variazione significativa della pressione, il DR può variare anche del 100%.

La (fig.1.9(b)) mostra l'effetto sul DR della pressione del campione in entrata. Questo dato di solito è fornito dal costruttore. E' significativo notare come col trascorrere dell'utilizzo dell'eiettore si ha un aumento del DR, provocato dall'accumulo di particelle sull'ugello che ne cambia la geometria. A causa dell'ostruzione dell'ugello, il DR assume valori diversi per una stessa pressione. Per il campionamento dei motore a diesel, sembra che per ogni mg



---

di particolato diluito in sospensione nell'aria il DR aumenti dell'1%.

Anche la temperatura del campione in entrata può cambiare il DR. Aumentando fino a 140°C, il DR aumenta circa del 20% (fig.1.10).

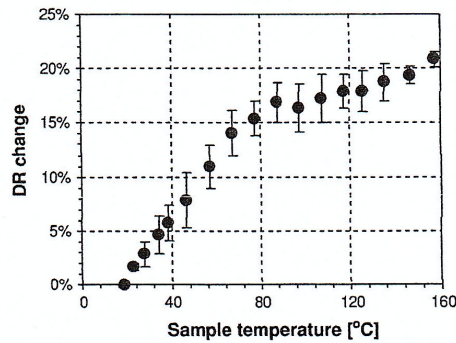


Figura 1.10: Effeto della temperatura del campione sul DR.

### 1.3 Raffreddamento della gondola motore negli elicotteri [3]

Nel tipico impianto degli elicotteri con propulsore a getto, il motore è racchiuso all'interno della gondola motore. All'interno di questo rivestimento, il calore viene emesso dalla superficie esterna del propulsore e da altre fonti, come il circuito di raffreddamento dell'olio, il generatore, e accessori vari. Diventa necessario quindi creare un flusso d'aria per mantenere la temperatura nelle varie zone a un livello accettabile.

Una possibile soluzione per ottenere questo flusso d'aria è quella di sfruttare l'energia cinetica proveniente dai gas di scarico del motore in un eiettore per indurre un flusso d'aria esterno.

Le due figure (1.11), (1.12), mostrano in maniera schematica le due tipologie più comunemente utilizzate di sistemi a gas turbina-eiettore.



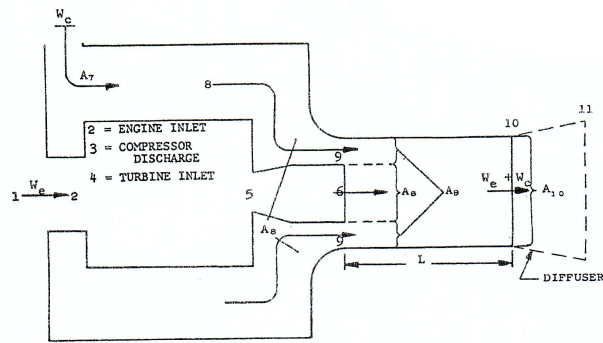


Figura 1.11: Schema di un eiettore nel quale il flusso d'aria che entra nel motore e il flusso che entra nella carlinga hanno ingressi separati.

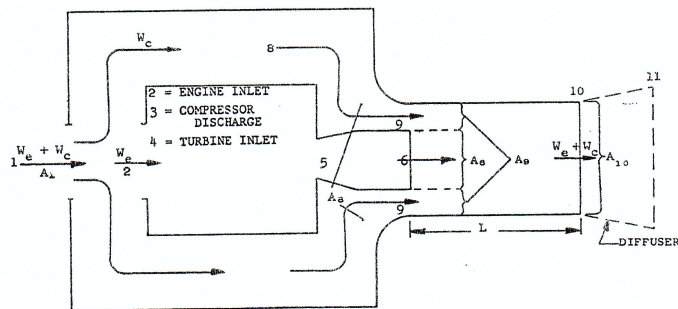


Figura 1.12: Schema di un eiettore a flussi nel quale il motore riceve il flusso d'aria dal compartimento.

La (fig.1.11) rappresenta la configurazione nella quale il compartimento e il motore hanno due ingressi separati. Questa è la tipologia più utilizzata. La (fig.1.12) rappresenta uno schema nella quale il flusso d'aria che entra nel motore e quello che viene utilizzato per il raffreddamento hanno la stessa entrata.

### 1.3.1 Principali componenti dell'eiettore

I principali componenti di un eiettore utilizzanto per applicazioni di questo tipo sono:

- **l'ugello primario**, rappresentato dalla zona 6 in entrambi gli schemi;
- **il condotto di mescolamento**, che si estende dalla zona 6 alla 10;
- **l'ugello secondario**, che è la corona circolare tra l'ugello primario e il condotto di mescolamento dove il flusso d'aria entra nell'eiettore e si mescola al getto primario (zona 9).

In alcune applicazioni viene installato un diffusore montato alla fine del condotto di mescolamento. Questo dispositivo è mostrato schematicamente nelle due figure (1.11), (1.12) e si estende dalla zona 10 alla 11.

---

Viene presa in considerazione in primo luogo la configurazione a condotti separati. Nel punto 1 entra l'aria che fluisce nel motore ( $W_e$ ) a pressione e temperatura ben definite. L'aria di ventilazione della gondola motore ( $W_c$ ) entra anch'essa a una pressione e temperatura ben specifica dalla zona 7 : da questo punto l'aria fluisce nel dispositivo aumentando la sua temperatura per lo scambio di calore con il motore e i vari accessori, diminuendo la sua pressione per le perdite di carico e aumentando la velocità; si assume che i due flussi abbiano la stessa pressione sulla sezione di incontro. Nella zona di miscelamento l'energia cinetica viene trasferita in parte al flusso d'aria con la conseguenza di un decremento di velocità dei gas di uscita e un aumento della velocità dell'aria secondaria. All'uscita del condotto di miscelamento in genere il flusso non è completamente miscelato: questo è dovuto in parte alla ridotta lunghezza del condotto. Nelle equazioni che sono state utilizzate per studiare questo tipo di configurazione ne si tiene conto con una costante M. Si prendono e assumono quindi all'uscita (zona 10 o 11) dei valori medi di pressione, temperatura e velocità.

Differente è la configurazione della (fig.1.12), nella quale l'aria entra da un ingresso comune. Parte di questa aria confluisce nel motore; la rimanente fluisce attorno al motore. Le altre assunzioni sono le stesse fatte per il modello descritto precedentemente.

### 1.3.2 Prestazioni richieste

La quantità di flusso d'aria necessario al raffreddamento richiesto, dipende dalla quantità di calore che deve essere rimosso in ciascuna zona e dalla massima temperatura che ciascuna zona può raggiungere. Questo può essere studiato analizzando la seguente equazione di trasferimento del calore di un flusso d'aria:

$$q = W_c C_p (T_b - T_a) \quad (1.6)$$

Dove:

$q$  = calore totale scambiato in una zona specifica  $\left[\frac{J}{s}\right]$  ;

$W_c$  = flusso d'aria entrante nella carlinga  $\left[\frac{kg}{s}\right]$ ;

$T_b$  = temperatura dell'aria in uscita [K];

$T_a$  = temperatura dell'aria in entrata [K];

$C_p$  = calore specifico dell'aria di ventilazione  $\left[\frac{J}{kgK}\right]$  .

Di seguito vengono riportate delle linee guida per il progetto degli eiettori dei gas di scarico di un motore a getto:

- il condotto di miscelamento deve avere una lunghezza adeguata per garantire un buon mescolamento dei due flussi. Se ve ne è lo spazio la lunghezza dovrà essere pari a diverse volte il diametro della zona di mescolamento;
- se ve ne è necessità in seguito a uno scarso risultato di raffreddamento con una configurazione base si può progettare il diffusore alla fine della zona di mescolamento per ridurre le perdite di pressione;
- se è necessaria una deviazione del flusso, deve essere progettata in maniera più graduale possibile;

- 
- l'effetto delle perite di carico (dovute all'attrito o alla deviazione del flusso) possono essere trattate introducendo nel procedimento di calcolo un coefficiente di attrito pari a  $\frac{4fL}{D_{10}}$ ;
  - l'ugello primario e secondario dovrebbero essere il quanto più concentrici possibili per garantire una distribuzione uniforme del flusso attraverso l'ugello secondario.

### 1.3.3 Derivazione delle equazioni base

In questa sezione si analizzeranno le equazioni relative al caso di eiettore con ingressi separati in quanto più simile al tipico eiettore utilizzato nelle applicazioni dei fornelli a gas per uso domestico. Il risultato finale sarà un'equazione di secondo grado che avrà come incognita il rapporto  $W_c$  su  $W_e$ . Per ottenere questo occorre unire due equazioni: quella di conservazione della quantità di moto e dell'energia.

#### Equazione della quantità di moto per il condotto di miscelazione dell'eiettore.

La relazione tra le pressioni, i flussi, e le velocità per un eiettore semplice con condotto ad area costante può essere espressa in maniera vantaggiosa dall'equazione della quantità di moto:

$$(Momentum)_{in} - (Momentum)_{out} = [(P_s)_{out} - (P_s)_{in}]A_{out} + W_f \quad (1.7)$$

Dove si ha che:

$$(Momentum)_{in} = \dot{m}_a v_a + \dot{m}_m v_m;$$

a = flusso d'aria di ventilazione

m = flusso dei gas in uscita dal motore

$$(Momentum)_{out} = \dot{m}_{out} v_{out};$$

out = indica la zona di uscita del flusso miscelato;

$W_f$  = attrito di parete.

Nella maggior parte dei casi i due flussi non si mescolano completamente a meno che la lunghezza del condotto di miscelazione sia pari circa a 10 volte il diametro dello condotto stesso. Per tenere conto di questi effetti si introduce una costante di mescolamento M, che è uguale all'unità se il mescolamento è completo e aumenta il suo valore se il mescolamento non è completo. In particolar modo si ha che:

$$(Momentum)_{effettivo} = M \cdot (Momentum)_{medio} \quad (1.8)$$

L'equazione (1.7) per un eiettore a condotti separati, senza l'utilizzo del diffusore diventa:

$$\frac{W_c V_9}{g} + \frac{W_e V_6}{g} - \frac{(W_c + W_e)}{g} V_{10} M = (P_{10} - P_6) A_{10} + \frac{4fL}{D_{10}} A_{10} \rho_{10} \frac{V_{10}^2}{2g} \quad (1.9)$$

Sotto le ipotesi di gas perfetto e perfetto mescolamento, si ricava la seguente relazione che lega la differenza delle pressioni statiche dell'ugello divisa per la pressione dinamica alle aree, ai flussi e ai rapporti di temperatura:

$$\begin{aligned} \frac{(P_{10} - P_6)}{P_{vp_6}} &= 2 \left( \frac{A_6}{A_{10}} \right) + 2 \left( \frac{T_9}{T_6} \right) \left( \frac{A_6}{A_{10}} \right) \left( \frac{A_6}{A_9} \right) \left( \frac{W_c}{W_e} \right)^2 \\ &\quad - \left( 2M + \frac{4fL}{D_{10}} \right) \left( \frac{A_6}{A_{10}} \right)^2 \left( 1 + \frac{W_c}{W_e} \right) \left[ 1 + \frac{W_c}{W_e} \left( \frac{T_9}{T_6} \right) \right] \end{aligned} \quad (1.10)$$

Con la presenza del diffusore si introduce un rendimento  $\eta_D$  del diffusore e si ha che l'equazione (1.10) diventa:

$$\begin{aligned} \frac{(P_{11} - P_6)}{P_{vp_6}} &= 2 \left( \frac{A_6}{A_{10}} \right) + 2 \left( \frac{T_9}{T_6} \right) \left( \frac{A_6}{A_{10}} \right) \left( \frac{A_6}{A_9} \right) \left( \frac{W_c}{W_e} \right)^2 \\ &\quad - \left\{ 2M + \frac{4fL}{D_{10}} - \eta \left[ 1 - \left( \frac{A_{10}}{A_{11}} \right)^2 \right] \right\} \left( \frac{A_6}{A_{10}} \right)^2 \left( 1 + \frac{W_c}{W_e} \right) \left[ 1 + \frac{W_c}{W_e} \left( \frac{T_9}{T_6} \right) \right] \end{aligned} \quad (1.11)$$

### Equazione dell'energia per l'aria di ventilazione

La seconda equazione viene fornita determinando una relazione tra il flusso, la pressione e la temperatura dell'aria di ventilazione. L'equazione che si ottiene dopo una serie di passaggi è la seguente:

$$\frac{(P_{11} - P_6)}{P_{vp_6}} = \left( \frac{T_9}{T_6} \right) \left( \frac{W_c}{W_e} \right)^2 \left[ E + \left( \frac{A_6}{A_9} \right)^2 \right] + \frac{(P_{11} - P_7)}{P_{vp_6}} \quad (1.12)$$

Dove con E si indica per convenienza la somma di due termini che esprimono un rapporto tra grandezze caratteristiche del flusso di ventilazione. Si ha che:

$$E = \left[ \left( \frac{T_7}{T_9} \right) \left( \frac{A_6}{A_7} \right)^2 + \left( \frac{T_8}{T_9} \right) \left( \frac{A_6}{A_8} \right)^2 \right] \quad (1.13)$$

### Equazione finale

Combinando l'equazione del momento (1.11) con l'equazione dell'energia (1.12) si ottiene un'equazione che può essere riscritta come un'equazione quadratica del tipo:

$$ax^2 + bx + c = 0 \quad (1.14)$$

Dove l'incognita x è pari a:

$$x = \frac{W_c}{W_e} \quad (1.15)$$

Mentre i coefficienti sono:

$$a = \frac{T_9}{T_6} \left\{ \frac{1}{2M} \left[ E \left( \frac{A_{10}}{A_6} \right)^2 + \left( \frac{A_{10}}{A_9} \right) \left( \frac{A_{10}}{A_9} - 2 \right) \right] + y \right\} \quad (1.16)$$

$$b = y \left[ 1 + \left( \frac{T_9}{T_6} \right) \right] \quad (1.17)$$

$$c = y - \frac{1}{M} \left( \frac{A_{10}}{A_6} \right) \left[ 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{A_{10}}{A_6} \right) \left( \frac{P_{11} - P_7}{P_{vp_6}} \right) \right] \quad (1.18)$$

---


$$y = \left\{ 1 + \frac{4fL}{D_{10}} - \frac{\eta_D}{2M} \left[ 1 - \left( \frac{A_{10}}{A_{11}} \right)^2 \right] \right\} \quad (1.19)$$

La soluzione positiva dell'equazione quadratica è l'unica soluzione delle due che può essere accettata. La soluzione avviene inoltre per via iterativa.

## 1.4 Aumento del mescolamento nei motori aeronautici [4]

Diversi studi sono stati eseguiti per caratterizzare e aumentare il mescolamento del getto dei motori, ad esempio a livello di trascinamento, dispersione della temperatura e studio della strutture delle grandi scale.

I flussi subsonici viscosi, possono essere descritti in termini di tre regioni: *“potential core”*, regione nella quale la velocità è costante e attorno alle quale si sviluppa lo strato limite; *Regione di transizione*, dove si sviluppano le caratteristiche medie e di turbolenza; *regione completamente sviluppata*, dove i profili di velocità media sono simili tra loro.

In questa sezione vengono descritte delle tecniche grazie alle quali si è aumentato il mescolamento del flusso negli ugelli per diverse applicazioni.

### 1.4.1 Modifiche geometriche

In questo paragrafo vengono riportate le modifiche geometriche rispetto alla classica configurazione a sezione circolare convergente o convergente-divergente degli ugelli. Quella circolare è la forma base utilizzata nella maggior parte delle applicazioni propulsive in campo aeronautico.

Tre sono le categorie studiate:

- ugelli con sezione non circolare;
- ugelli con contorno modificato;
- ugelli con sporgenze.

#### Ugelli con sezione non circolare

- **Ugelli rettangolari**

Gli ugelli a sezione rettangolare hanno trovato il loro primo utilizzo negli aerei militari. Le ragioni del loro utilizzo sembrano essere legate in primo luogo al fatto di presentare un'impronta ridotta visibile dai radar; un altro motivo per il quale nel corso degli anni ci si è interessati allo studio di questa tipologia di ugelli è il loro utilizzo in aerei “stealth”(furtivi), o così detti invisibili ai radar (F-117A, F/A-22, B-2), e per il loro uso combinato con altre tecnologie che permettessero di aumentare in maniera rapida il mescolamento dei gas di scarico. Gli ugelli rettangolari con un basso AR ( “aspect ratio” ovvero il rapporto tra le due dimensioni), sono stati studiati per flussi a basse velocità in [5] in cui sono stati presentati in maniera dettagliata i profili delle velocità medie e una volta integrati si è riscontrato un aumento del trascinamento rispetto agli ugelli circolari.

---

- **Ugelli triangolari**

Sempre in [6] sono stati testati ugelli a geometria triangolare. Sono stati eseguiti degli studi per getti turbolenti a bassa velocità e il risultato è stato un aumento della turbolenza che rispetto al caso a geometria circolare porta un aumento del miscelamento.

- **Ugelli ellittici**

In [7] si è studiato un singolo getto ellittico proveniente da un ugello con profilo ellittico di AR pari a 2. Si è rilevato uno scambio in direzione assiale e mostrato che la percentuale di miscelamento è più alta rispetto a un getto circolare.

In conclusione i getti provenienti da ugelli rettangolari si diffondono più rapidamente che i getti circolari; inoltre i getti provenienti da ugelli ellittici si diffondono ancor più rapidamente rispetto a quelli degli ugelli rettangolari. Questo per quanto riguarda la parte iniziale. I getti non circolari aspirano infatti più fluido dall'ambiente rispetto a quelli circolari a causa della loro induzione non uniforme, determinata da variazioni di curvatura azimutale dei primi vortici generati nel piano di uscita dell'ugello.

L'auto induzione non uniforme fa sì che il flusso dei lati dell'asse minore si muova a una velocità maggiore rispetto a quello dei lati dell'asse maggiore e questo genera un meccanismo di risucchio di una grande quantità di fluido dall'ambiente circostante. La presenza degli angoli negli ugelli rettangolari può, nella regione iniziale, causare un trascinamento di massa che è inferiore rispetto ai getti ellittici.

### **Ugelli con contorno modificato**

- **Ugelli lobati**

Gli ugelli lobati sono stati per lungo tempo impiegati nei motori a getto di uso civile come riduttori di rumore e di recente all'interno dei turbofan per aumentarne l'efficienza termica [8] e se utilizzati come iniettori di carburante per migliorare la combustione [9].

Il principio di funzionamento, a prima vista, sembra essere molto semplice: l'ugello lobato aumenta la superficie del getto rispetto a quella dell'ugello circolare. Questo tipo di geometria aumenta la vorticosità della corrente. Si è visto che anche lo sviluppo dello strato limite e il rilascio di calore sono in grado di influenzare le prestazioni di questo tipo di ugelli.

- **Ugelli dentati**

Gli ugelli dentati sono formati tagliando delle tacche a forma di V dal bordo dell'ugello (fig.1.13) e sono stati investigati all'interno del programma per la riduzione del rumore del getto del Concorde.

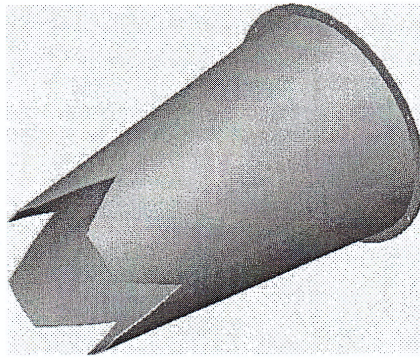


Figura 1.13: Un generico ugello a quattro V.

Gli studi fatti hanno mostrato che ciascun intaglio genera una coppia di vortici contro rotanti (fig.1.14). Questi sono stati ritenuti agire come schermo per le sorgenti del rumore ad alta velocità, così da provocare una diminuzione del rumore.

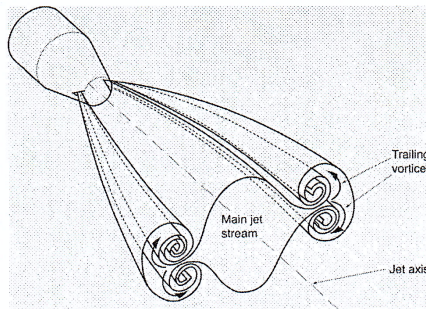


Figura 1.14: Schema dei vortici generati da una coppia di tagli a V in un ugello simmetrico.

- **Ugelli “castellated”**

Questi ugelli vengono prodotti tagliando tacche rettangolari dal margine dell’ugello stesso. In condizioni sottoespansive, il getto espande all’esterno fuoriuscendo prima dalle zone intagliate che dal resto. Si generano così delle linee vorticosi nella congiunzione tra le zone rettangolari e il resto del bordo dell’ugello. In (fig.1.15) è possibile vedere alcuni esempi di ugelli “castellated”.

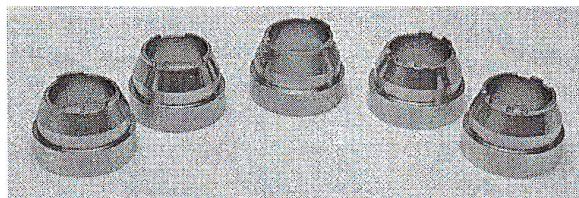


Figura 1.15: Un esempio di alcuni ugelli castellated utilizzati da Saddington et al.

### **Ugelli con sporgenze**

L’aumento del mescolamento del getto può essere favorito con l’introduzione di sporgenze all’interno del flusso del getto che sono in grado di aumentare la turbolenza. Aclune tipologie

---

di sporgenze sono:

- Alette
- Generatori di vortici
- Splitter plates (piastre di separazione).

In [10], vennero indagati generatori di vortici negli ugelli rettangolari (AR 2:1) per poter aumentare l'aspirazione dell'aria di un 50%. Lo studio è stato effettuato su un getto subsonico con un Mach all'uscita pari a 0.6 e i generatori di vortici erano mezze ali a delta. Vennero testate diverse combinazioni dei generatori di vortici e si trovò che il miglior beneficio nell'aspirare l'aria si aveva quando i vortici erano orientati in modo da generare il movimento di una grand quantità di fluido verso il basso. Sempre in questo lavoro si attribui la diminuzione della spinta in ambito aeronautico all'utilizzo di sporgenze. Venne misurato una perdita della quantità di moto del flusso pari al 5%. Poiché era quasi inaccettabile una riduzione di questo calibro nella spinta, si concluse che il loro utilizzo poteva essere destinato solo per settaggi temporanei.

In [11] si estesero gli studi dei generatori di vortici al caso degli eiettori: venne confermato che il flusso di massa veniva aumentato utilizzando questi dispositivi all'uscita dell'ugello primario. Il flusso di massa trascinato aumentava del 40% rispetto a un ugello con configurazione priva dei generatori di vortici.

#### **1.4.2 Miscelamento turbolento “Normal Strees Mixing ”**

Le vibrazioni furono studiate da Binder e Favre-Marinet [12] come una tecnica in grado di aumentare il mescolamento per i flussi a bassa velocità (6 - 20 m/s). Il getto viene fatto vibrare utilizzando una valvola a farfalla a una frequenza maggiore di 200 Hz, con numeri di Strouhal superiori a 0.8, e ampiezze r.m.s maggiori del 40 %. Le misure di velocità media sono state citate dagli autori per dimostrare che il nucleo potenziale si estendeva solo per una lunghezza pari alla dimensione di  $1D_n$  ( $D_n$  = diametro di uscita dell'ugello) in presenza di pulsazioni di grande ampiezza, rispetto ad una lunghezza del getto pari a 5-6  $D_n$  per un caso stazionario. Gli autori mostrarono un aumento del trascinamento del 90 %.



## Capitolo 2

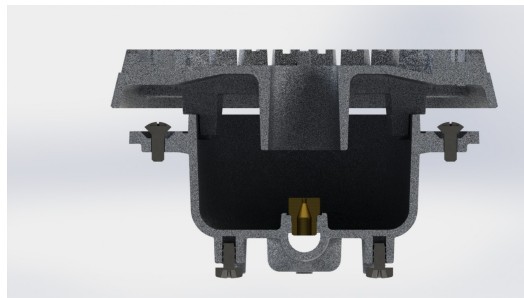
# Stato dell'arte bruciatori: fluidodinamica

In questo lavoro di tesi si vuole analizzare l'utilizzo del Venturi all'interno dei bruciatori domestici sia per quanto riguarda il grado di miscelamento metano-aria sia l'efficienza termica del bruciatore stesso. In questo capitolo si riporta quindi quanto presente in letteratura sullo studio del miscelamento aria/gas e sulla combustione della miscela.

### 2.1 Introduzione



(a) *Vista esterna del bruciatore domestico*



(b) *Sezione del bruciatore domestico*

Figura 2.1: Tipico bruciatore di un piano cottura.

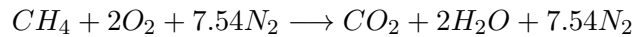
Nei bruciatori dei piani cottura domestici si utilizzano fiamme parzialmente premiscelate ottenute alimentando gli orifizi di uscita con una miscela di aria/gas realizzata a monte, solitamente in una camera di miscelazione in cui l'aria primaria (parte di aria che prende parte alla prima miscelazione) viene aspirata naturalmente dal getto di gas che fuoriesce da un orifizio con velocità elevata, attraverso un processo di trasferimento di quantità di moto. Questo meccanismo di premiscelazione presenta il vantaggio di non dover avere un'alimentazione forzata di aria e di generare una miscela generalmente ricca di combustibile all'uscita degli orifizi del bruciatore. La miscela combustibile viene poi completata all'esterno attraverso aria secondaria che determina, insieme alla velocità di combustione della miscela in oggetto, l'effettiva lunghezza di fiamma; infatti il fronte di fiamma, come si vedrà in seguito, si stabilizza in una sezione dove la velocità di efflusso della miscela dagli orifizi uguaglia la velocità di propagazione della fiamma, condizione che solitamente si verifica in prossimità della sezione di uscita degli orifizi, a meno di portate eccessivamente elevate che portano al distacco di fiamma (blowoff), o eccessivamente basse che favoriscono il ritorno di fiamma nel

---

condotto di alimentazione (flashback), condizioni entrambe da evitare.

Al contrario in bruciatori non premiscelati la lunghezza di fiamma è determinata dal tempo di miscelazione a sua volta influenzato dalla quantità di turbolenza presente nel flusso; per avere buone efficienze sono necessari elevati livelli di turbolenza che richiedono però velocità dei flussi elevate, pressione a monte più alte e un disegno del bruciatore più complesso. Un vantaggio importante di questo tipo di bruciatore è la maggior sicurezza in quanto non c'è rischio di ritorno di fiamma; al contrario la combustione risulta meno efficiente, con maggior concentrazione di reagenti e quindi formazione di più elevati livelli di sostanze inquinanti come monossido di carbonio (CO) e ossidi di azoto ( $NO_x$ ).

Per quanto riguarda la produzione di sostanze inquinanti, tornando ai bruciatori dei piani cottura, e quindi a fiamma premiscelata, poichè i reagenti sono in prima approssimazione in proporzioni stechiometriche e quindi si ha teoricamente una combustione completa, i prodotti di combustione sono esclusivamente anidride carbonica ( $CO_2$ ) e vapore acqueo ( $H_2O$ ) oltre all'azoto ( $N_2$ ) presente nell'aria comburente. Nel caso di metano puro, assumendo aria secca con il 20.95% di  $O_2$  la reazione ideale si scrive:



In condizioni stechiometriche sono necessari 9.52 volumi di aria per la completa combustione di un volume di metano.

Per quanto riguarda i prodotti di combustione nei bruciatori a fiamma premiscelata, nel caso in cui la miscela non fosse esattamente stechiometrica, si può avere presenza di  $O_2$  nel caso di combustione con eccesso d'aria o CO e idrocarburi incombusti nel caso di combustione incompleta. Solitamente nei bruciatori dei piani cottura le fiamme pur essendo alimentate in difetto d'aria primaria, inglobano rapidamente aria secondaria dall'ambiente operando quindi in leggero eccesso d'aria. Per quanto riguarda la composizione del gas naturale, questa dipende dalla fonte di approvvigionamento, ma è costituita prevalentemente da metano con percentuali variabili di altri idrocarburi più pesanti; solitamente la percentuale di zolfo è inferiore a  $10 \text{ mg/m}^3$  e pertanto gli ossidi di zolfo sono praticamente assenti.

In conclusione, i piani di cottura domestici utilizzano bruciatori a premiscelazione, realizzati con una serie di aperture che operano sul principio di funzionamento del bruciatore Bunsen laminare; per quanto riguarda il sistema di formazione della miscela aria-gas è invece assimilabile ad un eiettore, costituito da un getto di gas che si espande, insieme con l'aria trascinata, in un condotto di miscelazione la cui struttura è fondamentalmente quella di un Venturi.

In questa tesi si eviterà tuttavia di entrare nel dettaglio della cinetica di combustione e della formazione degli inquinanti; verranno invece approfonditi alcuni aspetti della fluidodinamica delle fiamme e del flusso all'interno e all'esterno dei bruciatori a premiscelazione, che controllano la formazione della miscela e l'efficienza della combustione.

Risulta quindi opportuno, prima di analizzare in dettaglio le prestazioni dei bruciatori attuali e analizzarne possibili modifiche migliorative, richiamare i principi di funzionamento dell'eiettore e del bruciatore Bunsen, al fine di individuarne le caratteristiche essenziali e le condizioni operative ottimali.

---

## 2.2 Sistemi di miscelazione dei reagenti: eiettori

In questa sezione si vuole fornire una breve descrizione del funzionamento dei bruciatori dei piani cottura e analizzare i principi di funzionamento alla base della miscelazione di gas e aria.

### 2.2.1 Tipologie di premiscelazione

Fra i numerosi sistemi di miscelazione quelli ad induzione sono i più impiegati; essi utilizzano l'energia di un fluido per aspirarne un altro e possono dividersi in tre tipologie:

- *miscelatori ad induzione atmosferica*: il gas alla pressione della linea è il fluido induttore che attraverso un ugello aspira l'aria ambiente;
- *miscelatori ad aria induttrice ed a gas espanso*: l'aria compressa aspira il gas normalmente espanso alla pressione atmosferica;
- sia l'aria che il gas sono sotto pressione; più spesso l'aria è induttrice; è il caso di bruciatori Bunsen o Merker ad aria soffiata [13].

Tutte queste tipologie presentano il vantaggio che il rapporto aria/gas risulta definito dal disegno del miscelatore, almeno entro un certo margine operativo, e la regolazione della potenza del bruciatore si riduce alla regolazione della portata di uno solo dei due fluidi.

Come detto in precedenza, i bruciatori dei piani cottura sfruttano una miscelazione ad induzione atmosferica in quanto risulta di più semplice realizzazione e presenta una più facile regolazione della potenza.

### 2.2.2 Premiscelazione ad induzione atmosferica, descrizione generale

Gli attuali bruciatori dei piani cottura bruciano una miscela di gas naturale e aria che viene prodotta con un sistema basato sull'aspirazione di aria da parte di un getto di gas naturale fuoriuscente da un ugello, secondo lo schema del cosiddetto eiettore o pompa a getto [16].

Il principio base di funzionamento di un eiettore, come già detto, è il trasferimento di energia da un getto ad alta velocità ma con un modesto flusso di massa (gas) ad una corrente di portata maggiore ma a velocità minore (aria). In conseguenza di questo processo la quantità di moto del flusso uscente dall'eiettore è maggiore di quella prodotta dall'ugello di iniezione; questo effetto è utilizzato ad esempio come visto nel precedente capitolo nei propulsori aeronautici per aumentare la spinta [19], [1].

Lo schema di funzionamento del miscelatore è costituito da un iniettore del gas che viene allineato assialmente all'ingresso del miscelatore (fig.2.2a,b); questo può essere semplicemente un cilindro oppure nel caso più complesso un convergente-divergente (Venturi).

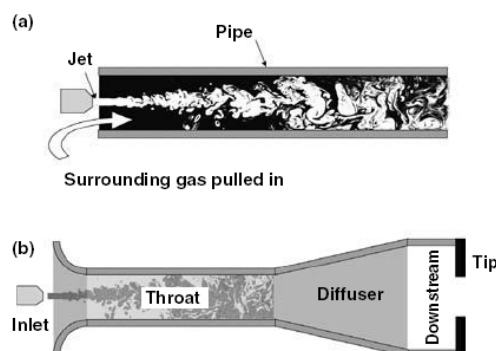


Figura 2.2: Miscelatore ad induzione atmosferica: tubo di miscelazione cilindrico (a) oppure di tipo convergente-divergente (b) [16].

Nel caso del miscelatore a tubo di Venturi il convergente ha la funzione di favorire l'aspirazione dell'aria ambiente e di avviare il processo di mescolamento, mentre il divergente, che opera come un diffusore, permette di recuperare parte della caduta di pressione a spese dell'energia cinetica posseduta dalla miscela all'uscita della camera di miscelazione; alcune soluzioni prevedono al posto della sezione di gola, fra convergente e divergente, un tratto cilindrico di opportuna lunghezza a sezione costante che funge da camera di miscelazione. Dopo il diffusore sarà presente inoltre un restringimento imposto dalla sezione degli orifizi del bruciatore. Il fluido induttore è introdotto in forma di getto attraverso un ugello di sezione opportuna; il getto di gas produce quindi una depressione che aspira aria dall'ambiente circostante.

### 2.2.3 Dimensionamento a livello teorico

Per quanto riguarda il diametro dell'ugello dell'iniettore se ne può dare una prima stima utilizzando la legge di Bernoulli e considerando che il gas fuoriesce dall'ugello per effetto di una differenza di pressione  $\Delta P$ ; questa determina la velocità di efflusso  $V_0$  e quindi la portata  $Q$ , noto il coefficiente di efflusso dell'ugello  $C_d$  e la densità del gas  $\rho_g$ :

$$Q = A_0 V_0 = A_0 C_d \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_g}}$$

Questa relazione è valida nell'ipotesi di fluido incomprimibile, quindi per salti di pressione modesti, in cui la velocità del gas  $V_0$  è ampiamente subsonica. Ad esempio nel caso di un piano cottura alimentato a gas naturale alla pressione di 20 mbar si ottiene che la velocità di efflusso del gas dall'ugello è dell'ordine dei 60 m/s. Come si può vedere in (fig.2.3), il coefficiente di efflusso ha solitamente valori  $C_d \approx 0.81 - 0.94$  a seconda della geometria e del numero di Reynolds; inoltre aumenta fino a  $Re \approx 2000$  e poi rimane praticamente costante. In letteratura sono inoltre presenti altre espressioni per determinare il diametro dell'ugello, come si vedrà successivamente (eq.5.5).





				
Orifice length Diameter	0.58	3.5	0.8	1.0
Angle of approach	45°	55°	33°	40°
Coefficient of discharge	0.81	0.84	0.93	0.94

Figura 2.3: Coefficienti di efflusso di ugelli di varie geometrie [17].

Il dimensionamento del miscelatore è più complesso, a causa del gran numero di variabili coinvolte; esso viene normalmente eseguito in modo semi-empirico, sulla base di semplici relazioni di conservazione e stime approssimate delle perdite, oppure in maniera più rigorosa mediante la simulazione con codici di fluidodinamica numerica (CFD). In particolare il disegno dell'imbocco del canale condiziona l'efficienza del sistema attraverso le perdite di carico presenti in questa zona che non sono facilmente prevedibili per via teorica. In generale un imbocco raccordato nella classica forma a campana minimizza le perdite di carico e rende massimo il trascinarsi di aria a parità delle altre condizioni; questo perché l'efficienza dell'interazione tra il flusso di gas e quello dell'aria aumenta se l'aria viene accelerata prima di entrare nel condotto in modo che lo scambio di quantità di moto avvenga tra due flussi con velocità paragonabili. Tuttavia l'ottimizzazione di questo processo, in presenza di perdite, non è semplice perché piccole variazioni delle perdite influenzano fortemente le prestazioni.

Il diametro della gola del Venturi che fornisce il massimo trascinarsi d'aria dipende dalla quantità di moto del getto e dalle perdite all'interno dell'eiettore.

Un parametro critico è il rapporto lunghezza-diametro ( $L/D$ ) del condotto di miscelazione; se è troppo piccolo il getto di gas, che si espande a formare un cono, non arriva a lambire le pareti del condotto e di conseguenza induce una minore quantità di aria; se invece il rapporto è troppo grande, una parte della quantità di moto del getto viene dissipata per attrito alle pareti e quindi si ha una riduzione dell'efficienza di trascinarsi dell'aria.

Meno critica sembra invece essere la distanza tra l'ugello e l'imbocco del condotto di miscelazione, purché la dimensione trasversale del getto di gas sia sufficientemente piccola rispetto alla sezione d'ingresso del condotto di miscelazione.

Generalmente si assume che il processo di miscelazione dei reagenti, favorito dalla turbolenza, sia completato nella sezione terminale del condotto di miscelazione dove la pressione è dell'ordine di quella atmosferica. Dopo il condotto di miscelazione c'è un volume in cui la miscela diffonde prima di fuoriuscire dalle aole della piastra del bruciatore. Il diffusore, ove presente, deve avere un angolo di divergenza contenuto per non introdurre perdite o innescare la generazione di turbolenza. Esso serve per convertire parte dell'energia cinetica in pressione e favorire l'ottenimento di una sufficiente velocità di uscita dagli orifici del bruciatore.

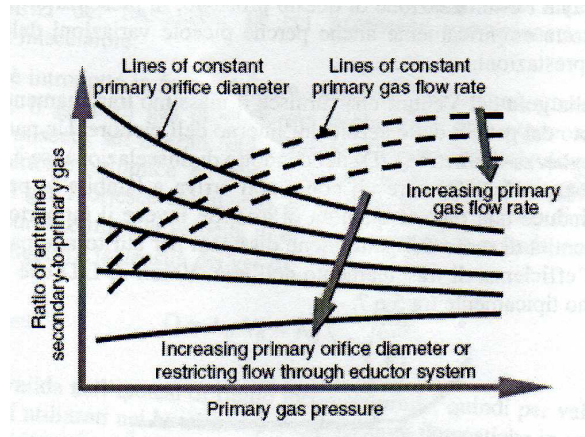


Figura 2.4: Rappresentazione qualitativa dei parametri che influenzano l'efficienza di un eiettore in funzione della pressione del getto primario [16].

La (fig.2.4) fornisce un'idea dell'influenza dei vari parametri sull'efficienza di trascinamento dell'eiettore, rappresentata dal rapporto fra la quantità di aria trascinata e quella del gas iniettato, al variare della pressione del getto primario. Si osserva in particolare che a pressione costante l'aumento del diametro del getto riduce l'efficienza di pompaggio dell'aria, mentre a portata costante del gas iniettato le prestazioni aumentano con la pressione del getto primario.

#### 2.2.4 Equazioni di funzionamento dei miscelatori ad induzione atmosferica

Il funzionamento di un miscelatore ad induzione atmosferica si può dedurre dai principi di conservazione applicati al volume di controllo definito dalle sezioni  $A_1$  e  $A_2$  in (fig.2.5). La sezione  $A_1$  è posta all'uscita dell'ugello primario (I, iniettore), la sezione  $A_2$  all'uscita del condotto di miscelazione. Entrambi i flussi di gas ( $V_0$ , velocità iniziale del gas) e di aria ( $V_1$ , velocità dell'aria) vengono assunti uniformi nella prima sezione; anche la miscela ( $V_2$ , velocità della miscela) viene considerata uniformemente distribuita nella sezione  $A_2$ . La pressione statica è assunta costante nella sezione  $A_1$ , inferiore a quella atmosferica, e nella sezione  $A_2$  uguale a quella atmosferica.

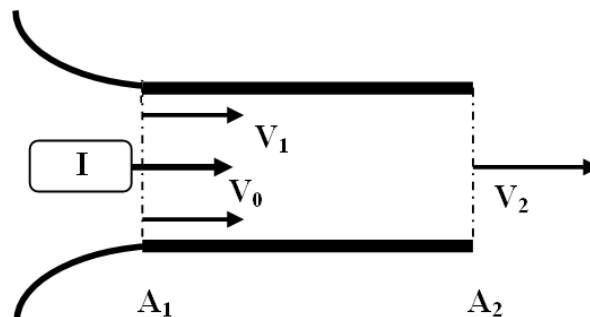


Figura 2.5: Schema del miscelatore ad induzione atmosferica.

---

In sintesi si sono numerate le sezioni del bruciatore nel modo seguente:

- [0 ] sezione iniettore metano
- [1 ] sezione ingresso Venturi
- [t ] sezione gola Venturi
- [2 ] sezione uscita miscela
- [3 ] sezione uscita asole bruciatore

e si sono assunti come pedici:

- [g ] gas
- [a ] aria
- [m ] miscela.

Per semplificare la trattazione solitamente si fanno ulteriori ipotesi che però non sempre risultano essere totalmente verificate:

- uniformità dei profili di velocità all'imbocco e all'interno del Venturi;
- completamento del mescolamento dei due flussi nel tronco cilindrico (gola del Venturi) e quindi omogeneità perfetta della miscela aria/gas nel diffusore;
- assenza di attriti alle pareti e quindi perdite di carico nulle all'efflusso;
- sistema adiabatico e quindi assenza di scambio termico tra miscela e miscelatore;
- fluido incomprimibile.

Le analisi riportate di seguito sono di tipo teorico nel caso in cui vengano utilizzate in campo aeronautico mentre di tipo semi-empirico del caso di bruciatori domestici, in quanto in questo ultimo caso non interessa conoscere in modo molto dettagliato il funzionamento dell'eiettore, ma solo le sue prestazioni complessive.

### Prima Analisi

Una prima semplice analisi dell'eiettore può essere eseguita applicando il principio di conservazione del flusso di quantità di moto sul volume di controllo; assumendo la velocità iniziale dell'aria nulla, il flusso di quantità di moto del gas iniettato deve eguagliare quello della miscela all'uscita del condotto di miscelazione:

$$\rho_m Q_m V_2 = \rho_g Q_g V_0$$

che esprimendo la portata in funzione della velocità diventa:

$$\rho_m A_2 V_2^2 = \rho_g A_0 V_0^2 \quad (2.1)$$

avendo indicato, come detto in precedenza, con i pedici m e g rispettivamente la miscela e il gas iniettato.

L'espressione della conservazione del flusso di quantità di moto può essere riscritta:

$$\rho_m V_2^2 = \beta \rho_g V_0^2 \quad (2.2)$$

---

dove  $\beta = A_0/A_2$  è il rapporto fra l'area di iniezione del gas e l'area di efflusso della miscela. Il rapporto delle aree viene normalmente fissato in modo da avere una miscela ricca, così da evitare problemi di flashback.

Se indichiamo con  $R$  il rapporto tra il volume di aria aspirato e quello di gas iniettato, allora  $Q_a = RQ_g$  e  $Q_m = (1 + R)Q_g$ , per cui il rapporto volumetrico gas/miscela all'uscita dell'eiettore è esprimibile come:

$$\frac{1}{(1 + R)} = \frac{Q_g}{Q_m} = \frac{V_0 A_0}{V_2 A_2} = \left( \frac{\rho_m}{\rho_g} \right)^{1/2} \beta^{1/2} \quad (2.3)$$

da questa espressione è possibile ricavare  $R$ :

$$R = \left( \frac{\rho_g}{\rho_m} \right)^{1/2} \beta^{-1/2} - 1 \quad (2.4)$$

dove la densità della miscela è ricavata dal seguente bilancio di massa:

$$\rho_m = \frac{\rho_g Q_g + \rho_a Q_a}{Q_m}$$

Si nota che, fissato il gas combustibile e quindi la sua densità, il rapporto di miscela dipende esclusivamente dal rapporto tra l'area dell'ugello dell'iniettore e l'area della sezione del condotto di miscelazione ponendo quindi un vincolo alle dimensioni del sistema.

