



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
FIRENZE

DIPARTIMENTO
DI INGEGNERIA
INDUSTRIALE

**DOTTORATO DI RICERCA IN
INGEGNERIA INDUSTRIALE**

CICLO XXVI

COORDINATORE Prof. Maurizio De Lucia

***Sviluppo di un piano cottura per uso domestico
alimentabile ad Idrogeno e commercializzabile in ambito
Europeo***

Settore Scientifico Disciplinare ING-IND/09

Dottorando

Dott. Riccardo Secchi



Tutore

Prof. Giampaolo Manfreda



Coordinatore

Prof. Maurizio De Lucia

Anni 2011/2013

RINGRAZIAMENTI

Ringrazio il Prof. Giampaolo Manfrida e tutto il gruppo di lavoro per il sostegno e l'aiuto che mi hanno dato durante questi tre anni. In particolare ringrazio l'Ing. Francesco Maraschiello per essere sempre stato disponibile ad aiutarmi nelle difficoltà incontrate.

Ringrazio i ragazzi di Fabbrica del Sole, e tutte le persone con le quali ho collaborato per questo progetto.

Ringrazio la mia famiglia e Silvia, per essermi sempre stati vicino.

Sommario

L'obiettivo principale del lavoro svolto riguarda lo sviluppo di un prodotto sicuro, efficiente e commercializzabile per la combustione di Idrogeno per la cottura di cibo in ambito domestico.

Le difficoltà principali affrontate durante tale lavoro riguardano gli aspetti tecnico e normativo. Se dal punto di vista tecnico ci possono essere vari approcci con i quali studiare la miglior tecnologia per la combustione sicura dell'Idrogeno, dal lato normativo ci si è scontrati con la completa mancanza di riferimenti relativi all'utilizzo specifico di tale gas in ambito domestico. La progettazione è stata svolta di pari passo con l'analisi della normativa presente. Si è seguito un processo logico che consentisse, utilizzando la normativa esistente come norma di buona tecnica, di raggiungere quei requisiti di sicurezza essenziali per ottenere la marcatura CE del prodotto finale, rendendolo quindi commercializzabile.

Il raggiungimento di tale obiettivo ha reso necessario lo studio di una vasta gamma di problematiche concernenti gli aspetti strettamente tecnici, affrontati secondo un approccio che tenesse in considerazione anche la minimizzazione del costo del prodotto finale. Tale aspetto ha inciso particolarmente nella fase di realizzazione dei prototipi, rendendo necessaria un'analisi costi-benefici relativa al tipo di lavorazioni necessarie.

A monte del lavoro di sviluppo del dispositivo, è stato condotto un esteso studio teorico relativo alle caratteristiche dell'Idrogeno e alle sue proprietà come combustibile, nonché agli effetti dell'interazione che tale gas può avere con diversi tipi di materiali utilizzabili per la realizzazione del prodotto finale. La definizione delle caratteristiche di progetto del piano cottura e del bruciatore in esso integrato, si è concretizzata considerando parallelamente tutti i requisiti normativi riconosciuti come necessari ed applicabili alla tecnologia in oggetto.

I test dei prototipi e le simulazioni computazionali del comportamento del bruciatore sono stati parte integrante del processo di sviluppo del dispositivo.

Lo sviluppo del prodotto ha visto le seguenti fasi principali, alcune delle quali condotte necessariamente in parallelo alle altre:

- Analisi delle caratteristiche dell'Idrogeno;
- Analisi della normativa Europea relativa alla certificazione CE di piani cottura;
- Studio della progettazione di bruciatori ad uso domestico;
- Scelte progettuali relative al bruciatore alimentabile ad Idrogeno – Dimensionamento;
- Scelta dei materiali - analisi della tipologia di lavorazioni;
- Componenti ausiliari presenti nel piano cottura: utilizzo con Idrogeno;
- Test preliminari sul bruciatore (efficienza termica, potenza termica, emissioni di inquinanti) e sui componenti ausiliari;
- Simulazione numerica della combustione.

Indice

| | |
|--|-----------|
| Sommario | 5 |
| Elenco delle Figure | 9 |
| Elenco delle Tabelle | 13 |
| Introduzione | 14 |
| 1 - L'Idrogeno | 17 |
| 1.1 - Introduzione | 17 |
| 1.2 - Proprietà Fisiche | 19 |
| 1.2.1 - Densità e grandezze correlate | 20 |
| 1.2.2 - Gas Ideale – Reale: Fattore di Comprimibilità | 21 |
| 1.2.3 - Coefficiente di Joule-Thomson, Curva di Inversione..... | 22 |
| 1.2.4 - Propensione alla fuga..... | 24 |
| 1.2.5 - Conducibilità termica | 25 |
| 1.2.6 - Tossicità..... | 25 |
| 1.3 - Proprietà chimiche | 25 |
| 1.3.1 - Reattività..... | 25 |
| 1.3.2 - Contenuto energetico | 26 |
| 1.3.3 - Densità Energetica..... | 26 |
| 1.4 - Combustione | 27 |
| 1.4.1 - Campo di Infiammabilità ed Esplosività..... | 27 |
| 1.4.2 - Ignizione | 28 |
| 1.4.2.1 Energia minima di ignizione | 28 |
| 1.4.2.2 Autoignizione | 29 |
| 1.4.3 - Spegnimento | 30 |
| 1.4.4 - Velocità di combustione | 32 |
| 1.4.5 - Caratteristiche della fiamma | 33 |
| 1.4.5.1 Temperatura adiabatica di fiamma..... | 33 |
| 1.4.5.2 Visibilità della fiamma..... | 34 |
| 1.4.5.3 Energia termica irradiata..... | 35 |
| 2 - Caratteristiche Piano cottura convenzionale | 36 |
| 2.1 - Bruciatori | 37 |
| 2.1.1 - Modalità di combustione..... | 37 |
| 2.1.2 - Tipologie di bruciatori | 42 |
| 2.1.2.1 Bruciatori aerati o parzialmente aerati..... | 43 |
| 2.1.2.2 Bruciatori non-aerati..... | 54 |
| 2.2 - Valvola multi-funzione: Rubinetto e Dispositivo di Sicurezza termoelettrico (FSD)..... | 56 |
| 2.3 - Ignizione..... | 57 |
| 3 - Analisi Normativa | 59 |
| 3.1 - Direttiva 2009/142/CE | 60 |
| 3.1.1 - Allegato I – Requisiti essenziali | 60 |

| | | |
|------------|--|------------|
| 3.2 - | Norme armonizzate | 62 |
| 3.2.1 - | UNI EN 437 - Gas di prova - Pressioni di prova - Categorie di apparecchi | 62 |
| 3.2.2 - | UNI EN 30 – Apparecchi di cottura a gas per uso domestico..... | 65 |
| 3.2.2.1 | UNI EN 30 -1-1 Sicurezza – Generalità | 65 |
| 3.2.2.2 | UNI EN 30-2-1 : Utilizzazione razionale dell’energia - Generalità..... | 73 |
| 3.2.3 - | Norme specifiche per i componenti ausiliari | 74 |
| 4 - | Scelte progettuali | 79 |
| 4.1 - | Bruciatore..... | 79 |
| 4.1.1 - | Iniettore e Potenza nominale | 81 |
| 4.1.1.1 | Iniettore..... | 81 |
| 4.1.1.2 | Potenza termica nominale..... | 102 |
| 4.1.2 - | Porte del bruciatore | 104 |
| 4.1.3 - | Coperchio..... | 109 |
| 4.1.4 - | Struttura bruciatore..... | 110 |
| 4.1.5 - | Scelta dei materiali | 112 |
| 4.1.5.1 | Resistenza ad Infragilimento da Idrogeno | 112 |
| 4.1.5.2 | Bassa conducibilità termica..... | 114 |
| 4.1.5.3 | Resistenza all’esposizione prolungata a fiamme di Idrogeno | 114 |
| 4.1.5.4 | Resistenza a corrosione intergranulare | 114 |
| 4.1.5.5 | Costo..... | 115 |
| 4.2 - | Elementi ausiliari | 116 |
| 4.2.1 - | Valvola multi-funzione e dispositivo di sicurezza termoelettrico..... | 116 |
| 4.2.2 - | Tubazioni e raccordi interni..... | 119 |
| 5 - | Test Preliminari | 120 |
| 5.1 - | Potenza termica nominale | 120 |
| 5.2 - | Efficienza | 121 |
| 5.3 - | Emissioni di NO | 122 |
| 6 - | Simulazione Numerica | 125 |
| 6.1 - | Introduzione | 125 |
| 6.2 - | Descrizione modelli matematici..... | 126 |
| 6.2.1 - | Geometria semplificata del bruciatore..... | 126 |
| 6.2.2 - | Equazioni di governo per la combustione dell’Idrogeno | 128 |
| 6.2.2.1 | Equazioni Di Continuità E Quantità Di Moto | 128 |
| 6.2.2.2 | Equazione dell’Energia..... | 128 |
| 6.2.2.3 | Equazione del trasporto per le specie | 129 |
| 6.2.2.4 | Modelli di turbolenza..... | 130 |
| 6.2.2.5 | Modelli di combustione | 131 |
| 6.2.2.6 | Modello di radiazione | 134 |
| 6.2.3 - | Condizioni al contorno..... | 134 |
| 6.3 - | Procedura di simulazione..... | 136 |
| 6.4 - | Post-processing: analisi di sensibilità..... | 137 |
| 6.4.1 - | Effetto della densità della mesh..... | 137 |
| 6.4.2 - | Effetti della dimensione del domino di calcolo | 139 |
| 6.4.3 - | Effetti del modello di turbolenza..... | 141 |

| | |
|--|------------|
| 6.4.4 - Effetti del modello di chimica della combustione | 144 |
| 6.4.5 - Effetti del coefficiente di assorbimento | 146 |
| 6.5 - Validazione modello 3D..... | 147 |
| Conclusioni | 153 |
| Bibliografia | 155 |
| Bibliografia non citata | 161 |

Elenco delle Figure

| | |
|---|----|
| Figura 1.1 - Isotopi dell'Idrogeno e la loro abbondanza in natura..... | 17 |
| Figura 1.2 - Forme molecolari dell'Idrogeno. | 18 |
| Figura 1.3 - Percentuale di Para-Idrogeno (p-H ₂) nella composizione di equilibrio in funzione della temperatura. ... | 18 |
| Figura 1.4 - Diagramma di fase dell'Idrogeno. | 19 |
| Figura 1.5 - Fattore di Comprimibilità Z per l'Idrogeno..... | 22 |
| Figura 1.6 - Curva di Inversione per Azoto, Idrogeno, Elio | 23 |
| Figura 1.7 - Coefficiente di Joule-Thomson per l'Idrogeno alle pressioni di 1 bar (linea continua) e 100 bar (linea tratteggiata)..... | 23 |
| Figura 1.8 - Campo di infiammabilità dell'Idrogeno al variare della temperatura (P = 1Atm). | 28 |
| Figura 1.9 - Variazione dell'energia di ignizione nel campo di infiammabilità per miscele di Idrogeno e Metano in aria (@ NTP). | 29 |
| Figura 1.10 - Limiti di esplosione di una miscela stechiometrica idrogeno-ossigeno in contenitore sferico..... | 30 |
| Figura 1.11- Fiamma di idrogeno poco sopra il limite di spegnimento (7.5 µg/s), per ugello da 0.36 mm. | 32 |
| Figura 1.12 - Portate limite di spegnimento per differenti gas (sinistra) e tipi di bruciatore (destra). | 32 |
| Figura 1.13 - Velocità di combustione per alcuni gas al variare della % di aria comburente rispetto alle condizioni stechiometriche (@ NTP). | 33 |
| Figura 1.14 - Tipico spettro di emissione di fiamma premiscelata Idrogeno-Aria. Foto di fiamma-jet premiscelata (Φ=0.62, sinistra) e diffusiva (destra) Idrogeno-Aria. | 34 |
| Figura 2.1 - Alcuni piani cottura convenzionali..... | 36 |
| Figura 2.2 - Vista dei componenti interni ad un piano cottura a gas con ignizione elettrica..... | 37 |
| Figura 2.3 Esempio di una fiamma parzialmente premiscelata e bilancio cinetico sul fronte di fiamma. | 38 |
| Figura 2.4 - Profili di concentrazione e temperatura per una fiamma premiscelata ideale, monodimensionale, stazionaria, povera, con reazione stechiometrica. | 40 |
| Figura 2.5 - Struttura di una fiamma diffusiva. | 40 |
| Figura 2.6 - Fiamma diffusiva stazionaria deformata. | 41 |
| Figura 2.7- Fiamma diffusiva non stazionaria indeformata. | 41 |
| Figura 2.8 - Variazione dell'altezza di una fiamma diffusiva con la portata di combustibile e transizione laminare-turbolenta. | 42 |
| Figura 2.9 - Componenti di un bruciatore domestico da piano cottura | 43 |
| Figura 2.10 - Struttura sistema di miscelazione classico. | 44 |
| Figura 2.11 - Struttura getto libero. | 45 |
| Figura 2.12 - Effetto del numero di Reynolds di getto sul Coefficiente di scarico [30]. | 46 |
| Figura 2.13 - Schematizzazione del getto interno al bruciatore da piano cottura [40]. | 47 |
| Figura 2.14 - Modello ingresso aria primaria in un miscelatore ad induzione atmosferica..... | 48 |
| Figura 2.15 - Distanze di spegnimento per miscele di gas naturale con bruciatori da piano cottura [42]. | 51 |
| Figura 2.16 - Schematizzazione del meccanismo di ritorno di fiamma all'accensione. | 52 |
| Figura 2.17 - Diagramma di combustione qualitativo per un bruciatore aerato: a. Monoporta; b. Multiporta..... | 53 |
| Figura 2.18 - Esempio di linee di flusso nelle porte dei bruciatori al variare del rapporto profondità/larghezza. | 53 |
| Figura 2.19 - Altezza di liftoff in funzione della velocità di uscita del getto. | 55 |

| | |
|--|-----|
| Figura 2.20 – Curva di stabilità al distacco della fiamma | 55 |
| Figura 2.21 Rubinetti con FSD in Ottone ed Alluminio Estruso (SABAF) | 56 |
| Figura 2.22 - A. Componenti di rubinetto con sicurezza termoelettrica. B. Sezione di piano cottura con connessione tra rubinetto e bruciatore | 57 |
| Figura 2.23 – Sistema di ignizione piezoelettrico..... | 57 |
| Figura 2.24 – Schematizzazione ignizione con trasformatore di rete (a) ed elettronica ad impulsi (b)..... | 58 |
| Figura 2.25 - Posizionamento candela d'accensione rispetto alle porte di un bruciatore tripla corona (Sabaf)..... | 58 |
| Figura 3.1 - Classi di apparecchi secondo UNI EN 30-1-1 | 66 |
| Figura 3.2 – esempio di risposta transitoria delle emissioni da un bruciatore da piano cottura | 72 |
| Figura 3.3 - Struttura degli standard di sicurezza e controllo per apparecchi di combustione..... | 75 |
| Figura 4.1 – Sistema di premiscelazione : a. prototipo. b. Vista in sezione del Venturi interno..... | 80 |
| Figura 4.2 – a. Bruciatore reale. B. Esploso bruciatore renderizzato. | 80 |
| Figura 4.3 – Fori iniettore..... | 81 |
| Figura 4.4 – Schematizzazione dello spegnimento della fiamma tra 2 piani paralleli. | 82 |
| Figura 4.5 – Effetti del rapporto di equivalenza sulla velocità di combustione di una miscela Idrogeno-aria..... | 84 |
| Figura 4.6 – Velocità di combustione vs. temperatura degli incombusti [67]. | 85 |
| Figura 4.7 – Variazione di λ con la Temperatura per Idrogeno (reale e ideale) e Aria, nel range (273-1500) K. | 85 |
| Figura 4.8 - Variazione di c_p con la temperatura nel range (273-1500)K..... | 86 |
| Figura 4.9 – Distanza di spegnimento per vari materiali a 227°C (a.) e 827°C (b.) secondo Kim [72]. | 87 |
| Figura 4.10 – Variazione distanza di spegnimento con la temperatura dei gas incombusti. | 89 |
| Figura 4.11 – Comparazione tra la convenzionale fiamma parzialmente premiscelata di metano (a.) e la fiamma di Idrogeno diffusiva ottenuta con il bruciatore proposto (b). | 90 |
| Figura 4.12 – a. Termocamera Flir i7; b-c. Taratura della termocamera con termocoppia K..... | 90 |
| Figura 4.13 – Punto di misura della temperatura ai fini della scelta della distanza di spegnimento..... | 91 |
| Figura 4.14 – Disco con 12 fori da 0.3 mm di diametro. | 92 |
| Figura 4.15 – Diverse tecniche di foratura laser [79]. | 94 |
| Figura 4.16 – Conicità del fascio laser e del foro relativo..... | 94 |
| Figura 4.17- Illustrazione schematica delle posizioni del piano focale (p.p.f.)..... | 94 |
| Figura 4.18 - TRUMPF Trumatic L4030, con un laser a CO ₂ TLF 4000. | 95 |
| Figura 4.19 - Microscopio stereoscopico digitale Stemi 2000 Carl Zeiss. | 96 |
| Figura 4.20 – a. Elemento utilizzato per i test di portata sui dischi forati. b. Flussimetro a/m 120 Idrogeno | 97 |
| Figura 4.21 – Geometrie ugelli testati da Ghassemieh et al. [83]..... | 99 |
| Figura 4.22- Coefficienti di scarico secondo [83]: a. conico capillare. b. Confronto conico capillare-conico | 100 |
| Figura 4.23 – Effetto del numero di fori sul coefficiente di scarico per ugelli conici capillari [83]. | 100 |
| Figura 4.24 – Differenza qualitativa tra il flusso in orifizio singolo e multi foro. | 101 |
| Figura 4.25 – Comparazione portata misurata in fase operativa e portata calcolata con Eq. 4.22. | 101 |
| Figura 4.26 – Configurazione del test di verifica degli effetti della distanza tra bruciatore e fiamma..... | 102 |
| Figura 4.27 – Differente conformazione della fiamma in presenza di carico al variare della distanza Db-c. | 103 |
| Figura 4.28 - Grafici di Portata e Temperatura del bruciatore al variare della distanza dal carico. | 104 |
| Figura 4.29 – Dettaglio porte del bruciatore | 105 |

| | |
|--|-----|
| Figura 4.30 – Tipologie di bruciatori domestici analizzati da Makmool et al. [86]..... | 106 |
| Figura 4.31 – Bruciatori swirlati analizzati in [87]. | 107 |
| Figura 4.32 – Risultati del confronto tra bruciatore classico (RB, “radial burner”) e swirlato (SB, “swirled burner”) secondo Hou et al. [88]. | 107 |
| Figura 4.33 – Dimensione porte del bruciatore. | 108 |
| Figura 4.34 – Test con distanza interporta di 3 mm, 22 porte ruotate di 30°, che genera una fiamma unica. | 108 |
| Figura 4.35 – Coperchio del fornello ed incastri per l’esatto posizionamento. | 109 |
| Figura 4.36 – Comparazione della colorazione della fiamma a diversi intervalli di tempo dall’accensione. | 110 |
| Figura 4.37 – Bruciatore completo installato sul piano cottura | 111 |
| Figura 4.38 – Distribuzione di temperatura sul tubo d’ingresso in condizioni stazionarie. | 111 |
| Figura 4.39 – a. Punti di misura del test di surriscaldamento del piano; b. Temperature rilevate dopo 1 ora di attività. | 112 |
| Figura 4.40 – Combinazioni P-T per i materiali nei servizi ad Idrogeno [94]. | 113 |
| Figura 4.41 – Effetti della percentuale di Carbonio sui tempi di formazione di carbonati di cromo. | 115 |
| Figura 4.42 - Rubinetto Sabaf Modello 15. | 116 |
| Figura 4.43 – Schema test di tenuta con verifica delle perdite di pressione..... | 117 |
| Figura 4.44 – Test di tenuta interna (a) ed esterna (b) sulla valvola multifunzione. | 118 |
| Figura 5.1 – Configurazione finale per il test di potenza termica nominale. | 120 |
| Figura 5.2 – Schema impianto di test | 121 |
| Figura 5.3 – Termoresistenza Pt 100 1/10 DIN..... | 121 |
| Figura 5.4 – Andamento di temperatura dell’acqua e portata volumetrica di gas durante il test di efficienza | 122 |
| Figura 5.5 – A. Gruppo di Condizionamento gas, B. Ultramat 23, Sonda di prelievo riscaldata..... | 123 |
| Figura 6.1 – Geometria 3D semplificata | 126 |
| Figura 6.2 – Geometria 2-D assialsimmetrica con le dimensioni in mm. | 127 |
| Figura 6.3 – Geometria assialsimmetrica con condizioni al contorno. | 135 |
| Figura 6.4 – Profili di temperatura per differenti taglie di mesh. | 138 |
| Figura 6.5 – Profili di mass fraction per Azoto ottenuti con differenti mesh. | 138 |
| Figura 6.6 - Profili di mass fraction per H ₂ O ottenuti con differenti mesh. | 138 |
| Figura 6.7 - Profili di mass fraction per H ₂ ottenuti con differenti mesh. | 139 |
| Figura 6.8 - Profili di mass fraction per O ₂ ottenuti con differenti mesh..... | 139 |
| Figura 6.9– Profili di temperatura per differenti estensioni del dominio. | 140 |
| Figura 6.10 – Profili di mass fraction per Azoto ottenuti con differenti estensioni del dominio. | 140 |
| Figura 6.11 - Profili di mass fraction per H ₂ O ottenuti con differenti estensioni del dominio. | 140 |
| Figura 6.12 - Profili di mass fraction per H ₂ ottenuti con differenti estensioni del dominio.. | 141 |
| Figura 6.13 - Profili di mass fraction per O ₂ ottenuti con differenti estensioni del dominio | 141 |
| Figura 6.14 - Profili di temperatura per differenti modelli di turbolenza. | 142 |
| Figura 6.15 - Profili di mass fraction per N ₂ ottenuti con differenti modelli di turbolenza. | 142 |
| Figura 6.16 - Profili di mass fraction per H ₂ O ottenuti con differenti modelli di turbolenza. | 143 |
| Figura 6.17 - Profili di mass fraction per H ₂ ottenuti con differenti modelli di turbolenza. | 143 |
| Figura 6.18 -Profili di mass fraction per O ₂ ottenuti con differenti modelli di turbolenza..... | 143 |

| | |
|--|-----|
| Figura 6.19 - Profili di temperatura per differenti modelli di combustione. | 144 |
| Figura 6.20 - Profili di mass fraction per Azoto ottenuti con differenti modelli di combustione..... | 144 |
| Figura 6.21 - Profili di mass fraction per H ₂ O ottenuti con differenti modelli di combustione. | 145 |
| Figura 6.22 - Profili di mass fraction per H ₂ ottenuti con differenti modelli di combustione..... | 145 |
| Figura 6.23 - Profili di mass fraction per O ₂ ottenuti con differenti modelli di combustione..... | 145 |
| Figura 6.24 – Profili del coefficiente di assorbimento per differenti metodi di calcolo. | 146 |
| Figura 6.25 – Profili di temperatura per differenti metodi di calcolo del coefficiente di assorbimento. | 146 |
| Figura 6.26 – Geometria 3D reale..... | 147 |
| Figura 6.27 – Campi di velocità interni al bruciatore con mesh da 1800000 (a) e 3000000 (b) elementi. | 148 |
| Figura 6.28 - punti di misura della temperatura..... | 148 |
| Figura 6.29 – Differenza tra le temperature misurate e calcolate con diversi modelli di turbolenza..... | 150 |
| Figura 6.30 – Confronto profili di temperatura sull’asse del bruciatore con i dati puntuali misurati. | 150 |
| Figura 6.31 – Confronto tra la forma della fiamma reale e quelle simulate. | 151 |

Elenco delle Tabelle

| | |
|---|-----|
| Tabella 1.1 - Densità dell'Idrogeno in differenti punti del Diagramma di fase..... | 20 |
| Tabella 1.2 - Comparazione densità di alcuni gas in condizioni normali..... | 20 |
| Tabella 1.3 - Coefficiente di diffusione D dell'Idrogeno in alcuni gas e liquidi a P = 1 atm..... | 24 |
| Tabella 1.4 - Confronto tra i parametri che identificano la propensione alla fuga per alcuni combustibili. | 24 |
| Tabella 1.5 - Conducibilità termica per alcuni gas..... | 25 |
| Tabella 1.6 - Potere calorifico per alcuni combustibili liquidi e gassosi. | 26 |
| Tabella 1.7 - Densità d'Energia per alcuni combustibili liquidi e gassosi. | 26 |
| Tabella 1.8 - Comparazione dei limiti di infiammabilità ed esplosività per vari combustibili (@ NTP). | 28 |
| Tabella 1.9- Valori della temperatura di auto-ignizione per alcuni combustibili (P=1Atm). | 30 |
| Tabella 1.10 – Distanza di spegnimento per alcuni combustibili @ NTP | 31 |
| Tabella 1.11 - Temperatura adiabatica di fiamma per alcuni combustibili..... | 33 |
| Tabella 2.1 – Coefficienti di scarico per alcune forme geometriche dell'iniettore [30]. | 46 |
| Tabella 3.1 - Requisiti di sicurezza riportati nell'Allegato I della Direttiva 142/2009 CE..... | 61 |
| Tabella 3.2 - Famiglie di gas in funzione dell'Indice di Wobbe. | 62 |
| Tabella 3.3 - Composizione, Indice di Wobbe e Potere calorifico dei gas di test per Famiglia 2, Gruppo H (@NTP) .. | 63 |
| Tabella 3.4 - Analisi requisiti costruttivi da UNI EN 30-1-1 | 67 |
| Tabella 3.5 - Requisiti prestazionali da UNI EN 30-1-1 | 68 |
| Tabella 3.6 - Diametro del recipiente di prova e massa di acqua secondo la portata termica nominale del bruciatore, da UNI EN 30-2-1. | 74 |
| Tabella 3.7 – Tassi di fuga massimi secondo UNI EN 13611. | 77 |
| Tabella 3.8 – Tassi di fuga massimi secondo UNI EN 126. | 77 |
| Tabella 3.9 – Tassi di fuga secondo UNI EN 125..... | 77 |
| Tabella 4.1 – Comparazione Elettroerosione, lavorazione Meccanica, Laser..... | 93 |
| Tabella 4.2 - Analisi fori laser al microscopio stereoscopico | 96 |
| Tabella 4.3 – Confronto portate sperimentali e teoriche calcolate con diametri reali, e Cd=0.95..... | 98 |
| Tabella 4.4 - Composizione chimica degli acciai austenitici resistenti alla corrosione [96]..... | 112 |
| Tabella 4.5 – Conducibilità termica di alcuni metalli [96,97]. | 114 |
| Tabella 4.6 – Costo acciaio inossidabile in barre, Novembre 2013..... | 115 |
| Tabella 4.7 – Risultati test di tenuta esterna sulla valvola multifunzione Sabaf Modello 15. | 118 |
| Tabella 4.8 – Risultati test di tenuta interna sulla valvola multifunzione Sabaf Modello 15..... | 118 |
| Tabella 4.9 – Risultati test con miscela aria-Idrogeno | 119 |
| Tabella 5.1 – Risultati test di misura emissioni NO..... | 123 |
| Tabella 6.1 – meccanismo di combustione dell'Idrogeno a 4 reazioni..... | 133 |
| Tabella 6.2 – Meccanismo di combustione dell'Idrogeno a 12 reazioni..... | 133 |
| Tabella 6.3 – Valori del fattore di sottorilassamento | 137 |
| Tabella 6.4 – Valori iniziali per la simulazione col modello finale 3-D. | 137 |
| Tabella 6.5 – Temperatura ottenuta con diversi modelli di turbolenza nei punti di misura..... | 149 |

Introduzione

Il lavoro svolto durante questo Dottorato di Ricerca si configura come il naturale proseguimento delle attività di ricerca e sviluppo condotte dall'azienda dalla quale è stato sostenuto, La Fabbrica del Sole. Tali attività riguardano lo studio di sistemi per il distacco delle abitazioni domestiche dalle reti di approvvigionamento energetico, noti come tecnologie Off-grid.

In quest'ottica le principali problematiche affrontate sono relative allo sfruttamento delle fonti energetiche rinnovabili per la generazione di energia elettrica e termica, e allo stoccaggio energetico, necessario per ovviare all'intrinseca difficoltà di prevedere con esattezza l'energia resa disponibile dalle fonti rinnovabili. Le tecnologie per lo sfruttamento delle fonti energetiche rinnovabili (quali il fotovoltaico, solare termico, eolico, ecc..) sono ampiamente disponibili sul mercato per una vasta gamma di potenze nominali.

Il tema dello stoccaggio energetico è forse il punto più complesso del "progetto Off-grid". Tra le varie soluzioni attualmente disponibili per stoccare energia elettrica la più semplice e nota riguarda lo stoccaggio in forma elettrochimica in batterie. Esiste però un grande numero di forme nelle quali si può accumulare energia elettrica: energia di pressione negli accumuli di aria compressa (CAES), energia potenziale negli impianti di pompaggio, energia meccanica nei volani, ecc.. Ogni tecnologia associata alle diverse forme di accumulo presenta vantaggi e svantaggi. Tali processi si confrontano principalmente in relazione all'efficienza delle procedure di accumulo e "restituzione" dell'energia stoccata, alle dimensioni dell'accumulo, all'impatto ambientale ed alle problematiche ad esse correlate. La produzione di Idrogeno dal processo di elettrolisi dell'acqua è una delle tecnologie attraverso le quali accumulare l'energia elettrica prodotta da fonte rinnovabile. La decomposizione della molecola d'acqua in Idrogeno ed Ossigeno molecolari (in condizioni termodinamiche standard) non è una reazione spontanea, ma richiede energia dall'esterno. Sfruttando l'energia elettrica prodotta da fonte rinnovabile si può quindi produrre Idrogeno ed alimentarne la compressione in modo da stoccarne grandi quantità in volumi ragionevoli. Se poi l'energia elettrica utilizzata è quella in eccesso rispetto al fabbisogno dell'utenza domestica alla quale l'impianto di conversione energetica è asservito, l'Idrogeno prodotto può essere considerato una forma di accumulo di energia che in ambito Off-Grid sarebbe altrimenti andata persa.

Una caratteristica dell'Idrogeno che lo rende attraente dal punto di vista dell'utilizzo come vettore energetico in ambito Off-Grid, nell'ottica aggiuntiva della riduzione degli impatti ambientali, è il fatto che gli unici prodotti del processo elettrolitico sono proprio Idrogeno ed Ossigeno. Lo stesso si può dire dei procedimenti attraverso i quali si ottiene la ricombinazione dell'Idrogeno con l'Ossigeno per la produzione di energia: sia nelle Celle a Combustibile (Fuel Cell), che nel processo di combustione, gli unici prodotti sono il calore generato ed il vapore acqueo.

Tali processi consentono quindi di produrre energia termica ed elettrica direttamente dall'Idrogeno accumulato, ed è questa la caratteristica che lo ha reso uno dei vettori energetici applicabili in ambito Off-grid. Ovviamente, allontanandosi dall'ambito Off-grid, sarebbe

necessario un approfondimento sull'efficienza dei processi di produzione, stoccaggio e riconversione energetica dell'Idrogeno, e sicuramente tale filiera non sarebbe economicamente ed energeticamente vantaggiosa rispetto all'immissione dell'energia di surplus nella rete elettrica convenzionale. Ma se si considera l'energia di surplus come energia che andrebbe altrimenti persa, o si considerano le problematiche di sovraccarico della rete elettrica dovuto all'immissione incontrollata di "energia rinnovabile", allora la filiera dell'Idrogeno diventa una opzione. In aggiunta, l'Idrogeno può essere considerato l'unica alternativa per cucinare "a gas", considerando che i combustibili comunemente utilizzati sono forniti alle abitazioni tramite una rete (quindi On-grid) o tramite bombole (ad esempio il GPL) per le quali in ogni caso all'utilizzo del combustibile è associato un costo di trasporto, ed una eventuale assenza in caso di problemi di consegna.

Il processo elettrolitico di generazione dell'Idrogeno viene realizzato nelle celle elettrolitiche, il cui prodotto commerciale derivato è l'elettrolizzatore. Lo studio e lo sviluppo di tale tecnologia ha portato alla realizzazione di dispositivi di piccola taglia (consumi inferiori ad 1kW), che ben si accoppiano alle potenze nominali degli impianti domestici di conversione energetica da rinnovabili (fotovoltaico, eolico). Stesso discorso si può fare per le Fuel Cell: dispositivi da 500 W nominali sono facilmente reperibili sul mercato.

Il lato mancante di questa filiera riguarda appunto la cucina domestica ad Idrogeno.

Nel corso degli ultimi 30 anni sono stati fatti alcuni tentativi di realizzare un bruciatore sicuro per Idrogeno, ma nessuno ha mai affrontato i vincoli normativi, realizzando un prodotto liberamente commercializzabile destinato all'ambito domestico. Come risultato della ricerca sviluppata da Roger Billings e suoi associati nella Billings Energy Corporation negli anni 80, Booth e Pyle indicarono un sistema per la conversione di bruciatori convenzionali al funzionamento con Idrogeno [1]. Affrontando la problematica del ritorno di fiamma, proposero di passare da un bruciatore parzialmente aerato ad uno diffusivo, inibendo cioè la premiscelazione del gas con l'aria comburente prima dell'uscita dalle porte del bruciatore. Il bruciatore fu realizzato con 4 piccoli tubi di ferro assemblati agli estremi di un raccordo a croce, forati sulla parte superiore per l'uscita dell'Idrogeno, e chiusi alle estremità opposte al centro della croce stessa. La tecnica di combustione che venne proposta è quella della "combustione catalitica con fiamma": una spugna in acciaio inossidabile a maglia sottile venne avvolta attorno alle porte del bruciatore, in modo da sfruttare le proprietà catalitiche dell'acciaio inossidabile ad alte temperature. Booth e Pyle affermano che la combinazione di Idrogeno ed Ossigeno sulla superficie metallica avvenga ad una temperatura minore rispetto all'assenza del catalizzatore, riducendo così la temperatura di fiamma e l'emissione di ossidi di azoto di natura termica. Billings [2] sostiene che la tecnica di "combustione catalitica con fiamma" possa ridurre le emissioni di NOx derivanti dalla combustione di Idrogeno a valori compresi tra 1 e 5 ppm, rispetto ai 250 ppm di un bruciatore ad Idrogeno senza catalizzatore.

Il Fraunhofer institute for Solar Energy Systems, nel tentativo di dimostrare per la prima volta in Germania che una abitazione dotata di impianto solare termico e fotovoltaico potesse essere completamente indipendente da ogni altra forma di energia, ha realizzato nel 1993 la cosiddetta "Solar House" di Friburgo [4,5,6]. In questo progetto l'idrogeno è stato utilizzato come stoccaggio energetico di lungo termine, equipaggiando l'abitazione sperimentale con un bruciatore catalitico alimentabile ad Idrogeno per la cottura. I bruciatori di un piano cottura classico sono stati sostituiti da bruciatori costituiti da cilindri metallici porosi. In presenza di Idrogeno, all'interno degli elementi porosi si formano diverse regioni nelle quali combustibile

ed ossigeno si miscelano grazie al processo di diffusione del gas. Il materiale catalitico costituente i cilindri consente di avere temperature relativamente basse (circa 700°C), in modo che sia evitata la formazione di Ossidi di Azoto di natura termica [4].

Nel 2000 Großmann et al. [3] hanno presentato un sistema portatile per la combustione di idrogeno composto da un bruciatore non stazionario ed un accumulo in Idruri metallici. Tale dispositivo fu sviluppato nell'ambito della realizzazione di un sistema di produzione energetica a emissioni zero, in cui l'energia rinnovabile di surplus viene utilizzata per la produzione di idrogeno. Questo lavoro presenta prevalentemente l'aspetto dello stoccaggio in fase solida in Idruri metallici; si parla solo dell'utilizzo di un bruciatore catalitico di potenza nominale pari a 1.5 kW, con un consumo di Idrogeno di 500 l/h.

Non sono attualmente presenti in commercio piani cottura che abbiano superato una procedura di certificazione (con ottenimento del marchio CE da un ente terzo certificato), e possano essere quindi installati in civili abitazioni al pari dei classici piani cottura da incasso.

L'obiettivo di questo lavoro è proprio quello di affrontare il processo di progettazione e realizzazione di un piano cottura che possa operare in sicurezza con Idrogeno, ma soprattutto di superare l'enorme scoglio normativo determinato dal fatto che l'Idrogeno puro non è attualmente considerato tra i gas utilizzabili in ambito domestico all'interno dei paesi dell'Unione Europea.

1 - L'Idrogeno

Questo lavoro non può che iniziare con l'analisi delle caratteristiche chimico-fisiche dell'Idrogeno, nonché del suo comportamento come combustibile. E' infatti a causa della natura di questo gas che devono essere presi accorgimenti particolari per il suo utilizzo sicuro. Tutte le scelte tecniche fatte durante il lavoro presentato di seguito saranno strettamente dipendenti dalle peculiarità evidenziate in questo capitolo. Viene inoltre mostrato un confronto tra le proprietà di interesse relative all'Idrogeno ed agli altri gas comunemente impiegati come combustibili in ambito domestico .

1.1 - Introduzione

L'Idrogeno è il primo elemento chimico della tavola periodica (simbolo H, numero atomico 1 e configurazione elettronica $1s^1$). E' un nonmetallo appartenente al Gruppo IA con peso atomico standard di 1.00794 uma.

Un atomo di Idrogeno è composto da un protone ed un elettrone. Ha due stati di ossidazione (+1,-1) con elettronegatività di 2.2 sulla scala Pauling. Il suo elettrone altamente reattivo orbita attorno al nucleo, ed è in grado di realizzare legami covalenti puri con altri atomi di Idrogeno in modo da raggiungere la configurazione stabile nella forma di molecola biatomica (H_2). A temperatura e pressione Standard (273K, 1 Atm) si trova sottoforma di gas incolore, inodore, insapore, e pertanto la sua presenza in ambiente non può essere immediatamente rilevata dai sensi umani [7]. Risulta inoltre insolubile in acqua. Il raggio covalente è circa 31 ± 5 pm ed il raggio di Van der Waals è 120 pm. Il primo livello energetico dell'atomo di Idrogeno ha un'energia pari a -13.6 eV ($-2.178 \cdot 10^{-18}$ J), e la sua energia di ionizzazione è 1312 kJ/mol [8].

Esistono tre isotopi dell'idrogeno: il nucleo dell'idrogeno ordinario (*prozio*) è composto da un solo protone; il *deuterio*, presente nel normale idrogeno per lo 0.02%, ha nucleo costituito da un protone ed un neutrone, e ha quindi massa atomica 2; il *trizio*, isotopo radioattivo e instabile, ha nucleo formato da un protone e due neutroni, e ha massa atomica 3. In Figura 1.1 sono riportate le percentuali di abbondanza dei tre isotopi rispetto all'Idrogeno presente sulla Terra.

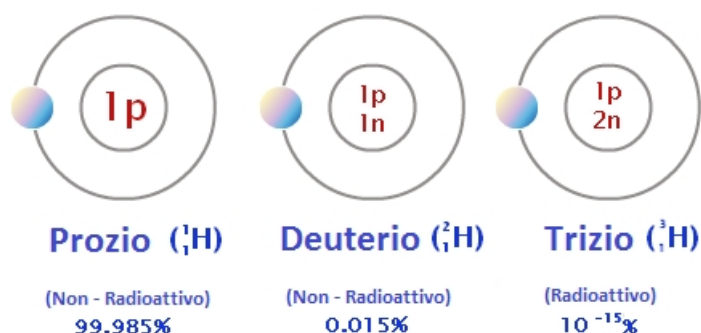


Figura 1.1 - Isotopi dell'Idrogeno e la loro abbondanza in natura.

Ogni protone in una molecola di Idrogeno ha il proprio tipo di "Spin" (o momento angolare di rotazione, cioè il senso di rotazione del nucleo di un atomo intorno all'asse della molecola), quindi si possono avere 2 diversi tipi di molecole H₂:

- Orto-idrogeno: i protoni dei due atomi hanno lo stesso Spin;
- Para-idrogeno: i protoni dei due atomi hanno Spin opposti.



Figura 1.2 - Forme molecolari dell'Idrogeno.

Le due forme hanno identiche caratteristiche chimiche, ma differenti proprietà fisiche [9]. A temperatura ambiente l'Idrogeno è al 75% "Orto" e al 25% "Para", tra loro in equilibrio. A temperature molto basse l'Orto-Idrogeno diventa instabile e cambia la sua disposizione nel più stabile Para-idrogeno (sotto i 30 K si ha all'incirca il 100% di Para-Idrogeno), tramite processo esotermico. Tale rilascio di calore può complicare i processi nei quali si tratta Idrogeno a bassa temperatura, in particolare le procedure di liquefazione dove deve essere dissipata ulteriore quantità di energia dovuta alla transizione da Orto a Para-Idrogeno. Figura 1.3 mostra l'ammontare di paraidrogeno nell'Idrogeno nella composizione di H₂ all'equilibrio al variare della temperatura [10].

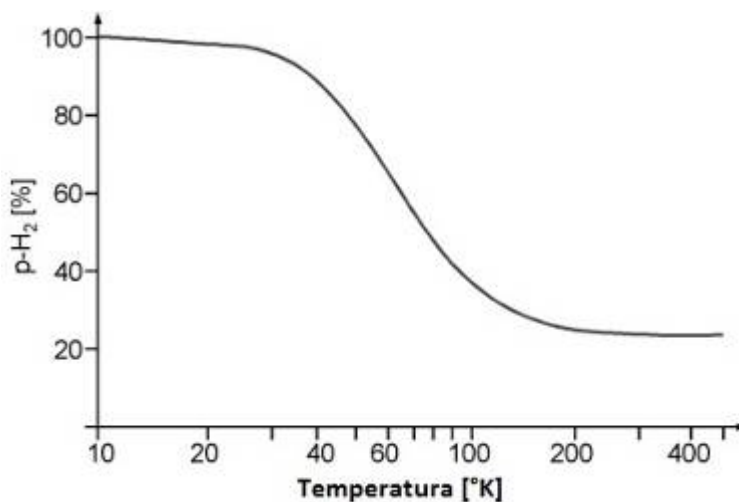


Figura 1.3 - Percentuale di Para-Idrogeno (p-H₂) nella composizione di equilibrio in funzione della temperatura.

Sulla Terra si trova raramente in forma pura, ma è solitamente presente in una grande varietà di composti chimici inorganici e organici, il più comune dei quali è l'acqua. L'Idrogeno forma composti chimici (idruri) con quasi tutti gli elementi. Le combinazioni Idrogeno-Carbonio, grazie alla loro attitudine a formare lunghe catene e molecole complesse, svolgono un ruolo chiave nei composti organici (Idrocarburi, Carboidrati). In particolare, l'Idrogeno è di importanza cruciale come vettore di energia nel metabolismo di piante, animali, esseri umani. Si trova in zuccheri, grassi, proteine, alcoli, oli, e così via.

1.2 - Proprietà Fisiche

Il comportamento dell'idrogeno è dominato dalle basse temperature a cui si presentano le transizioni di fase fra gas, liquido e solido. Se confrontato con altri gas manifesta una bassa interazione tra le molecole, quindi la sua temperatura critica risulta bassa ($T_{\text{CRIT}} = 33 \text{ K}$, $P_{\text{CRIT}} = 13 \text{ bar}$). Figura 1.4 mostra il Diagramma di fase dell'Idrogeno [11]. Il punto di ebollizione normale¹ è 20.3 K, mentre il punto triplo, condizione nella quale le 3 fasi possono coesistere, si trova a $T_{\text{TRIPLO}} = 13.8 \text{ K}$ e $P_{\text{TRIPLO}} = 0.072 \text{ bar}$.

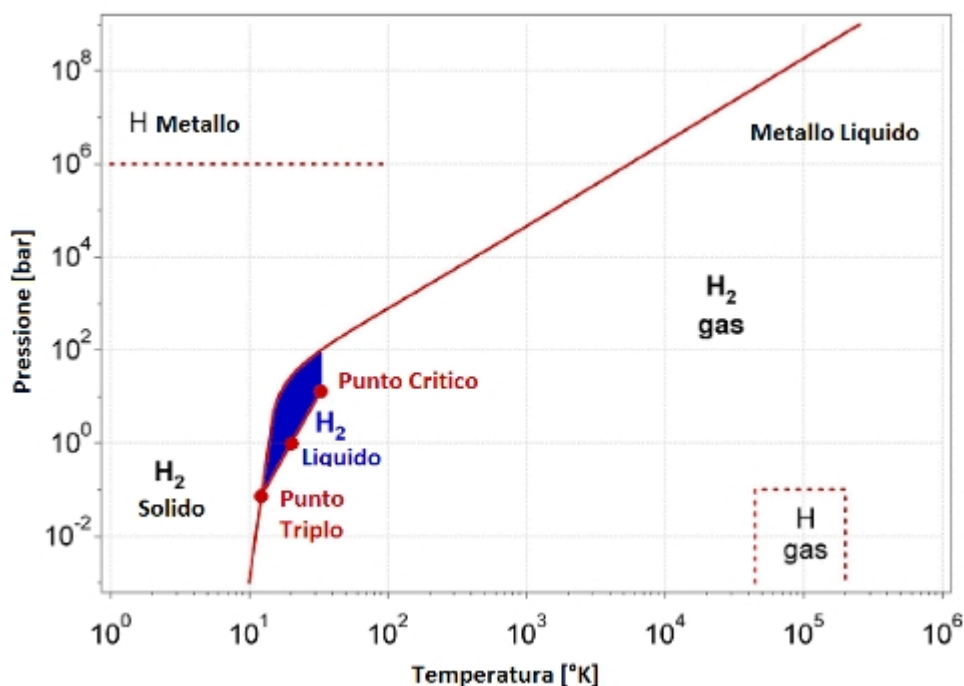


Figura 1.4 - Diagramma di fase dell'Idrogeno.

L'equazione della curva che separa la fase solida dalla liquida sul diagramma p-T (Curva di fusione) è stata determinata da diversi autori [12] come:

$$P_M = -51.49 + 0.1702 \cdot (T_M + 9.689)^{1.8077} \quad \text{Eq. (1.1)}$$

Dove: P_M in MPa è la pressione di fusione;
 T_M in K è la temperatura di fusione.

¹ Temperatura di ebollizione alla Pressione di 1 Atm

1.2.1 - Densità e grandezze correlate

Densità

L'idrogeno ha il peso atomico più basso di ogni altra sostanza e ha quindi una bassa densità, sia in fase gassosa che liquida. Da tale caratteristica nascono le problematiche dello stoccaggio di grandi quantità di Idrogeno, che può essere realizzato tramite compressione ad elevate pressioni in fase gassosa, tramite liquefazione e mantenimento a 20 K in fase liquida, o per mezzo di adsorbimento del gas nel reticolo cristallino di opportune leghe metalliche per lo stoccaggio in fase solida. In tabella 1.1 sono riportati i valori di densità dell'Idrogeno in diversi punti del Diagramma di fase.

Tabella 1.1 - Densità dell'Idrogeno in differenti punti del Diagramma di fase.

| Fase | Densità | | |
|-----------------------------|--|---|--|
| | Punto Triplo ($T = 13.8 \text{ K}$, $p = 7.2 \text{ kPa}$) | Punto di ebollizione a $p = 101.3 \text{ kPa}$ | Condizioni STP ($T = 273.15 \text{ K}$, $p = 101.3 \text{ kPa}$) |
| Solido [kg/m^3] | 86.71 | - | - |
| Liquido [kg/m^3] | 77.21 | 70.96 | - |
| Vapore [kg/m^3] | 0.13 | 1.331 | 0.0899 |

Tabella 1.2 - Comparazione densità di alcuni gas in condizioni normali.

| GAS | - | Densità [kg/m^3] (condizioni NTP) |
|----------|---------------|---|
| Idrogeno | H_2 | 0.0827 |
| Elio | He | 0.1640 |
| Metano | CH_4 | 0.6594 |
| Azoto | N_2 | 11.496 |

Gravità Specifica

Un modo comune di esprimere la densità relativa di un gas è l'utilizzo della Gravità specifica, cioè il rapporto tra le densità della sostanza di interesse e di una sostanza di riferimento (nelle stesse condizioni di Pressione e Temperatura). Per i fluidi in fase gassosa la sostanza di riferimento è l'aria, mentre per quelli in fase liquida si fa riferimento all'acqua. L'Idrogeno gassoso in condizioni Standard ha una gravità specifica di 0.069, cioè la sua densità è circa il 7% rispetto a quella dell'aria. La gravità specifica dell'Idrogeno in fase liquida al punto di ebollizione è all'incirca pari a 0.0709.

Rapporto d'espansione

Una data quantità di Idrogeno stoccato allo stato gassoso (Condizioni Standard), occupa 848 volte lo spazio che occuperebbe se stoccato in fase liquida. Se stoccato in pressione a 250 bar e temperatura ambiente, il rapporto d'espansione risulta 250.

1.2.2 - Gas Ideale – Reale: Fattore di Comprimità

In condizioni di temperatura e pressione ambiente l'Idrogeno soddisfa bene l'equazione di stato dei gas perfetti. La teoria cinetica dei gas mostra che un gas ha un comportamento ideale se:

- le sue molecole sono sfere infinitesimamente piccole, perfettamente rotonde, che occupano un volume trascurabile;
- non esistono forze tra queste molecole, tranne durante le collisioni.

Questo vale per la maggior parte dei gas a bassa pressione e a temperature ben al di sopra della temperatura critica. In un gas reale, però, le molecole di gas occupano un certo volume ed interagiscono tra loro mediante le forze di Van der Waals (interazione dipolo). L'equazione dei gas perfetti è stata quindi modificata da Van der Waals per i gas reali, assumendo la forma:

$$\left(p + \frac{a}{V_m^2} \right) \cdot (V_m - b) = R_m T \quad \text{Eq. (1.2)}$$

Dove: P = pressione;

V_m = volume molare;

T = temperatura;

R_m = costante universale dei gas = 8.31 KJ/kmol*K

a = parametro misura delle forze attrattive;

b = parametro volume proprio delle molecole;

Nell'Eq. 1.2 i parametri specifici per l'Idrogeno assumo i seguenti valori:

$$a = 0.025 \text{ m}^6\text{Pa/mol}^2$$

$$b = 2.66 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{mol}$$

Per tenere in considerazione il comportamento di un gas reale si utilizza il fattore di comprimibilità adimensionale Z :

$$\frac{p \cdot V_m}{R_m \cdot T} = \frac{p \cdot v}{R \cdot T} = Z \quad \text{Eq. (1.3)}$$

La deviazione di Z dal valore unitario è una misura della deviazione dal comportamento di gas ideale, specialmente tenendo in considerazione il diverso comportamento di una massa reale rispetto ad una ideale.

Il valore di Z è stato determinato sperimentalmente al variare di pressione e temperatura dei gas reali [13].

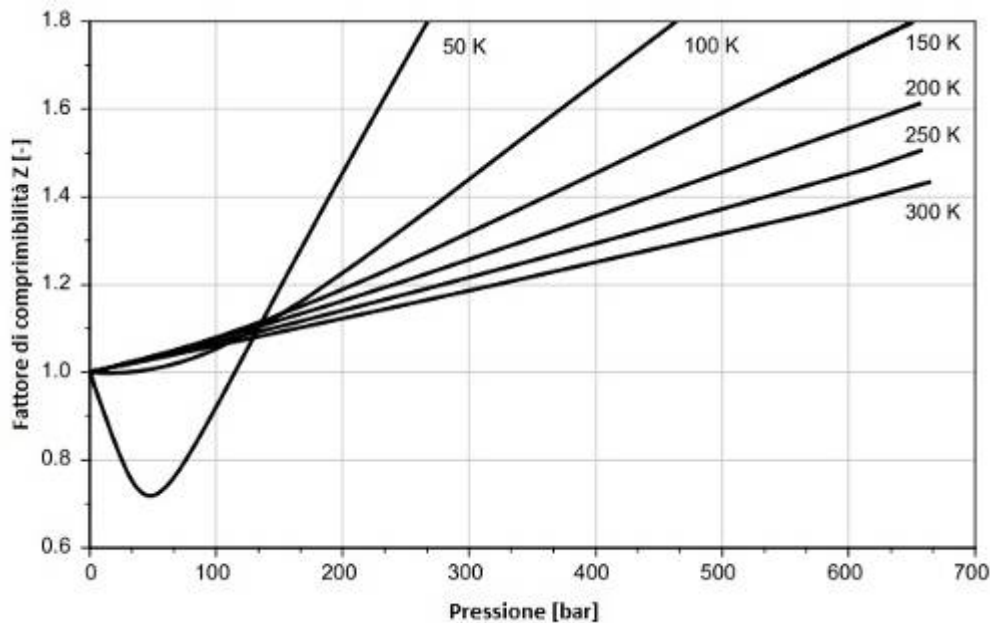


Figura 1.5 - Fattore di Comprimità Z per l'Idrogeno.

Come mostrato in Figura 1.5, a temperatura ambiente Z raggiunge il valore di 1.2 per pressioni di 300 bar. Questo significa, ad esempio, che calcolare la massa di Idrogeno contenuta in un accumulo in pressione usando la legge dei gas perfetti porta ad un valore del 20 % maggiore rispetto alla massa reale.

1.2.3 - Coefficiente di Joule-Thomson, Curva di Inversione

L'effetto Joule-Thomson si verifica quando un gas o una miscela di gas mostrano un cambiamento di temperatura durante una variazione di pressione isoentalpica. Un gas ideale non mostra alcun effetto Joule-Thomson. Per i gas ideali, l'energia interna U e quindi anche l'entalpia h sono solo funzione della temperatura T , pertanto non si verifica alcun cambiamento di temperatura quando si ha una trasformazione ad entalpia costante (ad esempio nel caso di flusso attraverso una restrizione, o attraverso un mezzo poroso).

Nel caso di gas reali invece, il coefficiente di Joule-Thompson μ_{JT} descrive l'entità e la direzione della variazione di temperatura a seguito di un cambiamento di stato isoentalpico:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h \tag{Eq. (1.4)}$$

In un diagramma Pressione-Temperatura, il luogo di punti in cui la caduta di pressione a entalpia costante non ha effetti sulla temperatura del gas, viene chiamato Curva di Inversione. In figura 1.6 viene mostrata la curva di inversione di Azoto (N_2), Idrogeno ed Elio (He).

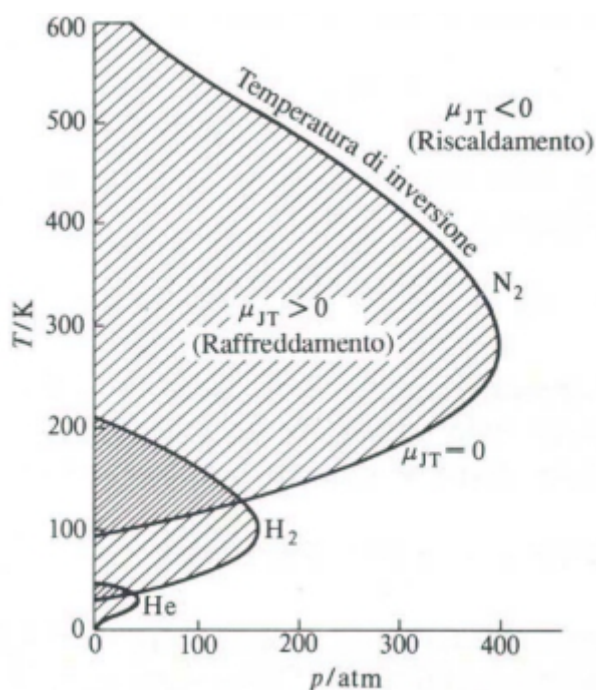


Figura 1.6 - Curva di Inversione per Azoto, Idrogeno, Elio

Un coefficiente di Joule-Thomson negativo (punti P-T esterni alla curva di inversione) implica un incremento della temperatura a seguito di una espansione isoentalpica. Questo effetto deve essere considerato quando si riempie di Idrogeno un serbatoio ad alta pressione. Punti T-P interni alla curva di inversione hanno invece Coefficiente di Joule-Thomson positivo, cioè si ha una riduzione di temperatura associata all'espansione del gas (effetto utilizzato per la liquefazione dell'Idrogeno, raffreddato facendolo espandere a partire da un punto interno alla curva di inversione).

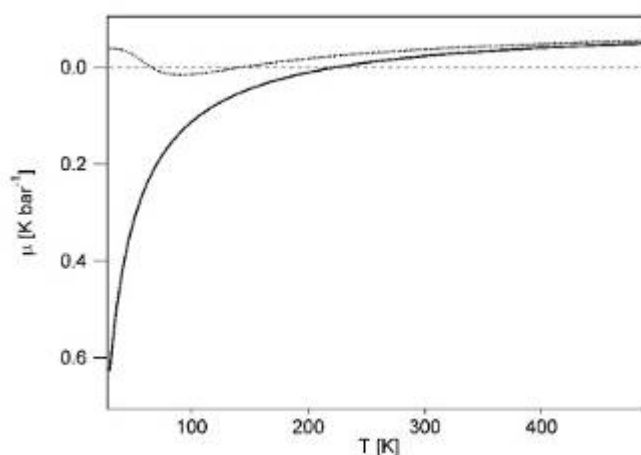


Figura 1.7 - Coefficiente di Joule-Thomson per l'Idrogeno alle pressioni di 1 bar (linea continua) e 100 bar (linea tratteggiata).

L'Idrogeno ha una temperatura di inversione di 193 K a pressione ambiente [14], ed è uno dei 3 gas (Elio, Idrogeno, Neon) che a pressione e temperatura ambiente ha Coefficiente di Joule-Thomson negativo. Tale valore per l'Idrogeno non è mai inferiore a -0.05 K/bar, quindi per

espansioni dalle comuni pressioni di stoccaggio, l'incremento di temperatura generato è limitato a 5 K ogni 100 bar di variazione di pressione.

1.2.4 - Propensione alla fuga

L'idrogeno possiede un'elevata volatilità e la maggiore diffusività rispetto a tutti gli altri gas. Risulta 14 volte meno denso dell'aria il che lo rende il più leggero di tutti i gas. La piccola dimensione della molecola di idrogeno gli conferisce una diffusività pari a circa tre volte quella dell'azoto in aria in condizioni normali (NTP). In Tabella 1.3 sono riportati i coefficienti di diffusione dell'Idrogeno in alcuni gas e liquidi.

Tabella 1.3 - Coefficiente di diffusione D dell'Idrogeno in alcuni gas e liquidi a P = 1 atm

| Diffusione in | D [cm ² /s] | T [°C] |
|---------------------------|------------------------|--------|
| N ₂ | 0.674 | 0 |
| O ₂ | 0.701 | 0 |
| H ₂ O, vapore | 0.759 | 0 |
| H ₂ O, liquido | 4.8·10 ⁻⁵ | 25 |

Ai fini di un uso sicuro dell'Idrogeno gassoso è molto importante la comprensione della potenzialità di fuga attraverso aperture. Per rilasci subsonici la velocità di diffusione dipende dal tipo di moto, laminare o turbolento: nel primo caso il tasso di fuga molare relativo di un gas è teoricamente inversamente proporzionale alla sua viscosità dinamica, mentre per flusso turbolento il tasso di fuga è, in teoria, inversamente proporzionale alla radice quadrata della gravità specifica. Per rilasci in condizioni soniche il tasso di fuga molare è proporzionale alla velocità del suono nel gas rilasciato. In Tabella 1.4 sono riportati i parametri di interesse per la caratterizzazione della propensione alla fuga per diversi combustibili gassosi.

Tabella 1.4 - Confronto tra i parametri che identificano la propensione alla fuga per alcuni combustibili.

| | Idrogeno [H ₂] | Metano [CH ₄] | Propano [C ₃ H ₈] |
|---|-------------------------------|------------------------------|---|
| Coefficiente di diffusione in aria a NTP [cm ² /s] | 0.61 | 0.16 | 0.12 |
| Viscosità a NTP [g/cms x 10 ⁻⁵] | 89 | 11.7 | 80 |
| Velocità del suono a NTP [m/s] | 1270 | 446 | 258 |

In caso di perdite da sistemi ad elevata pressione il flusso da ogni perdita è con alta probabilità sonico, quindi l'Idrogeno si disperderebbe approssimativamente 2.8 volte più velocemente del metano e 5.1 volte più rapidamente del propano, su base volumetrica.