## Seconda Analisi

Un esame più approfondito di un miscelatore ad induzione si ottiene applicando i principi di conservazione della massa e della quantità di moto al volume di controllo tra le due sezioni 1 e 2, unitamente all'equazione di Bernoulli di conservazione dell'energia per un flusso isoentropico applicata al flusso entrante nel volume di controllo. Trascurando le perdite all'imbocco del convergente, si ricava un'equazione che descrive l'effetto di pompaggio dell'aria ambiente da parte del fluido iniettato; nell'equazione (2.5) vengono messe in relazione le portate di massa dell'aria aspirata e del getto induttore con le sezioni di passaggio dell'aria ( $A_a$ ) e dell'ugello dell'iniettore ( $A_0$ ) nella sezione d'ingresso. Si è assunto  $A_0 + A_a = A_1$ .

$$\frac{\dot{m}_a^2}{\dot{m}_g^2} \left[ 1 + \left( \frac{A_0}{A_a} \right)^2 \right] + 4 \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_g} - 2 \frac{A_a}{A_0} = 0 \quad (2.5)$$

Il rapporto delle portate massiche, ricavato da questa espressione indica che, fissata la sezione di efflusso dall'iniettore ( $A_0$ ), la portata di aria aspirata aumenta continuamente con la sezione utile di passaggio del fluido indotto anche se non in modo lineare; questa almeno è la previsione nel caso ideale.

Tuttavia nelle applicazioni pratiche l'iniettore è arretrato rispetto alla sezione di gola e solitamente è presente una sezione divergente dopo il condotto di miscelazione (fig.2.6).



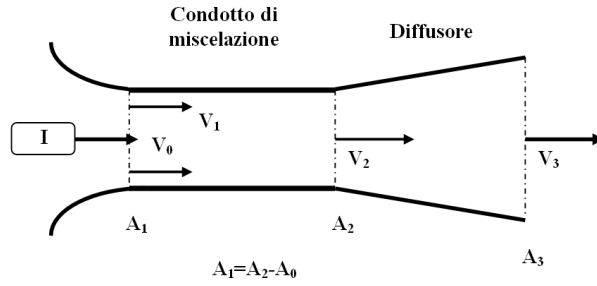


Figura 2.6: Schema del miscelatore ad induzione atmosferica con diffusore.

Di conseguenza è possibile fare un'analisi più completa, svolta sempre in condizioni ideali, in cui si tiene conto anche del diffusore, utilizzando la conservazione del flusso di quantità di moto tra le sezioni  $A_1$  e  $A_2$  (fig.2.6) e considerando diverse le densità dei due fluidi (miscela aria/gas e gas iniettato); si ricava così:

$$\rho_m V_2^2 A_2 = \rho_g V_0^2 A_0 + \rho_a V_1^2 A_1 - (P_a - P_1) A_2$$

tenendo conto che  $A_2 = A_1 + A_0$  e  $P_a - P_1 = \frac{1}{2} \rho V_1^2$  si arriva a scrivere:

$$\rho_m V_2^2 A_2 = \rho_g V_0^2 A_0 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 (A_1 - A_0) \quad (2.6)$$

dove  $P_a$  è la pressione ambiente a cui si trova l'aria all'esterno del Venturi.

Si ritrova il risultato già osservato, e cioè che un parametro importante è il rapporto  $A_1/A_0$  che deve essere il più grande possibile per aumentare la portata di miscela e quindi migliorare l'efficienza del processo di aspirazione dell'aria. Per il tipo di miscelatore di (fig.2.6) le perdite per attrito alle pareti sono piuttosto piccole e sono tanto minori quanto più corto è il Venturi. Nella condizione ideale di assenza di perdite si ricava che l'efficienza aumenta col rapporto delle aree d'ingresso ( $A_1/A_0$ ) e del diffusore ( $A_3/A_2$ ) [19].

In particolare si può dimostrare che il rapporto dei flussi di quantità di moto

$$\bar{M} = \frac{\rho_m V_3^2 A_3}{\rho_g V_0^2 A_0} \quad (2.7)$$

varia con la radice di ( $A_1/A_0$ ), e dipende in modo più complesso dal rapporto ( $A_3/A_2$ ).

Dalla relazione (2.7) si osserva che un miglioramento (aumento dell'indice  $\bar{M}$ ) potrebbe essere ottenuto diminuendo la densità del gas, per esempio attraverso un preriscaldamento; tuttavia se si deve mantenere la stessa portata massica all'iniettore (potenza fissata) diminuendo la densità ne risulterà una più elevata velocità  $V_0$ , che a sua volta produrrà una riduzione di  $\bar{M}$ . L'eventuale vantaggio è quindi opinabile e costituisce un altro problema di delicata ottimizzazione nel disegno del miscelatore.

---

### Terza Analisi: analisi semi-empirica di E.Biard

Il calcolo del rapporto aria/gas attraverso la formula di E. Biard [13], tiene conto che in un bruciatore a induzione atmosferica il trascinarsi dell'aria dipende dal rapporto delle sezioni del collo del miscelatore e dell'iniettore, e entro certi limiti, anche dalla sezione di uscita. La formula è la seguente:

$$R = \omega \frac{D_c}{D_i} \sqrt{\sigma} = \omega \frac{D_t}{D_0} \sqrt{\sigma} \quad (2.8)$$

dove:

R = rapporto volumetrico aria/gas

$D_c$  = diametro del collo (gola)

$D_i$  = diametro iniettore

$\omega$  = coefficiente di portata del miscelatore (prossimo a 0.8 per i casi comuni)

$\sigma$  = densità del gas in rapporto all'aria.

L'espressione è valida solo se l'aria e il gas sono alla stessa temperatura.

### Quarta Analisi: introduzione delle perdite

Le diverse analisi sin qui riportate sono inevitabilmente semplificate per consentire lo sviluppo di relazioni puramente algebriche, ma forniscono i primi elementi guida del progetto di un nuovo bruciatore e concordano sostanzialmente nei risultati numerici.

Fin qui sono state trascurate le perdite che possono incidere con una riduzione del 20-30% rispetto ai limiti teorici. Considerazioni più dettagliate delle perdite richiedono necessariamente un'analisi più complessa, che consideri le tre principali componenti delle perdite: *l'attrito alle pareti, l'efficienza del diffusore e quella del processo di mescolamento*. Un risultato consolidato è che per migliorare il mescolamento bisogna accettare una perdita nell'efficienza dell'aspirazione dell'aria. Un'analisi teorica dell'intero sistema, che consideri sia le perdite dovute al coefficiente di efflusso dell'iniettore,  $C_d$ , sia quelle per attrito alle pareti del miscelatore,  $C_L$ , può essere sviluppata introducendo un fattore di efficienza definito come il rapporto tra la pressione statica a monte delle asole del bruciatore e quella dinamica del getto di gas uscente dall'iniettore [17]:

$$\eta_f = \frac{P_3 - P_\infty}{\left(\frac{1}{2}\rho_g V_0^2\right)} \quad (2.9)$$

dove  $P_\infty$  rappresenta la pressione ambiente.

Ricavando il termine  $P_3 - P_\infty$  mediante le solite equazioni di conservazione e tenendo conto delle perdite, l'efficienza è esprimibile con una relazione del tipo:

$$\eta_f = 2 \frac{A_0}{A_t} - \left( \frac{\rho_m Q_m^2}{\rho_g Q_g^2} \right) (1 + C_L) \left( \frac{A_0}{A_t} \right)^2 \quad (2.10)$$

dove Q rappresenta la portata volumetrica di gas (g) o di miscela (m).

Le prestazioni ottimali si ottengono massimizzando il valore di  $\eta$ , il che implica l'ottenimento della massima pressione statica all'imbocco degli orifizi del bruciatore. Il massimo

di  $\eta$  va cercato in funzione del rapporto delle sezioni. Riscrivendo la relazione precedente (eq.2.10) in forma compatta:

$$\eta_f = 2\beta - \lambda\beta^2$$

con  $\beta = \frac{A_0}{A_t}$  e  $\lambda = \left(\frac{\rho_m Q_m^2}{\rho_g Q_g^2}\right) (1 + C_L)$   
 si trova il massimo imponendo:

$$\frac{d\eta_f}{d\beta} = 2 - 2\lambda\beta = 0$$

e quindi  $\lambda\beta = 1$   
 cioè

$$\frac{A_0}{A_t} = \frac{\rho_g Q_g^2}{\rho_m Q_m^2 (1 + C_L)} \quad (2.11)$$

Se indichiamo con  $R$  il rapporto tra il volume di aria aspirato e quello di gas iniettato, per cui  $Q_a = RQ_g$  e  $Q_m = (1 + R)Q_g$ , sostituendo nella relazione precedente (eq.2.11) si trova:

$$\frac{A_0}{A_t} = \frac{\rho_g}{\rho_m (1 + R)^2 (1 + C_L)} \quad (2.12)$$

ricavando  $R$  in funzione degli altri parametri si ottiene:

$$R = \sqrt{\frac{A_t}{A_0} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_m (1 + C_L)}}} - 1 \quad (2.13)$$

L'(eq.2.13) evidenzia come  $R$  dipenda dalle densità del gas e della miscela, fissato il rapporto delle aree. Un preriscaldamento della miscela, per esempio attraverso un preriscaldamento dell'aria, porterebbe all'incremento di  $R$ .

La densità, ricavata con un bilancio di massa, risulta:

$$\rho_m = \frac{\rho_g Q_g + \rho_a Q_a}{Q_m} = \frac{\rho_g (\sigma + R)}{\sigma (1 + R)} \quad (2.14)$$

avendo indicato con  $\sigma$  la densità relativa del gas rispetto all'aria.  
 Sostituendo l'espressione (2.14) nella (2.12) si ottiene:

$$\frac{A_0}{A_t} = \frac{\sigma}{(\sigma + R) (1 + R) (1 + C_L)} \quad (2.15)$$

Questa relazione definisce il rapporto ottimo fra la sezione dell'ugello del gas e la sezione di ingresso del miscelatore in funzione delle proprietà del gas e per un fissato grado di aerazione della miscela.

A partire dall'equazione (2.15) può essere interessante esprimere  $R$  in funzione del rapporto delle aree:

$$R = -\frac{(1 + \sigma)}{2} + \sqrt{\frac{\sigma A_t}{A_0 (1 + C_L)}} \quad (2.16)$$

avendo trascurato il termine  $(1 - \sigma^2)$  perchè piccolo rispetto al termine sotto radice [17]. Questa formula predice che l'aerazione primaria è *indipendente dalla portata* e quindi dalla pressione del gas, salvo variazioni dei coefficienti di efflusso a bassi Reynolds; l'espressione

predice anche che  $R$  dipende essenzialmente dal rapporto delle densità gas/aria.

Con considerazioni analoghe si può ricavare il rapporto ottimo fra la sezione di gola e la sezione utile delle asole del bruciatore [17]:

$$\frac{A_t}{A_{asole}} = C_d \sqrt{1 + C_L}$$

Esso risulta apparentemente indipendente dalla portata. Tuttavia esiste una dipendenza implicita dei due coefficienti di perdita dal numero di Reynolds; in assenza di perdite ( $C_d = 1, C_L = 0$ ) la condizione di ottimo prevede che l'area di gola sia uguale all'area di efflusso degli orifizi del bruciatore; in condizioni reali, inserendo valori tipici dei due coefficienti ( $C_d = 0.85, C_L = 0.2$ ) si ottiene un rapporto delle aree pari a 0.93.

### Effetto della differente temperatura fra gas e aria

Fin qui si è assunto che il gas, l'aria e la miscela siano tutti alle condizioni standard ( $15^\circ C, 1 atm$ ). Quando il bruciatore si riscalda, la temperatura della miscela può aumentare sensibilmente producendo una diminuzione della densità ed un aumento della resistenza al passaggio attraverso i fori del bruciatore. Per un bruciatore ideale se ne può tenere conto con una correzione del tipo:

$$R = \sqrt{\sigma} \left[ \sqrt{\frac{A_0 T_0}{A_2 T_2} - 1} \right] \quad (2.17)$$

dove  $T_0$  è la temperatura alle condizioni standard e  $T_2$  quella della miscela preriscaldata e  $\sigma$  il rapporto delle densità gas/aria alle condizioni standard. Questa relazione predice una diminuzione di  $R$  se il bruciatore si riscalda, come si può vedere dalla (fig.2.8):

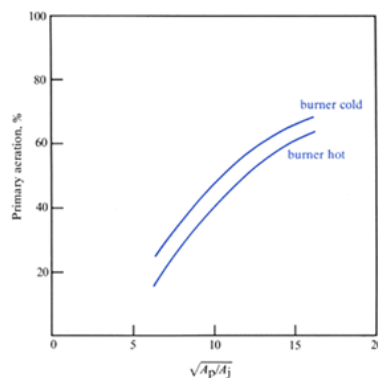


Figura 2.7: Effetto della temperatura sul trascinato di aria primaria [17].

Il riscaldamento della *miscela* produce ulteriori due effetti, modesti, ma entrambi potenzialmente benefici:

- 1 la velocità di combustione aumenta con la temperatura con una conseguente migliore stabilità della fiamma anche in caso di maggiore diluizione;
- 2 l'aumento della temperatura produce un'espansione della miscela per cui la resistenza al flusso aumenta e riduce il trascinato dell'aria primaria contribuendo a rendere ancora più stabile la fiamma.

---

La relazione (2.17) concorda con quanto già ricavato nelle analisi precedenti: in un bruciatore ad induzione atmosferica il trascinamento dell'aria dipende dal rapporto tra la sezione della gola del Venturi (o del condotto di miscelazione) e la sezione dell'iniettore, oltre che, entro certi limiti, dalla sezione d'uscita. Nei miscelatori a gas a bassa pressione che alimentano bruciatori a fiamma libera (come i piani cottura), la sezione degli orifizi, se è sufficientemente grande, non influenza il trascinamento d'aria (sezione d'uscita  $\geq 1.5$  volte quella di miscelazione). Nel caso in cui la miscela si scalda, come detto in precedenza, il trascinamento d'aria in un bruciatore ad induzione atmosferica diminuisce. Nelle cucine domestiche il gas può raggiungere temperature di 330 K, durante il funzionamento continuo e quindi l'effetto non è trascurabile poichè anche la miscela si può preriscaldare passando all'interno del bruciatore che si riscalda durante il funzionamento.

Altre analisi, riportate in [13], indicano che se i due fluidi sono a temperature differenti, si deve apportare una correzione all'espressione vista sopra (eq.2.8) derivante dall'applicazione della legge dei gas perfetti (dilatazione proporzionale alla temperatura assoluta), per cui:

$$R = R_0 \sqrt{\frac{T_a}{T_g}} \quad (2.18)$$

dove:

$R$  = rapporto aria/gas reale

$R_0$  = rapporto aria/gas calcolato con la formula precedente (eq.2.8) per una stessa temperatura dell'aria indotta e del gas induttore

$T_a$  = temperatura assoluta dell'aria in K

$T_g$  = temperatura assoluta del gas in K.

Dalla relazione (2.18) si deduce che se il gas è più caldo dell'aria (assunta a temperatura ambiente) il trascinamento di aria diminuisce. Nelle cucine domestiche la temperatura del gas all'iniettore può raggiungere, durante il funzionamento, valori  $\simeq 330$  K, specie se le tubazioni sono vicine ad un forno; viceversa, se risulta essere l'aria più calda del gas (nel caso in cui le tubazioni siano opportunamente isolate), il trascinamento dell'aria  $R$  aumenta.

### 2.2.5 Dimensionamento ottimale semi-empirico di un bruciatore domestico

La rapidità e l'efficienza del processo di mescolamento tra il getto di gas e l'aria è un aspetto fondamentale, soprattutto al fine di ridurre la lunghezza del miscelatore; inoltre un perfetto mescolamento implica una distribuzione uniforme di velocità nella sezione  $A_2$ . Quest'ultima condizione si ottiene in genere con un condotto di mescolamento più lungo ma con conseguenti maggiori perdite per attrito. La necessità di un compromesso fra compattezza del miscelatore e completo mescolamento è uno dei problemi fondamentali nel disegno del sistema ed è quello che limita fortemente le possibilità di ridurre le dimensioni del sistema di iniezione e del bruciatore nel suo insieme. La (fig.2.8) riporta dati sperimentali che quantificano l'effetto della lunghezza del condotto sul trascinamento di aria primaria [17].

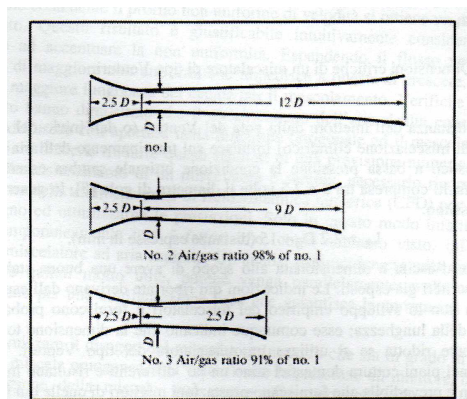


Figura 2.8: Effetto della lunghezza del tubo di mescolamento sulla quantità di aria primaria aspirata.

L'effetto della lunghezza del condotto di miscelazione non è tanto importante in sé, quanto in rapporto al diametro del condotto ( $L/D$ ). Si trova sperimentalmente che è preferibile un basso rapporto  $L/D$ , dell'ordine dell'unità, per avere più alti valori del parametro  $M$  visto in precedenza, (eq.2.7), a causa della riduzione delle perdite per attrito alle pareti.

La lunghezza del condotto è un parametro difficile da ottimizzare perchè dipende dalla rapidità della miscelazione che a sua volta è funzione di fattori non facilmente quantificabili, primo fra tutti l'uniformità dei flussi di gas e aria nelle sezioni critiche del miscelatore. Considerazioni empiriche e verifiche sperimentali portano a suggerire valori ottimali delle lunghezze dei vari tratti di cui si compone un miscelatore [13]. Facendo riferimento al miscelatore tipo Venturi mostrato nella (fig.2.9) vengono raccomandati i seguenti criteri:

lunghezza del convergente	$L_C = 2.5D_g$
lunghezza del diffusore	$L_D = 9D_g(6 \div 12D_g)$
sezione degli orifici di uscita	$S_u = 1.71 \div 2.2S_g$
diametro dinale del diffusore	$D_{max} = 1.7D_g$

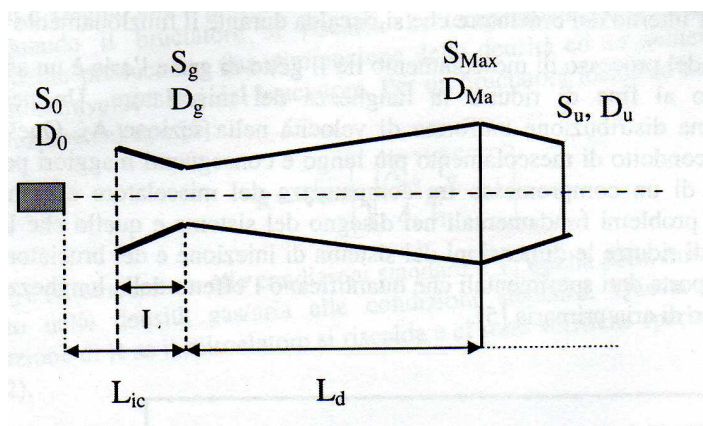


Figura 2.9: Dimensioni critiche di un miscelatore tipo Venturi.

Si trova inoltre che anche la *distanza dell'iniettore dalla gola del Venturi* (o dall'inizio del diffusore se vi è un condotto di miscelazione cilindrico) influisce sul trascinarsi dell'aria; in particolare nei bruciatori per uso domestico a bassa pressione la condizione ottimale sembra

---

essere quella per cui la distanza risulti compresa fra 2 e 2.5 volte il diametro di gola [17]; in genere è inoltre consigliato un valore massimo, espresso in millimetri, pari a:

$$L_{ic} = 2.2D_g + 15$$

La sezione di uscita è dimensionata allo scopo di avere una buona stabilità della fiamma.

Le indicazioni qui riportate derivano dall'esperienza accumulata negli anni con lo sviluppo empirico dei miscelatori e forniscono probabilmente un limite superiore alla lunghezza; esse comunque indicano che la dimensione totale non può essere sensibilmente ridotta se si utilizza un miscelatore del tipo Venturi.

### 2.2.6 Tecniche per migliorare il mescolamento

Nell'arco di molti anni sono stati analizzati vari metodi per rendere più efficace il mescolamento, ma il risultato è sempre stato che si può ottenere un miglioramento solo al prezzo di una riduzione del parametro  $\bar{M}$  e quindi della portata di miscela a parità di gas iniettato, poichè risulta necessario aumentare il livello di turbolenza e quindi le perdite all'imbocco del Venturi. Si riportano di seguito alcune tecniche adottate per migliorare il mescolamento:

- una procedura che ha fornito risultati di un certo interesse è quella di aggiungere un moto di swirl al getto gassoso; tuttavia nelle applicazioni di interesse per i bruciatori dei piani cottura questa soluzione non sembra praticamente applicabile, almeno con miscelatori ad induzione atmosferica;
- altri metodi consistono nel modificare la geometria dell'iniettore con ugelli di configurazione più complessa per facilitare la configurazione di vortici utili al miglioramento del processo di trascinarsi dell'aria atmosferica. Questo tipo di soluzione (hypermixing) può però essere difficilmente applicato a sistemi semplici come il miscelatore ad aria aspirata;
- una soluzione interessante anche se comunque complicata è quella di utilizzare una geometria del miscelatore a parallelepipedo con una dimensione minore dell'altra. Questa geometria, riducendo una dimensione per esempio l'altezza, porta ovvi vantaggi in termini di spessore del piano cottura. Tuttavia per ottenere una buona efficienza di mescolamento è necessario realizzare un iniettore non convenzionale per esempio costituito da più ugelli disposti lungo il piano orizzontale, o di forma rettangolare o ellittica. Tali soluzioni sono state indagate in qualche applicazione aerospaziale, su scale molto grandi, e quindi non risulta facile prevederne il comportamento su scale più piccole. Questa soluzione porta però ad un angolo di espansione del getto, indice della quantità di aria trascinata, diverso nelle due direzioni ortogonali alla direzione di propagazione del getto, almeno nelle regioni vicino all'iniettore e quindi un flusso a valle probabilmente meno uniforme.

Risulta però difficile tradurre questi risultati in una previsione numerica facilmente impiegabile nel dimensionamento di un miscelatore; sarebbe inoltre necessario ricorrere a rilievi sperimentali ed a modelli tridimensionali di fluidodinamica numerica (CFD) per verificare la bontà di un disegno ed ottimizzarne le prestazioni. Solo in questo modo infatti si possono considerare contemporaneamente tutti i fattori che influenzano le prestazioni di un miscelatore ad aria aspirata. Un'analisi parametrica eseguita con un codice CFD può risultare quindi molto utile, purchè venga parallelamente svolta una verifica sperimentale.

---

Il problema di ottimizzare il disegno del miscelatore in modo che sia in grado di fornire nel piano di uscita una miscela omogenea, una volta fissate la pressione dell'iniettore, la portata di gas e la composizione della miscela, può essere affrontato definendone il rendimento mediante il rapporto fra l'energia di compressione della miscela all'uscita dal diffusore e la somma delle energie di compressione dei due fluidi a monte dell'orifizio di immissione. In termini di potenza, l'efficienza energetica risulta:

$$\eta_e = \frac{P_m Q_m}{P_g Q_g + P_a Q_a}$$

dove P rappresenta la pressione effettiva totale, somma della statica e della dinamica e Q la portata volumetrica.

Esistono studi [13] che riportano i valori del rapporto  $P_m/P_g$  in funzione del rapporto di equivalenza definito da:

$$\Phi = \frac{(Q_g/Q_a)_{eff}}{(Q_g/Q_a)_{stech}}$$

in cui si può osservare come il rapporto delle pressioni miscela/gas cresce rapidamente con  $\Phi$  e come il valore effettivo dipenda molto anche dal tipo di gas e dal rapporto delle sezioni degli orifizi di uscita del bruciatore e del miscelatore.



## Capitolo 3

# Stato dell'arte bruciatori: combustione

In questo capitolo si descrivono come prima cosa le caratteristiche principali del bruciatore per uso domestico dal punto di vista della combustione, considerando anche la più opportuna geometria per migliorare i limiti di stabilità della fiamma stessa; successivamente si sono presentati alcuni lavori in cui è stata determinata per via sperimentale l'efficienza termica di vari tipi di bruciatori; efficienza termica che tiene conto sia del buon mescolamento della miscela dato dal Venturi che della combustione stessa della miscela metano-aria.

### 3.1 Bruciatore Bunsen

I bruciatori dei piani cottura presentano delle fiamme tipiche dei bruciatori Bunsen in cui all'interno viene iniettata una miscela omogenea di reagenti gassosi. La (fig.3.1) mostra uno schema della struttura della singola fiamma: un cono luminoso blu, detto fronte di fiamma, separa la zona inferiore non luminosa in cui sono presenti i reagenti da quella superiore più o meno luminosa costituita da prodotti della combustione e da aria di diluizione. Nella regione interna del cono si ha il preriscaldamento dei reagenti a temperature comprese fra 700 e 1000 K per diffusione termica (conduzione e irraggiamento). La combustione avviene nella sottile zona del fronte di fiamma il cui spessore è dell'ordine 0.1mm a pressione atmosferica.



Figura 3.1: Immagine fiamma bunsen.

L'incremento di temperatura produce una rapida espansione dei gas combusti che raggiungono velocità circa sette volte maggiori di quella dei reagenti. In presenza di una quantità di aria primaria inferiore a quella stechiometrica, intorno al cono della fiamma premiscelata si nota una regione violacea dovuta ad una fiamma più esterna di diffusione, che svanisce in condizioni prossime ad un rapporto di equivalenza unitario [14], [18].

---

La zona di combustione secondaria è tanto più importante quanto più è ricca la miscela ed incompleta la combustione primaria.

La temperatura di fiamma è generalmente massima per una miscela stechiometrica ( $\Phi = 1$ ) e varia in funzione di  $\Phi$ . Infatti se vi è ossigeno in eccesso ( $\Phi < 1$ ) questo deve essere riscaldato alla temperatura dei prodotti della reazione e quindi la temperatura di fiamma si riduce rispetto a quella stechiometrica; se invece c'è poco ossigeno ( $\Phi > 1$ ) non ve ne è a sufficienza per far reagire tutti gli atomi di carbonio e di idrogeno e di conseguenza il rilascio di energia è inferiore e quindi anche la temperatura di fiamma.

Nel caso di combustione metano/aria a pressione atmosferica, la temperatura adiabatica di fiamma in condizioni stechiometriche è di 2210 K.

### 3.1.1 Principi di funzionamento

La particolare geometria del cono di fiamma è il risultato di una condizione di equilibrio fra la componente della velocità  $V$  del flusso della miscela e la velocità di combustione della miscela  $S_u$ ; quest'ultima dipende da:

- composizione del gas;
- composizione della miscela;
- pressione e temperatura dei reagenti.

Per una miscela metano/aria la massima velocità di combustione è di 0.45 m/s a 298 K e pressione atmosferica.

Nello schema di (fig.3.2) la velocità di propagazione della fiamma è ortogonale al fronte di fiamma e forma un angolo  $\alpha$  con la velocità di efflusso della miscela.

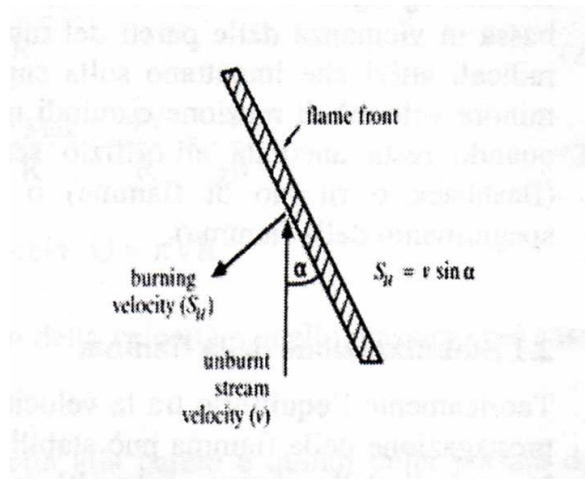


Figura 3.2: Schema del fronte di fiamma.

La condizione di equilibrio si scrive quindi:

$$S_u = V \sin \alpha$$

In regime laminare il profilo di velocità della miscela ( $V$ ) è parabolico, nulla all'esterno e massima al centro, mentre si suppone che la velocità di combustione  $S_u$  sia costante; ne consegue che l'angolo  $\alpha$  dovrebbe diminuire al crescere di  $V$  verso il centro formando una cuspidè sull'asse. In realtà il vertice del fronte conico risulta arrotondato perchè sull'asse anche

---

la velocità di combustione è più elevata in quanto in questa zona il preriscaldamento della miscela è molto più efficace grazie alla grande curvatura del fronte. Inoltre c'è da osservare che la velocità di combustione risulta essere più bassa in vicinanza delle pareti del tubo per il fatto che le pareti sottraggono calore e quindi diminuisce la velocità di reazione.

La fiamma risulta stabile quando resta ancorata all'orifizio senza che il fronte tenda a rientrare verso l'efflusso (flashback o ritorno di fiamma) o a distaccarsi dall'orifizio (blowoff o distacco con spegnimento della fiamma).

### 3.1.2 Stabilizzazione della fiamma

In linea teorica l'equilibrio fra la velocità di efflusso ( $V$ ) e la componente assiale della velocità di propagazione della fiamma ( $S_u$ ) può stabilirsi per un solo valore della velocità media di efflusso ( $V_e$ ) e quindi della portata. In realtà la fiamma rimane stabile in un intervallo di velocità nell'intorno di ( $V_e$ ) limitato da due valori critici che sono:

- limite inferiore:  $V_F$  (*flashback*); velocità media di ritorno di fiamma;
- limite superiore:  $V_B$  (*blowoff*); velocità media di distacco di fiamma.

Tuttavia è opportuno studiare questi due limiti unitamente a quello di spegnimento in prossimità della parete del tubo (quenching); questo fenomeno è dovuto al fatto che le pareti sottraggono calore ai radicali attivi che impattano sulla superficie solida.

Le condizioni di distacco e di ritorno di fiamma dipendono fortemente dal gradiente radiale della velocità del gas vicino alla parete, che è a sua volta determinato dalla portata di gas. Esiste infatti un gradiente limite tale per cui per valori inferiori la velocità di fiamma supera localmente la velocità del flusso ( $S_u < V_{loc}$ ) e quindi si ha il cosiddetto flashback; nel caso in cui la portata aumenti rispetto a questo valore minimo il fronte di fiamma tende a spostarsi più in alto in una nuova posizione di equilibrio; ulteriori aumenti della portata fanno sì che la fiamma si stabilizzi a quote sempre più alte; esiste poi un limite superiore oltre il quale la fiamma non potrà mai stabilizzarsi e si avrà estinzione (blowoff) per eccessiva diluizione della miscela con l'aria circostante. Esiste quindi un valore limite superiore e inferiore del gradiente di velocità alla parete scritto come:

$$g_{F,B} = \left[ \frac{dV}{dr} \right]_{r \rightarrow \pm R} = \left[ \frac{dS_u}{dr} \right]_{r \rightarrow \pm R} \quad (3.1)$$

E' inoltre possibile esprimere il gradiente di velocità in termini della portata di gas ricordando che per una corrente laminare il profilo della velocità è dato dalla relazione di Poiseuille:

$$V(r) = V_{MAX} \left[ 1 - \frac{r^2}{R^2} \right] \quad (3.2)$$

Derivando l'espressione (3.2) si ottiene

$$\frac{dV(r)}{dr} = -\frac{2rV_{MAX}}{R^2}$$

e passando al limite  $r \rightarrow R$  si ottiene l'espressione del gradiente di velocità:

$$g_{F,B} = -\frac{dV(r)}{dr} = \frac{2rV_{MAX}}{R^2} = \frac{4\bar{V}}{R} = \frac{4Q}{\pi R^3} \quad (3.3)$$

avendo introdotto la portata volumetrica della miscela  $Q = \pi \bar{V} R^2$  e la relazione  $\bar{V} = \frac{V_{MAX}}{2}$  che lega il valore medio della velocità a quello massimo nel caso di profilo laminare. Esistono

quindi dei valori critici del gradiente di velocità alla parete e quindi della portata della miscela, espressi da  $g_F$  e  $g_B$ , in corrispondenza dei quali si verificano rispettivamente i fenomeni di ritorno di fiamma e del distacco con spegnimento.

In regime stechiometrico e per una fiamma di gas naturale i valori critici risultano dell'ordine di:

- $g_F = 500(s^{-1})$
- $g_B = 1500(s^{-1})$ .

Per il metano i valori critici sono:

- $g_F = 400(s^{-1})$
- $g_B = 2000(s^{-1})$ .

A questi valori corrispondono inoltre portate diverse in funzione del diametro dell'orifizio del bruciatore. Entrambi i valori dei gradienti critici dipendono dal rapporto di equivalenza della miscela  $\Phi$ , ma mentre il gradiente per flashblack ha un andamento parabolico col massimo intorno a  $\Phi = 1$ , il gradiente per blowoff cresce con  $\Phi$ , come si può vedere dalla (fig.3.3) [18].

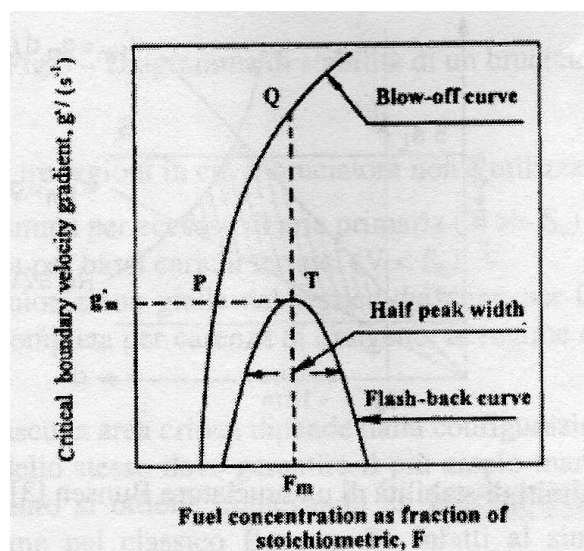


Figura 3.3: Tipici andamenti dei gradienti critici di flashback e blowoff, in funzione della percentuale di combustibile nella miscela [15],[18].

La ragione per cui  $g_B$  continua a crescere per  $\Phi > 1$  è spiegabile col fatto che nel caso di miscele ricche la diffusione di aria all'interno della fiamma aumenta con l'aumentare della quota di stabilizzazione; questo produce una miscela più vicina al valore stechiometrico che fa aumentare di conseguenza anche la velocità di combustione. Sempre dalla (fig.3.3) si può vedere come la regione di stabilità della fiamma è compresa fra le due curve e in particolare come questa regione sia più ampia per una miscela ricca. E' per questo che nei bruciatori dei piani cottura si sceglie appositamente una condizione di miscela sufficientemente ricca per cui non si ha possibilità di flashback ( $g_F \approx 0$ ), garantendo così le migliori condizioni di sicurezza.

Nel caso di miscela riscaldata si ha che la velocità di combustione in regime laminare dipende dai reagenti e dalla loro temperatura secondo una relazione del tipo:

$$S_u(T_2) = S_u(T_1) \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^m$$

con  $m = 1.5 \div 2$ . Nel caso di miscele metano/aria si ha  $m=1.7$  e la velocità di combustione laminare vale  $S_u \approx 0.4$  (m/s) a 300 K.

La velocità della miscela aumenta invece, nell'ipotesi di gas perfetto, secondo la relazione:

$$V(T_2) = V(T_1) \left( \frac{T_2}{T_1} \right)$$

Di conseguenza se la miscela si riscalda prima di uscire dall'orifizio la velocità di combustione ( $S_u$ ) aumenta più rapidamente della velocità di efflusso ( $V$ ); ne consegue che il rischio di ritorno di fiamma è più elevato con miscela a caldo; mentre viceversa il rischio di distacco è più elevato a freddo.

Considerando quindi le limitazioni poste dalla necessità di evitare blowoff e flashback, i limiti operativi di stabilità di una fiamma Bunsen in regime laminare sono quelli riportati in (fig.3.4).

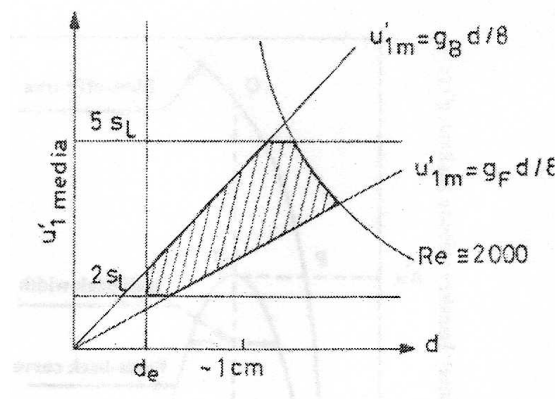


Figura 3.4: Limiti di stabilità di un bruciatore Bunsen [15]. In figura  $S_L = S_u$ .

Come si può vedere in (fig.3.4) è riportata la velocità media di efflusso della miscela in funzione del diametro dell'ugello; come si può notare conviene utilizzare un diametro tale da porsi nella regione più a destra fra le due rette che risulta più ampia.

La potenza di una fiamma è definita dal prodotto fra il potere calorifero e la portata volumetrica  $Q$ ; solitamente per utilizzazioni domestiche è norma riferirsi al potere calorifero superiore  $H_s$ , per cui:

$$W = H_s Q \tag{3.4}$$

E' possibile inoltre definire una potenza specifica riferita alla sezione di uscita degli orifizi della piastra del bruciatore:  $W_S = \frac{W}{S}$ . In termini pratici per ogni bruciatore si usa definire un diagramma di combustione o di stabilità che individua i limiti delle condizioni operative in funzione della frazione d'aria primaria e della potenza specifica riferita alla superficie dell'orifizio di efflusso della miscela (fig.3.5).

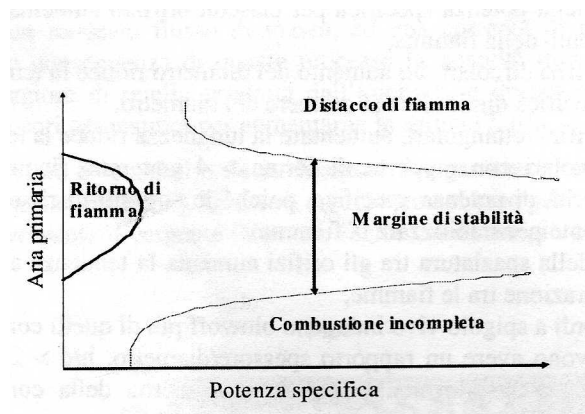


Figura 3.5: Diagramma di stabilità di un bruciatore.

In generale si individuano tre regioni in cui il bruciatore non è utilizzabile per i seguenti motivi:

- distacco della fiamma per eccesso di aria primaria ( $V \gg S_u$ );
- ritorno di fiamma per bassi carichi termici ( $V < S_u$ );
- fiamma ricca e quindi combustione incompleta per carenza di ossigeno, in regime di bassa percentuale di aria primaria.

L'esatta posizione di ciascuna area critica dipende dalla configurazione del singolo bruciatore. A questo riguardo un miglioramento si ottiene impiegando un bruciatore con più orifizi di efflusso invece di uno solo come nel caso Bunsen. Il bruciatore si comporta pertanto in modo sensibilmente diverso dal classico Bunsen a seguito dell'interazione fra le singole fiamme. L'esperienza pratica suggerisce che per un bruciatore che opera con il 50% di aria primaria i limiti di potenza specifica accettabili sono compresi fra 9 e 14  $W/mm^2$ . Per valori più alti le fiamme tendono a strapparsi e sono necessari disegni particolari e più sofisticati per migliorare la stabilizzazione, come l'accostamento di fori più piccoli vicino a quelli standard, con geometrie che possono variare da caso a caso.

Nella pratica del disegno delle piastre del bruciatore devono essere tenute presenti le seguenti considerazioni generali che valgono in termini qualitativi ma possono difficilmente essere tradotte in valori quantitativi:

- un aumento della potenza specifica per ciascun orifizio aumenta la tendenza al blowoff;
- nel caso di orifizi circolari, un aumento del diametro riduce la tendenza al blowoff;
- nel caso di orifizi rettangolari, aumentare la lunghezza riduce la tendenza al blowoff;
- orifizi rettangolari con rapporto di forma  $>4$  generano fiamme più stabili di quelli circolari a parità di potenza specifica poichè le correnti di ricircolazione interferiscono costruttivamente per stabilizzare la fiamma;
- un aumento della spaziatura fra gli orifizi aumenta la tendenza al blowoff per il minor effetto di interazione fra le fiamme;
- orifizi con bordi a spigolo vivo inducono blowoff più di quelli con bordi smussati;

- 
- gli orifici devono avere un rapporto spessore/diametro,  $h/d > 2$ , per evitare il distacco della fiamma perchè altrimenti la parte più interna della corrente fluida non viene rallentata e destabilizza la fiamma.

La conclusione che si trae da queste considerazioni è che il disegno della piastra del bruciatore deve soddisfare diversi criteri e risulta abbastanza complicato. Normalmente la soluzione ottimale è ottenuta empiricamente attraverso l'esperienza e ripetuti tentativi. Una modifica radicale di questo componente potrebbe essere fatta con l'ausilio di codici di fluidodinamica numerica (CFD) anche se risulta molto difficile a causa della presenza di flussi reattivi e all'interazione fra le singole fiamme. Infine il comportamento del bruciatore è anche fortemente condizionato da quello che sta a monte, cioè il sistema di formazione della miscela combustibile in quanto la pressione statica fornita a monte degli orifici della piastra condiziona la stabilità della fiamma.

## Capitolo 4

# Efficienza termica del bruciatore

Il principale requisito di un piano di cottura domestico è quello di trasferire efficacemente il calore dalla fiamma al recipiente di cottura. Risulta quindi importante a tale fine la geometria del bruciatore che deve essere tale da produrre una fiamma compatta che garantisca una distribuzione uniforme di calore alla base del recipiente di cottura. Va inoltre trovata una distanza ottimale fra la fiamma e la base del recipiente stesso poichè è facile prevedere che le perdite aumentino con la distanza mentre a distanza troppo piccole l'impatto della fiamma sulla superficie metallica può causare una combustione incompleta. Il trasferimento di calore dalla fiamma al recipiente dipende dai processi di conduzione, convezione e irraggiamento; quest'ultimo tuttavia contribuisce solo in misura molto modesta per un bruciatore parzialmente ventilato. Dal punto di vista teorico lo scambio di calore sarebbe maggiore con l'utilizzo di fiamme verticali e alte velocità del gas in quanto aumenta la turbolenza e quindi lo scambio termico convettivo; tuttavia questa configurazione potrebbe portare ad una riduzione dell'aria secondaria aspirata; può risultare quindi più conveniente utilizzare bruciatori con fiamme dirette verso l'esterno per migliorare l'efficienza di combustione [17].

### 4.1 Efficienza termica

L'efficienza termica è definita come il rapporto fra il calore assorbito da un recipiente pieno d'acqua ed il calore rilasciato dalla combustione. Esiste una normativa europea [20] che definisce le procedure, il tipo di recipiente, il contenuto d'acqua e l'incremento di temperatura da considerare per calcolare l'efficienza termica. L'efficienza termica di bruciatori del tipo parzialmente ventilato varia con la portata del gas e segue l'andamento qualitativo mostrato in (fig.4.1) [17].

Alle basse portate lo scambio convettivo alla base del recipiente è modesto e le perdite radiative della sua superficie sono relativamente elevate; alle più alte portate di gas invece la fiamma può estendersi fuori dal piano del contenitore e quindi si hanno perdite di calore verso l'ambiente; entrambe queste due situazioni portano ad una diminuzione dell'efficienza termica.

Un possibile miglioramento dell'efficienza termica si potrebbe avere con un aumento dell'aerazione primaria al 75-85% che porterebbe alla produzione di una fiamma più calda e più compatta e consentirebbe quindi di avere una minore distanza dalla base del contenitore.