Nel caso di perdite di idrogeno gassoso, la sua alta volatilità influisce molto di più della sua alta diffusività sul moto del gas. Tuttavia, gli effetti del vento e delle correnti d'aria possono dominare la diffusione e la volatilità. La volatilità dell'idrogeno, quando è libero di salire, può generare delle correnti convettive. In conseguenza di queste proprietà, l'idrogeno in forma di gas si disperde molto facilmente e forma miscele infiammabili con l'aria. In ambienti non confinati, queste miscele rapidamente si diluiscono fino a valori di concentrazione al di sotto del limite inferiore di infiammabilità. Allontanandosi dal luogo di fuoriuscita, l'Idrogeno si diluisce con l'aria, e la tendenza dell'idrogeno a continuare a salire decresce. L'idrogeno

gassoso inoltre si diffonde facilmente nei solidi, con rapidità governata dal coefficiente di diffusività relativa nel materiale.

1.2.5 - Conducibilità termica

La conducibilità termica dell'idrogeno è significativamente superiore a quella degli altri gas, come mostrano i dati in Tabella 1.5 [15].

Tabella 1.5 - Conducibilità termica per alcuni gas

| Gas | | Conducibilità termica @ NTP [mW/mK] |
|--------------------|-------------------------------|--|
| Aria | - | 26.2 |
| Idrogeno | H ₂ | 176 |
| Azoto | N ₂ | 26 |
| Metano | CH ₄ | 34 |
| Propano | C ₃ H ₈ | 18 |
| Anidride carbonica | CO ₂ | 16.8 |

1.2.6 - Tossicità

L'idrogeno è non tossico, ma può agire come semplice asfissiante per sostituzione dell'ossigeno nell'aria. Livelli di ossigeno sotto al 19.5 % sono biologicamente inattivi per gli umani. Effetti di carenza di ossigeno possono includere respiro affannoso, diminuzione della capacità di concentrazione, coordinazione muscolare alterata, difettosa capacità di giudizio, instabilità emotiva e fatica. Se l'asfissia prosegue, vertigini, nausea, vomito e perdita di conoscenza possono portare, eventualmente, a convulsioni, coma e morte. A concentrazioni inferiori al 12% si può verificare una perdita di conoscenza improvvisa. La fuga di grandi quantità di Idrogeno in ambiente confinato può portare a seri problemi, dato che il gas diffonde rapidamente nell'ambiente. Il potenziale di asfissia in aree non confinate è trascurabile, date le elevate capacità di galleggiamento e diffusività in aria.

1.3 - Proprietà chimiche

1.3.1 - Reattività

Elevata reattività è una caratteristica di tutti i combustibili. Una reazione chimica avviene quando le molecole di combustibile formano legami con l'Ossigeno presente nell'aria, cosicché le molecole presenti a fine reazione siano ad uno stato energetico inferiore rispetto alle molecole presenti nello stato iniziale.

Durante una reazione il cambiamento nei livelli di energia chimica è accompagnato dalla liberazione di energia utilizzabile per la produzione di lavoro utile. Questo è vero sia in una reazione combustiva (come in un motore a combustione interna in cui l'energia viene rilasciata in modo esplosivo sottoforma di calore) sia in una reazione elettrochimica (come in una

batteria o cella a combustibile in cui l'energia viene rilasciata sottoforma di potenziale elettrico e termico).

1.3.2 - Contenuto energetico

Il contenuto energetico denota l'ammontare di Energia per unità di massa del combustibile. E' misurato sperimentalmente, ed è quantificato nei valori di Potere Calorifico Inferiore (PCI) e Potere calorifico superiore (PCS). La differenza tra i due riguarda il calore di vaporizzazione, cioè l'energia necessaria per vaporizzare un combustibile liquido e per convertire il contenuto d'acqua in vapore. L'Idrogeno è il combustibile con più alto contenuto energetico, in quanto è il più leggero, non avendo atomi di Carbonio. L'energia liberata (su base massica) risulta pari a circa 2.5 volte i comuni combustibili (gasolio, diesel, metano, propano, ..), come mostrato in Tabella 1.6.

Tabella 1.6 - Potere calorifico per alcuni combustibili liquidi e gassosi.

| Combustibile | Potere calorifico superiore @NTP [MJ/kg] | Potere calorifico inferiore @NTP [MJ/kg] |
|---------------------|---|---|
| Idrogeno | 141.86 | 119.93 |
| Metano | 55.53 | 50.02 |
| Propano | 50.36 | 45.6 |
| Gasolio | 47.5 | 44.5 |
| Metanolo | 19.96 | 18.05 |

1.3.3 - Densità Energetica

Identifica l'ammontare di energia contenuta per unità di volume, ed è quindi ottenibile moltiplicando il Potere calorifico Inferiore o Superiore per la densità del combustibile. Identifica il grado di compattezza degli atomi di Idrogeno in un combustibile. Si può notare come idrocarburi di complessità crescente (con più atomi di idrogeno per molecola) hanno sempre maggiore densità energetica. Allo stesso tempo tali combustibili hanno più atomi di carbonio per ogni molecola, di conseguenza sono più pesanti. Data la sua bassa densità, l'Idrogeno ha una densità d'energia limitata, sebbene in termini di contenuto energetico per unità di massa sia il migliore dei combustibili.

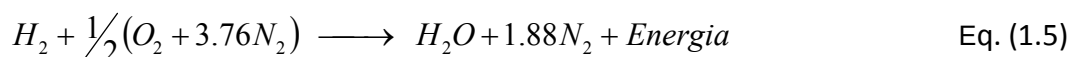
Tabella 1.7 - Densità d'Energia per alcuni combustibili liquidi e gassosi.

| Combustibile | Densità d'Energia (PCI @ NTP) [MJ/m³] |
|---------------------|---|
| Idrogeno | 10.05 |
| Metano | 32.56 |
| Propano | 86.67 |
| Gasolio | 31150 |
| Metanolo | 15800.1 |

1.4 - Combustione

Affinchè si abbia l'innesco di una combustione o di una esplosione sono necessari 3 elementi: combustibile, comburente e sorgente di ignizione. Le miscele di idrogeno ed ossidanti possono dare luogo a combustione sotto forma incendio nel punto di rilascio (fiamma diffusiva), deflagrazione (fiamma premiscelata) o di detonazione (esplosione).

Le reazioni di combustione dell'Idrogeno in aria seguono la seguente stechiometria:



Da Eq.1.5 risulta che 1 mole di H_2 reagisce con 2.38 moli di aria (composta al 21% da O_2 e al 79% da N_2). In massa, 1 kg di H_2 reagisce completamente con 34.2 kg di aria. Una miscela H_2 – aria in condizioni stechiometriche contiene il 29.5% di H_2 ed il 70.5% di aria. La reazione di combustione reale è composta da una serie di singole reazioni intermedie che procedono attraverso la formazione di specie molto reattive, atomi e radicali, ed è il bilancio in massa (e termico) delle loro reazioni di creazione e scomparsa che determina la possibilità di controllarne la velocità. I diversi meccanismi di combustione proposti in letteratura saranno trattati nel paragrafo 2.3.

Di seguito sono analizzati tutti i parametri utilizzati per caratterizzare le circostanze in cui si possono verificare i fenomeni di deflagrazione o detonazione.

1.4.1 - Campo di Infiammabilità ed Esplosività

Il campo di infiammabilità di un gas è definito in termini di Limite Inferiore di Infiammabilità (LFL, *Lower Flammability Limit*), e Limite Superiore di Infiammabilità (UFL, *Upper Flammability Limit*). Il LFL è la minima concentrazione del gas combustibile che supporta l'autopropagazione della fiamma quando miscelato con aria ed acceso. Sotto al LFL non c'è abbastanza combustibile per sostenere la combustione; si dice che la miscela è troppo "povera". L'UFL, al contrario, è la più alta concentrazione di combustibile che supporta l'autopropagazione della fiamma; sopra c'è troppo poco comburente, e la miscela è detta troppo "ricca". Il valore di tali limiti dipende non solo dalle proprietà della miscela, ma anche da parametri quali temperatura, pressione, dimensioni del contenitore o luogo dove avviene la combustione, la natura e l'energia di ignizione. I limiti di infiammabilità sono espressi in percentuale di combustibile rispetto al volume totale della miscela combustibile-comburente. Analogamente, i limiti di esplosività (LEL, *Lower explosivity limit*; UEL, *Upper explosivity limit*) indicano il range di concentrazioni di Idrogeno che possono supportare un'esplosione (detonazione), se il gas è miscelato con aria in ambiente confinato e viene acceso.

L'Idrogeno è infiammabile ed esplosivo per un ampio range di concentrazioni in aria in condizioni STP: 4-75% e 18.3-59% rispettivamente [16]. Il campo di infiammabilità cresce con l'aumentare della temperatura di miscela, come mostrato in Figura 1.8. Anche all'aumentare della pressione si ha un aumento del campo di infiammabilità (incrementi di pressione dell'ordine degli 0.1 bar hanno effetti trascurabili).

In caso di miscelazione con Ossigeno puro, il range di infiammabilità in condizioni STP cresce al 4.1-94%.

Il campo di infiammabilità dell'Idrogeno è molto più ampio di qualsiasi altro combustibile convenzionale, come mostra Tabella 1.8.

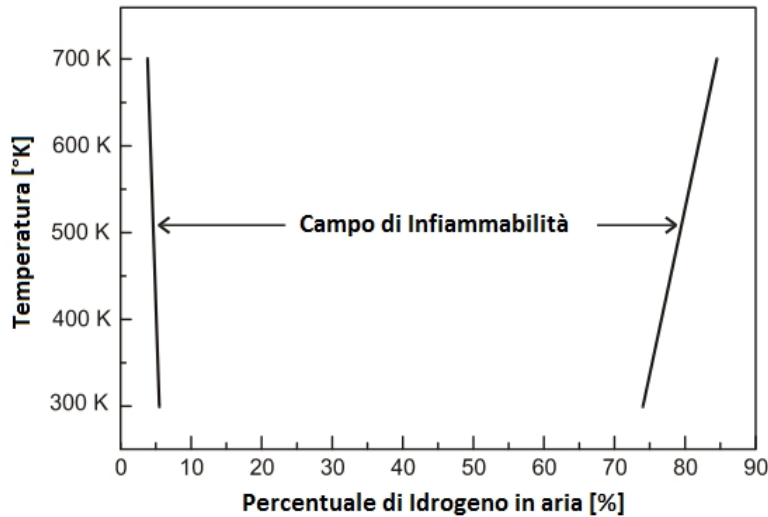


Figura 1.8 – Campo di infiammabilità dell’Idrogeno al variare della temperatura ($P = 1\text{Atm}$).

Tabella 1.8 - Comparazione dei limiti di infiammabilità ed esplosività per vari combustibili (@ NTP).

| Combustibile | LFL (%) | UFL (%) | LEL (%) | UEL (%) |
|--------------|---------|---------|---------|---------|
| Idrogeno | 4 | 75 | 18.3 | 59 |
| Metano | 5.3 | 15 | 6.3 | 13.5 |
| Propano | 2.1 | 9.5 | - | - |
| Gasolio | 1 | 7.8 | 1.1 | 3.3 |

1.4.2 - Ignizione

1.4.2.1 Energia minima di ignizione

L’ignizione dell’Idrogeno, può avvenire per mezzo di una fonte energetica elettrica, termica, oppure per il raggiungimento nella miscela infiammabile di una temperatura sufficiente a provocare l’auto-accensione. Per ogni data miscela di combustibile e per un determinato tipo di accensione, c’è un’energia minima al di sotto della quale l’accensione non avviene. Questa è conosciuta come energia minima di ignizione.

La minima energia di ignizione dell’Idrogeno è pari a 0.017 mJ [18] (in condizioni stechiometriche; a fini pratici si considera tale per contenuti di idrogeno nella miscela con aria compresi tra il 25-35%). Tale energia varia con il contenuto d’aria nella miscela, con la temperatura, la pressione ed il tipo di ignizione utilizzata. Figura 1.9 mostra la variazione con la concentrazione di combustibile dell’energia di ignizione per idrogeno e metano, a pressione e temperatura ambiente. L’energia minima necessaria per l’ignizione di Idrogeno in aria è notevolmente inferiore a quella del metano (0.29 mJ) o del gasolio (0.24 mJ). Tali valori di energia di ignizione sono sufficientemente bassi da rendere relativamente certa l’accensione in presenza di qualsiasi fonte di accensione, come ad esempio scintille, fiammiferi, superfici calde o fiamme libere. Anche una debole scintilla generata dalla scarica elettrostatica provocata da un corpo umano (circa 10 mJ) può essere sufficiente per innescare qualsiasi di questi combustibili in aria [19].

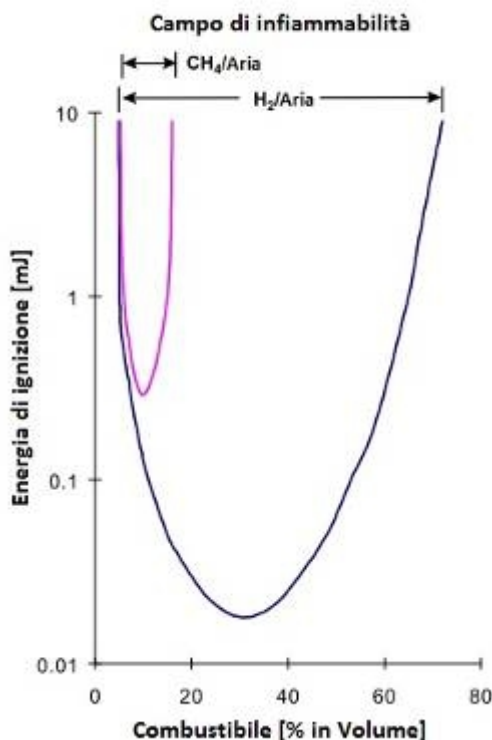


Figura 1.9 - Variazione dell'energia di ignizione nel campo di infiammabilità per miscele di Idrogeno e Metano in aria (@ NTP).

1.4.2.2 Autoignizione

La temperatura di auto-ignizione è la minima temperatura richiesta per avviare una combustione auto sostenuta in una miscela combustibile in assenza di fonte esterna. La temperatura di auto-ignizione dell'Idrogeno in condizioni di pressione standard è relativamente alta (858 K). Questo rende difficoltosa l'accensione di una miscela idrogeno-aria solo tramite apporto di calore, senza nessuna sorgente di ignizione addizionale.

Naturalmente esistono diversi regimi in termini di temperatura-pressione-composizione della miscela infiammabile all'interno dei quali l'auto-ignizione (o allo stesso modo la detonazione) avviene. Figura 1.10 mostra i cosiddetti Limiti di auto-ignizione sul piano Temperatura-Pressione, per una miscela stechiometrica idrogeno-ossigeno e per un dato contenitore di test [20]. Le caratteristiche generali di tale grafico sono:

1. *Primo e Secondo limite*: corrispondono a condizioni di pressioni molto basse (fino ad una pressione assoluta di circa 0.3 bar). La pressione di esercizio più bassa è la pressione atmosferica, in corrispondenza della quale la temperatura di accensione è proprio 585°C (858K).
2. *Terzo limite*: segue l'andamento che ci si aspetterebbe a seguito di semplici considerazioni sulla variazione di densità; all'aumentare della pressione le densità parziali iniziali dei reagenti aumentano, e serve una temperatura più bassa per rendere le reazioni abbastanza veloci da innescare l'esplosione. Inoltre, data la scala logaritmica delle pressioni, l'effetto della temperatura risulta molto più forte di quello della pressione. Nei manuali di sicurezza la temperatura di autoaccensione di idrogeno viene fissata a 585 °C. Come si può vedere da Figura 1.10 questa temperatura è relativa a

condizioni di pressione atmosferica, e può essere estesa alle esplosioni che avvengono in grandi volumi, nei quali gli effetti di parete possono essere trascurati.

Tabella 1.9- Valori della temperatura di auto-ignizione per alcuni combustibili (P=1Atm).

| | Idrogeno | Metano | Propano | Gasolio |
|-----------------------------------|-----------------|---------------|----------------|----------------|
| Temperatura di auto-ignizione [K] | 858 | 813 | 760 | 500-744 |

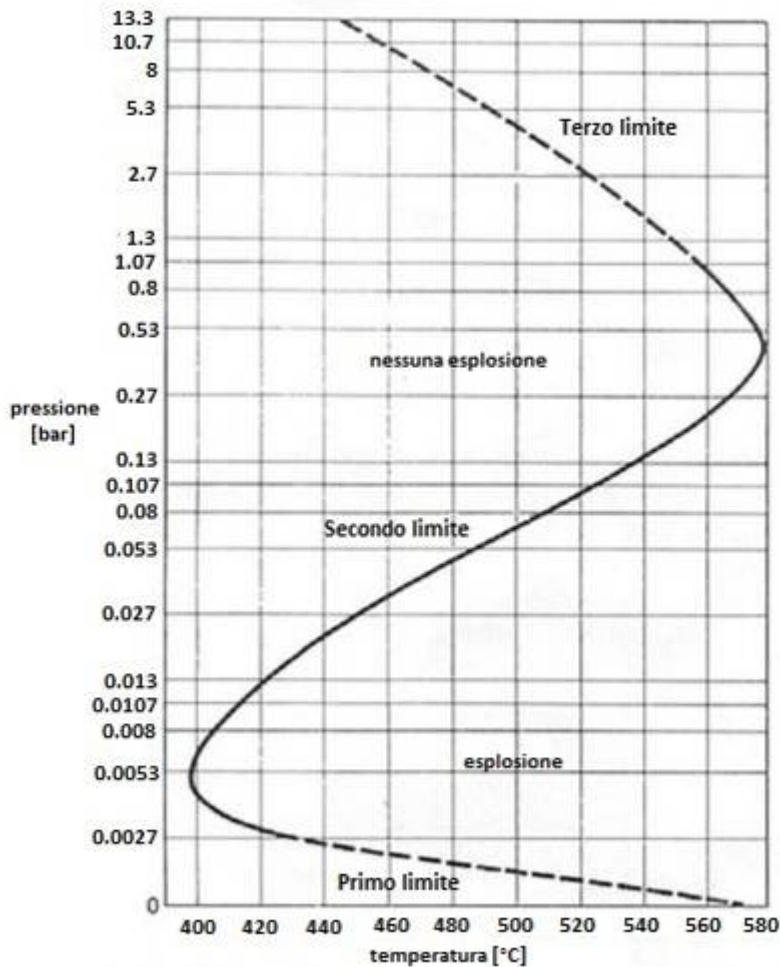


Figura 1.10 – Limiti di esplosione di una miscela stechiometrica idrogeno-ossigeno in contenitore sferico.

1.4.3 - Spegnimento

Lo spegnimento avviene quando una fiamma alimentata da miscela di combustibile e comburente all'interno del campo di infiammabilità si estingue. Questo accade quando la temperatura della miscela in combustione scende sotto un valore critico a causa dello scambio termico con gli elementi circostanti. Quando il calore generato da una fiamma è inferiore a quello perso verso l'esterno, allora si può avere lo spegnimento. I parametri associati al concetto dello spegnimento di una fiamma sono:

- la **distanza di spegnimento**, per fiamme premiscelate;
- la **minima portata di spegnimento (limite di spegnimento)**, per fiamme diffusive.

La **distanza di spegnimento** è il più ampio passaggio che può prevenire la propagazione della fiamma attraverso il passaggio stesso, quando questo viene attraversato da una miscela infiammabile combustibile-comburente. Quando le dimensioni del passaggio sono minori di un valore critico, il fronte di fiamma si estingue a causa delle perdite di calore per scambio termico con un mezzo più freddo, che diventano tali da asportare il calore necessario alla propagazione della fiamma. Tale dimensione dipende dalla temperatura, dalla pressione, dalla composizione della miscela e dalla geometria del passaggio. Questo parametro è di fondamentale importanza nella progettazione di tutti quei dispositivi di sicurezza atti a evitare il fenomeno del ritorno di fiamma nei bruciatori (tagliafiamma, antiritorno di fiamma).

In letteratura la distanza di spegnimento viene definita in relazione a due configurazioni geometriche: la distanza tra due piastre piane parallele [21,25], il diametro di un tubo [22,23,24].

La distanza di spegnimento per l'Idrogeno in aria in condizioni normali è 0.6 mm [16,18], almeno 3 volte inferiore agli altri combustibili. In generale, gas che bruciano più velocemente hanno minore distanza di spegnimento. Ci sono 3 parametri che influiscono su tale parametro:

- energia di ignizione: bassa energia di ignizione (0.001 mJ) corrisponde a ridotte distanze di spegnimento (0.1 mm).
- Pressione e composizione della miscela: la distanza di spegnimento incrementa notevolmente a pressioni molto basse. Gli effetti della composizione sono meno noti, comunque sembrano essere costanti per una data pressione [16].

Tabella 1.10 – Distanza di spegnimento per alcuni combustibili @ NTP

| Combustibile | Distanza di spegnimento (mm) |
|---------------------|-------------------------------------|
| Idrogeno | 0.6 |
| Metano | 3.5 |
| Propano | 2 |
| Gasolio | 2 |

Il **limite di spegnimento** viene definito come la minima portata alla quale una fiamma diffusiva può rimanere accesa. Anche in questo caso, lo spegnimento si raggiunge a causa di perdite di calore per conduzione, irraggiamento, e per perdite di radicali verso i solidi adiacenti. In termini di sicurezza impiantistica questo parametro è di fondamentale importanza perché indica se una piccola fuga di combustibile possa sostenere una fiamma o meno.

In alcuni studi teorici e sperimentali sono stati presentati i limiti di spegnimento per diversi combustibili, ottenuti generando una fiamma diffusiva in uscita da ugelli di diverso diametro e verificando quale fosse la minima portata che riuscisse a sostenere la fiamma [26,27,28]. Nel lavoro di Butler et al.[26] viene mostrata l'immagine (Figura 1.11) di una fiamma di idrogeno appena sopra il suo limite di spegnimento (7.5 $\mu\text{g/s}$), generata da un ugello verticale di diametro 0.36mm. La fiamma al limite di spegnimento ha una visibilità molto ridotta.

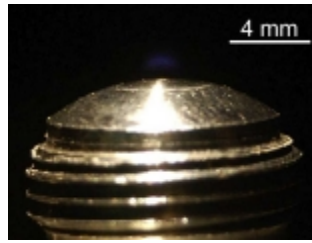


Figura 1.11- Fiamma di idrogeno poco sopra il limite di spegnimento ($7.5 \mu\text{g/s}$), per ugello da 0.36 mm.

In Figura 1.12 sono riportati i limiti di spegnimento sperimentali ottenuti da diversi autori [27, 28, 29] per alcuni combustibili (Idrogeno, metano e propano) e per diversi bruciatori (“a tubo”, “ugelli”).

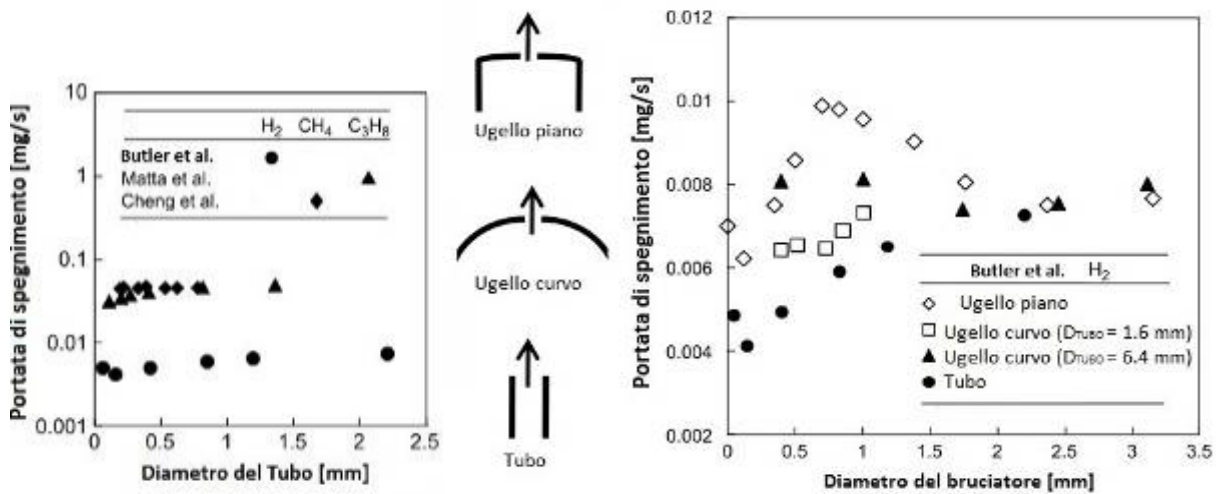


Figura 1.12 - Portate limite di spegnimento per differenti gas (sinistra) e tipi di bruciatore (destra).

Analizzando le Figure 1.12, si nota che la minima portata di spegnimento per l'idrogeno è nel range $4\text{-}10 \mu\text{g/s}$ (in funzione del tipo e forma di bruciatore), circa 10 volte maggiore rispetto a metano e propano.

1.4.4 - Velocità di combustione

Quando una miscela combustibile-comburente viene accesa, il fronte di fiamma prodotto si propaga nella miscela di incombusti ad una velocità dipendente dalla composizione della miscela, pressione e temperatura. La velocità di combustione è una proprietà della miscela, direttamente collegata alla velocità delle reazioni chimiche che avvengono nella fiamma. E' definita come la velocità normale al fronte di fiamma, relativamente ai gas incombusti, alla quale una fiamma infinitamente monodimensionale si propaga nella miscela di incombusti. In una miscela stazionaria in ambiente aperto senza alcun confinamento, la fiamma di Idrogeno (in condizioni stechiometriche) si propagherà con moto laminare ad una velocità di 2.7 m/s. La velocità di combustione varia con il contenuto d'aria nella miscela. La massima velocità di combustione risulta pari a 3.46 m/s con il 42.5% di Idrogeno nella miscela [31]. In Figura 1.13 viene mostrata la variazione della velocità di combustione di diversi gas, in funzione della percentuale d'aria comburente presente nella miscela rispetto alle condizioni stechiometriche. Chiaramente tale valore si annulla in corrispondenza dei limiti di infiammabilità.

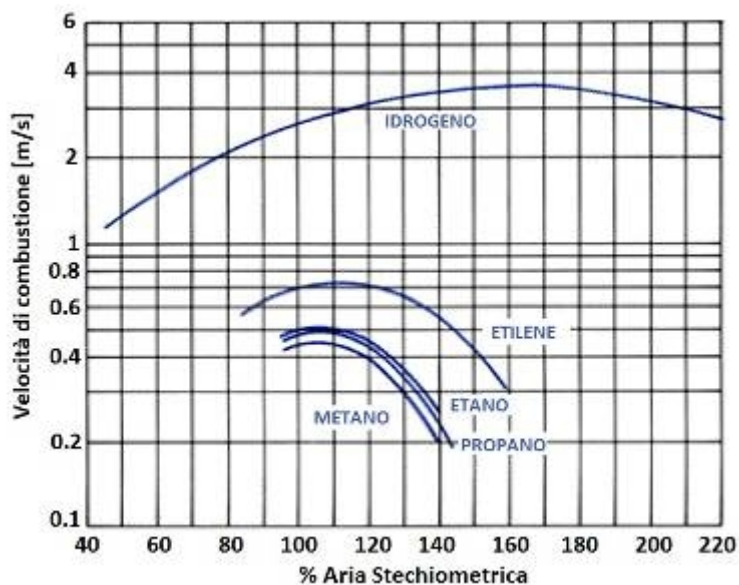


Figura 1.13 - Velocità di combustione per alcuni gas al variare della % di aria comburente rispetto alle condizioni stechiometriche (@ NTP).

In caso di confinamento della fiamma i prodotti di combustione in espansione provocano un aumento della velocità di avanzamento del fronte di fiamma verso la miscela incombusta. Questo processo accelera la fiamma fino a valori superiori di 2 ordini di grandezza, con la formazione contemporanea di sovrappressioni anche di centinaia di kPa. La massima velocità di propagazione di una fiamma in un processo di deflagrazione in un campo di flusso turbolento è limitata alla velocità del suono nella miscela gassosa incombusta. Una più alta velocità di combustione è indice di un maggiore potenziale esplosivo, e di una più probabile transizione da deflagrazione a detonazione.

1.4.5 - Caratteristiche della fiamma

1.4.5.1 Temperatura adiabatica di fiamma

La temperatura adiabatica di fiamma è la massima temperatura teorica sviluppata da una combustione completa nella condizione in cui non ci siano scambi di calore tra la fiamma e l'ambiente esterno.

La massima temperatura di fiamma per la combustione di Idrogeno e aria in miscela stechiometrica è circa 2318 K. Questo valore non è molto distante da quello ottenibile per altri combustibili, come mostra Tabella 1.11.

Tabella 1.11 - Temperatura adiabatica di fiamma per alcuni combustibili.

| Combustibile | Temperatura adiabatica di fiamma [K] |
|--------------|--------------------------------------|
| Idrogeno | 2318 |
| Metano | 2158 |
| Propano | 2198 |
| Gasolio | 2470 |

1.4.5.2 Visibilità della fiamma

Uno dei luoghi comuni sulle fiamme di Idrogeno riguarda la sua pressochè inesistente visibilità. Sebbene le fiamme da Idrogeno abbiano una emissione visibile ridotta rispetto alle fiamme da idrocarburi, la visibilità della fiamma è stata dimostrata sperimentalmente dal lavoro di Schefer et al.[32].

E' stato presentato lo spettro di emissione della fiamma per caratterizzarne l'emissività nelle regioni dell'ultravioletto, del visibile e dell'infrarosso.

In Figura 1.14 vengono riportati la fotografia di una fiamma premiscelata H₂-aria (con rapporto di equivalenza di 0.62) ed il suo spettro di emissione su di una range di lunghezze d'onda che si estende dall'ultravioletto al vicino infrarosso. Il campo del visibile si estende dai 400 ai 750 nm. Lunghezze d'onda nel campo dell'ultravioletto (inferiori a 400 nm) e nell'infrarosso (Vicino infrarosso per 750-5000 nm, e lontano infrarosso sopra i 5000 nm) sono invisibili all'occhio umano.

Si nota che in una fiamma Idrogeno-aria l'emissione maggiore si ha nella regione ultravioletta dai radicali OH, e nell'infrarosso dalle molecole d'acqua eccitate. L'emissione blu continua nella regione del visibile è relativamente debole e può essere attribuita alla reazione tra i radicali OH e H che si combinano per produrre H₂O. I due meccanismi di reazione ritenuti più probabili sono:



Tale emissione nel campo del visibile è stata comprovata sia per fiamme diffusive che premiscelate.

I test effettuati hanno dimostrato inoltre che tale colorazione non è attribuibile alla presenza di Carbonio o Azoto derivanti da impurità nel combustibile, e neppure a CO₂ o N₂ dell'aria. La magnitudo dell'emissione incrementa non-linearmente con la temperatura di fiamma.

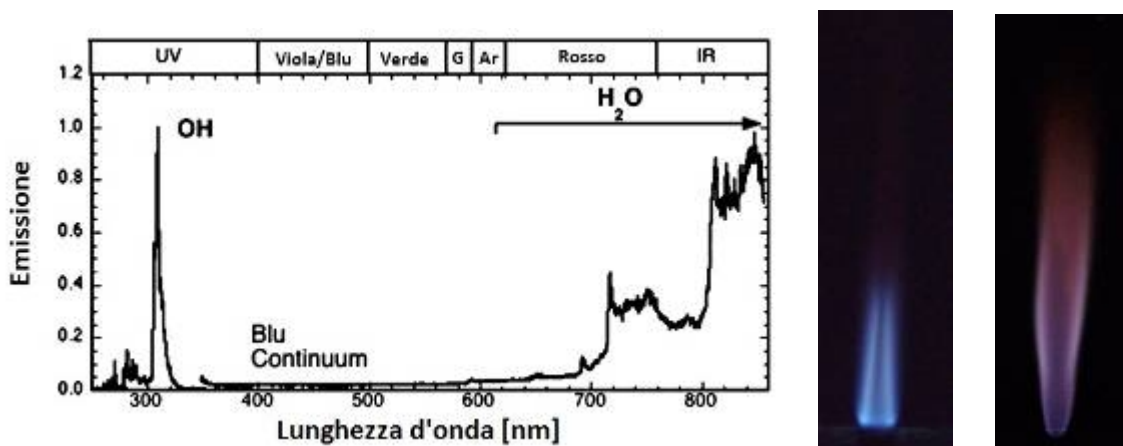


Figura 1.14 – Tipico spettro di emissione di fiamma premiscelata Idrogeno-Aria. Foto di fiamma-jet premiscelata ($\Phi=0.62$, sinistra) e diffusiva (destra) Idrogeno-Aria.

1.4.5.3 Energia termica irradiata

Diretta conseguenza della bassa emissività della fiamma di Idrogeno è il minore irraggiamento verso l'ambiente rispetto alle fiamme da idrocarburi. Alcuni studi sono stati condotti riguardo alle proprietà radiative delle fiamme Idrogeno-aria. Mogi et al. [99] hanno studiato le caratteristiche di fiamme jet Idrogeno-aria ad alta pressione, correlando la radiazione emessa con la portata di gas e la distanza dalla fiamma. Assumendo una temperatura adiabatica di fiamma di 2318 K, una lunghezza del getto di 4.94 m, ed una larghezza di 0.8 m, il coefficiente di emissività presentato è pari a 0.03.

2 - Caratteristiche Piano cottura convenzionale

In questo capitolo si introducono le caratteristiche di un piano cottura a gas da incasso, apparecchio utilizzato in ambito domestico per la generazione di energia termica mediante combustione, passando in rassegna tutti i componenti principali ed ausiliari presenti. Si approfondiscono le proprietà dei bruciatori e le procedure progettuali convenzionalmente adottate.

Le unità da cucina che andremo ad analizzare sono quelle “da incasso” (“Built-in” nella UNI EN 30-1-1). In generale tali unità (piani cottura, forni) sono realizzate in componenti separati in modo da consentire di installarli in maniera flessibile negli alloggiamenti realizzati nei piani delle cucine domestiche. Le unità di cottura per le cucine domestiche sono diverse da quelle utilizzate nelle cucine industriali, che hanno potenze nominali molto superiori e differenti caratteristiche strutturali, e vengono pertanto trattati separatamente sia a livello commerciale che normativo. I piani cottura possono essere realizzati in un enorme numero di varianti, in funzione di:

- *numero e forma dei bruciatori* : esistono piani ad 1, 2, 3, 4 o 5 bruciatori;
- *materiali adottati per i bruciatori e per la struttura del piano*: vetroceramica, acciaio inox, etc.;
- *potenze nominali*: ausiliario (≈ 1000 W), rapido (≈ 1750 W), semirapido (≈ 3000 W), tripla corona (≈ 3300 W).
- *posizionamento dei sistemi di controllo e regolazione della portata di combustibile*: frontali, laterali, verticali, orizzontali;
- *tipologia di bruciatore*: aerato, parzialmente aerato, non-aerato;
- *modalità di ignizione*: automatica (elettrica), manuale.



Figura 2.1 – Alcuni piani cottura convenzionali

Nella grande varietà di configurazioni commercialmente disponibili, si individuano comunque i seguenti componenti fondamentali:

1. Bruciatore.
2. Rubinetto con Sistema di sicurezza termoelettrico (Flame Supervision Device, “FSD”).
3. Sistema di Ignizione.
4. Elementi strutturali.



Figura 2.2 – Vista dei componenti interni ad un piano cottura a gas con ignizione elettrica.

2.1 - Bruciatori

In questo paragrafo vengono descritte le principali caratteristiche dei bruciatori per uso domestico, illustrando le diverse modalità di combustione realizzabili e la geometria dei componenti principali.

2.1.1 - Modalità di combustione

Le fiamme a cui si fa riferimento nelle applicazioni di combustioni domestiche sono di tipo stazionario, cioè una volta formate si mantengono in condizioni di equilibrio cinetico e termico all'uscita delle porte di un bruciatore. Le fiamme stazionarie possono essere di 2 tipi:

a. Completamente (o parzialmente) Premiscelata: i reagenti sono miscelati prima di avvicinarsi alla regione di fiamma. Tale modalità di combustione si ottiene solo se la miscela iniziale di combustibile e comburente ricade in un certo range di composizione, detto *campo di infiammabilità*. Facendo riferimento alla schematizzazione di Figura 2.2, la fiamma laminare premiscelata si genera a seguito dell'ignizione della miscela in uscita dal bruciatore, ed il fronte di fiamma si propaga verso il bruciatore fino a che non trova la sua condizione stazionaria di equilibrio. In tale condizione, la fiamma raggiunge la classica conformazione conica, nella quale si possono distinguere le seguenti regioni:

- **Zona di preriscaldamento:** Viene incrementata la temperatura dei gas incombusti fino alla temperatura di inizio combustione (700-1000K). Il calore necessario al preriscaldamento è fornito per irraggiamento e conduzione controcorrente rispetto alla direzione del flusso di gas.
- **Zona di reazione:** La combustione avviene nella zona di reazione, o fronte di fiamma, regione di intensa attività chimica di spessore pari a 0.1 mm in condizioni di pressione atmosferica. Nelle fiamme di idrocarburi è chiaramente visibile come un cono di colore blu. Qui si raggiungono le temperature più elevate (> 2000K) ed il gas espande rapidamente, incrementando la propria velocità fino a sette volte quella degli incombusti.

- Zona di post-combustione:** In tale regione sono presenti prodotti di combustione stabili, quali vapore acqueo, CO, CO₂ (per fiamme di idrocarburi). Se la fiamma è parzialmente aerata, rimane un eccesso di combustibile che continua a reagire con aria cosiddetta "secondaria", che diffonde nei gas caldi incombusti. Questa regione si manifesta visivamente con un mantello esterno alla zona di reazione di colore violaceo. Se la combustione è completamente premiscelata il mantello esterno non è presente, ma permane un bagliore residuo visibile che si estende a valle della zona di reazione.

Parametro chiave per la definizione del grado di premiscelazione è il **rapporto di equivalenza** Φ , che mette in relazione il rapporto combustibile-comburente effettivo con quello stechiometrico:

$$\Phi = \frac{(combustibile / aria)_{ATTUALE}}{(combustibile / aria)_{STECIOMETRICO}} \quad \text{Eq. 2.1}$$

In una combustione completamente premiscelata la miscela ha $\Phi = 1$. Valori di $\Phi < 1$ indicano una miscela "povera" di combustibile, mentre valori $\Phi > 1$ indicano una miscela cosiddetta "ricca".

Una fiamma premiscelata è caratterizzata da due parametri fondamentali: una *temperatura adiabatica di fiamma di equilibrio* e una *velocità di combustione adiabatica* nella direzione normale al fronte di fiamma relativamente alla miscela di incombusti (per la situazione ideale di fiamma planare in campo di moto monodimensionale). Per avere condizioni di equilibrio cinetico, e quindi una fiamma stazionaria, in teoria è sufficiente che la velocità di combustione sia pari alla velocità del flusso. In realtà i bruciatori sono proprio dei sistemi di stabilizzazione che operano interagendo localmente con la fiamma ed il flusso di gas.

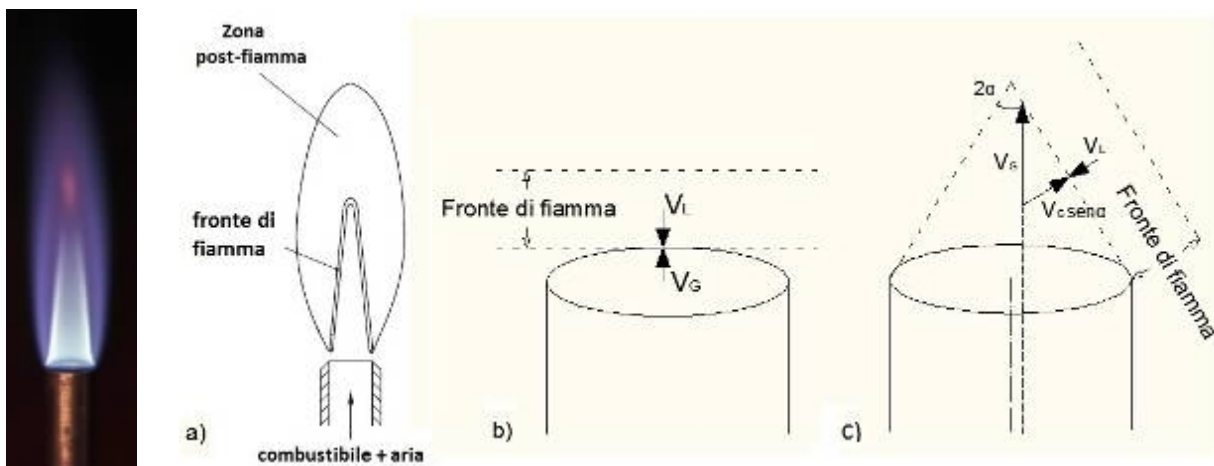


Figura 2.3 Esempio di una fiamma parzialmente premiscelata e bilancio cinetico sul fronte di fiamma.

L'effetto delle porte dei bruciatori è quello di ridurre a zero la velocità della miscela alle pareti a causa degli effetti di resistenza viscosa, e ridurre la velocità di combustione per i fenomeni di spegnimento causati dalla rimozione di calore e specie attive che si verifica a seguito dell'interazione con la fase solida. La posizione della fiamma premiscelata vicino alle porte di un bruciatore è determinata dalla relazione tra la velocità di combustione locale V_L e la velocità del flusso V_G . Entro certi limiti di velocità del flusso, la fiamma si stabilizzerà nelle vicinanze delle

porte del bruciatore. Una fiamma stabilizzata si conforma al campo di moto, in modo che la velocità di combustione sia bilanciata dalla componente normale del vettore velocità di flusso (Figura 2.2 c, $V_G \sin\alpha$). La velocità di combustione è un parametro molto conveniente per la caratterizzazione di un fenomeno complesso quale la fiamma premiscelata, che altrimenti dovrebbe essere caratterizzata tramite l'analisi della microstruttura.

Il secondo parametro caratterizzante già introdotto, è la temperatura di fiamma. Per una combustione premiscelata è possibile calcolare la temperatura adiabatica di fiamma in funzione delle proprietà termodinamiche della miscela originaria. Attraverso i calcoli all'equilibrio si verifica che la temperatura di fiamma raggiunge il valore più alto nelle condizioni stechiometriche e si riduce spostandosi verso i confini del campo di infiammabilità. Questo perché in caso di $\Phi < 1$ esiste un eccesso di comburente che non prende parte alla reazione di combustione, ed essendo comunque presente assieme ai prodotti di combustione ne riduce la temperatura. Se al contrario si ha un $\Phi > 1$, il comburente non è sufficiente a far reagire tutte le moli di combustibile, il rilascio energetico e la temperatura di fiamma sono inferiori alla condizione stechiometrica.

In termini spaziali, la struttura di una fiamma premiscelata viene caratterizzata da grafici come Figura 2.4, nei quali viene rappresentato l'andamento spaziale (a partire dalla miscela di reagenti verso i prodotti) delle seguenti grandezze:

$Y_{F,u}$ = frazione in massa combustibile = massa del combustibile rispetto alla massa totale della miscela reagente = $\frac{m_F}{m}$;

$Y_{O_2,u}$ = frazione in massa ossigeno nei reagenti = $\frac{m_{O_2}}{m}$;

$Y_{O_2,b}$ = frazione in massa ossigeno nei prodotti;

$Y_{P,b}$ = frazione in massa prodotti;

T_u = Temperatura reagenti;

T_b = Temperatura prodotti;

m_i = tasso di formazione e trasformazione dei prodotti intermedi;

La combustione parzialmente premiscelata è un regime intermedio rispetto alla premiscelata e la diffusiva. In pratica si ottiene premiscelando combustibile e comburente in modo da ottenere una miscela povera, cioè con rapporto di equivalenza minore di 1. In un sistema di questo tipo le condizioni stechiometriche sono raggiunte in modo simile ad una fiamma diffusiva, con la miscelazione aggiuntiva in aria cosiddetta "secondaria". Tale configurazione è molto importante per le applicazioni pratiche, dato che spesso le fiamme non possono considerarsi puramente premiscelate o diffusive. In particolare, la maggior parte dei bruciatori domestici genera una fiamma parzialmente premiscelata, per ovviare ai problemi di stabilità propri di fiamme completamente premiscelate ma cercando al contempo di massimizzare l'efficienza del processo.

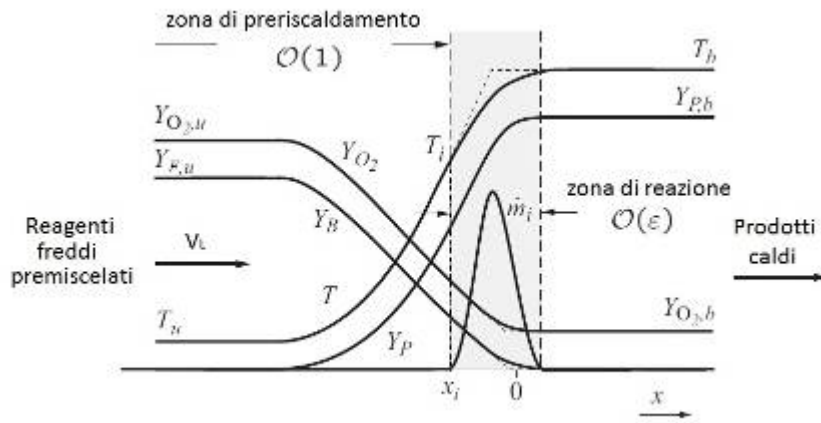


Figura 2.4 – Profili di concentrazione e temperatura per una fiamma premiscelata ideale, monodimensionale, stazionaria, povera, con reazione stechiometrica.

b. Diffusiva : la miscelazione tra reagenti e la combustione avvengono all’interfaccia tra i reagenti stessi. In relazione a Figura 2.5a, il solo combustibile fuoriesce dal bruciatore, e si miscela con l’aria comburente per convezione e diffusione durante la combustione. Le condizioni ottimali di combustione sono limitate alla superficie nella quale si realizzano le condizioni stechiometriche, insieme dei punti in cui combustibile e comburente sono in proporzioni tali da reagire completamente. In molti casi il processo di combustione è molto più rapido rispetto a quello di diffusione, quindi quest’ultimo fenomeno è quello che controlla l’intero processo combustivo: da qui il motivo per cui le fiamme non premiscelate prendono il nome di diffusiva. Tale descrizione risulta adeguata sia per una fiamma diffusiva laminare (nella quale la miscelazione avviene per diffusione molecolare) sia per una diffusiva turbolenta (in cui la rapida creazione di una miscela tramite processi di trasporto su larga scala accelera la formazione della miscela finale combustibile).

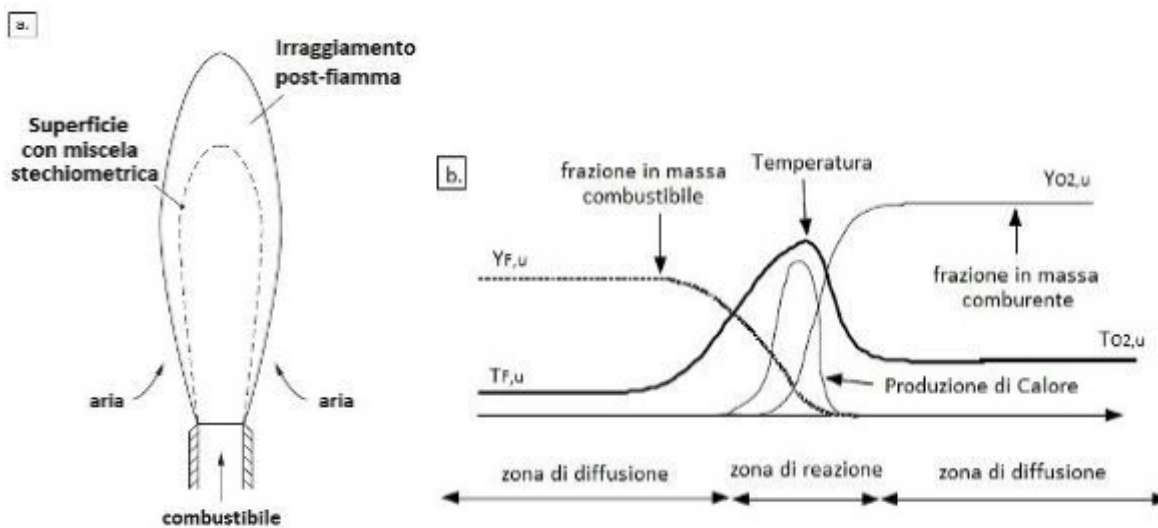


Figura 2.5 – Struttura di una fiamma diffusiva.

La struttura di una fiamma diffusiva può essere schematizzata come in Figura 2.5b considerando due flussi distinti per il combustibile (da sinistra) ed il comburente (da destra). Questi due flussi gassosi diffondono nella zona di reazione dove bruciano generando calore. La

temperatura raggiunge i valori massimi proprio in questa zona, e l'energia sviluppata si propaga dal fronte di fiamma verso il flusso di combustibile e comburente.

Al di fuori della zona di reazione il gas è troppo ricco o troppo povero per bruciare, quindi le reazioni possono avvenire solo in una limitata regione spaziale, corrispondente proprio al raggiungimento delle proporzioni stechiometriche. La struttura della fiamma diffusiva è stazionaria solo quando le viene applicata una deformazione, cioè quando la fiamma viene generata spingendo combustibile e comburente l'uno contro l'altro (Figura 2.6) ad una data velocità.

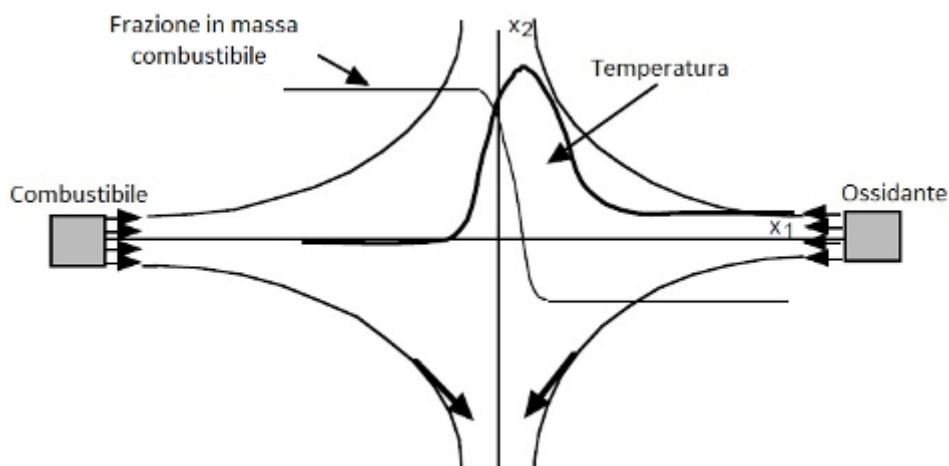


Figura 2.6 – Fiamma diffusiva stazionaria deformata.

Importante differenza con le fiamme premiscelate riguarda l'assenza di una velocità di combustione caratteristica. La fiamma non può propagarsi nel flusso di ossidante puro, o di combustibile puro. Data l'impossibilità di propagarsi nel senso opposto al flusso di combustibile, le fiamme diffuse sono più sensibili alle perturbazioni esterne rispetto alle fiamme premiscelate. Una fiamma diffusiva non ha neppure uno spessore di riferimento: la fiamma indeformata ("unstretched", la cui struttura non stazionaria viene schematizzata come in Figura 2.7) cresce indefinitamente nel tempo, mentre lo spessore di una fiamma deformata può assumere un ampio range di valori.

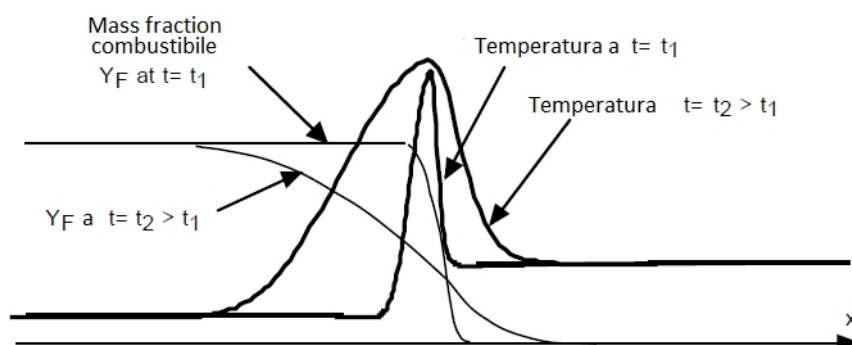


Figura 2.7- Fiamma diffusiva non stazionaria indeformata a diversi istanti temporali successivi (t_1 , t_2).

In termini industriali la miscelazione è l'unica caratteristica rilevante per il progetto di una fiamma diffusiva. Sono fiamme più sicure, per l'impossibilità della propagazione della fiamma

nel flusso di combustibile, ma allo stesso tempo meno efficienti, perché i tempi della miscelazione riducono la velocità alla quale possono procedere le reazioni di combustione.

Un parametro che fornisce una stima ragionevole del progresso del processo di combustione di una fiamma diffusiva è la sua **altezza**. Schematizzando il fenomeno come in figura 2.5a, cioè con un getto di combustibile che fuoriesce in direzione verticale da un bruciatore di diametro noto in un ambiente contenente ossidante, l'altezza di fiamma aumenta con l'aumento della portata fino al raggiungimento di un certo limite massimo oltre il quale si verifica il comportamento opposto. Questo è dovuto alla transizione tra la condizione di diffusione laminare e la condizione di fiamma transizionale, che si verifica appena prima del raggiungimento della massima altezza di fiamma, quando la fiamma stessa inizia a diventare turbolenta nella parte superiore.

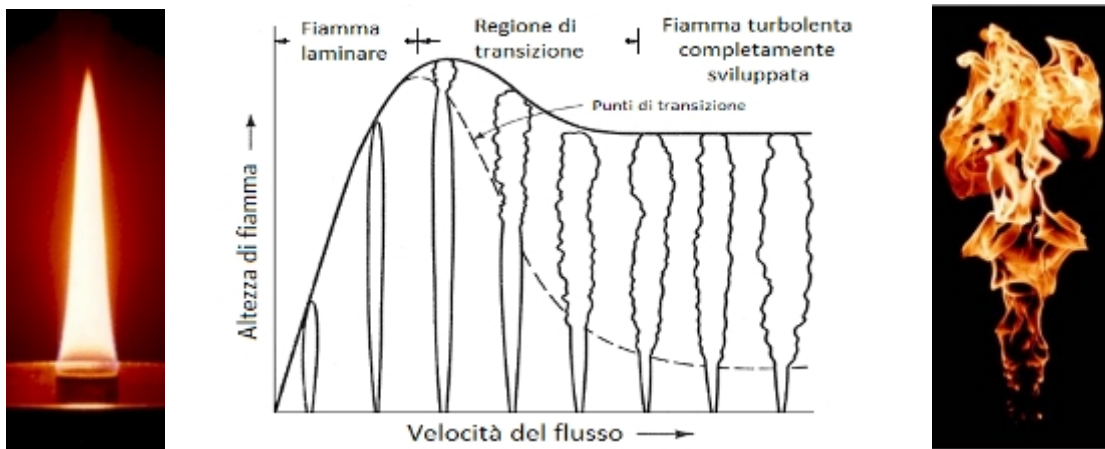


Figura 2.8 – Variazione dell'altezza di una fiamma diffusiva con la portata di combustibile e transizione laminare-turbolenta.

All'aumentare della portata la turbolenza si propaga verso la base della fiamma, e si interrompe bruscamente a una distanza approssimativamente pari a poche volte il diametro della porta d'uscita del combustibile. Al di sopra di questo punto di transizione, l'altezza di fiamma diventa indipendente dalla portata, e si entra nel regime di "fiamma turbolenta". Ulteriori incrementi di portata (e di velocità d'uscita del getto) modificano di poco la distanza del punto di transizione dal bordo del bruciatore. L'altezza di fiamma rimane approssimativamente costante, ma si ha un incremento del livello di turbolenza e di conseguenza della rapidità di miscelazione.

2.1.2 - Tipologie di bruciatori

In base alla modalità di combustione realizzata si possono avere bruciatori di diverso tipo, con caratteristiche strutturali e funzionali adeguate alla modalità di combustione attuata, che rispettino inoltre i requisiti di sicurezza e stabilità della fiamma generata.

La principale suddivisione riguarda i bruciatori premiscelati (o aerati) e quelli diffusivi (non-aerati).

2.1.2.1 Bruciatori aerati o parzialmente aerati

Si parla di bruciatori aerati nel caso in cui si realizzi una miscelazione completa o parziale tra il combustibile ed il comburente prima che sia innescata la combustione. All'interno di questa categoria ci possono essere molte varianti in relazione all'applicazione considerata. In questa sezione saranno approfondite le caratteristiche dei classici bruciatori da piano cottura ad uso domestico, i quali sono progettati per realizzare una premiscelazione parziale (miscela ricca di combustibile, $\Phi > 1$) all'interno del dispositivo. L'aria di premiscelazione viene detta "primaria". Sono apparecchi che funzionano in condizioni atmosferiche, cioè la miscela combustibile-aria primaria fuoriesce in aria ambiente dove viene innescata la combustione, e dove il combustibile in eccesso reagisce con aria ambiente detta "secondaria" in quantità tali da consentire la completa combustione.

La struttura generale dei bruciatori da piano cottura si è modificata negli anni, in particolare per quello che riguarda il sistema di miscelazione, ma il principio di funzionamento ed i componenti principali sono gli stessi.

Attualmente i bruciatori sono costituiti dai seguenti componenti (Figura 2.9):

- coppa porta iniettore (1): struttura generalmente realizzata in lega di alluminio-silicio, fissata al piano cottura;
- sparti fiamma (2): generalmente realizzato in leghe alluminio-nickel, o alluminio-silicio;
- coperchio (3): può essere in lamiera di acciaio con smalto antiacido resistente ad alte temperature oppure in ottone lucidato o in acciaio inossidabile;
- iniettore (4): foro calibrato realizzato in un pezzo metallico filettato, intercambiabile in base al gas utilizzato e alla pressione di alimentazione;
- tubo di ingresso gas (5);
- tubo di miscelazione (6);
- Ingresso aria primaria: Venturi radiale (7);

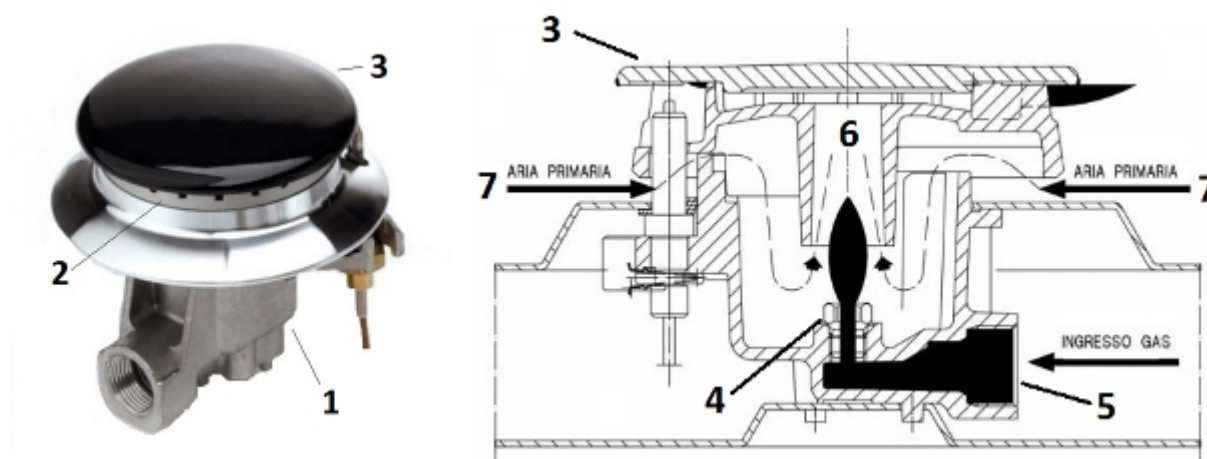


Figura 2.9 – Componenti di un bruciatore domestico da piano cottura

Il gas entra nell'apparecchio dalla connessione di ingresso e fuoriesce dall'iniettore, costituito da uno o più fori calibrati. In funzione della dimensione dell'iniettore, della pressione di alimentazione e del tipo di combustibile, nel bruciatore fluisce una diversa portata di gas (che ne determina la potenza termica nominale). Il getto di gas fuoriuscente dall'iniettore viene

diretto verso il tubo di miscelazione: la depressione che nasce a valle dell'orifizio calibrato crea le condizioni per l'aspirazione dell'aria ambiente dall'esterno (aria "primaria") tramite il Venturi radiale. Il tubo di miscelazione, che può avere forma cilindrica o conica è necessario per la creazione di un rapporto aria/combustibile uniforme, ed estendere quindi le stesse condizioni di premiscelazione a tutte le porte del bruciatore. Si suppone che al termine di tale componente la miscela sia quindi uniforme e la pressione statica si sia ridotta ad un valore sufficiente a vincere le resistenza al moto all'interno del bruciatore, ed alle porte del bruciatore. Successivamente la miscela combustibile entra nella "testa" del bruciatore posta sotto il coperchio, che ha la funzione di diffondere radialmente il gas verso le porte d'uscita realizzate nello spartifiamma. Dimensione e forma delle porte d'uscita possono variare enormemente in diversi bruciatori; le loro proprietà influenzano le caratteristiche di sicurezza e stabilità della fiamma, nonché le performance del bruciatore.