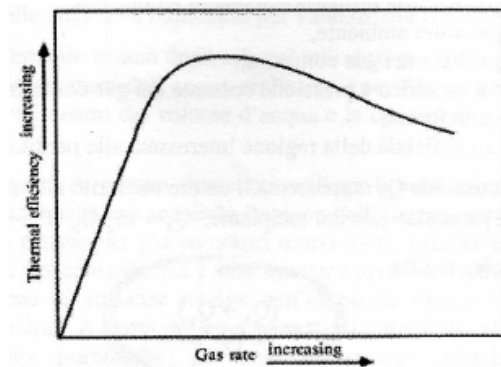


Figura 4.1: Effetto della portata del gas sull'efficienza termica di un bruciatore per piano cottura.

Il bilancio energetico del sistema bruciatore-contenitore può essere scritto facendo alcune ipotesi semplificative [21]:

- cinetica chimica infinitamente veloce;
- completa combustione dei reagenti;
- velocità di mescolamento dei gas combusti con l'aria secondaria estremamente alta;
- formazione di una miscela di gas caldo ad una temperatura  $T_f$  uniforme nello spazio fra gli ugelli del bruciatore ed il piano inferiore del contenitore;
- processo stazionario.

Un semplice modello dello scambio termico fa riferimento alla (fig.4.2):

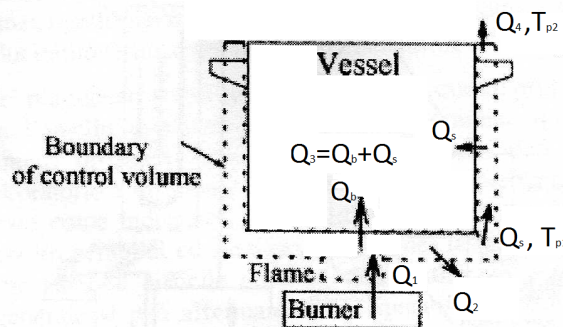


Figura 4.2: Schema del bilancio energetico del sistema bruciatore-recipiente.

Si assume che il gas caldo che impatta sul fondo del recipiente fluisca verso l'esterno trasferendo una quantità di calore  $Q_b$  raffreddandosi alla temperatura  $T_{p1}$ ; quindi risale verso l'alto lungo la parete laterale trasferendo una quantità di calore  $Q_s$  raffreddandosi alla temperatura  $T_{p2}$ . Il bilancio energetico si può scrivere come:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (4.1)$$

dove:

---

$Q_1 = m_f H_i$  è la quantità totale di calore immessa nel volume di controllo

$Q_2 = \epsilon \sigma F_1 A (T_f^4 - T_\infty^4)$  rappresenta le perdite radiative fra il gas e l'ambiente

$Q_3 = Q_b + Q_s$  è la quantità totale di calore assorbito dal recipiente

$Q_4 = m_g C_p (T_{p2} - T_\infty)$  rappresenta le perdite dovute ai gas combusti che escono dall'estremo superiore del volume di controllo alla temperatura  $T_{p2}$

$Q_b$  = calore assorbito dal recipiente attraverso la superficie inferiore

$Q_s$  = calore assorbito dal recipiente attraverso la superficie laterale

$H_i$  = potere calorifico inferiore del gas [ $Jkg^{-1}$ ]

$m_g$  = massa totale dei gas combusti, somma di quella del gas combustibile  $m_f$  e della massa dell'aria primaria più quella secondaria

$T_\infty$  = temperatura ambiente

$T_f$  = temperatura dei gas combusti

$C_p$  = calore specifico a pressione costante dei gas combusti

$F_1$  = fattore di forma

$A$  = area superficiale della regione interessata dalle perdite radiative.

L'efficienza termica risulta:

$$\eta = \frac{Q_b + Q_s}{Q_1} \quad (4.2)$$

Appare però evidente la difficoltà di quantificare i calori scambiati. Per questo gli studi sperimentali dei bruciatori per piani cottura domestici di tipo commerciale concordano nel definire l'efficienza termica come la frazione dell'energia termica introdotta che viene effettivamente trasferita ad una quantità standard di acqua innalzandone la temperatura di un valore predefinito; l'efficienza termica risulta così espressa da un'equazione di questo tipo [22], [23], [24]:

$$\eta = \frac{M C_p \Delta T}{Q H_s} \quad (4.3)$$

dove:

$M$ [kg] = massa dell'acqua

$C_p$  [kJ/kg°C] = calore specifico dell'acqua

$Q$  [ $m^3$ ] = volume di gas combustibile consumato

$\Delta T$  [°C] = incremento di temperatura dell'acqua

$H_s$  [kJ/ $m^3$ ] = potere calorifico del gas (superiore nella norma europea)

---

## 4.2 Lavori presenti in letteratura sull'efficienza termica

La maggior parte dei piani cottura domestici utilizza bruciatori con fiamme libere; esse presentano però l'inconveniente che una sensibile frazione dell'energia prodotta dalla combustione viene dissipata perchè rimane nei gas combusti e non partecipa allo scambio termico con il recipiente. La conseguenza è una modesta efficienza termica. A causa del gran numero di sistemi di cottura utilizzati, anche un piccolo miglioramento sull'efficienza termica porterebbe ad una sostanziale riduzione dei consumi e dell'inquinamento ambientale.

Diversi fattori influenzano l'efficienza termica di un bruciatore. Un elenco è presente di seguito:

- diametro degli ugelli,  $d$
- distanza fra gli ugelli,  $S$
- numero di Reynolds del getto,  $Re$
- rapporto di equivalenza della miscela combustibile,  $\Phi = \frac{(O/F)_{stech}}{(O/F)}$ ;  $\Phi > 1$  miscela ricca
- potere calorifico del gas
- portata del gas
- pressione di alimentazione del gas
- aerazione primaria e secondaria
- distanza degli ugelli dal piano inferiore del recipiente di cottura,  $H$
- conducibilità termica del fondo del contenitore
- tipologia recipiente
- tipologia bruciatore.

Di seguito viene esposta una rassegna qualitativa dei più recenti lavori scientifici relativi al miglioramento dell'efficienza di combustione, in cui vengono trattati alcuni dei fattori sopra elencati. Va tenuto presente che i dati si riferiscono a differenti bruciatori da laboratorio e differenti modalità di verifica sperimentale per cui le informazioni vanno considerate come indicative. In questi lavori, insieme all'analisi sull'efficienza termica, viene trattata anche la quantità di CO prodotta.

#### 4.2.1 Numero di Reynolds (Re) [23]

La (fig.4.3) mostra le variazioni dell'efficienza termica ( $\eta$ ) e delle emissioni di CO ( $\theta$ ) al variare di Re.

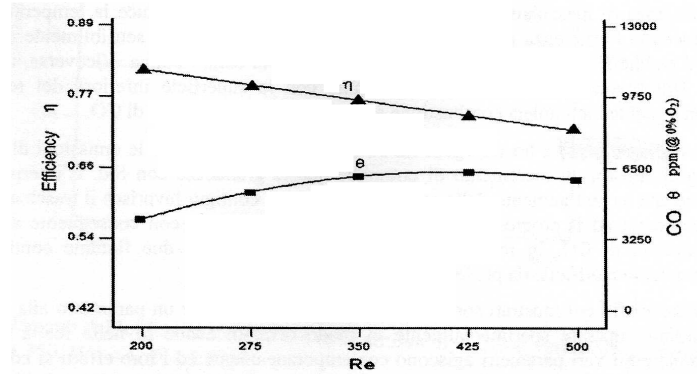


Figura 4.3: Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare di Re,  $\Phi = 1.7$ ,  $H/d=4$ ,  $S/d=10.4$  [23].

Si può osservare come l'efficienza termica diminuisca regolarmente al crescere di Re e questo effetto è attribuito al fatto che, a valori costanti del rapporto  $H/d$ , visto che la lunghezza della zona di reazione cresce con Re, non c'è più lo spazio a sufficienza per completare l'aerazione secondaria e quindi si ha reazione incompleta; fenomeno confermato dalla leggera crescita delle emissioni di CO.

#### 4.2.2 Rapporto di equivalenza ( $\Phi$ ) [23]

Per questa prova è stato utilizzato LPG come combustibile con rapporti di equivalenza abbastanza elevati (fiamme ricche di combustibile).

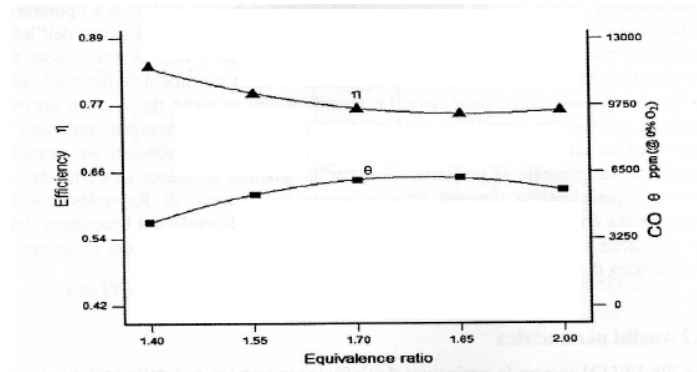


Figura 4.4: Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare del rapporto di equivalenza,  $Re=350$ ,  $H/d=4$ ,  $S/d=10.4$  [23].

L'efficienza termica diminuisce leggermente con  $\Phi$  fino ad un minimo per poi ricrescere; le emissioni di CO invece prima crescono fino ad un massimo e poi diminuiscono. Una maggiore efficienza termica e minori livelli di CO sono prevedibili nelle condizioni di combustione più prossime a quelle stechiometriche ( $\Phi = 1.4$ ), al crescere di  $\Phi$  la temperatura di fiamma si abbassa e questo giustifica valori inferiori di  $\eta$  e più elevati di CO.

### 4.2.3 Distanza asole-superficie inferiore recipiente (H/d) [23]

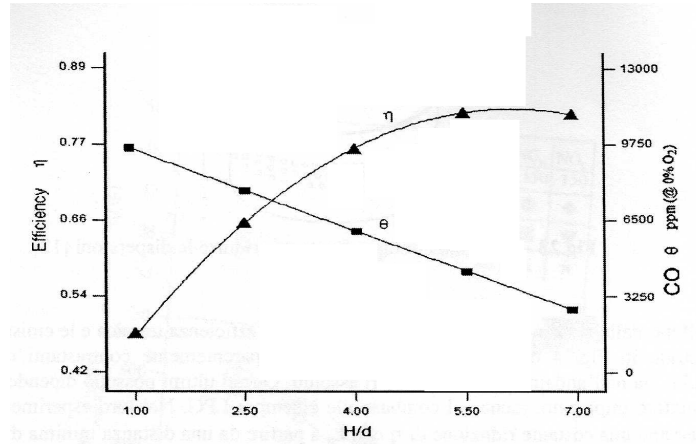


Figura 4.5: Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare del rapporto H/d,  $Re=350$ ,  $\Phi = 1.7$ ,  $S/d=10.4$  [23].

La dipendenza di  $\eta$  dal rapporto H/d è fortemente non lineare come si può vedere da (fig.4.5); Fissato un valore di  $\Phi$  gli autori ottengono un valore massimo di  $\eta$  per  $H/d \simeq 6$ , che corrisponde alla condizione di massimo sviluppo spaziale della fiamma e completa combustione dei reagenti. Per valori H/d maggiori del massimo la maggiore estensione della zona di mescolamento della fiamma con l'aria esterna riduce la temperatura dei fumi riducendo l'efficienza termica; le emissioni di CO invece si riducono sensibilmente poichè si ha una maggiore aerazione secondaria della fiamma. Al contrario una riduzione di H/d favorisce il contatto della fiamma con la superficie inferiore del recipiente con conseguente incompleta combustione ed aumento delle emissioni di CO.

### 4.2.4 Distanza relativa ugelli (S/d) [23]

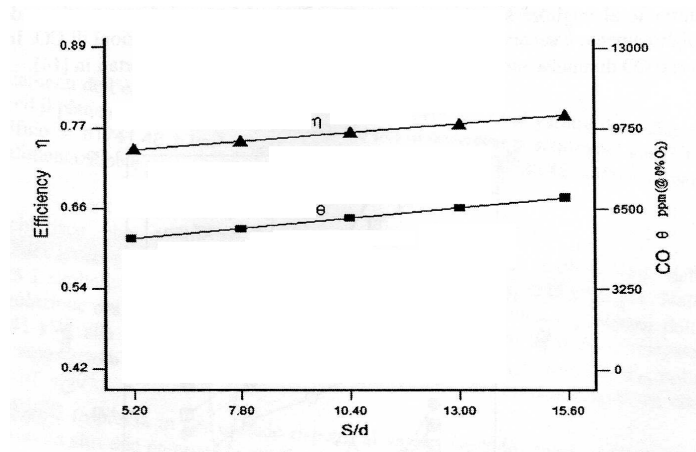


Figura 4.6: Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare del rapporto S/d,  $Re=350$ ,  $\Phi = 1.7$ ,  $H/d=4$  [23].

La distanza relativa fra gli ugelli ha un modesto effetto sull'efficienza e sull'emissione di CO; in particolare si ha un leggero aumento di queste grandezze al crescere di S/d. Si può ipotizzare che l'aumento della separazione fra getti contigui favorisca il trascinarsi di

aria secondaria ed il progressivo raffreddamento della fiamma con conseguente aumento delle emissioni di CO.

#### 4.2.5 Aerazione primaria e potenza termica [22]

L'aerazione primaria (espressa in percentuale rispetto al valore stechiometrico) e la potenza termica costituiscono altri due parametri importanti. Si può osservare che indipendentemente dal tipo di bruciatore, una volta fissata la pressione del gas e l'altezza del recipiente, un aumento di potenza termica è negativo sia per l'efficienza termica che per le emissioni di CO. Sono stati analizzati due tipi diversi di bruciatori: a flusso radiale (RB) e a flusso con swirl (SB).

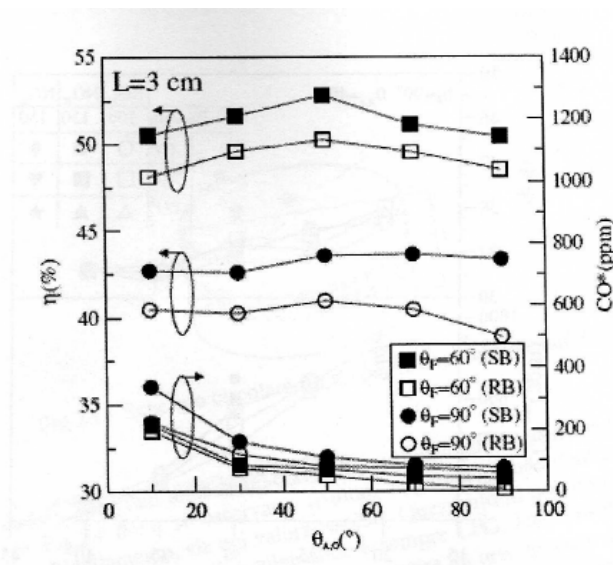


Figura 4.7: Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare dell'aerazione primaria a differenti input termici ( $\theta_F$ ) per due tipi di bruciatore (RB,SB), pressione di alimentazione  $P=280 \text{ mm.H}_2\text{O}$  [22].

Infatti l'incremento della potenza porta ad un aumento dell'altezza di fiamma e quindi all'impatto sul recipiente con conseguente incompleta combustione (spegnimento della fiamma sulla parete del recipiente insufficiente apporto di aria secondaria).

Il simbolo  $\theta_F$  indica la posizione della valvola di regolazione dei bruciatori ( $60^\circ$  rappresenta 2.82 kW e  $90^\circ$  4.41 kW) alla pressione di alimentazione di 280 mmH<sub>2</sub>O. Il simbolo  $\theta_{Ao}$  rappresenta invece la regolazione di aria primaria del bruciatore che può variare da  $10^\circ$  a  $90^\circ$ .

Per lo stesso bruciatore, operante alla stessa potenza termica, l'incremento della percentuale di aria primaria produce un maggior apporto di ossigeno alla reazione e quindi una riduzione dell'altezza di fiamma. Questo fenomeno, favorito dalla maggiore velocità di combustione in quanto miscela prossima alle condizioni stechiometriche, riduce la possibilità di impatto della fiamma sul fondo del contenitore evitando la combustione incompleta e la formazione di CO (fig.4.7).

#### 4.2.6 Pressione di iniezione del gas [22]

Un'analisi dell'effetto della pressione di iniezione del gas è riportata nella (fig.4.8) per valori compresi fra 200 e 350  $mmH_2O$ .

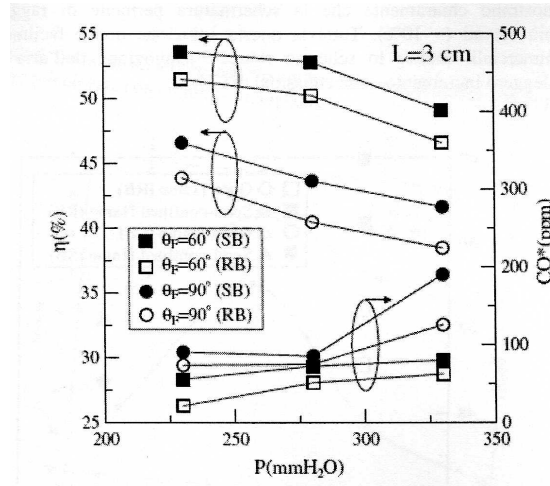


Figura 4.8: Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare della pressione di alimentazione del gas a differenti input termici ( $\theta_F$ ) per due tipi di bruciatore (RB,SB) [22].

Un aumento della pressione del gas (con conseguente aumento della potenza termica) porta ad un progressivo aumento della lunghezza di fiamma e quindi ne favorisce l'impatto sulla superficie del contenitore. Il risultato è una maggiore produzione di CO e una minore efficienza termica.

#### 4.2.7 Tipologia recipiente [25]

L'andamento dell'efficienza termica con la portata del gas e quindi con la potenza termica è stato studiato in [25] per un bruciatore convenzionale ma per due tipi di recipienti identificati come '*pot*' e '*pan*'. L'osservazione interessante è che il tipo di recipiente ha una notevole influenza sull'efficienza termica misurata, anche se questa varia in modo analogo per i due recipienti (è presente un massimo ad una portata intermedia fra quelle analizzate).

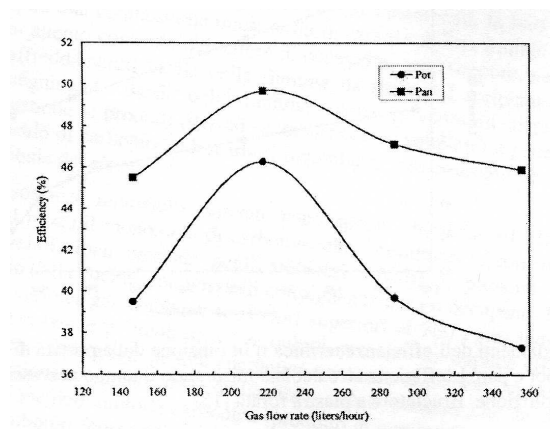


Figura 4.9: Andamenti dell'efficienza termica in funzione della portata di gas per due tipi di recipienti, *pot* e *pan* [25].

Le differenze fra i due recipienti sono attribuite al fatto che il recipiente a base piatta (pan) viene completamente investito dalla fiamma ottimizzando lo scambio termico. Nel caso del recipiente a fondo arrotondato (pot) la fiamma è a contatto solo con una porzione della superficie e lo scambio termico ne risulta ridotto.

L'andamento qualitativo di entrambe le curve viene spiegato considerando che a basse portate del gas la velocità dei gas combusti è bassa e produce un modesto scambio termico; questo aumenta con la portata fino ad una condizione di ottimo oltre il quale l'area superficiale disponibile per lo scambio termico diventa il fattore dominante perchè le perdite associate ai gas combusti dispersi nell'ambiente crescono più rapidamente dell'assorbimento di energia da parte del recipiente.

#### 4.2.8 Tipologia bruciatore [25]

Gli stessi autori di sopra hanno anche confrontato due tipi di bruciatori mostrati in (fig.5.3), uno di disegno convenzionale e uno realizzato con una piastra forata superficiale.

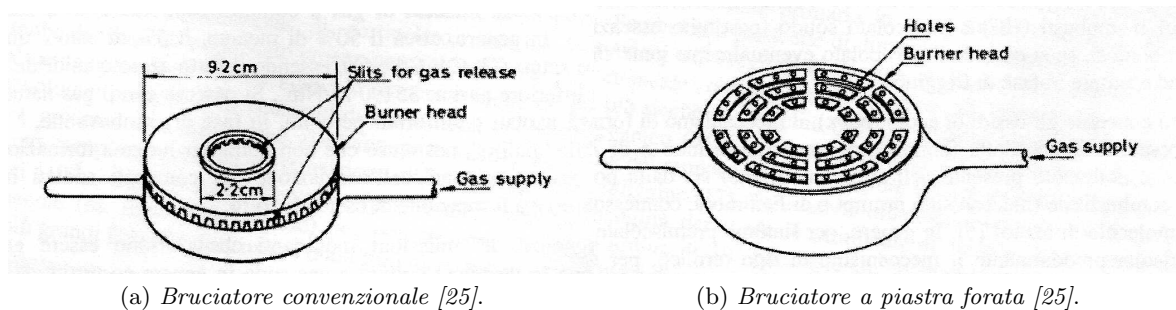


Figura 4.10

La (fig.4.11) riporta gli stessi andamenti dell'efficienza termica in funzione della portata di gas mostrati precedentemente in (fig.4.9) ma riferiti al caso del bruciatore a piastra forata. Le differenze sono sensibili e dimostrano che il disegno del bruciatore è molto importante; infatti l'efficienza termica del secondo tipo di bruciatore diminuisce con la portata ma rimane sostanzialmente più elevata con entrambi i recipienti (pot e pan).

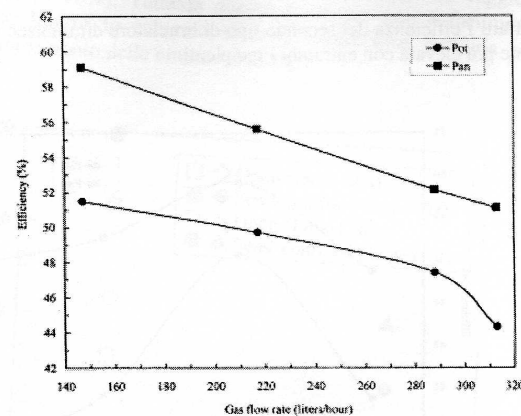


Figura 4.11: Andamenti dell'efficienza termica in funzione della portata di gas per due tipi di recipienti, pot e pan, nel caso di bruciatore a piastra forata [25].



### 4.3 Soluzioni migliorative

Alcuni autori [22], [29] hanno proposto soluzioni migliorative per i bruciatori dei piani cottura e riportano dati comparativi fra la soluzione standard e quella modificata; ad esempio viene proposto uno schema con gli ugelli modificati (asole inclinate) in modo da produrre un moto di swirl delle fiamme che favorisce il processo di scambio termico ad aumenta i tempi di residenza; un'altra soluzione per migliorare l'efficienza termica è aggiungere uno schermo forato circolare intorno alla fiamma per ridurre le dispersioni di calore verso l'ambiente esterno; infine si è ipotizzato di sfruttare una ricircolazione dei gas combusti per il preriscaldamento dell'aria comburente attraverso l'impiego di un mezzo poroso come scambiatore di calore. Queste metodologie possono incrementare il rendimento globale del sistema fino al 15%, eventualmente fino al 40% se usate in modo combinato.

In (fig.4.12) è riportata la geometria di efflusso della miscela gassosa di tipo tradizionale (efflusso radiale) comparata con quella di tipo inclinata, che tende a conferire un efflusso rotatorio (swirlato) alla miscela e alla fiamma risultante (fig.4.13).

L'effetto dello *swirl* sull'efficienza termica e sulle emissioni di CO sono mostrati in (fig.4.14).

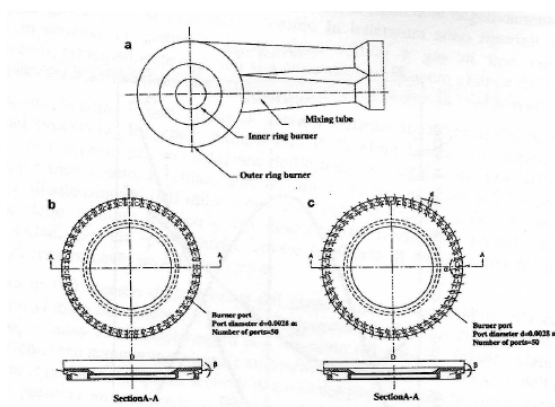


Figura 4.12: Vista schematica della piastra di efflusso tradizionale (b) e di quella con efflusso swirlato (c) [22].

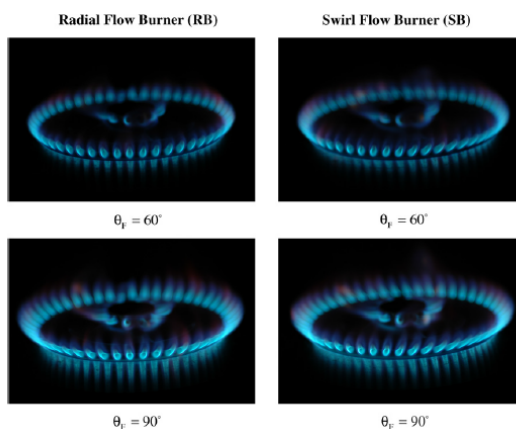


Figura 4.13: Fiamma generata dalla piastra di efflusso tradizionale (a sinistra) e di quella con efflusso swirlato (a destra) [22].

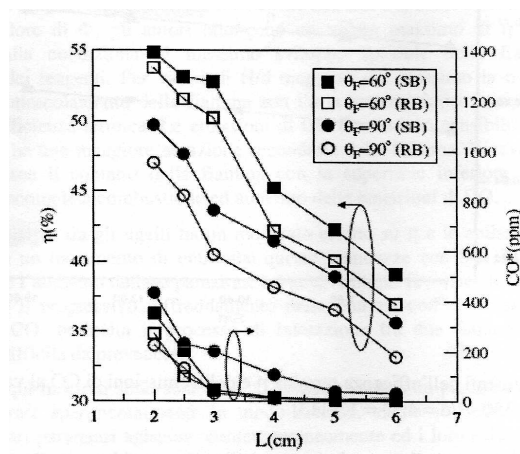


Figura 4.14: Andamento dell'efficienza termica e delle emissioni di CO per bruciatori con (SB) e senza swirl (RB) [22].

Dai dati forniti nel lavoro il punto più a sinistra equivale ad un rapporto  $H/d=7$ ; di conseguenza l'andamento decrescente dell'efficienza termica è concorde con i risultati visti in precedenza (fig.4.5). Si osserva che il bruciatore con swirl (SB) fornisce più elevate efficienze termiche rispetto a quello convenzionale (RB) attribuite al miglior scambio termico per effetto del maggior tempo di residenza; ciò provoca un incremento del processo di scambio termico fra gas combusti e recipiente (lo swirl aumenta anche il livello di turbolenza locale); questo miglioramento è però accompagnato da un leggero aumento delle emissioni di CO. Risultati analoghi sono riportati in [24].

La (fig.4.15) chiarisce che questi andamenti sono sostanzialmente indipendenti dalla composizione del gas, dalla pressione dell'iniettore e dalla frazione di aria primaria.

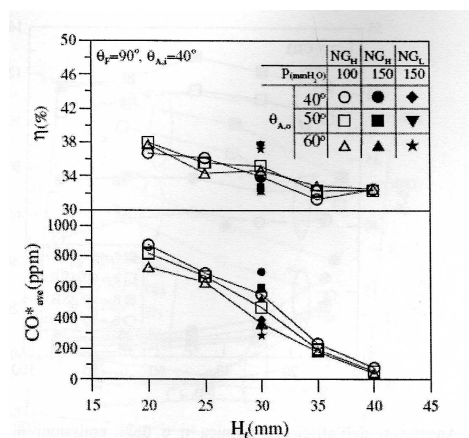


Figura 4.15: Andamenti dell'efficienza termica e delle emissioni di CO al variare della distanza fra gli ugelli e il piano cottura ( $H_I$ ) per diverse composizioni del gas ( $NG_H$  con potere calorifico =  $41741.48 \text{ kJ/m}^3$ ,  $NG_L$  con potere calorifico =  $36236.42 \text{ kJ/m}^3$ ), diverse pressioni di alimentazione e percentuali di aria primaria [24].

La schermatura della fiamma porta ai risultati di (fig.4.17) in cui si può osservare un aumento dell'efficienza termica di circa il 10%. Tuttavia questa soluzione non è facilmente applicabile a sistemi commerciali; inoltre lo schermo riduce l'aspirazione di aria secondaria che porta ad un leggero aumento delle emissioni di CO.

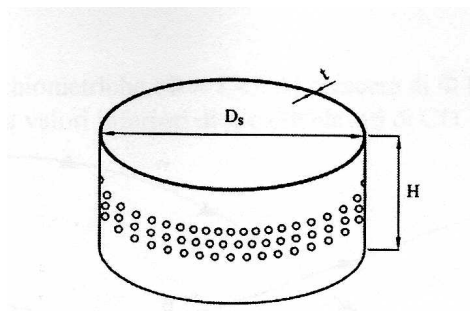


Figura 4.16: Schermo circolare forato per ridurre le dispersioni [22].

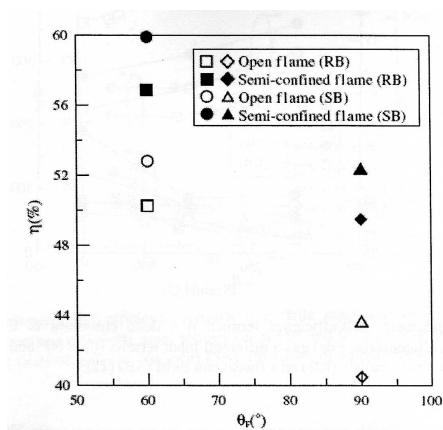


Figura 4.17: Andamenti dell'efficienza termica per due input termici e per due tipi di bruciatore sia con fiamma libera che con fiamma confinata [22].

Per quanto concerne invece la ricircolazione dei gas combusti, in letteratura [27] è riportato l'impiego di uno scambiatore del tipo a mezzo poroso assorbitore/emettitore riportato in (fig.4.18).

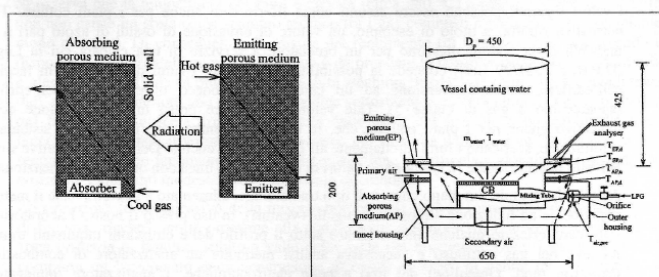


Figura 4.18: Preriscaldamento dell'aria tramite ricircolazione dei gas combusti; a sinistra è rappresentato il principio di funzionamento, a destra un piano cottura equipaggiato con lo scambiatore [29].

I gas combusti riscaldano il mezzo poroso emettitore il quale a sua volta riscalda per irraggiamento il mezzo poroso assorbitore, all'interno del quale fluisce aria da preriscaldare (i due mezzi porosi sono separati da una parete solida). Tale sistema è in grado di preriscaldare l'aria comburente fino ad una temperatura di circa 300°C. Si osserva però che l'impiego di questa tecnologia comporta una radicale modifica del piano cottura e che, anche in questo caso, l'innovazione in esame aumenta il rendimento in quanto parte del calore che andrebbe

---

perso con i gas combustibili viene impiegato per preriscaldare l'aria comburente.

Un'indagine riassuntiva delle tecnologie proposte per migliorare l'efficienza termica nei bruciatori domestici è stato effettuato in [30]; in questo lavoro sono state valutate le efficienze termiche di cinque diversi tipi di bruciatori (sono stati indagati un elevato numero di bruciatori per ogni tipo); sono state inoltre analizzate le fiamme mediante tecnica PIV per dare una spiegazione alle efficienze ottenute. I tipi di bruciatori indagati sono i seguenti:

- a: bruciatore con flusso radiale No. 1;
- b: bruciatore con flusso radiale No. 2;
- c: bruciatore con flusso verticale;
- d: bruciatore con flusso swirlato;
- e: PRB (piastra ceramica posizionata sopra il bruciatore).

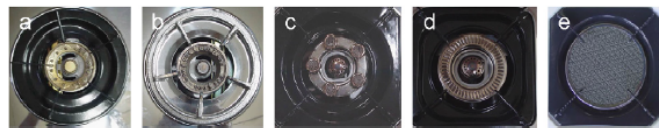


Figura 4.19: Tipologie bruciatori indagati [30].

Nelle successive due figure (fig.4.20, fig.4.21) è possibile osservare la tipologia di fiamma dei bruciatori indagati.

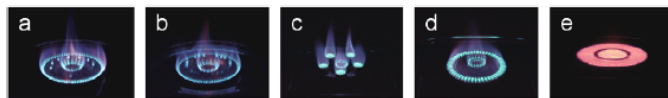


Figura 4.20: Immagini della fiamma libera dei vari bruciatori [30].



Figura 4.21: Immagini della fiamma in presenza del recipiente per i vari bruciatori [30].

I risultati ottenuti, per quanto riguarda l'efficienza termica (in figura espressa con  $\eta_{th}$ ) e le emissioni di CO, sono riportati in (fig.4.22).

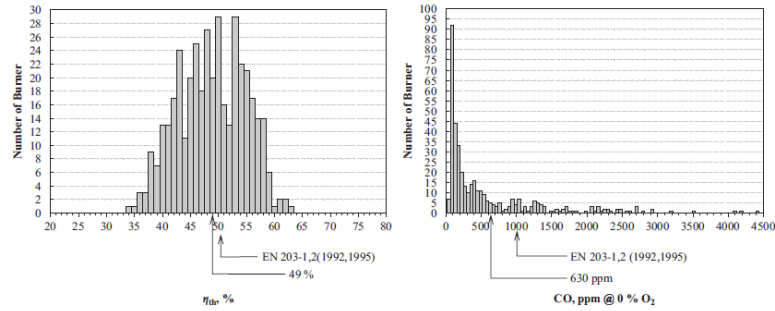


Figura 4.22: Efficienza (sinistra) ed emissioni (destra) per i bruciatori indagati [30].

Il valore di efficienza preponderante fra i bruciatori indagati è 49%, che risulta essere leggermente inferiore al valore richiesto dalla normativa europea [31], [32]; viceversa il valore preponderante delle emissioni di CO risulta essere di 630ppm inferiore al valore massimo concesso da normative (1000ppm).

La (fig.4.23) confronta i risultati ottenuti per i vari bruciatori indagati; la barra indica il valore massimo e minimo ottenuto durante le prove per ogni tipo di bruciatore.

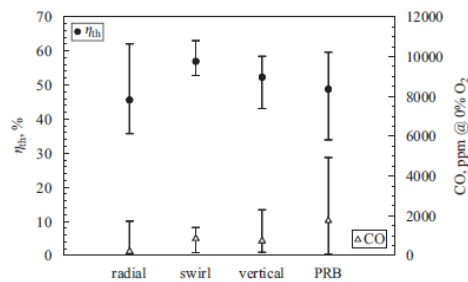


Figura 4.23: Confronto del rendimento e delle emissioni di CO per i diversi tipi di bruciatori indagati [30].

Come si può osservare il bruciatore con flusso swirlato presenta il maggior rendimento (55%) con accettabili emissioni di CO (inferiore a 1000ppm) in quanto il flusso swirlato aumenta il tempo di scambio termico fra fiamma e recipiente e aumenta la turbolenza del flusso caldo.

Al contrario il bruciatore a flusso radiale presenta il minor rendimento (43%) ma allo stesso tempo anche le minori emissioni di CO (100ppm); questo è dovuto molto probabilmente alla presenza di piccole asole attorno al bruciatore che producono piccole fiamme e permettono un buon risucchio di aria secondaria che porta ad una combustione completa della miscela. Nonostante il valore medio di rendimento di emissioni di CO sia basso risulta molto ampio il range operativo.

Il bruciatore a flusso verticale risulta essere il secondo tipo di bruciatore con rendimento più elevato (50%), ma abbastanza elevate emissioni di CO (800ppm). Il flusso verticale dei gas caldi permette un miglior contatto di questi con il fondo del recipiente e quindi un maggior scambio termico (è presente un punto di ristagno del flusso); tuttavia non si arriva ad avere una efficienza termica come quella del bruciatore swirlato in quanto è inferiore il tempo di residenza della fiamma al di sotto del recipiente; per quanto riguarda le emissioni di CO sono abbastanza elevate in quanto la tipologia di fiamma non permette un buon risucchio di

---

aria secondaria.

Infine il bruciatore PRB nonostante presenti una buona efficienza termica (47%) ha il valore più alto di emissioni di CO (1800ppm); la buona efficienza termica è dovuta all'incremento di scambio termico dovuto alle radiazioni termiche emesse dal piatto ceramico, che dipendono dalla quarta potenza della temperatura; tuttavia la combustione del PRB dipende principalmente dall'areazione primaria e quindi porta ad un notevole aumento delle emissioni di CO; il bruciatore PRB presenta infine un ampio range di funzionamento.

L'analisi mediante PIV è stata effettuata solamente sui primi quattro tipi di bruciatore; in particolare è stato considerato un bruciatore per ogni tipologia; i valori di efficienza termica e di emissioni di questi bruciatori sono riportati in (tab.4.1):

Tipologia bruciatore	Flusso radiale No. 1	Flusso radiale No.2	Flusso verticale	Flusso swirlato
$\eta_{th}$ (%)	41.6	51.7	54.2	56.2
CO (ppm)	80	120	500	800

Tabella 4.1: Efficienza ed emissioni di CO per i bruciatori indagati [30].

Le misure PIV sono state effettuate, come detto in precedenza, per capire la tipologia di flusso dei vari bruciatori e scoprire la ragione della grande differenza fra le differenti tipologie di bruciatore per quanto riguarda l'efficienza termica. Data la simmetria circolare del flusso nelle immagini seguenti viene rappresentato solo metà bruciatore.

Per quanto riguarda i due bruciatori radiali la sostanziale differenza sta nell'angolo di incidenza della fiamma sul fondo del recipiente; diminuendo infatti l'angolo di incidenza diminuisce lo scambio termico fra fiamma e recipiente in quanto diminuisce il numero di Nusselt che regola appunto lo scambio termico; con piccoli angoli di incidenza diminuisce inoltre la regione di scambio termico.

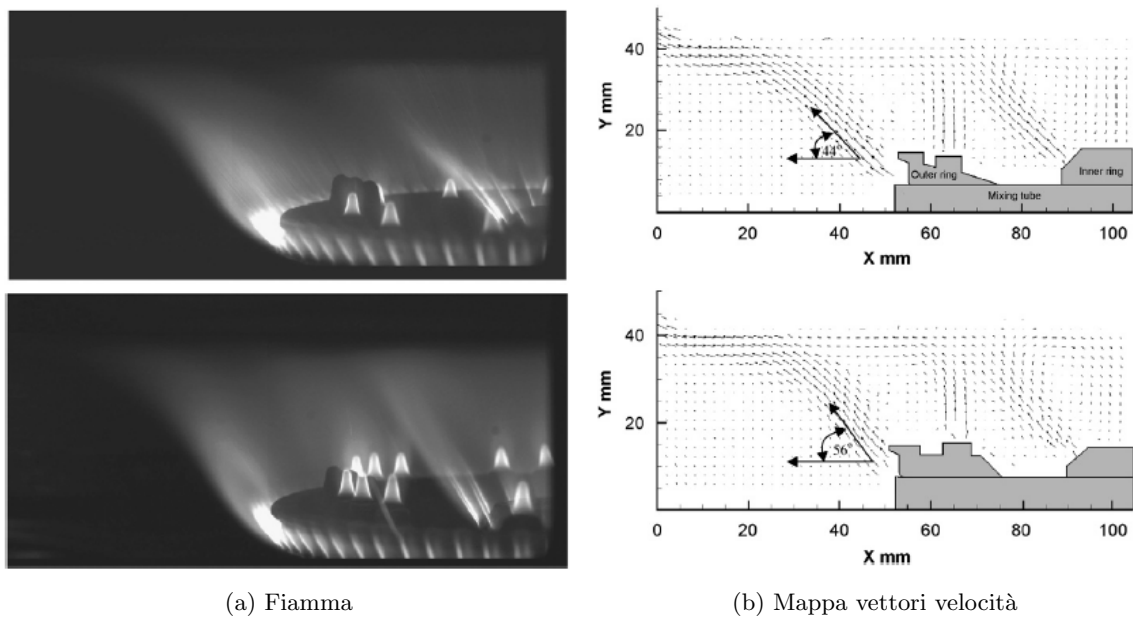


Figura 4.24: Confronto del tipo di fiamma fra bruciatore con flusso radiale No. 1 (in alto) e No. 2 (in basso) [30].

Tuttavia entrambi i bruciatore a flusso radiale presentano una bassa efficienza termica; diversamente da questi i bruciatori verticali e con flusso swirlato presentano efficienza termica maggiore (rispettivamente 54.2% e 56.2%).

Il bruciatore a flusso verticale presenta infatti un angolo di incidenza della fiamma con il fondo del recipiente di  $90^\circ$  con quindi un corrispettivo elevato numero di Nusselt e una grande area di scambio termico. In maniera simile al bruciatore a flusso verticale, quello con flusso swirlato presenta un angolo di incidenza di quasi  $90^\circ$  che fornisce un buon scambio termico, ma inoltre grazie alla presenza di una componente di velocità tangenziale si aumenta il tempo di residenza della fiamma al di sotto del fondo del recipiente e quindi permette un maggior scambio termico. Per questo il bruciatore con flusso swirlato risulta essere il più efficiente dei quattro analizzati.

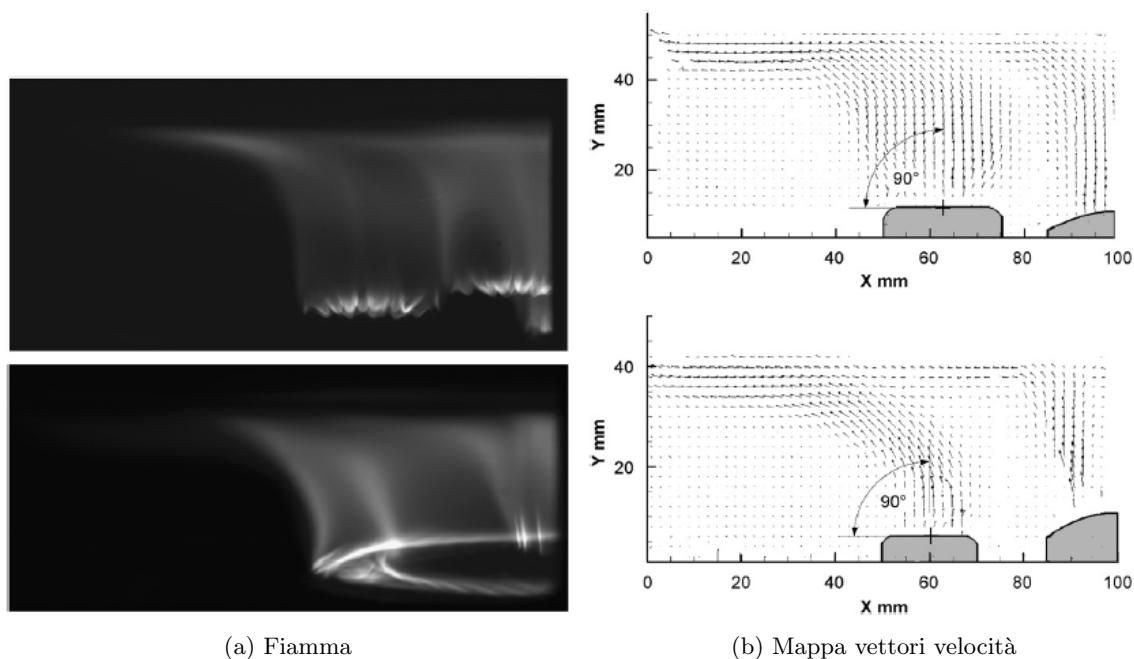


Figura 4.25: Confronto del tipo di fiamma fra bruciatore con flusso verticale (in alto) e con flusso swirlato (in basso) [30].

## 4.4 Emissioni inquinanti

Per completezza si riporta di seguito una breve descrizione delle emissioni inquinanti dei bruciatori domestici.

Le emissioni inquinanti che possono essere generate dal processo di combustione in un piano cottura a gas sono in genere costituite da ossidi di azoto ( $\text{NO}_x$ ) di natura termica e prompt, monossido di carbonio ( $\text{CO}$ ), idrocarburi incombusti ( $\text{HC}$ ) e particolato solido (costituito principalmente da particelle di residui carboniosi).

### 4.4.1 Ossidi di azoto ( $\text{NO}_x$ )

Il meccanismo di formazione dipende sia dalle alte temperature tipiche delle fiamme attraverso il così detto meccanismo termico o di Zeldovich (connesso alla combustione dell'azoto presente nell'aria comburente), sia dalla possibile presenza di zone ricche di combustibile attraverso il meccanismo prompt o di Fenimore (connesso alla reazione fra radicali  $\text{CH}$  e la molecola di azoto) [18]. Nel caso di fiamme premiscelate risulta predominante il meccanismo di tipo termico; di conseguenza risulta necessario un attento controllo della temperatura di combustione che dipende strettamente dall'aerazione primaria e dall'efficienza di aspirazione di aria secondaria dall'ambiente.

### 4.4.2 Monossido di carbonio ( $\text{CO}$ ) e idrocarburi incombusti ( $\text{HC}$ )

La loro formazione è generalmente imputabile ad una combustione ricca (anche in questo caso quindi si deve stare attenti alla quantità d'aria presente nella miscela) oppure ad un raffreddamento locale della fiamma da parte del recipiente sovrastante. Il raffreddamento/spengimento locale della fiamma può infatti arrestare la combustione ai prodotti parziali e generare discrete quantità di  $\text{CO}$  e  $\text{HC}$  con conseguenze negative anche sul rendimento



---

globale del sistema. In letteratura sono riportati vari casi di misura di monossido di carbonio da un piano cottura a gas di tipo convenzionale (ugello più venturi); da quanto descritto si evince che la formazione di CO dipende da vari parametri quali [23], [24]:

- 'loading height' (parametro principale); ossia la distanza verticale fra il fondo del recipiente e il piano del bruciatore; aumentando questa distanza le emissioni di CO diminuiscono in quanto si riduce l'effetto di spegnimento/raffreddamento della fiamma descritto sopra; tuttavia una eccessiva distanza dell'utilizzatore dalla fiamma porta ad una riduzione dell'efficienza termica. Occorre quindi trovare un valore ottimale di compromesso fra i diversi fattori;
- la produzione di CO dipende anche dal rendimento globale del sistema e quindi varia in funzione del tempo in quanto il sistema non funziona a regime; all'istante iniziale infatti il recipiente è a temperatura ambiente e quindi il raffreddamento della fiamma risulterà essere maggiore con quindi una maggiore produzione di CO;
- un incremento della portata di gas provoca in generale un incremento delle emissioni di CO e una riduzione del rendimento globale;
- la produzione di CO dipende inoltre dall'aerazione in quanto regola il valore del rapporto di eccesso d'aria con cui si svolge il processo di combustione.

#### 4.4.3 Particolato

La formazione di particolato è in generale molto modesta se la combustione è di tipo premiscelato e avviene in condizioni globalmente magre. Tuttavia studi recenti [26], [27], [28], hanno sollevato il problema della possibile formazione di particolato ultrafine (dimensioni nanometriche) che risulterebbe dannoso all'organismo umano perchè facilmente ingeribili per via respiratoria e potenzialmente cancerogeno. La formazione di nanoparticelle dei processi di combustione è controllata dalla cinetica chimica ed avviene nella zona di reazione primaria in condizioni di competizione fra la formazione e l'ossidazione. In questi lavori [26], [27], [28], si sono rilevate concentrazioni dell'ordine di  $10^5$  particelle/cm<sup>3</sup> e diametri inferiori a 10nm in ambienti in cui sono operanti piani di cottura domestici a gas.

## Capitolo 5

# Primo approccio alle prove sperimentali

In questo capitolo si vogliono stimare le dimensioni del banco prova e descriverne il successivo allestimento. Inizialmente è stato fatto un primo dimensionamento del banco prova, in modo approssimativo, in quanto non si conoscevano ancora con esattezza le dimensioni dei bruciatori forniti dalla Whirlpool; sono state così determinate alcune grandezze caratteristiche, quali il salto di pressione fra monte e valle del Venturi e la potenza necessaria per riscaldare il flusso d'aria; valori necessari per poi stabilire la strumentazione da utilizzare. Una volta note le effettive dimensioni dei bruciatori è stato quindi possibile allestire in modo definitivo il banco prova.

### 5.1 Primo dimensionamento banco prova

Lo schema dell'iniettore di metano e il corrispettivo Venturi utilizzato per aspirare aria dall'esterno è raffigurato in (fig.5.1) dove si sono nominate le portate in massa di aria  $W_a$  e di metano  $W_{CH_4}$  e numerate le varie sezioni.

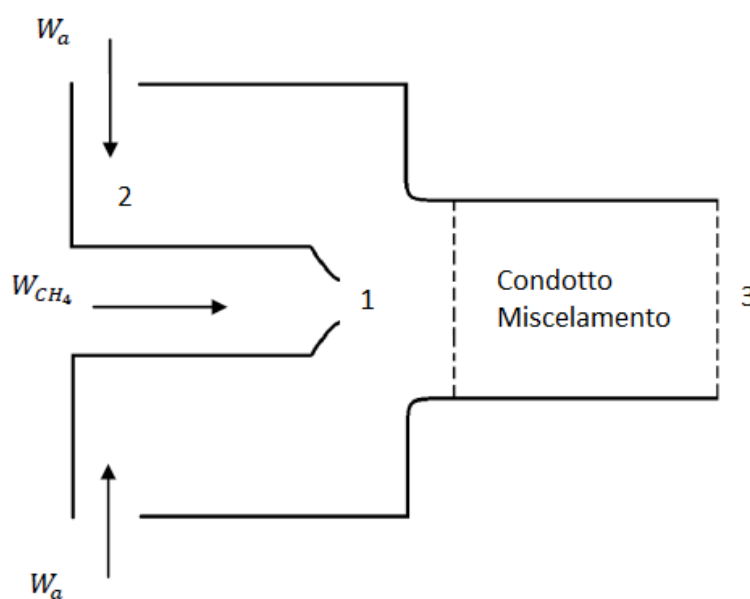


Figura 5.1: Schema iniettore metano e Venturi.

### 5.1.1 Stima delle portate di metano e aria in caso stechiometrico

Come primo passo si vuole determinare la portata d'aria che dovrà essere aspirata dal Venturi in caso in cui il bruciatore funzioni con rapporto di miscela stechiometrico tra i due gas, metano ( $CH_4$ ) e aria.

Si riportano in (tab.5.1) alcune proprietà di metano e aria.

Proprietà	Combustibile ( $CH_4$ )	Aria
$\rho_0^1 [\frac{kg}{m^3}]$	0.717	1.293
$\mu [Pa * s]$	$1.03 * 10^{-5}$	$1.71 * 10^{-5}$
$R^2 [\frac{J}{kgK}]$	518.36	287.05
$C_p [\frac{J}{kgK}]$	2234	1005
$PCS_{metano} [\frac{MJ}{kg}]$	58.65	-
$PCI_{metano} [\frac{MJ}{kg}]$	50	-

Tabella 5.1: Proprietà metano e aria.

La quantità di metano, portata in massa ( $W_{CH_4}$ ), che viene emessa dall'iniettore la si ricava conoscendo la potenza del fornello pari a 3 kW e conoscendo il PCS o PCI (potere calorifico superiore o inferiore) del metano (vedi tab.5.1).

$$W_{CH_4} = \frac{Potenza_{fornello} [\frac{kg}{s}]}{PC_{metano}}$$

Si è voluto determinare la portata di metano sia in caso di potere calorifero superiore che inferiore.

	PCS	PCI
$W_{CH_4} [\frac{kg}{s}]$	$5.11 \cdot 10^{-5}$	$6.00 \cdot 10^{-5}$

Tabella 5.2: Portata massica del metano per bruciatori da 3 kW.

Dividendo per la densità del metano (a 0°C) si trova la portata massica del metano stesso:

$$Q_{CH_4} = \frac{W_{CH_4} [\frac{kg}{s}]}{\rho_{CH_4}}$$

	PCS	PCI
$Q_{CH_4} [\frac{m^3}{s}]$	$7.133 \cdot 10^{-5}$	$8.368 \cdot 10^{-5}$

Tabella 5.3: Portata volumetrica del metano per bruciatori da 3 kW.

Si sono così determinate le portate, volumetriche o massiche, da utilizzare successivamente nelle prove sperimentali.

<sup>1</sup>Calcolata a T=0°C.

<sup>2</sup> $R = \frac{\Re}{M_m}$ , dove  $\Re$  è la costante universale dei gas pari a 8.314 [J/K mol] e  $M_m$  è la massa molare del gas.

Per quanto riguarda invece la portata di aria, in questa prima fase di dimensionamento, come detto in precedenza, si è voluto prendere come rapporto di miscela in volume quello stechiometrico che vale:

$$\frac{Q_{aria}}{Q_{CH_4}} = 9.52 \quad (5.1)$$

da cui si ha che la portata volumetrica di aria è

	PCS	PCI
$Q_a \left[\frac{m^3}{s}\right]$	$6.79 \cdot 10^{-4}$	$7.96 \cdot 10^{-4}$

Tabella 5.4: Portata volumetrica dell'aria in caso stechiometrico

e quindi quella massica:

	PCS	PCI
$W_a \left[\frac{kg}{s}\right]$	$8.78 \cdot 10^{-4}$	$10.30 \cdot 10^{-4}$

Tabella 5.5: Portata massica dell'aria in caso stechiometrico

Tuttavia gli attuali bruciatori industriali lavorano con una fiamma leggermente ricca, ovvero con un rapporto di equivalenza,  $\Phi = \frac{(\frac{F}{O})}{(\frac{F}{O})_{st}}$  superiore all'unità. Per quanto appena detto quindi occorre semplicemente precisare che si sta sovradimensionando la portata di aria.

### 5.1.2 Dimensionamento banco prova per prove a caldo

Per poter effettuare gli esperimenti con aria calda occorre predisporre un banco prova adeguato. Tralasciando momentaneamente la descrizione dettagliata del banco prova, di cui si parlerà successivamente, è stato necessario realizzare un serbatoio di stanza che garantisca un adeguato flusso d'aria calda al bruciatore, senza però introdurre disturbi di tipo fluidodinamico al flusso entrante nel bruciatore stesso. Al di sopra di questo box (riportato schematicamente in (fig.5.2)) verrà poi fissata la piastra con il relativo fornello della Whirlpool. Partendo dalle dimensioni del piano cottura fornite dalla Whirlpool, 50x70 cm, si vuole stimare l'altezza del box (h) sopra il quale verrà fissato il bruciatore.

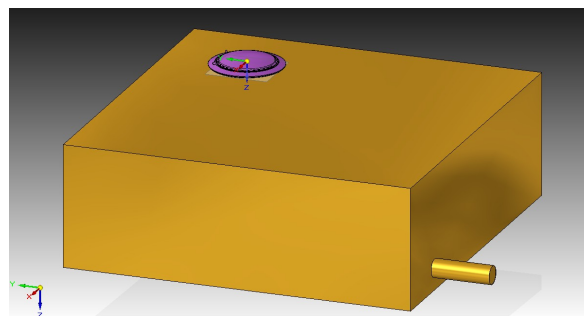


Figura 5.2: Schema del box al di sotto del fornello.

Per evitare, come è già stato detto pocanzi, che nascano all'interno del box dei disturbi fluidodinamici del flusso d'aria in ingresso al bruciatore, si è assunta come ipotesi che il

volume del box sia 100 volte maggiore della portata di aria richiesta dal fornello nell'unità di tempo ( $t=1s$ ). Considerando la portata volumetrica dell'aria (valore ricavato con il PCI che rappresenta la portata maggiore), calcolata precedentemente, si trova un volume minimo del box pari a:

$$Volume = 100 \cdot Q_a \cdot t = 0.0797m^3 = 79'655cm^3$$

e di conseguenza un'altezza minima uguale a:

$$h = \frac{V}{50 \cdot 70} = 23cm$$

Occorre ora dimensionare l'area di entrata  $A_{in}$  del flusso d'aria in ingresso al box.

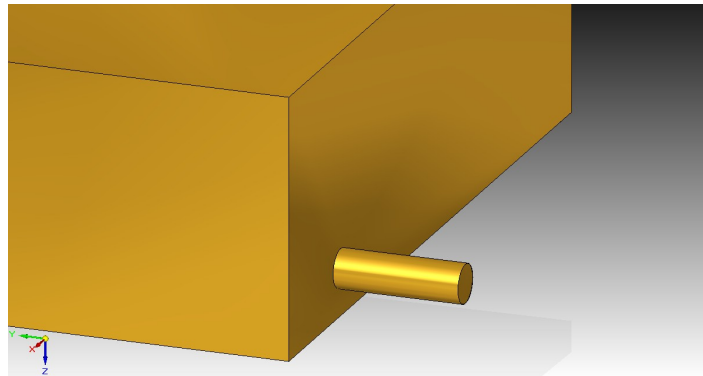


Figura 5.3: Schema del condotto di ingresso dell'aria nel box.

Conoscendo la portata in volume dell'aria, ricavata nel paragrafo precedente nel caso di potere calorifero inferiore, per calcolare l'area di ingresso è necessario ipotizzare la velocità  $V_{in}$  della massa d'aria in ingresso al box. Quest'ultima non deve essere troppo elevata in modo da evitare che all'interno del parallelepipedo il flusso d'aria venga alterato e quindi evitare la nascita di zone di depressione. Si è deciso di scegliere come valore massimo  $V_{in} = 1[\frac{m}{s}]$ .

Stabilito questo valore si può quindi determinare l'area minima di ingresso dell'aria nel solido ( $A_{in}$ ). Poichè:

$$Q_a = V_{in} A_{in}$$

di conseguenza

$$A_{in} = \frac{Q_a}{V_{in}} = 7.96cm^2$$

Si è scelto inoltre di realizzare l'area di passaggio circolare; di conseguenza il diametro minimo del tubo in ingresso sarà:

$$D_{in} = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 3.18cm \simeq 3.5cm$$

### 5.1.3 Calcolo potenza necessaria per riscaldare il flusso in ingresso alla box

Una volta determinata la portata di aria che il Venturi richiama nel caso in cui operi con rapporto di miscela stechiometrico (sovradimensionamento) si è reso necessario determinare la potenza necessaria per riscaldare il flusso d'aria in ingresso al box. Si vuole in questo modo simulare la presenza di un elettrodomestico (forno) al di sotto del box che possa riscaldare

il flusso d'aria. Si è deciso di prendere come massima temperatura raggiungibile dal flusso d'aria 100°C. L'equazione che regola il trasferimento di calore fra sorgente esterna e flusso d'aria è la seguente:

$$q = (T_{out} - T_{in})W_a C_{p_a} \quad (5.2)$$

Si ottiene così  $q=87.99W$  prendendo  $T_{out} = 100^\circ C$  e  $T_{in} = 15^\circ C$ .

Si è trovata quindi la potenza necessaria per riscaldare il flusso d'aria in ingresso al box; tuttavia nell'espressione utilizzata (eq.5.2) non si è tenuto conto della presenza delle perdite che potrebbero ridurre l'effettiva quantità di calore trasferita al flusso d'aria; allo stesso modo però si sta lavorando con una portata di aria sicuramente sovrastimata poiché è stata calcolata con un rapporto volumetrico stechiometrico mentre di solito i fornelli domestici lavorano con fiamma leggermente ricca. C'è da tenere conto inoltre che la temperatura di 100°C del flusso d'aria è riferita alla sezione di ingresso del box e quindi probabilmente all'ingresso del bruciatore risulterà essere inferiore a causa delle perdite all'interno del box.

A causa di queste variabili di cui si potrà tener conto in modo più accurato soltanto durante le prove sperimentali si è reso necessario utilizzare una fonte di potenza superiore agli 88W in modo da garantire, se necessario, della potenza aggiuntiva.

## 5.2 Stima salto di pressione all'interno del Venturi

Nella seguente parte si vuole determinare in modo preliminare il salto di pressione all'interno del Venturi, per valutarne l'entità sia in modulo che in segno, per vedere eventualmente se le nuove geometrie dei bruciatori possano limitare la diminuzione di pressione o addirittura favorirne un recupero fra valle e monte del Venturi. Si è deciso di utilizzare come portate quelle ricavate precedentemente, per il metano a partire dai 3 kW di potenza e dal PCI e per l'aria utilizzando il rapporto stechiometrico.

### 5.2.1 Caso 1: bruciatori standard

Come prima cosa si è voluto determinare il salto di pressione nel caso di bruciatori standard, cioè ricavando la geometria da opportune formule presenti in letteratura.

Facendo riferimento alla nomenclatura dello schema che rappresenta l'iniettore e la zona di mescolamento tra aria e metano (fig.5.1), la relazione tra pressione, flusso e velocità, per il caso di un iniettore con un'area di miscelamento costante, può essere espressa attraverso l'equazione:

$$\bar{Q}_{in} - \bar{Q}_{out} = [P_{sin} - P_{sout}]A + (\Delta P)A \quad (5.3)$$

con  $\Delta P$  = Perdite di carico,  $\bar{Q}$  = quantità di moto.

Scrivendo l'equazione della quantità di moto per il caso preso in esame si ha [3]:

$$W_a V_2 + W_{CH_4} V_1 - (W_a + W_{CH_4}) V_3 M = (P_3 - P_2) A_3 + \frac{4fL}{D_3} A_3 \rho_3 \frac{1}{2} V_3^2 \quad (5.4)$$

dove:

- $W_a = 10.32 \cdot 10^{-4} \left[ \frac{kg}{s} \right]$  portata massica aria;
- $W_{CH_4} = 6 \cdot 10^{-5} \left[ \frac{kg}{s} \right]$  portata massica metano;

- $M$  è un coefficiente maggiore di 1 che tiene conto del fatto che si abbia un completo mescolamento dei due flussi o meno (si determina attraverso delle tabelle); assume valore unitario per  $\frac{L}{D_{out}} > 10$ ;
- $f$  è il coefficiente di perdita di carico: occorre calcolare il numero di Reynolds per poter stimare questo valore;
- $L$  è la lunghezza del Venturi;
- $P_1 = P_2$

Si vuole quindi stimare l'entità della differenza di pressione ( $P_3 - P_2$ ) e il relativo segno. Facendo riferimento alla (fig.5.4) si sono prese come grandezze quelle tipiche dei bruciatori dei fornelli domestici.

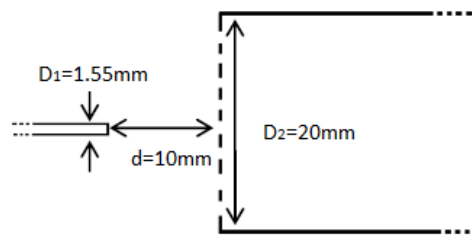


Figura 5.4: Schema dell'iniettore del metano

Per quanto riguarda il diametro di iniezione del metano si è utilizzata la seguente espressione (eq.5.5) che viene utilizzata per bruciatori ad induzione a bassa pressione, come il caso preso in esame [13].

$$Q_{v0} = 0.182CD^2 \sqrt{\frac{h}{\delta(273 + T)}} \quad (5.5)$$

dove:

- $Q_{v0} = 0.3186 \left[ \frac{m^3}{h} \right]$ , portata volumetrica di metano;
- $C$  coefficiente di portata dell'iniettore solitamente pari a 0.8;
- $D$  diametro dell'iniettore (mm);
- $h$  differenza di altezza di colonna d'acqua fra monte e valle dell'iniettore; per miscelatori ad induzione atmosferica è la pressione effettiva del metano pari a 130mm CA (1Pa = 0.1mm CA);
- $T$  temperatura del gas immediatamente a monte dell'iniettore (15°C);
- $\delta$  densità del gas in rapporto all'aria pari a 0.5853;

si trova così un diametro dell'iniettore del metano pari a  $D_1 = 1.51mm$  e di conseguenza un'area  $A_1 = 1.80 \cdot 10^{-6}m^2$ ; conoscendo quindi le dimensioni del bruciatore e le relative portate è possibile calcolare le velocità dei flussi in ingresso e in uscita, attraverso la seguente espressione:

$$W = \rho VA$$

- Velocità metano ( $V_{CH_4}$ ):

$$V_{CH_4} = V_1 = \frac{W_{CH_4}}{\rho_{CH_4} A_1} = 46.46 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

- Velocità aria ( $V_a$ ): si prende  $D_2 = 20mm$  e si ricava, sottraendo l'area di ingresso del metano,  $A_2 = 3.12 \cdot 10^{-4} mm^2$ ; segue che

$$V_a = V_2 = \frac{W_a}{\rho_a A_2} = 2.55 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

- Velocità miscela in uscita ( $V_3$ ): si ha che  $W_3 = W_a + W_{CH_4} = 10.90 \cdot 10^{-4} \left[ \frac{kg}{s} \right]$ ,  $D_3 = 20mm$  e quindi  $A_3 = 3.14 \cdot 10^{-4} mm^2$ .

E' però necessario determinare la densità nella sezione 3; un buon metodo è pesare le densità di aria e metano rispetto alle corrispettive frazioni massiche ( $X_{CH_4} = \frac{1}{10.52}$ ,  $X_a = \frac{9.52}{10.52}$ ); si ottiene quindi che:

$$\rho_3 = \rho_{CH_4} X_{CH_4} + \rho_a X_a = 1.23 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \quad (5.6)$$

segue che

$$V_3 = \frac{W_3}{\rho_3 A_3} = 2.80 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Per determinare le perdite di carico è necessario calcolare il coefficiente  $f$ ; a seconda del numero di Reynolds della sezione 3 il coefficiente  $f$  varia; si determina quindi il numero di Reynolds:

$$Re = \frac{\rho_3 V_3 D_3}{\mu_3} = 4252$$

dove  $\mu_3 = 1.64 \cdot 10^{-5}$  è stata calcolata con una media pesata sulle frazioni massiche (equazione 5.6). Poiché  $Re \simeq 4000$  il flusso si può considerare laminare. Per calcolare la  $f$  si applica quindi la seguente relazione:

$$f = \frac{64}{Re} = 0.0151$$

Infine c'è da determinare la lunghezza  $L$  del Venturi e il coefficiente di mescolamento  $M$ ; si sono presi:

- $L=20mm$ ;
- $M=2$  (non completo miscelamento).

Risolviendo il bilancio di quantità di moto si trova:

$$(P_3 - P_2) = -0.0218mbar$$

Tuttavia il salto di pressione dipende molto dalla velocità di aria e metano che a loro volta, fissate le portate, dipendono dalle aree di ingresso.



---

### 5.2.2 Caso2: bruciatori Whirlpool

Si sono quindi ripetuti i calcoli fatti sopra in cui al posto delle grandezze caratteristiche dei bruciatori standard, si sono utilizzate quelle effettive fornite dalla Whirlpool.

Nelle prove sperimentali, come si vedrà in seguito, non si utilizza il metano stesso, ma una miscela con la stessa densità del metano, composta in ugual parte da elio ( $H_e$ ) e azoto ( $N_2$ ); è dunque opportuno ricavare le caratteristiche principali di questa miscela, quali densità, viscosità, costante dei gas R e calore specifico, prima di determinare nuovamente il salto di pressione.

Proprietà	( $CH_4$ )	Miscela equivalente ( $0.5H_e + 0.5N_2$ )	Aria
$\rho_0 [\frac{kg}{m^3}]$	0.717	0.715	1.239
$\mu [Pa \cdot s]$	$1.03 \cdot 10^{-5}$	$0.89 \cdot 10^{-5}$	$1.71 \cdot 10^{-5}$
R [ $\frac{J}{kgK}$ ]	518.36	923.77	287.05
$C_p [\frac{J}{kgK}]$	2234	3116	1005

Tabella 5.6: Proprietà metano e miscela corrispondente

Per calcolare il salto di pressione si è utilizzata l'equazione (eq.5.4) opportunamente modificata per tener conto del fatto che l'area di efflusso varia rispetto a quella di ingresso:

$$W_a V_2 + W_{CH_4} V_1 - (W_a + W_{CH_4}) V_3 M = (P_3(\frac{A_3}{A_2}) - P_2) A_2 + \frac{4fL}{D_3} A_3 \rho_3 \frac{1}{2} V_3^2 \quad (5.7)$$

Dove con W si rappresenta la portata massica e con V la velocità del corrispondente flusso. Come prima approssimazione si è deciso di calcolare f utilizzando l'espressione del caso laminare, anche se per il bruciatore Tipo 1 ci si trova già in una zona di transizione ( $Re \simeq 5000$ ). Il salto di pressione calcolato risulterà quindi corretto di un fattore pari al rapporto fra l'area di efflusso e di ingresso dell'aria. Attraverso i disegni CAD forniti dalla Whirlpool (si veda il paragrafo successivo) è stato possibile ricavare le principali grandezze dei due bruciatori; conoscendo quindi i diametri di ingresso di aria e metano è possibile ricavare rispettivamente le velocità  $V_2$  e  $V_1$ ; allo stesso modo si è ricavata la velocità di uscita  $V_3$ . In (tab.5.7) si riportano quindi i principali parametri calcolati e infine il salto di pressione ( $P_3(\frac{A_3}{A_2}) - P_2$ ), nel caso di portate stechiometriche ricavate con il PCI del metano.

---

Proprietà	Bruciatore Tipo 1	Bruciatore Tipo 2
Velocità metano [m/s]	53.59	16.66
$\Delta P$ ugello [mbar]	12.83	1.24
Velocità ingresso aria [m/s]	3.54	5.88
Velocità uscita miscela [m/s]	4.63	1.31
Re	5340	2848
f	0.0120	0.0225
$(P_3(\frac{A_3}{A_2}) - P_2)$ [mbar]	-0.1367	0.2798

---

Tabella 5.7: Principali parametri dei bruciatori.

Conoscendo la velocità del metano, ricavata in modo da garantire una potenza del bruciatore di 3 KW al PCI, è stato possibile determinare inoltre il salto di pressione  $\Delta P$  dell'impianto del metano:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{1}{\eta} \rho_m V_1^2$$

dove con  $\eta$  si indica l'efficienza dell'ugello del metano pari a 0.8.

I risultati trovati sono stati calcolati con un fattore M pari a 2 come fatto in precedenza. Da osservare come il salto di pressione per il bruciatore Tipo 2 risulti essere positivo. Si può attribuire il risultato al fatto che questo bruciatore presenta un condotto di miscelamento di tipo convergente-divergente (come si vedrà successivamente); di conseguenza grazie al tratto divergente si ha un recupero di pressione che porta ad avere un salto di pressione complessivamente positivo.

In conclusione, questo primo dimensionamento, ha permesso di vedere che, lavorando in condizioni stechiometriche, solitamente i bruciatori standard presentano un salto di pressione negativo, mentre quelli di più nuova generazione, grazie ad un condotto progettato in modo più accurato, presentano un salto di pressione positivo e quindi risultano essere più efficienti dal punto di vista delle perdite di pressione.

---

## 5.3 Bruciatori Whirlpool

In questa sezione si vogliono descrivere brevemente i bruciatori forniti dalla Whirlpool e utilizzati nelle prove sperimentali. Oltre ad una serie di immagini raffiguranti le caratteristiche dei due bruciatori viene riportata una tabella con le principale grandezze degli stessi.

### 5.3.1 Bruciatore Tipo 1

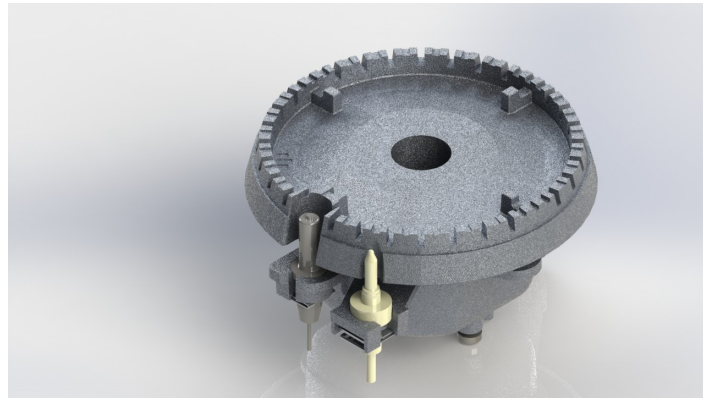
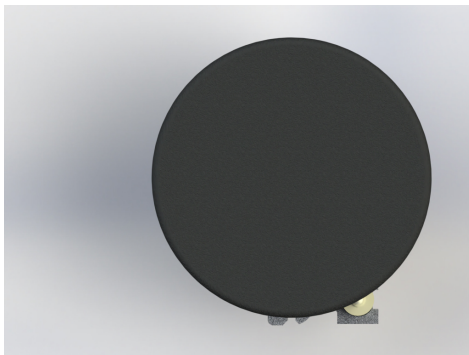


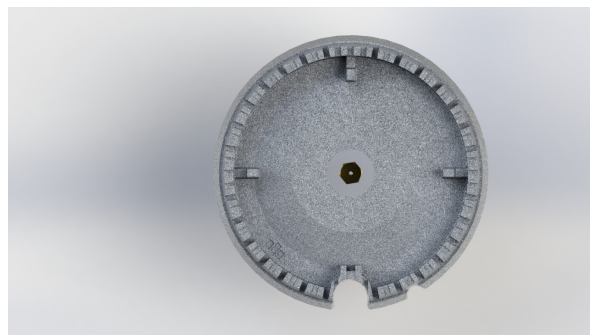
Figura 5.5: Immagine CAD del bruciatore Tipo 1.

Con color grigio chiaro si può osservare l'apparato per la generazione della scintilla, e con color avorio la termocoppia per la sicurezza della fiamma. Di seguito vengono riportate alcune immagini del bruciatore in viste particolari.

Come si può osservare da (fig.5.8) e dalla successiva sezione (fig.8.11), il bruciatore Tipo 1 presenta un'iniezione verticale e un condotto di miscelamento rettilineo, caratteristiche che darà, come si vedrà in seguito, un flusso in uscita assialsimmetrico. Per quanto riguarda la fiamma questo bruciatore è di tipo radiale.

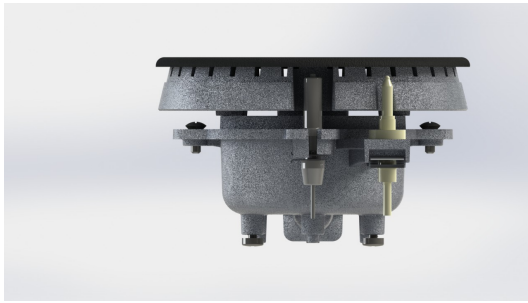


(a) Bruciatore Tipo 1

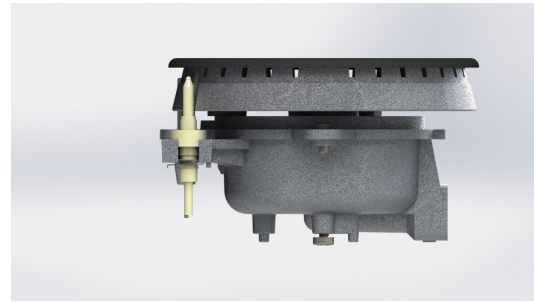


(b) Immagine CAD, vista dall'alto, bruciatore Tipo 1

Figura 5.6: Immagine CAD, vista dall'alto, senza coperchio in ghisa, bruciatore Tipo 1.



(a) Bruciatore Tipo 1



(b) Immagine CAD, vista frontale, bruciatore Tipo 1

Figura 5.7: Immagine CAD, vista laterale, bruciatore Tipo 1.

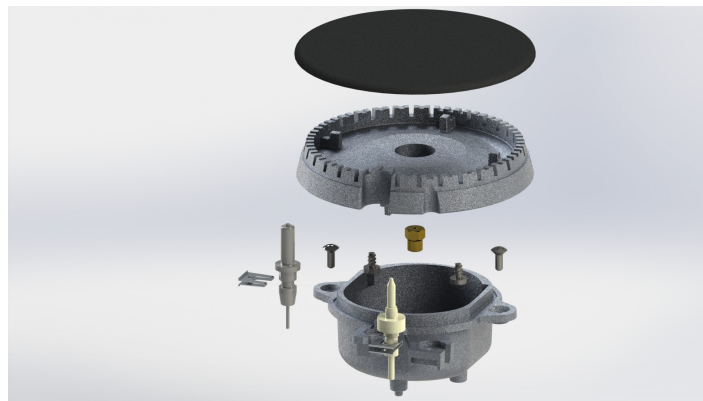


Figura 5.8: Immagine CAD del bruciatore Tipo 1, vista in esplosione

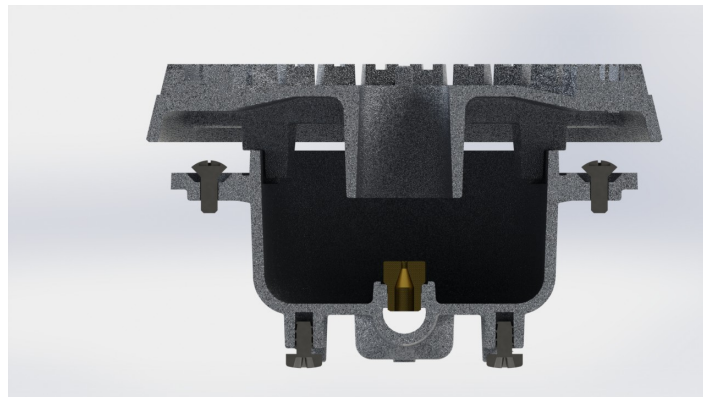


Figura 5.9: Immagine CAD del bruciatore Tipo 1, sezione frontale.

---

### 5.3.2 Bruciatore Tipo 2

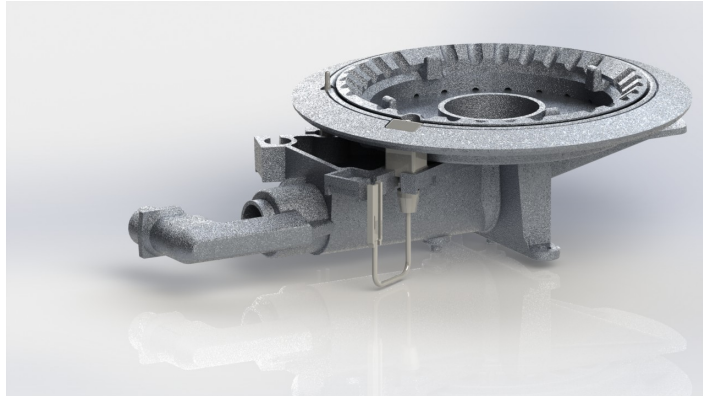


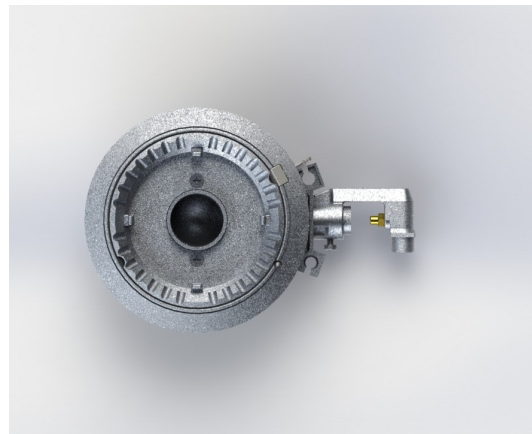
Figura 5.10: Immagine CAD del bruciatore Tipo 2.

Anche per questo bruciatore si possono osservare in color grigio chiaro l'apparato per la generazione della scintilla e la termocoppia per la sicurezza della fiamma. In questa immagine (fig.5.10) si è già tolto il coperchio in ghisa per meglio far vedere la geometria del bruciatore. Come si può osservare già da questa immagine (fig.5.10) l'iniezione del metano avviene orizzontalmente e il condotto di miscelazione presenta una curva a  $90^\circ$ ; questa particolare geometria, come si vedrà in seguito, produrrà un flusso in uscita non assialsimmetrico, con in particolare un picco di velocità del flusso all'esterno della curva. Questo bruciatore è di tipo verticale.

Di seguito vengono riportate alcune immagini del bruciatore in viste particolari.

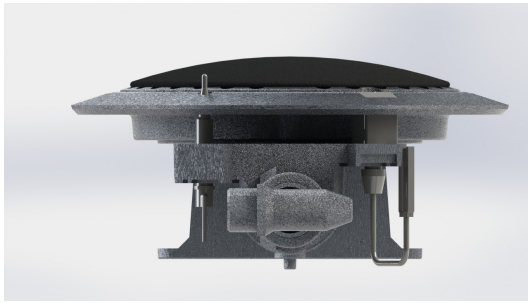


(a) Bruciatore Tipo 2

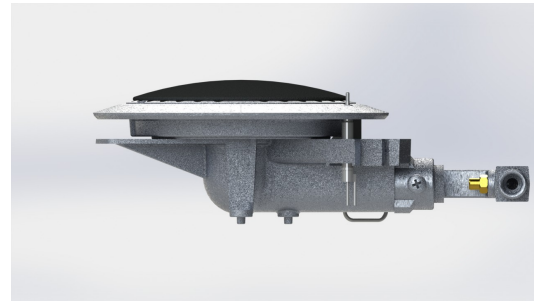


(b) Immagine CAD, vista dall'alto, bruciatore Tipo 1

Figura 5.11: Immagine CAD, vista dall'alto, senza coperchio in ghisa, bruciatore Tipo 2.



(a) Bruciatore Tipo 2



(b) Immagine CAD, vista frontale, bruciatore Tipo 2

Figura 5.12: Immagine CAD, vista laterale, bruciatore Tipo 2.

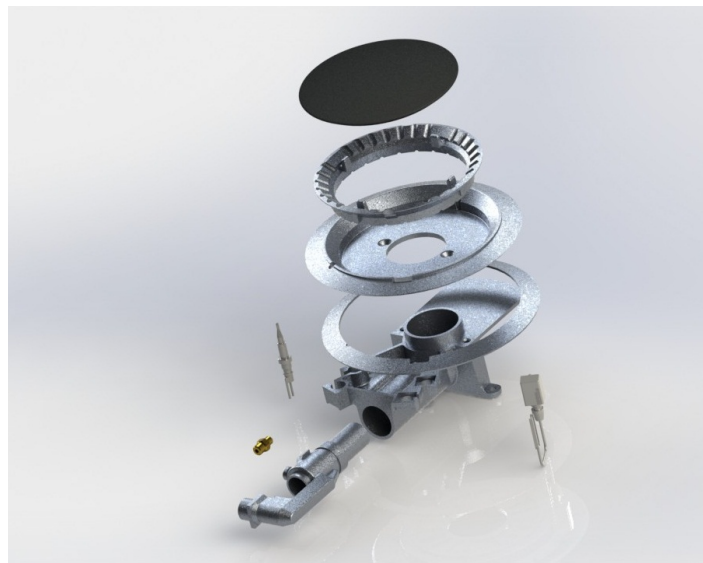


Figura 5.13: Immagine CAD del bruciatore Tipo 2, vista in esplosione.

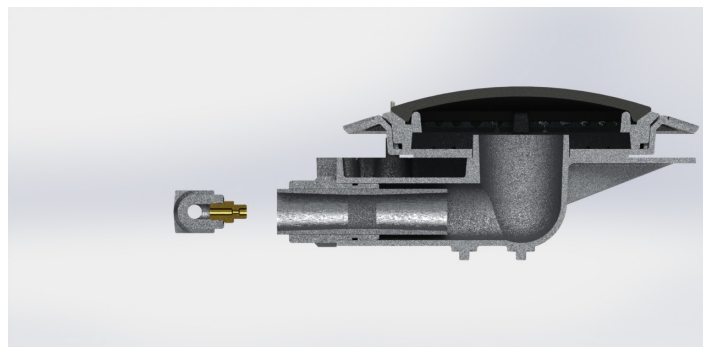


Figura 5.14: Immagine CAD del bruciatore Tipo 2, sezione frontale.

---

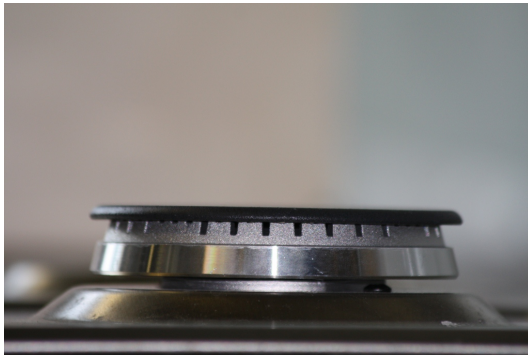
### 5.3.3 Caratteristiche geometriche bruciatori

In (tab.5.8) vengono riportate le principali grandezze dei due bruciatori.

Proprietà	Tipo 1	Tipo 2
Diametro ugello metano [mm]	1.45	2.6
Diametro ingresso aria [mm]	14.41	13.5
Diametro gola [mm]	16	13.5
Diametro uscita miscela [mm]	16	30
Lunghezza condotto di miscelamento [mm]	20.2	110.34
$\frac{L}{D_{out}}$	1.26	3.67

Tabella 5.8: Grandezze principali bruciatori.

Infine (fig.5.15) si riporta una visione dei due bruciatori montati sul piano cottura per vedere le differenze di design fra le due tipologie; come si può vedere il bruciatore Tipo 2 presenta una minore altezza dalla piastra e quindi un minor ingombro esterno; tuttavia per arrivare a questa soluzione è stato necessario modificare il condotto di miscelamento per non occupare eccessivo spazio al di sotto del piano cottura.



(a) Bruciatore Tipo 1



(b) Bruciatore Tipo 2

Figura 5.15: Confronto fra i due bruciatori montati sulle rispettive piastre.



---

## 5.4 Allestimento banco prova per prove fluidodinamiche

In questa sezione si passa alla descrizione dell'effettivo banco prova utilizzato durante le prove sperimentali. Come si può vedere in (fig.5.16) è stato necessario montare la piastra del fornello su un tavolo in modo da poterlo fissare in posizione orizzontale e permettere il passaggio dei tubi di iniezione del metano.



Figura 5.16: Banco prova bruciatore Tipo 1

Il condotto di alimentazione è composto da una valvola regolatrice di portata necessaria per regolare la quantità di flusso di metano da iniettare nel bruciatore. La fonte primaria è una bombola in pressione della miscela equivalente al metano oppure la linea di aria compressa del laboratorio nel caso di prove alimentate con aria.



Figura 5.17: Bombola in pressione contenente miscela inerte con densità equivalente al metano.

Prima di entrare nel bruciatore il flusso passa attraverso un iniettore di olio in modo da atomizzare all'interno del flusso una buona quantità di goccioline di olio necessarie per misurare la velocità del flusso, tramite tecnica LDV che verrà descritta successivamente.





Figura 5.18: Inseminatore.