La struttura del sistema di miscelazione può avere anche forme diverse. In particolare, in passato era maggiormente utilizzata la configurazione di Figura 2.10, in cui l'iniettore è posizionato orizzontalmente a valle del sistema di regolazione della portata di combustibile, e l'ingresso di aria primaria avviene internamente alla struttura del piano cottura. Nella maggior parte dei casi le aperture di ingresso dell'aria hanno dimensione fissa, ma in alcuni casi sono presenti degli elementi di restrizione per regolarne la portata.

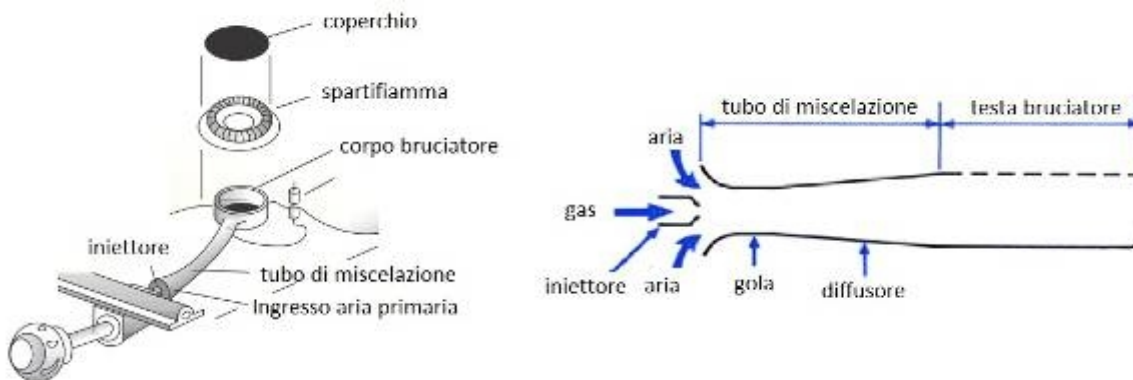


Figura 2.10 – Struttura sistema di miscelazione classico.

Si analizzano di seguito i fenomeni fluidodinamici correlati con i vari componenti presentati ed i criteri di progettazione dei bruciatori convenzionali.

Iniettore

Come anticipato, per un determinato gas ed una pressione di alimentazione, la dimensione e la forma dell'iniettore determinano la portata di combustibile e di conseguenza la potenza termica nominale del bruciatore. La funzione fisica svolta dall'iniettore è quella di convertire l'energia potenziale del gas pressurizzato in energia cinetica del getto generato. La struttura del getto libero è stata studiata da molti ricercatori, e sono state individuate 4 zone distinte in relazione al decadimento della velocità sull'asse del getto stesso:

- Zona 1: zona indisturbata. In questa regione la velocità sull'asse del getto è uguale a quella sulla sezione di sbocco, che a sua volta avrà profilo lineare o parabolico a seconda del tipo di getto (Turbolento o laminare). Tale regione si estende da 4 a 6 volte il diametro di uscita dell'orifizio.

- Zona 2: zona di transizione. La velocità sull'asse del getto inizia a decadere a causa del risucchio di aria ambiente che rende rilevanti gli attriti interni al flusso. La velocità decade in modo approssimativamente proporzionale a $x^{-0.5}$, dove x è la distanza assiale dalla sezione di sbocco del flusso.
- Zona 3: Zona di completo sviluppo. I profili di velocità sono simili a diverse distanze assiali, e la velocità assiale decade circa come x^{-1} .
- Zona 4: Zona di terminazione. In questa regione si ha il rapido decadimento della velocità assiale, con l'estinzione del getto.

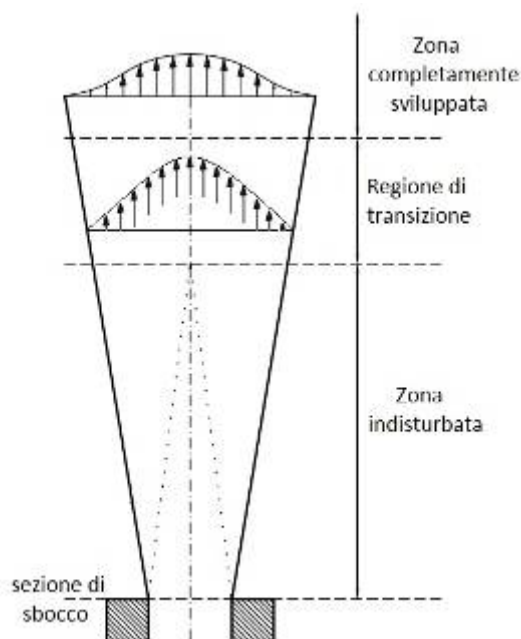


Figura 2.11 – Struttura getto libero.

Il dimensionamento del diametro dell'iniettore viene effettuato con lo scopo di generare la portata di gas corrispondente alla potenza termica nominale desiderata, in funzione della pressione di alimentazione.

Applicando la legge di conservazione dell'energia al flusso di gas che attraversa l'iniettore, si ottiene la seguente correlazione:

$$\dot{V}_g = C_d \cdot A_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_g}} \quad \text{Eq. 2.1}$$

Dove:

- \dot{V}_g = portata volumetrica dalla sezione dell'iniettore [m^3/s];
- A_i = area iniettore [m^2];
- g = accelerazione gravitazionale [m/s^2];
- Δp = differenza di pressione del gas tra monte e valle dell'iniettore [Pa];
- ρ_g = densità del gas [kg/m^3];
- C_d = coefficiente di efflusso [-];

Il coefficiente di efflusso C_d è necessario per valutare la riduzione di portata dovuta alle perdite per attrito ed agli effetti di vena contratta. Il valore numerico del coefficiente dipende dalla forma dell'orifizio e dal numero di Reynolds del getto, definito come:





$$Re_g = \frac{U_0 \cdot d}{\nu} \tag{Eq. 2.2}$$

Dove: U_0 = Velocità media del getto [m/s];
 d = diametro dell'orifizio [m];
 ν = viscosità cinematica del fluido [m²/s].

La variazione del coefficiente di efflusso con la forma dell'iniettore è descritta in Tabella 2.1 in funzione dei seguenti parametri geometrici:

- A. Rapporto lunghezza/diametro;
- B. Angolo d'approccio;

Tabella 2.1 – Coefficienti di scarico per alcune forme geometriche dell'iniettore [30].

| | | | | |
|-----------|---|---|---|--|
| |  |  |  |  |
| A | 0.58 | 3.5 | 0.8 | 1 |
| B | 45° | 55° | 33° | 40° |
| Cd | 0.81 | 0.84 | 0.93 | 0.94 |

In termini di Numero di Reynolds del getto, si possono avere le seguenti condizioni di moto[39]:

- $Re_g < 500$: getto essenzialmente laminare.
- $500 < Re_g < 1500$: ad una certa distanza dall'iniettore il getto diventa instabile e nascono vortici turbolenti.
- $1500 < Re_g < 2500$: la parte laminare del getto continua e ridursi fino a scomparire per $Re_g > 2000$.
- $2500 < Re_g < 3000$: la diffusione della zona turbolenta diminuisce, fino ad ottenere una struttura turbolenta conica con angolo costante per $Re_g > 3000$.

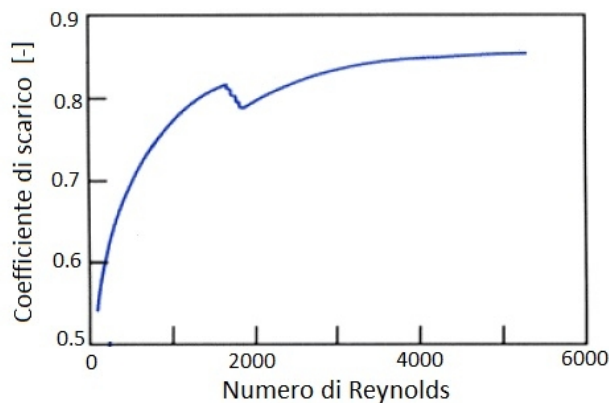


Figura 2.12 – Effetto del numero di Reynolds di getto sul Coefficiente di scarico [30].

Il coefficiente di scarico risulta pressoché costante per flussi turbolenti, mentre varia enormemente con il Re_g per flussi in regime laminare.

La potenza termica nominale dell'apparecchio deriva direttamente dalla valutazione della portata di gas dall'iniettore, in quanto può essere espressa come:

$$W = \dot{V}_g \cdot H_s \quad \text{Eq. 2.3}$$

Dove: H_s = Potere calorifico superiore del combustibile [MJ/m^3].

Il campo di moto che si genera all'interno di un classico bruciatore da piano cottura può essere schematizzato come un getto confinato di gas da un orifizio, che però non è completamente libero di diffondere in atmosfera bensì incontra la parete inferiore del coperchio che distribuisce il flusso di gas radialmente verso le porte d'uscita. Si formano quindi due nuove regioni del campo di moto: una zona di stagnazione in corrispondenza dell'impatto del getto con il coperchio, ed una zona radiale di getto a parete.



Figura 2.13 – Schematizzazione del getto interno al bruciatore da piano cottura [40].

Sistema di Premiscelazione

Il sistema di miscelazione comunemente presente nei bruciatori da piano cottura è del tipo a induzione atmosferica, cioè il getto di combustibile alla pressione di linea è il fluido induttore, che attraversando un ugello aumenta la velocità, riduce la pressione statica locale ed aspira l'aria ambiente. Si sfrutta il trasferimento di energia dal getto che fuoriesce ad alta velocità dall'iniettore ad una corrente di aria a velocità quasi nulla. Lo schema del sistema è quello di un iniettore allineato ad un tubo di miscelazione cilindrico, oppure di forma convergente-divergente, come un Venturi. Sono stati condotti molti studi teorici e sperimentali sul dimensionamento di un sistema di premiscelazione atmosferico, al fine di determinare i parametri che influenzano il rapporto aria-combustibile (R , "Entrainment Ratio") che si crea alla fine del tubo di miscelazione.

Per la previsione di R , si applicano il bilancio di quantità di moto ed energia ai volumi di controllo individuati tra la sezione d'uscita dell'iniettore e la sezione di uscita del bruciatore, come da schematizzazione in Figura 2.14.

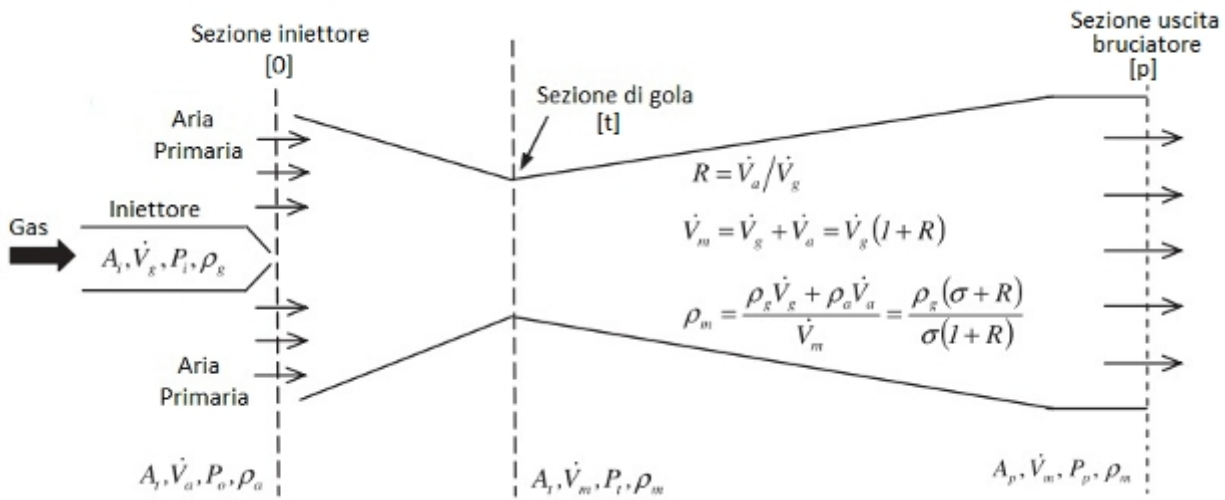


Figura 2.14 – Modello ingresso aria primaria in un miscelatore ad induzione atmosferica.

Con la numerazione delle sezioni ed i pedici indicati in Figura 2.14, e assumendo che:

- il flusso sia incomprimibile e completamente turbolento nel tubo di miscelazione;
- l'ingresso dell'aria avvenga parallelamente all'asse del tubo di miscelazione;

- $\frac{A_i}{A_t} \ll 1$, dove A_i = area iniettore, A_t = area sezione di gola.

- $\frac{\dot{V}_a^2}{\dot{V}_g^2} \ll 1$, dove \dot{V}_a^2 = portata di aria primaria, \dot{V}_g^2 = portata di gas combustibile

È possibile scrivere il bilancio del flusso di quantità di moto tra le sezioni d'ingresso (0) e di gola (t) del miscelatore:

$$(P_t - P_0) \cdot A_t = \frac{\rho_g \cdot \dot{V}_g^2}{A_t} - \frac{\rho_m \cdot \dot{V}_m^2}{A_t} \quad \text{Eq 2.4}$$

Dove:

P = pressione [Pa].

ρ_m = densità della miscela [kg/m³].

\dot{V}_m = portata della miscela [m³/s].

Tra la sezione di gola (t) e la sezione d'uscita (p) del bruciatore, il bilancio energetico si può scrivere come:

$$(P_p - P_t) = \frac{\rho_m \cdot \dot{V}_m^2}{2 \cdot A_t^2} \cdot (1 - C_L) \quad \text{Eq 2.5}$$

Dove:

C_L = Coefficiente di perdita per attrito nel tubo di miscelazione. Approssimativamente variabile tra 0.25 e 0.35 per un bruciatore standard.

Il bilancio di energia tra le porte d'uscita e l'ambiente circostante è:

$$(P_p - P_0) = \frac{\rho_m \cdot \dot{V}_m^2}{2 \cdot A_p^2 \cdot Cd_p^2} \quad \text{Eq 2.6}$$

Dove Cd_p è il coefficiente di scarico dalle porte del bruciatore. Il valore di tale coefficiente risulta inferiore a quelli mostrati per l'iniettore in Tabella 2.1, date le ridotte velocità d'uscita ed il flusso laminare. Approssimativamente compreso tra 0.6 e 0.7.

Combinando Eq. 2.4 e 2.5 è possibile ottenere un'espressione alternativa per $(P_p - P_0)$:

$$(P_i - P_0) \cdot A_i = \frac{\rho_g \cdot \dot{V}_g^2}{A_i \cdot A_t} - \frac{\rho_m \cdot \dot{V}_m^2}{2 \cdot A_t} \cdot (1 + C_L) \quad \text{Eq 2.7}$$

Si introduce un parametro adimensionale η che identifichi l'efficienza del sistema di miscelazione. Tale parametro è rappresentativo del rapporto tra la pressione statica all'uscita del bruciatore e la pressione dinamica del getto di gas in uscita dall'iniettore:

$$\eta = \frac{P_p - P_0}{\left(\frac{\rho_g \dot{V}_g^2}{2 \cdot A_t^2} \right)} \quad \text{Eq 2.8}$$

Utilizzando l'Eq.2.7 e introducendo:

$$\begin{aligned} - \theta &= \frac{A_i}{A_t}; \\ - \lambda &= \left(\frac{\rho_m \cdot \dot{V}_m^2}{\rho_g \cdot \dot{V}_g^2} \right) \cdot (1 + C_L); \end{aligned}$$

Si può riscrivere l'Eq. 2.7 come :

$$\eta = 2 \cdot \theta - \lambda \cdot \theta^2 \quad \text{Eq 2.9}$$

Cercando il punto di massimo della funzione espressa da Eq.2.9 è possibile individuare il punto di ottimo del funzionamento del sistema di miscelazione.

Definendo:

$$\begin{aligned} - R &= \text{Entrainment Ratio} = \dot{V}_a / \dot{V}_g; \\ - \dot{V}_m &= \text{portata della miscela gas-aria} = \dot{V}_g \cdot (1 + R); \\ - \rho_m &= \text{densità della miscela gas-aria} = \left(\rho_g \cdot \dot{V}_g + \rho_a \cdot \dot{V}_a \right) / \dot{V}_m; \end{aligned}$$

si può scrivere l'equazione di R che massimizza η come:

$$R|_{\eta \max} = \frac{-(1 + \sigma) \pm \sqrt{(1 - \sigma)^2 + \frac{4 \cdot \sigma \cdot A_t}{A_i \cdot (1 + C_L)}}}{2} \quad \text{Eq 2.10}$$

Dove: σ = densità relativa del gas;

Assunto che $(1 - \sigma)^2 \ll \frac{4 \cdot \sigma \cdot A_t}{A_i \cdot (1 + C_L)}$, si ottiene che :

$$R|_{\eta \max} = \frac{-(1 + \sigma)}{2} + \sqrt{\frac{\sigma \cdot A_i}{A_i \cdot (1 + C_L)}} \quad \text{Eq 2.11}$$

Eq. 2.11 fornisce la definizione di R che massimizza il rendimento del miscelatore, e ne mostra la dipendenza da:

- tipo di gas (tramite σ , densità relativa del gas);
- geometria del tubo di miscelazione (tramite At);
- geometria dell'iniettore (tramite A_i), che correla R anche alla portata nominale dell'iniettore ed alla pressione di alimentazione tramite Eq. 2.1.

Infine l'aerazione primaria può essere espressa dall'Entrainment Ratio come :

$$PA_C = \frac{R}{(A/C)_{STECH}} \cdot 100 \quad \text{Eq 2.12}$$

Porte d'uscita del bruciatore : Stabilità della fiamma

Un bruciatore da piano cottura deve essere in grado di sostenere una fiamma stabile e sicura. Dalle equazioni mostrate nel precedente paragrafo si può derivare una correlazione tra la dimensione dell'iniettore e la dimensione totale ottimale della sezione delle porte d'uscita, ma non si estraggono informazioni relative agli altri parametri progettuali inerenti le porte del bruciatore, quali:

- *forma e dimensione delle porte;*
- *interspazio tra le porte, disposte sullo spartifiamma circolare;*
- *carico termico per porta, cioè potenza termica specifica per estensione areale di ogni porta.*

Questi parametri di progetto influenzano il fenomeno dell'accensione della fiamma, in termini di corretta propagazione lungo la corona circolare a partire dal punto di ignizione, e di stabilità della fiamma. La stabilità viene definita come lo stato in cui la fiamma è accesa alle porte del bruciatore e non si verificano fenomeni di ritorno di fiamma (*Flashback, o Lightback*) o di distacco della fiamma (*Flame lift*).

Il fenomeno del **ritorno di fiamma** nei bruciatori aerati si verifica quando la fiamma si propaga nel senso opposto al flusso di gas all'interno dell'apparecchio fino al tubo di miscelazione, fin dove esiste una miscela combustibile-comburente con concentrazione all'interno del campo di infiammabilità. Il ritorno di fiamma si verifica principalmente quando la velocità della miscela in uscita dalle porte è inferiore alla velocità di combustione. Questo è la principale condizione da evitare nel dimensionamento dei bruciatori premiscelati.

Nel caso dei bruciatori da piano cottura, in corrispondenza delle porte la stabilità della fiamma viene favorita dal richiamo di aria secondaria e dall'effetto di spegnimento della parete solida dello sparti fiamma. La parete del bruciatore agisce da dissipatore dell'energia di combustione, ed in caso la dimensione delle porte sia pari alla distanza di spegnimento caratteristica della miscela combustibile, la velocità di combustione si annulla in corrispondenza della parete solida e la fiamma viene spenta. In questa situazione le perdite termiche verso il bruciatore eccedono l'energia generata. Se le porte hanno dimensione maggiore, si può verificare il ritorno di fiamma prima che la fiamma sia spenta, perché le perdite energetiche verso la parete solida

diminuiscono. Da una analisi semplificata dello scambio termico tra fiamma e pareti solide in corrispondenza di una porta circolare, è stata proposta in letteratura una correlazione tra la distanza di spegnimento D_0 , la velocità di combustione V_L , e la diffusività termica α della miscela incombusta:

$$\frac{V_L \cdot D_0}{\alpha} = \text{costante} \quad \text{Eq. 2.13}$$

In base a questa correlazione, è evidente che la distanza di spegnimento dipende dal tipo di miscela combustibile e dal grado di aerazione primaria. In Figura 2.15 viene riportato un esempio di uno studio sperimentale sulla variazione della distanza di spegnimento con l'aerazione primaria [42]. I dati sperimentali hanno evidenziato come la distanza di spegnimento sia minima in caso di miscela con rapporto aria/combustibile all'incirca stechiometrico, ed aumenti nelle condizioni di miscela ricca o povera.

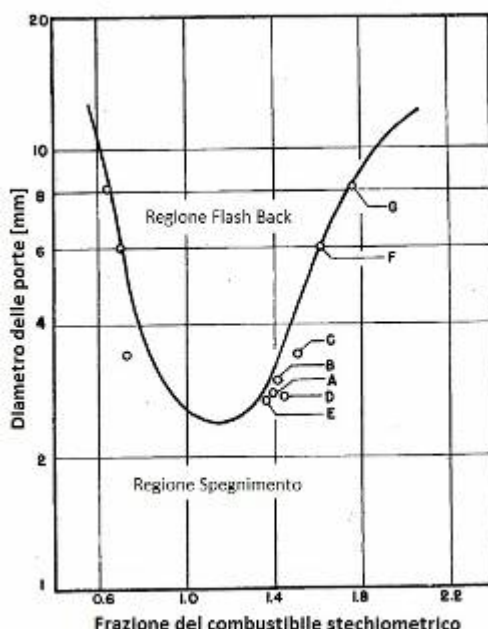


Figura 2.15 – Distanze di spegnimento per miscele di gas naturale con bruciatori da piano cottura [42].

L'Eq. 2.13 considera porte di forma circolare, ma può essere estesa ad aperture di diversa forma. Considerando l'equivalenza degli effetti di scambio termico tra fiamma e parete solida, in letteratura sono state derivate delle espressioni matematiche che correlano le dimensioni di porte non circolari alla distanza di spegnimento di porte circolari equivalenti [43].

| | | |
|--|-------------------|------------------|
| | | |
| $D_0 = 2.67W^2 \left[1 - 0.3 \left(\frac{W}{L} \right) - 0.047 \left(\frac{W}{L} \right)^2 \right]^2$ | $D_0^2 = 2.67W^2$ | $D_0^2 = 0.4L^2$ |

Sebbene il fenomeno del ritorno di fiamma nelle condizioni di normale funzionamento possa essere evitato seguendo i principi di progettazione delle porte appena esposti, alcuni sistemi rimangono soggetti a possibili ritorni di fiamma al momento dell'accensione e dello spegnimento. Tali fenomeni sono dovuti a variazioni improvvise nei parametri che regolano il ritorno di fiamma, cioè le velocità di combustione e di uscita della miscela gassosa dal bruciatore. Figura 2.16 mostra le fluttuazioni di queste grandezze nei primi 500 msec dopo l'ignizione [44].

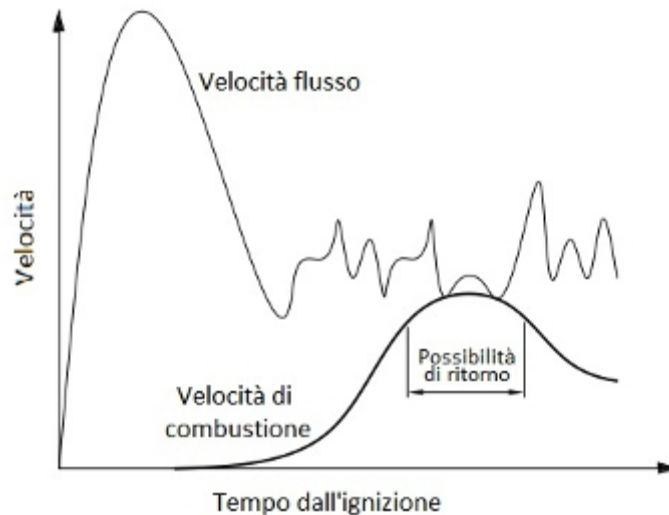


Figura 2.16 – Schematizzazione del meccanismo di ritorno di fiamma all'accensione.

La velocità del flusso varia in modo casuale e rapido, mentre la velocità di combustione va da zero (aria residua nel bruciatore) ad un massimo quando la miscela raggiunge le condizioni stechiometriche, per poi abbassarsi al valore di equilibrio. Esiste quindi un istante in cui la velocità di combustione può eccedere la velocità del flusso, ma la natura casuale delle variazioni di velocità del flusso all'accensione rende impossibile determinare il momento in cui può accadere. Si possono solo applicare gli accorgimenti tecnici generali per evitare ritorni, come l'utilizzo di porte di dimensioni ridotte, o la limitazione delle temperature (alte temperature conducono ad un aumento della velocità di combustione).

Il fenomeno di instabilità che si verifica nelle condizioni opposte al ritorno di fiamma è il **distacco della fiamma**. In caso di aerazione primaria molto elevata, a parità di dimensione delle porte del bruciatore, si ha un aumento della velocità del flusso gassoso non controbilanciato da un uguale aumento della velocità di combustione. In queste condizioni, e in generale quando la velocità della miscela in uscita dalle porte è troppo elevata, la fiamma si distacca dalle porte del bruciatore e si estingue.

Nel caso di bruciatori multi porta, quali quelli da piano cottura domestico, il "flame lift" è influenzato dalla dimensione delle porte (in relazione al bilancio cinetico tra flusso in uscita e velocità di combustione) e dalla distanza inter-porta, dalla quale consegue una maggiore o minore interazione tra fiamme adiacenti. Nel diagramma di combustione di Figura 2.17a, valido per bruciatori monoporta, il limite del distacco della fiamma è rappresentato con una graduale decrescita dell'aerazione primaria critica all'aumentare del carico termico per porta. Nel caso di bruciatori multi porta invece (Figura 2.17b), per bassi valori di aerazione primaria l'interazione tra le fiamme genera un'unica fiamma visibile (unico "cono", in caso di bruciatori con porte verticali). Se l'aerazione primaria viene incrementata oltre al 75% le fiamme generate ad ogni

porta diventano distinguibili (“coni” multipli). Per i valori classici di aerazione primaria dei bruciatori domestici (circa il 50% dell’aria stechiometrica), valori di carico termico per porta superiori a 14 W/mm^2 portano nelle zone di instabilità dei grafici di combustione, con il rischio di distacco delle fiamme.

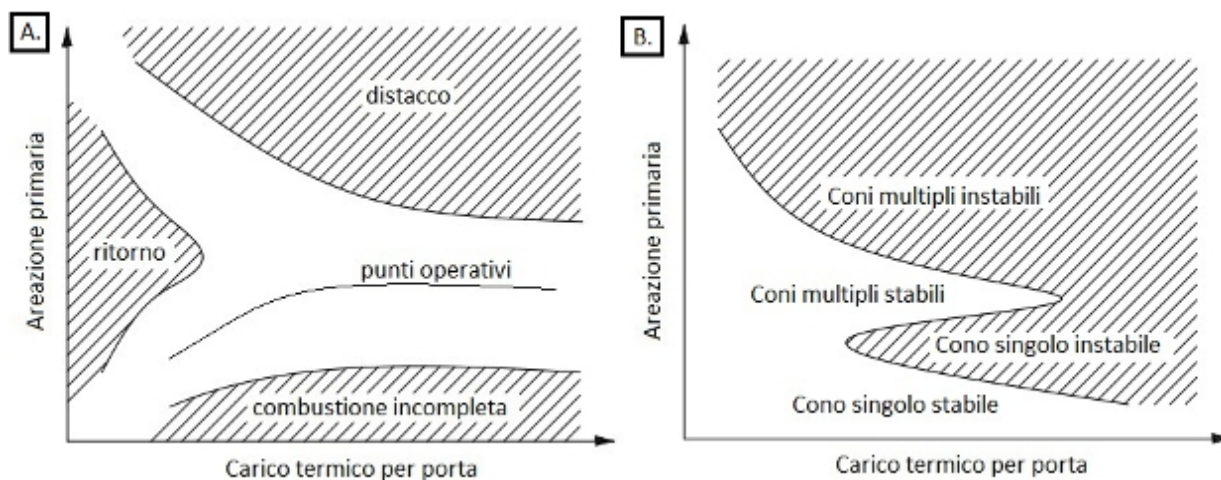


Figura 2.17 – Diagramma di combustione qualitativo per un bruciatore aerato:
a. Monoporta; b. Multiporta.

Per distanze tra porte adiacenti superiori a 6 mm, l’interazione tra le fiamme generate è limitata, ed una riduzione della distanza a 1.5 mm può consentire di raddoppiare l’aria primaria alla quale si verifica il distacco della fiamma.

In Figura 2.18 è mostrato l’effetto della profondità delle porte d’uscita del gas: per porte ricavate in materiali di spessore limitato il distacco della vena fluida all’imbocco può influenzare negativamente la stabilità delle fiamme generate. Per rapporti profondità/diametro superiori a 2 si evita il distacco, favorendo la stabilità della fiamma.

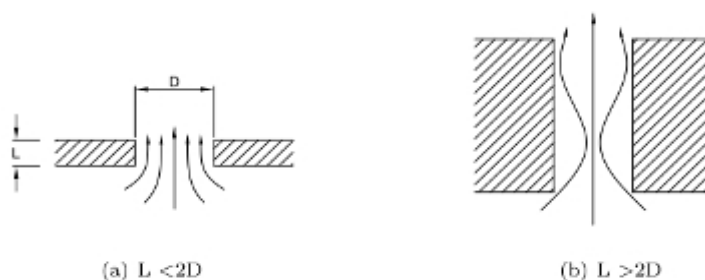


Figura 2.18 – Esempio di linee di flusso nelle porte dei bruciatori al variare del rapporto profondità/larghezza.

La tendenza al distacco si riduce con l’aumentare della temperatura, a causa della maggiore velocità di combustione. Alcune soluzioni per la riduzione del rischio di “Flame lift” sono basate sull’assunzione che derivi da un eccessivo ingresso di aria secondaria alla base della fiamma. Tale fenomeno causerebbe un raffreddamento alla base della fiamma, riducendo la velocità di combustione, ed un aumento indiretto dell’aerazione primaria incrementando il rischio di distacco della fiamma. Al fine di evitare questi effetti, si utilizzano delle “fiamme pilota” alla

base della fiamma: si generano fiamme di potenzialità ridotta (e bassa velocità di efflusso) posizionate alla base delle fiamme principali. Le fiamme pilota agiscono come sorgente di ignizione permanente per il gas che fuoriesce dalle porte principali, evitando il distacco anche per carichi termici elevati.

2.1.2.2 Bruciatori non-aerati

Siamo in presenza di bruciatori non aerati quando il solo combustibile fuoriesce dalle porte del bruciatore e la combustione avviene a seguito della diffusione dell'ossigeno presente nell'aria ambiente verso l'asse della fiamma. La proprietà più palese delle fiamme diffusive di idrocarburi è la propensione alla formazione di fuliggine, che è responsabile dell'emissione gialla dal centro delle fiamme. Tale emissione si forma per pirolisi locale del combustibile nel cuore della fiamma privo di ossigeno. Ovviamente, se non c'è sufficiente apporto di aria verso la zona di fiamma, il combustibile residuo non viene ossidato ed il flusso di fuliggine è evidente.

Strutturalmente un bruciatore non aerato consiste in un elemento che definisce la portata (iniettore) ed un sistema di porte dal quale il combustibile puro fuoriesce in aria ambiente. Il parametro che definisce una fiamma diffusiva è l'altezza di fiamma, che ne indica la rapidità della miscelazione tra combustibile e comburente. La valutazione dell'altezza di fiamma è fondamentale per i dispositivi di combustione nei quali la fiamma diffusiva è confinata. La combustione infatti è controllata dal processo di diffusione dell'ossigeno nel combustibile. In genere però si considera che alla base delle porte di un bruciatore si abbia una sorta di premiscelazione causata dalla turbolenza all'interfaccia tra il gas in uscita e l'aria esterna. Per questo spesso è possibile notare una sottile zona di reazione alla base di una fiamma diffusiva. Molti autori trattano il problema della stabilità di una fiamma diffusiva con i parametri propri di una premiscelazione, come la velocità di combustione.

La stabilità in questo caso non riguarda fenomeni di ritorno di fiamma, ma permane il problema del possibile distacco della fiamma. Una fiamma diffusiva da getto di combustibile può sollevarsi dalla porta se la velocità di uscita è sufficientemente alta. La distanza di "liftoff" (distanza tra la porta e la base della fiamma) aumenta con la velocità di uscita del gas, fino al distacco. I valori di velocità che possono provocare il distacco in una fiamma diffusiva sono molto più elevati rispetto alla relativa premiscelata. Figura 2.19 mostra le distanze di liftoff per fiamme jet di metano, propano ed etilene in funzione della velocità iniziale. Si nota che tale valore non dipende dal diametro della porta d'uscita, e che l'ordine delle curve rispetta la velocità di combustione caratteristica dei tre combustibili (metano < propano < etilene).

Se si spiega il distacco di una fiamma diffusiva con la premiscelazione alla base della stessa, e quindi con il superamento della velocità di combustione, il distacco si verifica quando si ha una portata tale che la velocità locale del flusso è molto superiore alla velocità di combustione. Questo spiega l'improvviso verificarsi del distacco appena raggiunto il limite dell'altezza di liftoff critica. In letteratura sono state proposte alcune correlazioni per stimare la velocità "di distacco" per fiamme jet. La formula dalla più ampia applicabilità (verificabile in Figura 2.20) è quella proposta da Kalghatgi:

$$\frac{v_e}{V_{L,\max}} \left(\frac{\rho_e}{\rho_\infty} \right)^{1.5} = 0.017 \text{Re}_H \left(1 - 3.5 \cdot 10^{-6} \text{Re}_H \right) \quad \text{Eq. 2.2}$$

In cui il numero di Reynolds è dato da:

$$Re_H = \frac{\rho_e V_{L,max} H}{\mu_e} \tag{Eq. 2.3}$$

E la lunghezza caratteristica H , che è la distanza sull'asse del bruciatore dove la concentrazione media di combustibile scende al valore stechiometrico, si calcola come:

$$H = 4 \left[\frac{Y_{F,e}}{Y_{F,stoic}} \left(\frac{\rho_e}{\rho_\infty} \right)^{1/2} - 5.8 \right] d_j \tag{Eq.2.4}$$

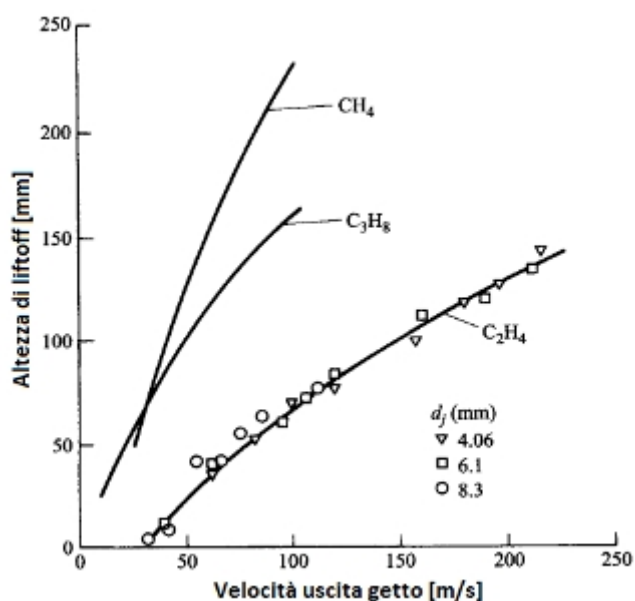


Figura 2.19 - Altezza di liftoff in funzione della velocità di uscita del getto.

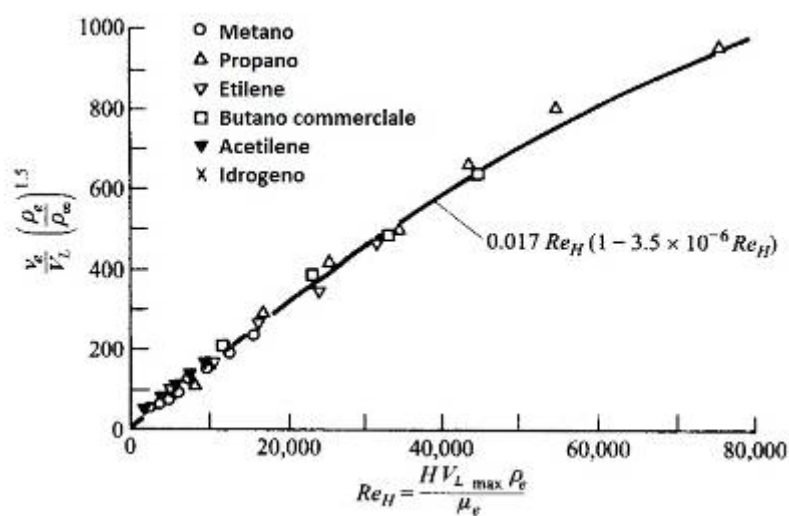


Figura 2.20 – Curva di stabilità al distacco della fiamma

2.2 - Valvola multi-funzione: Rubinetto e Dispositivo di Sicurezza termoelettrico (FSD).

L'afflusso del gas verso il bruciatore viene controllato tramite rubinetti di sicurezza che operano secondo 2 manovre combinate:

- *Spinta dell'asta di comando*: in posizione chiusa l'asta di comando è bloccata meccanicamente, quindi deve essere prima svincolata;
- *Rotazione dell'asta di comando in senso antiorario*: si aumenta la sezione di passaggio del gas fino al punto di massima portata. Continuando nella rotazione fino a fine corsa si ottiene una diminuzione della portata di gas fino alla portata "ridotta", determinata da un by-pass fisso o regolabile.



Figura 2.21 Rubinetti con FSD in Ottone ed Alluminio Estruso (SABAF).

Tutti i moderni rubinetti da piano cottura sono dotati sistema di Sicurezza Termoelettrico, o **Flame Supervision Device (FSD)**. Questo termine è genericamente adottato per ogni dispositivo che blocchi l'afflusso di gas al bruciatore se la fiamma si estingue. Serve per prevenire pericolosi accumuli di gas incombusto nei locali di installazione. Possono essere varie le cause dello spegnimento indesiderato di una fiamma: interruzione temporanea dell'alimentazione di gas, riduzione della pressione di alimentazione, eccessivi spillamenti di liquido dal carico posto sopra il bruciatore, ecc.

Il sistema di sicurezza termoelettrico è realizzato mediante una valvola termoelettrica, comandata da una termocoppia. I componenti fondamentali sono riportati nella schematizzazione di Figura 2.22 a. L'elemento sensibile della termocoppia viene installato in prossimità delle porte del bruciatore e, quando investito dal calore sviluppato dalla fiamma, si genera una piccola f.e.m. di circa 15-30 mV. Una corrente continua sufficiente ad attivare un elettromagnete posto all'interno del rubinetto inizia a scorrere nei materiali costituenti la termocoppia. Tale corrente che fluisce nella bobina converte energia elettrica in magnetica, che viene utilizzata per mantenere aperta la valvola. Operativamente, una volta spinta manualmente l'asta di comando del rubinetto, ed alcuni secondi dopo l'accensione del bruciatore, l'elettromagnete si attiva, mantenendo aperto l'afflusso di gas. In caso di spegnimento della fiamma la termocoppia si raffredda e la corrente da essa generata diminuisce fino alla chiusura dell'elettromagnete, che interrompe il passaggio di gas. In Figura 2.22b si riporta la vista in sezione di un classico piano cottura nella quale sono distinguibili il tubo di collegamento tra il rubinetto ed il bruciatore, la connessione di ingresso al rubinetto, l'attacco per il collegamento della termocoppia al sistema di supervisione di fiamma., e tutti gli elementi strutturali caratteristici.

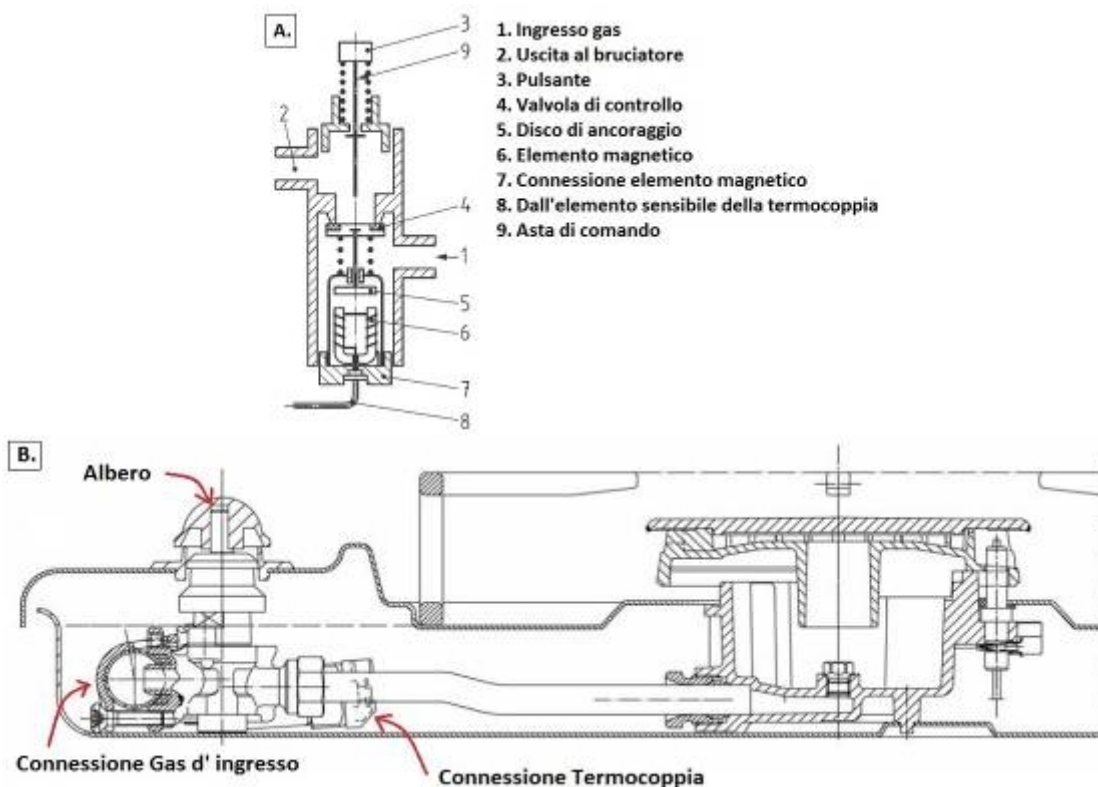


Figura 2.22 - A. Componenti di rubinetto con sicurezza termoelettrica. B. Sezione di piano cottura con connessione tra rubinetto e bruciatore .

2.3 - Ignizione

Sono stati ideati ed utilizzati molti tipi di sistemi di accensione per i bruciatori da piano cottura, ma nella grande maggioranza dei casi operano come generatori di scintille multiple. Si possono avere diversi tipi di generatori [45]:

- **Ignizione Piezoelettrica:** Il dispositivo consiste in cristalli di quarzo o simili che, quando sottoposti a pressione o sforzo, producono tensioni di circa 6000 V. Quello mostrato nell'esempio di Figura 2.23 utilizza un bottone che, quando premuto, permette alla testa dello stantuffo di colpire il cristallo e generare la scintilla.

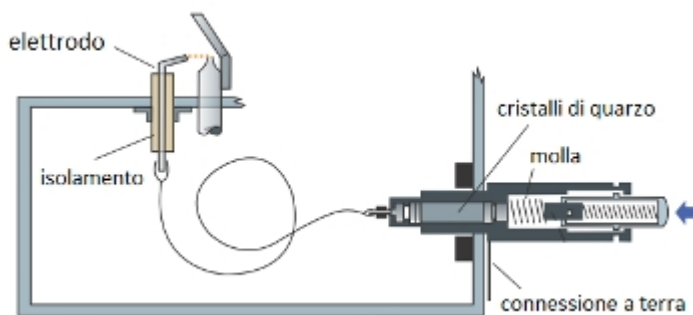


Figura 2.23 – Sistema di ignizione piezoelettrico.

- *Ignizione con Trasformatore di rete*: E' semplicemente un elevatore della tensione di rete. Si differenzia dal metodo precedente perché genera una scintilla continua tra due elettrodi o tra un elettrodo e terra. Il voltaggio generato è all'incirca nel range 5000-10000 V.
- *Ignizione ad impulsi elettronici* : Con questo metodo non si generano archi continui tra gli elettrodi, ma si producono una serie di impulsi ad intervalli controllati, tipicamente 4-8 scintille al secondo. Questo è ottenuto grazie all'elettronica di controllo. In riferimento al circuito esemplificativo di Figura 2.24b, il principio operativo è il seguente:
 1. Quando l'interruttore principale è chiuso, la corrente fluisce attraverso il raddrizzatore e carica il condensatore. Il raddrizzatore agisce come un anti-ritorno, permettendo alla corrente di fluire solo in una direzione. Il condensatore si comporta come una unità di accumulo dell'energia elettrica, mantenendo la carica elettrica fino a che viene scaricata.
 2. Dopo un periodo di tempo predeterminato, e ad intervalli prestabiliti, l'interruttore temporizzato si chiude consentendo il flusso di corrente attraverso il trasformatore. Quando l'interruttore è chiuso il condensatore può scaricarsi e, insieme al normale flusso di elettroni, genera flussi ad alto impulso attraverso il trasformatore provocando una scintilla da 15000-20000 V tra gli elettrodi. L'interruttore temporizzato si interrompe ed i condensatori si ricaricano per il ciclo successivo, una frazione di secondo più tardi.

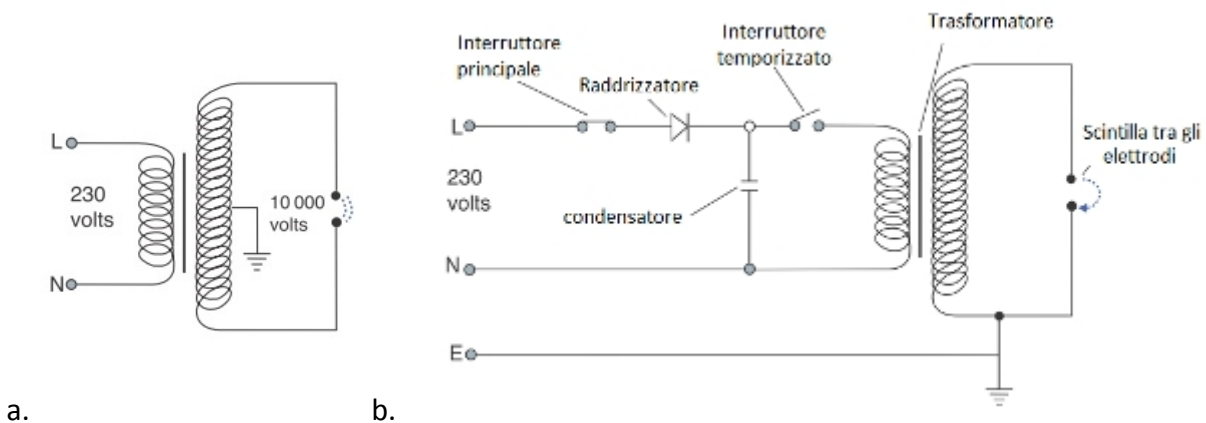


Figura 2.24 – Schematizzazione ignizione con trasformatore di rete (a) ed elettronica ad impulsi (b).



Figura 2.25 - Posizionamento candela d'accensione rispetto alle porte di un bruciatore tripla corona (Sabaf).

3 - Analisi Normativa

L'obiettivo del presente lavoro è quello di realizzare un piano cottura che possa ottenere il marchio CE. La marcatura CE è un contrassegno che deve essere apposto su determinate tipologie di prodotti dal fabbricante stesso, che certifica la rispondenza (o conformità) ai requisiti essenziali di sicurezza previsti da una o più direttive comunitarie. L'apposizione del marchio è prescritta per legge per poter commercializzare il prodotto nei paesi aderenti allo Spazio Economico Europeo (SEE).

Il primo responsabile dell'immissione sul mercato di prodotti sicuri è il fabbricante, dato che è la figura che conosce nel dettaglio il modo in cui il prodotto è stato progettato e realizzato. Gli obblighi e le responsabilità sono però estendibili a qualsiasi operatore economico che immetta sul mercato un prodotto, anche fabbricato da altri, con il proprio marchio o nome commerciale.

Si noti che non tutti i prodotti devono essere marcati CE per la libera commercializzazione; l'obbligo della marcatura si ha solo per quei prodotti che rientrano nel campo di applicazione di una Direttiva che la prevede. Per contro, se un prodotto non rientra tra quelli in oggetto in una Direttiva che impone la marcatura, il prodotto non può essere marcato CE. Se invece un prodotto rientra nel campo di applicazione di più Direttive che prevedono la marcatura, il marchio può essere apposto solo se il prodotto risulta conforme a tutte le Direttive applicabili. Il primo passo in questa analisi normativa consiste quindi nel verificare quali siano le Direttive che riguardano i piani cottura per uso domestico, e se tali Direttive prevedano la marcatura CE.

La Direttiva Europea che indica i requisiti di sicurezza di un apparecchio per la cottura installabile in ambito domestico, è la "Direttiva 2009/142/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio", anche detta "Direttiva Gas". Nel caso in cui un piano cottura a gas abbia un sistema di ignizione elettrico, deve seguire anche i requisiti della "Direttiva 2006/95/CE del Parlamento europeo e del Consiglio europeo del 12 dicembre 2006", nota come "Direttiva Bassa Tensione", e della "Direttiva 2004/108/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 15 dicembre 2004", nota agli addetti ai lavori come "Direttiva compatibilità elettromagnetica". Tutte e tre le Direttive di interesse prevedono la marcatura CE dei prodotti.

Nell'ambito della marcatura di un piano cottura a gas il lavoro di verifica dei requisiti di sicurezza concerne per la maggior parte la convalida delle disposizioni della Direttiva Gas, pertanto il lavoro in oggetto si è basato sullo studio di tale Direttiva, considerando di realizzare un primo prodotto che preveda l'ignizione manuale per via termica.

Una volta identificata la Direttiva di riferimento, si pone il problema di come provare la conformità del prodotto sviluppato ai requisiti essenziali imposti.

Abbiamo deciso di seguire il principio che sta alla base delle cosiddette direttive di "nuovo approccio". Tali Direttive si basano sulla previsione di requisiti essenziali di sicurezza, senza però imporre un mezzo tecnico specifico per raggiungere il risultato.

In precedenza, con le direttive di "vecchio approccio", tramite direttive dedicate si cercavano di definire le regole tecniche a cui un determinato prodotto doveva uniformarsi per poter essere liberamente commercializzato.

Col “nuovo approccio” si possono seguire diverse procedure. La via più semplice è quella di applicare le cosiddette norme armonizzate. Tali norme non sono vincolanti, ma il rispetto dei requisiti da esse imposte concede la presunzione di conformità alle disposizioni della Direttiva secondo la quale si vuole marcare il prodotto. Le norme tecniche armonizzate diventano quindi un mezzo tramite il quale provare la conformità dei prodotti ai requisiti richiesti dalle Direttive, generando un grande vantaggio per il fabbricante: egli non deve infatti giustificare le caratteristiche tecniche del suo prodotto, se sono sufficienti a rispettare i requisiti obbligatori sulla sicurezza.

Nel caso in cui il prodotto non rientri nel campo di applicazione di nessuna norma armonizzata, perché ad esempio si sono fatte scelte tecniche differenti rispetto agli standard, il fabbricante dovrà provare adeguatamente che il suo prodotto è conforme ai requisiti di sicurezza. Per fare questo dovrà però redigere una relazione tecnica nella quale descrivere approfonditamente le soluzioni adottate. Se il fabbricante decide di applicare solo parzialmente una norma armonizzata, o la norma copre solo alcuni requisiti applicabili al prodotto, si dovrà provare la conformità ai requisiti essenziali solo per gli aspetti non coperti dalla norma armonizzata.

Nel seguito verranno inizialmente illustrati i requisiti obbligatori imposti dalla Direttiva 2009/142/CE, e successivamente le norme armonizzate potenzialmente utilizzabili per la verifica della conformità di un piano cottura per uso domestico, nonché le modalità di verifica dei requisiti essenziali che è stata scelta.

E' importante sottolineare che nel nostro caso la fase di analisi normativa è andata di pari passo con quella progettuale. Tutte le scelte tecniche sono state fatte tenendo puntualmente in considerazione le richieste generiche di sicurezza dettate dalla Direttiva Gas, ed in particolare le specifiche suggerite dalle norme armonizzate che abbiamo considerato come applicabili.

3.1 - Direttiva 2009/142/CE

La Direttiva 2009/142/CE stabilisce i requisiti essenziali di sicurezza e tutela della salute che devono essere rispettati per garantire la sicurezza degli apparecchi a gas, le procedure di attestazione della conformità consentite, e le caratteristiche della marcatura CE e della documentazione tecnica da predisporre. Copre tutti gli apparecchi per la cottura, il riscaldamento, la produzione di acqua calda, il raffreddamento, l'illuminazione ed il lavaggio, che bruciano combustibili gassosi. Vengono esclusi dal campo di applicazione tutti gli apparecchi destinati ad essere utilizzati in processi industriali in stabilimenti industriali.

Importante sottolineare che la Direttiva non copre solo i cosiddetti “apparecchi”, ma anche dei “dispositivi” definiti come i dispositivi di sicurezza, di controllo e regolazione progettati per essere incorporati in un apparecchio che bruci combustibili gassosi.

3.1.1 - Allegato I – Requisiti essenziali

L'allegato I della Direttiva Gas specifica tutti i requisiti essenziali relativi alle condizioni generali di costruzione ed immissione sul mercato di un apparecchio. In particolare, il primo punto dell'Allegato I specifica tutte le informazioni che devono essere fornite dal produttore agli installatori, tramite le istruzioni tecniche (pressione di alimentazione, gas utilizzabile, condizioni di installazione nei locali, evacuazione dei prodotti di combustione).

I punti più importanti per il nostro lavoro di progettazione integrata sono relativi ai requisiti sui Materiali e sugli aspetti di Progettazione e Fabbricazione. In tali punti sono genericamente indicate tutte le caratteristiche di sicurezza da perseguire nella realizzazione di un prodotto da certificare secondo tale Direttiva.

Si riportano in Tabella 3.1 i punti fondamentali, analizzati in relazione all'impatto specifico sull'apparecchio che intendiamo realizzare .

Tabella 3.1 - Requisiti di sicurezza riportati nell'Allegato I della Direttiva 142/2009 CE.

| Materiali | |
|--------------------------------------|---|
| 2. | <ul style="list-style-type: none"> • Appropriati all'uso; • Resistenti a sollecitazioni meccaniche, chimiche e termiche; • Di proprietà garantite dal fabbricante; |
| Progettazione E Fabbricazione | |
| 3.1 | <ul style="list-style-type: none"> • Nessuna instabilità, deformazione o rottura durante l'uso normale; • Apparecchio fabbricato in modo da evitare infiltrazioni di acqua e di aria parassita nel circuito a gas. • Le parti in pressione devono resistere alle sollecitazioni meccaniche e termiche cui sono sottoposte senza produzione di deformazioni pregiudizievoli per la sicurezza. |
| 3.2 | <ul style="list-style-type: none"> • Il tasso di fuga previsto sia tale da non provocare alcun rischio. • Le fughe durante accensione, spegnimento e riaccensione non devono portare ad accumuli di gas incombusto nell'apparecchio. • Apparecchi attrezzati con un dispositivo specifico che eviti un accumulo pericoloso di gas incombusto nei locali di installazione; altrimenti, installati in locali con opportuna aerazione (definita dalle singole legislature statali; in Italia UNI EN 7129). |
| 3.3 | <ul style="list-style-type: none"> • Ignizione e re-ignizione devono avvenire "dolcemente". |
| 3.4 | <ul style="list-style-type: none"> • Fiamma stabile, e prodotti di combustione privi di sostanze nocive in concentrazioni inaccettabili. |
| 3.5 | <ul style="list-style-type: none"> • Utilizzo razionale dell'energia: sufficiente efficienza energetica. |
| 3.6 | <ul style="list-style-type: none"> • Le parti destinate ad essere in corrispondenza del suolo o di altre superfici non devono raggiungere temperature tali da costituire un pericolo per l'ambiente circostante. • Temperatura delle manopole: non deve raggiungere valori tali da costituire un pericolo per l'utente. • Temperatura superficiale delle parti esterne di un apparecchio destinato ad usi domestici: non deve superare, durante il funzionamento, valori che costituiscano un pericolo per l'utente. |

E' immediato notare come alcuni dei requisiti siano molto generici, esplicitando la richiesta di condizioni di sicurezza di massima. Per questo, è fondamentale fare riferimento alle norme armonizzate.

3.2 - Norme armonizzate

Prima di elencare e descrivere le norme armonizzate relative ai componenti di un piano cottura domestico, è necessario presentare la norma che condiziona tutto il nostro lavoro di certificazione: la “**UNI EN 437 - Gas di prova - Pressioni di prova - Categorie di apparecchi**”.

3.2.1 - UNI EN 437 - Gas di prova - Pressioni di prova - Categorie di apparecchi

Tale norma costituisce il riferimento per tutte le norme armonizzate relative agli apparecchi che rientrano nello scopo della Direttiva Gas, in quanto definisce tutti i tipi di gas, le pressioni di prova, e la categorie di apparecchi che rientrano nel campo d’applicazione delle varie norme armonizzate. In pratica tale norma riporta tutte le diverse situazioni dei paesi dell’Unione Europea in relazione ai gas utilizzati ed ai corrispondenti gas e pressioni di prova da seguire per testare le caratteristiche di sicurezza di apparecchi progettati per l’utilizzo con tali gas, che siano quindi destinati ai singoli mercati specificati.

I gas vengono classificati in base all’appartenenza a determinati range dell’Indice di Wobbe superiore, definito come [33]:

$$I_w = \frac{P_{cs}}{\sqrt{G_s}} \quad \text{Eq. (3.1)}$$

Dove: P_{cs} = Potere calorifico superiore [MJ/Nm³];
 G_s = Gravità specifica [-].

In tabella 3.2 sono riportate le varie classi e gruppi previste.

Tabella 3.2 - Famiglie di gas in funzione dell’Indice di Wobbe.

| Famiglie e gruppi | | Indice di Wobbe @ NTP | |
|-------------------|--------------|-----------------------|---------|
| | | [MJ/m ³] | |
| | | Minimo | Massimo |
| Prima famiglia | - Gruppo A | 22.4 | 24.8 |
| Seconda famiglia | - Gruppo L | 39.1 | 44.8 |
| | - Gruppo H | 45.7 | 54.7 |
| | - Gruppo E | 40.9 | 54.7 |
| Terza famiglia | - Gruppo B\P | 72.9 | 87.3 |
| | - Gruppo P | 72.9 | 76.8 |
| | - Gruppo B | 81.8 | 87.3 |

In base a tale classificazione, l’Idrogeno (48.23) rientra nella stessa classe del Metano (53.28), cioè è un gas di Famiglia 2, e Gruppo H.