#### 5.4.1 Allestimento banco per prove fluidodinamiche a caldo

Per quanto riguarda le prove a caldo, cioè metano freddo e aria calda ( $\simeq 100^{\circ}\text{C}$ ) è stato necessario costruire un box in modo da poter riscaldare il flusso d'aria in ingresso al bruciatore. Si è reso quindi necessario individuare un riscaldatore adeguato che permettesse di ottenere un flusso d'aria in entrata al bruciatore attorno ai  $100^{\circ}\text{C}$ . Avendo a disposizione un riscaldatore da 700W si è voluto testare se fosse sufficiente per produrre un flusso d'aria alla temperatura richiesta. Misurando la temperatura del flusso subito all'uscita del riscaldatore si è osservato che si superano abbondantemente i  $100^{\circ}\text{C}$ , fino ad arrivare a temperature di oltre  $250^{\circ}\text{C}$ . Tuttavia è necessario avere che il flusso all'ingresso del bruciatore arrivi attorno ai  $100^{\circ}\text{C}$ ; si deve quindi tener conto delle perdite di calore che il flusso subisce nel passaggio attraverso la camera di stanca. Si è voluto quindi riprodurre in modo molto rapido un possibile banco prova, anche se in modo molto approssimativo, come si può vedere in (fig.5.19(a)). Per monitorare la temperatura del flusso in uscita dal bruciatore è stata posta un termocoppia nei pressi dell'orifizio del bruciatore stesso (fig.5.19(b)) collegata poi a un dispositivo analogico in cui si poteva leggere direttamente la temperatura del flusso.



(a)



(b)

Figura 5.19: Test con riscaldatore flusso d'aria.

Si è osservato che il riscaldatore a disposizione, funzionando per pochi minuti al massimo della potenza, riesce a riscaldare il flusso d'aria fino a temperature superiori ai  $100^{\circ}\text{C}$  e che può essere in prima analisi utilizzata nelle prove a caldo.

---

Si deve tuttavia tener conto che:

- il box è stato fatto in cartone;
- le dimensioni del box sono notevolmente inferiori rispetto a quelle effettive;
- la prova è stata eseguita per un tempo limitato per non sollecitare eccessivamente il box alle alte temperature;
- e infine che il flusso d'aria che attraversava il riscaldatore era imposto da un impianto in pressione che quindi generava molto probabilmente una portata d'aria superiore a quella necessaria al bruciatore.

Poichè tutti questi fattori possono in realtà inficiare la stima effettuata, si è deciso di effettuare un secondo test una volta costruito il box. Alcune prime modifiche apportate al banco prova definitivo sono le seguenti:

- per evitare che il flusso d'aria entrante nel box sia superiore a quello richiesto dal bruciatore, sarà necessario regolare il flusso in ingresso;
- utilizzo del legno come materiale del serbatoio di stanco, eventualmente ricoperto all'interno da materiale isolante per limitare le perdite di calore;
- presenza della piastra in acciaio.

Una volta montato il box in legno e la piastra in acciaio, opportunamente sigillata con del nastro adesivo termico per impedire all'aria calda di uscire dagli orifizi presenti, si è effettuato un secondo test per vedere appunto se il flusso in ingresso al bruciatore raggiungesse effettivamente i 100°C.

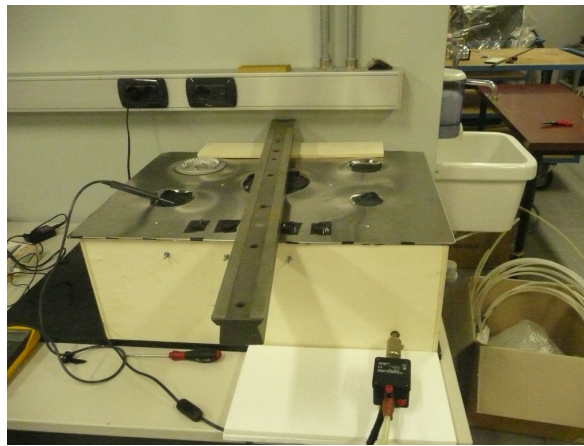


Figura 5.20: Banco prova con box in legno.

Tuttavia in queste condizioni la temperatura del flusso non superava i 70°C, raggiunti inoltre dopo parecchio tempo, a causa di un'eccessiva perdita di calore dalla piastra di acciaio che raggiungeva anch'essa una temperatura vicina ai 70°C.

Si è deciso quindi di rivestire internamente la piastra con uno strato di cartone e uno di fogli di alluminio in modo da isolare il più possibile la piastra.

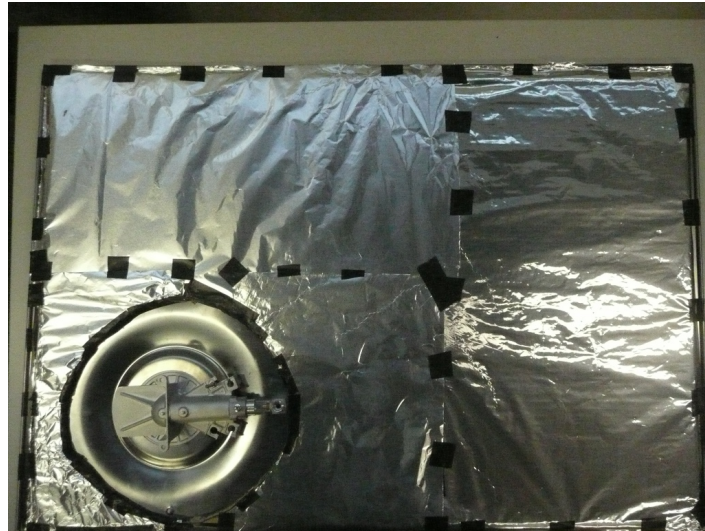


Figura 5.21: Piastra banco prova rivestita all'interno con cartone e alluminio.

Si è effettuato infine un terzo test in cui, anche se dopo tempi abbastanza lunghi dovuti al raggiungimento dell'equilibrio termico del banco prova con l'esterno, si è arrivati ad avere un flusso di  $100^{\circ}\text{C}$ . Come ultima cosa è stato poi necessario rivestire i tubi di alimentazione del metano in modo da evitare che a causa dell'elevata temperatura presente nel box venga riscaldata anche la miscela iniettata nel bruciatore; si è quindi deciso di ricoprire tubi e valvole all'interno del box con lana di vetro rivestita con fogli di alluminio. Portata l'aria all'interno del box a  $100^{\circ}\text{C}$  si è poi verificato che il flusso passante dai tubi rivestiti non subisse un'eccessivo aumento di temperatura.

## Capitolo 6

# Strumenti di misura utilizzati

In questo capitolo si vogliono riportare le principali caratteristiche di funzionamento degli strumenti di misura utilizzati.

### 6.1 LDV (Laser Doppler Velocimetry)

Questo strumento di misura viene utilizzato per misurare la velocità del flusso in uscita dal bruciatore e di conseguenza la portata, in modo da poter ricavare, conoscendo la portata in ingresso di miscela, il rapporto aria-gas. Si tratta di uno strumento che utilizza tecniche di misure laser. Le caratteristiche principali dell'LDV come strumento di misura della velocità sono:

- possibilità di stimare simultaneamente le tre componenti di velocità in modo da trovare il vettore velocità senza alcuna ambiguità;
- *non richiede calibrazione*;
- non intrusività;
- buona accuratezza;
- alta risoluzione sia in termini spaziali che temporali;
- insensibilità alle condizioni ambientali;
- possibilità di lavorare in flussi bifase e camere di combustione.

Gli svantaggi propri di questa tecnica risiedono nell'esigenza di avere accessi ottici sul sistema da osservare e nella necessità di inseminare il fluido con particelle traccianti se non si sta già misurando un campo bifase. Questi ultimi due aspetti possono essere fonte di disturbo per il campo di moto. Le principali applicazioni della tecnica LDV sono:

- flussi laminari e turbolenti;
- flussi bifase;
- flussi supersonici;
- sprays;
- calcolo velocità particelle, etc.

La tecnica LDV utilizza numerosi e complessi processi fisici e di misura come:

- light scattering di piccole particelle con dimensione  $d_p \simeq \lambda$ ;
- fenomeni ottici;
- effetto Doppler;
- conversione di luce in un segnale elettrico;
- misurazione di un segnale modulato in frequenza;
- utilizzo di luce laser.

Si definisce scattering l'interazione fra la luce e la materia; in particolare la tecnica LDV utilizza il così detto Mie-scattering, fenomeno che dipende solo dal numero, dalla dimensione, dall'indice di rifrazione e dalla forma della particella e non dal tipo di molecola (cross section). Si parla inoltre di scattering elastico in quanto non c'è scambio di energia fra il fotone incidente e la particella; non viene quindi modificata la frequenza della luce. E' possibile utilizzare l'ottica geometrica solo nel caso in cui le particelle abbiano  $d_p \gg \lambda$ ; si suppone inoltre di avere particelle trasparenti e non assorbenti.

### 6.1.1 Funzionamento base

Il funzionamento dell'LDV consiste nella focalizzazione di due fasci laser attraverso una lente in un volume di controllo (spazio racchiuso dalla linea rossa in fig.6.1); in questa zona di interazione dei due fasci si producono delle frange di interferenza.

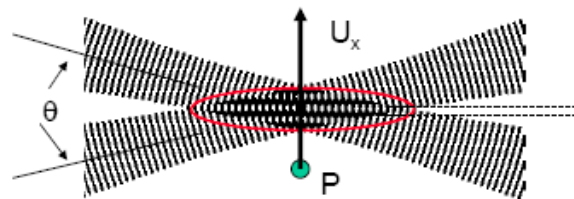


Figura 6.1: Fasci laser dell'LDV.

Quando una particella attraversa una frangia, la luce scattering fluttua in intensità con una frequenza  $f_D$  uguale alla velocità della particella diviso l'ampiezza della frangia:

$$f_D = \frac{U_x}{\Delta s}$$

dove  $\Delta s = \frac{\lambda}{2\sin(\theta/2)}$  definita dal tipo di luce laser utilizzato e dall'angolo fra i due fasci laser. Segue che la misura della velocità viene effettuata misurando la frequenza Doppler del fascio laser attraverso la seguente espressione:

$$f_D = \frac{2U_x}{\lambda} \sin(\theta) \quad (6.1)$$

dove  $\theta$  è l'angolo compreso fra i due fasci laser,  $U_x$  è la componente di velocità ortogonale alla bisettrice dell'angolo  $\theta$  e  $\lambda$  è la lunghezza d'onda del fascio laser utilizzato.

Come si può osservare l'LDV è uno strumento di ORDINE ZERO poiché  $\theta$  e  $\lambda$  sono noti; si ha quindi misura immediata della velocità e non si ha inoltre bisogno di alcuna calibrazione.

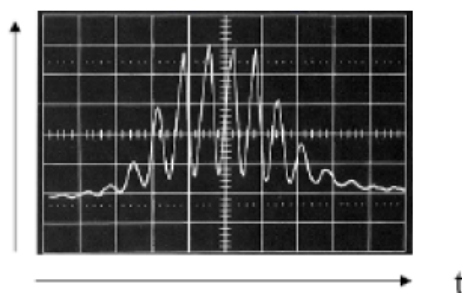


Figura 6.2: Esempio di segnale doppler.

In (fig.6.2) si può osservare un tipico segnale prodotto dalla tecnica LDV; come si può vedere l'ampiezza del segnale è diversa a seconda della frangia in cui la particella sta passando, le frange più interne sono più luminose e quindi il segnale è più forte.

Per determinare la velocità delle particelle si potrebbe dividere l'ampiezza della frangia, che è nota, per il tempo in cui la particella sta all'interno della frangia; tuttavia dal segnale non si riesce a stabilire con adeguata precisione quando la particella entra ed esce dalla frangia.

### 6.1.2 Effetto Doppler

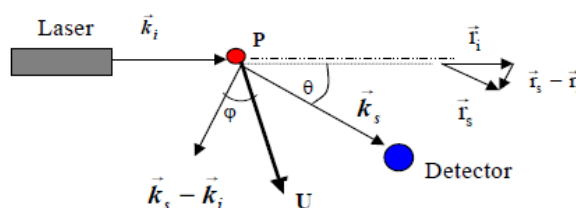


Figura 6.3: Effetto Doppler.

Se una particella P attraversa un fascio  $k_i$  di luce monocromatica con frequenza  $\omega_i$  proveniente da una sorgente ferma, riceve luce alla frequenza shiftata:

$$\omega_P = \omega_i - k_i \cdot U$$

supponendo che  $|U| \ll c$ .

Diversamente il detector, fermo, vede la luce emessa dalla particella in movimento con una frequenza pari a:

$$\omega_s = \omega_P + k_s \cdot U$$

Segue quindi che

$$\omega_s = \omega_i + (k_s - k_i) \cdot U$$

e quindi

$$\omega_D = \omega_s - \omega_i = (k_s - k_i) \cdot U = \frac{4\pi n}{\lambda_i} \cdot |U| \cos(\Phi)$$

la frequenza doppler risulta essere quindi proporzionale alla componente di velocità definita dalla direzione del fascio di luce incidente e diffuso; in questo modo si decide la componente

di velocità misurata a seconda del posizionamento del detector. Per poter misurare il segnale proveniente dalla particella è necessario utilizzare la cosiddetta eterodina ottica.

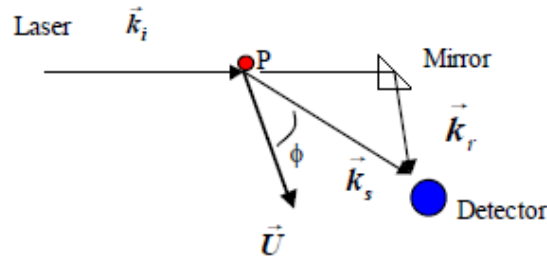


Figura 6.4: Eterodina ottica.

Attraverso uno specchio si invia lo stesso fascio laser al detector; di conseguenza nel detector si ha la somma del campo elettrico del laser e quello deviato dalla particella. Si arriva quindi a scrivere che:

$$E^2 = (E_s \cos(\omega_s t) + E_r \cos(\omega_r t))^2 = E_s^2 \cos^2(\omega_s t) + E_r^2 \cos^2(\omega_r t) + E_s E_r \cos((\omega_s + \omega_r)t) + E_s E_r \cos((\omega_s - \omega_r)t)$$

Calcolando il valor medio  $I = \langle E^2 \rangle$  si trova

$$I(t) = P + D \cos(\omega_D t)$$

dove P è il valore medio del segnale dovuto ai termini costanti; si definisce visibilità il rapporto  $V = \frac{D}{P}$ .

La limitazione di questa tecnica è che è necessario introdurre uno specchio per riflettere il raggio laser, e molto spesso risulta difficile la corretta disposizione di questo specchio. Risulta quindi conveniente utilizzare il *sistema differenziale* che consiste nell'utilizzare due fasci laser separati; in questo modo il detector vede due fasci a due frequenze diverse poichè anche se sono prodotti dalla stessa particella impattano il detector con angoli diversi.

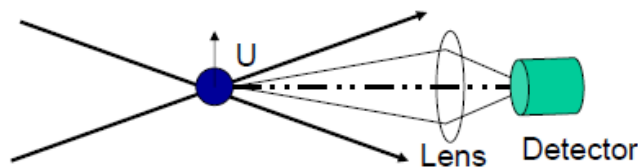


Figura 6.5: Sistema differenziale.

L'espressione della frequenza Doppler che si ritrova è la seguente:

$$\omega_D = (k_2 - k_1) \cdot U$$

che si può facilmente ricondurre all'(eq.6.1). La posizione del detector risulta quindi ininfluente nella misura della velocità poichè si sa già di misurare la componente della velocità  $U_x$  cioè quella ortogonale alla bisettrice dell'angolo compreso fra i due fasci. La posizione del detector può influenzare solo l'intensità della radiazione che riceve. Lo strumento così formato risulta facile da allineare e insensibile alle vibrazioni.



Il detector solitamente è preceduto da un obiettivo e da un diaframma che servono per variare la risoluzione spaziale: più il diaframma è piccolo e più è piccola la parte di spazio che si va ad indagare.

Qualunque sia la dimensione delle particelle si ha sempre una modulazione del segnale poichè le frange non si creano sulle particelle ma sul detector; segue quindi che la visibilità sarà sempre diversa da zero poichè la particella non potrà mai oscurare tutte le frange. La dimensione della particella gioca un ruolo importante solo nell'ampiezza del segnale.

### 6.1.3 Ambiguità direzionale

Lo strumento fino ad ora descritto ha un'applicazione limitata in quanto permette la misura del solo modulo della velocità, in quanto particelle con verso opposto producono lo stesso segnale Doppler. Per ovviare a questo problema si varia la frequenza di uno dei due fasci laser (frequenza di shift) in modo tale che le frange scorrono con una velocità assegnata; si introduce così un segnale di offset pari alla frequenza di shift; se il segnale misurato ha una frequenza maggiore di quella di shift la velocità della particella è positiva, se minore allora è negativa. Operativamente si visualizza a schermo un valore di velocità affiancato da un segno che ne rappresenta il verso. Il raggio laser shiftato si può ottenere attraverso una cella ottico-acustica, chiamata cella di Bragg che produce un raggio shiftato di 40 Hz. E' possibile decidere il verso di movimento delle frange invertendo la cella oppure i fasci laser.

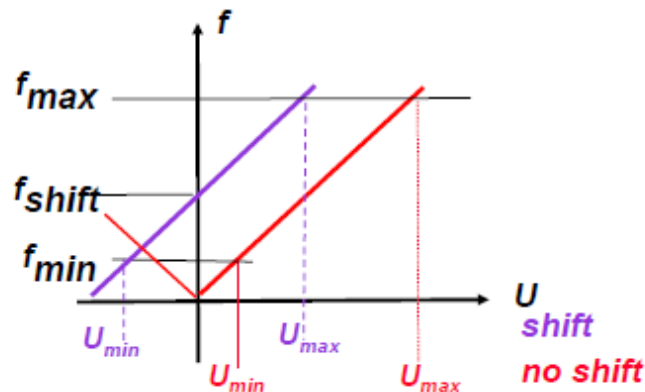


Figura 6.6: Retta di calibrazione del segnale shiftato.

Come si può osservare in (fig.6.6) dopo aver introdotto la cella di Bragg si ha che la retta viene shiftata verso sinistra e quindi la traslazione dello zero verso velocità negative; si può osservare inoltre che esiste una velocità massima negativa misurabile dallo strumento.



---

### 6.1.4 Proprietà laser

Le proprietà che deve avere il laser sono le seguenti:

- monocromatico, in quanto il segnale di output è a frequenza molto più bassa rispetto a quella del laser stesso; altrimenti non si riuscirebbe a fare la misura;
- coerente;
- deve avere divergenza piccola;
- polarizzato linearmente;
- intensità del fascio con distribuzione Gaussiana; si stabilisce il limite del fascio nel momento in cui l'intensità è pari a  $\frac{1}{e^2}$ ;
- continuo.

### 6.1.5 Componenti ottici

I moduli base necessari per il corretto funzionamento dell'LDV sono:

- beam splitter, componente che separa un unico fascio laser in due;
- lenti acromatiche, per focalizzare il laser sui punti voluti; molto spesso viene utilizzata anche per mandare il segnale di risposta al detector;
- eventuali specchi per modificare la traiettoria del fascio laser, fibre ottiche;

E' possibile inoltre introdurre il così detto *beam expander* al posto delle singole lenti necessario per ridurre le dimensioni del volume di misura, aumentare la densità di potenza nel volume di misura e permettere misure in prossimità di pareti solide.

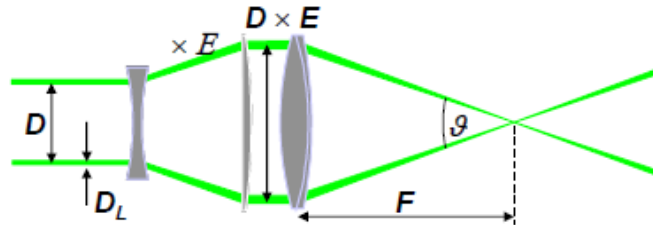


Figura 6.7: Beam expander.

Si ha che il diametro del laser nel volume di misura è pari a  $d = \frac{4\lambda F}{\pi E \cdot D}$  dove F è la focale dell'obiettivo, D la distanza fra i due fasci laser ed E il guadagno dato dal beam expander; come si può quindi osservare la presenza del beam expander porta ad una diminuzione del diametro del laser all'interno della misura e quindi a volumi di misura più accurati. Si ha infatti che le dimensioni del volume di misura sono le seguenti:

$$\delta_z = \frac{4F\lambda}{\pi E D_L \sin(\theta/2)}$$
$$\delta_y = \frac{4F\lambda}{\pi E D_L}$$
$$\delta_x = \frac{4F\lambda}{\pi E D_L \cos(\theta/2)}$$

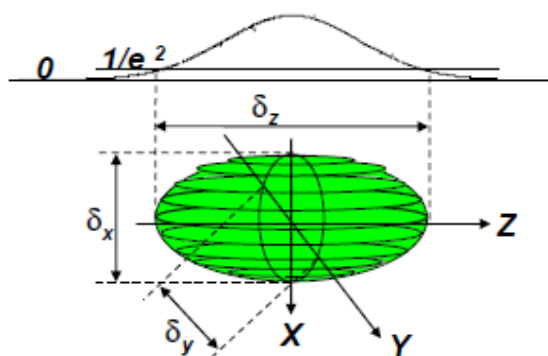


Figura 6.8: Dimensioni volume di misura.

In realtà l'effettivo volume di misura può essere più piccolo rispetto a quello geometrico; in particolare modo dipende dalla potenza del laser, dall'amplificazione del segnale, dalla sensibilità del sistema e dalla dimensione e traiettoria delle particelle. Infatti particelle con la stessa dimensione ma traiettorie diverse producono diversi segnali Doppler, maggiore se la particella passa dal centro del volume di misura, minore se alle estremità.

Per misurare simultaneamente due componenti della velocità sarebbe necessario avere due ottiche posizionate con angoli differenti; in realtà è possibile utilizzare laser di argon che può produrre contemporaneamente due laser di colore diverso (verde e blu); si ottiene così un sistema doppio; è però necessario un separatore di colore. Di seguito si riporta uno schema dell'LDV completo:

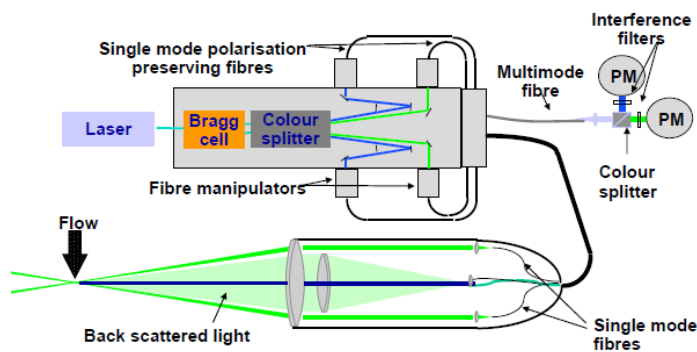


Figura 6.9: Schema LDV.

Si possono infine utilizzare filtri e fotomoltiplicatori per migliorare la qualità del segnale. Il segnale prodotto dall'interazione delle particelle con il laser passa infatti attraverso un fotomoltiplicatore e successivamente un amplificatore che produce un'amplificazione del segnale di 40dB. Il segnale in uscita dal detector viene poi elaborato da un software che riporta diversi valori della misura effettuata come ad esempio velocità media e deviazione standard.

In (tab.6.1) sono riassunti i parametri più significativi del sistema ottico, in particolare le dimensioni del volume di misura (risoluzione spaziale) e la stima dell'accuratezza globale delle misure (errori sistematici e statistici).

<b>Dimensioni del volume di misura</b>	$L_x = 0.08 \text{ mm}$ $L_y = 0.08 \text{ mm}$ $L_z = 0.70 \text{ mm}$
<b>Errore sistematico del sistema LDA</b>	$< \pm 1\%$
<b>Errore statistico della velocità media</b>	Compreso tra i $\pm 1\%$ e $\pm 5\%$
<b>Errore globale della velocità media</b>	Compreso tra i $\pm 1.4\%$ e $\pm 5\%$
<b>Errore globale della portata (per profili di velocità assialsimmetrici)</b>	Compreso tra i $\pm 1\%$ e $\pm 5\%$

Tabella 6.1: Parametri caratteristici dell'Anemometro Laser-Doppler.

### 6.1.6 Vincoli per la scelta delle particelle traccianti

Poichè per determinare la velocità del flusso si utilizzano particelle traccianti, è necessario assicurare che queste particelle seguano alla perfezione il flusso; le particelle devono infatti andare a regime non solo rispetto alla velocità media ma anche rispetto alle fluttuazioni. Deve essere verificato:

$$S_T \ll 1$$

dove  $S_T = \frac{\tau_p}{T_u}$  con  $\tau_p = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu}$  e  $T_u$  tempo caratteristico del fenomeno.

Si hanno quindi dei limiti sul diametro delle particelle che si possono utilizzare come traccianti.

Sotto le condizioni di:

- particelle sferiche;
- concentrazione di particelle non così alta in modo da non avere urti fra le molecole;
- forza gravitazionale trascurabile;

si arriva a scrivere la seguente espressione:

$$\frac{\pi}{6} d_p^3 \rho_p \frac{dU_p}{dt} = 3\pi\mu d_p (U_f - U_p)$$

assumendo  $Re_p < 1$  e quindi  $C_D = \frac{24}{Re_p}$  si può scrivere:

$$\frac{d}{dt} U_p = 18 \frac{\mu}{d_p^2} \frac{U_f - U_p}{\rho_p}$$

Si può osservare che il sistema è del *primo ordine*; nonostante quindi il laser sia di ordine zero, l'ordine globale del sistema è uno.

In conclusione si arriva a scrivere:

$$d_p < \left[ \frac{18\mu}{2\pi\rho_p f_c} \sqrt{\frac{1}{(U_p/U_f)^2} - 1} \right]^{1/2}$$

dove  $f_c$  è la frequenza di cut-off al di sopra della quale non si riesce a misurare l'effettiva velocità del flusso. Solitamente si assume ( $U_p/U_f = 0.99$ ). Si trova così un limite superiore al diametro delle particelle; in realtà esiste anche un limite inferiore poichè si andrebbe a misurare non più la velocità del flusso ma quella di agitazione termica.

---

### 6.1.7 Elaborazione del segnale

Acquisito il segnale dal detector lo si deve elaborare per ricavarne la frequenza.

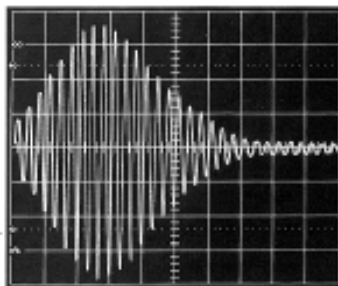


Figura 6.10: Esempio di segnale doppler filtrato.

Il numero di oscillazioni del segnale rappresenta il numero di frange presenti nel volume di misura, nel caso di frange shiftate il numero di oscillazioni sarà maggiore.

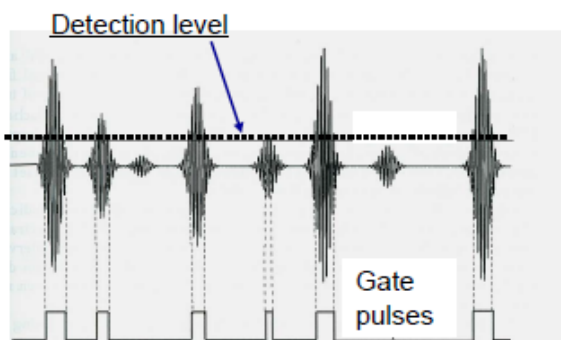


Figura 6.11: Serie di segnali acquisiti dal detector.

Come si può osservare in (fig.6.11) particelle di dimensioni maggiori danno un segnale di ampiezza maggiore, in accordo con lo scattering di Mie, fenomeno che dipende dal quadrato del diametro della particella; inoltre si può osservare la presenza di un livello di trigger sotto il quale il segnale non viene acquisito. E' presente infine un segnale denominato gate pulse attraverso il quale è possibile vedere l'inizio e la fine di ogni segnale delle particelle. Per ricavare la frequenza del segnale si utilizza l'analisi di Fourier, in particolare la Fast Fourier Transform (FFT).

### 6.1.8 Data processing

Come visto in precedenza non è detto che il segnale venga sempre convalidato e quindi memorizzato; si introduce quindi un segnale di trigger in modo tale che le particelle che hanno un segnale di ampiezza inferiore a quella di trigger vengono scartate. E' possibile quindi introdurre il parametro Data Rate che rappresenta il numero di segnali convalidati nell'unità di tempo esprimibile da:

$$N' = \eta n U A \quad (6.2)$$

dove  $\eta$  è l'efficienza (tiene conto del fatto che non tutti i segnali delle particelle vengono convalidati),  $n$  concentrazione volumetrica delle particelle,  $U$  velocità particelle,  $A$  area di misura. Questo valore è proporzionale alla velocità del flusso. Una diminuzione del livello di trigger aumenta il data rate ma allo stesso tempo può introdurre rumore. Un problema nel

---

calcolo della velocità delle particelle è che le particelle non arrivano con un  $\Delta T$  costante e quindi si ha un un valore medio di velocità più spostato verso dove si hanno più misure di velocità; di conseguenza se si fa semplicemente la media delle velocità misurate si produce un errore in quanto si pesa sullo stesso modo tutte le misure. Risulta quindi necessario introdurre un termine correttivo. E' possibile utilizzare le seguenti espressioni:

-1

$$\bar{U} = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{\sum U_k \Delta t_k}{\sum \Delta t_k}$$

dove  $\Delta t_k$  è l'intervallo fra il passaggio di una particella e l'altra; tuttavia questo metodo deve rispettare il *Data Density*:  $NT_u \geq 5$ .

-2

$$\bar{U} = \frac{\sum U_i \tau_i}{\sum \tau_i}$$

dove  $\tau_i$  è il tempo di transito e quindi l'inverso del modulo della velocità delle particelle; il tempo di transito viene calcolato direttamente dallo strumento di misura ed è inoltre indipendente dal Data Rate. Con questo metodo si trova che la varianza è data da:

$$\sigma^2 = \frac{\sum (U_i - \bar{U})^2 \tau_i}{\sum \tau_i}$$

## 6.2 Riscaldatore

Il riscaldatore raffigurato in (fig.6.12) viene utilizzato per riscaldare l'aria all'interno del box durante le prove con aria calda.

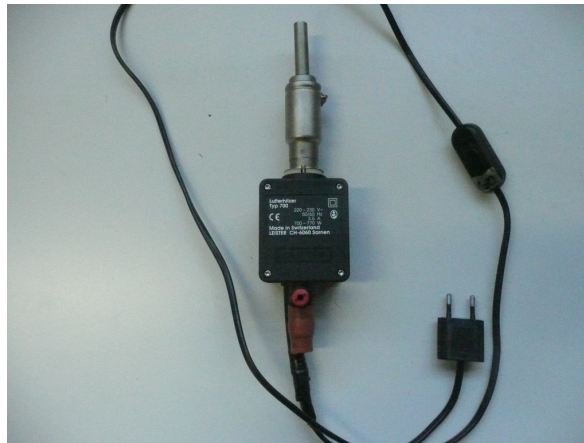


Figura 6.12: Riscaldatore.

E' necessario introdurre nel riscaldatore un flusso forzato d'aria in modo che quest'ultimo venga riscaldato alla temperatura voluta. Lo strumento presenta infatti una regolazione della temperatura del flusso d'aria in uscita; la regolazione deve tenere però conto delle perdite di calore del flusso d'aria nel tragitto fra il riscaldatore stesso e l'ingresso del bruciatore. Come visto in precedenza il riscaldatore utilizzato permette il raggiungimento della temperatura desiderata (100°C) in ingresso al bruciatore.

## 6.3 Termocoppia tipo K

Sono i sensori più usati per la misura della temperatura; hanno le seguenti caratteristiche:

- piccole;
- coprono un ampio campo di temperature ( $-270^{\circ}\text{C} \div 2500^{\circ}\text{C}$ );
- accurate.

I requisiti fondamentali che deve possedere una termocoppia sono:

- stabilità e riproducibilità delle proprietà fisico-chimiche dei materiali;
- sufficiente sensibilità  $S = \frac{dV}{dT}$ ;
- linearità.

Si riportano in (fig.6.13) le curve di taratura dei più comuni tipi di termocoppie.

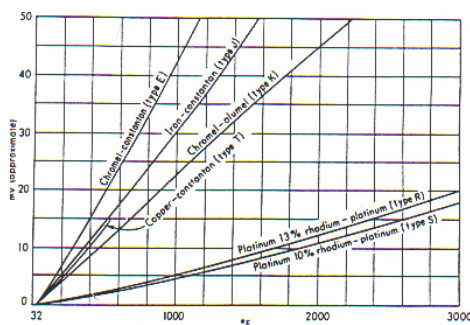


Figura 6.13: Curve di taratura delle principali termocoppie.

Le termocoppie tipo K sono costituite da un filamento di nickel-cromo ed uno di nickel uniti meccanicamente ad un'estremità (giunto caldo) mentre l'altra estremità viene connessa al sistema di misura. All'aumentare della temperatura del giunto caldo, viene generata una forza elettromotrice proporzionale alla differenza di temperatura tra le due estremità della termocoppia. La termocoppia tipo K utilizzata ha un campo di misura  $-200 \div 1200^{\circ}\text{C}$  con tolleranza  $\pm 2.5^{\circ}\text{C}$  oppure  $\pm 0.75\%$ . La risoluzione del display è pari a  $0.1^{\circ}\text{C}$ .



Figura 6.14: Termocoppia tipo K.

---

## 6.4 Manometro differenziale

Nelle prove a caldo per non introdurre in modo forzato più aria calda di quanto il bruciatore ne richieda si è deciso di utilizzare un manometro differenziale in modo da garantire che il salto di pressione fra interno e esterno del box sia nullo.

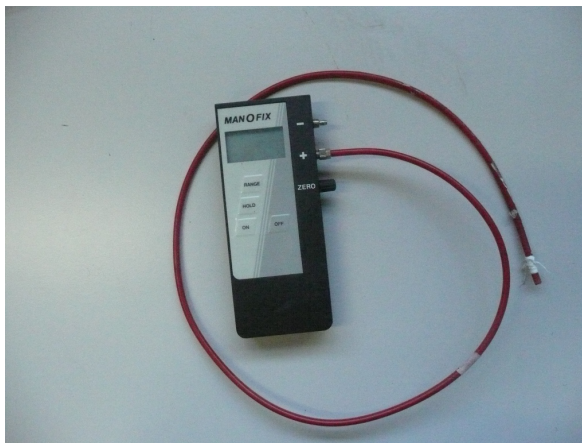


Figura 6.15: Manometro differenziale.

## 6.5 Valvola regolatrice di portata

Valvola utilizzata per regolare il flusso di miscela in ingresso all'iniettore del bruciatore.



Figura 6.16: Valvola regolatrice di portata.

Poichè il modello utilizzato è tarato per aria, nel momento in cui è stato utilizzata la miscela di azoto e elio è stato necessario ricavare un opportuno coefficiente correttivo sull'effettiva portata; da manuale si trova che il coefficiente correttivo per miscela bicomponente è pari a:

$$\frac{1}{C_{ecq}} = \frac{V_1 V_2}{C_1 C_2} \quad (6.3)$$

dove  $V_x$  è la parte del componente  $x$  sul totale della miscela e  $C_x$  è il corrispondente fattore correttivo. Nel caso della miscela utilizzata si ha che  $V_{He} = V_{N_2} = 0.5$  e  $C_{He} = 1.41$  e  $C_{N_2} = 1$ . Di conseguenza si trova che  $C_{ecq} = 1.17$ . A partire dalla lettura sul display è necessario effettuare la seguente correzione:  $Q_{display} = C_{ecq} \cdot Q_{voluta}$ .

# Capitolo 7

## Prove sperimentali

In questo capitolo si vuole descrivere la modalità con la quale sono state effettuate le prove in laboratorio per quanto riguarda il calcolo dell'efficienza di mescolamento ad opera del Venturi.

### 7.1 Introduzione

L'analisi sperimentale è stata condotta su due tipologie di miscelatori ad induzione atmosferica forniti da Whirlpool, le cui caratteristiche geometriche sono state riassunte precedentemente (Cap.5.3). Essi sono rappresentativi di una versione convenzionale con condotto di miscelazione cilindrico e posizionato verticalmente (Tipo 1), che è assunto come riferimento, e di una versione avanzata realizzata con un condotto di miscelazione a forma di Venturi convergente-divergente (Tipo 2), ma con un angolo di  $90^\circ$  tra la sezione d'ingresso e quella d'uscita. Entrambi i miscelatori hanno una potenza massima nominale di 3 kW e sono stati analizzati alimentandoli alla portata di metano corrispondente a questa potenza termica. Sono state considerate sia le portate ricavate utilizzando il potere calorifico inferiore, sia quello superiore. Infatti solitamente per i bruciatori domestici viene utilizzato il potere calorifico superiore (PCS) mentre per i bruciatori industriali viene utilizzato il potere calorifico inferiore (PCI). Per il metano questi valori sono riportati in (tab.7.1) unitamente ad altri parametri caratteristici.

	Metano	Aria
<b>Densità</b>	0.679 [ $kg/m^3$ ] (T = 15°C)	1.225 [ $kg/m^3$ ] (T = 15°C)
	0.717 [ $kg/m^3$ ] (T = 0°C)	1.29 [ $kg/m^3$ ] (T = 0°C)
		0.94 [ $kg/m^3$ ] (T = 100°C)
$C_p$	2234 [J/kg K]	1005 [J/kg K]
<b>Viscosità assoluta</b>	$1.03 \cdot 10^{-5}$ [Pa*s]	$1.71 \cdot 10^{-5}$ [Pa*s]
<b>PCS</b>	58.65 [MJ/kg]	
<b>PCI</b>	50.00 [MJ/kg]	

Tabella 7.1: Parametri caratteristici del metano e dell'aria.



---

## 7.2 Determinazione portata in ingresso al bruciatore

Nelle diverse prove effettuate si è dovuto individuare la giusta portata di gas da inviare nel bruciatore, per riprodurre un processo quanto più fedele al reale utilizzo.

Come gas induttore si è utilizzato:

- miscela di Elio (50%) e Azoto (50%), da considerarsi simile al metano per densità (per comodità quando si leggerà metano in questo capitolo, in realtà ci si sta riferendo a questa miscela);
- aria.

In entrambi i casi si sono voluti studiare i risultati di prove effettuate sia con il potere calorifico superiore (PCS) sia con potere calorifico inferiore (PCI).

### 7.2.1 Gas induttore: Metano

In questo caso partendo dalla potenza nominale del bruciatore e dai due valori PCS e PCI del metano si è ricavata direttamente la portata secondo la relazione vista precedentemente (eq.3.4). In (tab.7.2) sono riportati i valori ottenuti.

	Potere Calorifico [MJ/kg]	W [kg/s]	Q[m <sup>3</sup> /s]	Portata [Nl/min]
PCI	50.00	$6 \cdot 10^{-5}$	$8.368 \cdot 10^{-5}$	5.021
PCS	58.65	$5.11 \cdot 10^{-5}$	$7.133 \cdot 10^{-5}$	4.28

Tabella 7.2: Portate di gas nei casi di PCI e PCS.

### 7.2.2 Gas induttore: Aria

Attraverso l'utilizzo di aria come fluido induttore si è voluto riprodurre un uguale valore di densità fra i due fluidi, quello induttore e quello indotto, per simulare il caso in cui l'aria esterna abbia una temperatura molto elevata ( $\simeq 200^{\circ}C$ ) tale da avere quindi la stessa densità del metano. Tuttavia per semplicità, visto che l'obbiettivo era avere uguale densità fra i due flussi, si è deciso di utilizzare aria, e non metano, sia come fluido indotto che come fluido induttore. Per riprodurre però con maggiore esattezza la condizione voluta è necessario verificare che si mantenga costante la conservazione della quantità di moto rispetto al caso in cui si operi con metano come fluido induttore. Applicando quindi la conservazione della quantità di moto all'uscita dell'ugello dell'iniettore fra i due diversi casi è possibile calcolare la velocità dell'aria in uscita dall'eiettore e da qui la portata di aria necessaria.

$$(\rho U^2)_{CH_4} = (\rho U^2)_{aria} \quad (7.1)$$

dall' (eq.7.1) si ricava:

$$U_{aria} = \sqrt{\frac{\rho_{CH_4}}{\rho_{aria}}} U_{CH_4} \quad (7.2)$$

Dove la velocità del flusso di metano è nota precedentemente in quanto si conosce la portata di metano necessaria (tab.7.2). Determinate così le velocità dell'aria con l'(eq.7.2), si ricavano i rispettivi valori di portata sia per il caso con PCS che con PCI.

---

	PCI	PCS
$U_{CH_4}$ [m/s]	50.68	43.29
$U_{aria}$ [m/s]	37.74	32.17
$Q_{aria}$ [Nl/min]	3.74	3.19

Tabella 7.3: Valori ottenuti per bruciatore Tipo 1.

	PCI	PCS
$U_{CH_4}$ [m/s]	15.76	13.44
$U_{aria}$ [m/s]	11.74	10.01
$Q_{aria}$ [Nl/min]	3.74	3.19

Tabella 7.4: Valori ottenuti per bruciatore Tipo 2.

Confrontando le due tabelle (tab.7.3 e tab.7.4) a fronte di diverse velocità nei due ugelli dovute alle loro differenti dimensioni, si ottengono valori uguali delle portate d'aria. Questo è quello che ci si aspettava in quanto entrambi i bruciatori lavorano con la stessa potenza nominale di 3KW.

### 7.3 Installazione banco prova

Come visto in precedenza due sono stati i sistemi di miscelazione forniti da Whirlpool ed analizzati nella campagna di prove sperimentali. Per effettuare le prove i due bruciatori sono stati inseriti nei rispettivi piani cottura ed è stato rimosso il coperchio superiore (fig.7.1), in cui sono presenti le asole per la stabilizzazione della fiamma, poichè l'obbiettivo era quello di valutare le portate di aria trascinata, e di conseguenza da queste il rapporto aria/gas nella miscela. E' stato quindi necessario avere un accesso diretto alla sezione di efflusso del condotto di miscelazione per poter utilizzare la tecnica ottica dell'Anemometria laser-Doppler per il calcolo delle velocità del flusso e quindi della portata.



Figura 7.1: Vista del bruciatore Tipo 2 privo di asole per garantire l'accesso all'LDV.

La portata effettiva potrebbe risultare lievemente differente nelle condizioni reali di funzionamento del bruciatore in conseguenza delle eventuali perdite di carico introdotte dalla asole nella piastra superiore.

---

Tutte le prove sono state eseguite in regime non reattivo.

Tre sono state le condizioni operative utilizzate nelle prove sperimentali:

- 1 fluido induttore miscela di Elio (50%) e Azoto (50%) che simula la densità tipica del gas naturale ( $0.715$  contro  $0.717 \text{ kg/m}^3$  a  $273\text{K}$ ), in aria ambiente;
- 2 fluido induttore miscela Elio (50%) e Azoto (50%), in aria riscaldata alla temperatura di  $100^\circ\text{C}$ ;
- 3 fluido induttore aria in aria ambiente.

Le prove con aria in aria ambiente sono state eseguite sia per la semplicità della prova stessa, sia, come detto in precedenza, nell'intento di simulare l'iniezione di un gas (metano) in aria sufficientemente calda da avere la stessa densità del gas. In questo ultimo caso per il miscelatore Tipo 1 sono state ripetuti esperimenti a diverse portate di aria iniettata per studiare la dipendenza dell'efficienza del trascinarsi del bruciatore al variare della portata stessa.

La scelta di utilizzare una miscela di Elio e Azoto è stata dettata principalmente da ragioni di sicurezza nel laboratorio.