Ulteriore fondamentale classificazione introdotta, riguarda la composizione dei “gas di test”, ovvero i gas che devono essere utilizzati per i vari test proposti dalle norme specifiche. Tali gas sono diversi per ogni Gruppo, e si suddividono in :

- “gas di riferimento” : gas con cui l’apparecchio opera in condizioni normali, quando alimentato alla pressione normale;
- “gas limite”: gas rappresentativo di variazioni estreme nelle caratteristiche del gas per il quale l’apparecchio è stato progettato, finalizzato al test in condizioni peggiorative rispetto ad una condizione di pericolo.

Tabella 3.3 - Composizione, Indice di Wobbe e Potere calorifico dei gas di test per Famiglia 2, Gruppo H (@NTP)

| Gas di test | Simbolo | Composizione in volume [%] | Iw_i [MJ/m³] | Pc_i [MJ/m³] | Iw_s [MJ/m³] | Pc_s [MJ/m³] |
|-------------------------------------|----------------|--|---|---|---|---|
| Gas di riferimento | G20 | CH ₄ = 100 | 45.67 | 34.02 | 50.72 | 37.78 |
| Gas limite - combustione incompleta | G21 | CH ₄ = 87 C ₃ H ₈ = 13 | 49.6 | 41.01 | 54.76 | 45.28 |
| Gas limite - ritorno di fiamma | G222 | CH ₄ = 77 H ₂ = 23 | 42.87 | 28.53 | 47.87 | 31.86 |
| Gas limite - distacco della fiamma | G23 | CH ₄ = 92.5 N ₂ = 7.5 | 41.11 | 31.46 | 45.66 | 34.95 |

Da Tabella 3.3 è immediato notare che il gas di riferimento per il gruppo 2H è il metano puro. Analizzando i gas di test riportati nella UNI EN 437 sia per le categorie generali che per quelle speciali commercializzate localmente nei vari paesi, l’Idrogeno puro non compare in nessun caso, né come gas di riferimento, né come gas di test.

E’ evidente quindi che l’utilizzo di Idrogeno puro come combustibile domestico non è stato considerato dagli Enti normatori.

Tale considerazione è rafforzata dalla seguente osservazione: in Tabella 3.3 l’Idrogeno compare come componente della miscela G222, gas limite per i test di ritorno di fiamma per gas della seconda famiglia gruppo H. Questo significa che l’Ente normatore ha ritenuto la miscela composta al 77% da Metano e al 23% da Idrogeno “peggiorativa” dal punto di vista del ritorno di fiamma. In base alle caratteristiche esposte nel Capitolo 1 di questa tesi, risulta infatti chiaro che la maggiore velocità di combustione dell’Idrogeno rispetto al Metano, renda più probabile un ritorno di fiamma di una miscela combustibile comburente realizzata con Idrogeno piuttosto che con Metano, di conseguenza l’inserimento di Idrogeno nella miscela combustibile rende il test dell’apparecchio più provante.

Risulta quindi chiaro che, pur essendo l’Idrogeno puro appartenente al gruppo del Metano, un’apparecchiatura che utilizzi Idrogeno puro come combustibile non può essere testata con i gas di riferimento e limite identificati dalla UNI EN 437 per il gruppo 2H, perché non sarebbero identificativi delle effettive caratteristiche del gas.

In pratica si può dire che l’Idrogeno puro non è normato. Questa considerazione ricade sulla possibilità di portare a termine la marcatura CE seguendo il percorso semplificato tracciato dall’utilizzo di normativa armonizzata. Tutte le norme armonizzate relative agli apparecchi di

cottura per ambito domestico (nonché ai dispositivi di sicurezza e controllo in essi integrati) fanno riferimento ai gas identificati nella UNI EN 437. Di conseguenza, non è possibile ottenere la presunzione di conformità ai requisiti essenziali della Direttiva semplicemente seguendo puntualmente la specifica norma armonizzata.

Ai fini della marcatura CE queste notazioni ci conducono al caso in cui il prodotto da marcare non rientri nel campo di applicazione di nessuna norma armonizzata. *Il percorso logico che si è deciso di seguire per l'ottenimento della marcatura CE è il seguente: si vuole provare che il prodotto è conforme ai requisiti di sicurezza imposti dalla Direttiva Gas, utilizzando le norme armonizzate relative ai classici apparecchi di cottura (e dispositivi in essi integrati) come norme di buona tecnica, variando i gas di test in funzione dell'uso di Idrogeno puro come gas di riferimento e ricercando quindi delle condizioni peggiorative per le prove prescritte.* Ovviamente la scelta dei gas di test viene fatta in accordo con l'Ente Terzo certificatore. Seguire questa procedura comporta anche la redazione di una relazione tecnica approfondita, nella quale descrivere tutte le soluzioni adottate.

Ulteriore importante definizione fornita dalla EN 437 riguarda le Pressioni di test e le Categorie di dispositivi.

Per quanto riguarda le pressioni viene fornito un valore nominale, un valore minimo ed un massimo per ogni Famiglia e Gruppo di gas. La pressione nominale è indicativa dell'effettiva pressione di alimentazione degli apparecchi nel loro uso normale. Per il Gruppo 2H, la pressione nominale è 20 mbar, effettiva pressione di fornitura del metano domestico dalla rete di distribuzione Italiana. Le pressioni limite minima e massima sono 17 e 25 mbar rispettivamente. Identificano condizioni limite di pressione ridotta (e quindi velocità d'uscita del gas e potenza termica ridotta), o maggiorata (con flusso di gas e potenza termica superiori al valore di progetto).

I dispositivi vengono classificati in base al gas e alle pressioni per i quali sono progettati, nelle seguenti categorie:

1. **Categoria I** : apparecchi progettati per bruciare gas di una famiglia o di un singolo gruppo. Ad esempio, un'apparecchiatura progettata per bruciare solo gas del gruppo H della seconda famiglia alla pressione di alimentazione prescritta, sarà di Categoria I_{2H}.
2. **Categoria II** : apparecchi progettati per bruciare gas di due famiglie (es. I_{2H3P}, seconda famiglia gruppo H e terza famiglia gruppo P).
3. **Categoria III** : apparecchi progettati per bruciare gas di tre famiglie; generalmente non in uso.

Nel nostro caso, data la particolarità del gas, l'apparecchio è progettato per bruciare un solo tipo di gas, quindi ricade nella Categoria I. Introdotte le definizioni principali, si possono trattare approfonditamente le norme armonizzate di riferimento per il lavoro di sviluppo di un piano cottura.

3.2.2 - UNI EN 30 – Apparecchi di cottura a gas per uso domestico

La UNI EN 30 è la norma che stabilisce le caratteristiche costruttive e prestazionali per gli apparecchi di cottura per uso domestico alimentati da combustibili gassosi, nonché i metodi di prova per verificarne la sicurezza. E' composta da 5 parti:

- Parte 1-1: Sicurezza – Generalità.
- Parte 1-2: Sicurezza - Apparecchi con forni a convezione forzata, con o senza grill.
- Parte 1-3: Sicurezza - Apparecchi con piano di cottura di vetro-ceramica.
- Parte 1-4: Sicurezza - Apparecchi equipaggiati con uno o più bruciatori con un sistema automatico di comando per bruciatori.
- Parte 2-1: Utilizzazione razionale dell'energia – Generalità.

Le parti importanti sono le 1-1 e 2-1, in quanto le altre trattano aspetti specifici di apparecchiature con caratteristiche differenti dai classici piani cottura in metallo ad accensione manuale, ai quali si è deciso di riferirsi.

3.2.2.1 UNI EN 30 -1-1 Sicurezza – Generalità

I primi paragrafi delle norme armonizzate sono molto importanti perché definiscono inclusioni ed esclusioni dal campo di applicazione delle norme stesse. Nel caso di questo standard vengono inizialmente definite tutte le Classi di apparecchiatura alle quali la norma è applicabile:

- **Classe 1** : Apparecchio “Freestanding” (installazione libera, Figura 3.1).
- **Classe 2** : Apparecchio realizzati per l'installazione tra due unità di cucina. Questi apparecchi sono divisi in due sottoclassi.
 - **Classe 2 - sottoclasse 1**: Apparecchio realizzato in un'unità completa, ma anche in grado di essere installati in modo che le pareti laterali siano accessibili.
 - **Classe 2 - sottoclasse 2**: Apparecchio costituito da uno o più forni o forno/grill, posti sotto il piano di lavoro ed, eventualmente, da un piano di cottura incorporato nel piano di lavoro.
- **Classe 3** : Apparecchio realizzato per l'installazione ad incasso in una unità di cucina o piano di lavoro.

Si è deciso di concerto con l'azienda di sviluppare un piano cottura da incasso indipendente (Classe 3, punto 1, in Figura 3.1). Tale scelta nasce in primo luogo da considerazioni di tipo energetico relative all'installazione domestica del sistema di produzione, stoccaggio, e combustione dell'Idrogeno. E' chiaro che, in una logica Off-Grid nella quale l'Idrogeno viene prodotto utilizzando il surplus energetico rinnovabile rispetto ai fabbisogni istantanei, la disponibilità di combustibile dipende dal dimensionamento dell'Impianto rinnovabile (Fotovoltaico, Eolico), dalla disponibilità di fonte primaria, dalla taglia dell'Elettrolizzatore impiegato, dalla capacità di accumulo, e dal profilo di carico elettrico dell'utenza. In generale, a meno di sovradimensionamenti degli impianti di conversione energetica e degli accumuli, considerata anche la ridotta densità energetica dell'Idrogeno, l'unica sorgente di energia termica alimentabile ad Idrogeno (garantendo una sufficiente autonomia) sarà il piano cottura.

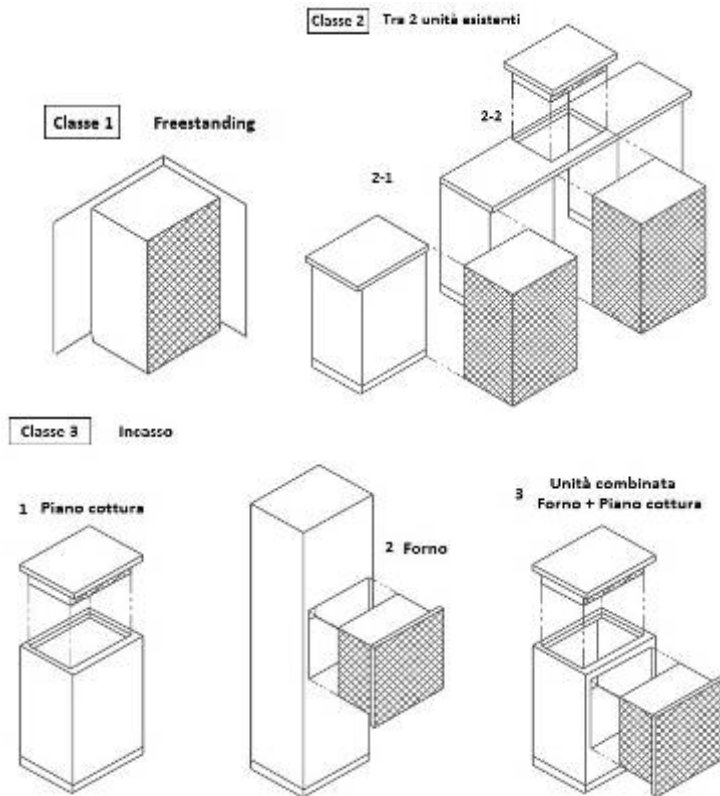


Figura 3.1 - Classi di apparecchi secondo UNI EN 30-1-1

Come detto, l'autonomia del sistema Idrogeno-domestico è correlata ai parametri di progetto dell'impianto, e quindi dovrebbe essere definita nel singolo progetto, esulando da quello che è il processo di realizzazione e certificazione del piano cottura. Inoltre, in caso si voglia realizzare un apparecchio di Classe 3 tipo 3, cioè un'unità combinata (forno + piano cottura) alimentabile completamente ad Idrogeno, dovrebbe essere sviluppato anche il forno alimentabile con tale gas, cosa che non rientra in questo progetto.

La scelta di realizzare un piano cottura indipendente ci consente inoltre di semplificare le procedure di accertamento della sicurezza dell'apparecchio, eliminando tutti i test dettati dalla UNI EN 30-1-1 che riguardano le interazioni tra il piano cottura ed il forno incassato sottostante.

Per questi motivi, ai fini normativi si definisce l'apparecchio come in Classe 3, "Independent hotplate".

Tra le varie esclusioni alla UNI EN 30-1-1 è importante sottolineare che non rientrano nello scopo di tale norma gli apparecchi alimentati a pressioni superiori a quelle definite al punto 7.1.2 della norma stessa. Vengono definite le pressioni nominali e di test in funzione della Famiglia alla quale appartiene il gas in oggetto. *Come mostrato in paragrafo 3.2.1, la pressione nominale per un gas appartenente alla Famiglia 2 Gruppo H, è 20 mbar.*

Sebbene si sia evidenziata l'impossibilità di usare in modo classico la normativa armonizzata ai fini della marcatura CE, a causa dell'assenza dell'Idrogeno puro tra i gas normati nella UNI EN 437, si è comunque deciso di utilizzare tale pressione come valore di progetto per il nostro apparecchio. Questo perché la classificazione secondo l'Indice di Wobbe indica

l'intercambiabilità di due combustibili in termini di energia termica sviluppata da una determinata portata volumetrica, e di conseguenza, a parità di pressione di alimentazione del bruciatore e di dimensioni dell'iniettore, l'energia termica sviluppata dalla combustione sarà simile. Stabilendo l'utilizzo della stessa pressione di alimentazione del Metano possiamo avere una simile dimensione globale degli iniettori; allo stesso modo il carico termico globale sulle porte d'uscita. Ovviamente tale parametro non fornisce alcuna indicazione riguardo alla sicurezza nell'utilizzo dei diversi gas appartenenti alla stessa famiglia, che deve essere trattata in relazione alle singole caratteristiche della combustione.

Il nucleo della norma risiede nei Capitoli 5, 6, e 7, dove vengono definiti rispettivamente i Requisiti costruttivi, i Requisiti prestazionali, ed i Metodi di test per la verifica di tali requisiti.

Si riportano di seguito i principali requisiti ritenuti applicabili al piano cottura sviluppato, facendo riferimento ai punti della normativa.

Tabella 3.4 - Analisi requisiti costruttivi da UNI EN 30-1-1

| Requisiti Costruttivi | |
|------------------------------|--|
| 5.1 | Generale |
| | Materiali |
| 5.1.2.1 | Utilizzo di materiale che non contaminino il cibo con cui viene in contatto. |
| | Spessori e qualità dei materiali tali da non alterare le performance nel tempo. |
| | Gli spigoli accessibili non devono essere taglienti. |
| | Sigillanti per giunzioni filettate nelle parti trasportanti gas devono rispondere ai requisiti della EN 751-1 o EN 751-2. |
| | Facilità di pulizia e manutenzione |
| 5.1.3 | Ogni parte che debba essere pulita deve essere accessibile senza rimuovere il dispositivo e senza uso di attrezzi. |
| | Resistenza |
| 5.1.4.1 | Nel normale utilizzo non si verificano spostamenti, distorsioni, deterioramento di parti. |
| | Solidità del circuito del gas |
| 5.1.5 | Fori per viti o perni di fissaggio destinati al montaggio di componenti non possono essere realizzati nel circuito del gas. |
| | L'uso di sigillanti per filettature è permesso nelle parti da non rimuovere nella normale manutenzione. |
| | Connessioni |
| 5.1.6.2 | L'estremità d'ingresso del gas deve avere una filettatura conforme a EN 10226-1, EN 10226-2 (giunzioni filettate a tenuta sul filetto) o EN 228 (giunzioni filettate non a tenuta sul filetto). |
| | Stabilità dell'apparecchio |
| 5.1.8 | Posizionamento corretto e sicuro dopo l'installazione. |
| | Componenti aggiuntivi |
| 5.1.9 | Specificare nelle istruzioni tecniche i dispositivi per l'evacuazione dei prodotti di combustione da installare. |
| 5.2 | Requisiti speciali |
| | Rubinetti |
| 5.2.1 | Rubinetto di apertura, chiusura e regolazione: se il rubinetto manuale rientra nel campo di applicazione della EN 1106, il numero di operazioni garantito deve essere almeno 40000 per i rubinetti da piano cottura. |
| | Manopole di controllo |
| 5.2.2 | Identificazione con appositi simboli delle posizioni di apertura, chiusura e potenza ridotta. |
| | Dispositivo termoelettrico di supervisione della fiamma (Flame Supervision Device, FSD) |

| | |
|---|--|
| 5.2.6 | Deve rispondere ai requisiti della EN 125 |
| Requisiti generali di un piano cottura | |
| 5.2.8.1 | Adeguate numero di punti di appoggio per le pentole, che devono rimanere stabili sui supporti anche in caso di decentramento del carico. |
| | Possibili versamenti dalle pentole non devono influenzare il funzionamento del bruciatore. |
| Bruciatori da piano cottura | |
| 5.2.8.2.1 | Bruciatore deve essere montato in modo che non possa essere spostato accidentalmente dalla sua corretta posizione. |
| | Parti del bruciatore che si sporcano durante l'uso devono essere semplici da rimuovere e pulire. |
| 5.2.8.3 | Sono consentiti supporti removibili per piccole pentole, e devono essere stabili sulla griglia principale di supporto del piano cottura. |
| Accumulo di gas incombusto negli spazi interni in cui viene installato | |
| 5.2.12.1 | Deve essere presente un mezzo per prevenire accumuli di gas nello spazio dove viene installato l'apparecchio, a seguito di rilascio di gas incombusto. Se tale dispositivo è un "Flame Supervision Device", deve rispettare i punti 5.2.6 e 5.2.12.2.2 della norma. |
| 5.2.12.2.2.1 | Possibili modi operativi del FSD: nel nostro caso "dispositivo che richiede l'intervento continuo manuale per breve periodo per aprire l'accesso di gas" |
| 5.2.12.2.4 | Se non è presente un dispositivo di re-ignizione automatica, nelle istruzioni deve essere riportata la seguente frase "In caso il bruciatore venga accidentalmente spento, chiudere il rubinetto di controllo e non provare a riaccendere il bruciatore per almeno 1 minuto" |

Tabella 3.5 - Requisiti prestazionali da UNI EN 30-1-1

| Requisiti prestazionali | |
|--|---|
| 6.1 | Generale |
| Solidità | |
| 6.1.1 | Le fughe evidenziate nel test indicato al 7.3.1.1 non devono superare gli 0.10 dm ³ /h. |
| Potenza termica nominale e ridotta | |
| 6.1.2.1 | Nel test 7.3.1.2.1 i bruciatori devono dare la potenza nominale (Q _N) definita dal produttore, con le seguenti tolleranze: - se Q _N < 2,25 kW, ±8%; - se 2.25 < Q _N < 3.6 kW, ±0.177kW; - se Q _N > 3.6 kW, ±5%; - tolleranza estesa a ±10% per iniettori con diametro tra 0.3 - 0.5 mm; - tolleranza estesa a ±20% per iniettori con diametro ≤ 0.3 mm; |
| 6.1.2.2 | Nel test 7.3.1.2.2 non deve essere superata la potenza ridotta dichiarata dal produttore. La portata ridotta può essere fissata con orifizio calibrato o aggiustabile |
| Dispositivo termoelettrico di supervisione della fiamma (Flame Supervision Device, FSD) | |
| 6.1.3 | Nelle condizioni di test 7.3.1.3 l' <i>opening time</i> ² deve essere < 10 s |
| | Nelle condizioni di test 7.3.1.3 l' <i>extinction delay time</i> ³ deve essere inferiore a 60 s se situato il piano è situato in un compartimento e 90 s altrimenti. |

² Opening time: tempo che intercorre tra l'accensione della fiamma sorvegliata e il momento in cui l'effetto di questa fiamma è sufficiente a mantenere aperto il dispositivo di intercettazione.

³ Extinction delay time: tempo che intercorre tra l'estinzione della fiamma sorvegliata e la chiusura dell'alimentazione del gas controllata dal dispositivo di supervisione della fiamma.

| Resistenza al surriscaldamento | |
|--|--|
| 6.1.4.1 | Dopo il test di surriscaldamento 7.3.1.4.1 non devono essere rilevati deterioramenti che possano compromettere le performance dell'apparecchio. |
| Fughe di gas incombusto | |
| 6.1.4.2.1 | Se un bruciatore composto di più parti, operante nelle condizioni di test 7.3.1.4.2.1, non devono esserci fughe di quantità infiammabili di combustibile dalle giunzioni. |
| 6.1.4.2.2 | Se un bruciatore opera nelle condizioni di test 7.3.1.4.2.1, non devono esserci pericolosi accumuli di gas incombusto all'interno del dispositivo. |
| Funzionamento sicuro a pressione ridotta | |
| 6.1.4.3 | Dispositivi operanti con gas di famiglia 2H, 2E devono operare bene a pressione ridotta al 70% della nominale (nel nostro caso 14 mbar). Verificato se nelle condizioni di test 7.3.1.4.3 le fiamma non si estingue o se il gas non è interrotto dal FSD. |
| Riscaldamento delle parti dell'apparecchio - generale | |
| 6.1.5.1.1.1 | Nelle condizioni di test 7.3.1.5.2.3, test no.1a la temperatura delle parti del fronte e lati accidentalmente toccabili dall'utenza, non devono superare la Temperatura ambiente di : - 60 K , se in metallo o metallo verniciato; - 65 K, se in metallo smaltato; - 80 K, se in vetro o ceramica; - 100 K, se in plastica; Questo requisito non si applica a quelle parti del fronte o dei lati che: - non sono accessibili con una sonda di 75 mm di diametro, avente estremità emisferica; - sono meno di 25 mm più in basso rispetto al livello del bruciatore di un piano cottura, esclusi i supporti per le pentole, o che sono sopra il livello del piano cottura. |
| Riscaldamento delle parti dell'apparecchio – componenti ausiliari, supporti e superfici adiacenti | |
| 6.1.5.1.5 | Nelle condizioni di test 7.3.1.5.2.3 test n°2 e 3 non si devono superare le temperature specificate dal produttore degli <i>elementi ausiliari</i> ⁴ |
| 6.1.5.1.6 | Nelle condizioni di test 7.3.1.5.2.3, test n°2 e 3 la temperatura delle parti manipolate nel normale uso (Manopole), nelle zone di contatto, non deve superare la Temperatura ambiente di: - 35K, se in metallo o metallo verniciato; - 45 K, se in vetro o ceramica; - 60 K, se in plastica; |
| 6.1.5.2 | Nelle condizioni di test 7.3.1.5.2.3, test n°2 e 3 la temperatura del supporto di legno, dei pannelli vicini, e delle pareti dell'unità dove viene installato il piano cottura non deve superare di più di 65K la Temperatura ambiente. |
| 6.2 | <i>Requisiti speciali per i piani cottura</i> |
| Ignizione, propagazione della fiamma e stabilità di fiamma | |
| 6.2.1.1 | Quando bruciatore viene acceso secondo 7.3.2.1, ignizione e propagazione fiamma devono avvenire dolcemente entro 5 secondi da quando il controllo del flusso è stato |

⁴ tutti i comandi e dispositivi che possono influenzare la sicurezza di funzionamento dell'apparecchio a gas (rubinetti, regolatori di pressione, FSD, termostati)

| | |
|--------------------|--|
| | portato nella posizione di massima apertura. |
| Combustione | |
| 6.2.2 | Nelle condizioni di test 7.3.2.4.1, la concentrazione di CO nei prodotti di combustione non deve superare: - 0.10% per il test 1; - 0.15% per il test 2, 3 e 6 se applicabile; - 0.20% per il test 4 e 6 se applicabile |

E' fondamentale evidenziare alcuni aspetti relativi ai requisiti mostrati nelle Tabelle 3.4 e 3.5.

Nei punti relativi ai componenti del piano cottura che non siano la struttura esterna o il bruciatore (FSD, Rubinetto, Giunzioni filettate, ecc.) sono richiamate normative armonizzate specifiche: in questo modo si rimanda alle caratteristiche ed ai requisiti imposti dalle norme dedicate.

Come anticipato dall'analisi proposta al punto 3.1 , tali norme hanno un campo di applicazione limitato ai gas indicati dalla norma UNI EN 437, che non comprende l'Idrogeno puro. Quindi, in termini normativi, un dispositivo ausiliario certificato secondo uno standard specifico che fa riferimento alla norma UNI EN 437, non sarebbe utilizzabile con Idrogeno puro.

Analizzando però le norme specifiche, si nota che l'influenza del tipo di gas sulle richieste prestazionali è solo indiretta. In ogni caso, dato che in questo progetto si è voluto utilizzare componenti ausiliari già presenti sul mercato (tranne che per il bruciatore, progettato ad hoc), questo ha reso necessario valutare anche le norme relative ai singoli componenti, verificando l'impatto dell'uso di Idrogeno puro sulle loro prestazioni.

Il meccanismo di verifica dei requisiti di sicurezza richiesti dalla Direttiva Gas rimane comunque invariato, data l'ipotesi iniziale sull'utilizzo delle norme armonizzate come norme di buona tecnica.

Da notare che nel punto relativo alla limitazione di sostanze nocive presenti tra i prodotti di combustione, viene citato solo il monossido di carbonio (CO). Come noto dalla stechiometria della reazione di combustione dell'Idrogeno, gli unici prodotti della combustione sono acqua ed energia.

Grazie al calore sviluppato dalla combustione in aria si possono però formare anche diversi tipi di sostanze inquinanti, indipendentemente dalla composizione del combustibile: gli ossidi d'azoto di natura termica (NO ed NO₂, genericamente NO_x).

Quando si parla di Ossidi di Azoto quali inquinanti dell'aria atmosferica ci si riferisce spesso agli NO_x formati durante la combustione, che sono la sorgente atmosferica predominante.

Nel caso di combustibili che non contengono Azoto, il meccanismo principale di formazione degli NO_x è quello Termico. Gli NO_x termici derivano dalla dissociazione delle molecole di Azoto atmosferico ad alte temperature. Sebbene l'Azoto molecolare abbia un legame molto stabile, se viene sottoposto alle alte temperature sviluppate nelle zone di fiamma i suoi atomi si possono dissociare. Le molecole di Ossigeno si dissociano a loro volta in atomi individuali, che reagiscono con l'Azoto.

Il monossido d'azoto si forma dalle seguenti reazioni elementari (meccanismo esteso di Zeldovich):





L'Eq. 3.1 è quella che limita lo svilupparsi della catena di reazioni a causa della sua alta energia di attivazione (319050 kJ/mol)[35]. Sono quindi necessarie alte temperature per avere una produzione significativa di NO. Assumendo che le concentrazioni di N_2 , O_2 , O e OH siano al loro valore di equilibrio, che la concentrazione di NO sia molto inferiore del valore all'equilibrio, e che gli atomi di N siano stazionari, si ottiene la seguente espressione per la concentrazione di NO:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_1 \cdot [O]_{eq} \cdot [N_2]_{eq} \quad \text{Eq. 3.4}$$

Dove, il coefficiente k_1 è dato da:

$$k_1 = 1.8 \cdot 10^{11} \cdot \exp\left[\frac{-38370}{T(K)}\right] = \left[\frac{m^3}{kmol \cdot s}\right] \quad \text{Eq. 3.5}$$

Dalle equazioni 3.4 e 3.5 si vede che la formazione di NO termici può essere controllata dalle concentrazioni di O e N_2 , dalla temperatura, e dal tempo di residenza. Quindi, prevenendo la presenza di zone ad alta temperatura, riducendo le zone ricche di ossigeno ad alta temperatura, e riducendo il tempo di esposizione ad alte temperature, si può minimizzare la formazione di NO di natura termica. La formazione di NO viene generalmente trascurata per temperature inferiori ai 1800 K [35,36]. Sopra la soglia dei 2200 K il tasso di produzione di NO termici raddoppia ogni 90K di aumento della temperatura.

Per temperature di fiamma tipiche, in condizioni di equilibrio termodinamico, il rapporto tra NO_2/NO è trascurabilmente piccolo [22]. I modelli cinetici inoltre indicano che la conversione da NO a NO_2 nei comuni bruciatori può essere trascurabile. Nei gas di scarico delle turbine e nei prodotti di combustione dei bruciatori domestici però sono state trovate concentrazioni significative di NO_2 : campionando i gas di scarico di turbine a gas, l' NO_2 è stato rilevato in percentuali dal 15 al 50% rispetto agli ossidi d'azoto totali [34].

Alcuni autori hanno effettuato studi sperimentali e teorici per la verifica delle emissioni nocive da parte di bruciatori da piano cottura domestico. Nell'ambito di uno studio sull'inquinamento dell'aria negli ambienti interni (residenze, uffici, edifici di pubblico accesso), Moschandreas et al. [37] negli anni 80' hanno effettuato prove di combustione in ambiente controllato per la misura delle emissioni di NO, NO_2 , e CO, da piani cottura, forni, caldaie, e sigarette. Sono stati valutati gli effetti di alcuni fattori che influiscono sui tassi di emissione, quali il tipo di apparecchio, il livello di aerazione primaria, e la potenza termica. Considerando come combustibile gas naturale (diverse composizioni testate, comunque con metano presente dall'89% al 94% in volume), ed un'aerazione primaria dei bruciatori pari al 41% dell'aria stechiometrica, sono stati trovati valori delle concentrazioni di NO e NO_2 (corrette alla condizione Air-free) che ricadono nei seguenti range:

$$[NO] = 55.8 - 68.9 \text{ ppm}$$

$$[NO_2] = 16.4 - 25.8 \text{ ppm}$$

Considerando stessi tempi di operatività per i vari test, le emissioni massiche espresse in funzione dell'input energetico del bruciatore ricadono nei range:

[NO] = 15.5 – 19.9 µg/KJ

[NO₂] = 16.4 – 25.8 µg/KJ

E' stato inoltre mostrato l'andamento delle emissioni nel tempo, evidenziando il raggiungimento dei valori di equilibrio delle concentrazioni dopo circa 10 minuti di operatività (Figura 3.2)

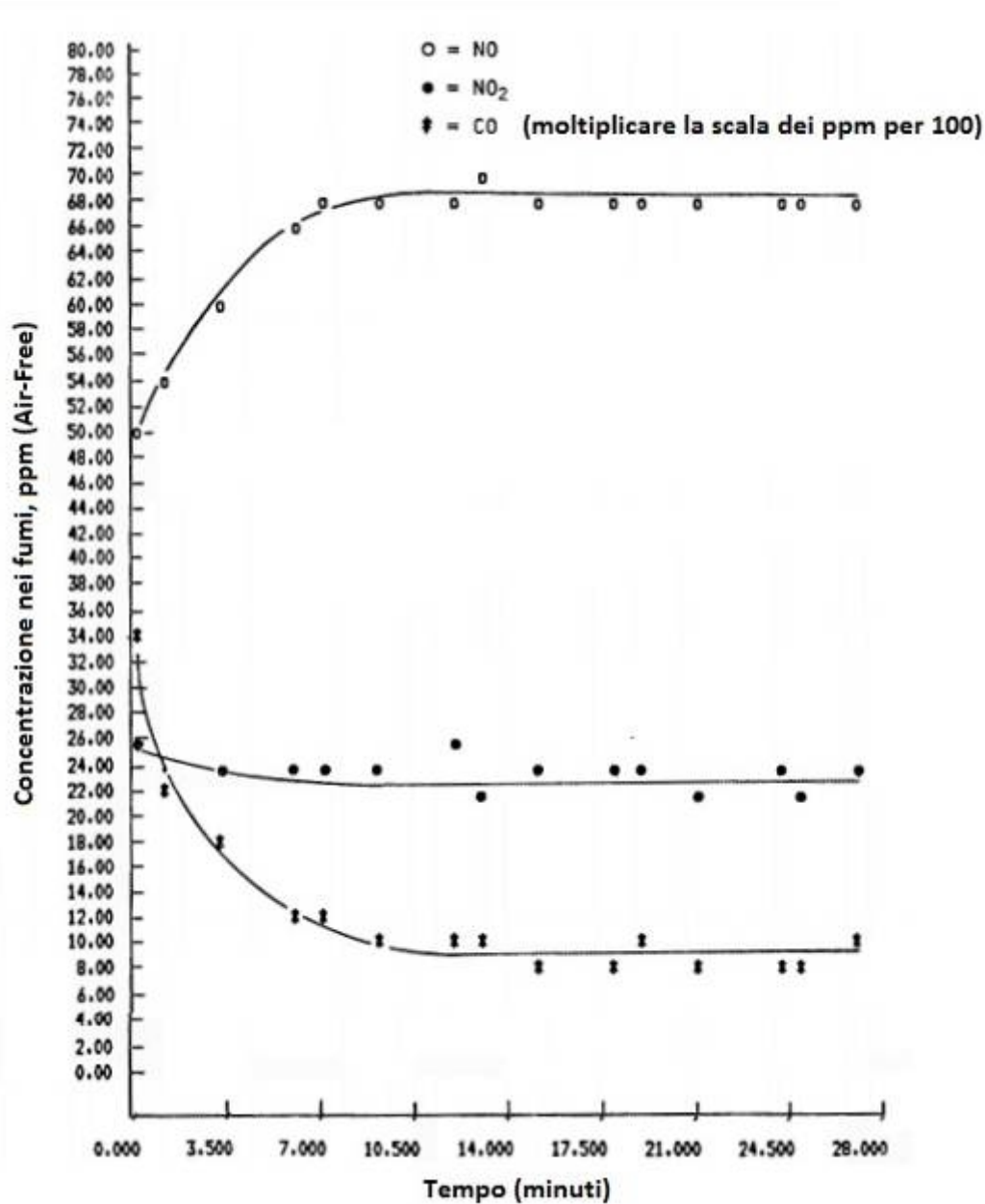


Figura 3.2 – esempio di risposta transitoria delle emissioni da un bruciatore da piano cottura.

I valori rilevati nel lavoro di Spiecer et al. [38] sono in accordo con quanto già riportato. Sono mostrati dei range più ampi al variare del tipo di bruciatore: il fattore di emissione di Ossidi d'Azoto totali ricade nel range 1.5 – 35.9 µg/KJ.

Come mostrato nel capitolo 1, l'Idrogeno ha una temperatura adiabatica di fiamma simile a quella del metano (160 K superiore). Il problema teorico della produzione di ossidi d'azoto per via termica può essere affrontato negli stessi termini, ma il valore atteso per le emissioni di NOx da combustione ideale di Idrogeno è superiore (più che doppio). Le condizioni di combustione

reali influenzano poi la temperatura effettivamente sviluppata (dispersioni termiche di varia natura possono ridurre la temperatura della fiamma).

Da sottolineare che la temperatura di fiamma reale dipende da molti fattori inerenti alla conformazione dei bruciatori e alla natura della fiamma (diffusiva, parzialmente premiscelata, premiscelazione stechiometrica). Idealmente, la temperatura della fiamma (e di conseguenza la produzione di NOx) in un sistema premiscelato in equilibrio dovrebbe avere un picco in corrispondenza delle condizioni stechiometriche, e diminuire in condizioni di miscela ricca o povera. In realtà, a causa degli effetti cinetici (non-equilibrio), il picco si trova spostato verso le miscele povere, rispetto alla condizione stechiometrica. Nel caso di una fiamma diffusiva, in cui il combustibile diffonde nel comburente all'interno di un ambiente chiuso di grandi dimensioni, il rapporto combustibile/comburente teorico molto basso porterebbe ad un calcolo della temperatura di fiamma come se fossimo in presenza di una miscela molto povera. La massima temperatura raggiunta in una fiamma diffusiva però equivale alle temperatura di una fiamma premiscelata stechiometrica [25], sebbene la diffusione in una grande quantità di comburente possa diluire i prodotti di combustione fino al raggiungimento del valore teorico di equilibrio. Le reazioni di riduzione dei NO sono così lente che nella maggior parte dei sistemi reali l'ammontare di NO formati in fiamme diffusive non è influenzato dal susseguente crollo delle temperature causato dalla diluizione delle specie.

La temperatura di fiamma reale dipende inoltre dai fenomeni di scambio termico con gli elementi circostanti. La dispersione di calore verso il corpo del bruciatore, ad esempio, contribuisce a diminuire la temperatura di fiamma, e di conseguenza la produzione di NOx termici.

Fatta questa premessa, torniamo agli aspetti normativi relativi alle emissioni nocive. Fino alla versione del 2011, nella UNI EN 30-1-1 non veniva fatto alcun riferimento alle emissioni di Ossidi di Azoto dai bruciatori in ambito domestico. Non era chiaro se tale mancanza fosse dovuta a scarsa considerazione del fenomeno o a valutazioni che lo facessero considerare trascurabile. Nel corso degli ultimi anni evidentemente tale argomento è stato discusso, e nella versione aggiornata del Marzo 2013 è stata inserita la seguente frase:

“Prescrizioni relative alle emissioni di NOx non sono menzionate nella presente Norma Europea; tenendo conto del tipo di uso degli apparecchi e delle basse emissioni, il contributo all'inquinamento ambientale è trascurabile.”

Questa considerazione eliminerebbe qualsiasi necessità di controllo delle emissioni di NOx da piano cottura a fini certificativi. Tuttavia, nel nostro caso, le emissioni di NO sono comunque state verificate, e la progettazione del bruciatore è stata condotta considerando anche questo aspetto.

3.2.2.2 UNI EN 30-2-1 : Utilizzazione razionale dell'energia - Generalità

La parte 2 della norma UNI EN 30 specifica i requisiti ed i metodi di prova per l'utilizzazione razionale dell'energia degli apparecchi di cottura per uso domestico. Definisce il rendimento termico minimo dei bruciatori da piano cottura al 52%.

Il test per la verifica dell'efficienza termica di un bruciatore consiste nel controllo del tempo necessario per innalzare la temperatura dell'acqua presente in una pentola posta sopra il bruciatore dai 20°C ai 90°C. Nota la portata di combustibile utilizzata nel tempo misurato, è possibile determinare l'efficienza come il rapporto tra il calore assorbito dal carico ed il calore rilasciato dalla combustione. L'efficienza termica risulta così espressa dalla seguente equazione:

$$\eta = \frac{M_E \cdot C_p \cdot \Delta T}{V_C \cdot H_s} \quad \text{Eq.3.6}$$

Dove : M_E = massa equivalente del recipiente riempito = $M_{E1} + 0.213 M_{E2}$
 M_{E1} = massa di acqua utilizzata nel recipiente, [kg];
 M_{E2} = massa corrispondente al recipiente con il coperchio, [kg];
 V_C = volume di gas misurato, [Nm³];
 H_s = potere calorifico superiore del gas, [MJ/Nm³];
 C_p = calore specifico dell'acqua, [kJ/kgK].

Data l'influenza dei recipienti di prova sull'efficienza finale misurata, questi devono essere di alluminio, con base opaca, pareti lucide, senza impugnatura, conformi alle caratteristiche dimensionali imposte dalla norma in funzione della potenza nominale del bruciatore.

Tabella 3.6 - Diametro del recipiente di prova e massa di acqua secondo la portata termica nominale del bruciatore, da UNI EN 30-2-1.

| Potenza termica nominale del bruciatore | Diametro interno recipiente di prova | Massa d'acqua da utilizzare |
|--|---|------------------------------------|
| [kW] | [mm] | [kg] |
| tra 1.16 e 1.64 compresi | 220 | 3.7 |
| tra 1.65 e 1.98 compresi | 240 | 4.8 |
| tra 1.99 e 2.36 compresi | 260 | 6.1 |
| tra 2.37 e 4.2 compresi | 260 [con regolazione della portata termica del bruciatore a 2.36 kW ± 2%, utilizzando il metodo indicato nel punto 7.3.1.2.1.1 a) della EN 30-1-1:1998] | 6.1 |
| maggiore di 4.2 | 300 [con regolazione della portata termica del bruciatore a 4.2 kW ± 2%, utilizzando il metodo indicato nel punto 7.3.1.2.1.1 a) della EN 30-1-1:1998] | 9.4 |

3.2.3 - Norme specifiche per i componenti ausiliari

I requisiti di sicurezza, di fabbricazione e prestazionali per i dispositivi di sicurezza, di controllo o di regolazione per apparecchi a gas, sono definiti in primo luogo in 2 norme generiche di base:

- UNI EN 13611 - Requisiti di sicurezza e controllo per bruciatori a gas ed apparecchi a gas.
- UNI EN 14459 - Funzioni di comando di sistemi elettronici per bruciatori a gas e apparecchi a gas - Metodi di classificazione e di valutazione.

A tali norme generiche fanno riferimento tutte le norme armonizzate relative alle specifiche funzioni di sicurezza. Le norme relative ai dispositivi di sicurezza e controllo che vengono

richiamate nella norma UNI EN 30-1-1 e che sono inerenti allo sviluppo di prodotto proposto, sono le seguenti:

- 1) UNI EN 125 : Dispositivi di sorveglianza di fiamma per apparecchi utilizzatori a gas - Dispositivi termoelettrici di sicurezza all'accensione e allo spegnimento;
- 2) UNI EN 1106 : Rubinetti a comando manuale per apparecchi a gas;
- 3) UNI EN 88-1: Regolatori di pressione e dispositivi di sicurezza associata per apparecchi utilizzatori a gas;

Infine, la UNI EN 126 riguarda i sistemi multifunzione, dove sono presenti tecnologie relative a più funzioni. Ogni dispositivo integrato nel "MultiFunctional Control" deve soddisfare i requisiti definiti dalla norma relativa al controllo specifico. La UNI EN 126 copre i requisiti per le interazioni tra i diversi dispositivi legate alla sicurezza. La struttura degli standard relativi ai componenti di sicurezza e controllo è descritta in Figura 3.3, evidenziando le norme considerate nel presente lavoro.

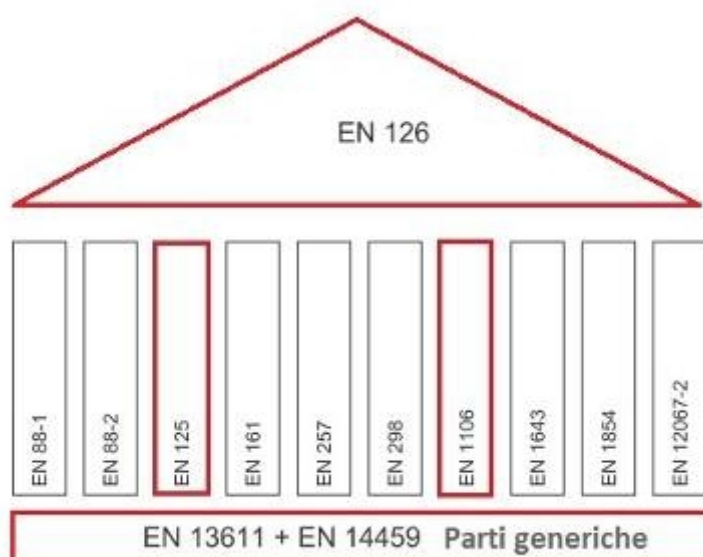


Figura 3.3 - Struttura degli standard di sicurezza e controllo per apparecchi di combustione.

La UNI EN 88-1 non è stata considerata nell'analisi normativa, data la scelta di realizzare un piano cottura di Classe 3 Categoria I_{2H}, per la quale la presenza di un regolatore di pressione è proibita. La pressione di progetto deve essere garantita alla connessione di ingresso dell'apparecchio dall'impianto esterno, che non fa capo al piano cottura da incasso. Sono invece state analizzate le norme UNI EN 125, UNI EN 1106 ed UNI EN 126, in relazione alle performance di tenuta del rubinetto da impiegare nel piano cottura e del suo sistema di supervisione di fiamma.

Come ampiamente anticipato nei precedenti paragrafi, le norme relative ai componenti ausiliari di sicurezza e controllo includono nel loro scopo dispositivi alimentati con uno o più gas indicati nella norma UNI EN 437, che non comprende l'idrogeno puro. Si rende necessaria una valutazione delle eventuali problematiche che possono insorgere utilizzando con idrogeno puro un dispositivo di controllo e sicurezza (rubinetto con dispositivo di sicurezza termoelettrico) che

abbia ottenuto la marcatura CE nel rispetto delle norme UNI EN 1106, UNI EN 125, e UNI EN 126.

Dati per soddisfatti i requisiti di resistenza strutturale, che sono indipendenti dal tipo di gas, e scelto un dispositivo realizzato in materiali compatibili con il gas utilizzato, il parametro prestazionale che più può essere influenzato dall'uso con Idrogeno puro è la tenuta rispetto alle fughe.

L'Idrogeno, grazie alle piccole dimensioni della sua molecola, è il gas che manifesta la più alta propensione alla fuga. A livello normativo però, il tema della tenuta dei componenti in relazione all'utilizzo di Idrogeno non è completamente nuovo. Questo perché analizzando la UNI EN 437, è possibile verificare che il gas di riferimento per i combustibili gassosi della prima famiglia è il G110, miscela con la seguente composizione: 26% CH₄, 50% H₂, 24% N₂. I gas della prima famiglia sono rappresentativi dei cosiddetti "Gas di città". Se poi si considerano i "Gas Limite" per tale famiglia (utilizzati nei test per simulare condizioni estreme dal punto di vista della sicurezza), si nota come il gas utilizzato per i test di ritorno di fiamma è una miscela con contenuto di Idrogeno maggiorato fino al 59%. Questo significa che un rubinetto con dispositivo di sicurezza termoelettrico certificato e marcato CE per l'uso con gas della I, II, e III famiglia soddisfa sicuramente i requisiti di tenuta e compatibilità dei materiali per miscele comprendenti fino al 50% di Idrogeno.

In generale le norme UNI EN 1106, UNI EN 125 e UNI EN 126 fanno riferimento ai metodi di prova della norma base UNI EN 13611, e richiedono la verifica della tenuta Interna ed Esterna. Per tenuta esterna si intende la capacità di evitare fughe da un componente trasportante gas verso l'atmosfera esterna al dispositivo. Nella UNI EN 126 si rimanda al test indicato nel punto 7.3.2 della UNI EN 13611, esattamente come nella UNI EN 125. Ci sono però diversi limiti di tassi di fuga consentiti, confrontabili dalle Tabelle 3.7, 3.8, 3.9 in funzione del diametro nominale dell'ingresso al dispositivo. La UNI EN 1106 invece fa completamente riferimento alla UNI EN 13611, sia per la tipologia di test che per i limiti alle fughe esterne ed interne. Nella UNI EN 125 sono individuate diverse condizioni di operatività da verificare, dato che tale norma riguarda nello specifico il dispositivo di sicurezza termoelettrico integrato nei rubinetti da piano cottura. Il dispositivo termoelettrico infatti può essere:

- energizzato : mantiene aperto il rubinetto senza intervento manuale dell'operatore;
- de-energizzato : chiude il rubinetto se viene meno la pressione esercitata dall'operatore.

Per tenuta interna si intende la capacità dell'elemento di chiusura di evitare il passaggio di gas da un lato all'altro, o verso l'uscita del dispositivo. Nella UNI EN 125 le modalità di test di tenuta interna proposti dalla UNI EN 13611 sono completamente modificate.

Per le diverse modalità di test eseguiti si rimanda al Capitolo 4.2. Dal punto di vista concettuale è però fondamentale sottolineare che tutti i test di tenuta prevedono la pressurizzazione del dispositivo con **aria**, e non con i diversi gas potenzialmente utilizzabili. In particolare nella UNI EN 13611 viene definita univocamente una pressione di prova pari a 150 mbar. Ne consegue che l'ente normatore ha stimato che la tenuta dei dispositivi sottoposti a pressione di 150 mbar è un diretto indicatore della tenuta nelle condizioni operative, quando cioè siano sottoposti alle pressioni nominali con i gas normati.

In questa logica, si è deciso di effettuare le prove di tenuta proposte dalle norme, sia utilizzando aria a pressioni doppie rispetto a quelle normate, sia utilizzando Idrogeno puro.

Tabella 3.7 – Tassi di fuga massimi secondo UNI EN 13611.

| Taglia nominale ingresso | Massimo tasso di fuga [cm³/h di aria] | |
|---------------------------------|---|-----------------------|
| | DN | Tenuta Interna |
| DN < 10 | 20 | 20 |
| 10 ≤ DN ≤ 25 | 40 | 40 |
| 25 < DN ≤ 80 | 60 | 60 |
| 80 < DN ≤ 150 | 100 | 60 |
| 150 < DN < 250 | 150 | 60 |

Tabella 3.8 – Tassi di fuga massimi secondo UNI EN 126.

| Taglia nominale ingresso | Massimo Tasso di fuga esterno [cm³/h di aria] |
|---------------------------------|---|
| DN < 10 | 60 |
| 10 ≤ DN | 120 |

Tabella 3.9 – Tassi di fuga secondo UNI EN 125.

| Taglia nominale della connessione di ingresso | Massimo tasso di fuga [cm³/h di aria] | | | |
|--|---|----------------------------|--|-------------------------------|
| | Tenuta Interna | | Tenuta esterna | |
| DN | Posizione chiusa (de-energizzato) | Posizione ignizione | Posizione operativa e chiusa (de-energizzato) | Posizione di ignizione |
| DN < 10 | 20 | 5000 | 20 | 170 |
| 10 ≤ DN ≤ 25 | 40 | | 40 | 190 |
| 25 < DN ≤ 50 | 60 | | 60 | 210 |

4 - Scelte progettuali

In questo Capitolo verranno descritte le scelte effettuate in fase di dimensionamento del sistema. Valutazioni approfondite hanno riguardato due ambiti principali:

- Il progetto di un bruciatore dedicato, che potesse operare in sicurezza con Idrogeno puro e che rispondesse ai requisiti individuati nella fase di analisi normativa. Tale fase ha reso necessarie scelte riguardanti le modalità di combustione, le dimensioni del bruciatore, l'integrazione nel piano cottura, i materiali utilizzati, e le lavorazioni meccaniche necessarie, nell'ottica delle realizzazioni di prototipi dal costo ritenuto congruo con le proiezioni di costo dell'apparecchio finito da inserire sul mercato.
- La scelta e le verifiche relative ai componenti ausiliari da inserire nel piano cottura completo.

4.1 - Bruciatore

Il dimensionamento del bruciatore è stato effettuato di pari passo con i test sui prototipi di volta in volta realizzati. Questo è stato possibile perché le lavorazioni utilizzate hanno consentito la produzione di diverse varianti con costi contenuti.

La prima scelta da fare in merito al progetto del bruciatore riguarda il tipo di combustione che si vuole produrre. Come mostrato nel Capitolo 2 i bruciatori convenzionali da piano cottura realizzano una combustione parzialmente premiscelata, con un'aerazione primaria pari a circa il 50% dell'aria stechiometrica. Le fiamme premiscelate hanno però maggiori problemi di stabilità, correlati principalmente al bilancio cinetico tra il flusso in uscita dalle porte e la velocità di combustione. Data l'elevata velocità di combustione laminare dell'Idrogeno (Figura 1.13) il fenomeno da considerare con più attenzione riguarda il ritorno di fiamma.

Una fiamma diffusiva è intrinsecamente sicura rispetto al ritorno di fiamma. Potrebbero esserci problemi di distacco della fiamma, ma solo con velocità d'uscita del combustibile molto più elevate della velocità di combustione (paragrafo 2.1.2.2). Inoltre, proprio l'elevata velocità di combustione dell'Idrogeno favorisce la stabilità rispetto al distacco della fiamma.

Nel corso del processo di sviluppo del bruciatore sono state dimensionate e testate sia le versioni parzialmente aerata che diffusiva. Per la realizzazione del prototipo da integrare nel piano cottura è stata scelta la configurazione non aerata. Le motivazioni sono riportate di seguito.

Il dimensionamento del bruciatore parzialmente aerato è stato condotto secondo la teoria classica dell'Air entrainment riportata in Paragrafo 2.1.2.1, modificando la forma e le modalità realizzative del sistema di miscelazione. Si è cercato di realizzare una premiscelazione tale da rimanere fuori dal campo di infiammabilità (80% Idrogeno-20% aria in volume, nel tubo di miscelazione), in modo da limitare i rischi di ritorno di fiamma, e da avere comunque degli effetti benefici sull'efficienza del processo di combustione, limitandone la dipendenza dalla miscelazione con aria secondaria. In Figura 4.1 è raffigurato il sistema di premiscelazione testato, poi installato immediatamente prima del bruciatore. Le problematiche individuate sono correlate all'incremento di temperatura a cui è soggetto il bruciatore, a causa dello scambio termico che si verifica con la fiamma: aumenti di temperatura portano

all'ampliamento del campo di infiammabilità, quindi il livello di premiscelazione può non essere costantemente rispettato. Questo anche perchè incrementi della temperatura della miscela a contatto col bruciatore portano ad aumenti di volume del gas e riduzione della densità, con conseguente aumento della resistenza al flusso attraverso le porte del bruciatore, e riduzione del livello di aerazione ottenuto a parità di dimensioni geometriche. Vari test hanno mostrato problemi di innesco della miscela all'interno del tubo di miscelazione nel transitorio iniziale di 4-5 min.

Per questi motivi si è deciso di inserire nel piano cottura un bruciatore non-aerato che rispondesse a tutti i requisiti di sicurezza operativa richiesti e che, a livello costruttivo, fosse basato su criteri di stabilità della combustione applicabili anche a fiamme premiscelate. L'unico elemento che non si considera per la versione non aerata è il sistema di miscelazione, mentre l'iniettore e le porte d'uscita sono pensate in modo da essere applicabili anche ad una futura versione premiscelata (a meno di modifiche dimensionali).

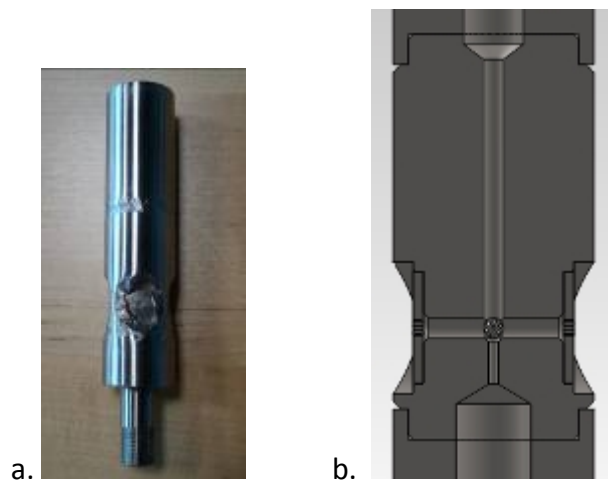


Figura 4.1 – Sistema di premiscelazione : a. prototipo. b. Vista in sezione del Venturi interno.

In Figura 4.2 viene mostrato il design finale del bruciatore, e nei paragrafi successivi si descrivono le scelte effettuate.

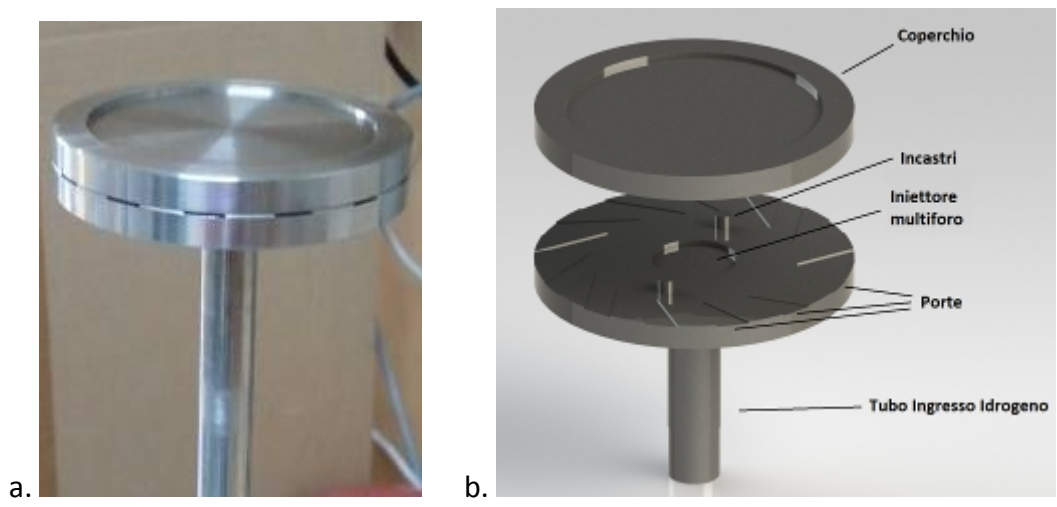


Figura 4.2 – a. Bruciatore reale. B. Esploso bruciatore renderizzato.

4.1.1 - Iniettore e Potenza nominale

Definita una pressione di alimentazione del bruciatore, la dimensione dell'iniettore determina la portata di combustibile, e quindi la potenza nominale. Nell'ottica della realizzazione di un prodotto sicuro a prescindere dal tipo di combustione utilizzata, si è pensato di dimensionare l'iniettore in modo da avere, oltre alla funzione di determinazione della portata, una funzione di sicurezza verso il ritorno di fiamma.

4.1.1.1 Iniettore

Il concetto applicato è quello dello spegnimento della fiamma per asportazione di calore da parte delle pareti solide dell'iniettore, realizzato mediante fori di dimensioni inferiori alla distanza di spegnimento dell'Idrogeno. In Figura 4.3 il dettaglio dell'iniettore multi foro realizzato.

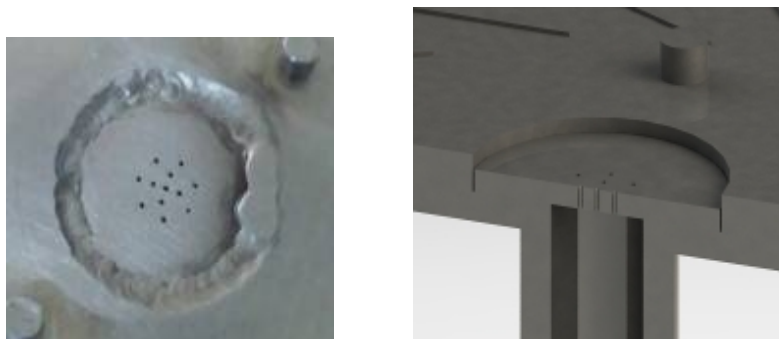


Figura 4.3 – Fori iniettore

Per definire la dimensione dei fori dell'iniettore è necessario fare delle ipotesi riguardo alle condizioni operative.

La distanza di spegnimento per l'Idrogeno in condizioni NTP riportata in molte delle fonti è 0.6 mm [16,18,35]. Nel nostro caso l'interazione del bruciatore con la fiamma causa l'innalzamento della temperatura del corpo del bruciatore stesso, e di conseguenza dei gas incombusti che lo attraversano. E' quindi necessario capire come varia la distanza di spegnimento in funzione di variazioni di temperatura e pressione. Per fare questo si richiama inizialmente la teoria di Williams [25], nella quale si effettua una stima della distanza di spegnimento studiando una fiamma che si propaghi tra 2 piani paralleli (Figura 4.4).

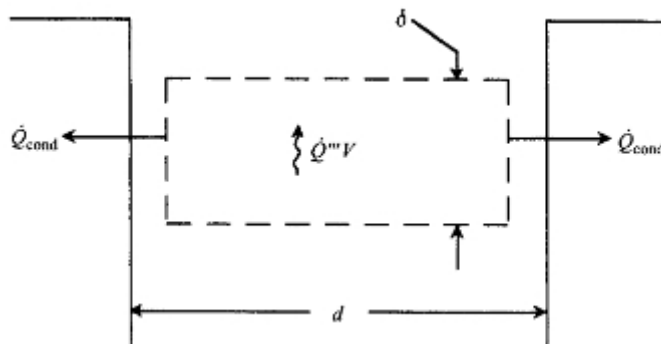


Figura 4.4 – Schematizzazione dello spegnimento della fiamma tra 2 piani paralleli.

Secondo tale teoria lo spegnimento avviene quando il tasso di produzione di energia termica dalle reazioni chimiche di combustione è approssimativamente uguale alle perdite di calore per conduzione verso le pareti che confinano la fiamma.

Matematicamente si può scrivere il bilancio energetico dell'elemento in Figura 4.4, di spessore pari allo spessore della fiamma laminare δ :

$$\dot{Q}''' \cdot V = \dot{Q}_{cond} \tag{Eq. 4.1}$$

$$\dot{Q}''' = -\dot{m}_F''' \cdot \Delta h_c \tag{Eq. 4.2}$$

$$\dot{Q}_{cond} = -\lambda \cdot A \cdot \left. \frac{dT}{dx} \right|_{\substack{NEL \text{ GAS} \\ A \text{ PARETE}}} \tag{Eq. 4.3}$$

Dove : $-\dot{Q}'''$ è la potenza termica rilasciata per unità di volume, correlata in Eq. 4.2 al "Reaction Rate" volumetrico medio \dot{m}_F''' e all'energia di combustione Δh_c ;
 $-\dot{Q}_{cond}$ è la potenza termica dispersa verso le pareti, esprimibile tramite la legge di Fourier in funzione della conducibilità termica del gas λ , dell'area A della parete interessata dallo scambio termico ($2\delta L$, con L che rappresenta l'estensione della porta nella 3^a dimensione), e del gradiente di temperatura valutato nel gas in prossimità della parete.

Il gradiente di temperatura dT/dx viene approssimato al suo limite inferiore assumendo una distribuzione di temperatura lineare dal piano centrale (a temperatura T_b) fino alla parete (a temperatura T_w), e tenendo in considerazione la maggiore entità del valore reale tramite un fattore correttivo b , generalmente maggiore di 2:

$$\left| \frac{dT}{dx} \right| = \frac{T_b - T_w}{d/b} \tag{Eq. 4.4}$$

Utilizzando le Eq. 4.2-4.4, il criterio di spegnimento diviene:

$$d^2 = \frac{2 \cdot \lambda \cdot b \cdot (T_b - T)}{\left(-\dot{m}_F''' \cdot \Delta h_c \right)} \quad \text{Eq. 4.5}$$

Con le seguenti assunzioni:

1. Approssimazione di T_w alla temperatura dei gas incombusti T_u ;
2. Correlazione di \dot{m}_F''' alla velocità di combustione (V_L) secondo:

$$V_L = \left[-2\alpha(\nu + 1) \frac{\dot{m}_F'''}{\rho_u} \right]^{(1/2)} \quad \text{Eq. 4.6}$$

Dove α è la diffusività termica del gas, e ν è il rapporto aria-combustibile stechiometrico.

3. Espressione del calore di combustione in funzione dell'incremento di temperatura dei reagenti, dalla T_u (incombusti) alla T_b (temperatura combustione):

$$\Delta h_c = (\nu + 1) \cdot c_p \cdot (T_b - T_u) \quad \text{Eq. 4.7}$$

La diffusività termica può anche essere espressa come:

$$\alpha = \frac{\lambda}{c_p \rho_0} \quad \text{Eq. 4.8}$$

Dove λ è la conducibilità termica del gas e ρ_0 è la densità degli incombusti.

E' possibile scrivere Eq. 4.5 come:

$$d = 2 \cdot \sqrt{b} \cdot \frac{\alpha}{V_L} \quad \text{Eq. 4.9}$$

Equazione 4.9 esprime la proporzionalità tra la distanza di spegnimento ed il rapporto tra la diffusività termica del gas e la velocità di combustione. Tale correlazione esprime la stessa proporzionalità presentata in letteratura per lo spessore della fiamma laminare [21,25,30,35], di conseguenza:

$$d \propto \delta \quad \text{Eq.4.10}$$

In base alle Equazioni 4.8,4.9,4.10, sia lo spessore della fiamma sia la distanza di spegnimento risultano proporzionali a [25]:

$$d \propto \delta \propto \frac{\lambda}{c_p \rho_0 V_L} \quad \text{Eq. 4.11}$$

Esplicitando la densità degli incombusti in funzione di pressione e temperatura si ottiene:

$$d \propto \frac{\lambda}{c_p \rho_0 V_L} \propto \frac{\lambda T_u}{c_p M} \frac{1}{p_0} \frac{1}{V_L} \quad \text{Eq. 4.12}$$

Dove M è il peso molecolare medio della miscela.

Molti autori hanno trattato la dipendenza della distanza di spegnimento dalle velocità di combustione e dalla pressione. Un numero minore di analisi è stato effettuato sulla dipendenza diretta dalla temperatura. In questo caso è importante analizzare la dipendenza della distanza

di spegnimento dalla temperatura perché data la conformazione del bruciatore e la natura dell'idrogeno, si raggiungono elevate temperature della parte solida, che a sua volta scambiando calore col fluido transitante all'interno del bruciatore ne può avere degli effetti sulla distanza di spegnimento necessaria ad evitare i ritorni di fiamma. L'influenza della pressione è considerata trascurabile, dato che lavoriamo con gas alimentato a pressioni molto basse (20 mbar) che diffonde in atmosfera.

Verifichiamo la risposta dei parametri contenuti in Eq. 4.12 a variazioni di temperatura. La velocità laminare di combustione di miscele idrogeno-aria dipende a sua volta dalla composizione della miscela, dalla pressione e dalla temperatura [66]. La sensibilità a tali parametri è comunemente descritta dalla relazione:

$$\frac{V_L}{V_L^0} = \left(\frac{T_u}{T_{u0}}\right)^{\beta_1} \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\beta_2} \tag{Eq. 4.13}$$

Dove V_L^0 è la velocità di combustione laminare nelle condizioni di riferimento di Pressione e Temperatura, e V_L è il corrispondente valore in condizioni arbitrarie. La dipendenza della V_L^0 dal rapporto di equivalenza per miscele idrogeno-aria rispetta l'andamento di Figura 4.5, raggiungendo un massimo per $\phi=1.6$ (3.5 m/s, massima velocità rilevata sperimentalmente).

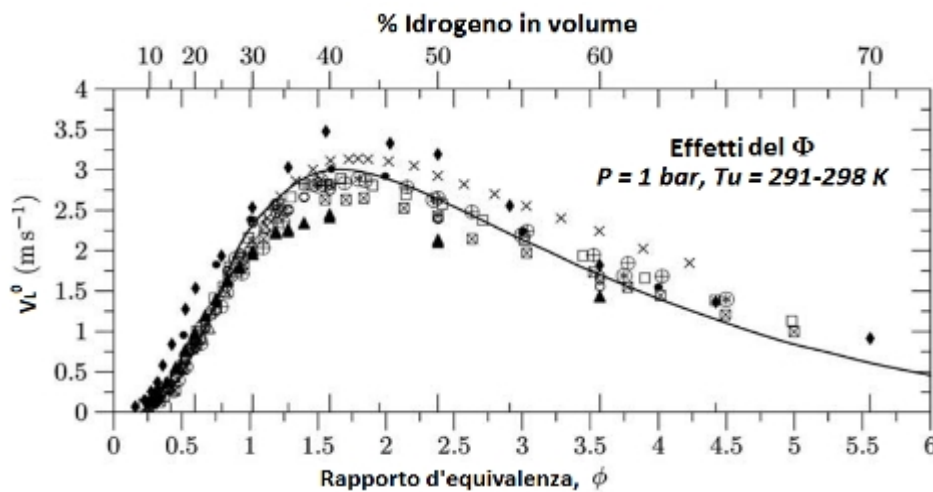


Figura 4.5 – Effetti del rapporto di equivalenza sulla velocità di combustione di una miscela Idrogeno-aria (x : Takahashi, Mizomoto, & Ikai, 1983; □: Dowdy et al., 1990; ◆: Koroll, Kumar, & Bowles, 1993; ◇: Vagelopoulos, Egolfopoulos, & Law, 1995; ⊞: Wu & Law, 1984; △: Egolfopoulos & Law, 1990; ○: Lamoureux, Djebaili-Chaumeix, & Paillard, 2002, stretched; ▲: Lamoureux et al., 2002, unstretched; ⊙: Kwon & Faeth, 2001; ⊕: Law, 1993; ⊗: Aung et al., 1997; ⊕: Tse et al., 2000).

Iijima e Takeno [67] trovarono sperimentalmente i valori per i coefficienti β_1 e β_2 :

$$\beta_1 = (140 \pm 3.7) \cdot 10^{-2} \tag{Eq. 4.14}$$

$$\beta_2 = (194 \pm 4.4) \cdot 10^{-3} \tag{Eq. 4.15}$$

In particolare, in Figura 4.6 viene mostrato l'andamento della velocità di combustione con la temperatura degli incombusti per una fiamma idrogeno-aria stechiometrica a pressione atmosferica.

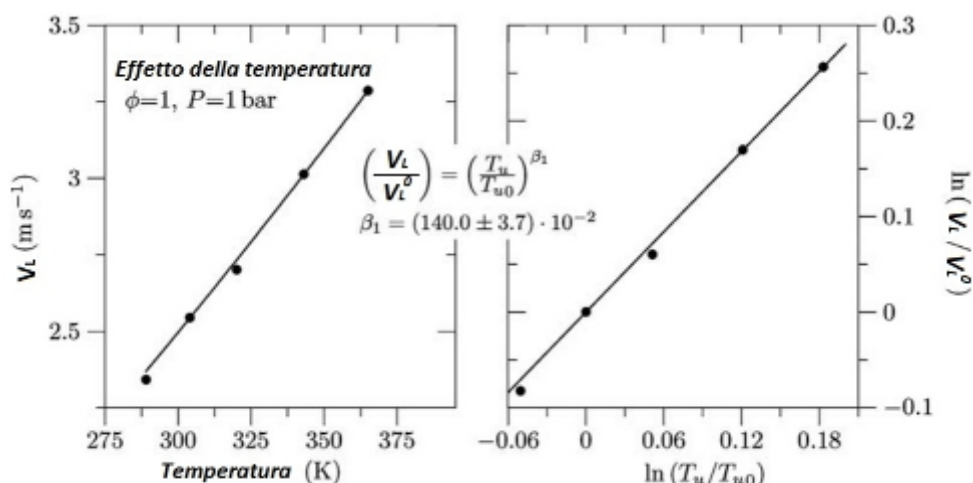


Figura 4.6 – Velocità di combustione vs. temperatura degli incombusti [67].

Altri studi sulla velocità di combustione propongono valori del coefficiente β_1 in accordo con quello considerato [76]. Nota la proporzionalità tra velocità di combustione e temperatura, resta da verificare l'influenza della temperatura sugli altri parametri di Eq. 4.12.

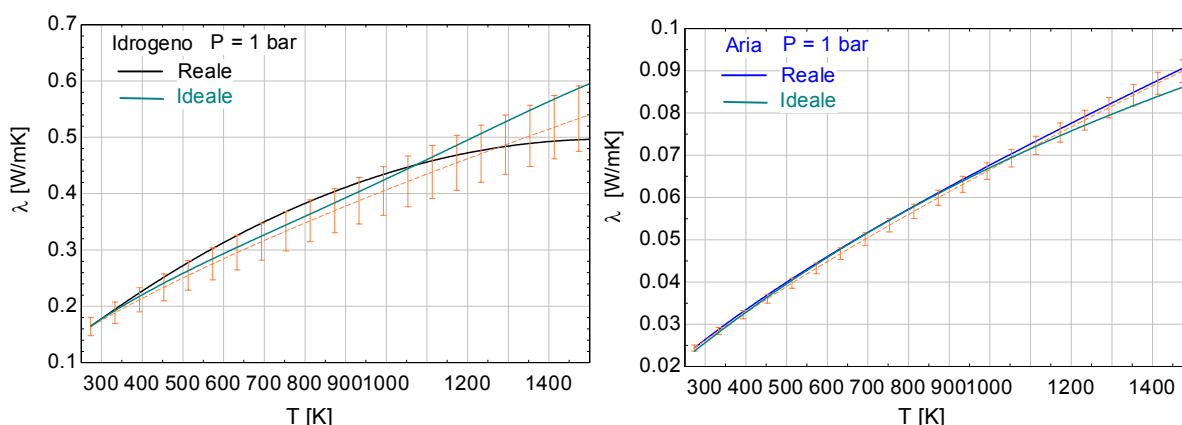


Figura 4.7 – Variazione di λ con la Temperatura per Idrogeno (reale e ideale) e Aria, nel range (273-1500) K.

Secondo la teoria cinetica dei gas e la teoria di Chapman-Enskog la conducibilità termica di un gas è proporzionale a \sqrt{T} [69]. In base ai grafici di Figura 4.7, relativi al Database sulle proprietà dei gas ideali e reali di EES®, è possibile esprimere la dipendenza di λ dalla temperatura. Per l'aria (ideale e reale) λ viene approssimata con errore relativo massimo del 2% (barre in figura 4.7), con la seguente proporzionalità (nel range di interesse 273-1500 K):

$$\lambda \propto T^{0.75} \quad \text{Eq. 4.16}$$

L'idrogeno ha una conducibilità termica che ha un comportamento leggermente diverso se si analizzano il gas reale e ideale, ma può essere approssimato con la stessa proporzionalità di Eq. 4.16 con errore relativo del 10%.

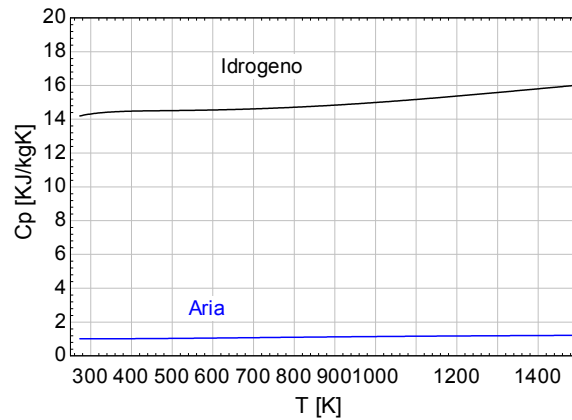


Figura 4.8 - Variazione di c_p con la temperatura nel range (273-1500)K.

In Figura 4.8 è riportata la variazione del c_p con la temperatura per Idrogeno ed Aria. Tale proprietà può essere assunta costante nel range di temperatura di interesse (273-1500 K). Yang et al. [68] infatti, presentando la stima della distanza di spegnimento di Eq. 4.12 fanno notare la scarsa sensibilità di c_p e λ alle variazioni di temperatura, se comparata alla sensibilità di V_L . Si può inoltre notare la notevole differenza dimensionale tra Idrogeno ed Aria. In base alle relazioni espresse dalle Equazioni 4.12, 4.13, 4.14 e 4.16 è possibile trovare la legge di proporzionalità tra la distanza di spegnimento e la temperatura della miscela incombusta (per pressione costante):

$$d \propto \frac{\bar{T}^{0.75} T_u}{V_L} \propto \frac{\bar{T}^{0.75} T_u}{T_u^{\beta_1}} \quad \text{Eq. 4.17}$$

Dove \bar{T} è la media tra le temperature di fiamma e degli incombusti.

L'analisi di proporzionalità può consentire di determinare la distanza di spegnimento a partire da un valore dimensionale noto, ottenuto sperimentalmente per specifiche condizioni di riferimento. Secondo Eq. 4.17, all'aumentare della temperatura dei gas incombusti gli effetti dell'aumento della velocità di combustione sarebbero di poco superiori a quelli dell'aumento della conducibilità termica, portando ad una lieve riduzione della distanza di spegnimento. In caso considerassimo per λ la legge di proporzionalità derivata dalla teoria cinetica dei gas, la distanza di spegnimento si ridurrebbe più rapidamente all'aumentare della temperatura.

In realtà molti autori descrivono la riduzione della distanza di spegnimento all'aumentare della temperatura, pur evidenziando la difficoltà nel trovare una correlazione esatta. Glassman e Yetter [22] parlano di evidenze sperimentali di tale comportamento spiegabili con la riduzione delle perdite termiche verso la fase solida, ma evidenziano l'assenza di sufficienti dati per lo sviluppo di una correlazione. Analoga considerazione viene effettuata da Liberman [23]. Jones [30] indica che l'incremento di temperatura di un bruciatore porta a preriscaldare la miscela incombusta, aumentando la velocità di combustione e riducendo la distanza di spegnimento, promuovendo problemi di ritorno di fiamma. A livello sperimentale, Harris e South [70] hanno mostrato che riscaldando un bruciatore operante con metano fino a 400°C, il diametro di spegnimento scende da 3.5 a 2.3 mm. Un settore nel quale sono stati effettuati diversi studi sperimentali sulla relazione tra temperatura e distanza di spegnimento è quello dei micro combustori. Fan et al. [71] hanno condotto misure ottiche ed osservazioni sullo spegnimento di micro fiamme premiscelate CH₄/aria in canali di dimensioni inferiori alla distanza di

spegnimento della miscela in condizioni normali. Hanno verificato che riscaldando i micro canali di quarzo del combustore fino a 800°C la distanza di spegnimento si riduce a meno di 0.7 mm. Kim et al. [72] hanno verificato sperimentalmente la distanza di spegnimento al variare della temperatura e del materiale costituente i bruciatori. La configurazione delle prove prevede una fiamma premiscelata che si forma tra due lastre piane a distanza variabile. I test, svolti con miscele aria-metano stechiometriche, hanno mostrato un comportamento diverso dei materiali utilizzati (Acciaio Inox Aisi 304, Allumina, Quarzo). Ogni materiale è stato testato nella configurazione inerte e reattiva. Le lastre inerti sono state preparate mediante ricottura in ambiente ricco di ossigeno a 1000°C per 24 ore, presupponendo che tale trattamento riduca la concentrazione di difetti puntuali e lineari, come i bordi di grano. Figura 4.9 a mostra la differente distanza di spegnimento per i tre materiali, ottenuta con le pareti piane del bruciatore alla temperatura di 227°C. L'acciaio Inox ha una distanza di spegnimento maggiore, mostrandosi più adeguato all'utilizzo in sistemi di spegnimento.

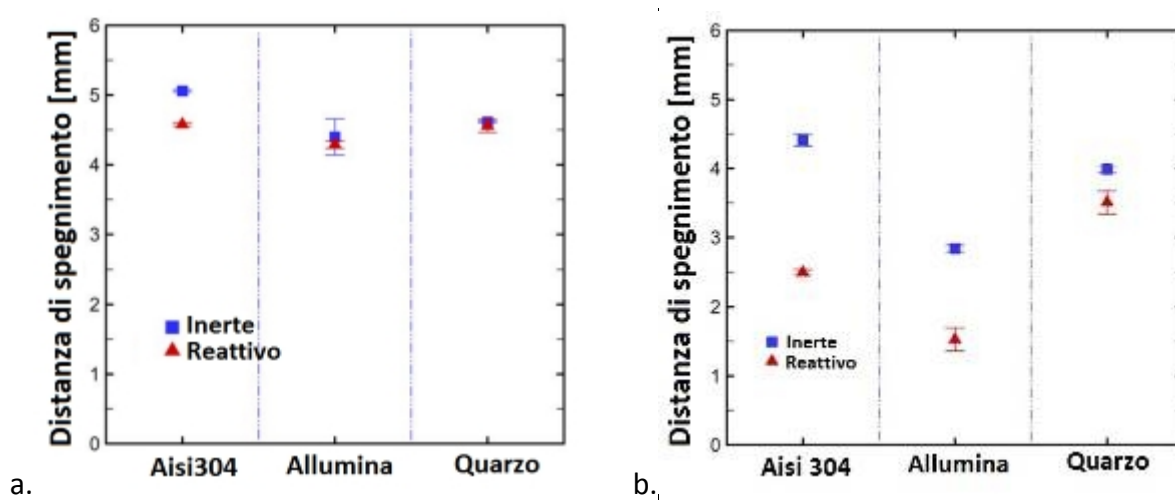


Figura 4.9 – Distanza di spegnimento per vari materiali a 227°C (a.) e 827°C (b.) secondo Kim [72].

In Figura 4.9b si nota la riduzione della distanza di spegnimento a seguito del riscaldamento delle lastre piane a 827°C.

Shi [73] ha realizzato un modello numerico per la valutazione dello spegnimento di una fiamma Idrogeno-aria in prossimità di una parete solida, implementando un trattamento non-stazionario della meccanica dei fluidi ed un dettagliato meccanismo di combustione a 19 reazioni. I suoi risultati mostrano che l'incremento della temperatura della miscela incombusta aumenta considerevolmente la velocità di combustione e di conseguenza riduce la distanza di spegnimento.

Uno dei primi lavori riguardanti l'influenza di Pressione e Temperatura sullo spegnimento a parete di fiamme laminari è stato realizzato da Friedman negli anni '50. Friedman ha proposto un primo modello per la valutazione della distanza di spegnimento [74], ed ha valutato sperimentalmente gli effetti della temperatura su tale grandezza [75]. Nel suo modello di scambio termico semplificato tra fiamma e pareti la distanza di spegnimento viene espressa da:

$$d = \frac{\lambda}{c_p V_L} \cdot \left(\frac{1}{f} \cdot \frac{T_f - T_i}{T_f - T_0} \right)^{1/2} \quad \text{Eq. 4.18}$$

Dove T_f è la temperatura di fiamma, T_i è la temperatura di ignizione, T_0 è la temperatura degli incombusti, ed f è un fattore geometrico (circa = 1).

I test che Friedman ha eseguito sulla combustione di miscele aria-propano a pressione atmosferica mostrano che incrementi di temperatura portano a riduzioni della distanza di spegnimento. Gli effetti della temperatura variano con la composizione della miscela. Per miscele ricche e stechiometriche propano-aria, Friedman ha rilevato variazioni di d approssimativamente proporzionali a $T^{0.5}$.

Analizzando per esteso la teoria sulle fiamme laminari di Spalding [77], sviluppata sulla base di relazioni monodimensionali di conservazione di massa, energia e specie in un volume di controllo di estensione pari allo spessore della fiamma, Turns [35] propone delle proporzionalità più accurate per la velocità laminare di combustione e lo spessore della fiamma, sfruttandole per valutare gli effetti di temperatura e pressione sui parametri:

$$V_L \propto \bar{T}^{0.375} \cdot T_u \cdot T_b^{-n/2} \cdot \exp\left(\frac{-Ea}{2 \cdot R \cdot T_b}\right) \cdot P^{\frac{(n-2)}{2}} \quad \text{Eq. 4.19}$$

$$\delta \propto \bar{T}^{0.375} \cdot T_b^{n/2} \cdot \exp\left(\frac{Ea}{2 \cdot R \cdot T_b}\right) \cdot P^{-\frac{n}{2}} \quad \text{Eq. 4.20}$$

Dove Ea è l'energia di attivazione della reazione, \bar{T} è la media tra le temperature di fiamma e degli incombusti, T_b è la temperatura di fiamma (che si assume variare dello stesso valore della variazione di T_u), R è la costante universale dei gas, P è la pressione.

Sulla base della relazione tra δ e d , e considerando le seguenti condizioni di riferimento:

- $T_{u0} = 300 \text{ K}$
- $T_{b0} = 2000 \text{ K}$
- $V_L^0 = 3 \text{ m/s}$ (@ $\phi = 1.6$)
- $D_0 = 0.6 \text{ mm}$ (@ NTP)
- $P = \text{costante}$.

E' possibile graficare l'andamento della distanza di spegnimento con la temperatura degli incombusti, confrontando le proporzionalità ricavate da Turns e Friedman (solo funzione della temperatura degli incombusti). Sullo stesso grafico si riporta l'aumento della velocità di combustione secondo Eq. 4.13, 4.14 (per i limiti inferiore e superiore del valore β), e la distanza di spegnimento calcolata secondo la proporzionalità 4.17 modificata in modo da considerare costante la conducibilità termica della miscela combustibile al variare della temperatura:

$$d \propto \frac{T_u}{V_L} \propto \frac{T_u}{T_u^{\beta_1}} \quad \text{Eq. 4.21}$$

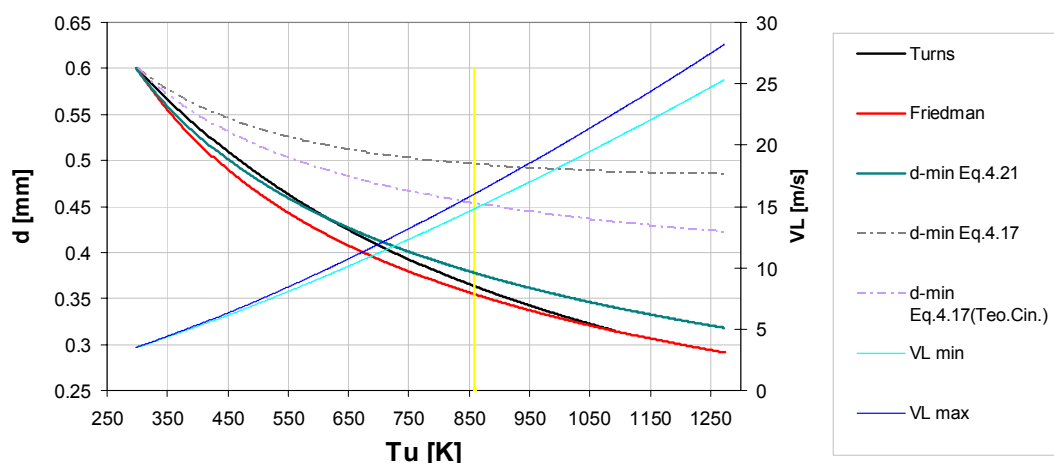


Figura 4.10 – Variazione distanza di spegnimento con la temperatura dei gas incombusti.

Figura 4.10 mostra un buon accordo tra le proporzionalità presentate, per le condizioni di riferimento imposte. Eq.4.21 sembra dare risultati in accordo con Turns e Friedman, lasciando presupporre che la variazione della velocità di combustione sia l'effetto dominante associato a incrementi di temperatura. Le proporzionalità semplificate nelle quali si considera la dipendenza della conducibilità termica dalla temperatura danno riduzioni della distanza di spegnimento molto limitate (*d-min Eq.4.17*). In Figura 4.10 è riportato anche il limite relativo alla temperatura di auto-ignizione di una miscela Aria-Idrogeno (858 K).

Il valore della dimensione dei fori dell'iniettore è stato selezionato in base alle misure preliminari effettuate durante i test sui prototipi. Si sono effettuate prove di combustione nella condizione peggiorativa rispetto all'incremento di temperatura del bruciatore, cioè:

- *In assenza di carico*: senza una pentola posta sopra il bruciatore la fiamma si sviluppa in modo diverso rispetto alla condizione operativa. Senza carico la fiamma diffusiva si avvicina molto alla struttura del bruciatore per gli effetti di convezione naturale dell'aria ambiente al centro della superficie superiore del coperchio. La conseguenza è che il bruciatore raggiunge temperature più elevate nella zona di contatto con la fiamma, ed il calore si propaga verso il resto della struttura per conduzione.

- *Con fiamma diffusiva*: la fiamma è meno compatta e raggiunge un'estensione maggiore rispetto alla configurazione premiscelata quindi, in assenza di carico, gli effetti di riscaldamento della struttura sono maggiorati. L'idrogeno inoltre ha una gravità specifica molto bassa ed una diffusività in aria molto elevata (paragrafo 1.2).

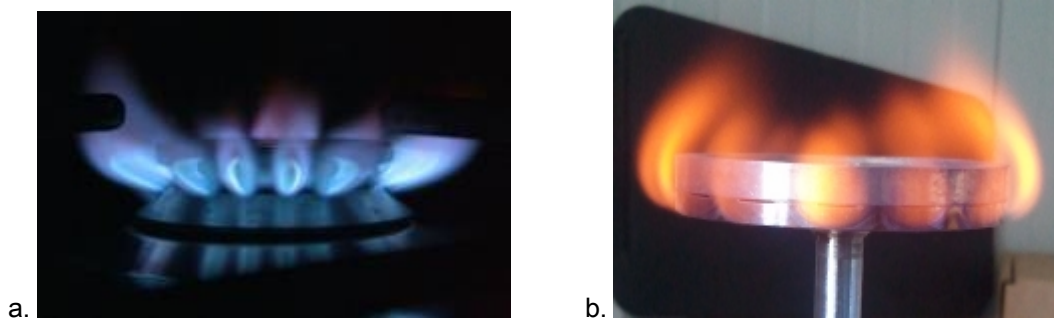


Figura 4.11 – Comparazione tra la convenzionale fiamma parzialmente premiscelata di metano (a.) e la fiamma di Idrogeno diffusiva ottenuta con il bruciatore proposto (b).

E' stata effettuata una misura della distribuzione di temperatura sul tubo di ingresso e sulle parti non interessate dalla fiamma grazie ad una termo camera **Flir i7** (campo di misura -20°C-270°C). Il valore misurato dalla termocamera è totalmente dipendente dalla corretta impostazione dell'emissività del materiale del quale si vuole conoscere la temperatura. Per questo la termocamera è stata calibrata con una misura puntuale effettuata tramite una termocoppia K a contatto (esempio di misura in Figura 4.13 b-c) . Tale misura è stata necessaria per la determinazione della dispersione di calore verso il piano cottura, della quale parleremo nei seguenti paragrafi.



Figura 4.12 – a. Termocamera Flir i7; b-c. Taratura della termocamera con termocoppia K.

Ai fini dello studio del diametro di spegnimento è stata considerata la massima temperatura rilevata nel punto di misura indicato in Figura 4.13a. (distante circa 1 mm dal dall'iniettore), assumendola rappresentativa della temperatura raggiunta dal gas in corrispondenza dei fori dell'iniettore. Tale temperatura, ottenuta con fiamma diffusiva, alimentazione di Idrogeno a $P = 20$ mbar, e con una sezione totale dell'iniettore corrispondente al valore della portata nominale del bruciatore, segue l'andamento nel tempo riportato in Figura 4.13b, raggiungendo un valore massimo pari a 312°C.

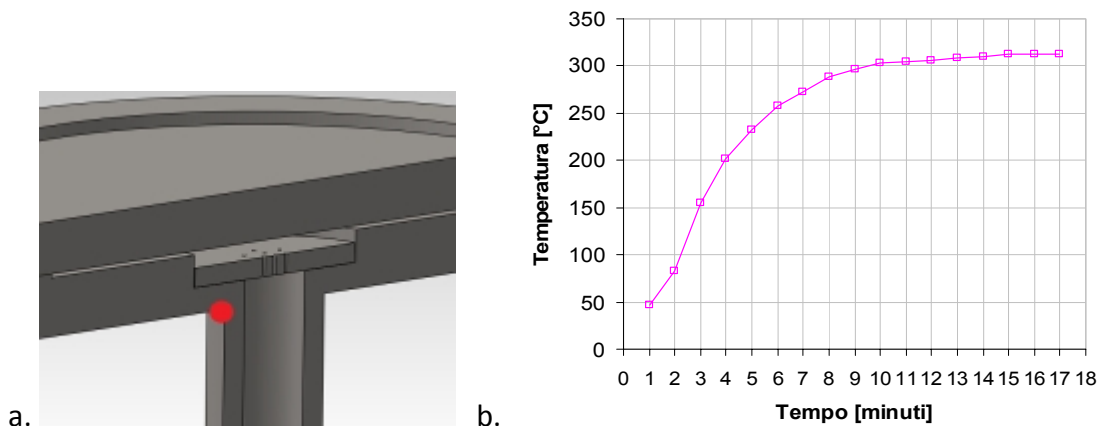


Figura 4.13 – Punto di misura della temperatura ai fini della scelta della distanza di spegnimento.

Sulla base delle valutazioni fatte e considerando un’adeguata tolleranza relativa alle lavorazioni necessarie per la produzione del componente, si è scelto di realizzare fori di 0.3 mm di diametro. Tale scelta è rafforzata dal lavoro di Yang et al. [68] i quali, studiando l’applicabilità di maglie metalliche di opportuna apertura per il controllo della combustione di idrogeno negli impianti nucleari in caso di incidenti, hanno valutato gli effetti dell’aumento della pressione iniziale della miscela sulla distanza di spegnimento. Con una maglia di aperture pari a 0.3 mm hanno verificato l’interruzione della propagazione di una fiamma aria-idrogeno stechiometrica in ambiente pressurizzato a 250 mbar.

Il numero di fori da realizzare dipende dalla scelta della portata di gas, ed è strettamente correlata al tipo di combustione da realizzare. Nel nostro caso, scelta la combustione diffusiva, è stata dimensionata un’area di passaggio che determinasse una potenza termica nominale del bruciatore approssimativamente pari a 2 kW.

La portata di gas che attraversa un orifizio viene calcolata secondo la teoria dei fluidi comprimibili in regime subsonico tramite le seguente equazione:

$$\dot{m}_g = C_d \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{Z \cdot R \cdot T_1}{M} \cdot \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \tag{Eq. 4.22}$$

- Dove:
- \dot{m}_g = portata gas [kg/s];
 - C_d = coefficiente di efflusso [-];
 - A = area orifizio [m²];
 - Z = fattore di comprimibilità [-];
 - γ = rapporto tra calori specifici [-] = 1.41 per l’Idrogeno;
 - R = costante universale dei gas = 8.3145 [J/mol K];
 - T_1 = temperatura del gas a monte dell’orifizio [K];
 - P_1 = pressione del gas a monte dell’orifizio [Pa];
 - P_2 = pressione del gas a valle dell’orifizio [Pa];

La potenza termica nominale è espressa dalla seguente equazione [punto 7.3.1.2 UNI EN 30-1-1]:

$$Q_n = \dot{m}_g \cdot H_s \quad \text{Eq. 4.23}$$

Dove: H_s = Potere calorifico superiore dell'Idrogeno = 141.79 [MJ/kg @25°C] [78]

Il valore del coefficiente di efflusso C_d per iniettori a foro singolo può variare tra 0.85 e 0.95 in relazione alle caratteristiche geometriche ed al tipo di flusso (paragrafo 2.1.2.1).

In questo lavoro la configurazione dell'iniettore è quella di un disco di acciaio inossidabile di spessore 1.5 mm con fori multipli di diametro nominale pari a 0.3 (Figura 4.14).

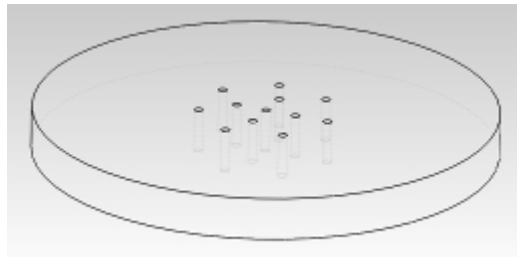


Figura 4.14 – Disco con 12 fori da 0.3 mm di diametro.

Prima di parlare del coefficiente di scarico utilizzato per tale iniettore multiforo, è necessario introdurre il tipo di lavorazione che è stato adottato per la realizzazione dei fori, in quanto ne influenza la forma. Fori di questo diametro nominale ci portano nel campo della micro foratura della quale si parla generalmente per diametri compresi tra 1 micron e 1 mm.

Le tecnologie vagliate per la realizzazione dei microfori sono state:

1. Foratura meccanica con micro punte;
2. Elettroerosione;
3. Foratura laser.

In base al costo ed alla disponibilità per la realizzazione di un numero molto limitato di pezzi, è stata scelta la foratura laser.

La foratura Laser (“Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation”) è una tecnica che produce un’ablazione controllata, cioè la rimozione di materiale esposto a una radiazione laser ad alta intensità. I meccanismi che si sviluppano sono principalmente due:

- *foto-chimico*, quando il fotone rompe direttamente i legami nel materiale colpito, producendo l’espulsione dei prodotti dal volume illuminato;
- *foto-termico*, quando l’assorbimento dell’energia del fascio laser causa un rapido incremento di temperatura nel materiale sopra il punto di fusione o evaporazione, provocandone la rimozione in fase liquida o gassosa.

Nelle operazioni reali questi meccanismi coesistono, ed è compito dell’operatore trovare una buona configurazione dei parametri del laser (lunghezza d’onda, durata della pulsazione, velocità di ripetizione, dimensioni del fascio, forma), e condizioni di processo (tipo di ambiente

gassoso, temperatura, ecc.), il tutto in funzione delle caratteristiche del materiale da lavorare (forma, assorbimento della radiazione, proprietà termiche).

I principali vantaggi rispetto ai tradizionali metodi di foratura meccanica sono i seguenti:

- Lavorazione localizzata, senza contatto: i macchinari meccanici hanno contatto diretto con il pezzo lavorato e necessitano dispositivi di bilanciamento delle forze, come i sistemi di bloccaggio delle punte. Le forze in gioco nelle lavorazioni laser, dovute alle pressione dei fotoni sul materiale lavorato, sono trascurabili.
- Può essere applicata ad ogni tipo di materiale che assorba la radiazione laser, mentre nei sistemi meccanici tradizionali si deve scegliere lo strumento adeguato per materiali con diversa durezza o resistenza all'abrasione. Il laser può consentire di superare le difficoltà di micro foratura meccanica di materiali molto duri o fragili, come la ceramica.

Tabella 4.1 – Comparazione Elettroerosione, lavorazione Meccanica, Laser

| | Elettroerosione | Foratura meccanica | Laser |
|------------------|--|---|---|
| Vantaggi | Nessuna conicità del foro, alta profondità di foro. | Elevati diametri, elevate profondità di foro. | Elevata produttività, nessun contatto. |
| Svantaggi | Lenta, elevati tempi di preparazione, alti costi operativi, piccolo range di materiali | Usura degli utensili, difficoltà nei fori piccoli, materiali limitati | Conicità dei fori, limitata profondità e diametro del foro. |

Le principali tecniche di foratura laser sono (Figura 4.15):

1. *A Singolo impulso*: adeguata alla produzione ad alta velocità di fori ciechi o passanti, con rapporti profondità/diametro tipicamente inferiori a 15:1. L'alta produttività a discapito della precisione la rende accettabile dove è importante la rapidità della lavorazione più della qualità.
2. *A percussione*: eroga impulsi laser successivi nello stesso punto, ed è il miglior compromesso tra velocità della lavorazione e qualità del foro. Il processo è diventato uno standard per la creazione di fori di raffreddamento nelle pale delle turbine. E' la tecnica di perforazione laser di gran lunga più veloce, ma presenta alcuni svantaggi, come l'allargamento puntuale e la conicità del foro. Quest'ultimo può non essere uno svantaggio, ma servirebbe anche la possibilità di controllare la conicità e la ripetibilità dell'operazione.
3. *Trapanazione*: è il metodo utilizzato per rimuovere un elemento cilindrico centrale o un disco circolare da un substrato. E' la tecnica standard per micro fori di grandi dimensioni (0.5-1 mm). Essenzialmente è una foratura a percussione seguita da un taglio. Consente di ridurre la conicità del foro.
4. *Trapanazione elicoidale*: esegue una moltitudine di processi di ablazione, al fine di innalzare l'accuratezza. A differenza della trapanazione, la foratura elicoidale raggiunge la foratura solo dopo molti giri della spirale che definisce il percorso del fronte di ablazione. La foratura elicoidale ha i seguenti effetti favorevoli sulla precisione di foratura: può essere ridotta la deviazione dalla geometria circolare rispetto alla trapanazione, ed il carico sulle pareti opposte è ridotto al minimo.

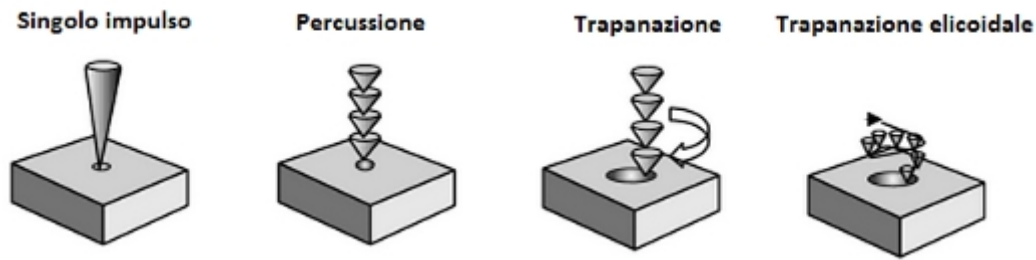


Figura 4.15 – Diverse tecniche di foratura laser [79].

Come messo in luce dalla precedente analisi, caratteristiche comuni più o meno a tutte le tecnologie di taglio e foratura laser sono la conicità e la non-circolarità del foro realizzato.

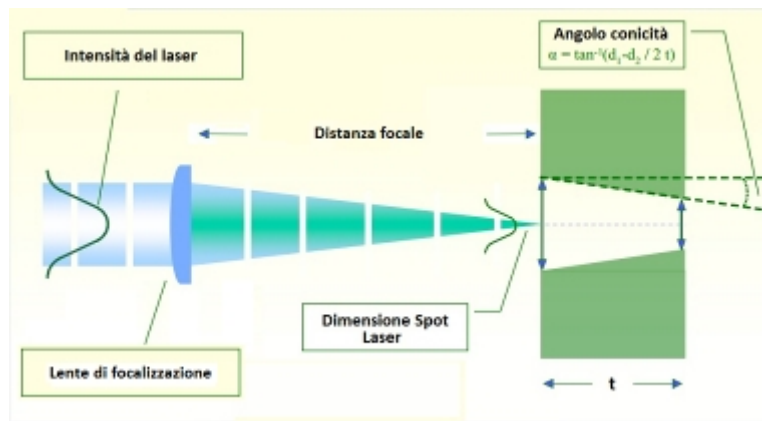


Figura 4.16 – Conicità del fascio laser e del foro relativo.

La conicità non può essere completamente evitata, data la geometria convergente-divergente del fascio laser. Di solito viene orientata in modo che la dimensione del foro nel punto di ingresso del laser sia maggiore rispetto al punto d'uscita (o di fondo, nei fori ciechi) (Figura 4.17).

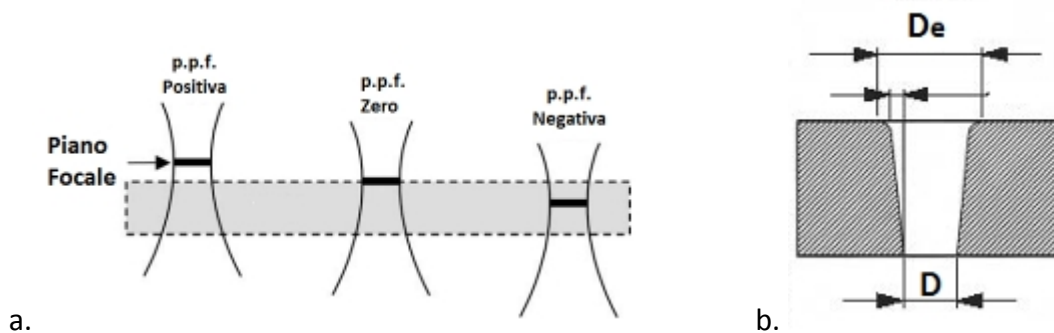


Figura 4.17- Illustrazione schematica delle posizioni del piano focale (p.p.f.).

Quando viene specificato il diametro del foro si parla di quello d'uscita (D in Figura 4.17). Il diametro d'ingresso è determinato dall'angolo della conicità, che ricade generalmente tra i 2° e 10° ed è influenzato da molti fattori, incluso il fascio prodotto, la potenza di picco, e la rapidità di ripetizione della pulsazione.

La caratterizzazione della conicità e della circolarità della microforatura laser è stata oggetto di studi e pubblicazioni scientifiche. Li et al. [80, 81, 82] hanno investigato i meccanismi di

formazione della conicità, provando a sviluppare delle tecniche di controllo tramite un'analisi di sensibilità della conicità a vari parametri di processo. La posizione del piano focale è risultata la più influente nel processo di formazione del foro, seguita da ampiezza delle pulsazioni, potenza di picco, e numero delle pulsazioni.

A seconda del materiale attivo (quello da cui è emessa la luce), si possono avere diversi tipi di macchine laser. Il materiale attivo può essere allo stato solido (un cristallo, ad esempio il laser al neodimio in granato di alluminio ed ittrio, Nd:YAG), gassoso (laser a CO₂), liquido (coloranti organici disciolti in opportuni solventi).

Per la realizzazione del nostro iniettore è stato utilizzato un laser CO₂. La macchina è una TRUMPF Trumatic L4030, con un laser a CO₂ TLF 4000. Il laser ha una sorgente di potenza pari a 4000 W, e riesce a forare e tagliare spessori dagli 0.5 mm ai 15 mm di acciaio inox.



Figura 4.18 - TRUMPF Trumatic L4030, con un laser a CO₂ TLF 4000.

La non circolarità dei fori è stata analizzata in dettaglio, data l'influenza del valore reale della sezione di passaggio del gas sulla portata transitante.

A tale scopo sono stati realizzati dischi in acciaio inox con fori di diverse dimensioni nominali, e ne sono state misurate le dimensioni reali tramite un microscopio stereoscopico digitale Stemi 2000 Carl Zeiss, che consente di arrivare ad un dettaglio di 10 µm. Sono stati analizzati fori delle dimensioni nominali di 0.3, 0.6, 0.8, 1 mm.



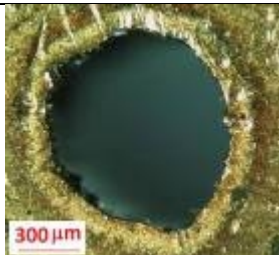
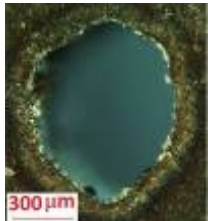
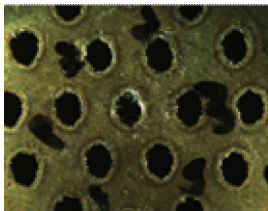
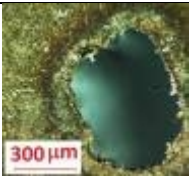
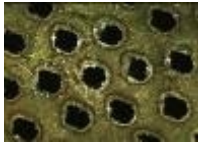


Figura 4.19 - Microscopio stereoscopico digitale Stemi 2000 Carl Zeiss.

Sono state misurate l'area ed il perimetro reali della sezione d'uscita per un numero di fori variabile da 10 a 13 per ogni diametro nominale. Si è ricavato così per ogni foro il diametro equivalente del corrispondente foro circolare, ed un *Indice di deformazione*, definito come:

$$I_d = \frac{\text{Perimetro Foro Reale}}{\text{Perimetro Foro Circolare Equivalente}} \quad \text{Eq. 4.24}$$

L'Indice di deformazione indica la distorsione del foro rispetto alla forma circolare esatta.

Tabella 4.2 - Analisi fori laser al microscopio stereoscopico

| Diametro nominale [mm] | Parametri Misurati mediati | | Esempio Foro singolo | Esempio Assieme |
|-------------------------------|--|-------|---|---|
| 1 | Diametro medio equivalente [mm]: | 0.92 |  | - |
| | Deviazione standard diametro equivalente [mm]: | 0.014 | | |
| | <i>Id</i> medio [-]: | 1.34 | | |
| 0.8 | Diametro medio equivalente [mm]: | 0.74 |  |  |
| | Deviazione standard diametro equivalente [mm]: | 0.017 | | |
| | <i>Id</i> medio [-]: | 1.41 | | |
| 0.6 | Diametro medio equivalente [mm]: | 0.59 |  |  |
| | Deviazione standard diametro equivalente [mm]: | 0.015 | | |
| | <i>Id</i> medio [-]: | 1.23 | | |
| 0.3 | Diametro medio equivalente [mm]: | 0.34 |  |  |
| | Deviazione standard diametro equivalente [mm]: | 0.025 | | |
| | <i>Id</i> medio [-]: | 1.15 | | |

Dall'analisi dei diametri equivalenti rilevati (Tabella 4.2), sembra che la macchina operi con la precisione migliore per fori di diametro approssimativamente pari a 0.6 mm, mentre per fori di diametro pari a 0.3 millimetri si rileva una dimensione reale maggiore rispetto al diametro nominale richiesto (ed una forma indicativamente più regolare). Per un'analisi statistica corretta sarebbero necessari un numero maggiore di campioni, ed una verifica delle modalità operative con le quali sono stati realizzati, che non è stata possibile. Per la dimensione di interesse (0.3 mm) il valore del diametro medio equivalente deriva da un campione più esteso, pari a 30 fori. Lo scopo di tali verifiche è stato quello di avere un'indicazione su quale fosse il coefficiente di scarico dell'iniettore multi foro, in modo da poter definire il numero di fori necessario ad ottenere la portata nominale del bruciatore. Prima di analizzare la letteratura riguardante l'efflusso da orifizi multi foro, si descrivono i test preliminari effettuati per la verifica della portata di Idrogeno transitante dai diversi dischi forati realizzati, al variare della pressione di monte. Si è confrontato per via iterativa il valore della portata misurata con il valore calcolato con Eq. 4.22 al variare di C_d , nella quale si è considerata l'area dell'orifizio come:

$$A = \frac{\pi}{4} D_f^2 \cdot N_f \quad \text{Eq. 4.25}$$

Dove D_f è il diametro medio equivalente misurato, ed N_f è il numero di fori reali testati.

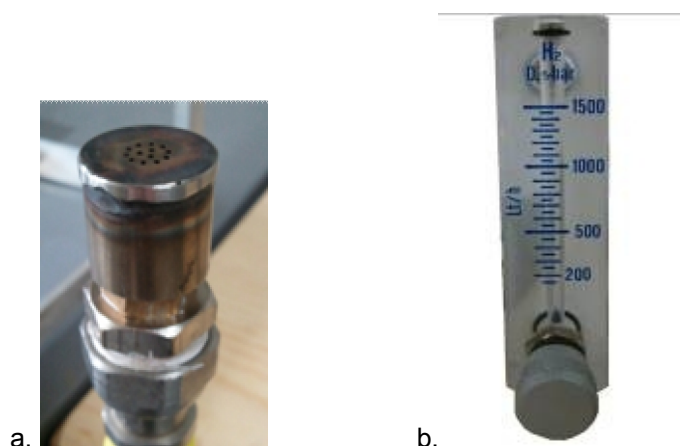


Figura 4.20 – a. Elemento utilizzato per i test di portata sui dischi forati. b. Flussimetro a/m 120 Idrogeno

Ai fini della prova i dischi forati sono stati saldati a piccoli tubi in acciaio inox filettati alla base, in modo da consentire la connessione all'impianto di prova.

L'incertezza sulle misure effettuate è elevata, dato che lo strumento utilizzato è un flussimetro ad area variabile a lettura diretta (a/m 120, La tecnica-fluidi), con scala 200 – 1500 l/h tarata con Idrogeno a 500 mbar. La risoluzione della scala è di 50 l/h, ed essendo estesa 100 mm, gli intervalli contrassegnati sulla scala graduata dello strumento corrispondono a 50 l/h ogni 4 millimetri circa.

La precisione dello strumento è del $\pm 5\%$ del fondo scala.

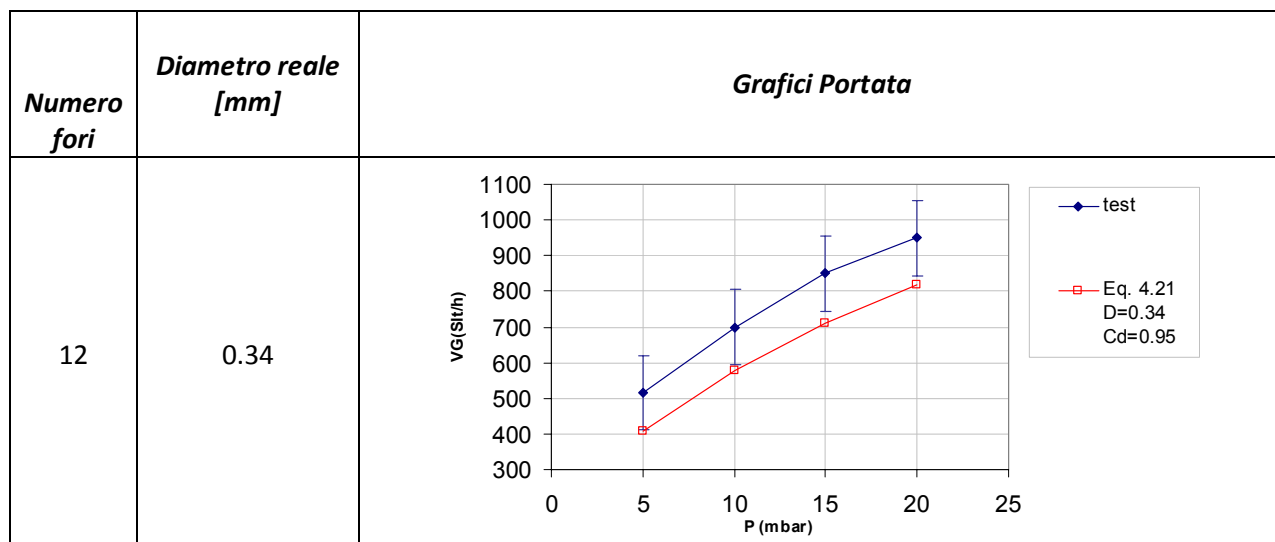
Ci si riconduce alla portata in condizioni standard grazie alla misurazione della temperatura nell'ambiente di lavoro, assunta pari a quella del gas nel punto di misura.

Oltre all'errore strumentale, ci sono errori di lettura derivanti dalla difficoltà per l'osservatore di leggere l'indicazione dello strumento sulla scala graduata a bassa risoluzione, errori di parallasse dovuti al diverso punto di vista che si può assumere nell'osservazione dello strumento di misura, ed errori di interpolazione, risultanti dall'inesatta valutazione della posizione del galleggiante del flussimetro rispetto a due segni adiacenti sulla scala graduata all'interno dei quali si trova l'indicatore. Per la stima dell'incertezza nella singola lettura diretta si è adottato la regola generale di assumere un'incertezza pari a $\pm 1/4$ della risoluzione della scala graduata. In questo caso, l'incertezza è stata valutata in ± 12.5 l/h, che equivale a $\pm 0.83\%$ del fondo scala.

Si riportano in Tabella 4.3 i risultati dei test, mostrando l'andamento delle portate misurate e calcolate, e riportando con delle barre l'errore stimato per la singola lettura. Per i valori calcolati secondo Eq. 4.22, è stato utilizzato un coefficiente di efflusso pari a 0.95.

Tabella 4.3 – Confronto portate sperimentali e teoriche calcolate con diametri reali, e $C_d=0.95$

| Numero fori | Diametro reale [mm] | Grafici Portata |
|-------------|---------------------|-----------------|
| 1 | 0.93 | |
| 3 | 0.74 | |
| 3 | 0.59 | |



Il numero di fori utilizzato è stato valutato in anticipo in funzione della portata attesa, in modo da rimanere all'interno del campo di misura dello strumento. Per questo, nel caso del diametro nominale 1 mm (0.93 mm reali), è stato utilizzato un foro singolo. Analizzando i grafici di tabella 4.3 si nota che in due dei quattro casi la portata misurata è superiore a quella teorica calcolata con un coefficiente di efflusso di 0.95, pur essendo ai limiti del campo di errore della misura. Negli altri due casi la curva calcolata rientra nel campo di errore, con la misura effettuata sul singolo foro da 1 mm che sembra rispettare bene i valori calcolati. In generale si può dire che i dischi forati testati hanno un coefficiente di efflusso molto alto, che si attesta vicino al massimo valore teorico. Questo può essere dovuto alla forma conica svasata all'imbocco, tipica della micro foratura laser (Figura 4.17 b), o al maggior coefficiente di efflusso di un orifizio multi foro rispetto ad uno a foro singolo. In letteratura ci sono alcuni studi sperimentali che confermano l'aumento del coefficiente di scarico in caso di fori conici. Ghassemieh et al. [83] hanno analizzato gli effetti della geometria degli ugelli sulle caratteristiche di piccoli getti d'acqua, per diametri dell'ugello di 120-170 micron. Sono stati considerati ugelli cilindrici e conici, singoli e multipli, variando il rapporto tra le dimensioni principali dell'ugello e determinando il coefficiente di scarico, di velocità e di contrazione per pressioni di alimentazione di 3-12 MPa. In figura 4.21 le geometrie analizzate.

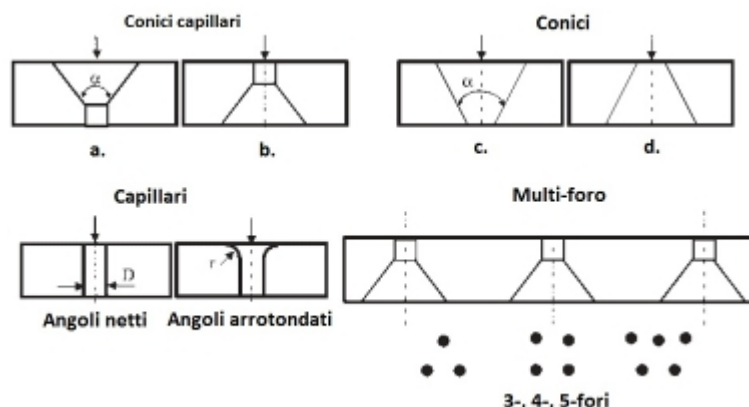


Figura 4.21 – Geometrie ugelli testati da Ghassemieh et al. [83]

In Figura 4.22 a. si riportano i Cd ottenuti per ugelli conici capillari convergenti nella direzione del flusso (a.), per diversi angoli di apertura del cono di ingresso foro. In questa configurazione viene raggiunto il valore di 0.93 con un angolo di 45°.

In figura 4.22 b. la comparazione tra i coefficienti di scarico ottenuti con ugelli conici capillari e conici, al variare dell'angolo α tra 10° e 35° . Si nota come l'ugello conico con angolo di 35° raggiunga un Cd di 0.95.

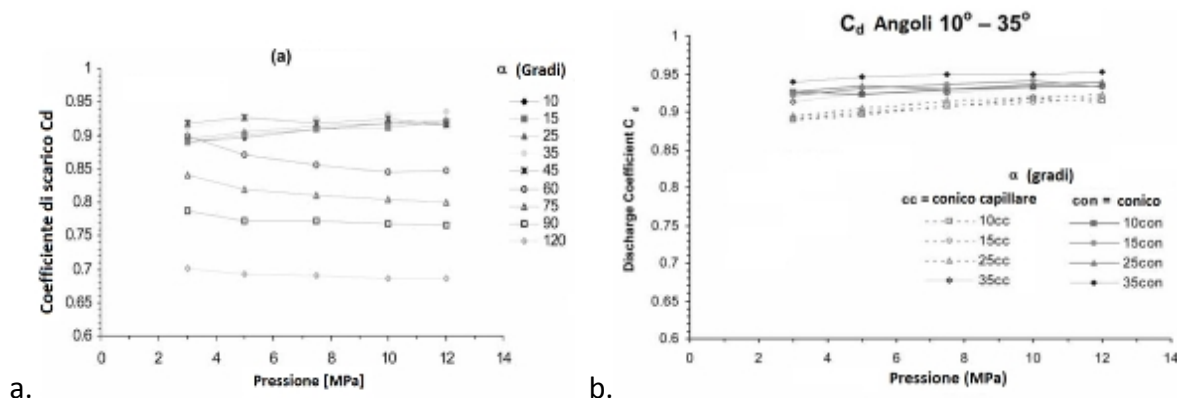


Figura 4.22- Coefficienti di scarico secondo [83]: a. conico capillare. b. Confronto conico capillare-conico

Nello stesso studio viene proposto anche il confronto tra le prestazioni dell'ugello conico singolo e dell'ugello multiplo, con 3, 4 e 5 ugelli. Figura 4.23 mostra che la configurazione multi foro fornisce coefficienti di scarico leggermente superiori.

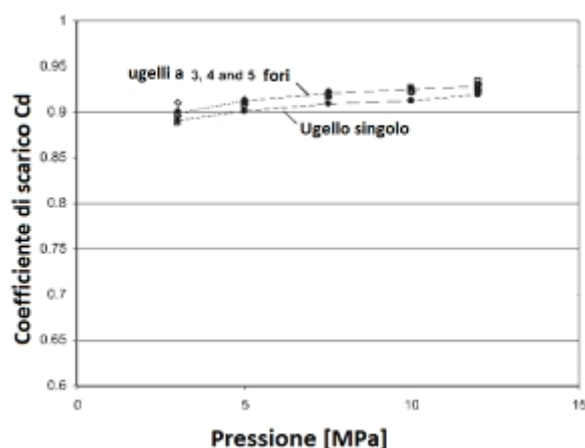


Figura 4.23 – Effetto del numero di fori sul coefficiente di scarico per ugelli conici capillari [83].

Abdulhussain et al. [84] hanno presentato dei risultati in accordo con [83]. Nel loro lavoro è stata condotta un'analisi sperimentale sui coefficienti di scarico di differenti tipi di bruciatori usati in ambito industriale. E' stata verificata l'influenza della geometria del bruciatore e delle variabili del flusso, quali numero di Reynolds, porosità, rapporto lunghezza/diametro e numero di fori, sul Cd. I risultati di tale studio mostrano che all'aumentare del numero di fori (a parità di caduta di pressione) il coefficiente di scarico aumenta, raggiungendo valori anche vicini a 0.9.