Le prove con l'aria riscaldata, al fine di verificare la possibile dipendenza dalla temperatura del rapporto aria/gas all'uscita dal condotto di miscelazione, sono state effettuate solo con il bruciatore Tipo 2 perché in esso l'aria di miscelazione primaria viene prelevata sotto il piano cottura. Nel bruciatore di riferimento, Tipo 1, l'aria viene invece prelevata dalla parte superiore del piano cottura e questo ha reso praticamente impossibile costruire un volume chiuso in cui immagazzinare aria calda e quindi non sono state eseguite prove di questo tipo (fig.7.2).

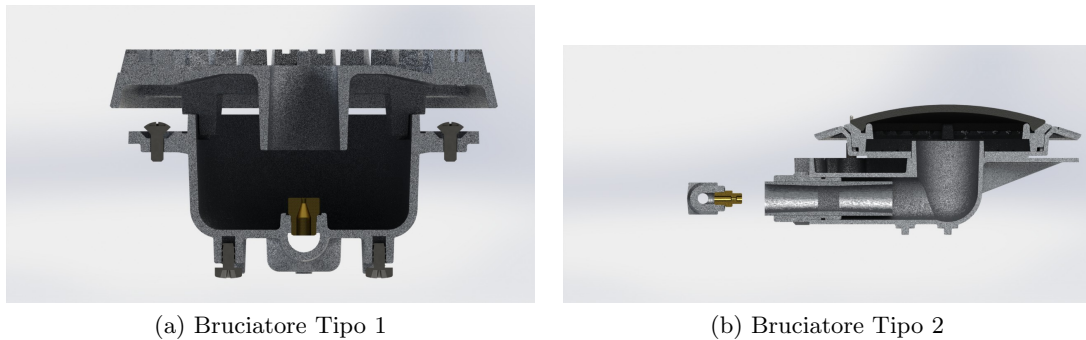


Figura 7.2: Immagini CAD dei bruciatori, sezione.

Come visto in precedenza le prove con aria alla temperatura di  $100^\circ\text{C}$  ( $373\text{K}$ ) hanno richiesto la realizzazione di un volume chiuso posto sotto il piano cottura di volume adeguatamente ampio ed isolato termicamente in cui immagazzinare aria calda. Durante le prove si è verificato che la differenza di pressione tra l'interno del volume e l'ambiente esterno fosse rigorosamente nulla, per non indurre alterazioni delle condizioni di aspirazione dell'aria primaria nel miscelatore. Una termocoppia di tipo K, posta all'interno del volume in prossimità della zona di aspirazione, ha permesso di monitorare la temperatura che è risultata molto stabile, con oscillazioni dell'ordine di  $\pm 3^\circ\text{C}$ .

---

## 7.4 Svolgimento prove sperimentali

Le prove sperimentali consistono nella stima della portata della miscela nella sezione d'uscita del condotto di miscelazione a fronte di una portata di gas iniettato tramite l'ugello del bruciatore. La valutazione della portata in uscita dal bruciatore è stata ottenuta tramite la misura della distribuzione di velocità del gas lungo un diametro della sezione d'uscita del condotto o, in alcuni casi che mostravano un'evidente carenza di assialsimmetria del flusso, lungo una griglia di punti disposti lungo un diametro ed alcune corde. Le misure di velocità sono state eseguite con la tecnica dell'Anemometria Laser-Doppler (LDA), di cui si è parlato precedentemente (Cap.6.1).

L'anemometro laser utilizzato è del tipo a due colori e fornisce quindi la misura contemporanea di due componenti ortogonali della velocità: nel nostro caso la componente assiale e quella radiale o tangenziale. Il volume di misura, come visto precedentemente ha la forma di un ellissoide con una dimensione maggiore rispetto alle altre; è stato quindi posizionato in modo che questa dimensione fosse normale al diametro lungo il quale sono stati misurati i profili di velocità. Pertanto la risoluzione spaziale dei profili radiali di velocità è pari a 0.08 mm. La (fig.7.3) mostra la disposizione dell'ottica LDA e del volume di misura relativamente alla sezione d'uscita del condotto di miscelazione.

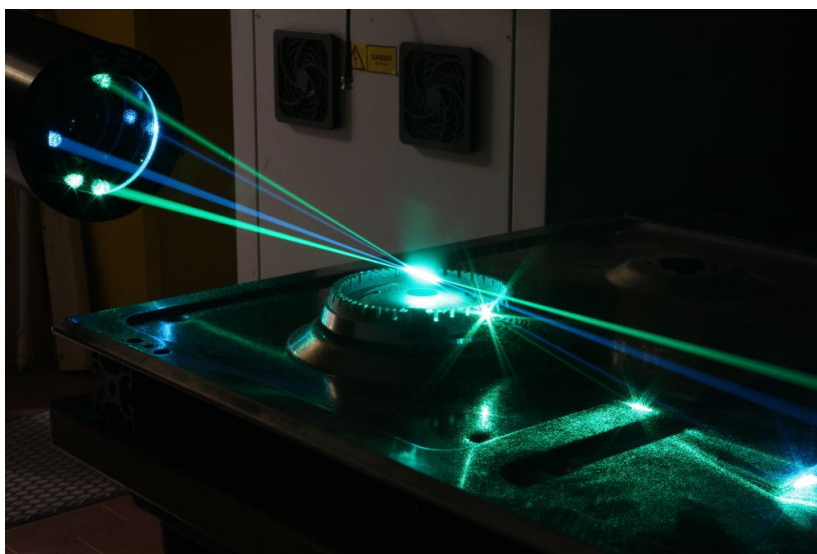


Figura 7.3: Immagine dei fasci laser (due verdi e due blu) uscenti dall'ottica di trasmissione del sistema LDA e del volume di misura (zona di incrocio dei quattro fasci) posto sopra la sezione d'uscita del condotto di miscelazione Tipo 1.

Va notato che la posizione della sezione d'uscita della camera di miscelazione è più bassa del piano cottura in misura diversa nei due bruciatori analizzati. Questa disposizione impone di inclinare i fasci laser per posizionare e traslare il volume di misura in un piano quanto più possibile prossimo al piano di efflusso ( $\approx 5$  mm dalla sezione d'uscita del condotto), in modo da non compromettere significativamente l'accuratezza della misura della portata in quanto il flusso uscente tende a richiamare aria ambiente e quindi, se viene fatta la misura a quota eccessivamente elevata, la portata misurata potrebbe risultare errata per eccesso. Per minimizzare gli effetti di questo problema, i fasci laser sono stati inclinati di angoli ( $\alpha$ ) variabili tra  $7^\circ$  e  $13^\circ$  portando alla misura di una componente di velocità non esattamente assiale, ma inclinata dello stesso angolo. La correzione da apportare (eq.7.3) è stata inserita

---

nel software di elaborazione dei dati e pertanto i risultati riportati in questo rapporto sono i valori corretti della componente verticale della velocità, cioè quella normale alla sezione di uscita e quindi nominalmente parallela alla direzione del flusso.

$$V_{reale} = \frac{V_{misurata}}{\cos \alpha} \quad (7.3)$$

Dopo aver fatto le seguenti osservazioni si è dovuto centrare l'ottica in modo da posizionarsi lungo i diametri di interesse, procedimento che verrà descritto successivamente bruciatore per bruciatore in quanto il procedimento risulta essere differente. Impostata quindi correttamente la mappa delle misure si sono fatte le acquisizioni; si è impostato il software in modo tale da cambiare stazione di misura o dopo 4000 misure acquisite oppure dopo un tempo variabile dai 100 ai 150 secondi a seconda della prova in atto. Finita l'acquisizione si sono potuti raffigurare i vari profili di velocità e ricavare così la portata volumetrica con i metodi descritti di seguito.

## 7.5 Calcolo portata volumetrica

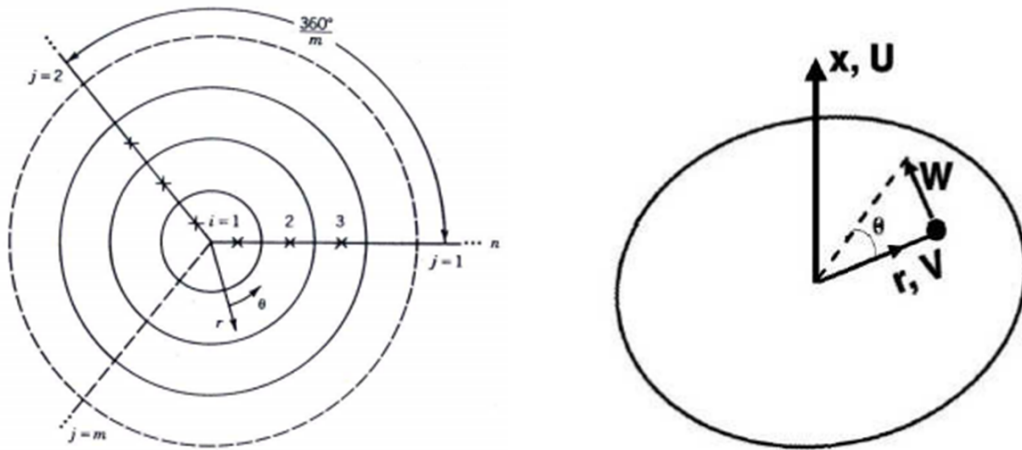
La determinazione dei profili di velocità lungo un diametro consente infatti, in linea teorica, di valutare la portata di gas attraverso un processo di integrazione sull'intera sezione, ma il risultato è sufficientemente accurato solo nel caso in cui il flusso abbia un profilo assial-simmetrico. Infatti i profili della componente assiale della velocità permettono il calcolo della portata volumetrica  $Q$  in uscita dal miscelatore nell'ipotesi di condotto circolare (figura.7.4) e di perfetta simmetria cilindrica del flusso, mediante il calcolo dell'integrale:

$$Q = \int_a^R \int_0^{2\pi} U(r, \vartheta) r d\vartheta dr \quad (7.4)$$

dove  $U$  rappresenta la componente assiale di velocità, mediata nel tempo e relativa ad una posizione radiale. La scelta degli estremi di integrazione è stata valutata di volta in volta in funzione delle coordinate radiali in cui la velocità assiale si annullava. Per il calcolo dell'integrale si è adottato il metodo dei trapezi:

$$Q = 2\pi \int_0^R U r dr \rightarrow 2\pi \sum_1^N U_i r \Delta r \quad (7.5)$$

che assicura una notevole accuratezza numerica avendo utilizzato un passo di 1 mm nel reticolo di punti di misura lungo il diametro.



(a) Schema del criterio di valutazione della portata (b) sistema di riferimento utilizzato nelle misure.  $U, V, W$  sono i valori di velocità media espressi in coordinate polari rispettivamente lungo  $x, r,$  e  $\vartheta$  con  $x$  diretto come l'asse del condotto di miscelazione.

Figura 7.4: Metodo di calcolo portata nel caso di assialsimmetria.

Purtroppo questa procedura si è rivelata non sempre possibile per la carenza di simmetria cilindrica riscontrata nel caso del bruciatore Tipo 2 e ciò ha penalizzato l'accuratezza delle stime della portata, ma ha fornito anche un utile elemento di valutazione della bontà del disegno del miscelatore.

Nel caso del bruciatore di riferimento, Tipo 1, i profili sono risultati sufficientemente simmetrici da garantire l'accuratezza dell'utilizzo del metodo sopra descritto per la stima della portata di miscela all'uscita del condotto di miscelazione. Per quanto riguarda il bruciatore Tipo 2 si è deciso di effettuare una griglia di misure suddivisa in diverse corde; la portata è stata poi calcolata come somma degli integrali dei profili delle velocità delle singole corde ognuno dei quali moltiplicato per una larghezza pari a metà distanza fra una corda e l'altra.

## Capitolo 8

# Analisi risultati: efficienza fluidodinamica

In questo capitolo si riportano i risultati ottenuti dalle prove sperimentali per il calcolo del rapporto  $\frac{Q}{F}$  con relativi grafici e commento a quanto ottenuto. Inoltre sono stati fatti dei confronti con risultati di tipo analitico e, anche se solo in modo qualitativo, con risultati ottenuti per via numerica. Ecco riassunte in (tab.8.1) le prove effettuate:

Prova N°	Gas Induttore [K]	Gas Indotto [K]	Portata Gas Induttore [Nl/min]	Rapporto Densità (gas/aria)	Bruciatore
1*	Aria (288)	Aria (288)	2.8	1	Tipo 1
2*	Aria (288)	Aria (288)	3.2 PCS	1	Tipo 1
3*	Aria (288)	Aria (288)	3.5	1	Tipo 1
4*	Aria (288)	Aria (288)	3.75 PCI	1	Tipo 1
5*	Aria (288)	Aria (288)	5	1	Tipo 1
6	He/N <sub>2</sub> (288)	Aria (288)	4.28 PCS	0.547	Tipo 1
7	He/N <sub>2</sub> (288)	Aria (288)	5.02 PCI	0.547	Tipo 1
8	He/N <sub>2</sub> (288)	Aria (288)	4.28 PCS	0.547	Tipo 2
9	He/N <sub>2</sub> (288)	Aria (288)	5.02 PCI	0.547	Tipo 2
10**	He/N <sub>2</sub> (288)	Aria (373)	5.02 PCI	0.71	Tipo 2
11*	Aria (288)	Aria (288)	3.2 PCS	1	Tipo 2
12*	Aria (288)	Aria (288)	3.75 PCI	1	Tipo 2

Tabella 8.1: Sintesi delle condizioni operative indagate

(\*) prova equivalente all'utilizzo di metano come gas induttore (288 K) e aria come flusso indotto a  $\simeq 480$  K.

(\*\*) prova effettuata riscaldando l'aria indotta esterna a 100°C (273 K).

---

Si riportano di seguito i risultati ottenuti per quanto riguarda il rapporto O/F suddivisi per tipologia di bruciatore e a seconda del fluido induttore. Il sistema di riferimento utilizzato rispetto alla sezione di uscita del flusso è il seguente:

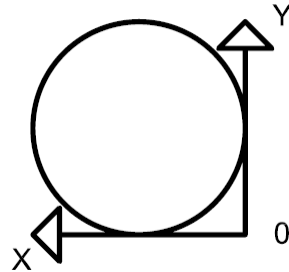


Figura 8.1: Sistema di riferimento utilizzato durante le acquisizioni.

Le acquisizioni del bruciatore Tipo 1 sono state effettuate lungo il diametro in direzione X e quindi la seconda componente di velocità acquisita (BSA2) rappresenta la velocità radiale, mentre le acquisizioni del bruciatore Tipo 2 sono state fatte in direzione Y in quanto il bruciatore presentava una simmetria rispetto all'asse Y stesso; di conseguenza la velocità del BSA2 rappresenta la componente tangenziale della velocità.

Si riportano di seguito le convenzioni dei segni delle velocità adottate nelle misure sperimentali.

<b>Velocità</b>	<b>Verso del valore positivo (+)</b>
Assiale	Alto
Radiale	Destra
Tangenziale	Destra

Tabella 8.2: Convenzioni segni delle velocità nelle misure sperimentali.



---

## 8.1 Bruciatore Tipo 1

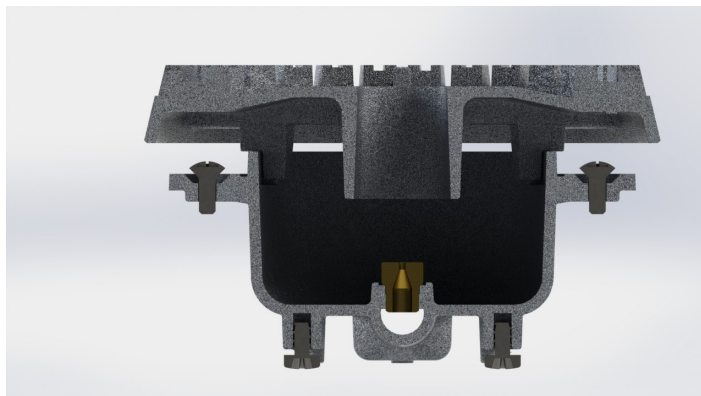


Figura 8.2: Immagine CAD del bruciatore Tipo 1, sezione frontale.

Questo bruciatore presenta nella sezione di uscita un profilo di velocità assialsimmetrico in quanto il Venturi è posto in direzione verticale e non presenta curvature lungo il condotto di miscelamento. E' risultato così possibile utilizzare come metodo di calcolo della portata quello più semplice (eq.8.2).

Per verificare che il profilo di velocità all'uscita del bruciatore fosse assialsimmetrico si è effettuata come prima cosa un'acquisizione di prova. Una volta osservato che il flusso risultava essere assialsimmetrico ci si è dovuti posizionare con esattezza lungo un diametro della sezione di uscita. Per centrare quindi il fascio laser si è effettuata una misura delle velocità spostando l'LDV lungo la componente Y; il picco del profilo di velocità è stato assunto come centro del diametro lungo Y; bloccata la posizione Y si è quindi potuto far muovere il laser lungo la direzione X con la sicurezza di muoversi lungo un diametro.

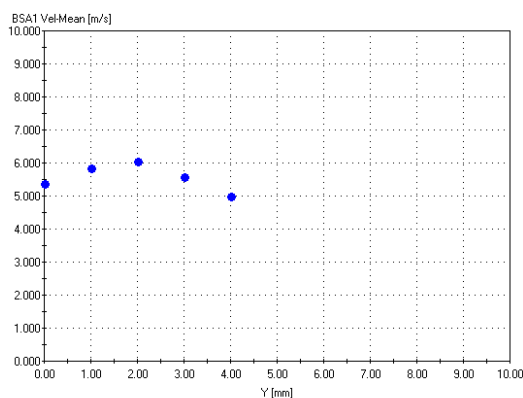


Figura 8.3: Centraggio LDV.

Data la rapidità con cui si effettuavano le prove, in quanto era necessario effettuare la misura di un unico diametro, si è deciso di effettuare prove a diverse portate e in alcuni casi più di una acquisizione per portata.

---

### 8.1.1 Fluido induttore: metano. Fluido indotto: aria

Per questa condizione si sono effettuate acquisizioni solo per valori di portate ricavate a partire dal PCS e dal PCI. Si riportano di seguito i grafici dei profili di velocità acquisiti e i valori O/F ricavati.

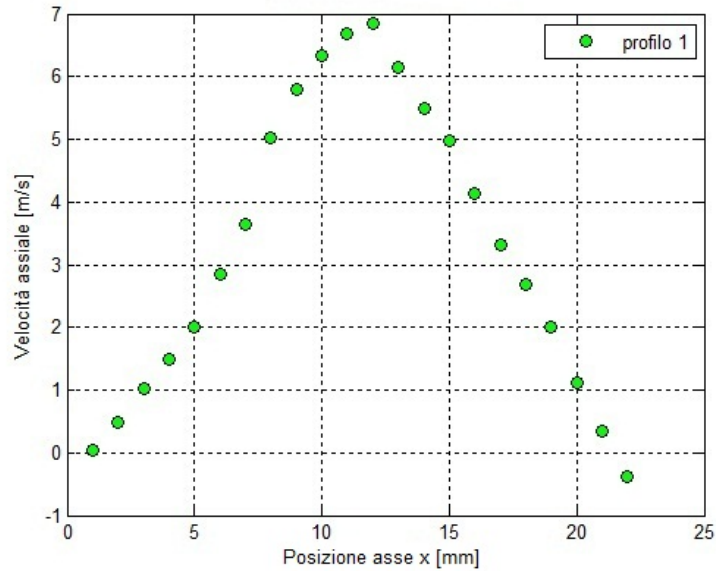


Figura 8.4: Profilo di velocità assiale a portata PCS [4.28 Nl/min], prova 6 (metano/aria).

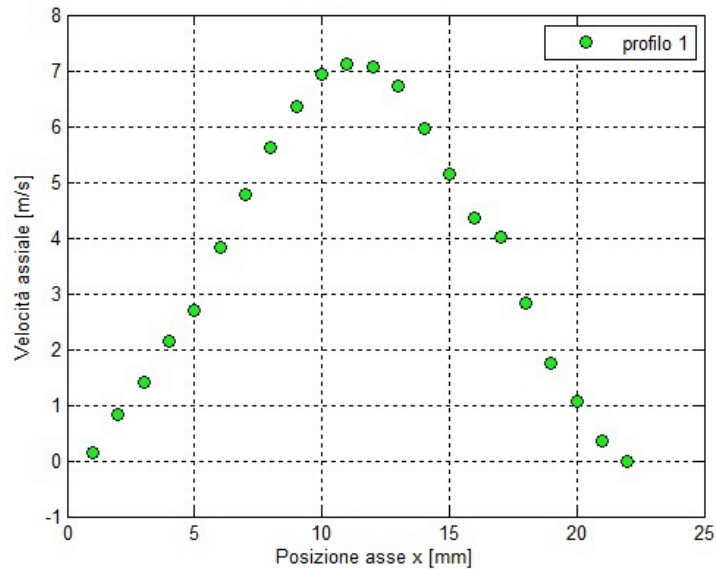


Figura 8.5: Profilo di velocità assiale a portata PCI [5.02 Nl/min], prova 7 (metano/aria).

N° Prova	Portata [Nl/min]	$(O/F)_{volumetrico}$
6	4.28 PCS	8.992
7	5.02 PCI	8.954

Tabella 8.3: Valori O/F ottenuti per prove bruciatore Tipo 1 con metano/aria.

Come si può vedere dai grafici (fig.8.4, fig.8.5) il profilo di velocità risulta essere assialsimmetrico; dalla (tab.8.3) invece si può osservare come il rapporto O/F risulti essere pressochè lo stesso anche se è cambiato il valore di portata iniettata.

### 8.1.2 Fluido induttore: aria. Fluido indotto: aria

Data la semplicità della prova, per questa condizione si sono effettuate acquisizioni oltre che per i valori di portate ricavate a partire dal PCS e dal PCI anche per valori differenti in modo da poter osservare il comportamento del Venturi al variare delle portate. Si è voluto inoltre acquisire più profili di velocità alla stessa portata per verificare la ripetibilità delle misure. Si riportano di seguito i grafici dei profili di velocità acquisiti e i valori O/F ricavati.

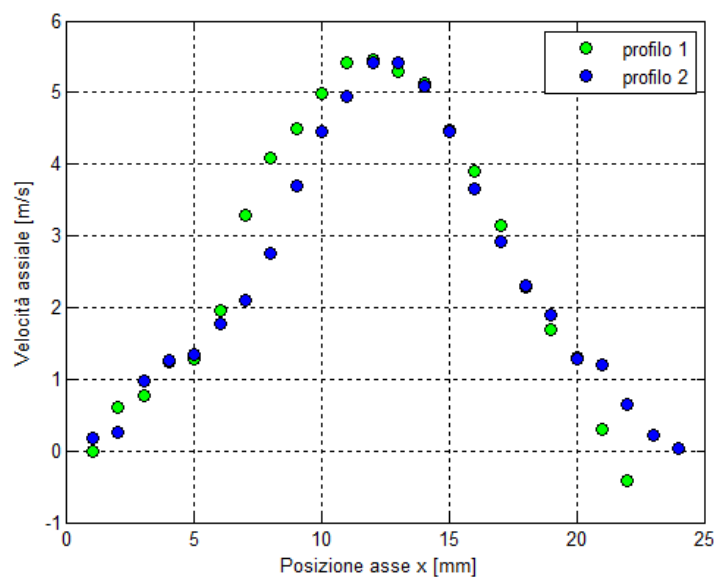


Figura 8.6: Profilo di velocità a portata 2.8 Nl/min, prova 1 (aria/aria).

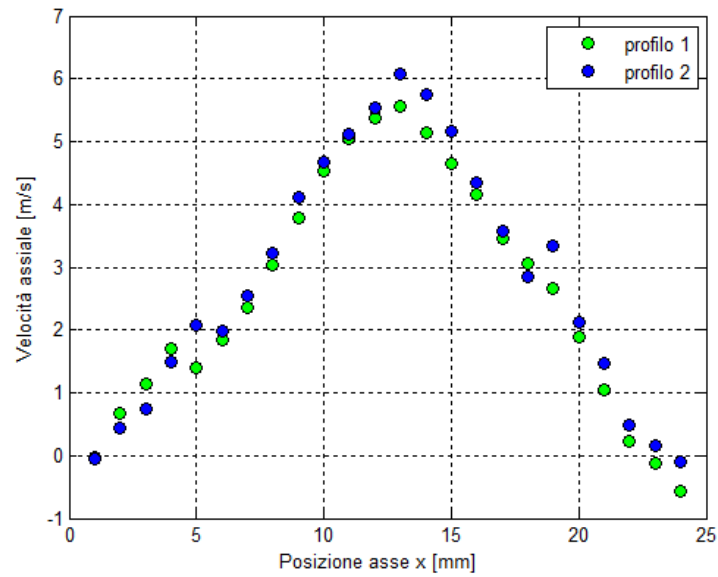


Figura 8.7: Profilo di velocità a portata PCS [3.2 Nl/min], prova 2 (aria/aria).

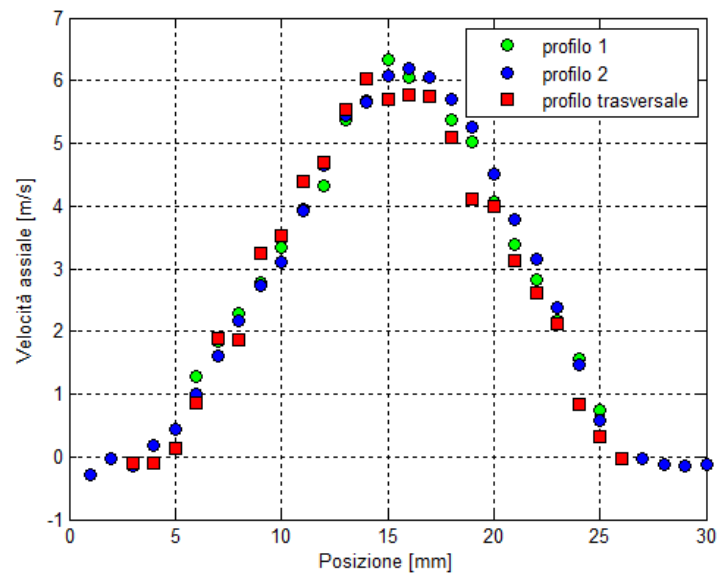


Figura 8.8: Profilo di velocità a portata 3.5 Nl/min, prova 3 (aria/aria).

Come si può osservare per la portata di 3.5 Nl/min (fig.8.8) si è effettuata anche un'acquisizione del profilo di velocità assiale lungo la direzione Y (trasversale) al fine di verificare ancora una volta che il flusso in uscita sia assialsimmetrico; con questa acquisizione inoltre si è potuto ricavare, attraverso il BSA2, il profilo di velocità tangenziale.

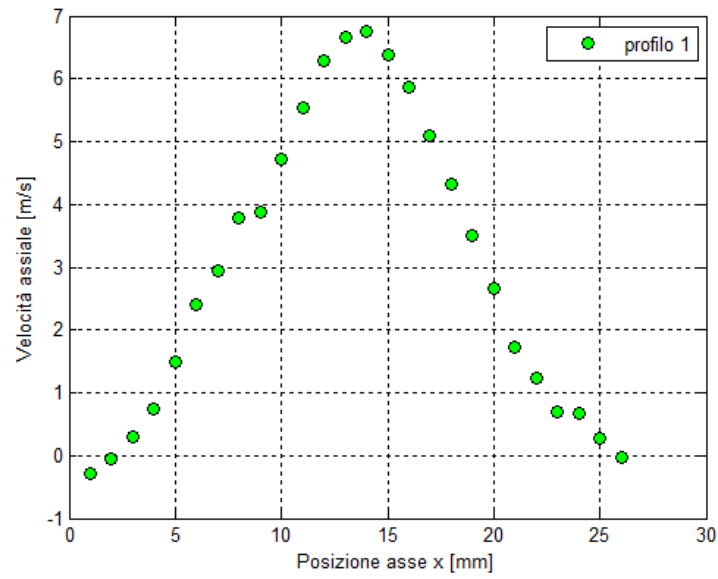


Figura 8.9: Profilo di velocità a portata PCI [3.75 Nl/min], prova 4 (aria/aria).

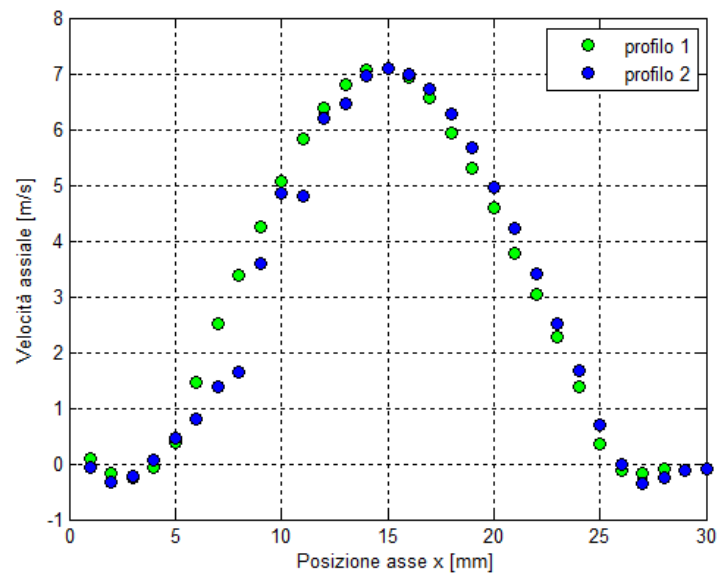


Figura 8.10: Profilo di velocità a portata 5 Nl/min, prova 5 (aria/aria).

Nel caso in cui si siano effettuate più acquisizioni per la stessa portata si è deciso di prendere come rapporto O/F il valore medio fra le diverse acquisizioni.

---

<b>N° Prova</b>	<b>Portata [Nl/min]</b>	<b><math>(O/F)_{volumetrico}</math></b>
1	2.8	11.756
2	3.2 PCS	11.30
3	3.5	12.395
4	3.75 PCI	12.207
5	5	10.068

Tabella 8.4: Valori O/F ottenuti per prove bruciatore Tipo 1 con aria/aria.

Come si può osservare (tab.8.4) questa volta il rapporto O/F varia al variare della portata iniettata, in particolare presenta un massimo intorno ai 3.5 Nl/min per poi diminuire sia per portate inferiori che superiori. Molto probabilmente è presente una portata di flusso induttore che porta alla saturazione del Venturi. Una variazione del rapporto O/F è comunque accentuata solo nel caso in cui risulta essere marcata la differenza della portata iniettata. Si può osservare inoltre che il rapporto O/F calcolato risulta essere superiore a quello del caso precedente (aria esterna a temperatura ambiente), in accordo con i dati ricavati in letteratura, in quanto si sta simulando il funzionamento del bruciatore con aria esterna calda ( $\simeq 200^{\circ}C$ ). L'aspetto di notevole importanza è che in questa condizione il rapporto O/F volumetrico risulta essere maggiore del valore stechiometrico e quindi si sta operando con miscela povera.

---

## 8.2 Bruciatore Tipo 2

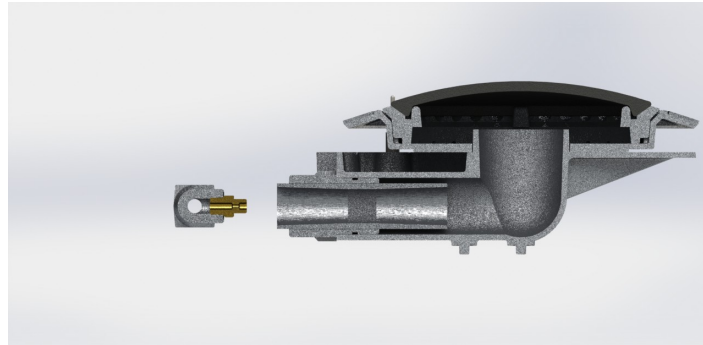


Figura 8.11: Immagine CAD del bruciatore Tipo 2, sezione laterale.

Diversamente dal bruciatore precedente, a causa del condotto curvilineo, il flusso in uscita non presenta un andamento assialsimmetrico; il flusso ha infatti il picco di velocità spostato verso il lato esterno della curva, come si può vedere in (fig.8.12).

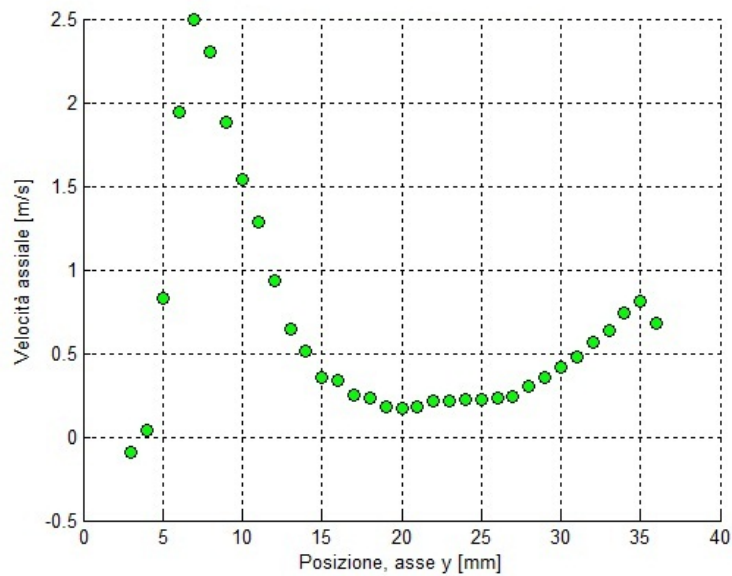


Figura 8.12: Andamento velocità lungo Y, Bruciatore Tipo 2.

Si è reso così necessario acquisire una mappa di misure di velocità all'interno dell'area di efflusso. Si è potuto però osservare che la mappa delle velocità era simmetrica rispetto all'asse Y, di conseguenza è stato necessario compiere acquisizioni solo per metà mappa.

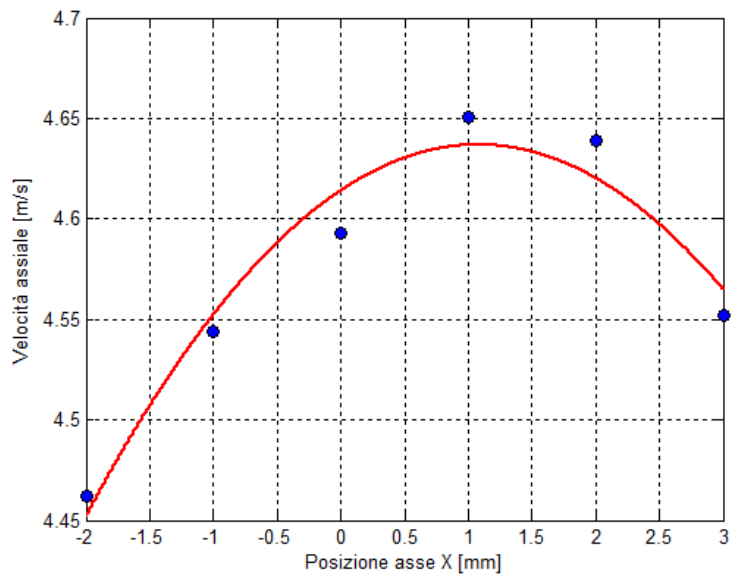


Figura 8.13: Metodo per stabilire asse di simmetria bruciatore Tipo 2.

Per stabilire l'asse di simmetria si sono acquisite le velocità di alcuni punti in direzione X lungo la corda in cui sono presenti i picchi di velocità. Successivamente si è costruita una curva che interpolasse i punti acquisiti in modo da poter ricavare l'esatta coordinata del punto di massima velocità rispetto sull'asse X; trovato il punto si è quindi determinato l'asse di simmetria. Si è impostato poi l'LDV in modo da compiere acquisizioni solo in punti interni della sezione di uscita. A causa dell'elevato numero di punti su cui acquisire la misura si è deciso di effettuare una sola prova per ogni portata (PCS e PCI).



### 8.2.1 Fluido induttore: metano. Fluido indotto: aria

Si riportano di seguito i grafici dei profili di velocità acquisiti e i valori O/F ricavati. Per quanto riguarda i grafici si riportano le velocità misurate sulle varie corde sia nel caso 2D che 3D e infine l'andamento generale del flusso 3D. Nelle prime due immagini, data la simmetria del flusso in uscita si è riportata solo metà mappa. Per i profili di velocità si è riportata l'associazione del colore del profilo di velocità con la corda corrispondente.

Portata PCS [4.28 NI/min], (metano/aria)

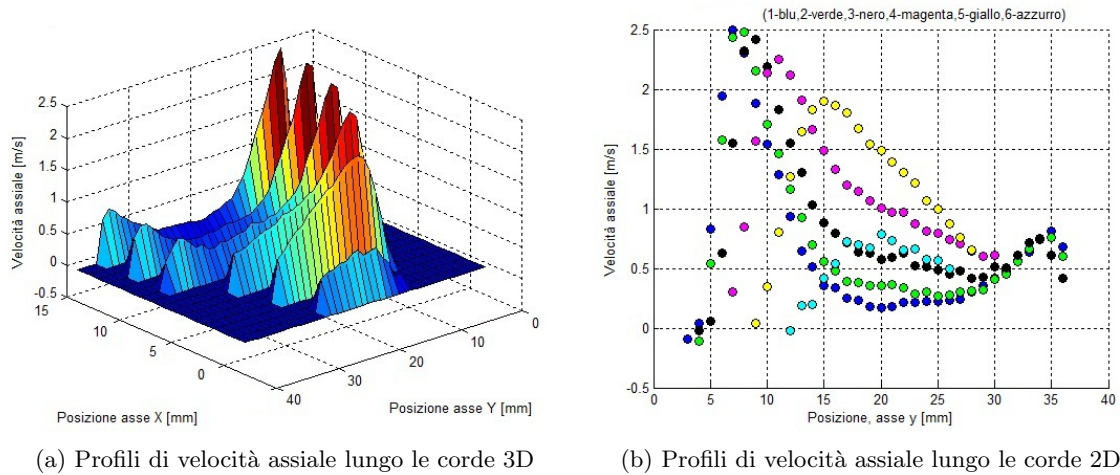


Figura 8.14: Profilo di velocità assiale a portata PCS [4.28 NI/min], prova 8 (metano/aria).

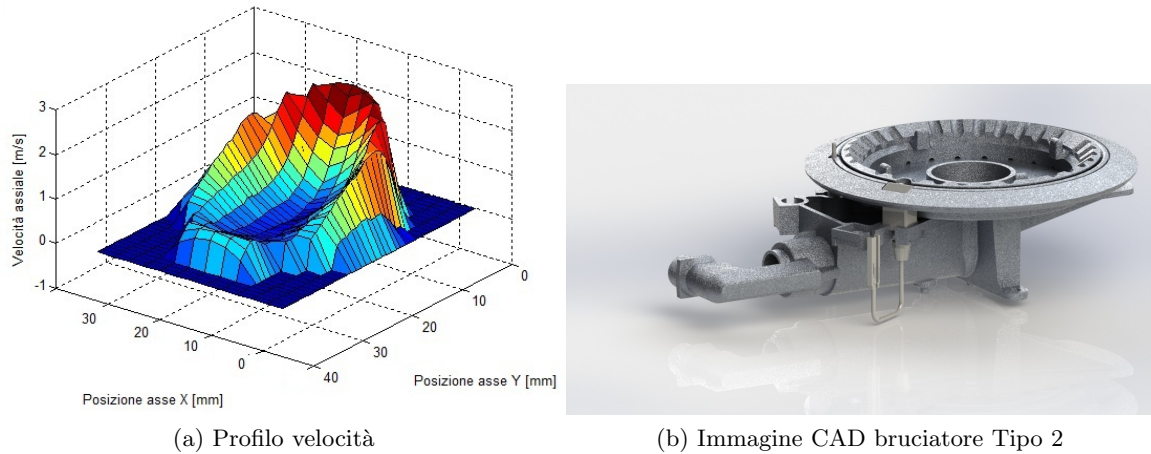


Figura 8.15: Profili di velocità assiale a portata PCS [4.28 NI/min], prova 8 (metano/aria).

Portata PCI [5.02 NI/min], (metano/aria)

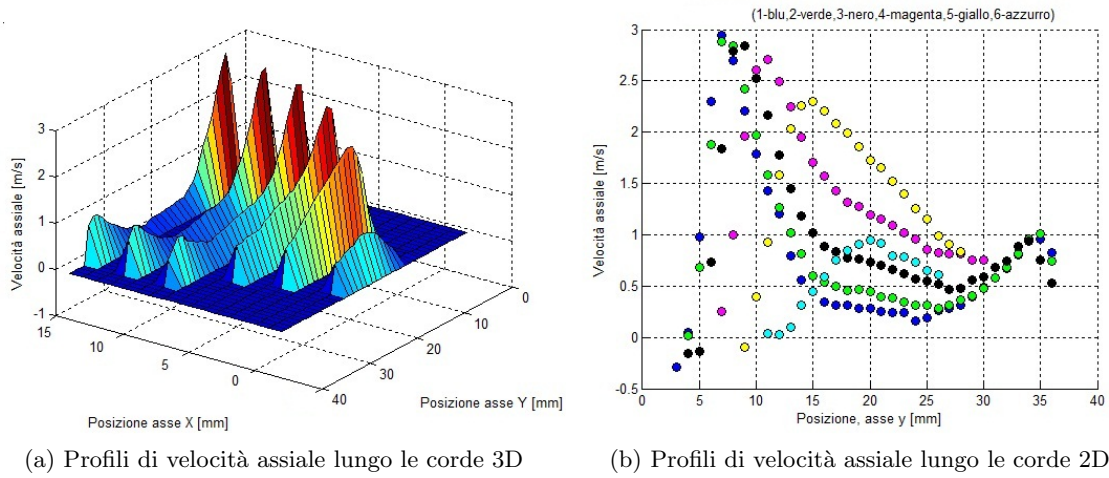


Figura 8.16: Profilo di velocità assiale a portata PCI [5.02 NI/min], prova 9 (metano/aria).

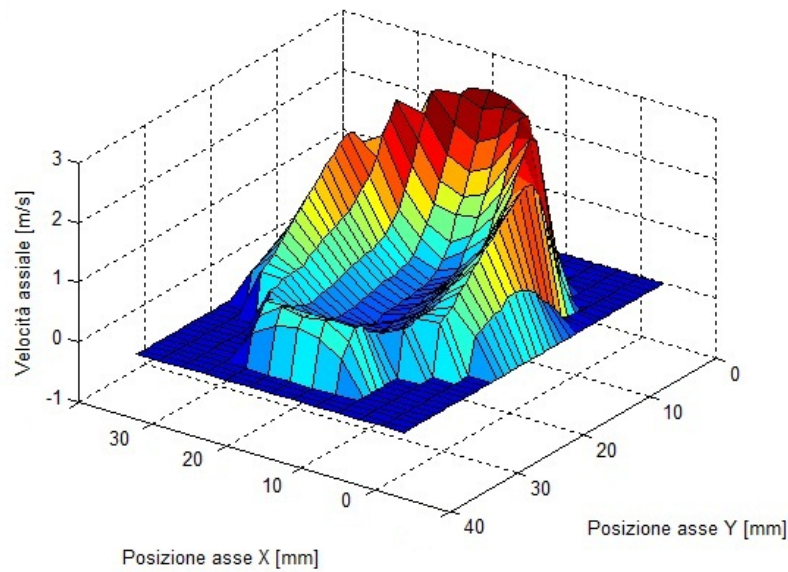


Figura 8.17: Profilo di velocità assiale a portata PCI [5.02 NI/min], prova 9 (metano/aria).

N° Prova	Portata [NI/min]	$(O/F)_{volumetrico}$
8	4.28 PCS	8.955
9	5.02 PCI	8.988

Tabella 8.5: Valori O/F ottenuti per prove bruciatore Tipo 2 con metano/aria.

Da (tab.8.7) si può osservare come anche per questo bruciatore il rapporto O/F risulti essere pressochè lo stesso al variare, anche se in modo leggero, del valore di portata iniettata.