Huang et al. [85] nel loro lavoro sugli orifizi multipli per applicazioni di misura di portata liquida, hanno testato differenti configurazioni di dischi multi foro ottenendo delle perdite di carico inferiori ai corrispondenti orifizi standard a singolo foro. I coefficienti di scarico presentati risultano del 22-26% maggiori rispetto agli orifizi standard. Gli autori spiegano questo effetto con la diversa distribuzione di velocità lungo un tubo, quando il flusso passa in un orifizio singolo o multiplo (Figura 4.24). Prima di ogni orifizio la velocità è distribuita in modo

approssimativamente uniforme, eccetto vicino alla parete, dove vige la condizione di aderenza. Nel caso di orifizio standard tutto il flusso si concentra nell'unico foro, generando vorticità maggiori a valle e superiori cadute di pressione. Nel caso di orifizio multi foro il flusso risulta meno disturbato, portando a minori cadute di pressione.

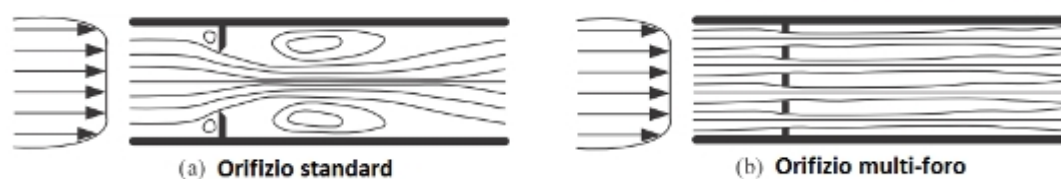


Figura 4.24 – Differenza qualitativa tra il flusso in orifizio singolo e multi foro.

Sulla base delle considerazioni effettuate riguardo al riscaldamento del bruciatore durante il funzionamento, si è testata Eq. 4.22 considerando un aumento di temperatura del bruciatore nel transitorio iniziale che seguisse il profilo misurato sperimentalmente e mostrato in Figura 4.13.

In Figura 4.25 si riportano gli andamenti di portate e temperature misurate nei test sul prototipo di bruciatore operante nelle seguenti condizioni:

- Iniettore : 12 fori da 0.34 mm;
- Pressione di alimentazione : 20 mbar;
- Assenza di carico: condizione peggiorativa per il riscaldamento del bruciatore.

Si effettua la comparazione con le portate calcolate da Eq. 4.22 al variare della temperatura dell'Idrogeno. La curva della portata teorica segue molto bene la curva sperimentale, per la quale sono mostrate le barre di errore. Si deve evidenziare che queste misure sono fatte sul bruciatore completo di coperchio e funzionante senza carico, quindi con una caduta di pressione aggiuntiva a quella nell'iniettore, generata dal flusso di gas riscaldato all'interno delle porte, che verranno descritte nel seguente paragrafo.

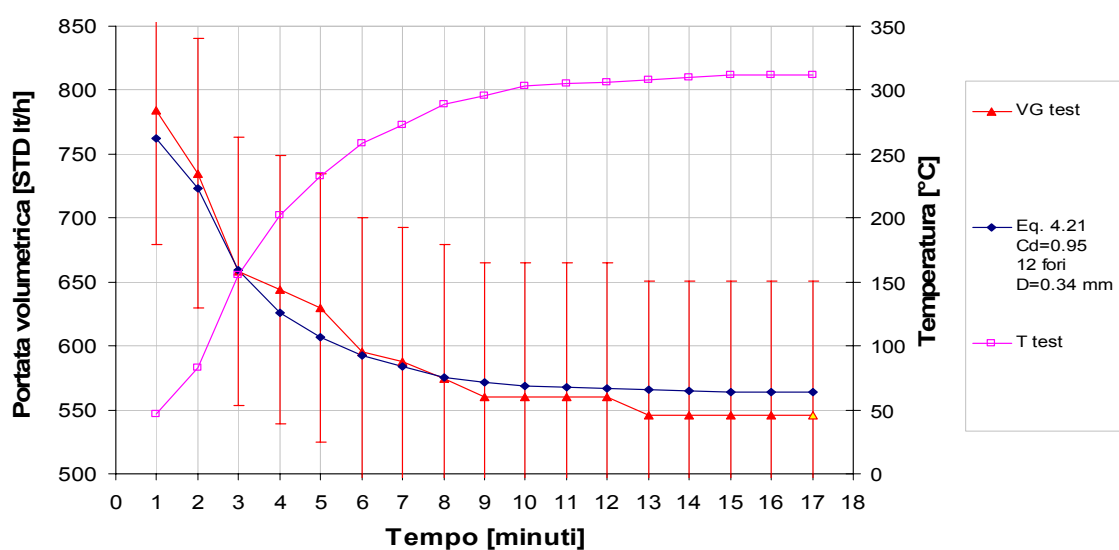


Figura 4.25 – Comparazione portata misurata in fase operativa e portata calcolata con Eq. 4.22.

4.1.1.2 Potenza termica nominale

In base alla norma UNI EN 30-1-1 la definizione della potenza nominale viene fatta in presenza del carico che, come anticipato in precedenza, influenza la formazione della fiamma diffusiva sottostante. Diverse conformazioni della fiamma determinano differenti profili di temperatura sul corpo del bruciatore e, a causa dell'incremento di temperatura del gas interno al bruciatore, la portata si riduce.

Si può parlare di un'autolimitazione della portata del bruciatore diffusivo in assenza di carico. Questo però implica che la definizione della portata nominale del bruciatore (una volta imposta la pressione di alimentazione di progetto), e quindi della potenza termica di progetto, derivi dall'interazione di diversi fattori:

1. *Caratteristiche dell'iniettore*: come mostrato nel precedente paragrafo, la dimensione, la forma, il numero di fori, determinano le condizioni di flusso nel componente.
2. *Caratteristiche porte del bruciatore*: le porte del bruciatore hanno una loro geometria e causano a loro volta delle perdite di pressione.
3. *La temperatura del corpo del bruciatore*, determinata dai parametri che governano la forma della fiamma:
 - a. Presenza di carico;
 - b. Distanza tra carico e bruciatore: posizione della griglia di supporto per il carico.

Per parlare di potenza nominale del bruciatore è quindi necessario definirne le caratteristiche dell'installazione sul piano cottura.

Si sono analizzate le variazioni di forma della fiamma in funzione della distanza del bruciatore dal carico, ed i conseguenti profili di temperatura del bruciatore e portata di Idrogeno generata.

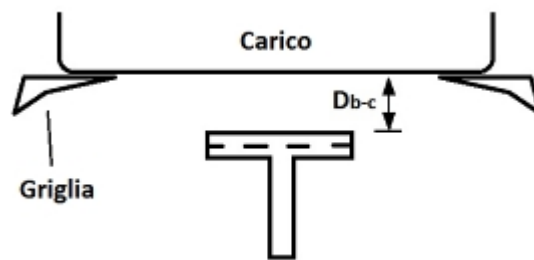


Figura 4.26 – Configurazione del test di verifica degli effetti della distanza tra bruciatore e fiamma

In Figura 4.27 sono riportate le immagini della fiamma che si ottiene con il bruciatore alimentato a 20 mbar, al variare della distanza $Db-c$. Già a distanza di 40 mm il carico inizia ad interagire con la fiamma: l'idrogeno residuo completa la combustione dopo aver impattato la superficie della pentola, e la parte terminale della fiamma inizia a propagarsi radialmente verso l'esterno della superficie. La superficie inferiore della pentola impedisce la libera risalita dei prodotti di combustione e dell'aria riscaldata, ed evita che le fiamme tendano ad "avvolgere" il bruciatore, come nel caso di assenza di carico (Figura 4.11 b). Il bruciatore viene lambito solo sulla superficie laterale del coperchio, in corrispondenza delle porte. Al diminuire di $Db-c$ la fiamma si estende sempre di più radialmente a contatto con la parte inferiore della pentola, e si allontana dal corpo del bruciatore.

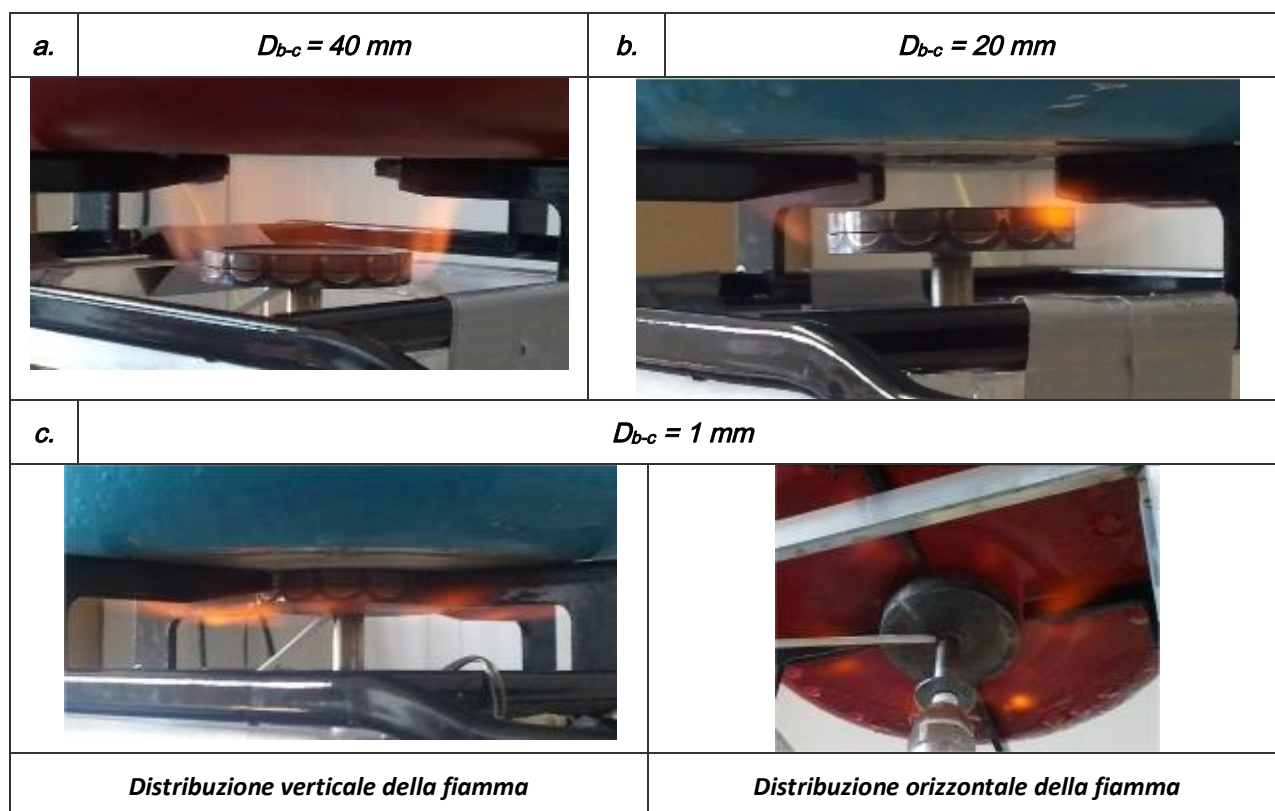


Figura 4.27 – Differente conformazione della fiamma in presenza di carico al variare della distanza D_{b-c} .

Nella configurazione c. di figura 4.27, le fiamme si generano radialmente su un piano leggermente più basso del piano di uscita dell'Idrogeno. Questo è dovuto alla posizione ravvicinata della superficie, che non consente all'Idrogeno appena uscito dalle porte ed alla fiamma diffusiva in formazione di propagarsi verticalmente, ma la “respinge” costringendola alla propagazione orizzontale. La fiamma in questo modo si distribuisce sul fondo della pentola in modo uniforme, evitando zone di impatto ad alti gradienti di temperatura.

In Figura 4.28 sono riportati gli andamenti nel tempo della portata di gas e della temperatura rilevata nel punto di misura mostrato in Figura 4.13 a., per diversi valori di D_{b-c} . Si nota l'aumento della temperatura del bruciatore all'aumentare della distanza dal carico, e viene confermata la riduzione della portata associata all'espansione del gas nel bruciatore. La portata minore si otterrà in assenza di carico. La distanza ottimale dovrà essere definita in relazione all'efficienza del piano cottura, cioè in funzione del rapporto tra la riduzione della portata ottenuta all'aumentare di D_{b-c} , e l'aumento dello scambio termico tra la fiamma ed il carico.

La configurazione finale del piano cottura con il bruciatore integrato, testata nelle condizioni dettate dalla normativa, fornisce una potenza nominale di $2.5 \text{ kW} \pm 0.3 \text{ kW}$ (per l'errore sulla misura di portata). L'iniettore è realizzato da 12 fori di 0.34 mm di diametro reale, misura compatibile con la funzione antiritorno di fiamma che eventualmente avrebbe se utilizzato in una futura configurazione premiscelata nelle condizioni stechiometriche, la più favorevole per il verificarsi di ritorni di fiamma.

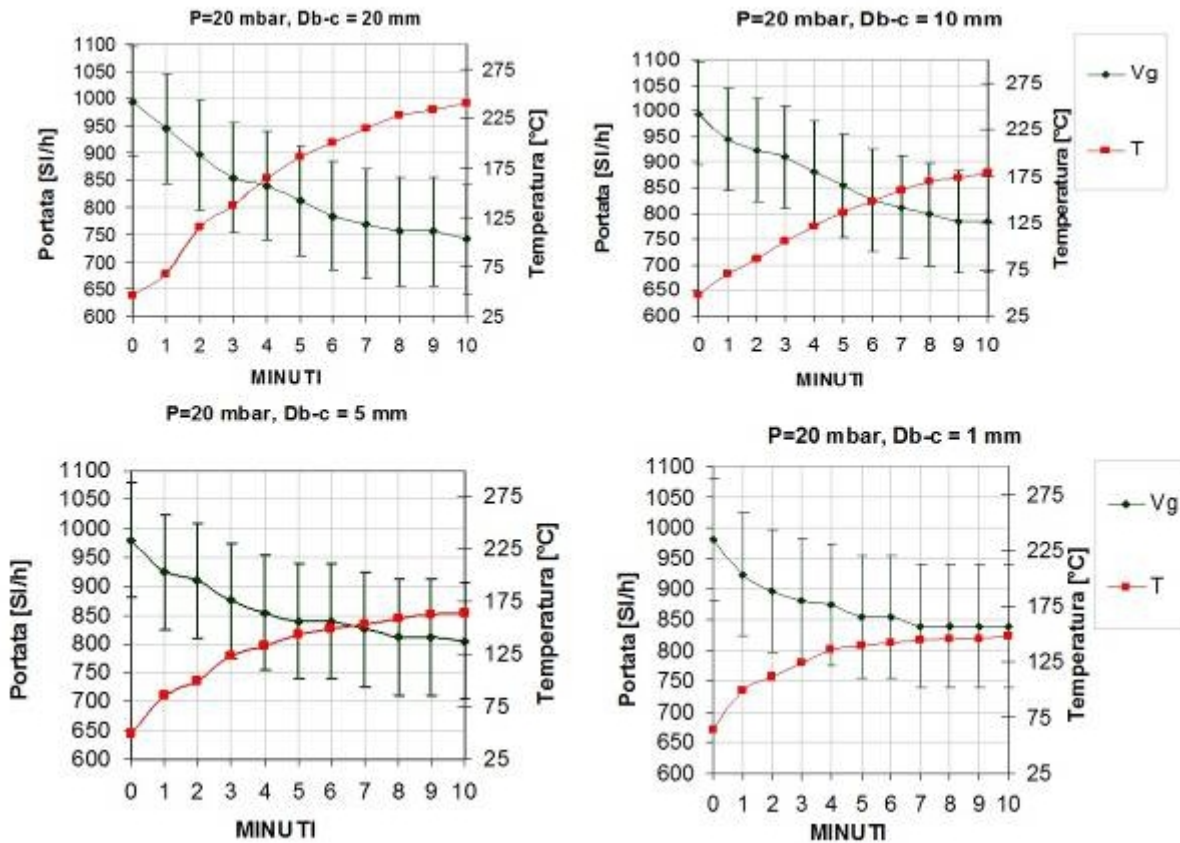


Figura 4.28 - Grafici di Portata e Temperatura del bruciatore al variare della distanza dal carico.

4.1.2 - Porte del bruciatore

Come per il resto del bruciatore, le porte d'uscita del gas sono state pensate per l'utilizzo sia nella configurazione premiscelata che diffusiva. Ovviamente, nella configurazione premiscelata sarebbe fondamentale definire l'area totale delle aperture in modo da generare una velocità del flusso di uscita superiore alla velocità di combustione laminare dell'idrogeno, e non incorrere nel rischio di ritorni di fiamma. La funzione di sicurezza verso il ritorno di fiamma può essere ricercata esattamente come fatto per l'iniettore, realizzando aperture di dimensioni inferiori alla distanza di spegnimento. Si è cercato di sfruttare questo principio, perseguendo nella progettazione i seguenti obiettivi:

- Avere nella zona tra l'iniettore e l'uscita la minor quantità di Idrogeno possibile;
- Incrementare l'efficienza della fiamma, secondo il principio (valido sia per fiamme diffusive, che parzialmente premiscelate) di favorire la miscelazione tra il gas (o la miscela) in uscita dalle porte, e l'aria esterna (secondaria, nel caso di premiscelazione);
- Disposizione delle porte d'uscita tale da garantire una buona propagazione della fiamma da porta a porta all'accensione e la formazione di fiamme distinte per ogni porta in modo da evitare la creazione di un'unica fiamma sopra il bruciatore, che determinerebbe un indesiderato effetto "torcia";

Le proprietà di una porta in relazione alla capacità di spegnimento della fiamma dipendono dalla forma della porta stessa. Si è ritenuto che la forma migliore per la realizzazione delle porte fosse quella rettangolare (Figura 4.29) .



Figura 4.29 – Dettaglio porte del bruciatore

A livello costruttivo tale scelta consente di evitare le lavorazioni di micro foratura, dato che l'asportazione di materiale metallico su spessori dell'ordine del decimo di millimetro sono semplicemente ottenibili con moderne frese a controllo numerico, che garantiscono precisioni di un ordine di grandezza inferiori.

Le dimensioni delle porte rettangolari sono state definite sulla base dell'equivalenza delle proprietà di spegnimento rispetto a porte circolari. La correlazione tra le dimensioni di una porta rettangolare e il diametro di spegnimento di porte circolari equivalenti è data da [30]:

$$D_0^2 = 2.67W^2 \left[1 - 0.3 \left(\frac{W}{L} \right) - 0.047 \left(\frac{W}{L} \right)^2 \right]^2 \quad \text{Eq. 4.26}$$

Dove D_0 è la distanza di spegnimento di una porta circolare, W è l'altezza delle porte rettangolari, L la larghezza.

Nel nostro caso, la larghezza L delle porte dipende da considerazioni relative a:

- velocità del flusso in uscita dalle porte;
- diametro esterno del bruciatore;
- numero di porte;
- distanza inter-porta;

Se consideriamo le condizioni peggiorative, cioè una porta infinitamente estesa orizzontalmente, Eq. 4.26 si riduce a:

$$D_0^2 = 2.67W^2 \quad \text{Eq. 4.27}$$

Considerando una altezza delle porte di 0.2 mm, si ottiene un D_0 equivalente pari a 0.326 mm, in linea con quello definito da Figura 4.10 (anche considerando incrementi di temperatura degli incombusti superiori a quelli valutati in corrispondenza dell'iniettore).

Incrementare l'efficienza di un bruciatore da piano cottura significa migliorare lo scambio termico tra la fiamma ed il carico posto sopra di essa, limitando le dispersioni. Una fiamma premiscelata stechiometrica è in generale più efficiente perché la sua conformazione è più stabile e meno soggetta all'influenza di fattori esterni, dato che all'interno della miscela innescata è già presente la corretta quantità di comburente necessario alla completa combustione. La compattezza della fiamma fa sì che il calore generato rimanga confinato nella zona di produzione, ed i prodotti di combustione lo trasferiscano al carico. Nel caso di una fiamma diffusiva, il meccanismo di miscelazione con aria ambiente è quello che governa l'estensione spaziale entro la quale il combustibile reagisce. La fiamma generata è quindi influenzata dalla rapidità con la quale avviene la miscelazione. Nel caso dell'idrogeno, la rapidità con la quale il gas si propaga verso l'alto favorisce la produzione di una fiamma che impatta il carico.

Per la definizione delle caratteristiche delle porte sono state valutate le tecniche presentate in letteratura per l'innalzamento dell'efficienza dei bruciatori da piano cottura.

Makmool et al. [86] hanno effettuato uno studio comparativo sull'efficienza e le emissioni di monossido di carbonio di bruciatori da piano cottura alimentati a GPL. Identificati 4 tipi di bruciatore tra i 400 campioni analizzati, hanno utilizzato gli standard europei per testarne l'efficienza termica. I 4 tipi di bruciatori individuati (Figura 4.30) sono: a flusso radiale, a flusso swirlato (con una componente rotatoria di velocità), a flusso verticale e porosi radianti.

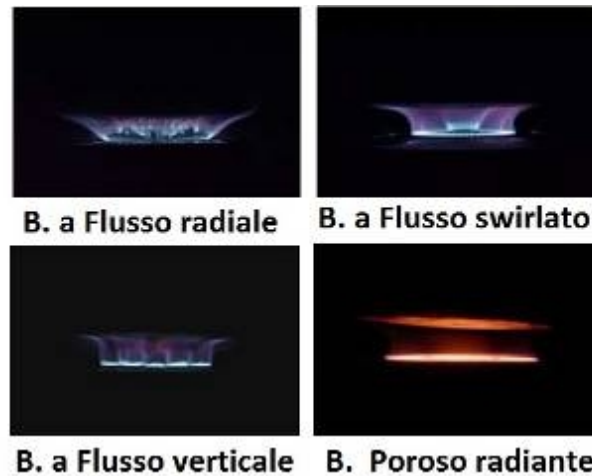


Figura 4.30 – Tipologie di bruciatori domestici analizzati da Makmool et al. [86]

I loro test mostrano che il bruciatore con fiamma swirlata raggiunge la maggiore efficienza (mediamente il 55%, sui campioni analizzati), attribuendo il risultato al moto rotatorio impresso alla fiamma, che garantisce un aumento del tempo di residenza per lo scambio termico ed un incremento della turbolenza. In contrasto, mostrano che il bruciatore a flusso radiale classico fornisce l'efficienza minore, accompagnata dalla minore emissione di CO, dovuta alla maggiore facilità con cui l'aria secondaria viene introdotta nella zona di fiamma, producendo una combustione completa. E' interessante anche verificare che il bruciatore a flusso verticale offre la seconda miglior prestazione termica (circa il 50% di efficienza media), pur avendo tempi di residenza per lo scambio termico inferiori rispetto alla fiamma swirlata. Lo scambio termico per quest'ultimo tipo di bruciatore deriva principalmente dall'impatto diretto della fiamma sul fondo della pentola, dove si creano dei punti di stagnazione nei quali si ha un elevato trasferimento di calore.

Anche nel lavoro di Zhen et al. [87] viene proposto l'utilizzo di flussi swirlati per l'incremento di efficienza di bruciatori da piano cottura. Gli autori propongono 2 diverse geometrie per la generazione di fiamme swirlate, che comparano ad un bruciatore classico in test effettuati al variare del numero di Reynolds delle fiamme e del rapporto d'equivalenza. I risultati del lavoro (Figura 4.31) mostrano incrementi di efficienza realizzati tramite le fiamme swirlate, con valori che raggiungono il 75%.

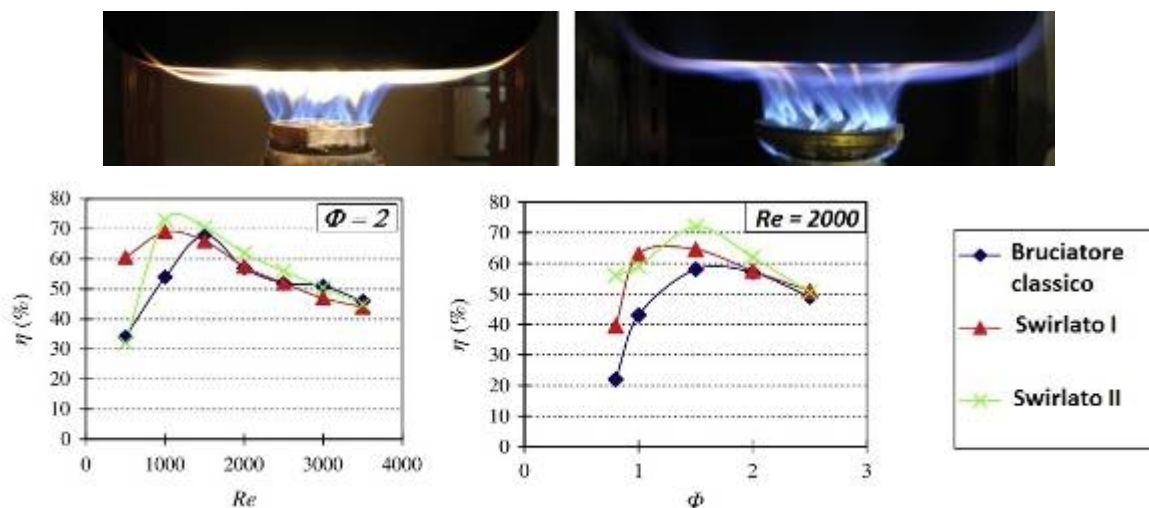


Figura 4.31 – Bruciatori swirlati analizzati in [87].

Altro lavoro che fornisce risultati interessanti è quello di Hou et al. [88], il quale ha eseguito un confronto sperimentale tra un bruciatore da piano cottura classico ed uno swirlato alimentati a GPL, studiando l’influenza di vari parametri (altezza del carico, aerazione primaria, portata di gas) sull’efficienza e sulle emissioni di CO.

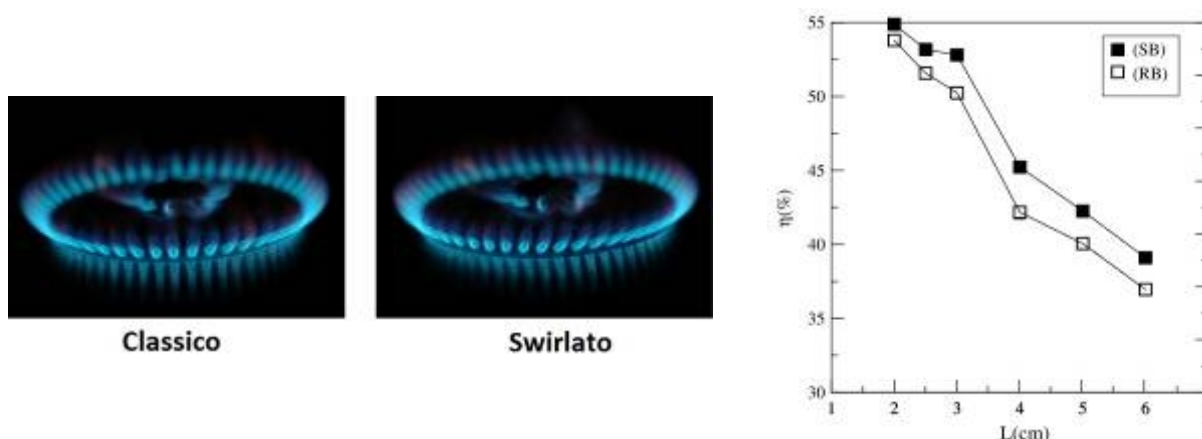


Figura 4.32 – Risultati del confronto tra bruciatore classico (RB, “radial burner”) e swirlato (SB, “swirled burner”) secondo Hou et al. [88].

Figura 4.32 conferma che il bruciatore swirlato consente di incrementare l’efficienza per ogni valore di distanza carico-bruciatore (2-3%), e mostra inoltre che riducendo tale distanza l’efficienza aumenta sempre (fino a un massimo di 55%). I miglioramenti sono addebitati all’incremento del coefficiente di scambio termico alla base della pentola risultante da un tempo di residenza prolungato dei prodotti di combustione, ed a un miglioramento nella miscelazione con l’aria secondaria dovuto al moto rotazionale impresso al fluido.

Nell’ottica del miglioramento della miscelazione all’uscita delle porte, si è quindi deciso di applicare il concetto di swirl.

Si è dimensionato il sistema di canali d’uscita del gas con asse ruotato di 30° rispetto alla direzione radiale, pari al valore maggiore tra quelli presentati nei lavori di letteratura. I canali sono ricavati nella parte inferiore della testa del bruciatore, tramite ribassamenti della superficie di 0.2mm (Figura 4.33).

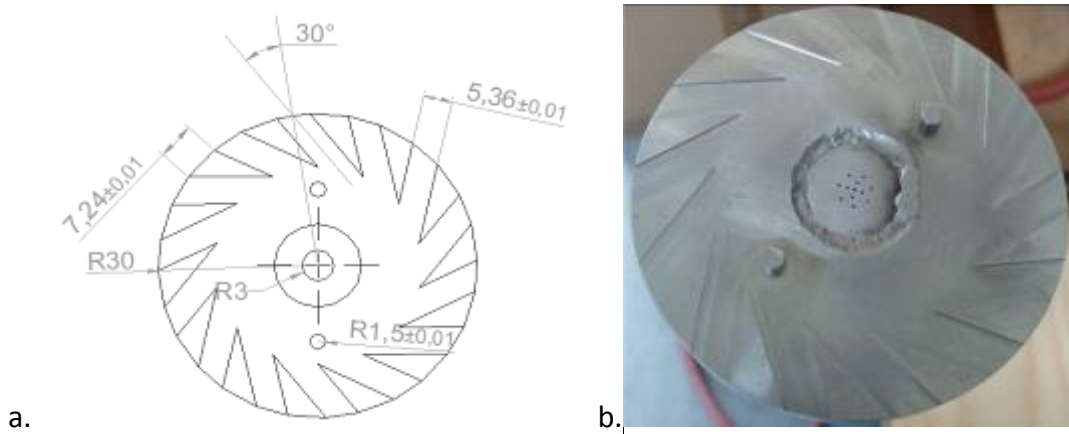


Figura 4.33 – Dimensione porte del bruciatore.

Nel caso volessimo realizzare una fiamma premiscelata, la larghezza delle porte dovrebbe essere determinata in funzione della stabilità della fiamma, inducendo una velocità di uscita della miscela combustibile-comburente tale da garantire l'equilibrio con la velocità di combustione, evitando i fenomeni di ritorno di fiamma e distacco della fiamma.

In questo caso, con una fiamma diffusiva permane la necessità di evitare la condizione di distacco della fiamma. L'Idrogeno da questo punto di vista è il gas più sicuro: data la sua elevata velocità di combustione, avere velocità del flusso tali da portare il distacco della fiamma è molto difficile. In ogni caso per le porte dei classici bruciatori da piano cottura si considera che per distanze tra porte adiacenti superiori a 6 mm non si abbia più interazione tra le fiamme, situazione che può essere una causa del distacco. In generale infatti ridurre la distanza tra le porte riduce la tendenza al distacco, dato che l'interazione tra fiamme adiacenti diminuisce la probabilità di una brusca premiscelazione con aria alla base della fiamma. In questo caso, data l'elevata diffusività dell'Idrogeno, e la modalità di combustione diffusiva che causa fiamme poco compatte e più estese, si è dovuto cercare un equilibrio nella distanza tra porte adiacenti, che dovevano essere:

- **abbastanza vicine** da garantire una sufficiente interazione, ai fini della riduzione del rischio di distacco, ed in modo da garantire una corretta propagazione dell'accensione a partire dalla porta in corrispondenza della quale avviene l'innesco;
- **abbastanza lontane** da non generare un'unica fiamma che avvolgesse il bruciatore incrementandone eccessivamente la temperatura.

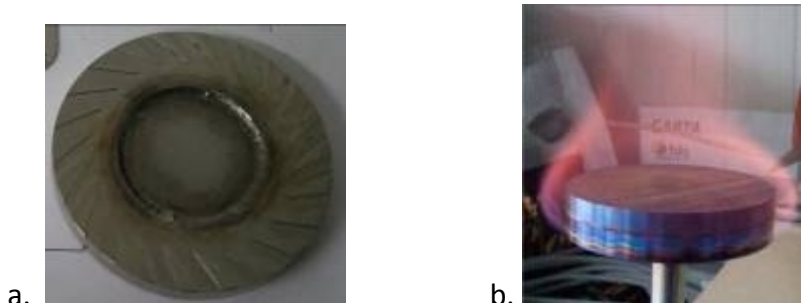


Figura 4.34 – Test con distanza interporta di 3 mm, 22 porte ruotate di 30°, che genera una fiamma unica.

In Figura 4.34 si mostra ad esempio un test effettuato con bruciatore a 22 porte, distanziate circa 3 mm, che hanno dato l'effetto indesiderato dell'unione delle fiamme.

Come mostra Figura 4.33 il prototipo finale ha le seguenti dimensioni:

- Diametro bruciatore: 60 mm;
- Numero porte: 14
- Distanza tra porte: 7.24 mm;
- Rapporto distanza-larghezza porte: 1.35;
- Altezza porte: 0.2 mm;
- Lunghezza canali porte: 13 mm.
- Velocità nei canali d'uscita (condizioni operative nominali): 15 m/s.

4.1.3 - Coperchio

Il coperchio del bruciatore ha le seguenti funzioni:

1. Completare la struttura delle porte , quando posizionato negli appositi incastri;
2. Fornire una superficie laterale superiore rispetto alle porte che venga lambita dalla fiamma.

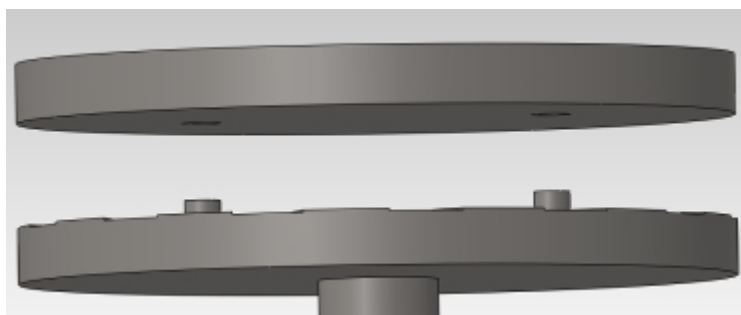


Figura 4.35 – Coperchio del fornello ed incastri per l'esatto posizionamento.

L'applicazione del secondo concetto fornisce come risultato l'innalzamento della temperatura del bruciatore. Il calore poi si propaga verso il resto del bruciatore con gli effetti che sono stati descritti nei precedenti paragrafi.

Se tale effetto può essere indesiderabile dal punto di vista dell'aumento di temperatura del bruciatore, si è rilevato utile dal punto di vista della visibilità della fiamma.

Lo scambio termico tra la fiamma ed il bruciatore porta ad una riduzione della temperatura di fiamma (che ha effetti benefici per la riduzione delle emissioni di Ossidi d'Azoto termici), ed a una colorazione più intensa della stessa. Gli effetti della catalizzazione della reazione di ossidazione dell'idrogeno, con conseguente riduzione della temperatura di fiamma, potrebbero essere presenti se la miscelazione avvenisse in presenza di metalli dell'VIII gruppo (idonei all'attività catalitica data la bassa energia degli elettroni esterni, che permette agli stessi elettroni di essere ceduti o acquistati rapidamente), e con tempi di residenza nella zona di contatto elevati. In letteratura è stato ampiamente discusso l'utilizzo di sistemi per la realizzazione di reazioni H_2/O_2 all'interno di micro reattori in strutture rivestite di Allumina (Al_2O_3), ed impregnate di catalizzatori al Platino [89, 90]. Sono stati anche proposti bruciatori catalitici nei quali la combustione avviene all'interno di una spugna ceramica di Carburo di Silicio rivestita di Platino, riducendo le temperature di reazione sotto i $1000^\circ C$ [91]. In effetti il Platino ed il Palladio sono i materiali maggiormente utilizzati per la realizzazione di catalizzatori, ma all'interno dei metalli dell'VIII gruppo, ai quali si attribuiscono proprietà di catalizzatori di alcune reazioni (tra cui l'ossidazione), c'è il Nichel, contenuto negli acciai inossidabili austenitici

in varia percentuale [92]. L'utilizzo di materiali diversi dal Platino o Palladio per la combustione catalitica dell'Idrogeno è stato analizzato da Haruta e Sano [93]. Dal loro studio risulta che alcuni ossidi di metalli di transizione poco costosi come Rame, Cobalto e Nichel, mostrano un'attività catalitica a temperature intermedie (circa 150°C). Nella nostra applicazione la possibile attività catalitica del bruciatore in acciaio inossidabile può essere ritenuta trascurabile per i seguenti motivi:

- Combustione diffusiva: Idrogeno ed aria si miscelano solo all'uscita del bruciatore, ed il tempo di residenza della miscela a contatto con il metallo è limitato;
- Scarsa superficie solida sulla quale possa avvenire la miscelazione aria-Idrogeno. Per la catalisi della reazione è necessario che i supporti del catalizzatore abbiano elevata superficie specifica.

Abbiamo comunque notato effetti di riduzione della temperatura di fiamma, che si suppone siano dovuti alla continua interazione termica col bruciatore. La temperatura massima rilevata tramite una misura invasiva effettuata con una termocoppia K dotata di rivestimento ceramico è intorno ai 1200°C.

Si riporta in Figura 4.36 un esempio della variazione della colorazione della fiamma a diversi intervalli di tempo dall'accensione. L'emissione di radiazione luminosa associata all'aumento di temperatura del metallo sembra essere il motivo più probabile della variazione di colorazione della fiamma.



Figura 4.36 – Comparazione della colorazione della fiamma a diversi intervalli di tempo dall'accensione.

Sebbene la Direttiva Gas e la norma UNI EN 30-1-1 non facciano riferimento specifico alla visibilità della fiamma, il raggiungimento di una colorazione maggiore è sicuramente un risultato positivo, se raggiunto rispettando gli altri requisiti di sicurezza.

4.1.4 - Struttura bruciatore

La testa del bruciatore è connessa al piano cottura tramite un tubo dello stesso materiale, acciaio inossidabile austenitico (Figura 4.37). Tale tubo, solidale alla testa del bruciatore, ha una lunghezza che è stata determinata in funzione del rispetto del punto 6.1.5.1.1.1, riguardante il riscaldamento delle varie parti del piano cottura che possono essere accidentalmente toccate dall'utente. Per i materiali metallici viene posto un limite di 60K all'incremento di temperatura rispetto alla temperatura ambiente, rilevato durante i test.



Figura 4.37 – Bruciatore completo installato sul piano cottura

Per la definizione della lunghezza del tubo di ingresso del bruciatore si sono eseguite verifiche della distribuzione della temperatura su di esso nelle condizioni più gravose dal punto di vista del riscaldamento del componente, cioè in assenza di carico con la portata nominale. Si è cercata la lunghezza che garantisse una temperatura massima pari ai limiti imposti dalla normativa, nei punti di interesse del piano cottura. Una volta definita la lunghezza del tubo, ed installato il bruciatore sul piano cottura, sono stati controllati gli incrementi di temperatura nei punti del piano evidenziati in Figura 4.39.

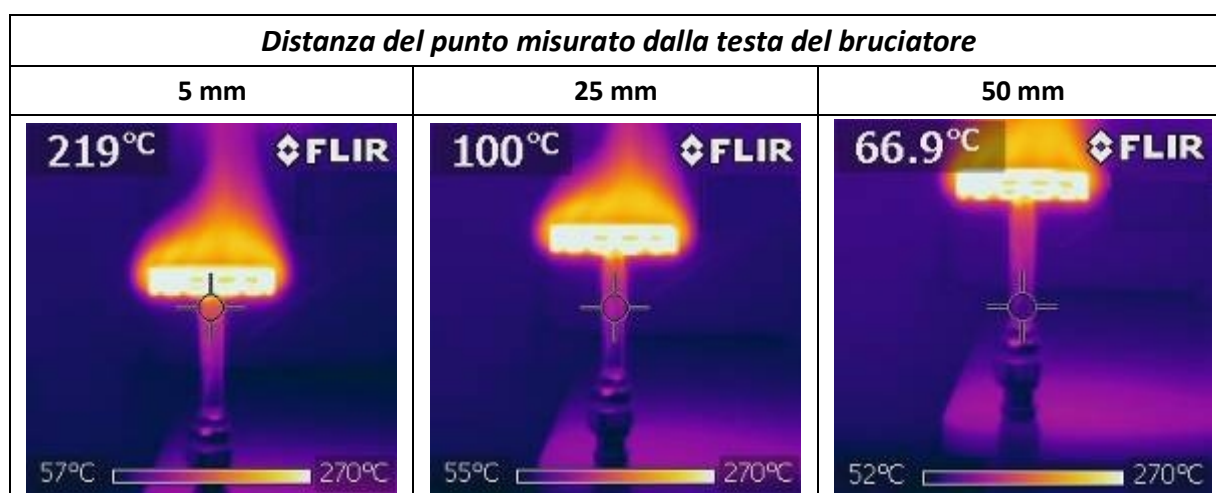


Figura 4.38 – Distribuzione di temperatura sul tubo d'ingresso in condizioni stazionarie.

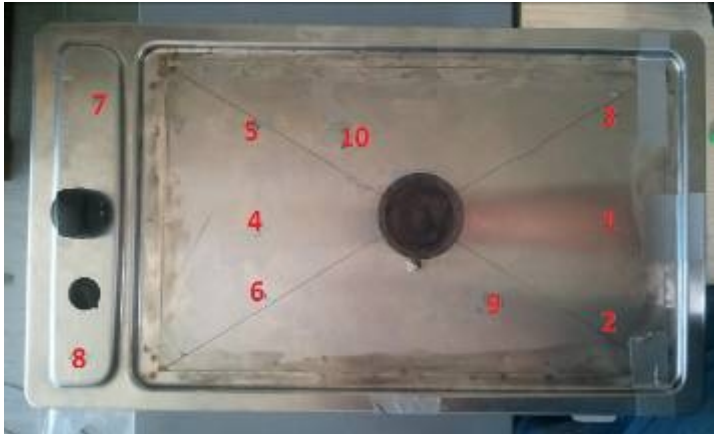
In Figura 4.38 immagini da termocamera ad infrarossi mostrano la distribuzione di temperatura dopo 20 minuti di funzionamento. La temperatura ambiente durante il test è di 30°C. Sulla base di tali misure il tubo del bruciatore installato sul piano cottura ha una lunghezza di 30 mm.

In Figura 4.39b la verifica delle temperature nei punti mostrati in Figura 4.39a, eseguita con le modalità indicate al punto 7.3.1.5.2.3 della UNI EN 30-1-1, cioè:

- pentola da 220 mm di diametro contenente 2 kg di acqua posta sopra il bruciatore;
- alimentazione alla portata nominale;
- durata del test: 1 ora.

Si noti che la condizione peggiorativa rispetto alla propagazione del calore dal bruciatore verso il resto della struttura è quella in assenza di carico. Per l'eventuale surriscaldamento dei vari

punti del piano cottura invece si deve considerare la presenza del carico, a causa dell'effetto di avvicinamento della fiamma al piano cottura stesso.



| Punto | Temperatura [°C] |
|-----------------------------|------------------|
| 1 | 58 |
| 2 | 56.5 |
| 3 | 56.5 |
| 4 | 63 |
| 5 | 61 |
| 6 | 61 |
| 7 | 43 |
| 8 | 43 |
| 9 | 85 |
| 10 | 85 |
| Temperatura ambiente: 30 °C | |

a. b. *Figura 4.39 – a. Punti di misura del test di surriscaldamento del piano; b. Temperature rilevate dopo 1 ora di attività.*

4.1.5 - Scelta dei materiali

Il bruciatore è stato realizzato interamente in acciaio inossidabile austenitico AISI 316L. Un acciaio inossidabile è una lega di Ferro-Carbonio-Cromo con il Cromo in percentuale in peso maggiore del 10.5 % [96] caratterizzata da alta resistenza all'ossidazione in condizioni standard. La resistenza chimica deriva dalla capacità di passivarsi in condizioni ossidanti, ricoprendosi di un sottile e tenace film di ossido (Cr_2O_3) che protegge il materiale sottostante dall'ulteriore ossidazione. Di seguito vengono descritte in dettaglio le motivazioni di tale scelta.

Gli acciai inox austenitici possono avere diverse composizioni, ma vengono detti "al cromo-nichel" perché devono essere rispettati i seguenti limiti di percentuale in peso: Carbonio (0.015-0.15%); Cromo (16-28%); Nichel (6-32%); Molibdeno (2-7%). Il Molibdeno aumenta la stabilità della pellicola passivante, ma ha anche influenza positiva sulle proprietà meccaniche a caldo.

Tabella 4.4 - Composizione chimica degli acciai austenitici resistenti alla corrosione [96].

| Designazione UNI EN 10088 | | C (%) | Ni(%) | Cr(%) | Mo(%) | Mn (%) | Si (%) |
|---------------------------|-----------|---------|--------|-----------|-------|--------|--------|
| X5CrNiMo17-12-2 | Aisi 316 | <0.07 | 10-13 | 16.5-18.5 | 2-2.5 | <2 | <1 |
| X2CrNiMo17-12-2 | Aisi 316L | ≤ 0.030 | 10-13 | 16.5-18.5 | 2-2.5 | <2 | <1 |
| X5CrNi18-10 | Aisi 304 | <0.07 | 8-10.5 | 17.5-19.5 | - | <2 | <1 |
| X2CrNi19-11 | Aisi 304L | ≤ 0.030 | 10-12 | 18-20 | - | <2 | <1 |

4.1.5.1 Resistenza ad Infragilimento da Idrogeno

I materiali utilizzati nei sistemi di accumulo o in altri componenti possono subire una significativa perdita della loro resistenza strutturale quando esposti all'idrogeno. Questo fenomeno è conosciuto come infragilimento da idrogeno, e accade quando l'idrogeno o i suoi composti permeano la struttura del reticolo cristallino dei materiali. A livello atomico, affinché

l'infragilimento avvenga, le molecole dell'idrogeno devono in primo luogo dissociarsi in atomi prima che possano diffondersi nella struttura metallica. A temperature prossime a quella ambiente, alcuni materiali metallici sono suscettibili all'infragilimento da idrogeno, specialmente quelli con una struttura cubica a corpo centrato del reticolo cristallino. Questo è un problema rilevante per molti acciai ferritici, se sottoposti a sforzi meccanici. Il processo avviene sulle superfici metalliche "giovani", che tendono a formarsi in corrispondenza di difetti superficiali o di altri centri di sforzi, come conseguenza di processi di deformazione plastica locale indotta dalle tensioni. Impurezze quali il solfuro di idrogeno si dissociano più facilmente in idrogeno atomico rispetto a quanto faccia l'idrogeno molecolare. L'infragilimento da idrogeno coinvolge un grande numero di variabili quali la temperatura e la pressione dell'ambiente; la purezza, la concentrazione ed il tempo di esposizione all'idrogeno; lo stato di tensione, le proprietà fisiche e meccaniche, la microstruttura, le condizioni superficiali e la natura di ogni fronte di rottura nel materiale. La norma tecnica UNI ISO/TR 15916 [18] definisce la suscettibilità all'infragilimento da Idrogeno per alcuni metalli comunemente utilizzati. L'acciaio inossidabile Aisi 316, data la sua superiore resistenza a corrosione, viene classificato "fragile in modo trascurabile". Allo stesso modo vengono definiti le leghe d'alluminio ed il rame. Gli acciai al carbonio sono quelli più soggetti all'infragilimento. L'American Iron and Steel Institute [94] specifica graficamente le combinazioni pressione-temperatura alle quali i vari tipi di acciaio possono operare in modo sicuro rispetto al rischio di infragilimento da Idrogeno (Figura 4.40).

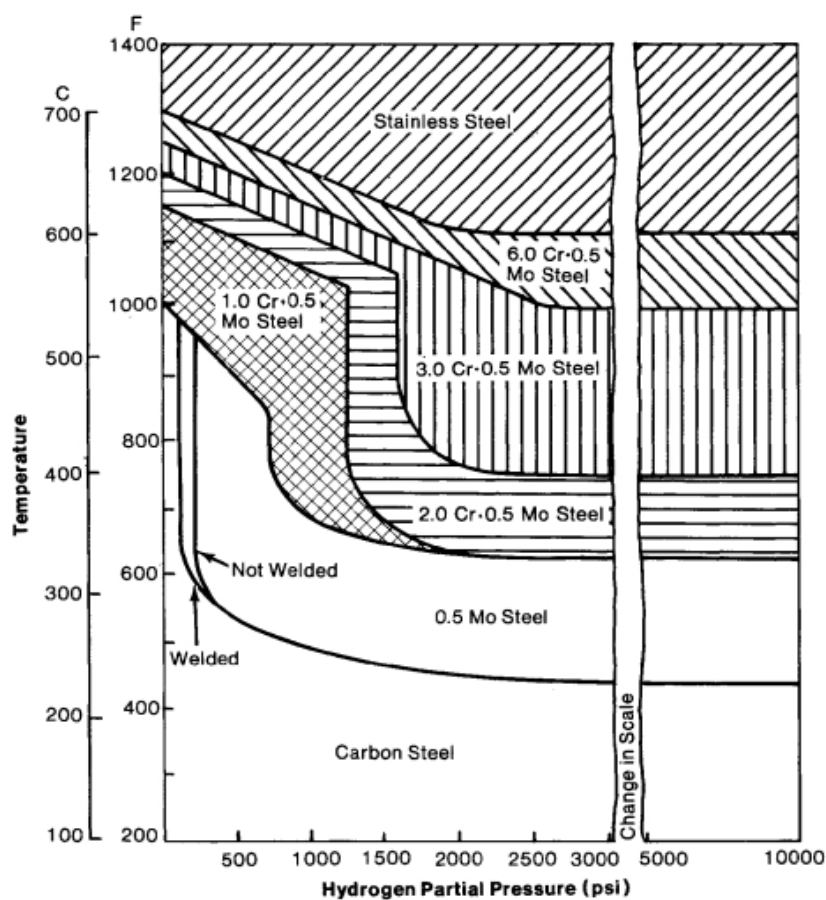


Figura 4.40 – Combinazioni P-T per i materiali nei servizi ad Idrogeno [94].

Sopra i 600°C e ad alte pressioni parziali (>2000 psi, 140 bar) solo gli acciai inossidabili austenitici hanno sufficiente contenuto di cromo per fornire adeguata resistenza all'attacco di Idrogeno. All'aumentare del contenuto di cromo negli acciai, questi riescono a sopportare maggiori temperature e pressioni parziali dell'Idrogeno.

4.1.5.2 Bassa conducibilità termica

Date le problematiche di riscaldamento del bruciatore presentate nei paragrafi precedenti, si rendeva necessario l'utilizzo di un metallo a bassa conducibilità termica. Gli acciai inossidabili austenitici hanno la conducibilità termica tra le più basse rispetto a tutti gli altri metalli o leghe.

Tabella 4.5 – Conducibilità termica di alcuni metalli [96,97].

| Materiali | Conducibilità termica [W/mK] |
|---------------------------|-------------------------------------|
| Alluminio puro | 247 |
| Oro | 315 |
| Rame | 398 |
| Ottone | 109 |
| Aisi 316, 304, 316L, 304L | 15 |

4.1.5.3 Resistenza all'esposizione prolungata a fiamme di Idrogeno

E' importante capire se il materiale selezionato sia in grado di resistere alla corrosione da Idrogeno in condizioni normali. Nel nostro caso è però altrettanto importante che il materiale sia resistente agli effetti corrosivi della fiamma. Morton [26] ha verificato sperimentalmente gli effetti dell'esposizione a fiamme di Idrogeno per diversi tipi di materiali, tra cui gli acciai inossidabili Aisi 304 e 316, una lega di alluminio ed acciaio al carbonio galvanizzato 1006-1008. Il test è stato eseguito sospendendo dei fili di 1 mm di diametro all'interno di una fiamma di Idrogeno per 1 ora consecutiva. I risultati del test hanno mostrato che l'acciaio inox Aisi 316 non mostra alcun segno visibile di corrosione, al contrario di alluminio e acciaio al carbonio.

4.1.5.4 Resistenza a corrosione intergranulare

L'iniettore, realizzato come un disco forato a laser di spessore pari a 1.5 mm viene collegato alla testa del bruciatore tramite saldatura. Relativamente ai giunti saldati, il fenomeno che si può riscontrare a seguito della scelta non corretta del materiale, è quello della corrosione intergranulare. Si tratta di quel fenomeno metallurgico che porta alla precipitazione di carburi di cromo ai bordi dei grani, in conseguenza di un'esposizione a temperature che vanno dai 450 agli 800 °C per gli acciai austenitici e oltre 950 °C per i ferritici [95]. La formazione dei carburi di cromo avrà come conseguenza un impoverimento nella percentuale di cromo ("chromium depletion") nelle zone prossime ai bordi dei grani (zone di transizione tra "nuclei" di cristallizzazione ingranditi adiacenti, che si formano durante il raffreddamento a seguito di una fusione), dove il materiale perderà per questo la sua "inossidabilità". Infatti, se la diminuzione del cromo è tale da portare la sua concentrazione al di sotto del 10.5 %, l'acciaio perde la sua capacità di passivarsi spontaneamente e diventa attivo, cioè si sensibilizza. Solo se la concentrazione di carbonio nell'acciaio è inferiore allo 0.03 % (acciai inossidabili della serie L, o "low carbon") la precipitazione del carburo di cromo è inferiore a quella che genera la sensibilizzazione e l'acciaio inossidabile rimane immune alla corrosione intergranulare. Il fenomeno della precipitazione di carburi di cromo dipende da due parametri: il tempo e la

composizione chimica del materiale. Il primo determina, a parità di temperatura, la quantità di precipitati. Il secondo influirà invece sul tempo di inizio della precipitazione stessa. Infatti un materiale con alto tenore di carbonio vedrà iniziare prima il fenomeno rispetto ad uno con tenori più bassi. Questo comportamento è riassunto nelle così dette curve “a naso” che ci dicono, in funzione della percentuale di carbonio, i tempi di inizio precipitazione alle diverse temperature (Figura 4.41).

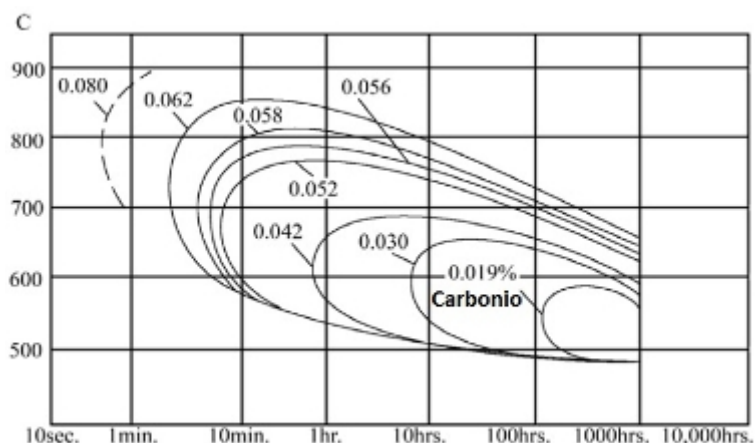


Figura 4.41 – Effetti della percentuale di Carbonio sui tempi di formazione di carbonati di cromo.

4.1.5.5 Costo

Gli acciai inossidabili, date le loro proprietà particolari, hanno un costo abbastanza elevato. Le dimensioni del bruciatore però sono esigue e la quantità di materiale impiegato è minima. Il costo deriva dalle lavorazioni con fresa CNC, saldatura TIG e foratura Laser, e può essere abbattuto intorno alla decina di euro a pezzo con la produzione di un quantitativo stimato nelle 100 unità.

Si riportano i costi al kg degli acciai inossidabili in barre al Novembre 2013 [98].

Tabella 4.6 – Costo acciaio inossidabile in barre, Novembre 2013.

| Materiale | Costo [Euro/kg] |
|------------------|------------------------|
| Aisi 304L | 1.45 |
| Aisi 304 | 1.27 |
| Aisi 316 | 1.84 |
| Aisi 316L | 1.84 |

4.2 - Elementi ausiliari

Il piano cottura nel quale è stato integrato il bruciatore è stato derivato dal piano monofuoco in acciaio inox commercializzato da Nardi elettrodomestici S.p.A. Oltre alla struttura, modificata in funzione delle caratteristiche dimensionali del bruciatore, sono stati assemblati i seguenti componenti:

- Rubinetto multifunzione con sistema di sicurezza termoelettrico;
- Tubazioni e raccordi interni.

4.2.1 - Valvola multi-funzione e dispositivo di sicurezza termoelettrico

Sulla base dell'analisi normativa presentata in paragrafo 3.2.3, si è resa necessaria la verifica della tenuta della valvola multifunzione selezionata. E' stata utilizzata una valvola Sabaf Modello 15 con corpo in ottone.



Figura 4.42 - Rubinetto Sabaf Modello 15.

I test di tenuta sono stati effettuati secondo il metodo della verifica delle perdite di pressione, come specificato nell'Annex C della UNI EN 13611. L'unica variante rispetto ai test specificati nelle norme UNI EN 125, 126, 13611, è stata la pressurizzazione ad un valore circa doppio rispetto a quello richiesto dalle norme, pari a circa 300 mbar.

L'apparato di test è mostrato schematicamente in Figura 4.43. Consiste di un contenitore in pressione termicamente isolato A, che viene riempito con una quantità d'acqua tale che il volume di aria sopra l'acqua sia 1 dm^3 . Un tubo di rilsan (B) ha la sua estremità inferiore nell'acqua contenuta in A. All'altra estremità è esteso fino a 3.10 metri di altezza, in modo da poter indicare il livello di pressione dell'aria nella parte superiore del contenitore fino a circa 300 mbar. La pressione di prova viene applicata tramite un secondo tubo (C) che entra nella camera d'aria del recipiente in pressione ed a cui è collegata anche la valvola multifunzione in test per mezzo di una valvola a 3 vie.

Il test viene svolto pressurizzando il contenitore e il dispositivo in prova (nelle diverse modalità definite dai test), e dopo aver atteso 10 minuti per il raggiungimento dell'equilibrio termico si controlla la caduta di pressione che si verifica su un intervallo temporale di 5 minuti come decremento del livello dell'acqua nel tubo A. In base alla formula riportata nell'Annex D della norma UNI EN 13611, dalla perdita di pressione si ricava il Leakage Rate (q_L , cm^3/h) come :

$$q_L = 11,85 \cdot 10^{-3} \cdot V_{ARIA} \cdot \Delta P \quad \text{Eq. 4.28}$$

Dove, ΔP è la perdita di pressione (mbar), V_{ARIA} è il volume d'aria totale contenuto nel rubinetto multifunzione ed in tutto l'apparato di test (cm^3).

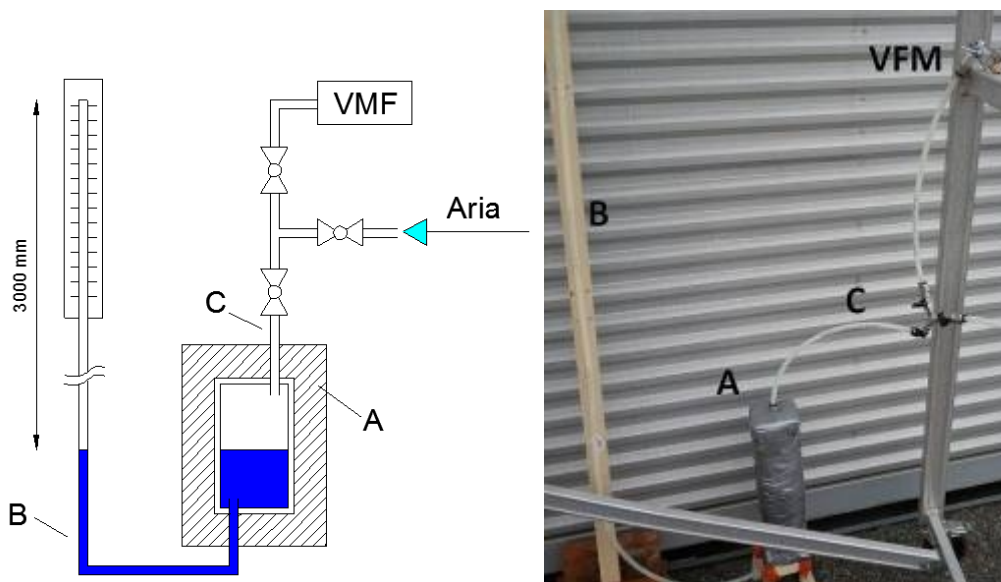


Figura 4.43 – Schema test di tenuta con verifica delle perdite di pressione.