## 8.2.2 Fluido induttore: metano. Fluido indotto: aria calda (100°C)

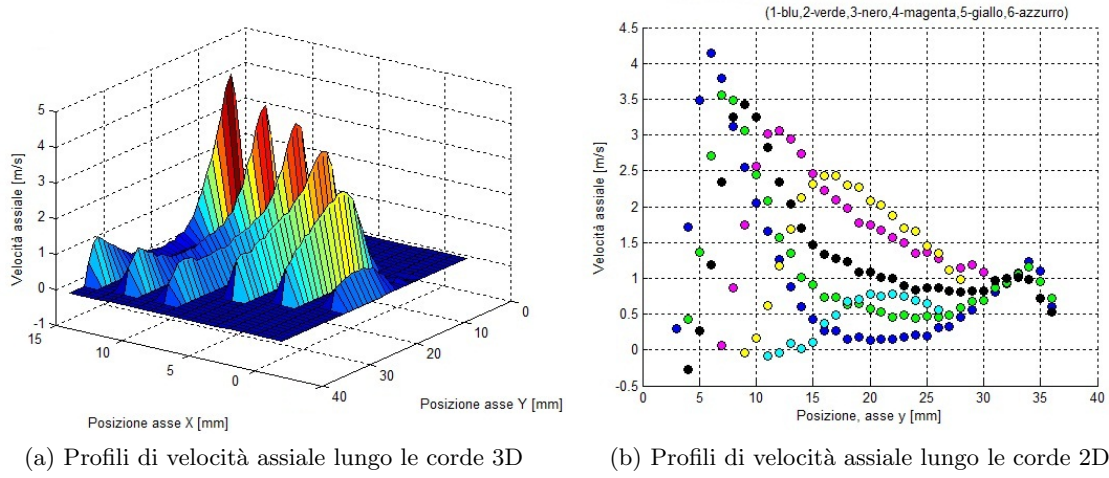


Figura 8.18: Profilo di velocità assiale a portata PCI [5.02 NI/min], prova 10 (metano/aria calda).

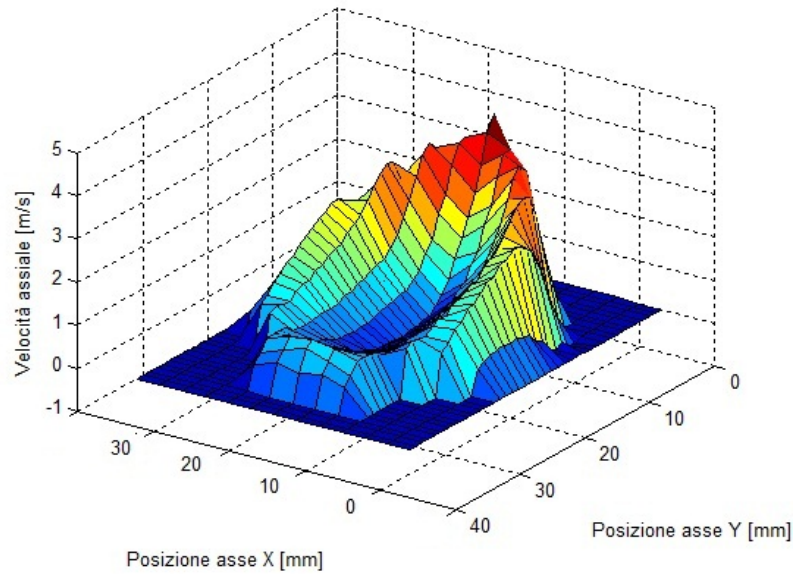


Figura 8.19: Profilo di velocità assiale a portata PCI [5.02 NI/min], prova 10 (metano/aria calda).

N° Prova	Portata [NI/min]	(O/F) <sub>volumetrico</sub>
10	5.02 PCI	11.478

Tabella 8.6: Valori O/F ottenuti per prove bruciatore Tipo 2 con metano/aria calda.

Anche per questo bruciatore il rapporto O/F aumenta all'aumentare della temperatura del fluido indotto; anche in questo caso in uscita del bruciatore è presente una miscela *povera*.

### 8.2.3 Fluido induttore: aria. Fluido indotto: aria

Come fatto precedentemente per il bruciatore Tipo 1, si sono svolte due prove con fluido induttore aria e fluido indotto aria al fine di simulare una temperatura dell'aria esterna di circa 200°C. Si riportano di seguito i grafici dei profili di velocità acquisiti e i valori O/F ricavati per le due portate analizzate (PCS, PCI).

#### Portata PCS [3.2 NI/min], (aria/aria)

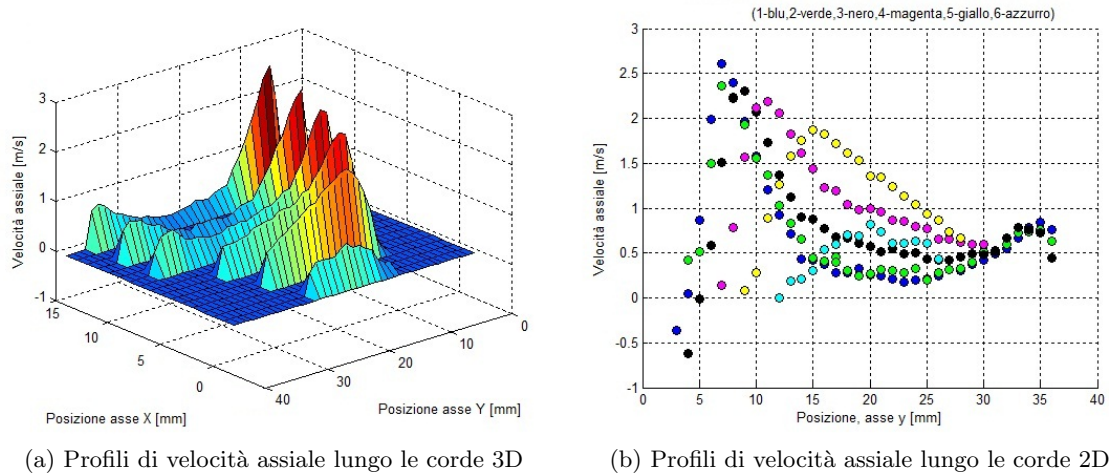


Figura 8.20: Profilo di velocità assiale a portata PCS [3.2 NI/min], prova 11 (aria/aria).

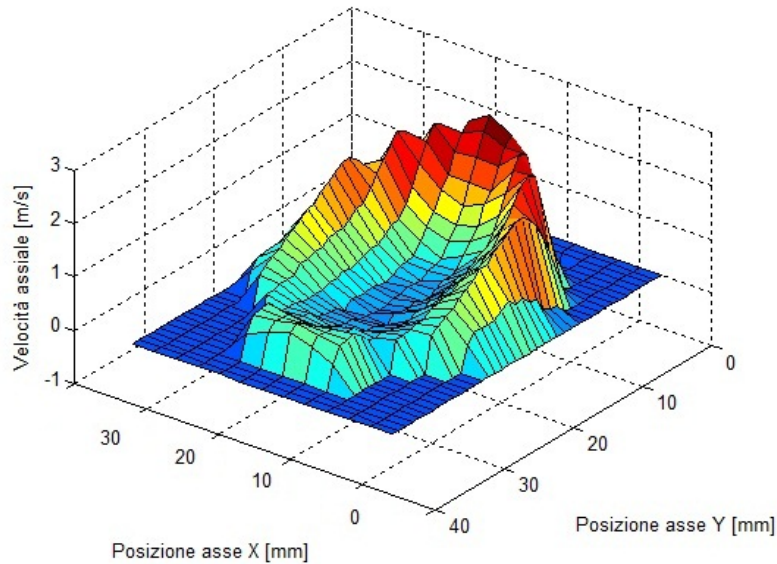
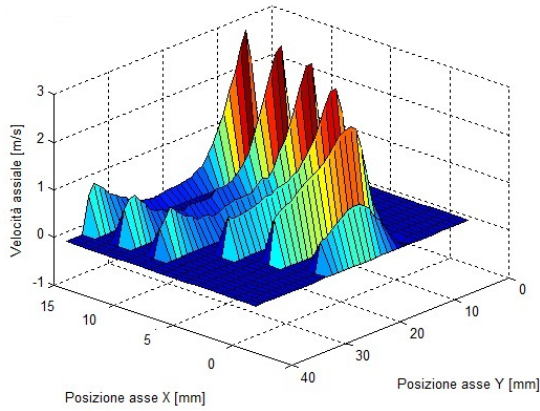


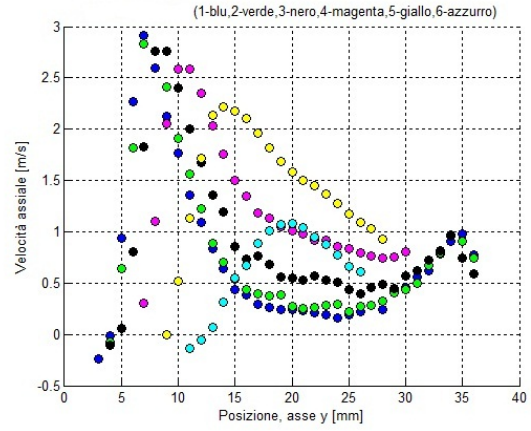
Figura 8.21: Profilo di velocità assiale a portata PCS [3.2 NI/min], prova 11 (aria/aria).



Portata PCI [3.75 NI/min], (aria/aria)



(a) Profili di velocità assiale lungo le corde 3D



(b) Profili di velocità assiale lungo le corde 2D

Figura 8.22: Profilo di velocità assiale a portata PCI [3.75 NI/min], prova 12 (aria/aria).

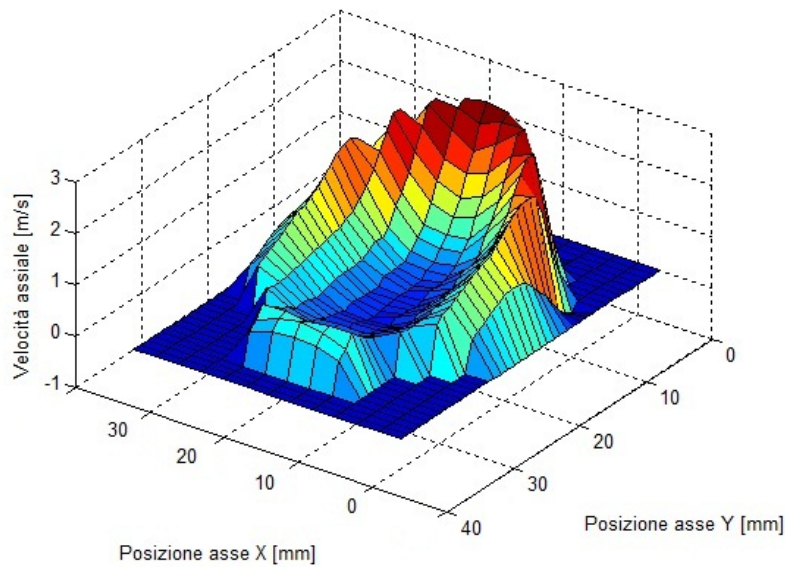


Figura 8.23: Profilo di velocità assiale a portata PCI [3.75 NI/min], prova 12 (aria/aria).

N° Prova	Portata [NI/min]	$(O/F)_{volumetrico}$
11	3.2 PCS	12.382
12	3.75 PCI	12.253

Tabella 8.7: Valori O/F ottenuti per prove bruciatore Tipo 2 con aria/aria.

Come già detto per il bruciatore Tipo 1 si può osservare come il rapporto O/F cresca sempre di più all'aumentare della temperatura dell'aria esterna.

### 8.3 Commenti risultati ottenuti

Si riporta di seguito una tabella riassuntiva dei risultati ottenuti (tab.8.8); per quanto riguarda il bruciatore Tipo 1, e in particolare per le prove con aria/aria si sono prese solo le prove relative alle portate corrispondenti al PCS e PCI per poter poi fare un confronto con le prove fatte con il bruciatore Tipo 2.

Prova N°	Bruciatore	Gas induttore/ Gas indotto	Portata	$(O/F)_{volumetrico}$
6	Tipo 1	$He/N_2$ (288)/aria (288)	PCS	8.992
8	Tipo 2	$He/N_2$ (288)/aria (288)	PCS	8.955
7	Tipo 1	$He/N_2$ (288)/aria (288)	PCI	8.954
9	Tipo 2	$He/N_2$ (288)/aria (288)	PCI	8.988
10	Tipo 2	$He/N_2$ (288)/aria (373)**	PCI	11.478
2	Tipo 1	aria (288)/aria (288)*	PCS	11.30
11	Tipo 2	aria (288)/aria (288)*	PCS	12.382
4	Tipo 1	aria (288)/aria (288)*	PCI	12.207
12	Tipo 2	aria (288)/aria (288)*	PCI	12.253

Tabella 8.8: Valori O/F ottenuti nelle prove sperimentali.

(\*) prova equivalente all'utilizzo di metano come gas induttore (288 K) e aria come flusso indotto a  $\simeq 480$  K.

(\*\*) prova effettuata riscaldando l'aria indotta esterna a  $100^\circ\text{C}$  (273 K).

Come si può osservare dai risultati ottenuti, il rapporto O/F risulta essere lo stesso per entrambi i bruciatori anche al variare delle condizioni operative. Da notare che la prova con aria calda è stata eseguita solo con il bruciatore Tipo 2 in quanto non era possibile ricreare le stesse condizioni anche per il bruciatore Tipo 1. Il fatto di ottenere gli stessi valori di O/F per i due bruciatori, nonostante abbiano geometrie molto diverse, indica che essi sono già stati ottimizzati in fase di progettazione per il raggiungimento dei 3 kW di potenza con un rapporto O/F ottimale.

Si può osservare come il rapporto O/F aumenti all'aumentare della temperatura dell'aria esterna, come ci si aspettava da letteratura.

---

## 8.4 Commenti sulla tipologia di flusso in uscita dai bruciatori

Una volta stabilito il rapporto O/F dei singoli bruciatori alle varie condizioni operative si è voluto analizzare anche la tipologia di flusso in uscita dai bruciatori stessi, in particolar modo valutare il valore e l'andamento delle altre componenti di velocità del flusso (radiale e tangenziale) e l'indice di mescolamento del flusso stesso.

### 8.4.1 Componenti di velocità radiali e tangenziali

Si riportano di seguito l'andamento qualitativo delle componenti radiali e tangenziali per i due bruciatori indagati (per la componente radiale solo bruciatore Tipo 1). Si sono presi, a titolo di esempio, i risultati ottenuti da alcune prove effettuate con portate uguali o molto vicine al PCI.

#### Velocità radiale

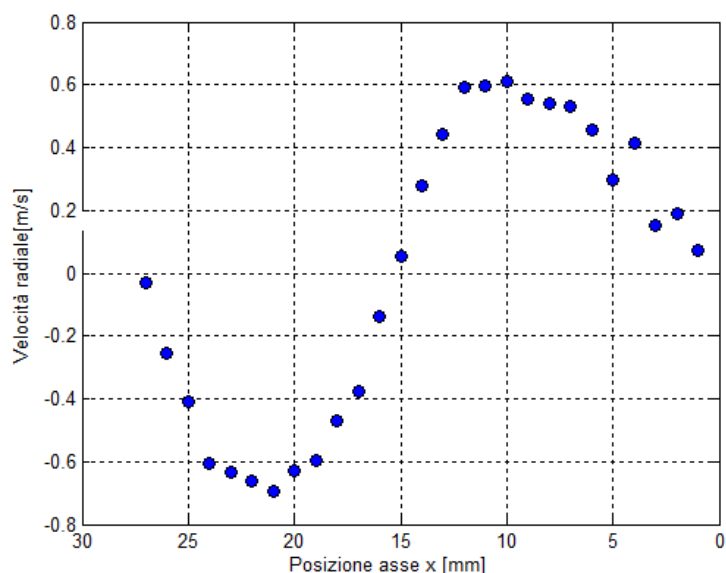


Figura 8.24: Profilo di velocità radiale a portata 3.5 Nl/min (aria/aria) bruciatore Tipo 1.

Come si può osservare in (fig.8.24), nel bruciatore Tipo 1, la velocità radiale alle estremità risulta essere nulla; lo stesso nella posizione centrale data la simmetria del flusso in uscita; il profilo della velocità radiale indica quindi un componente di velocità direzionata verso l'esterno del condotto di uscita; ciò sta ad indicare come il flusso in uscita dall'iniettore, richiamando aria, inizi ad espandere e ad aumentare il diametro del getto.

---

## Velocità tangenziale

In (fig.8.25 e fig.8.26) si sono riportati i profili di velocità tangenziale per i due bruciatori.

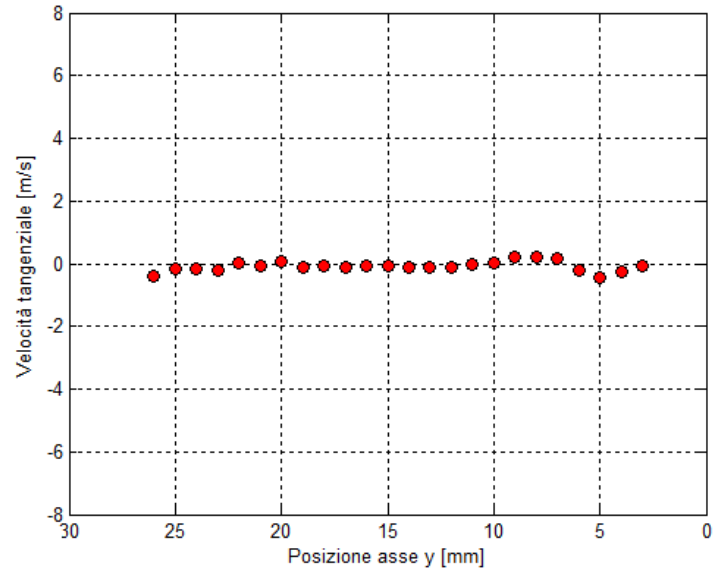


Figura 8.25: Profilo di velocità tangenziale a portata 3.5 Nl/min (aria/aria) bruciatore Tipo 1.

La velocità tangenziale risulta pressochè nulla rispetto alla velocità di uscita del flusso ( $\simeq 7$  m/s); al più si può notare un leggero effetto swirl in direzione oraria.

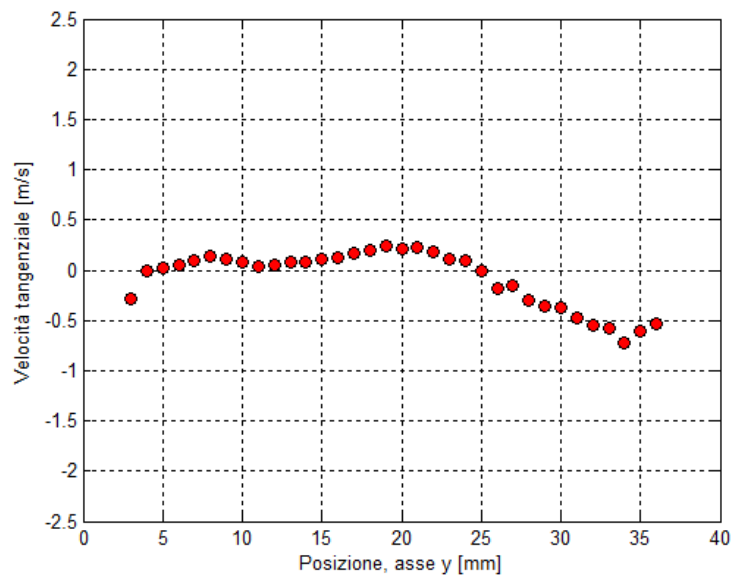


Figura 8.26: Profilo di velocità tangenziale a portata 3.75 Nl/min (PCI) (aria/aria) bruciatore Tipo 2.

Anche per il bruciatore Tipo 2 la componente tangenziale è trascurabile rispetto a quella assiale ( $\simeq 2.5$  m/s).



### 8.4.2 Indice di turbolenza media

Si è voluto quindi analizzare l'indice di mescolamento della miscela in uscita dal miscelatore; per ottenere questo valore si è utilizzata la  $\sigma$  delle velocità acquisite durante la prova. La  $\sigma$  rappresenta infatti la fluttuazione della velocità nel tempo rispetto al valore medio puntuale e quindi un indice dell'incompleto scambio di quantità di moto dal getto al flusso aspirato.

Si è quindi calcolato il valore di  $\sigma$  totale, somma delle due componenti di velocità disponibili (BSA1 e BSA2) come:

$$\sigma^2 = \sigma_{BSA1}^2 + \sigma_{BSA2}^2 \quad (8.1)$$

si è poi calcolato l'integrale di  $\sigma^2$  assunto come rappresentativo del valor medio sull'intera sezione di uscita del miscelatore ( $A_{out}$ ):

$$\sigma_{media} = \frac{2\pi}{A_{out}} \int_0^R \sigma^2 r dr \rightarrow \frac{2\pi}{A_{out}} \sum_1^N \sigma^2 r \Delta r \quad (8.2)$$

Definendo la velocità media dell'intero flusso a partire dalla portata effettiva:

$$\bar{U} = \frac{Q}{A_{out}} \quad (8.3)$$

si può definire un'intensità di turbolenza media:

$$I_{media} = \frac{\sigma_{media}}{\bar{U}} \quad (8.4)$$

Si riportano di seguito i risultati ottenuti per i due diversi bruciatori.

#### Bruciatore Tipo 1

In (fig.8.27) si riportano gli andamenti della  $\sigma$  di entrambe le velocità misurate (assiale, radiale) divise per il valore di velocità media in uscita; si è deciso di riportare a titolo di esempio i risultati ottenuti per le prove con metano/aria alla portata corrispondente al PCS (4.28 Nl/min).

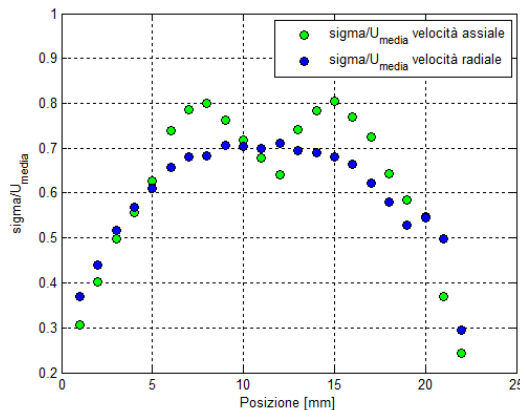


Figura 8.27: Profilo della deviazione standard delle velocità, bruciatore Tipo 1, metano/aria, 4.28 Nl/min (PCS).

Per questo bruciatore si è voluto vedere il variare dell'indice di turbolenza media con la portata e le condizioni operative. I risultati ottenuti sono riportati in (tab.8.9).

Prova	Indice di turbolenza media
metano/aria (PCS)	0.821
metano/aria (PCI)	0.792
aria/aria (PCS)	0.856
aria/aria (PCI)	0.913

Tabella 8.9: Valori dell'indice di turbolenza media bruciatore Tipo 1.

Come si può osservare l'indice di turbolenza media è molto elevato e sta ad indicare come il flusso sia ancora molto turbolento a causa di un non completo mescolamento fra i due flussi, probabilmente a causa di un condotto di mescolamento troppo corto.

### Bruciatore Tipo 2

Si riportano di seguito (fig.8.28) gli andamenti della  $\sigma$  di entrambe le velocità misurate (assiale, tangenziale) divise per il valore di velocità media in uscita; anche in questo caso si è deciso di riportare a titolo di esempio i risultati ottenuti per le prove con metano/aria alla portata corrispondente al PCS (4.28 Nl/min).

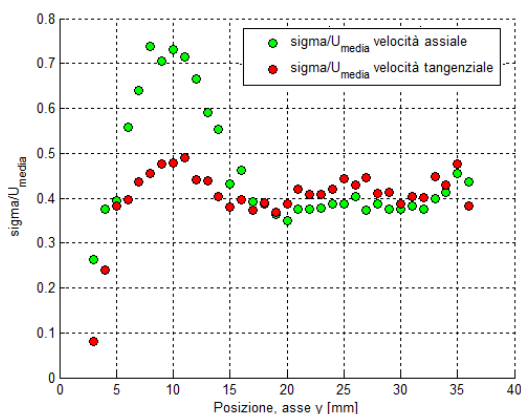


Figura 8.28: Profilo della deviazione standard delle velocità, bruciatore Tipo 2, metano/aria, 4.28 Nl/min (PCS).

Anche in questo caso l'indice di turbolenza media è abbastanza elevato, probabilmente a causa di un non completo mescolamento fra metano e aria come visto prima, ma anche a causa dalla disuniformità del flusso in uscita dal bruciatore dovuto al condotto di mescolamento a  $90^\circ$ .

Prova	Indice di turbolenza medio
metano/aria (PCS)	0.685
metano/aria (PCI)	0.704

Tabella 8.10: Valori indice di turbolenza media bruciatore Tipo 2.

Tuttavia si può vedere come i risultati ottenuti per il bruciatore Tipo 2 sono leggermente inferiori rispetto a quelli del Tipo 1, indice di come il flusso risulti essere meno turbolento; una riduzione dell'indice di turbolenza media deve quindi essere dovuta ad un migliore

---

mescolamento dei due flussi, in quanto la presenza del condotto a 90° porta sicuramente un aumento di turbolenza. Si è passato quindi al calcolo dell'indice di mescolamento medio.

### 8.4.3 Indice di mescolamento medio della miscela in uscita

Questo secondo metodo per determinare l'indice di mescolamento del condotto del Venturi consiste nel determinare più semplicemente media e deviazione standard dell'insieme delle velocità medie misurate in una prova; in questo modo è possibile determinare quanto le singole misure si discostino dal valore medio delle velocità medie; in particolar modo si assumerà come indice di mescolamento il rapporto  $\frac{\sigma}{\mu}$  cioè fra deviazione standard così calcolata e la media delle medie.

La media delle medie è stata calcolata come:

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

dove n è il numero di misure effettuate e  $x_i$  il valore delle singole misure; per la deviazione standard invece si è utilizzata la seguente espressione:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2}{n}}$$

Si riportano di seguito i risultati per i due bruciatori:

#### Bruciatore Tipo 1

Prova	Indice di mescolamento medio
metano/aria (PCS)	0.229
metano/aria (PCI)	0.213
aria/aria (PCS)	0.243
aria/aria (PCI)	0.206

Tabella 8.11: Valori indice di mescolamento medio bruciatore Tipo 1.

#### Bruciatore Tipo 2

Prova	Indice di mescolamento medio
metano/aria (PCS)	0.082
metano/aria (PCI)	0.076

Tabella 8.12: Valori indice di mescolamento medio bruciatore Tipo 2.

Si può osservare come il bruciatore Tipo 2 abbia un indice di mescolamento medio inferiore rispetto al Tipo 1; questo risultato sta ad indicare che nel bruciatore Tipo 2 la differenza di velocità dei singoli punti rispetto alla media delle velocità medie sia inferiore, e che quindi il getto complessivo risulti essere nel complesso più uniforme, senza eccessivi picchi di velocità.

---

## 8.5 Confronto risultati con dati analitici ricavati dalla letteratura

Di seguito si sono confrontati i risultati sperimentali ottenuti con quelli analitici ricavati da letteratura e visti nel capitolo (2). Dati quindi i valori geometrici dei bruciatori indagati si è calcolato il rapporto O/F volumetrico introducendo questi valori nelle quattro espressioni analitiche precedentemente viste. Si è così potuto confrontare i risultati teorici con quelli sperimentali ricavati nelle prove di laboratorio. Si riportano di seguito i dati dei bruciatori, le quattro espressioni utilizzate per ricavare il rapporto O/F teorico e il confronto finale con i valori di O/F sperimentali.

Dimensioni [mm]	Bruciatore Tipo 1	Bruciatore Tipo 2
Diametro ugello metano $D_0$	1.45	2.6
Diametro ingresso Venturi $D_1$	14.41	13.5
Diametro gola Venturi $D_2$	16	13.5
Diametro efflusso miscela $D_3$	16	30

Tabella 8.13: Dati bruciatori

Si sono numerate le sezioni del bruciatore come fatto nel capitolo dello stato dell'arte, in particolare con:

[0 ] sezione iniettore metano

[1 ] sezione ingresso Venturi

[t ] sezione gola Venturi

[2 ] sezione uscita miscela

Per quanto riguarda i pedici:

[g ] gas

[a ] aria

[m ] miscela

Le quattro espressioni utilizzate per ricavare il rapporto O/F volumetrico (R) sono le seguenti:

### Prima Analisi (eq.2.4)

Ipotesi: velocità iniziale aria nulla; no perdite.

$$R = \left( \frac{\rho_g}{\rho_m} \right)^{1/2} \beta^{-1/2} - 1$$

$$\beta = \frac{A_0}{A_2}, \rho_m = \frac{\rho_g Q_g + \rho_a Q_a}{Q_m}.$$

Il valore di R è stato ricavato per via numerica.

---

### Seconda Analisi (eq.2.5)

In questo caso si introduce anche l'equazione di Bernoulli di conservazione dell'energia per flusso isoentropico.

Ipotesi: no perdite imbocco.

$$\frac{\dot{m}_a^2}{\dot{m}_g^2} \left[ 1 + \left( \frac{A_0}{A_a} \right)^2 \right] + 4 \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_g} - 2 \frac{A_a}{A_0} = 0$$

$$A_a = A_1 - A_0.$$

### Terza Analisi (eq.2.8)

Espressione ricavata da [13].

$$R = \omega \frac{D_t}{D_0} \sqrt{\delta}$$

$\omega$  = coefficiente di portata del miscelatore (prossimo a 0.8 per i casi comuni)

$\delta$  = densità del gas in rapporto all'aria.

### Quarta Analisi (eq.2.16)

Si tiene conto delle perdite per attrito alle pareti del miscelatore ( $C_L$ ).

$$R = -\frac{(1 + \sigma)}{2} + \sqrt{\frac{\sigma A_t}{A_0 (1 + C_L)}}$$

Si riportano di seguito i risultati ottenuti (tab.8.14). Per quanto riguarda i risultati sperimentali si sono presi solo quelli relativi alla prova con metano/aria con portata corrispondente al PCI (5.02 Nl/min).

$(O/F)_{volumetrico}$	Bruciatore Tipo 1	Bruciatore Tipo 2	Bruciatore Tipo 2(*)
eq.2.4	7.640	8.025	-
eq.2.5	8.777	3.195	-
eq.2.8	7.338	3.173	7.052
eq.2.16	6.903	2.829	7.255
Prova Sperimentale	8.954	8.988	8.988

Tabella 8.14: Confronto rapporto O/F volumetrico ricavato da espressioni analitiche e da prove sperimentali.

(\*) valori calcolati supponendo di conoscere solo le sezioni di ingresso e di uscita dei bruciatori.

Come si può osservare i risultati teorici del bruciatore Tipo 1 risultano essere abbastanza concordi con quello sperimentale ottenuto in laboratorio; al contrario i risultati teorici per il bruciatore Tipo 2 si discostano notevolmente (ad eccezione della prima analisi) da quello ottenuto sperimentalmente; questo risultato molto probabilmente è dovuto al fatto che le espressioni analitiche considerano come grandezza di riferimento il diametro della gola del

Venturi (che per il bruciatore Tipo 2 è uguale al diametro di ingresso del Venturi in quanto questo tratto è un semplice tratto cilindrico) e non tengono conto del successivo divergente che invece è presente nel bruciatore. Se si ripetono i calcoli per il bruciatore Tipo 2 (si vedano risultati con (\*)) ipotizzando di non conoscere l'esatta geometria del bruciatore ma solo le sezioni di ingresso e di uscita si può osservare come i risultati tornino ad avvicinarsi maggiormente a quelli sperimentali, ad eccezione della seconda analisi il cui valore rimane invariato in quanto l'espressione è in funzione dei soli diametri dell'iniettore del metano e dell'ingresso del Venturi.

In conclusione si può osservare come la prima analisi, nonostante sia la più semplice, riesca a riprodurre in maniera abbastanza esatta i risultati sperimentali.

### Variation O/F per aumento temperatura

Per quanto riguarda la variazione del rapporto O/F dovuta ad un aumento della temperatura dell'aria si può utilizzare l'espressione vista precedentemente (eq.2.18):

$$R = R_0 \sqrt{\frac{T_a}{T_g}}$$

dove:

$R$  = rapporto aria/gas reale

$R_0$  = rapporto aria/gas calcolato con la formula precedente (eq.2.8) per una stessa temperatura dell'aria indotta e del gas induttore

$T_a$  = temperatura assoluta dell'aria in K

$T_g$  = temperatura assoluta del gas in K.

Per evitare ripetizioni di calcolo per le varie analisi teoriche conviene ricondursi al rapporto fra  $R$  e  $R_0$  pari a  $\sqrt{\frac{T_a}{T_g}}$ . I vari casi analizzati sono i seguenti:

- Caso 1: bruciatore Tipo 1;  $T_a = 480K$ ,  $T_g = 288K$
- Caso 2: bruciatore Tipo 2;  $T_a = 480K$ ,  $T_g = 288K$
- Caso 3: bruciatore Tipo 2;  $T_a = 373K$ ,  $T_g = 288K$

si trova così il rapporto  $R/R_0$ :

	Caso 1 PCI	Caso 1 PCS	Caso 2 PCI	Caso 2 PCS	Caso 3
<b>eq.2.18</b>	1.29	1.29	1.29	1.29	1.138
<b>Prova Sperimentale</b>	1.363	1.383	1.363	1.256	1.277
<b>Differenza %</b>	5.658	7.209	5.658	-2.635	12.214

Tabella 8.15: Confronto rapporto  $R/R_0$  ricavato da espressioni analitiche e da prove sperimentali.

dove la differenza percentuale è stata calcolata come:

$$Differenza = \frac{(R/R_0)_{sperimentale} - (R/R_0)_{analitico}}{(R/R_0)_{analitico}} \cdot 100$$

---

Come si può osservare i valori ottenuti sperimentalmente sono leggermente maggiori rispetto a quelli predetti per via analitica; considerazione valida per entrambi i bruciatori. Si può inoltre osservare come la differenza percentuale fra risultato sperimentale e analitico risulti essere maggiore nel caso in cui il  $\Delta T$  fra gas induttore e gas indotto sia minore. Da notare come l'aumento di temperatura del flusso indotto fino a oltre 200°C porti un aumento del rapporto O/F molto simile fra entrambi i bruciatori in particolare nel caso di PCI.

## 8.6 Confronto andamenti risultati con prove numeriche effettuate presso il CFDLAB - Dipartimento di Energia - Politecnico di Milano

In questa sezione si vogliono riportare solo a titolo illustrativo alcune immagini dei flussi in uscita dai bruciatori ricavate appunto per via numerica dal CFDLAB del Dipartimento di Energia presso il Politecnico di Milano attraverso l'utilizzo del solutore: FLUENT@Ansys vers12.1.2 [33], [34].

### 8.6.1 Bruciatore Tipo 1

Data la simmetria del bruciatore la simulazione del getto è stata effettuata solo su metà dominio, come si può vedere in (fig.8.29). Si riporta di seguito (fig.8.30) l'andamento del campo di velocità nella sezione di simmetria. Come si può osservare il flusso presenta un'ottima simmetria, come già precedentemente osservato dai risultati sperimentali.

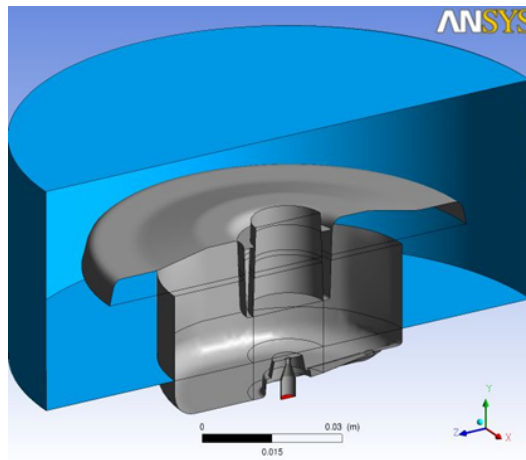


Figura 8.29: Rappresentazione grafica del dominio; prove numeriche; bruciatore Tipo 1.

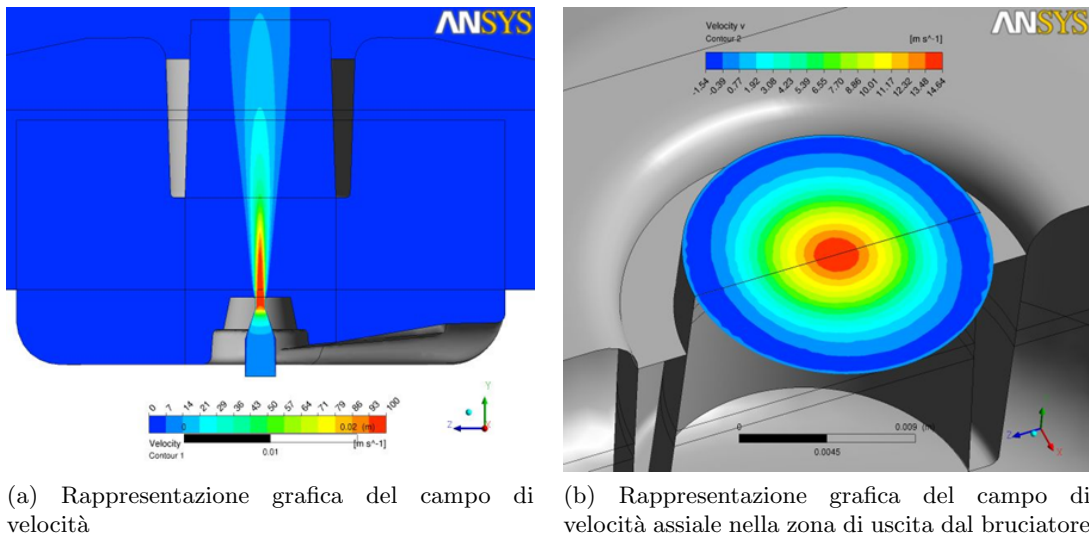


Figura 8.30: Risultati prove numeriche; bruciatore Tipo1.

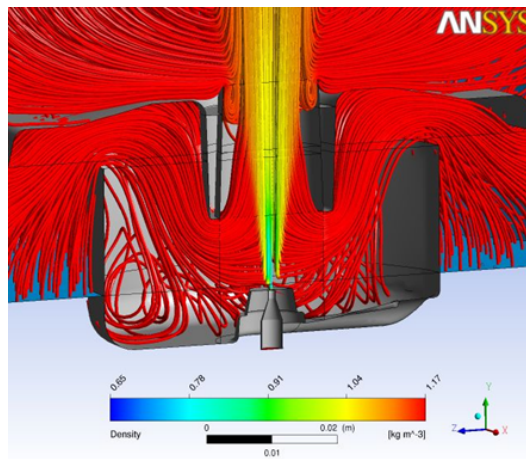


Figura 8.31: Rappresentazione grafica delle linee di flusso, colorate in funzione della densità; prove numeriche; bruciatore Tipo 1.

Da quest'ultima immagine (fig.8.31) si può osservare bene come l'aria primaria venga aspirata dall'esterno, a differenza invece dal bruciatore Tipo 2 che l'aspira da sotto. Infine si può notare come alle estremità del flusso, e quindi in prossimità delle pareti del condotto di uscita del bruciatore, le linee di flusso provenienti dall'esterno penetrino in parte all'interno del bruciatore per poi uscire nuovamente; questo sta a confermare la presenza di velocità assiale negativa in prossimità appunto delle pareti del bruciatore (fig.8.10).



---

## 8.6.2 Bruciatore Tipo 2

Anche in questo caso data la simmetria del bruciatore la simulazione del getto è stata effettuata solo su metà dominio, come si può vedere da figura seguente (fig.8.32, fig.8.33).

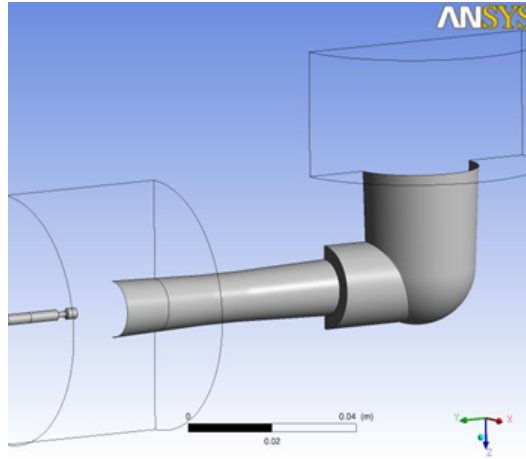


Figura 8.32: Rappresentazione grafica del dominio; prove numeriche; bruciatore Tipo 2.

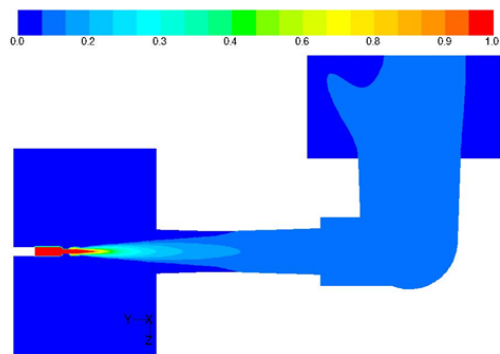
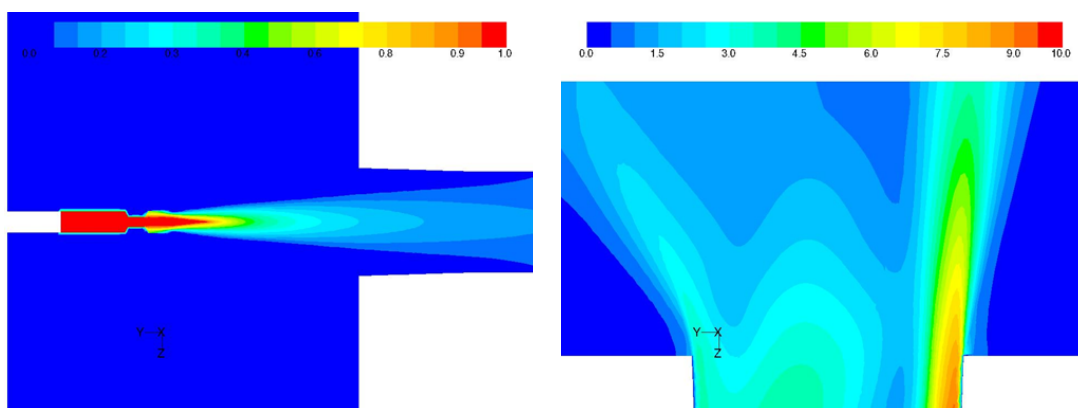


Figura 8.33: Rappresentazione grafica del campo di moto; prove numeriche; bruciatore Tipo 2.

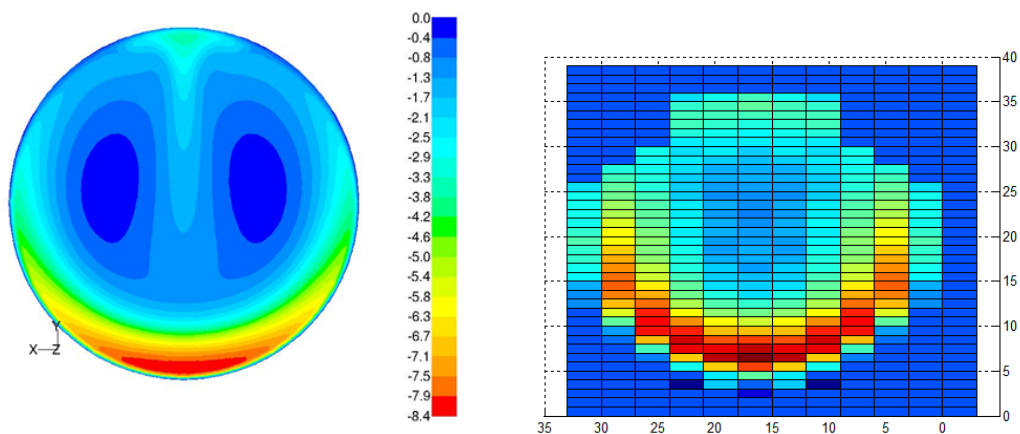
Si riportano di seguito gli andamenti del campo di velocità ricavati per via numerica, sia in uscita dall'ugello dell'iniettore (fig.8.34(a)), sia in uscita dal bruciatore (fig.8.34(b)).



(a) Rappresentazione grafica del campo di velocità in uscita dall'ugello dell'iniettore (b) rappresentazione grafica del campo di velocità in uscita dal bruciatore

Figura 8.34: Risultati prove numeriche, bruciatore Tipo 2.

Come si può osservare il flusso in uscita dal bruciatore non risulta essere simmetrico, ma presenta un picco di velocità in prossimità della curvatura del condotto di mescolamento. Il campo di velocità risulta quindi essere molto simile a quello ricavato per via sperimentale (fig.8.35).



(a) Campo di velocità nella sezione di uscita del bruciatore; risultato numerico (b) Campo di velocità nella sezione di uscita del bruciatore; risultato sperimentale

Figura 8.35: Confronto qualitativo fra risultati numerici e sperimentali del flusso in uscita; bruciatore Tipo 2.

## Capitolo 9

# Analisi risultati: efficienza termica

In questo capitolo si vuole descrivere come sono state effettuate le prove per la misura del rendimento termico dei due fornelli a gas analizzati nel corso di questa trattazione e i successivi risultati ottenuti.

### 9.1 Metodo di prova

Per poter determinare sperimentalmente il rendimento termico di ciascun bruciatore, si è fatto riferimento alle modalità previste dalla norma europea [20]. La norma specifica i requisiti ed il metodo di prova per l'utilizzazione razionale dell'energia degli apparecchi di cottura per uso domestico, alimentati a gas combustibile. Di seguito sono state specificate le generalità del metodo di prova.

#### 9.1.1 Alimentazione del bruciatore

Il bruciatore è stato regolato alla portata termica nominale di metano pari a 3 kW. In particolare si ha:

	Potere Calorifico [MJ/kg]	W [kg/s]	Q[m <sup>3</sup> /s]	Portata [Nl/min]
<b>PCS</b>	58.65	$5.11 \cdot 10^{-5}$	$7.133 \cdot 10^{-5}$	<b>4.28</b>

Tabella 9.1: Portate di gas nel caso di PCS.

Si è utilizzato il PCS come richiesto dalla norma europea.

#### 9.1.2 Condizioni di prova

Per entrambi i bruciatori sono state effettuate le prove nelle condizioni di temperatura e pressione pari a:

$$T_{aria} = 15^{\circ}\text{C} (\pm 2^{\circ}\text{C}); P = 1 \text{ atm.}$$

Inoltre per il bruciatore Tipo 2, si è anche studiato il caso con:

$$T_{aria} = 100^{\circ}\text{C} (\pm 2^{\circ}\text{C}); P = 1 \text{ atm.}$$

---

### 9.1.3 Recipiente di prova

Si è utilizzato un recipiente di prova di alluminio, con base opaca, pareti lucide e dotato del proprio coperchio. In relazione alla portata termica nominale del bruciatore di prova, per il diametro del recipiente da utilizzare ed il volume di acqua che esso deve contenere, si è fatto riferimento alla (tab.9.2).

Potenza termica nominale del bruciatore [kW]	Diametro interno del recipiente di prova [mm]	Massa di acqua $m_e$ da utilizzare [kg]
tra i 1.16 e 1.64	220	3.7
tra i 1.65 e 1.98	240	4.8
tra i 1.99 e 2.36	260	6.1
<b>tra i 2.37 e 4.2</b>	<b>260</b>	<b>6.1</b>
maggiore di 4.2	300	9.4

Tabella 9.2: Diametro dei recipienti e massa di acqua secondo la portata termica nominale del bruciatore.

### 9.1.4 Rendimento

Nel caso di bruciatore scoperti, la norma prevede le seguenti modalità operativa:

- la temperatura iniziale dell'acqua  $T_1$  deve essere  $20^\circ\text{C}$  ( $\pm 1^\circ\text{C}$ ) e la temperatura al momento dello spegnimento deve essere  $90^\circ\text{C}$  ( $\pm 1^\circ\text{C}$ );
- si misura la temperatura  $T_2$ , ovvero la temperatura massima osservata dopo lo spegnimento del bruciatore;
- l'elemento sensibile (nel nostro caso la termocoppia), deve essere collocata al centro del volume di acqua e la temperatura viene misurata utilizzando uno strumento la cui incertezza di misura sia inferiore a  $0.1^\circ\text{C}$ ;
- si fa funzionare il bruciatore per 10 minuti alla portata termica nominale per preriscaldarlo;
- si posiziona il recipiente utilizzato per la prova del rendimento. Da questo momento inizia la misurazione del consumo di gas che termina dopo lo spegnimento del bruciatore, con il recipiente in posizione.

Il rendimento termico viene calcolato utilizzando la formula:

$$\eta = C_p m_e \frac{T_2 - T_1}{V_c H_s} 100 \quad (9.1)$$

dove:

$\eta$  = rendimento termico, in per cento;

$C_p$  [kJ/kg°C] = calore specifico dell'acqua;

---

$m_e$  [kg] = massa equivalente del recipiente riempito secondo la tab (tab.9.2). La  $m_e$  si calcola come segue:

$$m_e = m_{e1} + 0.213m_{e2}; \quad (9.2)$$

dove:

$m_{e1}$  [kg] = massa d'acqua utilizzata nel recipiente;

$m_{e2}$  [kg] = massa di alluminio corrispondente al recipiente con il coperchio;

$V_c$  [ $m^3$ ] = è il volume di gas secco consumato a partire dal volume misurato con la formula seguente:

$$V_c = V_{mes} \frac{p_a + p - p_w}{1013.25} \frac{288.5}{273.15 + T_g} \quad (9.3)$$

dove:

$V_{mes}$  [kg] = volume di gas misurato;

$p_a$  [mbar] = pressione atmosferica;

$p$  [mbar] = pressione di alimentazione del gas nel punto di misurazione della portata;

$p_w$  [mbar] = pressione parziale del vapore acqueo;

$T_g$  [°C] = temperatura del gas nel punto di misurazione della portata;

$H_s$  [ $kJ/m^3$ ] = potere calorifico del gas (superiore nella norma europea).

In alcuni casi non risulta semplice calcolare la  $p_w$  o la  $T_g$ . Alternativamente all'(eq9.1), per il calcolo del rendimento termico si può utilizzare la seguente formula (eq.9.4):

$$\eta = C_p m_e \frac{T_2 - T_1}{M_c \bar{H}_s} 100 \quad (9.4)$$

dove:

$M_c$  [kg] = massa del gas secco consumato;

$\bar{H}_s$  [ $kJ/kg$ ] = potere calorifico del gas (superiore nella norma europea).

---

## 9.2 Allestimento prove efficienza termica

In questa sezione si passa alla descrizione dell'effettivo banco prova utilizzato durante le prove sperimentali per il calcolo dell'efficienza termica.

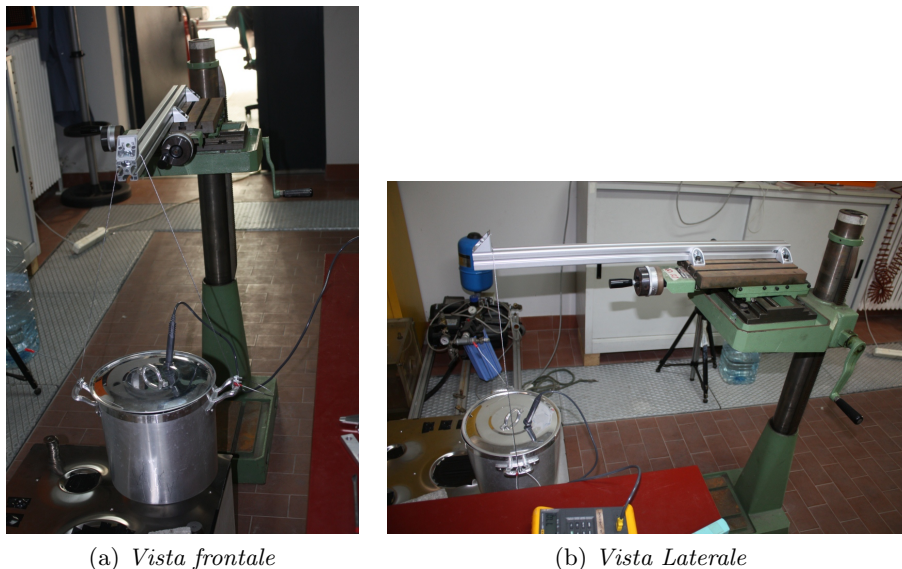


Figura 9.1: Banco prova per il calcolo del rendimento.

Dovendo effettuare misurazioni a diverse altezze è stato necessario predisporre una struttura in grado di regolare l'altezza del recipiente al piano cottura. Si è scelto di utilizzare una piattaforma che permettesse di regolare lo spostamento nelle tre direzioni spaziali. Sul piano di appoggio è stata vincolata una trave in alluminio; da quest'ultima si è fatto scendere il filo di acciaio vincolato ai manici del recipiente pieno d'acqua. In questo modo si è garantita un'adeguata precisione nella misurazione della distanza dalla fiamma (fig.9.1).

### 9.2.1 Installazione degli strumenti di misura

Gli strumenti utilizzati per questa analisi sono stati:

- termocoppia;
- valvola regolatrice di portata;
- cronometro.

Per quanto riguarda l'installazione della termocoppia, si è dovuto praticare un foro nel coperchio del recipiente per poter garantire un corretto inserimento dello strumento. In questo modo si è garantito un costante monitoraggio del valore della temperatura a partire da  $20^{\circ}\text{C}$  fino al raggiungimento dei  $90^{\circ}\text{C}$  previsti dalla normativa. Non è stato necessario applicare nessun coefficiente correttivo alla valvola regolatrice di portata in quanto già tarata per il metano. Durante tutta la fase sperimentale si è regolato il flusso all'86% del valore nominale (portata nominale dello strumento pari a  $5 \text{ Nl/min}$ ) per ottenere la portata desiderata ( $4.28 \approx 4.3 \text{ Nl/min}$ ). Durante la prova con il bruciatore Tipo 2 a  $T_{aria}=100^{\circ}\text{C}$  si è utilizzato il riscaldatore di aria, come già stato fatto nella misurazione della portata. Si sono utilizzate due termocoppie, una per il controllo della temperatura dell'acqua e l'altra per il controllo della temperatura interna al box.

---

### 9.3 Descrizione prove sperimentali

Le prove sono state eseguite per entrambi i bruciatori forniti dalla Whirlpool. I due modelli presentano una tipologia diversa di fiamma: la prima infatti relativa al bruciatore Tipo 1 è diretta verso l'esterno, mentre la seconda (bruciatore Tipo 2), è diretta verso l'alto (fig.9.2).

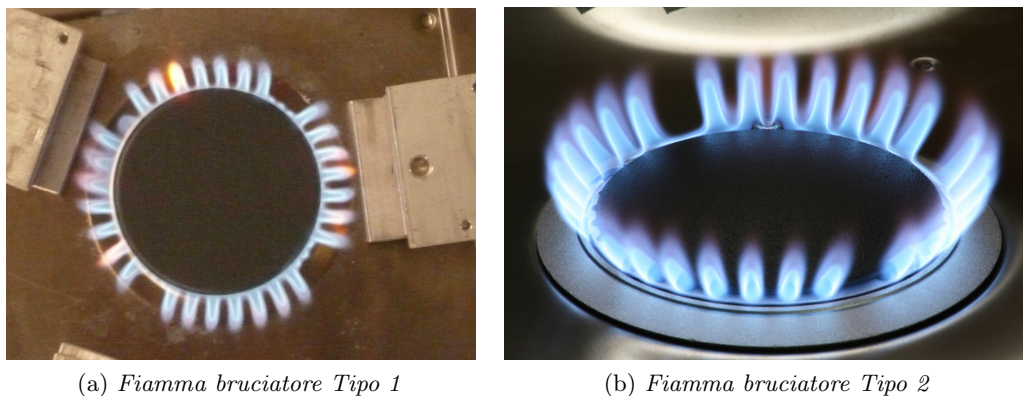


Figura 9.2: Morfologia della fiamma per i due bruciatori.

In entrambi i casi si è fatta variare l'altezza del recipiente da un minimo (altezza per la quale la pentola si appoggiava alla piastra del bruciatore), a un massimo di 30mm al di sopra di tale punto. Di volta in volta si variava l'altezza di 4mm. Inoltre si è studiato il caso in cui il recipiente appoggi su una piastra in ghisa; in questo caso si è cercato di riprodurre una situazione analoga al comune utilizzo dei bruciatori domestici (fig.9.3). Per quest'ultimo caso, la norma [20] prevedeva un preriscaldamento della piastra (per un tempo pari o superiore ai 10 minuti).



Figura 9.3: Piastra in ghisa utilizzata in alcune prove.

Per quanto riguarda il calcolo del rendimento termico si è utilizzata l'(eq.9.4). Cronometrando il tempo necessario a raggiungere la temperatura prevista dalla norma [20], e conoscendo la portata nominale erogata da ciascun bruciatore, si è ricavata la massa  $M_c$  di gas secco consumata durante ciascuna prova.

## 9.4 Risultati

In questo paragrafo si riportano i risultati relativi all'analisi del rendimento termico per i due diversi tipi di bruciatore con relativi grafici e commenti a quanto ottenuto. Durante tutta la trattazione che segue con altezza verrà indicata la distanza misurata dalle asole del bruciatore alla parte inferiore del recipiente.

### Bruciatore Tipo 1

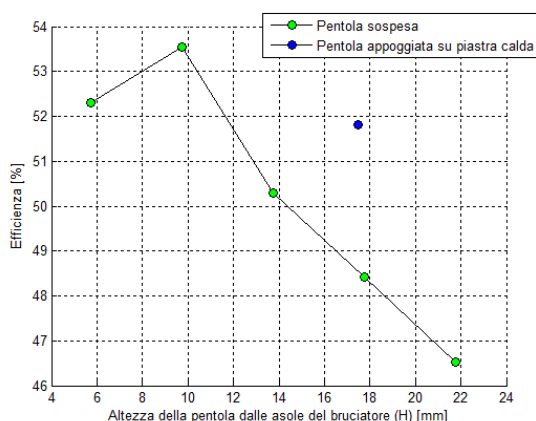
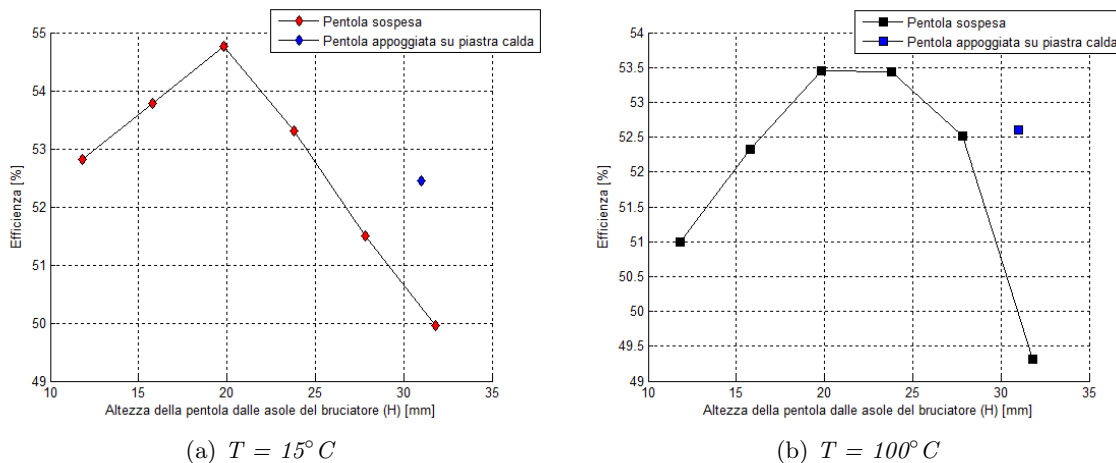


Figura 9.4: Andamento rendimento termico bruciatore Tipo 1.

Nel caso del bruciatore Tipo 1, l'andamento di  $\eta$  in funzione dell'altezza (fig.9.4) presenta un punto di massimo per un valore di  $H \approx 10$  mm. Si può notare come, aumentando la distanza del recipiente dalle asole, il rendimento termico tende a diminuire con un andamento quasi lineare.

### Bruciatore Tipo 2



(a)  $T = 15^\circ C$

(b)  $T = 100^\circ C$

Figura 9.5: Andamento rendimento bruciatore Tipo 2



Per il bruciatore Tipo 2 sono state studiate due diverse condizioni della temperatura dell'aria circostante. Per quanto riguarda la  $T_{aria}=15^{\circ}\text{C}$ , l'andamento di  $\eta$  è simile a quello descritto per il bruciatore Tipo 1. Si nota invece che per una  $T_{aria}=100^{\circ}\text{C}$  è presente una zona in cui il rendimento termico si mantiene all'incirca costante, prima di diminuire.

In ciascuno dei tre grafici (fig.9.4 e 9.5), si è inserito il valore del rendimento termico corrispondente alla condizione del recipiente appoggiato alla piastra in ghisa preriscaldata. In questo caso, l'efficienza termica risulta migliore se confrontata con quella ottenuta alla stessa altezza, ma con la pentola sospesa. La piastra infatti, essendo preriscaldata, tende a cedere calore al fondo della pentola attraverso un processo principalmente conduttivo. Il tempo necessario a raggiungere i  $90^{\circ}\text{C}$  risulta essere così inferiore a quello necessario per raggiungere la stessa temperatura senza la struttura di appoggio; questo influisce positivamente sul valore dell'efficienza termica.

	<b>Bruciatore Tipo 1</b> ( $T_{aria}=15^{\circ}\text{C}$ )	<b>Bruciatore Tipo 2</b> ( $T_{aria}=15^{\circ}\text{C}$ )	<b>Bruciatore Tipo 2 Hot</b> ( $T_{aria}=100^{\circ}\text{C}$ )
Efficienza recipiente appoggiato su piastra [%]	51.8	52.5	52.6
Efficienza recipiente sospeso ad altezza uguale alla piastra [%]	48.5	50.5	49.8

Tabella 9.3: Confronto fra i rendimenti termici con o senza piastra.

Come si può notare dal confronto dei tre andamenti in (fig.9.6) e in (tab.9.4), il bruciatore Tipo 2 in condizioni di temperatura  $T = 15^{\circ}\text{C}$  presenta il miglior risultato di efficienza.

	<b>Bruciatore Tipo 1</b> ( $T_{aria}=15^{\circ}\text{C}$ )	<b>Bruciatore Tipo 2</b> ( $T_{aria}=15^{\circ}\text{C}$ )	<b>Bruciatore Tipo 2 Hot</b> ( $T_{aria}=100^{\circ}\text{C}$ )
Efficienza termica massima [%]	53.6	54.8	53.5

Tabella 9.4: Efficienza termica massima.

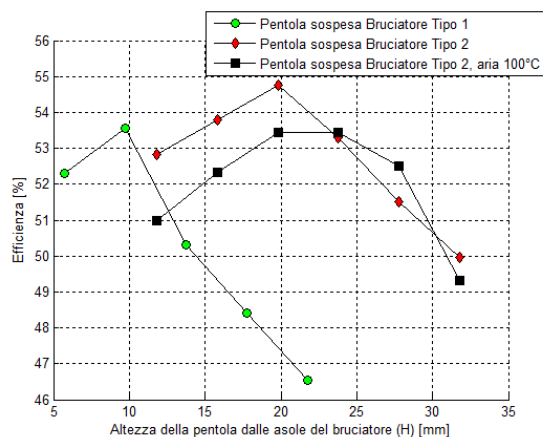


Figura 9.6: Bruciatore Tipo 1-2, confronto.

Dal confronto emerge inoltre che riscaldando l'aria l'efficienza termica assume valori inferiori a quelli dello stesso bruciatore ma con aria non riscaldata, fino all'altezza per la quale si ha la massima  $\eta$ ; oltre a quell'altezza, il rendimento termico tende ad assumere valori che si discostano poco da quelli ottenuti per una temperatura di aria pari a quella ambiente. Questa diminuzione di rendimento termico è dovuta probabilmente al fatto che in questa condizione si sta operando con miscela povera; di conseguenza il calore generato dalla combustione viene utilizzato in parte per riscaldare l'aria in eccesso presente nella miscela. Questo fenomeno di diminuzione di temperatura della fiamma risulta essere quindi maggiore all'eventuale beneficio dato dalla presenza di aria già a 100°C.

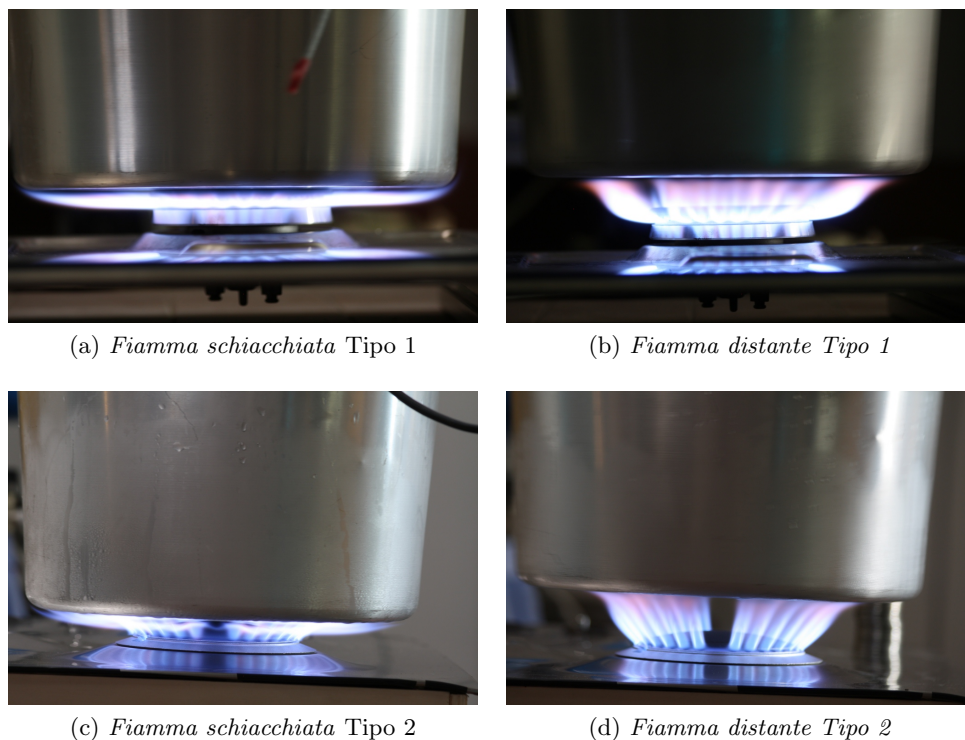


Figura 9.7: Morfologia fiamma con recipiente.

Il valore massimo di efficienza termica è inoltre strettamente legato alla distanza tra la

---

fiamma e la base del recipiente, come già visto in precedenza da letteratura (Cap.[?]). Occorre infatti tener conto del fatto che se la fiamma è troppo schiacciata, l'impatto con il recipiente può causare una combustione incompleta (fig.9.7 (a)(c)); viceversa aumentando la distanza si hanno perdite maggiori dovute a una maggior dispersione del calore in quanto dato lo spazio maggiore entra più aria secondaria che porta al raffreddamento della fiamma (fig.9.7 (b)(d)).

Nonostante nel capitolo precedente (Cap.[?]) l'analisi del flusso per i due bruciatori aveva evidenziato un comportamento asimmetrico del bruciatore Tipo 2, a fronte di un comportamento simmetrico del bruciatore Tipo 1, si è potuto verificare in queste prove come entrambi i bruciatori presentino una fiamma compatta e uniforme (fig.9.2).

## 9.5 Influenza piastra fredda o preriscaldata sull'efficienza termica

Come visto precedentemente la presenza della piastra migliora l'efficienza termica rispetto alla stessa prova effettuata alla stessa altezza fra pentola e asole del bruciatore, ma con pentola sospesa. Questa prova era stata però effettuata con piastra preriscaldata, in quanto la normativa [20] indicava di preriscaldare il tutto.

Si è voluto quindi effettuare una seconda prova in cui all'istante iniziale la piastra fosse fredda, per verificare se si hanno dei cambiamenti sull'efficienza termica. Questa condizione può essere vista come quella più veritiera all'interno di un ambiente familiare.

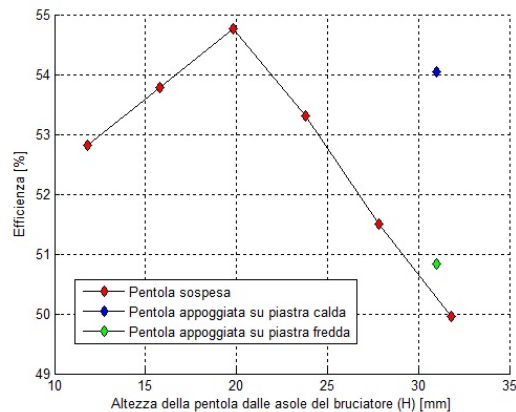


Figura 9.8: Efficienza termica in presenza di piastra fredda e calda.

Si può infatti vedere (fig.9.8) come la presenza della piastra fredda riduca l'efficienza termica, in quanto una parte di calore della fiamma verrà assorbito dalla piastra per riscaldarsi e arrivare a regime; tuttavia il rendimento termico risulta essere ancora superiore al caso in cui la pentola sia appesa; questo sta ad indicare come la presenza della piastra porti ad un effetto benefico, molto leggero se si parte con piastra fredda, abbastanza grande se con piastra calda.

## 9.6 Verifica influenza irraggiamento su efficienza termica

Si è voluto poi verificare se l'irraggiamento fornito dalla fiamma del bruciatore possa migliorare l'efficienza termica. Per questo si è deciso di schermare la fiamma con dell'alluminio in modo da far riflettere l'irraggiamento proveniente dalla fiamma e ricondurlo sulla pentola.

Si è quindi utilizzata una schermatura in cartone ricoperta da dei fogli di alluminio (fig.9.9).

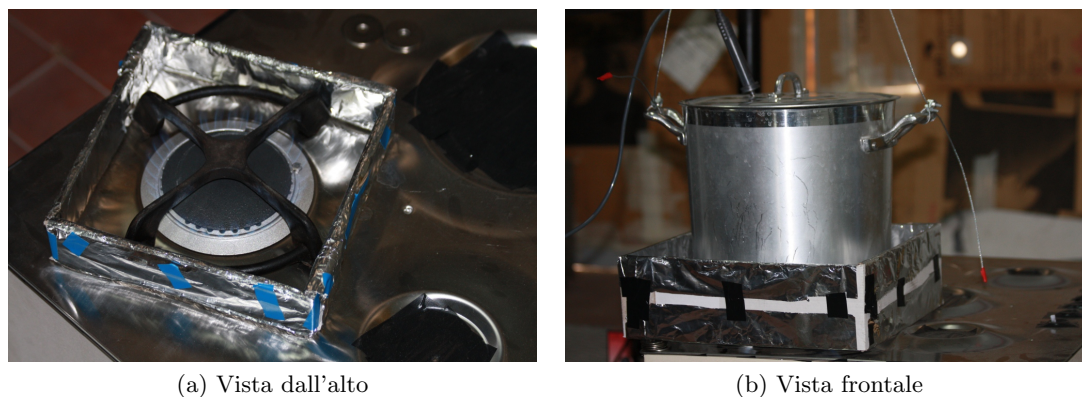


Figura 9.9: Schermatura della fiamma.

La presenza della schermatura porta però ad una diminuzione dell'efficienza termica, molto probabilmente perchè viene disturbato il risucchio di aria secondaria e quindi si ha una combustione meno efficiente. La prova è stata effettuata più volte per vedere se il risultato ottenuto si ripeteva (fig.9.10).

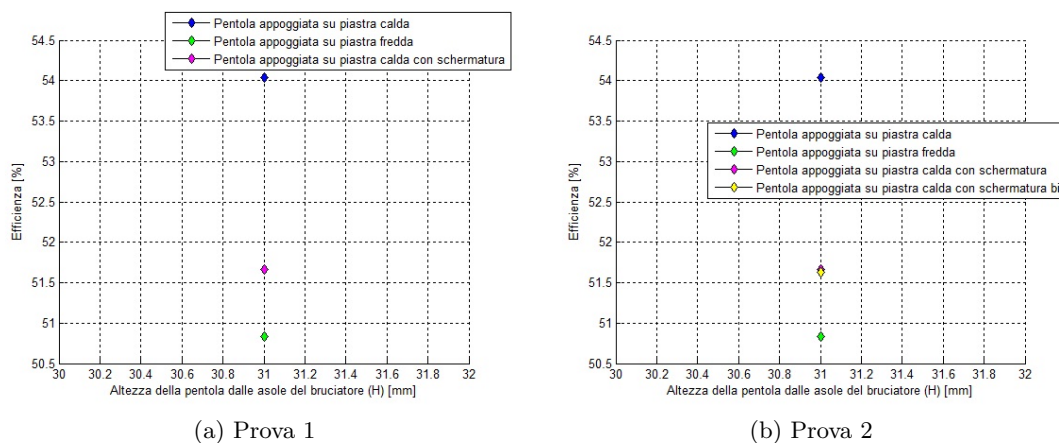
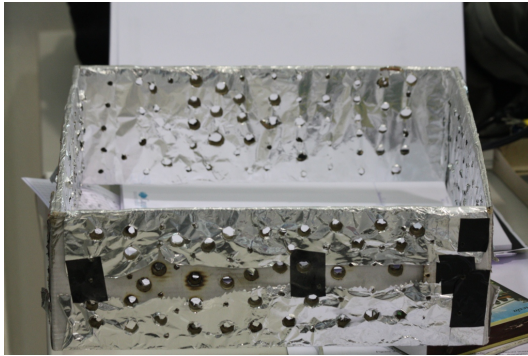
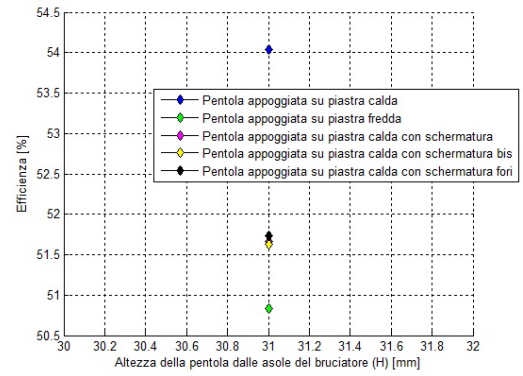


Figura 9.10: Efficienza termica in presenza di schermatura.

Ipotizzando quindi un calo di prestazioni a causa di una diminuzione di aria secondaria si è deciso di effettuare dei fori nella schermatura (fig.9.11(a)) per migliorare il passaggio dell'aria. Come si può vedere in (fig.9.11(b)) l'efficienza termica è aumentata leggermente, ma sempre al di sotto del caso senza schermatura.



(a) Schermatura con fori



(b) Efficienza termica in presenza di schermatura con fori

Figura 9.11: Schermatura con fori.

In conclusione la presenza di uno schermo che possa riflettere l'irraggiamento prodotto dalla fiamma porta ad una diminuzione di prestazioni in quanto disturba il passaggio di aria secondaria verso la fiamma.

# Capitolo 10

## Conclusioni e sviluppi futuri

In questo capitolo vengono presentate le principali conclusioni alla luce delle prove realizzate in questo lavoro di tesi. Si riportano inoltre alcuni possibili sviluppi futuri da compiere per completare l'analisi iniziata in questo lavoro.

### 10.1 Conclusioni

Come detto in precedenza l'obbiettivo di questo lavoro di tesi è stato quello di caratterizzare dal punto di vista dell'efficienza fluidodinamica e termica due diverse tipologie di bruciatori Whirlpool.

Sostanzialmente i due bruciatori differiscono:

- dal punto di vista fluidodinamico in quanto il Tipo 1 presenta un condotto di mescolamento cilindrico e semplicemente convergente, mentre il Tipo 2 presenta un condotto convergente-divergente con una curva a  $90^\circ$ ;
- dal punto di vista termico in quanto il bruciatore Tipo 1 ha una fiamma radiale mentre il bruciatore Tipo 2 una fiamma verticale.

Le prove effettuate dimostrano che l'efficienza fluidodinamica dei due bruciatori risulta essere la stessa anche se la geometria degli stessi è notevolmente diversa. Nonostante però il rapporto O/F sia lo stesso il profilo di velocità dei due bruciatori risulta essere notevolmente differente, in particolar modo il bruciatore Tipo 1 presenta un profilo completamente simmetrico, mentre il bruciatore Tipo 2, a causa della curvatura del condotto di mescolamento presenta un profilo non simmetrico e con un picco di velocità spostato verso l'esterno (si vedano (fig.8.5) e (fig.8.17)).

Nonostante la diversa qualità di flusso in uscita dal miscelatore, entrambi i bruciatori presentano una buona fiamma uniforme e ben ancorata su tutta la circonferenza del bruciatore, indice di come la piastra preente sulla sommità del foro di efflusso del condotto di mescolamento, riesca a rendere ben uniforme il flusso in uscita dalle asole del bruciatore.

Si è voluto poi valutare l'influenza della temperatura dell'aria esterna sul rapporto O/F della miscela simulando ad esempio la presenza di un forno caldo al di sotto del piano cottura. Le prove effettuate con aria a  $100^\circ\text{C}$  dimostrano come il rapporto O/F aumenti con il rapporto  $\frac{T}{T_{amb}}$  rispetto al valore misurato a temperatura ambiente. In particolar modo per entrambe le temperature analizzate si ottiene una miscela povera, cioè con un rapporto O/F superiore a quello stechiometrico. Nonostante questo la fiamma di entrambi i bruciatori risulta

---

ancora essere buona e ben ancorata su tutta la circonferenza.

Per quanto riguarda invece l'efficienza termica si è voluto vedere quale delle due tipologie di bruciatore presenti un miglior scambio termico fra fiamma e recipiente; in questo caso la differenza fra i due bruciatori non è più dovuta alla diversa geometria del condotto di mescolamento, che come detto prima non influenza il rapporto O/F e la qualità della fiamma, ma alla diversa tipologia di fiamma, cioè per il bruciatore Tipo 1 una fiamma radiale, mentre per il bruciatore Tipo 2 una fiamma verticale (fig.9.2).

Si è voluto inoltre per entrambi i bruciatori vedere qual'è l'altezza ottimale del recipiente dalla fiamma per avere rendimento termico più alto.

I risultati delle prove attribuiscono al bruciatore Tipo 2 un'efficienza termica superiore, dovuta appunto alla presenza di una fiamma verticale che migliora lo scambio termico fra fiamma e recipiente. Come si può vedere da (fig.9.6) l'efficienza maggiore per i due bruciatori si ottiene ad altezze diverse del recipiente dalla fiamma; questo è dovuto alla diversa tipologia di fiamma. In particolar modo la fiamma verticale necessita di una maggior distanza dal recipiente per avere una buona efficienza termica; distanze troppo contenute infatti schiacciano la fiamma sulla piastra non permettendo una completa combustione e quindi una temperatura di fiamma più bassa. Viceversa, altezze eccessive portano in entrambi i bruciatori un calo di efficienza termica a causa di un eccessivo raffreddamento della fiamma dovuto alla presenza di una grande quantità di aria esterna.

Inoltre per il bruciatore Tipo 2 l'efficienza termica risulta essere grande per un più ampio range di altezze; viceversa il bruciatore Tipo 1 presenta una brusca diminuzione di efficienza termica appena ci si allontana dalla condizione di massimo (fig.9.6).

Per quanto riguarda le prove con aria riscaldata (effettuate unicamente con il bruciatore Tipo 2) si può osservare come l'efficienza termica diminuisca nel complesso ma aumenta notevolmente il range in cui questa risulta essere massima. Nonostante infatti la miscela in uscita dal bruciatore sia a temperatura più alta che quindi porterebbe a una temperatura della fiamma maggiore, la miscela risulta essere anche povera e quindi la fiamma deve riscaldare l'eccesso d'aria, portando complessivamente ad una diminuzione di efficienza termica (fig.9.6).

Infine sempre per quanto riguarda l'efficienza termica si è potuto osservare come la presenza di una piastra in ghisa a sostegno del recipiente, porti ad un aumento dell'efficienza termica rispetto alla stessa altezza ma con recipiente sospeso dall'alto. Questo è probabilmente dovuto al fatto che la piastra dopo aver assorbito calore dalla fiamma per irraggiamento e convezione, lo cede al recipiente per conduzione, migliorando il trasferimento di calore. L'effetto è infatti maggiore se la piastra è stata preriscaldata.

Un ulteriore complemento sull'efficienza termica è stato quello di valutare l'influenza dell'irraggiamento; dalle prime prove effettuate si è però visto come l'introduzione di una schermatura delle fiamme porti ad una diminuzione di efficienza termica a causa di un minor afflusso di aria secondaria dovuto alla presenza della schermatura.

---

## 10.2 Sviluppi futuri

Poichè dalle prove sperimentali effettuate si è visto come lo scambio termico e quindi l'efficienza termica dei bruciatori non dipenda tanto dalla geometria del miscelatore, quanto dalla tipologia di fiamma, si potrebbe ipotizzare in un futuro di ricercare alcuni accorgimenti per migliorare lo scambio termico, in particolare introdurre una schermatura migliore che recuperi buona parte dell'irraggiamento perso dalla fiamma e dei gas combusti che sfuggono lateralmente, ma allo stesso tempo non comprometta il passaggio di aria esterna verso la fiamma. Inoltre si potrebbe valutare in modo più approfondito l'effetto della piastra in ghisa a diverse altezze dal bruciatore per vedere se migliora sempre l'efficienza termica. Tutte queste prove potrebbero infine essere affiancate da un'analisi termica dei flussi di calore in gioco nella combustione e nel trasferimento fra fiamma e recipiente.



# Bibliografia

- [1] Presz W., Reynolds G. e Hunter C., “Thrust Augmentation with Mixer/Ejector Systems ”, 40<sup>th</sup> AIAA Aerospace Science Meeting, January 14-17, 2002.
- [2] B. Giechaskiel, L. Ntziachristos, Z. Samaras, “Calibration and modelling of ejector dilutors for automotive exhaust sampling ”.
- [3] SAE, AEROSPACE INFORMATION REPORT (AIR1191), “Performance of Low Pressure Ratio Ejectors for Engine Nacelle Cooling ”.
- [4] K. Knowles, J. Saddington, “A review of jet mixing enhancement for aircraft propulsion applications ”, Cranfield University, 8 December 2005.
- [5] Quinn, W.R. “The turbulence free jet issuing from a low-aspect-ratio countered rectangular nozzle ”, 1st Joint CEAS-AIAA Aeroacoustics Conference, Munich, Germany, 12-15 June 1995.
- [6] Quinn, W.R. “Mean flow and turbulence measurements in a triangular turbulent free jet ”. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 1990.
- [7] Ho, C.-H. and Gutmark,E. “Vortex induction and mass entrainment in a small-aspect-ratio elliptic jets ”. *Flow Meas. Instrum.* 1994.
- [8] Kreskovsky, J.P., Briley, W.R., and McDonald, H. “Investigation of mixing in a turbofan exhaust duct, part i: analysis and computational procedure”. *AIAA J.*, 1984.
- [9] Majamaki, A. J., Smith, O.I., and Karagozian, A. R. “Passive mixing control via lobed injectors in high-speed flow ”. *AIAA J.*, 2003.
- [10] Rogers, C. B. and Parekh, D. E. “Mixing enhancement by and noise characteristics of streamwise vortices in an air jet ”. *AIAA J.*, 1994.
- [11] Carletti, M., Rogers, C.B., and Parekh, D. E. “Use of streamwise vorticity to increase mass entrainment in a cylindrical ejector ”. *AIAA J.*, 1995.
- [12] Blinder, G. and Favre-Marinet,M. “Mixing Improvement in pulsating turbulent jets ”. In *Proc. ASME Symposium, “fluid mechanics of mixing ”*, Atlanta, USA, June 1973.
- [13] Hostalier P., “I Bruciatori di Gas ”, *Tecniche Nuove*, 1978.
- [14] Glassman I., “Combustion ”, Academic Press, 1977.
- [15] Ortolani C., “Combustione: Fondamenti e Applicazioni ”, CLUP-Milano 1987.
- [16] Baukal C.E. ed., “Industrial Burners - Handbook ”, CRC Press, 2003.
- [17] Jones H.R.N. “The application of combustion principles to domestic gas burner design ”, British Gas, Spon Press, 2003.

- 
- [18] El-Mahallawy F. and El-Din habik S., "Fundamentals and Technology of Combustion", Elsevier 2002.
- [19] Viets H., "Thrust Augmenting Ejectors", VKI Lecture Series n.79, April 21-25, 1975.
- [20] Norma UNI EN 30-2-1:2004 Apparecchi di cottura a gas per uso domestico; Parte 2-1: Utilizzazione razionale dell'energia - Generalità.
- [21] Jugjai S., Tia S., Trewetaskorn W., "Thermal efficiency improvement of an LPG gas cooker by a swirling central flame". Int J Energy Res; 25:657-74, 2001.
- [22] Hou S.S., Lee Chien-Ying, Lin Ta-Hui, "Efficiency and emissions of a new domestic gas burner with a swirling flame". Energy Conversion and Management, 48, pp.1401-1410.
- [23] Li H.B., Wong T.T., Leung C.W., Probert S.D., "Thermal performances and CO emissions of a gas-fired cooker-top burners". Applied Energy, 83, pp. 1326-1338, 2006.
- [24] Ko Y.C., Lin T.H., "Emissions and efficiency of a domestic gas stove burning natural gases with various compositions". Energy Conversion Manage; 44(19), pp.3001-14, 2003.
- [25] Lucky R.A., Hossain I., "Efficiency study of Bangladeshi cookstoves with an emphasis on gas cookstoves". Energy 26, pp.221-237, 2001.
- [26] Minutolo P., D'Anna A., Commodo M., Pagliara M., Toniato G., Accordini C., "Emission of Fine Particles from Domestic Burners Burning Methane", 10<sup>th</sup> Intern. Congress on Combustion By-Products and their Health Effects, June 17-20,2007, Ischia, Italy.
- [27] D'Alessio A., "Nanoparticles of Organic carbon: their Formation in Flame and Engines and their Evolution in the Atmosphere", Relazione su invito al 10<sup>th</sup> Intern. Congress on Combustion By-Products and their Health Effects, June 17-20,2007, Ischia, Italy.
- [28] Wallance L., Wang F., Howard-Reed C., Persily A., "Contribution of Gas and Electric Stoves to Residential Ultrafine Particle Concentrations between 2 and 64 nm: Size Distributions and Emission and Coagulation Rates", Environmental Science and Technology, Vol.42, No.23,2008.
- [29] Jugjai S., Rungsimuntuchart N., "High efficiency heat-recirculating domestic gas burners", Experimental Thermal and Fluid Science, 26, pp.581-92, 2002.
- [30] Makmool U., Jugjai S., Tia S., Vallikul P., Fungtammasan B., "Performance and analysis by particle image velocimetry (PIV) of cooker-top burners in Thailand".
- [31] European Committee for Standardization. Specification for gas heated catering equipment-Part 1: safety requirements, EN 203-1:1992.
- [32] European Committee for Standardization. Specification for gas heated catering equipment-Part 2: rational use of energy, EN 203-2:1995.
- [33] Coghe A., Cozzi F., Araneo L., Basilico C., Inzoli F., Colombo E., "Simulazione termica per analisi ponti termici e pozzi di calore e impatto sull'efficienza (piani gas), (Task 2.2.2.2), Report Finale".
- [34] Basilico C., Inzoli F., Colombo E., "Report Finale, analisi fluidodinamica".
-