Test di tenuta Esterna

Nella norma UNI EN 125, si richiede che il test di tenuta esterna sia eseguito come da punto 7.3.2 della UNI EN 13611, cioè pressurizzando sia l'ingresso che l'uscita alla pressione di test (Figura 4.44 b). Viene richiesto che prima della prova le parti che possono essere smontate (dove non ci sono ad esempio laccature), vengano smontate e rimontate 5 volte.

Le prove devono essere svolte in 3 condizioni:

1. Con tutti gli elementi di chiusura aperti (sia il rubinetto che il magnete, quindi serve una fonte energetica esterna per mantenerlo aperto), vengono pressurizzati sia l'ingresso che l'uscita del dispositivo.
2. Con le vie principali del dispositivo chiuse.
3. Con qualsiasi "perno" che viene mosso durante l'accensione lasciato in posizione di accensione.

Nella norma UNI EN 126, per le tenute esterne si rimanda al test del punto 7.3.2 della EN 13611, esattamente come la UNI EN 125. Ci sono però diversi limiti di Leakage Rate, riportati in Tabella 3.8.

In tabella 4.7 si riportano i risultati del test di tenuta esterna in termini di perdita di pressione e tasso di fuga equivalente per le configurazioni che mostrano limiti di fuga concessa più stringenti.

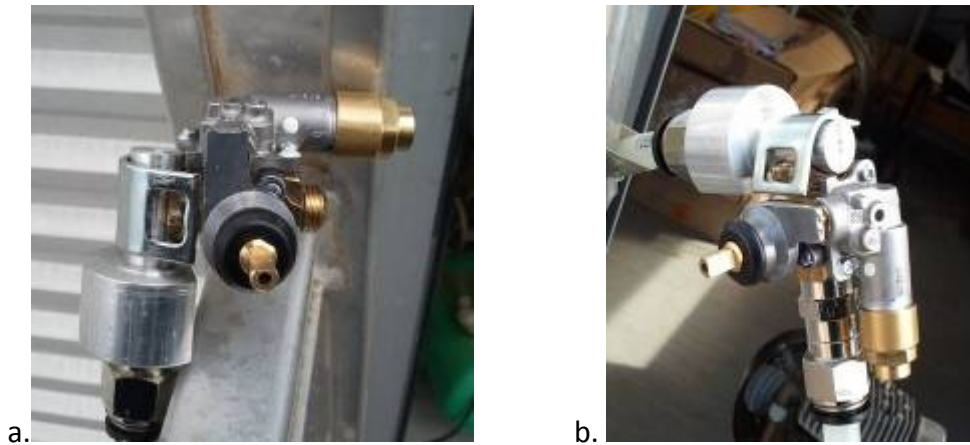


Figura 4.44 – Test di tenuta interna (a) ed esterna (b) sulla valvola multifunzione.

Tabella 4.7 – Risultati test di tenuta esterna sulla valvola multifunzione Sabaf Modello 15.

| Tenuta Esterna | | |
|-----------------------------------|------------------------------------|--|
| <i>Condizione</i> | <i>Perdita di pressione [mbar]</i> | <i>Leakage Rate [cm³/ora]</i> |
| Elementi di chiusura tutti aperti | 0.6 | 9.9 |
| Elementi di chiusura tutti chiusi | 0.5 | 8.3 |

Test di tenuta Interna

Ricordiamo che per tenuta interna si intende la capacità dell’elemento di chiusura di evitare il passaggio di gas da un lato all’altro, o verso l’uscita del dispositivo (Figura 4.44.a). Nella norma UNI EN 125, i test di tenuta interna della UNI EN 13611 sono sostituiti dai seguenti 2 test:

1. Posizione di chiusura:

Testare in posizione chiusa la fuoriuscita dal dispositivo de-energizzato nella direzione del flusso di gas, con le pressioni di prova indicate al punto 7.3.1 della norma (sarebbero i 150 mbar, che noi convertiamo nei 300 mbar) e misurare il tasso di perdita. Se vi è più di un elemento di chiusura nel dispositivo, la prova è ripetuta con ciascun elemento di chiusura a sua volta in posizione di chiusura, con tutti gli altri organi di chiusura completamente aperti.

2. Posizione di ignizione:

Per dispositivi dotati di uscita del bruciatore pilota, questa uscita deve essere bloccata. Si deve testare in posizione di accensione la fuoriuscita dal dispositivo de-energizzato nella direzione del flusso di gas alle pressioni di prova indicate al punto 7.3.1 della norma e misurare il tasso di perdita.

Tabella 4.8 – Risultati test di tenuta interna sulla valvola multifunzione Sabaf Modello 15.

| Tenuta Interna | | |
|-----------------------------------|------------------------------------|--|
| <i>Condizione</i> | <i>Perdita di pressione [mbar]</i> | <i>Leakage Rate [cm³/ora]</i> |
| Elementi di chiusura tutti chiusi | 0.3 | 5 |
| Rubinetto aperto , Magnete chiuso | 0.35 | 6 |

Sebbene la normativa non indichi la necessità di testare i componenti con gli specifici gas con i quali dovranno operare nel normale funzionamento, si sono eseguiti anche test di tenuta con miscele aria-idrogeno (circa 80% H₂) a pressioni di 50 e 110 mbar. I risultati del test di tenuta interna sono riportati in Tabella 4.9.

Tabella 4.9 – Risultati test con miscela aria-Idrogeno

| Tenuta Interna con aria-idrogeno | | | |
|---|-----------------------------|--|--|
| <i>Condizione</i> | <i>Pressione [mbar]</i> | <i>Perdita di pressione [mbar]</i> | <i>Leakage Rate [cm³/ora]</i> |
| Elementi di chiusura tutti chiusi | 110 | 1 | 14.8 |
| Elementi di chiusura tutti chiusi | 50 | 0.5 | 7.4 |

Pur essendo dei test preliminari, dai risultati presentati si può affermare che il rubinetto con sistema di sicurezza termoelettrico che si integra nel piano cottura soddisfa i requisiti di tenuta interna ed esterna dettati dalle norme dedicate, anche nelle seguenti condizioni:

- con aria, per pressioni doppie rispetto a quelle richieste dalla norma (300 mbar).
- con miscele aria-Idrogeno per pressioni di 50 e 110 mbar, cosa non richiesta della normativa.

4.2.2 - Tubazioni e raccordi interni

Per i componenti interni del piano cottura si sono usati gli stessi criteri di sicurezza perseguiti nella scelta del materiale per la costruzione del bruciatore. Le tubazioni di collegamento tra bruciatore, rubinetto multifunzione, e ingresso del piano cottura sono realizzate in tubi di Acciaio inossidabile Aisi 316 di diametro esterno 6 mm, spessi 1 mm. I componenti sono raccordati tramite raccordi a compressione a doppia ogiva in acciaio inossidabile Aisi 316, che garantiscono la massima tenuta tramite il contatto metallo-metallo. Dove necessaria una filettatura, è stato utilizzato un sigillante liquido compatibile con Idrogeno rispettante i criteri imposti da normativa UNI EN 751-1.

5 - Test Preliminari

In questo capitolo vengono descritti i risultati dei test preliminari sul piano cottura completo. Si parla di test preliminari perché la strumentazione disponibile non consente di effettuare misure con la precisione richiesta dalla normativa. Discutendo il margine di errore commesso è comunque possibile avere un'indicazione delle prestazioni del sistema.

5.1 - Potenza termica nominale

Secondo la normativa UNI EN 30-1-1 alla quale facciamo riferimento, la potenza termica nominale del piano cottura viene definita nelle seguenti condizioni:

- Con il carico posto sopra il bruciatore: Corrisponde ad una pentola di 220 mm di diametro riempita con 2 kg di acqua a temperatura ambiente.
- Viene acceso il bruciatore e fatto operare per 10 minuti, per il raggiungimento delle condizioni di equilibrio;
- Si misura la portata di gas per 3 minuti: il valore medio, corretto alle condizioni standard di pressione e temperatura, è quello utilizzato in Eq. 4.23 per il calcolo della potenza nominale del bruciatore.

Per la correzione del valore letto alle condizioni standard si utilizza la seguente equazione:

$$\frac{V_0}{V} = \sqrt{\frac{1013.25 + p}{1013.25} \cdot \frac{p_a + p}{1013.25} \cdot \frac{288.15}{273.15 + t_g}} \quad \text{Eq. 5.1}$$

Dove, V_0 è la portata volumetrica di gas secco che sarebbe stata ottenuta nelle condizioni di riferimento (m^3/ora), V è la portata volumetrica ottenuta nelle condizioni di test (m^3/ora), p_a è la pressione atmosferica (mbar), p è la pressione del gas nel punto di misura (mbar), t_g è la temperatura del gas nel punto di misura.

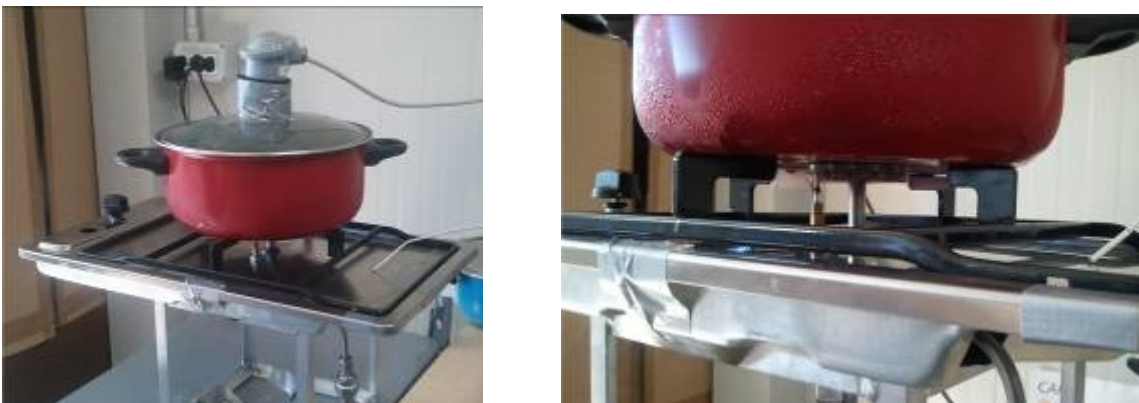


Figura 5.1 – Configurazione finale per il test di potenza termica nominale.

Il test è stato eseguito alimentando il piano cottura completo (Figura 5.1) alla pressione nominale di 20 mbar. Sulla base delle considerazioni effettuate in paragrafo 4.1.1.1 circa l'errore sulla misura di portata, la potenza termica nominale risulta pari a $2.5 \text{ kW} \pm 0.4 \text{ kW}$, che corrisponde ad un consumo di Idrogeno di $760 \text{ Sl/h} \pm 122 \text{ Sl/h}$. Dall'analisi sui confronti tra portate misurate e calcolate fatta nel paragrafo 4.1.1.1. possiamo presupporre che l'errore

nella misura ci porta a sovrastimare la portata reale. Secondo questa ipotesi quindi è più probabile che da una misura più accurata risulti un valore di potenza termica vicino al limite inferiore del campo proposto.

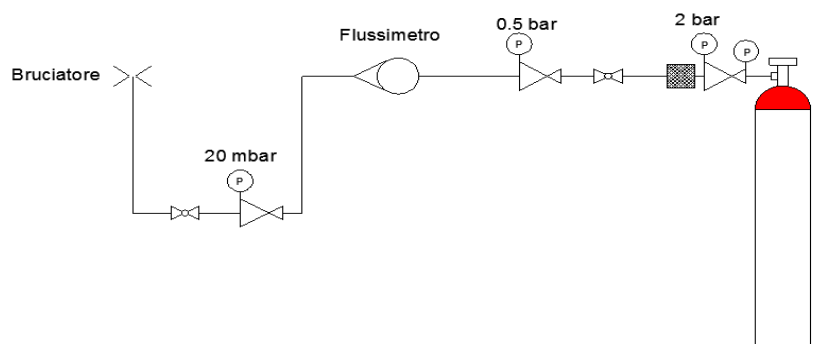


Figura 5.2 – Schema impianto di test

5.2 - Efficienza

La prova di efficienza è stata eseguita secondo la norma UNI EN 30-2-2. La pentola di test è in alluminio a fondo opaco. Data la potenza nominale stimata, il nostro piano cottura dovrebbe essere testato con una pentola di 260 mm di diametro contenente 6.1 kg d'acqua regolando la potenza nominale a 2.37 kW (Tabella 3.6). Nel nostro caso, sulla base di considerazioni tecnico-commerciali, abbiamo deciso di limitare le dimensioni della pentola utilizzabile a 240 mm, e come indicato nella norma abbiamo impostato una potenza massima pari a 1.98 kW, utilizzando una pentola con 4.8 kg d'acqua.

Per la prova è necessaria la misura della temperatura dell'acqua all'interno della pentola di prova. Abbiamo utilizzato una termoresistenza Pt 100 Classe 1/10 DIN con precisione $\pm 0.03^\circ\text{C}$ a 0°C (Figura 5.3).



Figura 5.3 – Termoresistenza Pt 100 1/10 DIN.

Il test si svolge nelle seguenti modalità:

- Preriscaldamento: il bruciatore viene fatto funzionare per 10 min alla portata termica nominale (o alla portata termica regolata in base alla pentola nominale), e viene coperto con un recipiente di diametro 220 mm contenente 3.7 kg di acqua, qualsiasi sia la potenza termica;
- Prova: si sostituisce il recipiente con quello di test e si misura il consumo di gas nell'intervallo di tempo in cui la temperatura dell'acqua nel contenitore viene innalzata dai 20°C ai 90°C .

Il rendimento viene calcolato secondo Eq. 3.6, con il volume di gas consumato corretto alle condizioni standard secondo Eq. 5.1.

Dopo la fase di preriscaldamento la portata viene fissata a circa 420 l/h (580 SI/h), per avere una potenza nominale di 1.98 kW. L'efficienza risultante è pari al 56.92%. Considerando l'errore sulla misura della portata di ± 87.5 l/h, l'efficienza può assumere valori nel range 47.11% - 71.90%. Presupponendo che l'errore sulla misura ci porti a sovrastimare la portata, come ipotizzabile dai risultati del confronto tra portata teorica e sperimentale, si può considerare il valore calcolato come il limite inferiore dell'efficienza del piano cottura. Tale valore è comunque superiore a quello minimo richiesto dalla normativa UNI EN 30-2-1, pari al 52%.

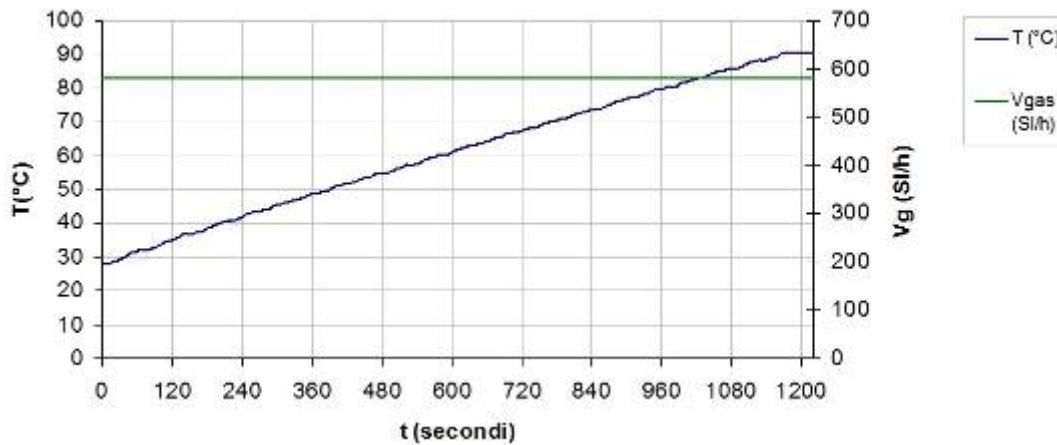


Figura 5.4 – Andamento di temperatura dell'acqua e portata volumetrica di gas durante il test di efficienza

5.3 - Emissioni di NO

La misura della concentrazione degli Ossidi d'azoto non è contemplata nella normativa comunitaria, che specifica di trascurare la verifica delle emissioni di NO a causa della loro esigua entità in applicazioni quali la cottura di cibo. Il problema delle emissioni nocive in ambito domestico è un argomento comunque in discussione, quindi si sono condotte delle misure della concentrazione di Monossido di Azoto nei prodotti di combustione del piano cottura.

Le misure di concentrazione delle emissioni inquinanti sono state fatte grazie ad un Analizzatore per gas assorbenti i raggi infrarossi e per ossigeno, un Siemens Ultramat 23. Tale strumento consente di misurare la concentrazione di CO, NO, e O₂.

Il principio della misurazione implementato nell'Ultramat è quello dell'assorbimento di specifiche bande di radiazione infrarossa da parte di molecole di diversa natura. Una sorgente di radiazioni che lavora a circa 600°C emette raggi infrarossi, i quali vengono modulati da un chopper a 8 1/3 Hz. La radiazione infrarossa passa attraverso la camera dove fluisce il campione di gas da analizzare, e la sua intensità diminuisce in funzione della concentrazione della componente misurata. Il sensore dell'ossigeno lavora col principio della cella a combustibile. L'ossigeno viene convertito nella zona di confine tra l'anodo ed il catodo. Si sviluppa così una corrente che fluisce dall'anodo al catodo attraversando un resistore, dove viene misurata una tensione.

I gas da misurare devono essere immessi negli analizzatori privi di polvere. Bisogna anche evitare che si formi condensato nelle camere di misura. Per questo motivo è necessario un sistema di preparazione del gas per rendere possibile l'immissione nell'analizzatore.

L'analizzatore è quindi costituito da tre componenti principali: una sonda di prelievo riscaldata, un gruppo di condizionamento termodinamico del gas prelevato, e l'analizzatore vero e proprio, all'interno del quale sono posizionati i sistemi di misura della concentrazione.

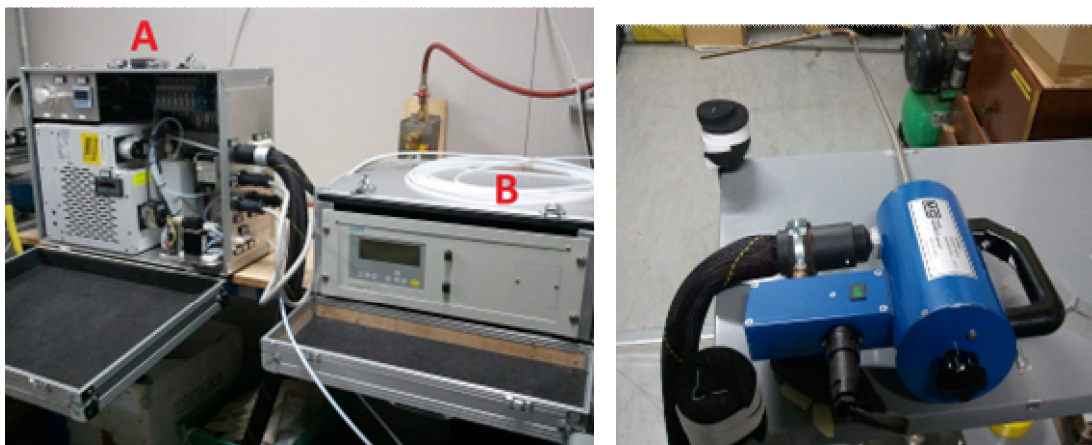


Figura 5.5 – A. Gruppo di Condizionamento gas, B. Ultramat 23, Sonda di prelievo riscaldata.

E' necessario prelevare tramite la sonda un campione di gas sopra il bruciatore. I bruciatori da piano cottura però operano con aria secondaria presa dall'ambiente in quantità pressoché illimitata, e questo porta ad una diluizione eccessiva del campione, che contiene una grande percentuale di aria. Pur utilizzando una cappa per ridurre la concentrazione di aria nel campione prelevato, al fine di comparare misure effettuate a diversi gradi di diluizione i valori di NO misurati sono corretti a valori di ossigeno standard tramite la seguente equazione:

$$NO = \frac{NO' - NO'' \cdot O_2' / 20.9}{1 - O_2' / 20.9} \tag{Eq. 5.2}$$

Dove NO' è la concentrazione di NO registrata per il campione, NO'' è il valore presente nell'aria ambiente (nullo per questi test), O_2' è la percentuale di ossigeno registrata nel campione. Con una portata di prelievo di 1 l/min , si sono ottenuti i seguenti risultati per prove con diverso grado di diluizione e pressione di alimentazione del bruciatore.

Tabella 5.1 – Risultati test di misura emissioni NO

| Pressione gas [mbar] | NO misurato [vpm] | O ₂ misurato [%] | NO (@ 0% O ₂) [vpm] |
|----------------------|-------------------|-----------------------------|---------------------------------|
| 7 | 8 | 19.15 | 95.54 |
| 7 | 28 | 13.15 | 75.51 |
| 10 | 11 | 18.9 | 114.9 |
| 10 | 11 | 18.41 | 92.33 |
| 10 | 19 | 16.76 | 95.92 |
| 10 | 67 | 9.86 | 126.8 |
| 20 | 29 | 18.16 | 221.2 |
| 20 | 30 | 16.9 | 156.8 |
| 20 | 55 | 14.9 | 191.6 |
| 20 | 10 | 19.9 | 209 |

Le concentrazioni rilevate variano con la pressione di alimentazione e quindi con la potenza termica del bruciatore. Considerando la concentrazione di NO per unità di energia sviluppata dalla combustione, i valori delle varie prove sono tutti nell'ordine dei $2 \mu\text{g/kJ}$.

6 - Simulazione Numerica

Il lavoro di simulazione numerica è stato condotto in collaborazione con il Dr. Jacek Smolka e con Anna Kopiec, laureanda dell'Institute of Thermal Technology, Silesian University of Technology, Gliwice (Polonia). L'obiettivo di tale studio è l'implementazione di un modello di combustione che ben si adatti alle reali prestazioni del bruciatore dimensionato, che ne consenta la completa caratterizzazione numerica, e che offra uno strumento previsionale per lo sviluppo ed il miglioramento del prodotto. Lo studio ha riguardato l'analisi di sensibilità sul modello 2-D semplificato del bruciatore (principalmente in relazione ai modelli di turbolenza, alla chimica della combustione, alle dimensioni di dominio e mesh, ed al coefficiente di assorbimento) e la validazione delle simulazioni del modello 3-D con i dati sperimentali. In questo modo si è cercato di trovare i modelli più adeguati alla simulazione del comportamento del bruciatore, compatibilmente con le risorse di calcolo necessarie. L'analisi di sensibilità sul modello 2-D è stata svolta principalmente all'Institute of Thermal Technology di Gliwice, mentre la seconda parte riguardante la modellazione, simulazione e validazione della geometria 3-D è stata svolta principalmente all'Università di Firenze e nei Laboratori di La Fabbrica del Sole.

6.1 - Introduzione

Il problema della simulazione numerica della combustione diffusiva è stato ampiamente studiato in passato. In accordo con il lavoro di Poinot e Veynante [25] la modellizzazione di una fiamma diffusiva può essere scomposta nello studio dei fenomeni separati di miscelazione e combustione. La combustione avviene solo se il combustibile e l'ossidante sono miscelati all'interno del loro campo di infiammabilità. La miscelazione è governata dal meccanismo di diffusione dei reagenti. Molti degli autori di testi sulla simulazione numerica della combustione mettono in risalto la complessità del fenomeno, che necessita della risoluzione di tre equazioni fondamentali di conservazione (continuità, quantità di moto ed energia) e delle equazioni del trasporto per tutte le specie coinvolte nel problema [46, 47, 48]. Inoltre, data la dipendenza della distribuzione di temperatura dall'irraggiamento, anche la relativa equazione deve essere risolta. La struttura di una fiamma diffusiva di Idrogeno è la più semplice analizzata nei lavori di CFD (Computational Fluid Dynamics) riguardanti la combustione. Sono state simulate sia fiamme laminari che turbolente. La maggior parte dei problemi sono risolti con modelli di chiusura della turbolenza di tipo $k-\epsilon$, a causa del loro minor costo computazionale; tale modello può essere considerato buono per i casi in cui non sia richiesta un'elevata accuratezza, per predizioni di flussi e combustioni generiche. Nei lavori [49, 50, 51] viene confermata questa affermazione, e si indica il Reynolds-Stresses Model (RSM) come quello che fornisce la maggiore accuratezza per una fiamma turbolenta non premiscelata di idrogeno, nonché per swirl ed altre perturbazioni di flusso. Sebbene il RSM sia considerato uno dei migliori modelli di turbolenza, altri lavori confermano che il modello $k-\epsilon$ possa essere applicato con risultati soddisfacenti a problemi di combustione, con costo computazionale notevolmente ridotto [52]. Per quanto riguarda la simulazione delle reazioni di combustione, per una reazione stechiometrica (one-step) il modello Eddy Dissipation Model (EDM) fornisce risultati soddisfacenti. In realtà la combustione è una reazione a catena che consiste in una serie di reazioni intermedie che coinvolgono molecole radicali instabili [52, 53]. Soluzioni più avanzate utilizzano il modello Eddy Dissipation Concept, basato sulla cinetica chimica e per il quale sono richiesti i coefficienti per l'equazione di Arrhenius. Relativamente alla combustione dell'Idrogeno, in letteratura sono stati presentati molti meccanismi. Due dei più popolari sono

quelli proposti da Warnatz et al [54] e Li et al. [55]. Sono stati proposti anche meccanismi a 21 e 26 reazioni [56, 57]. Anche l'influenza degli schemi di combustione sui risultati finali è stata valutata molte volte in letteratura. In particolare Strohle e Myhrvold hanno condotto diversi studi a riguardo [58,59], valutando l'applicabilità della chimica dettagliata alla simulazione di una fiamma jet turbolenta, e investigando la cinetica della reazione H_2/O_2 per una fiamma monodimensionale laminare nelle condizioni presenti in turbine a gas. Il lavoro di Li et al. [55] ha mostrato come il meccanismo di combustione da lui proposto fornisca elevata accuratezza se confrontato con i dati sperimentali. Ulteriori valutazioni sono state fatte in relazione all'influenza dell'irraggiamento sul processo di combustione. Coelho ha presentato uno studio sullo scambio termico radiativo in una fiamma turbolenta diffusiva non-luminosa [60], nel quale presenta i risultati ottenuti con diversi modelli di radiazione. Mostra che con i modelli DOM (Discrete Ordinate Model) e Ray-tracing si ottengono risultati di accuratezza comparabile. Un altro lavoro realizzato da Habibi et al. mostra invece che l'influenza di temperatura e composizione del gas sul coefficiente di assorbimento è trascurabile [61].

6.2 - Descrizione modelli matematici

La fase di pre-processing della simulazione numerica è stata condotta seguendo i passi elencati di seguito:

- Definizione del dominio di calcolo;
- Discretizzazione del dominio;
- Selezione dei fenomeni chimici e fisici;
- Definizione delle condizioni al contorno;
- Definizione delle proprietà dei materiali.

6.2.1 - Geometria semplificata del bruciatore

Al fine di testare i modelli di turbolenza, delle reazioni chimiche, nonché l'adeguatezza della mesh e del dominio di calcolo, è stato sviluppato un modello semplificato del bruciatore. Questo ha consentito di ridurre enormemente i tempi di calcolo, ed ha dato la possibilità di effettuare un maggior numero di prove per l'analisi di sensibilità. Ovviamente questo lavoro può fornire solo risultati approssimati rispetto al fenomeno reale.

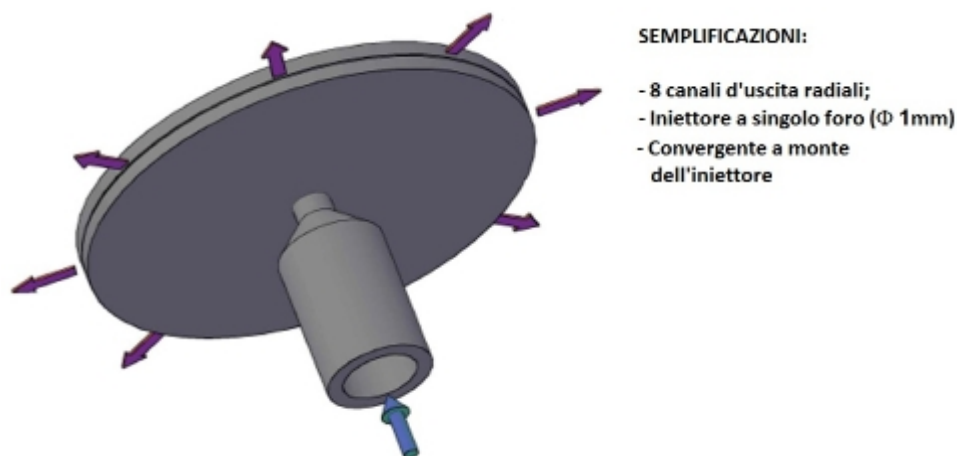


Figura 6.1 – Geometria 3D semplificata

Il dominio consiste nella geometria semplificata del bruciatore e nello spazio fluido che la circonda, dove avvengono la miscelazione e la combustione. In Figura 6.1 sono indicate le semplificazioni geometriche effettuate per ridurre la complessità del fenomeno:

- i canali sono radiali, in modo da poter considerare una sezione 2D assialsimmetrica rappresentativa del problema.
- l'iniettore non è realizzato da fori multipli di piccole dimensioni, ma da un unico foro di egual sezione, in modo da ridurre il numero di elementi della mesh.

Figura 6.2 mostra la geometria 2D semplificata assialsimmetrica quotata. La dimensione dell'altezza delle porte di uscita rimane 0.2 mm. Il dominio fluido è di dimensione 60x128 mm, in modo da comprendere completamente la zona di reazione.

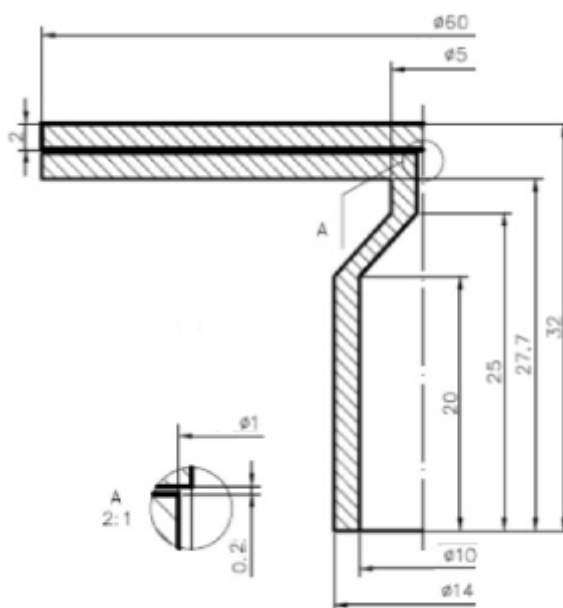


Figura 6.2 – Geometria 2-D assialsimmetrica con le dimensioni in mm.

Per eseguire un'analisi numerica è necessario discretizzare il dominio di calcolo. Questo processo consiste nella trasformazione di un modello continuo in un numero finito di elementi, o celle, tra le quali vengono trasferite le informazioni durante il calcolo. Per avere una mesh di qualità massima, questa dovrebbe essere strutturata, realizzata cioè da quadrilateri per il caso 2-D e esaedri per il 3-D. Tuttavia, a volte è molto difficile realizzare mesh strutturate, a causa della complessità della geometria. Per il modello 2-D, la mesh creata nella zona del modello in cui avvengono le reazioni (dominio fluido esterno al bruciatore) è strutturata.

Successivamente al dominio 2-D, è stata creato il dominio 3-D. Il bruciatore reale ha le porte inclinate di 30° rispetto alla direzione radiale, e l'iniettore realizzato da più fori, asimmetrici rispetto all'asse centrale. Il numero di elementi della mesh 2-D è stato testato e discusso, in modo da ottenere risultati indipendenti dal grado di raffinamento. Alla fine, per il caso 3-D si è considerata una mesh non strutturata da 3000000 elementi che ha consentito di descrivere il correttamente il flusso interno alle porte di uscita, di dimensione molto inferiore rispetto al resto del dominio.

6.2.2 - Equazioni di governo per la combustione dell'Idrogeno

Il modello matematico da applicare al modello geometrico discretizzato deve descrivere i fenomeni fisici e chimici che avvengono nel dominio di calcolo. La descrizione del problema e lo studio teorico devono essere considerati simultaneamente per decidere correttamente quali sono le equazioni da utilizzare.

6.2.2.1 Equazioni Di Continuità E Quantità Di Moto

I problemi relativi al flusso di un fluido devono soddisfare le equazioni di conservazione della massa e della quantità di moto, che sono risolte simultaneamente. Dall'equazione di conservazione della quantità di moto, viene inizialmente risolto il campo di moto alla pressione iniziale. Successivamente dell'equazione di continuità viene calcolata la correzione relativa al campo di pressione, come differenza tra quello ottenuto e quello inizialmente imposto. Allo stesso modo viene risolta la correzione per il campo di moto. Questo algoritmo viene ripetuto fino a che non si raggiunge la convergenza dei campi di moto e pressione. L'accoppiamento delle due equazioni è stato presentato da Patankar e Spalding nello schema risolutivo denominato SIMPLE [62]. L'equazione per la conservazione della massa è la stessa nei fluidi reattivi e non reattivi [25, 46, 63]:

Continuità :

$$\frac{\partial \rho}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad \text{Eq.6.1}$$

Dove ρ è la densità de fluido, u_i è la i-esima componente del vettore velocità, θ è il tempo, x è lo spazio. Anche l'equazione di conservazione della quantità di moto rimane inalterata rispetto a quella per i fluidi non reattivi:

$$\frac{\partial \rho u_j}{\partial \theta} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_i} = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho \sum_{k=1}^M Y_k f_{k,j} \quad \text{Eq.6.2}$$

dove Y_k è la frazione in massa delle specie k , f_{kj} è la forza di volume agente sulla specie k nella direzione j , mentre σ_{ij} è un tensore che tiene conto sia degli effetti della pressione che della viscosità.

6.2.2.2 Equazione dell'Energia

Nei flussi reattivi i fenomeni di scambio termico sono fondamentali. Tutte le modalità di scambio termico devono essere considerate nel modello:

- Conduzione del calore per le pareti del bruciatore;
- Scambio termico convettivo nella zona fluida;
- Irraggiamento dalla superficie esterna del bruciatore e dal fluido, a causa della presenza di vapore acqueo nei prodotti di combustione.

La risoluzione dell'equazione dell'Energia consente di calcolare il campo di temperatura nel dominio solido e fluido. Esistono molte forme di tale equazione. Il metodo più conveniente per

esprimere la conservazione dell'energia è applicare l'equazione del trasporto ad una variabile per l'energia (temperatura, pressione o entalpia). Prendendo la temperatura si ottiene:

$$\frac{\partial \rho T}{\partial \theta} + \frac{\partial (\rho u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\lambda}{c_p} \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S_T \quad \text{Eq.6.3}$$

Dove T è la temperatura, c_p è il calore specifico, λ la conducibilità termica e S_T il termine sorgente di calore volumetrica (calore sviluppato dalle reazioni chimiche o sorgente di radiazione).

6.2.2.3 Equazione del trasporto per le specie

Per completare la descrizione della conservazione della massa nel sistema, oltre all'equazione di continuità (che considera la massa globale) è necessario introdurre un'analogia equazione per ciascuna specie chimica coinvolta:

$$\frac{\partial \rho Y_k}{\partial \theta} + \frac{\partial [\rho (u_i + V_{k,i}) Y_k]}{\partial x_i} = \dot{\omega}_k \quad \text{Eq.6.4}$$

Dove $V_{k,i}$ è l' i -esima componente della velocità di diffusione della specie k e $\dot{\omega}_k$ è il termine sorgente della specie k , Y_k è la frazione in massa delle specie k .

La velocità di diffusione può essere calcolata secondo la legge di Fick:

$$V_{k,i} Y_k = -D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \quad \text{Eq.6.5}$$

Dove D_k è il coefficiente di diffusione della specie k nella miscela. Tali coefficienti caratterizzano il numero di Lewis, determinato dal rapporto tra la diffusività del calore e la diffusività delle specie:

$$Le_k = \frac{D_{th}}{D_k} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p \cdot D_k} \quad \text{Eq.6.6}$$

Dato che in molte fiamme il numero di Lewis delle specie sul fronte di fiamma è approssimativamente costante, l'utilizzo del coefficiente di diffusione per il calcolo della velocità di diffusione è considerabile una buona approssimazione, dato che può essere facilmente collegabile alla diffusività del calore.

Supponendo che tutti i coefficienti di diffusione delle specie chimiche siano uguali, l'equazione 6.4 diviene:

$$\frac{\partial \rho Y_k}{\partial \theta} + \frac{\partial \rho u_i Y_k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho D \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \right) + \dot{\omega}_k \quad \text{Eq.6.7}$$

La frazione in massa dell'ultima specie è calcolata come risultato di:

$$Y_M = 1 - \sum_1^{M-1} Y_k \quad \text{Eq.6.8}$$

6.2.2.4 Modelli di turbolenza

Per i flussi reattivi non turbolenti devono essere risolte N+5 equazioni [25]:

- equazioni del trasporto per N specie;
- 3 equazioni della quantità di moto;
- equazione di continuità;
- equazione dell'energia.

Se esiste la possibilità che il flusso possa essere influenzato dalla turbolenza, deve essere risolta anche l'equazione del trasporto addizionale. I modelli di chiusura della turbolenza più comuni sono:

- Standard k- ε
- RNG k- ε
- Realizable k- ε
- Standard k- ω
- SST (Shear-Stress Transport) k- ω
- Reynolds-Stress model.

I tre modelli k-ε sono molto simili. Assumono che l'energia cinetica del flusso turbolento sia la somma dell'energia cinetica media e dell'energia cinetica turbolenta [46]. Consentono di calcolare la scala di lunghezza e di velocità (quindi di tempo) della turbolenza risolvendo solo due equazioni di trasporto, cosa molto vantaggiosa dal punto di vista del tempo di calcolo. Come suggerisce il nome, questi modelli sono basati sul calcolo di due parametri: l'energia cinetica turbolenta (k) ed il tasso di dissipazione della turbolenza (ε). Tali variabili sono inoltre utilizzate per il calcolo della viscosità turbolenta. I modelli k-ε assumono che la viscosità molecolare sia trascurabile. E' stata provata una buona accuratezza di tali modelli nella risoluzione di flussi completamente turbolenti [63].

I modelli RNG e Realizable sono stati sviluppati per porre rimedio alle carenze del k-ε standard. In ogni caso, il k-ε rimane il più utilizzato. Di seguito si riportano le equazioni fondamentali per il k-ε standard, dato che i modelli da esso derivati fanno comunque riferimento a queste equazioni fondamentali.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad \text{Eq.6.9}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon}) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad \text{Eq.6.10}$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{Eq.6.11}$$

Dove K è l'energia cinetica media, G_k è la generazione di energia cinetica turbolenta dovuta ai gradienti medi di velocità. G_b è la generazione di energia cinetica turbolenta dovuta al galleggiamento, σ_k è il numero di Prandtl turbolento per k , μ_t è la viscosità turbolenta, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$, C_μ sono le costanti del modello, σ_ε è il numero di Prandtl turbolento per ε .

Anche tra i modelli k - ω standard (ω è il tasso di dissipazione specifica della turbolenza) e SST non c'è molta differenza. La viscosità turbolenta è descritta tramite la scala delle velocità e delle lunghezze. Per calcolare la dissipazione dell'energia cinetica turbolenta si utilizzano le frequenze della turbolenza. Anche questi modelli hanno costo computazionale relativamente basso, dato che devono essere risolte solo due equazioni, inoltre danno la possibilità di introdurre modifiche per gli effetti dei bassi numeri di Reynolds e della comprimibilità [63].

Le equazioni di base dei modelli k - ω sono riportate di seguito:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + G_k + Y_k \quad \text{Eq.6.12}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_\omega + Y_\omega \quad \text{Eq.6.13}$$

$$\Gamma_k = \mu \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \Gamma_\omega = \mu \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad \text{Eq.6.14}$$

Dove G_ω è il termine di generazione di ω , Γ_k è la diffusività efficace di k , Γ_ω è la diffusività efficace di ω , Y_k è la dissipazione di k dovuta alla turbolenza, Y_ω è la dissipazione di ω dovuta alla turbolenza, σ_ω è il numero di Prandtl turbolento per ω .

Vale la pena di porre l'attenzione anche sul Reynolds Stress Model (RSM), che è forse il modello di turbolenza più complesso e avanzato. In tale modello l'approccio della viscosità turbolenta viene abbandonato, e si calcolano direttamente gli sforzi di Reynolds. Questo modello è assai più costoso dal punto di vista computazionale poiché implica la risoluzione, nel caso 3-D, di sei equazioni invece delle 2 previste per i modelli k - ε e k - ω .

6.2.2.5 Modelli di combustione

Il problema della turbolenza può essere risolto con diversi schemi diversi. Per problemi di miscelazione e combustione, è necessaria anche una selezione del modello di trasporto delle specie. Esistono diversi metodi per risolvere le equazioni di trasporto. Per definire completamente il problema devono essere considerate le equazioni per la convezione, la diffusione e la sorgente per ciascuna specie. La Combustione è determinata dalla diffusione delle specie e dalla miscelazione del combustibile con l'ossidante. Per una fiamma diffusiva, il metodo "Eddy Dissipation" sembra essere quello appropriato. In questo modello la velocità della reazione chimica è regolata dalla scala temporale della miscelazione dei vortici di grandi dimensioni k/ε [25] e la reazione avviene se $k/\varepsilon > 0$ che rappresenta la miscelazione turbolenta nel dominio di calcolo. Questo modello ha due vantaggi principali:

- non è richiesta una sorgente di ignizione;

- I coefficienti di Arrhenius non sono richiesti (fattore pre-esponenziale, esponente della temperatura, energia d'attivazione).

Per il modello Eddy-Dissipation, il tasso di produzione dell'i-esima specie dall'r-esima reazione è dato dal più piccolo valore ottenuto dalle seguenti espressioni:

$$R_{i,r} = v'_{i,r} MW_i A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min_R \left(\frac{Y_R}{v'_{R,r} MW_R} \right) \quad \text{Eq.6.15}$$

$$R_{i,r} = v'_{i,r} MW_i A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum_P Y_P}{\sum_j^N v''_{j,r} MW_j} \quad \text{Eq.6.16}$$

Dove v' sono i coefficienti stechiometrici dei reagenti, v'' sono i coefficienti stechiometrici dei prodotti, Y_P è la frazione in massa delle specie dei prodotti, Y_R è la frazione in massa di un particolare reagente, MW è il peso molecolare, A e B sono costanti empiriche.

Il raffinamento del modello Eddy Dissipation ha consentito l'utilizzo di una chimica dettagliata. Il modello che ne deriva è l'Eddy Dissipation Concept (EDC). Tale modello rispetta le leggi della cinetica chimica: la principale è l'equazione di Arrhenius e descrive la dipendenza dalle temperature della costante di velocità di una reazione [64]. L'equazione di Arrhenius modificata è la seguente [63]:

$$k_j = A_j T^{n_j} \exp\left(\frac{-E_j}{RT}\right) \quad \text{Eq.6.17}$$

Dove k_j è la costante di velocità della j-esima reazione, A_j è il fattore pre-esponenziale per la j-esima reazione, n_j è l'esponente della temperatura per la j-esima reazione, E_j è l'energia di attivazione per la j-esima reazione.

Il modello assume inoltre che la reazione proceda a livello delle più piccole strutture turbolente. La produzione della k-esima specie è espressa dall'equazione:

$$R_k = \frac{\rho (\xi^*)^2}{\tau^* [1 - (\xi^*)^3]} (Y_k^* - Y_k) \quad \text{Eq.6.18}$$

Con:

$$\xi^* = C_\xi \left(\frac{v\varepsilon}{k^2} \right)^{1/4} \quad \text{Eq.6.19}$$

$$\tau^* = C_\tau \left(\frac{v}{\varepsilon} \right)^{1/2} \quad \text{Eq.6.20}$$

Dove ξ^* è la frazione di lunghezza sulla scala fine, τ^* è la scala dei tempi, Y_k^* è la frazione in massa delle specie alla scala fine dopo avere reagito per il tempo τ^* , ν è la viscosità cinematica, C_ξ e C_τ sono costanti del modello.

Come anticipato in precedenza, in letteratura sono stati proposti diversi meccanismi di combustione dell'Idrogeno. Nel nostro caso ne sono stati testati due:

- Meccanismo a 4 reazioni [65], (Tabella 6.1). Le costanti sono state prese dal database GRI [57].
- Meccanismo a 12 reazioni, dal database GRI (Tabella 6.2).

Nelle Tabelle 6.1 2 6.2 sono riportati: fattore pre-esponenziale A in [1/s], esponente di temperatura n [-], e Energia di attivazione [J/mol].

Tabella 6.1 – meccanismo di combustione dell'Idrogeno a 4 reazioni

| REAZIONI | A | n | E |
|-----------------|----------|--------|-------|
| $H+O_2=OH+O$ | 1.59E+17 | -0.927 | 16874 |
| $O+H_2=OH+H$ | 3.87E+04 | 2.70 | 6262 |
| $OH+H_2=H_2O+H$ | 2.16E+08 | 1.51 | 3430 |
| $H+H+M=H_2+M$ | 6.40E+17 | -1.0 | 0 |

unità : cm, mol, s, cal, K

Tabella 6.2 – Meccanismo di combustione dell'Idrogeno a 12 reazioni

| REAZIONI | A | n | E |
|--------------------|----------|--------|-------|
| $H+O_2=OH+O$ | 1.59E+17 | -0.927 | 16874 |
| $O+H_2=OH+H$ | 3.87E+04 | 2.70 | 6262 |
| $OH+H_2=H_2O+H$ | 2.16E+08 | 1.51 | 3430 |
| $H+H+M=H_2+M$ | 6.40E+17 | -1.0 | 0 |
| $OH+OH=O+H_2O$ | 2.10E+08 | 1.40 | -397 |
| $H+OH+M=H_2O+M$ | 8.40E+21 | -2.00 | 0 |
| $H+O_2+M=HO_2+M$ | 7.00E+17 | -0.80 | 0 |
| $HO_2+H=OH+OH$ | 1.50E+14 | 0.0 | 1004 |
| $HO_2+H=H_2+O_2$ | 2.50E+13 | 0.0 | 693 |
| $HO_2+O=O_2+OH$ | 2.00E+13 | 0.0 | 0 |
| $HO_2+OH=H_2O+O_2$ | 6.02E+13 | 0.0 | 0 |
| $H_2O_2+M=OH+OH+M$ | 1.00E+17 | 0.0 | 45411 |

unità : cm, mol, s, cal, K

6.2.2.6 Modello di radiazione

Oltre alla modellazione di turbolenza, miscelazione e combustione, deve essere preso in considerazione il modello di radiazione. Ci sono due tipi di radiazioni nel modello: la radiazione dalle pareti del bruciatore e radiazione nel vapore acqueo. La radiazione è un effetto di difficile valutazione a causa della sua direzionalità: il valore dell'energia irradiata non è uguale in ogni direzione. Per considerare l'influenza della radiazione è stato utilizzato il modello delle Ordinate Discrete (DO). Il modello DO risolve l'equazione per il trasporto radiativo e per questo non simula il ray tracing. L'equazione è risolta per l'intensità della radiazione. Per l'utilizzo del modello di DO devono essere definiti i parametri per la discretizzazione angolare. La discretizzazione si riferisce allo spazio angolare di estensione 4π (sfera). Lo spazio globale è suddiviso in spazi più piccoli chiamati angoli di controllo, a loro volta divisi in facce dei volumi di controllo e poi in pixel [46, 63]. L'equazione del trasferimento radiativo per il modello DO in una particolare direzione è una equazione di campo, e per un gas grigio è scritta come in Eq 6.21 [46, 63].

$$\nabla \cdot \left(I \left(\begin{matrix} \vec{r} & \vec{s} \\ \vec{s} \end{matrix} \right) \right) + (a + \sigma_s) I \left(\begin{matrix} \vec{r} & \vec{s} \\ \vec{s} \end{matrix} \right) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I \left(\begin{matrix} \vec{r} & \vec{s}' \\ \vec{s}' \end{matrix} \right) \phi \left(\begin{matrix} \vec{s} & \vec{s}' \\ \vec{s} & \vec{s}' \end{matrix} \right) d\Omega' \quad \text{Eq.6.21}$$

Dove I è l'intensità della radiazione, s è il vettore direzione, r è il vettore posizione, a è il coefficiente di assorbimento, σ_s è il coefficiente di scattering, σ è la costante di Stefan-Boltzmann, Ω è l'angolo solido, n è l'indice di rifrazione, ϕ è la funzione di fase.

I parametri del modello DO descrivono la divisione per gli angoli di controllo, i volumi di controllo ed i pixel. Nella simulazione sono stati usati i seguenti valori :

- Divisioni θ (numero di discretizzazioni dell' angolo polare θ): 4;
- Divisioni ϕ (numero di discretizzazioni dell'angolo azimutale ϕ): 4;
- Pixel θ : 4;
- Pixel ϕ : 4.

6.2.3 - Condizioni al contorno

La definizione delle equazioni che governano il fenomeno simulato è il processo che sta alla base del modello, ma per la risoluzione del problema specifico devono essere definite le condizioni al contorno. Il set completo di condizioni al contorno è garanzia dell'ottenimento della soluzione unica. Per risolvere le equazioni di continuità e della quantità di moto, devono essere fornite le condizioni di pressione e portata sui contorni del dominio. Per l'equazione energia, è necessaria una condizione al contorno di temperatura. L'equazione di trasporto delle specie richiede invece la definizione della composizione chimica della miscela trattata. Inoltre, va ricordato che devono essere definite le proprietà dei materiali in gioco: i valori di densità, calore specifico, conducibilità termica, viscosità, coefficiente di diffusione ed entalpia specifica sono le proprietà più comuni da identificare. In Figura 6.3 sono presentate le condizioni al contorno imposte per il caso 2-D assialsimmetrico.

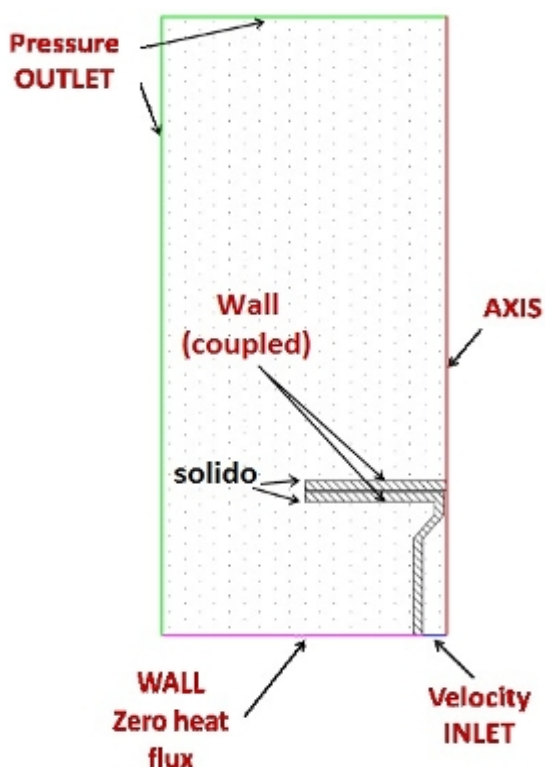


Figura 6.3 – Geometria assialsimmetrica con condizioni al contorno.

Il dominio semplificato 3-D ha condizioni al contorno identiche eccetto per la condizione assiale, sostituita da 2 facce con condizioni di simmetria. Di seguito sono riportate le condizioni al contorno.

| Condizioni Ingresso Idrogeno | | |
|-------------------------------------|--|----------------------------------|
| Continuità e Momento | Direzione | Normale al contorno |
| | Magnitudo della velocità | 1.2 m/s |
| Energia | Temperatura | 293 K |
| Turbolenza | Intensità turbolenza | 2% |
| | Diametro idraulico | 0.01 m |
| Specie | Frazione in Massa H ₂ | 1 |
| Condizione di uscita fluido | | |
| Continuità e Momento | Pressione relativa | 0 Pa |
| Energia | Temperatura | 293 K |
| Turbolenza | Ritorno energia cinetica turbolenta | 1 m ² /s ² |
| | Ritorno tasso di dissipazione turbolenza | 1 1/s |
| Specie | Frazione in Massa O ₂ | 0.23 |
| | Frazione in Massa N ₂ | 0.77 |
| Condizioni di Parete | | |
| Isolamento termico | Flusso termico | 0 W |
| Pareti accoppiate | Scambio termico solido-fluido | Abilitato |

Nel modello sono presenti due tipi di zona: fluido e solido. Tutte le equazioni attivate sono risolte nel dominio fluido. Le proprietà dei fluidi, quali densità, conducibilità termica, viscosità

dinamica, calore specifico, sono stati valutati tramite il software EES e implementati in Ansys Fluent come UDF (User Defined Function).

Sono stati inoltre testati 3 differenti coefficienti di assorbimento, analizzati come:

- costanti;
- funzione polinomiale della temperatura;
- funzione di temperatura e frazione molare di H₂O (pressione parziale), secondo le equazioni:

$$\alpha = 1 - \exp(-K \cdot (p_{H_2O} L)^n) \quad \text{Eq.6.22}$$

$$K = a + b \left(\frac{t_g}{1000} \right) \quad \text{Eq.6.23}$$

$$L = 3.6 \frac{V}{A} \quad \text{Eq.6.24}$$

Dove α è il coefficiente di assorbimento, p_{H_2O} è la pressione parziale di H₂O, L è lo spessore dello strato gassoso, t_g è la temperatura del gas, V è il volume del dominio, A è l'area del dominio. I coefficienti a , b , n dipendono dalla temperatura del gas e della lunghezza ottica, che è prodotto della pressione parziale del vapore acqueo e dello spessore efficace dello strato gassoso. Il valore delle costanti del coefficiente di assorbimento sono valutate alla temperatura media e alla pressione parziale media del vapore acqueo nel modello.

Nel modello sono state inoltre considerata la conducibilità termica del bruciatore, e l'influenza della gravità sul fluido.

6.3 - Procedura di simulazione

Una volta terminata la fase di pre-processing, è stata condotta la simulazione con il software commerciale Ansys Fluent 14.0. Come anticipato nel paragrafo 6.2.2.1 l'accoppiamento pressione-velocità viene risolto con lo schema SIMPLE. Utilizzare uno schema di discretizzazione standard per la pressione risulta adeguato per flussi in cui i gradienti di pressione non sono elevati, come nel nostro caso. Tutte le altre equazioni (a parte la continuità) vengono risolte con differenti schemi "Upwind". Ne sono stati testati tre:

- Schema "First-order upwind"
- Schema "Second-order upwind"
- Schema "Third-order upwind"

Sono stati inoltre modificati i fattori di sottorilassamento (Tabella 6.3). Abbassare tali fattori per la pressione, quantità di moto, densità, energia cinetica turbolenta e tasso di dissipazione della turbolenza migliora la convergenza della soluzione.

La simulazione viene inizializzata ai valori iniziali del campo di temperatura e velocità, alla distribuzione delle frazioni in massa delle specie, e alla distribuzione delle quantità in gioco per il modello di turbolenza considerato.

Tabella 6.3 – Valori del fattore di sottorilassamento

| Quantità | Fattore di sottorilassamento |
|-----------------------------|-------------------------------------|
| Pressione | 0.3 |
| Quantità di moto | 0.6 |
| Densità | 0.8 |
| Energia cinetica turbolenta | 0.8 |
| Tasso di dissipazione | 0.8 |

Tabella 6.4 – Valori iniziali per la simulazione col modello finale 3-D.

| Quantità | Unità | Valore iniziale |
|----------------------------------|--------------------------------|------------------------|
| Pressione relativa | Pa | 0 |
| Velocità x | m/s | 0 |
| Velocità y | m/s | 0 |
| Velocità z | m/s | 0 |
| Energia cinetica turbolenta | m ² /s ² | 0.00497664 |
| Tasso di dissipazione specifico | 1/s | 1 |
| Frazione in massa H ₂ | - | 1 |
| Frazione in massa O ₂ | - | 0 |
| Frazione in massa del vapore | - | 0 |
| Temperatura | K | 1600 |

6.4 - Post-processing: analisi di sensibilità

Per la validazione del modello 2D è stato eseguito uno studio di sensibilità su:

- densità della mesh;
- dimensione del dominio;
- modello di turbolenza;
- chimica della combustione;
- coefficiente di assorbimento.

6.4.1 - Effetto della densità della mesh

In un primo momento lo studio di sensibilità è stata effettuato utilizzando tre differenti mesh. Le mesh con densità superiore sono state generate dimezzando la dimensione delle celle nella zona di combustione. I parametri che abbiamo considerato come fondamentali per la comparazione dei risultati sono stati i profili di temperatura e concentrazione delle specie. Sono stati monitorati questi valori in corrispondenza dell'asse del bruciatore, sopra il coperchio.

L'analisi ha mostrato che una mesh da 98000 elementi produce risultati quasi identici alla mesh più fine, quindi è stata scelta la mesh con densità media. La massima differenza di temperatura tra le mesh fine e media è di circa 10 K. La differenza tra la temperatura ottenuta con le mesh fine e quella grossolana è più marcata, e raggiunge gli 80 K (Figura 6.4).

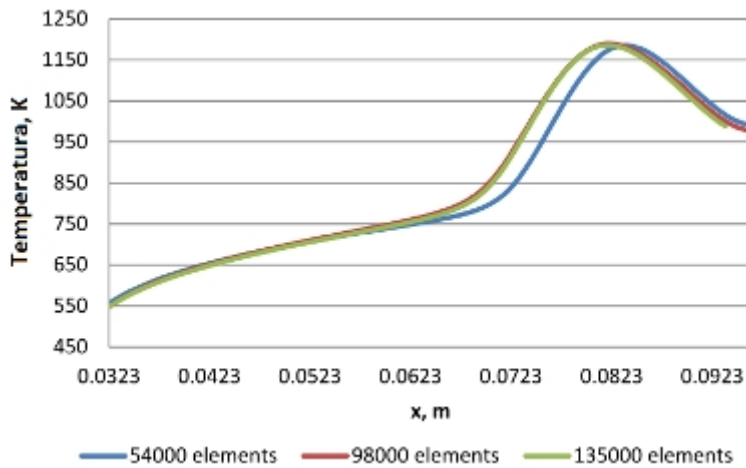


Figura 6.4 – Profili di temperatura per differenti taglie di mesh.

Plottando i profili delle mass fraction per le varie specie è possibile confermare che la mesh di dimensioni medie è sufficiente per effettuare le simulazioni. La differenza tra i valori ottenuti con la mesh fine e quella grossolana è circa pari al 5% per azoto (Figura 6.5) e idrogeno (Figura 6.7).

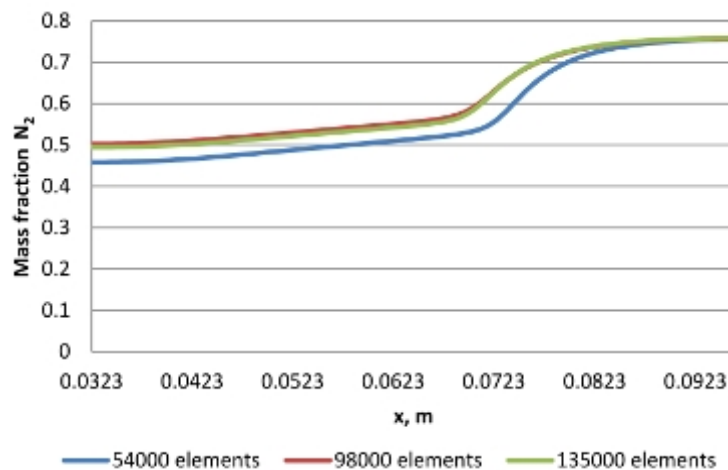


Figura 6.5 – Profili di mass fraction per Azoto ottenuti con differenti mesh.

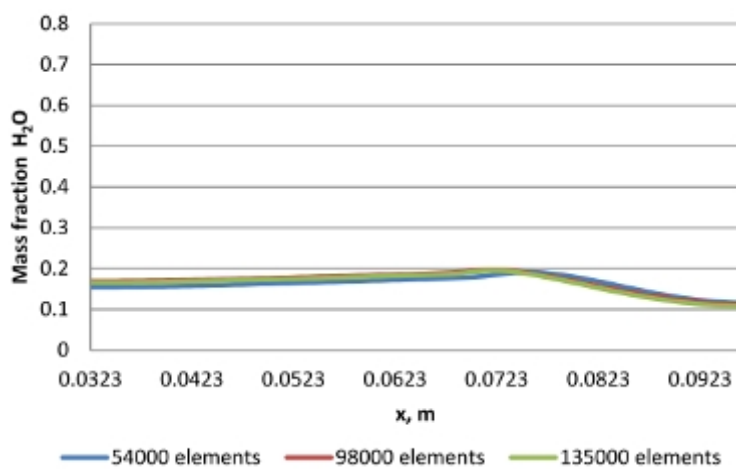


Figura 6.6 - Profili di mass fraction per H₂O ottenuti con differenti mesh.

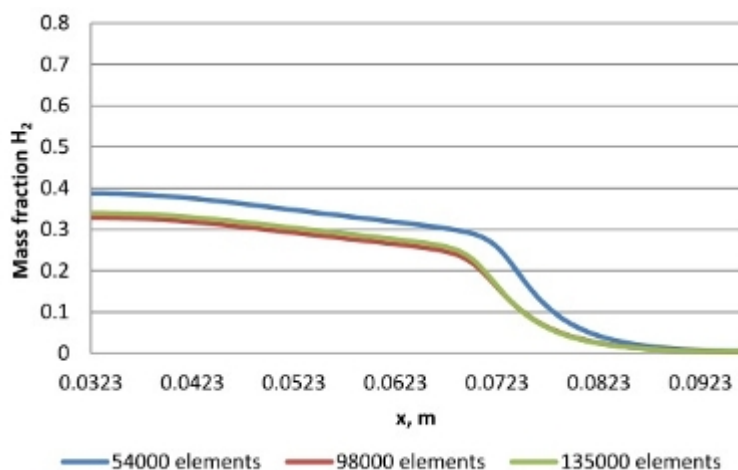


Figura 6.7 - Profili di mass fraction per H_2 ottenuti con differenti mesh.

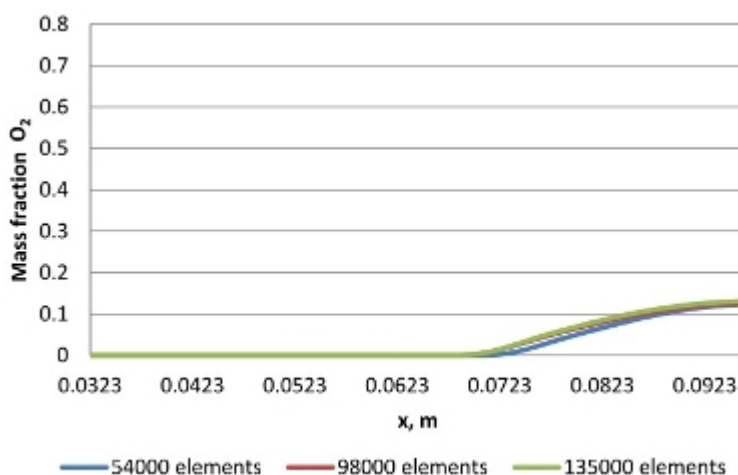


Figura 6.8 - Profili di mass fraction per O_2 ottenuti con differenti mesh.

6.4.2 - Effetti della dimensione del dominio di calcolo

Sono stati verificati gli effetti dell'estensione del dominio, in particolare dello spazio nella parte sovrastante il bruciatore, nella quale avviene la combustione e si sviluppano i prodotti. Le figure 6.9-6.13 mostrano che avere un'estensione maggiore del dominio consente una migliore simulazione del processo di convezione naturale che si verifica nei prodotti di combustione. Figura 6.9 mostra che il profilo della fiamma fino al punto di massima temperatura ($x_{MAXT} = 0.0823$) viene identificato abbastanza bene anche col dominio meno esteso (circa 30K di differenza nella temperatura ottenuta con i due domini testati). Sulla sezione d'uscita del dominio meno esteso ($x=0.0932$) si ha una temperatura superiore rispetto al dominio esteso, spiegabile con una combustione residua. Tale ipotesi è confermata dalla maggior frazione massica di vapore (Figura 6.11) e dalla minor frazione massica di ossigeno (Figura 6.13) ottenute con il dominio "corto" in corrispondenza della sua sezione di uscita ($x=0.0932$). Nel caso di dominio esteso la combustione risulta più lenta.

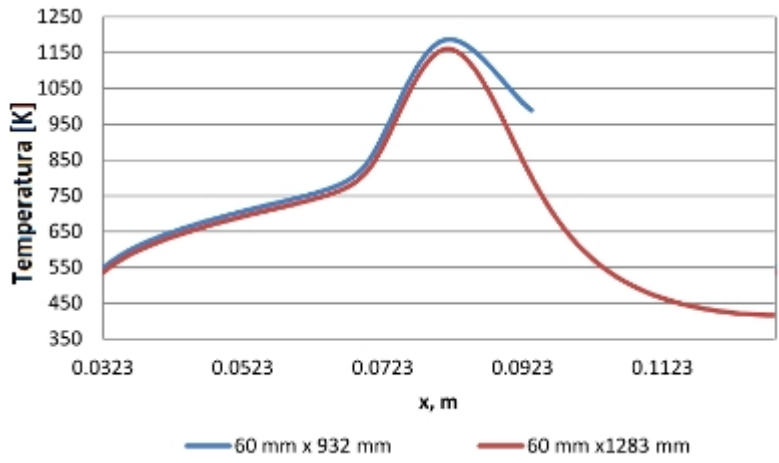


Figura 6.9- Profili di temperatura per differenti estensioni del dominio.

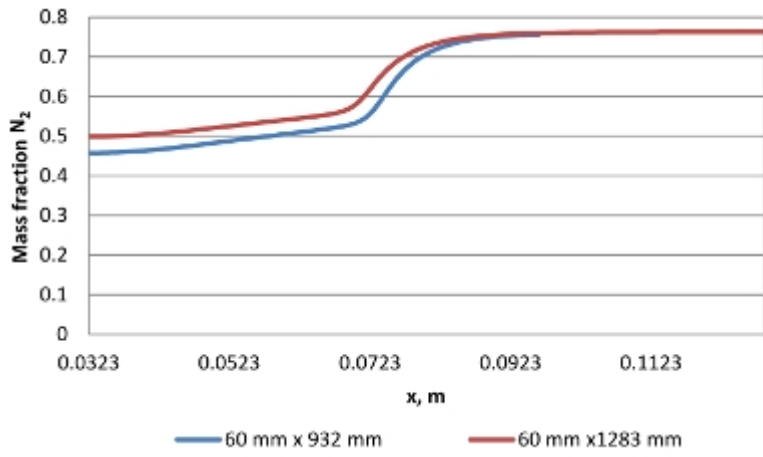


Figura 6.10 – Profili di mass fraction per Azoto ottenuti con differenti estensioni del dominio.

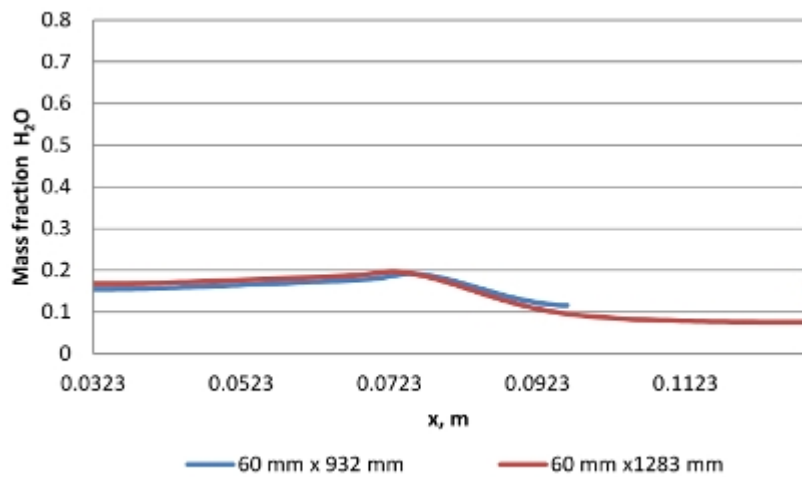


Figura 6.11 - Profili di mass fraction per H₂O ottenuti con differenti estensioni del dominio.

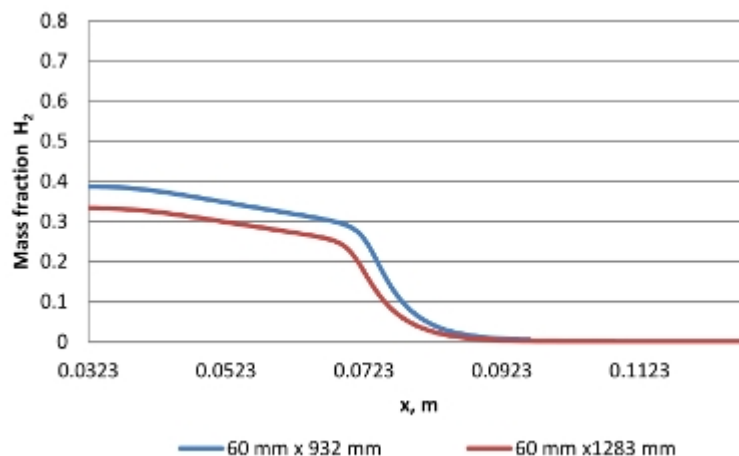


Figura 6.12 - Profili di mass fraction per H₂ ottenuti con differenti estensioni del dominio..

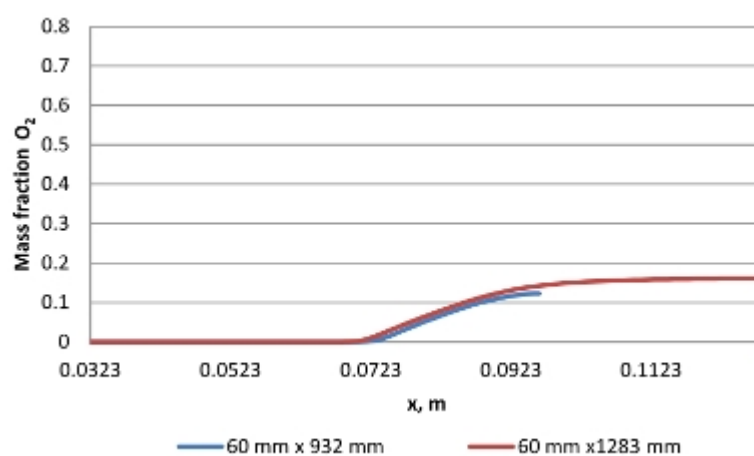


Figura 6.13 - Profili di mass fraction per O₂ ottenuti con differenti estensioni del dominio.

6.4.3 - Effetti del modello di turbolenza

Come evidenziato nei precedenti paragrafi, per avere una soluzione stabile e convergente deve essere utilizzato il modello di turbolenza adeguato al problema, quindi è stata valutata la sensibilità dei risultati al variare di tale modellizzazione. La comparazione dei modelli è presentata nelle figure 6.14-6.18. I risultati ottenuti con modelli diversi sono sostanzialmente differenti. Figura 6.14 mostra che i valori di temperatura massima sono nel range 1200-1600 K. Il margine molto ampio conferma che la scelta del modello di turbolenza appropriato influenza enormemente la validità dei risultati delle simulazioni. Stessa cosa si può dire per le frazioni in massa di azoto, vapore acqueo, idrogeno ed ossigeno (Figure 6.15-6.18). Da notare comunque che i profili ottenuti con le varianti dei modelli k- ϵ e k- ω hanno le stesse caratteristiche dei modelli di base. Si può dire che i modelli k- ω portano ad identificare un fronte di fiamma spostato verso la fine del dominio, quindi più distante dal bruciatore. Questo è verificabile anche dalla maggiore distanza alla quale la frazione in massa di H₂ va a zero (Figura 6.17) e dal profilo della frazione in massa di H₂O (Figura 6.16), che mostra valori più elevati degli altri modelli in corrispondenza della parte terminale del dominio ($x > 0.1123$). Il valore della temperatura massima ottenuta con i modelli k- ω risulta maggiore a causa della maggiore frazione in massa di Idrogeno in corrispondenza dell'asse del bruciatore (Figura 6.17). Solo a seguito del confronto con i dati sperimentali può essere identificato il modello di turbolenza più

adeguato. Analizzando solo la capacità di portare la simulazione ad una convergenza più rapida, i modelli più adeguati risultano il k- ω e k- ω SST. Il modello Reynolds-Stress non ha consentito di raggiungere la completa convergenza e si è dimostrato numericamente instabile, pertanto non sarà usato nei calcoli futuri.

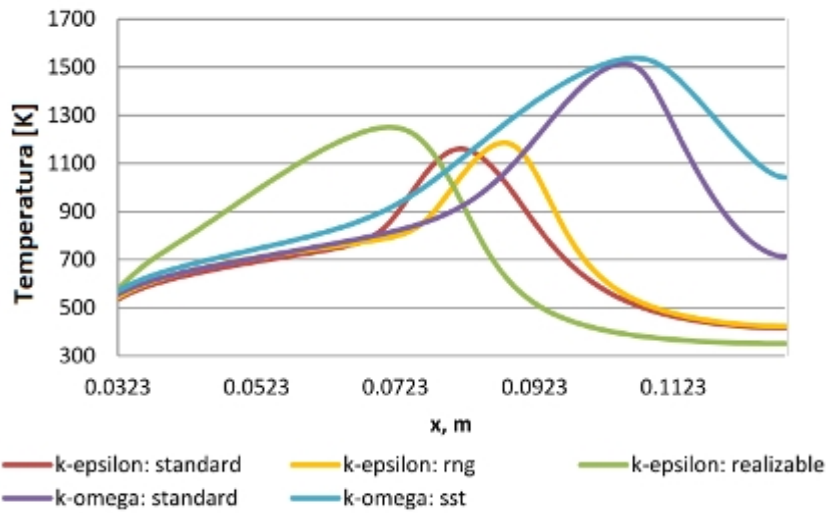


Figura 6.14 - Profili di temperatura per differenti modelli di turbolenza.

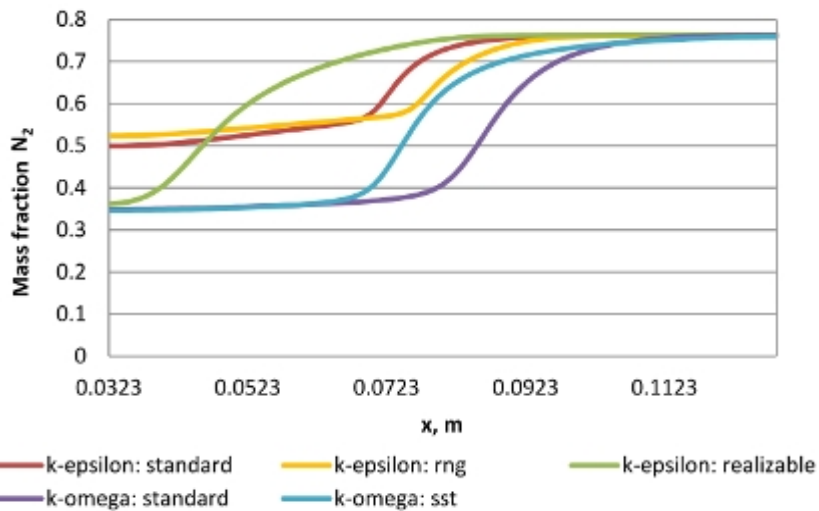


Figura 6.15 - Profili di mass fraction per N₂ ottenuti con differenti modelli di turbolenza.

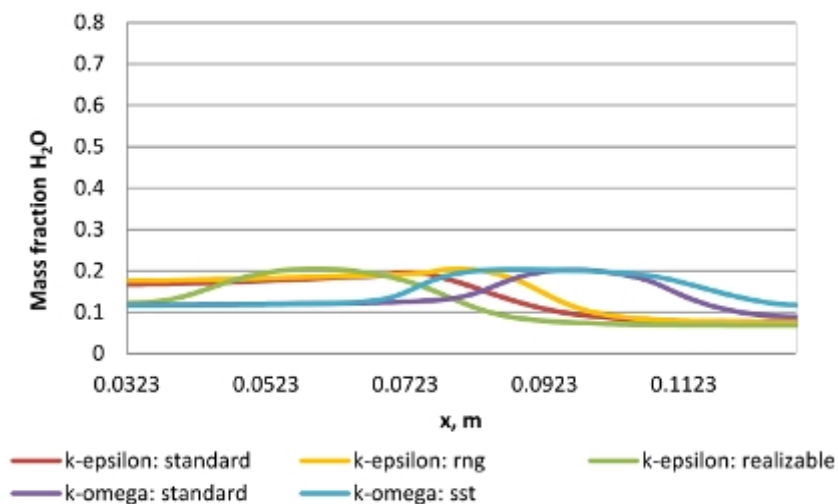


Figura 6.16 - Profili di mass fraction per H_2O ottenuti con differenti modelli di turbolenza.

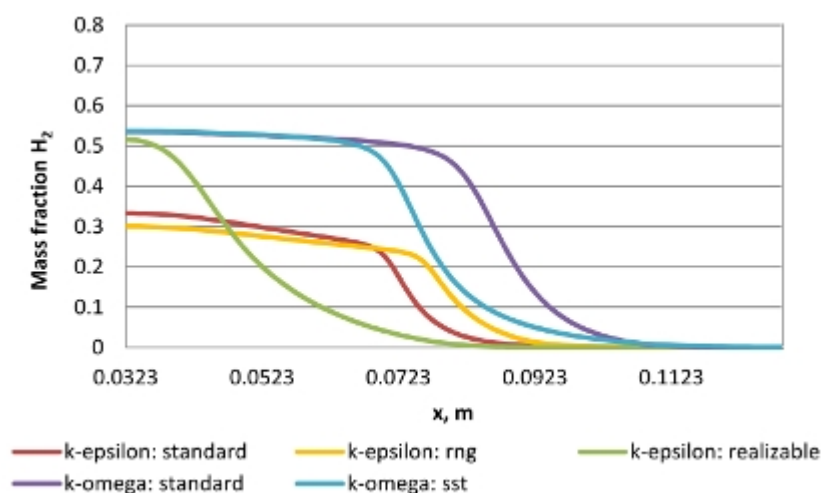


Figura 6.17 - Profili di mass fraction per H_2 ottenuti con differenti modelli di turbolenza.

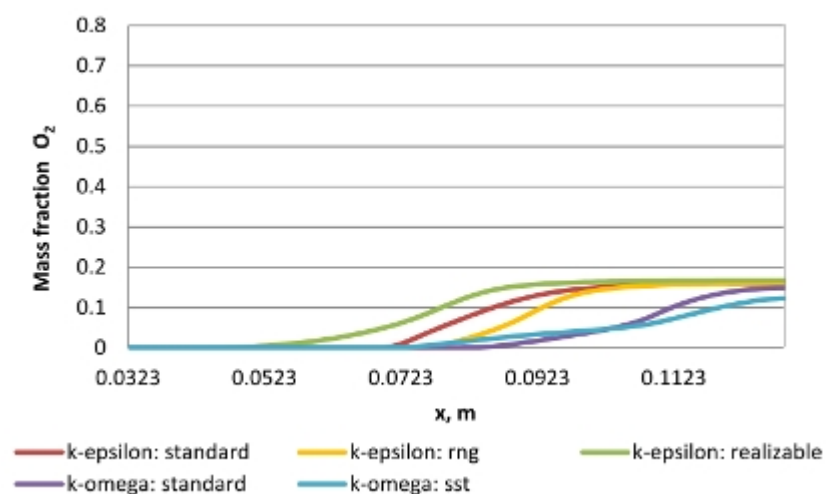


Figura 6.18 - Profili di mass fraction per O_2 ottenuti con differenti modelli di turbolenza.

6.4.4 - Effetti del modello di chimica della combustione

Ovviamente anche lo schema di reazioni con il quale si simula la combustione dell'Idrogeno influisce sulla soluzione finale. Come anticipato, il modello di reazione Eddy Dissipation che utilizza un meccanismo ad 1 reazione (stechiometria) è una semplificazione dei meccanismi dettagliati. I risultati dell'analisi di sensibilità sul modello di combustione (Figure 6.19-6.23) confermano che il modello Eddy Dissipation Concept migliora l'accuratezza dei risultati. Figura 6.19 mostra che la differenza di temperatura è di circa 300 K, ed il fronte di fiamma si distanzia dal bruciatore all'aumentare del numero di reazioni intermedie del modello EDC. I profili di mass fraction di vapore acqueo ed ossigeno sono significativamente differenti, come mostrano le Figure 6.21 e 6.23. La temperatura di picco ottenuta è minore nel caso della reazione stechiometrica. In tale zona si nota una maggiore frazione in massa di O_2 (Figura 6.23) rispetto alle curve ottenute con i modelli a 4 e 12 reazioni, quindi è possibile addebitare il diverso profilo di temperatura assiale alla diluizione del combustibile generata dal maggior tiraggio di aria ambiente in corrispondenza dell'asse. Anche in questo caso non è possibile stabilire quale sia il modello di combustione migliore senza effettuare un confronto con i dati sperimentali. In generale, il modello a 12 reazioni comporta costi computazionali molto elevati, ma si suppone che dia risultati più realistici. D'altra parte il modello a 4 reazioni è meno accurato ma la convergenza è raggiunta in minor tempo.

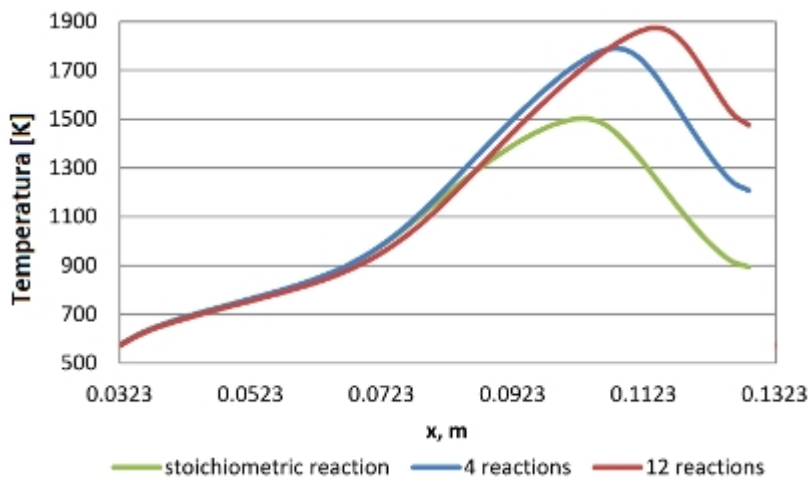


Figura 6.19 - Profili di temperatura per differenti modelli di combustione.

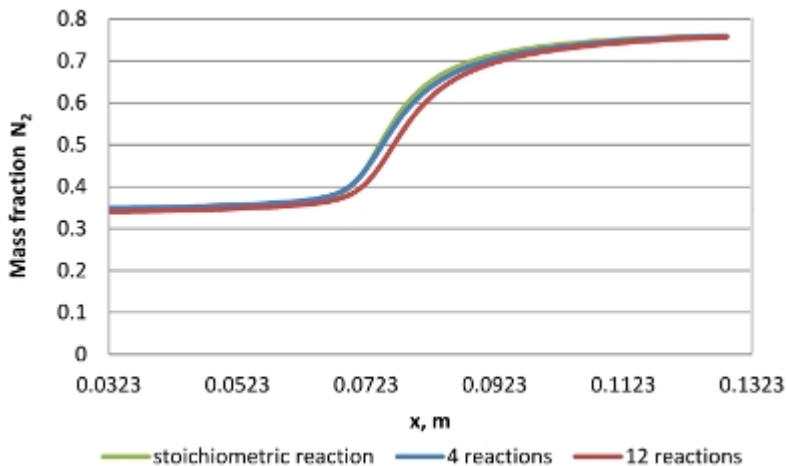


Figura 6.20 - Profili di mass fraction per Azoto ottenuti con differenti modelli di combustione.

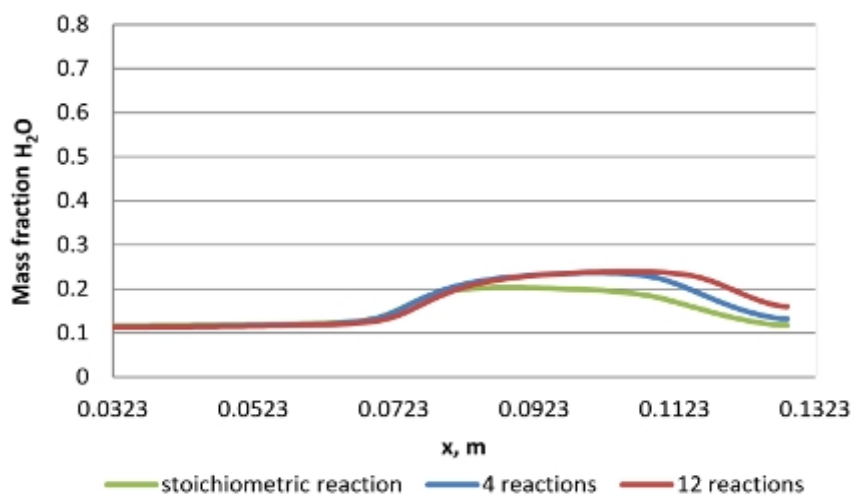


Figura 6.21 - Profili di mass fraction per H_2O ottenuti con differenti modelli di combustione.

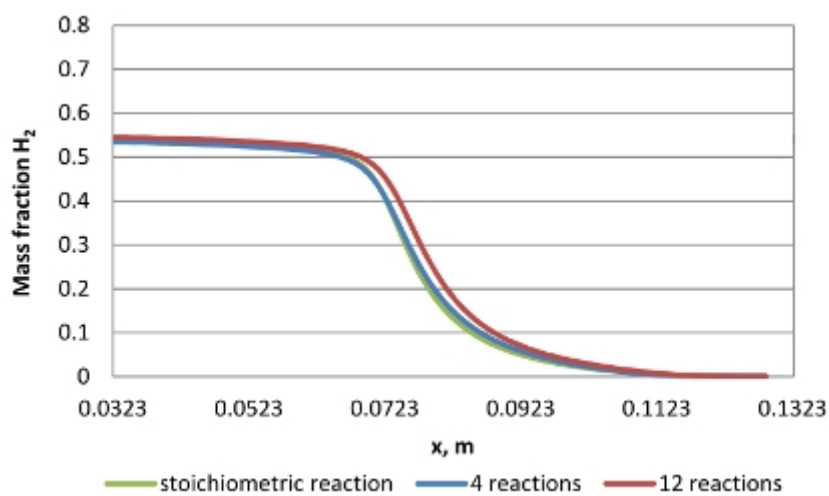


Figura 6.22 - Profili di mass fraction per H_2 ottenuti con differenti modelli di combustione.

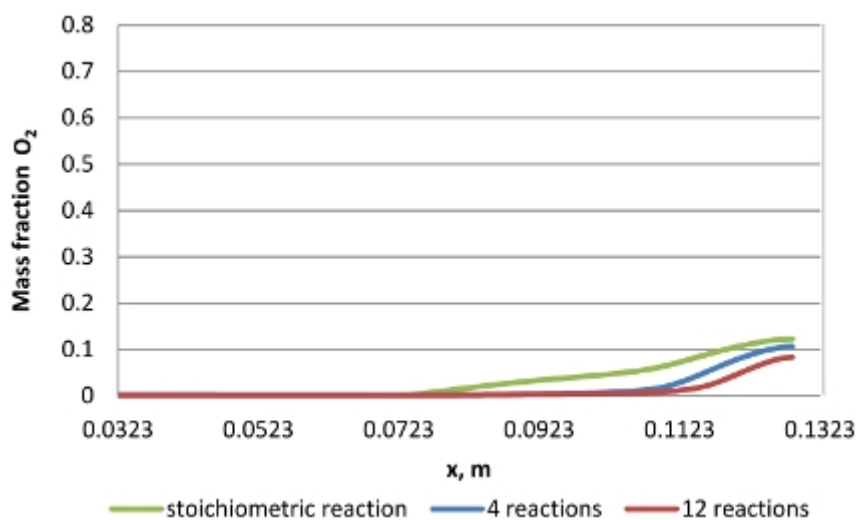


Figura 6.23 - Profili di mass fraction per O_2 ottenuti con differenti modelli di combustione.

6.4.5 - Effetti del coefficiente di assorbimento

L'ultimo fenomeno investigato è la radiazione. Anche se la variazione delle impostazioni nel modello della radiazione ha molta meno influenza rispetto alla variazione degli altri modelli testati, è utile quantificarne gli effetti sulla simulazione. Figura 6.24 mostra i valori dei coefficienti di assorbimento calcolati con differenti metodi, al variare della distanza verticale dal bruciatore. Le curve dei coefficienti definiti in funzione della sola temperatura, o di temperatura e frazione molare, sono abbastanza simili. Figura 6.25 mostra che la differenza di temperatura ottenuta utilizzando i tre diversi metodi di calcolo del coefficiente di assorbimento è trascurabile. Per questo motivo si è deciso di utilizzare un coefficiente di assorbimento costante per le successive simulazioni.

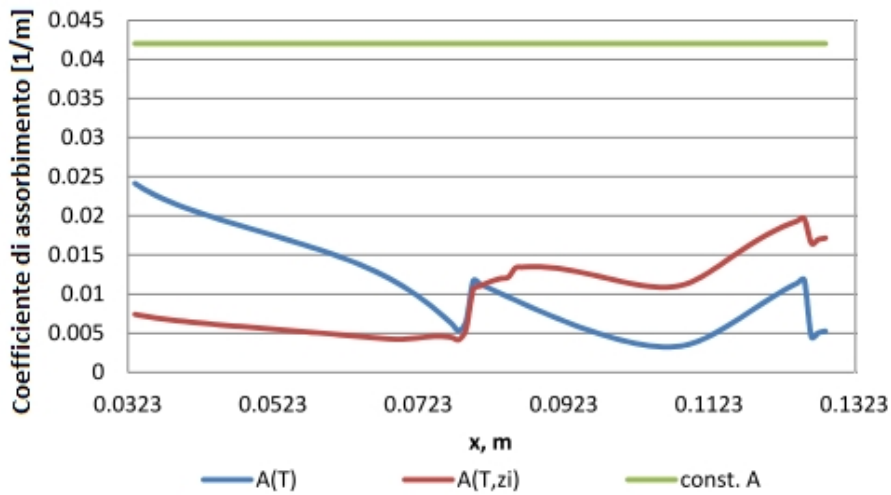


Figura 6.24 – Profili del coefficiente di assorbimento per differenti metodi di calcolo.

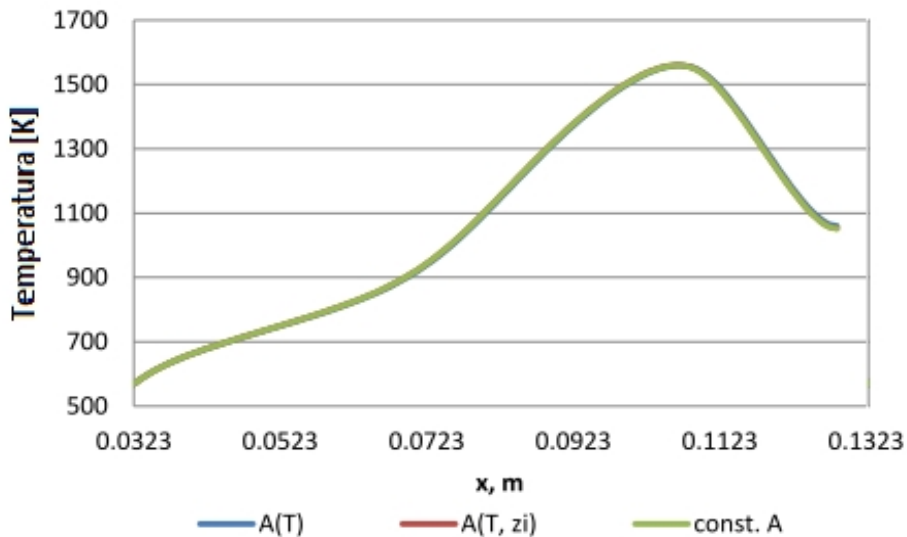


Figura 6.25 – Profili di temperatura per differenti metodi di calcolo del coefficiente di assorbimento.

6.5 - Validazione modello 3D

La validazione è un passo fondamentale nel processo di formulazione di un modello CFD. I dati per la validazione possono essere analitici o sperimentali. Il modello è stato validato con le misure di puntuali di temperatura effettuate sul prototipo del bruciatore.

Le condizioni operative simulate sono quelle del bruciatore funzionante senza carico (nessuna pentola sopra). Come mostrato nel Capitolo 4, la portata volumetrica dipende dalla temperatura raggiunta dal bruciatore. Nel caso di assenza di carico la fiamma avvolge il bruciatore per gli effetti di risalita dei prodotti di combustione, che spingono la fiamma verso il centro del bruciatore stesso.

Sono state effettuate misure di portata e temperatura, con la strumentazione esposta in Capitolo 4. Il bruciatore è alimentato con Idrogeno puro alla pressione di 20 mbar. Dopo un periodo di 15 minuti la portata stazionaria misurata è $1.34 \cdot 10^{-5}$ kg/s.

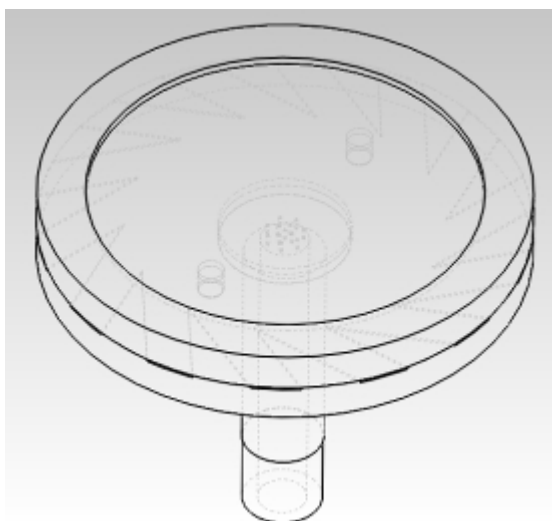


Figura 6.26 – Geometria 3D reale

La geometria reale 3D è mostrata in Figura 6.27. Rispetto alla simulazione semplificata si hanno diverse condizioni di moto interno, a causa dell'iniettore multi foro e delle porte d'uscita inclinate rispetto alla direzione radiale.

Per la fase di simulazione 3D è stata ripercorsa l'analisi di sensibilità, limitando però la variazione dei modelli a causa dei costi computazionali molto più elevati rispetto al 2D. Per tutte le simulazioni presentate il modello di combustione utilizzato è Eddy Dissipation ad 1 reazione, ed il coefficiente di assorbimento costante per il modello radiativo.

Sono state testate diverse condizioni al contorno relative alla sezione di ingresso dell'Idrogeno:

- Pressione: 2000 Pa, esattamente la pressione imposta nei test sperimentali.
- Velocità : 1.2 m/s , ottenuta dai dati di portata misurata sperimentalmente.
- Portata in massa : $1.34 \cdot 10^{-5}$ kg/s, ottenuta dai dati di portata misurata sperimentalmente.

La condizione di portata massica ha generato profili di temperatura più vicini a quelli misurati.

La taglia della mesh influenza enormemente i tempi di calcolo, quindi è stato necessario trovare una taglia minima che consentisse di simulare correttamente tutti i fenomeni presenti. Il punto

più difficoltoso è rappresentato dai canali di uscita del gas dal bruciatore, alti 0.2 mm. E' richiesta una dimensione minima della mesh molto inferiore a quella che sarebbe sufficiente per simulare il flusso esterno.

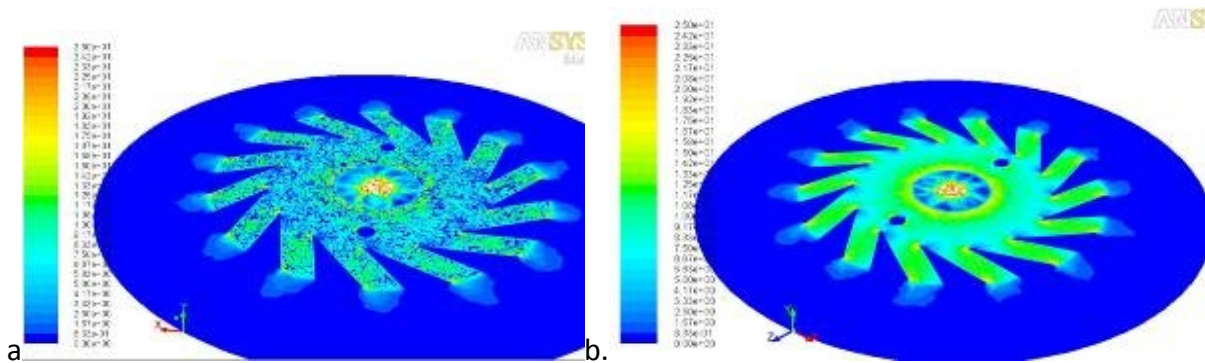


Figura 6.27 – Campi di velocità interni al bruciatore con mesh da 1800000 (a) e 3000000 (b) elementi.

In Figura 6.27 si riporta la comparazione dei campi di velocità all'interno dei bruciatore ottenuti con una mesh da 1800000 elementi ed una da 3000000 ottenuta raffinando nella zona interna al bruciatore (modello di turbolenza SST k-omega). Si nota come la mesh con numero inferiore di elementi non consenta di risolvere correttamente il flusso all'interno dei canali, presentando degli spot di velocità nulla.

In base all'analisi di sensibilità sulla geometria 2D, i modelli di turbolenza sono quelli che influenzano maggiormente i profili di temperatura ottenuti. Per questo si sono testate diverse varianti dei modelli di turbolenza, confrontando le temperature ottenute con quelle misurate sperimentalmente. I punti di misura sono riportati in Figura 6.28.

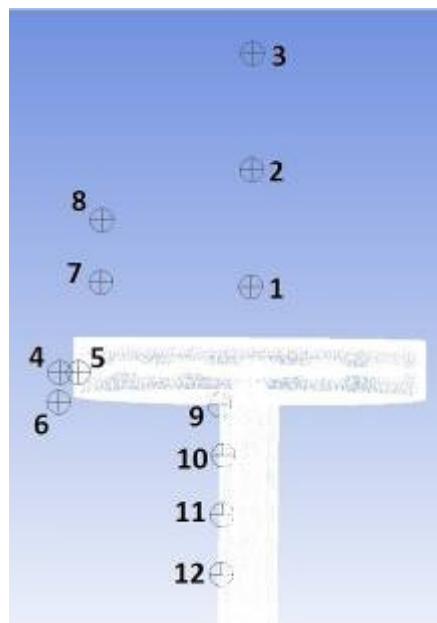


Figura 6.28 - punti di misura della temperatura.

Il Tabella 6.5 si riportano i valori di temperatura nei punti di misura ottenuti al variare del modello di turbolenza. In Figura 6.29 viene riportato l'andamento della differenza tra le temperature misurate e calcolate per ogni modello, distinguendo le zone del dominio.

Da Figura 6.29 si nota come la temperatura nei punti 1 e 2 (1 e 2 cm sopra il bruciatore) sia ben calcolata dai modelli k- ω , che però non danno un profilo corretto dell'altezza della fiamma, dato che nel punto 3 risultano temperature molto inferiori alla misurata. La migliore approssimazione del profilo di temperatura sull'asse del bruciatore si ottiene con il k- ω standard, come si può vedere da Figura 6.30. E' necessario sottolineare che le differenze di temperatura possono essere dovute anche al modello di combustione semplificato utilizzato, dato che dall'analisi 2D è risultato fornire temperature di picco inferiori rispetto ai modelli più accurati a 4 e 12 reazioni. Quasi tutti i modelli individuano la temperatura nel punto 6, 5 mm sotto le porte d'uscita, identificando così la posizione inferiore della fiamma. Nei punti sulla parete esterna del tubo inox (9, 10, 11, 12) tutti i modelli individuano all'incirca gli stessi valori, distanti 60-90 K da quelli misurati.

Considerando la media dei valori assoluti delle differenze di temperatura puntuali, il modello che approssima meglio il profilo di temperature misurato è il k- ϵ standard, o la sua variante che considera gli effetti termici.

Si noti che le misure di temperatura sono effettuate con una termocoppia K con rivestimento ceramico. La misura è puntuale, ma come mostrato la fiamma subisce delle piccole oscillazioni spaziali, quindi i valori proposti sono delle medie temporali.

In Figura 6.31 si mostra il confronto tra la forma della fiamma reale ed i campi di temperatura ottenuti dalle simulazioni numeriche, rappresentativi della forma della fiamma simulata. Si nota che il campo di temperatura ottenuto col modello di turbolenza k- ω è quello che approssima meglio la posizione della fiamma sull'asse del bruciatore, mentre il k- ϵ identifica meglio l'altezza della fiamma in corrispondenza del bordo esterno del bruciatore (punto7), come indicato dai dati in Tabella 6.5. e Figura 6.29.

Tabella 6.5– Temperatura ottenuta con diversi modelli di turbolenza nei punti di misura.

| | punto | T test (K) | k- ω | k- ω SST | k- ϵ rng | k- ω low-Re | k- ϵ std | k- ϵ std therm. Eff. | k- ϵ standard, enh. wall treat. | k- ϵ RNG, en.wall.treat, ther&buoy eff. |
|---------------|-------|------------|-------------|-----------------|-------------------|--------------------|-------------------|-------------------------------|--|--|
| | | | T (K) | T (K) | T (K) | T (K) | T (K) | T (K) | T (K) | T (K) |
| Fluido | 1 | 883 | 853 | 889 | 1014 | 909 | 1130 | 1031 | 1029 | 1069 |
| | 2 | 1183 | 1102 | 1165 | 1223 | 1131 | 1486 | 1241 | 811 | 994 |
| | 3 | 1228 | 1021 | 846 | 1340 | 665 | 1693 | 1374 | 475 | 577 |
| | 4 | 1223 | 842 | 860 | 963 | 972 | 1075 | 1535 | 904 | 930 |
| | 5 | 1048 | 529 | 587 | 676 | 604 | 652 | 1074 | 641 | 635 |
| | 6 | 413 | 434 | 447 | 467 | 463 | 396 | 739 | 487 | 488 |
| | 7 | 1188 | 877 | 875 | 1297 | 867 | 1493 | 1508 | 1042 | 1053 |
| | 8 | 1158 | 494 | 510 | 652 | 490 | 912 | 833 | 553 | 594 |
| Solido | 9 | 583 | 407 | 419 | 434 | 464 | 432 | 497 | 436 | 436 |
| | 10 | 468 | 353 | 360 | 357 | 382 | 357 | 386 | 365 | 367 |
| | 11 | 393 | 329 | 333 | 327 | 346 | 326 | 341 | 337 | 336 |
| | 12 | 378 | 317 | 320 | 313 | 327 | 312 | 321 | 317 | 320 |

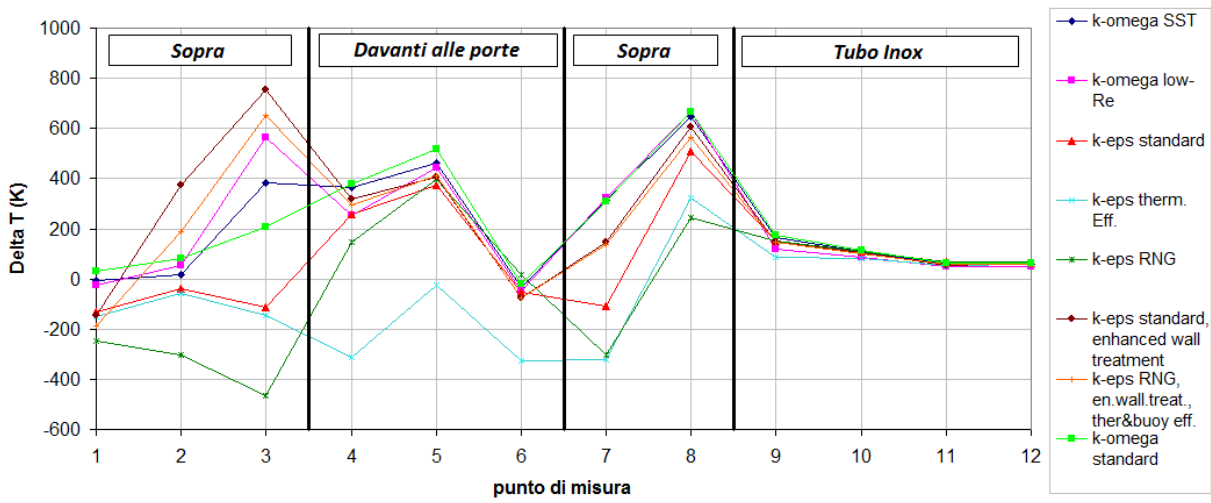


Figura 6.29 – Differenza tra le temperature misurate e calcolate con diversi modelli di turbolenza.

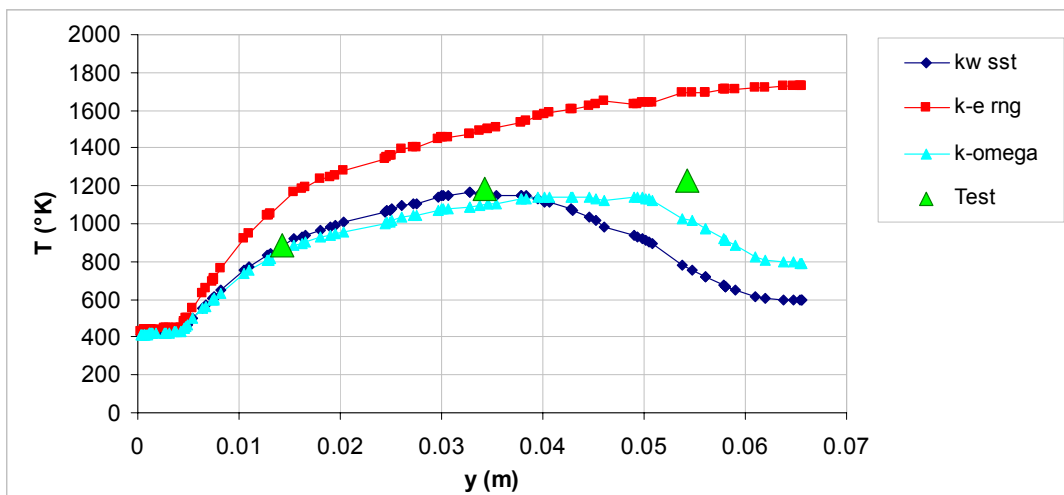


Figura 6.30 – Confronto profili di temperatura sull'asse del bruciatore con i dati puntuali misurati.

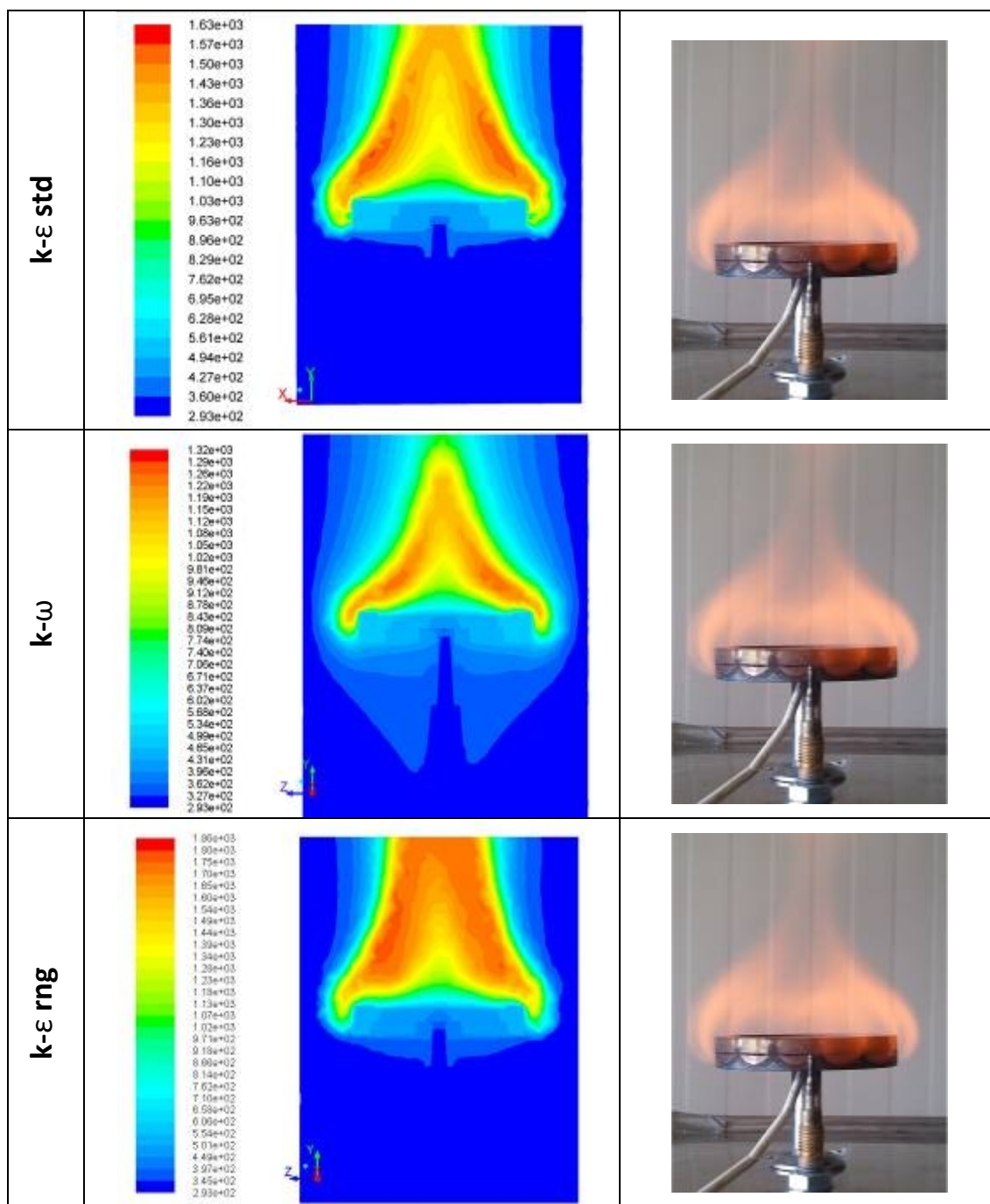


Figura 6.31 – Confronto tra la forma della fiamma reale e quelle simulate.

Conclusioni

1. Obiettivi del Dottorato di Ricerca

Questo Dottorato di Ricerca, di tipo aziendale, ha avuto lo scopo di percorrere tutti i passaggi fondamentali per lo sviluppo di un prodotto, mettendo a disposizione dell'azienda un prodotto pronto per essere messo sul mercato. Oltre alla fase iniziale, in cui è necessario uno studio dello stato dell'arte della tecnologia che si vuole implementare, lo sviluppo di un prodotto coinvolge un grande numero di attività di diversa natura, sia dal punto di vista della ricerca scientifica, che dal lato strettamente industriale. L'obiettivo era infatti la realizzazione di un prodotto che potesse essere innovativo, brevettato, certificato ed in particolar modo commercializzabile entro un breve lasso di tempo. In quest'ottica, il lavoro di ricerca scientifica pura (relativa alla modellazione matematica della combustione, alla simulazione computazionale dei fenomeni fisici coinvolti, o all'esecuzione di test sperimentali di varia natura), assume uguale rilievo rispetto alle attività complementari, quali ad esempio la ricerca di mercato dei componenti, la produzione di disegni tecnici per le lavorazioni meccaniche, lo studio normativo, i contatti con gli enti certificatori, la stesura del brevetto, ecc. Durante l'attività di Dottorato sono stati quindi trattati molti ambiti che in genere vengono seguiti da profili diversi, proprio per la necessità di completare il processo di sviluppo di prodotto nel suo complesso.

Le difficoltà maggiori affrontate sono state quelle connesse alla certificazione del prodotto per l'ottenimento della marcatura CE e la conseguente libera commercializzazione. Ci si è scontrati con un panorama normativo che al momento non concepisce l'utilizzo di Idrogeno puro per l'alimentazione di piano cottura ad uso domestico. Questo ha comportato la necessità di identificare una strada alternativa per il raggiungimento della certificazione, utilizzando gli strumenti concessi dalle Direttive comunitarie. Tale strada alternativa ha ampliato lo studio delle normative armonizzate necessarie, deviando dalla procedura classica di sviluppo di un piano cottura per la quale è sufficiente soddisfare i requisiti della norma armonizzata UNI EN 30-1-1 per ottenere la presunzione di conformità ai requisiti della Direttiva 142/2009. Il percorso logico identificato è comunque stato presentato ad un ente certificatore, che lo ha accettato avviando le procedure per la verifica della conformità.

Per quanto riguarda la proprietà intellettuale dell'idea sviluppata, è stata depositata la domanda di brevetto per il bruciatore alimentabile ad Idrogeno (domanda n° FI2013A000209).

2. Lavoro svolto e sviluppi futuri

La possibilità di realizzare impianti domestici di tipo Off-grid nei quali utilizzare l'Idrogeno per la produzione di energia termica per la cucina passa dallo sviluppo di un piano cottura che possa funzionare in sicurezza con tale gas. L'obiettivo tecnologico è stato quello di realizzare un bruciatore che potesse operare in modo sicuro con Idrogeno puro e premiscelato, considerando prevalentemente la limitazione del rischio di ritorno di fiamma tramite accorgimenti geometrici derivanti dall'applicazione del concetto di "distanza di spegnimento". Il materiale col quale è stato realizzato il bruciatore è l'acciaio inossidabile austenitico Aisi 316L, che grazie al basso contenuto di carbonio si mostra resistente all'infragilimento da Idrogeno e mantiene le proprietà di inossidabilità anche a seguito di lavorazioni come la saldatura e la foratura laser. La progettazione del bruciatore e dei suoi componenti è stata necessariamente svolta considerando gli effetti dell'installazione del bruciatore nel piano cottura, nelle

condizioni di presenza o assenza di carico. L'analisi della normativa ha consentito di identificare alcuni punti chiave riguardanti la sicurezza del piano cottura, come l'assenza di incrementi di temperatura elevati per i componenti con i quali l'utente finale può venire in contatto. Gli incrementi di temperatura del bruciatore causati dall'interazione con la fiamma diffusiva di Idrogeno e la conseguente riduzione della portata sono stati analizzati in dettaglio, data la loro influenza sulla determinazione della potenza nominale del piano cottura e sull'efficienza.

Per identificare i parametri caratterizzanti il piano cottura sono stati svolti test di potenza termica, efficienza, ed emissioni di ossidi d'azoto. Tali test hanno carattere preliminare dato l'elevato errore stimato per le misure di portata volumetrica, che è stato discusso e confrontato con i dati teorici. Lo studio ed i test dei componenti ausiliari al bruciatore (valvole multifunzionali con dispositivo di sicurezza termoelettrico, tubazioni, raccordi) ha completato la conoscenza degli elementi costituenti il piano cottura, ed ha consentito di valutare il loro possibile utilizzo in applicazioni con Idrogeno puro.

Parallelamente allo sviluppo pratico è stato implementato e testato un modello per la simulazione computazionale del bruciatore (in collaborazione con il Dr. Jacek Smolka e Anna Kopiec, dell'Institute of Thermal Technology, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland). Lo scopo di tale attività è stato quello di predisporre un modello numerico che simulasse correttamente i fenomeni fisici connessi con la geometria del bruciatore ed il tipo di gas utilizzato. Tramite tale modello si potranno testate preliminarmente eventuali modifiche future non sostanziali del bruciatore.

Le attività future riguardano l'esecuzione di tutti i test previsti dall'Ente certificatore nell'ambito della procedura di verifica della conformità ai requisiti della Direttiva. Dal punto di vista dello sviluppo tecnologico l'obiettivo è quello di realizzare una combustione premiscelata Idrogeno-aria mantenendo inalterato il livello di sicurezza, ed aumentare l'efficienza del dispositivo.

Bibliografia

- [1] Booth, D., Pyle, W., "Cookin' On Hydrogen – Stove Burner Conversion", Home Power #33, February / March 1993.
- [2] Billings, R.E., "The Hydrogen World View", International Academy of Science, 1991.
- [3] Großmann, U.P., Lehmann, J., Menzl, F., "A non-stationary hydrogen cooker with portable hydride storage and catalytic hydrogen burner", International Journal of Hydrogen Energy 25, 2000, 87–90.
- [4] Goetzberger, A., Bopp, G., Griebhaber, W., Stahl, W., "The PV/Hydrogen/Oxygen-System of the Self-Sufficient Solar House Freiburg".
- [5] Menzl, F., "Windmill – Electrolyser System For Hydrogen Production At Stralsund", 1997, available at HIA web site <http://ieahia.org/>.
- [6] Voss, K., Goetzberger, A., Bopp, G., Haberle, A., Heinzl, A., Lehmborg, H., "The Self-Sufficient Solar House In FREIBURG - Results Of 3 Years Of Operation", Solar Energy Vol. 58, Nos 1-3, 1996, 17-23.
- [7] Zini, G., Tartarini, P., "Solar Hydrogen Energy Systems", Springer-Verlag Italia, 2012.
- [8] Spinicci, R., "Elementi di chimica", Firenze University Press, 2009.
- [9] Züttel, A., Borgschulte, A., Schlapbach, L., "Hydrogen as a Future Energy Carrier", Wiley-VCH Verlag, Weinheim, ISBN 9783527308170.
- [10] Hydropole – Swiss Hydrogen Association, <http://hydropole.ch/en/hydrogen/about2/>, website accessed on 29/11/2013.
- [11] Leung, W. B., March, N. H., Motz, H., "Primitive Phase Diagramm for Hydrogen", Physics Letters 56A, 6 (1976), pp. 425-426.
- [12] Diatschenko, V., Chu, C. W., Liebenberg, D. H., Young, D. A., Ross, M., Mills, R. L., "Melting curves of molecular hydrogen deuterium under high pressures between 20 and 373 K", Physical Review B 32: 1 (JULY 1 1985), pp. 381-389.
- [13] National Institute of Standards and Technology NIST, website <http://www.nist.gov>.
- [14] ANSI/AIAA G-095-2004, "Guide to Safety of Hydrogen and Hydrogen Systems".
- [15] Weast, R.C., "CRC Handbook of Chemistry and Physics", 50th ed., The Chemical Rubber Co., 1969.
- [16] Gregory, F. D., "SAFETY STANDARD FOR HYDROGEN AND HYDROGEN SYSTEMS", Guidelines for Hydrogen System Design, Materials Selection, Operations, Storage, and Transportation, Office of Safety and Mission Assurance, Washington, DC 20546, National Aeronautics and Space Administration NASA (1997).
- [17] Hydrogen Fuel Cell Engines – Module 1 Hydrogen properties, U.S. Department of Energy, EERE.
- [18] UNI ISO/TR 15916:2008, "Considerazioni di base per la sicurezza dei sistemi a Idrogeno", Febbraio 2008.
- [19] Alcock, J.L., Shirvill, L.C., Cracknell, R.F., "Compilation of Existing Safety Data on Hydrogen and Comparative Fuels", EIHP2 - Contract N° ENK6-CT2000-00442.
- [20] Roads2HyCom website, <http://www.ika.rwth-aachen.de/r2h/index.php/Hydrogen>.
- [21] Law, C.K., "Combustion Physics", Cambridge, 2006.
- [22] Glassman, I., Yetter, R. A., "Combustion" Fourth Edition, Elsevier, 2008.
- [23] Liberman, M., "Introduction To Physics And Chemistry Of Combustion", Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.

- [24] Poinso, T., Veynante, D., "Theoretical And Numerical Combustion" Second Edition, R.T. Edwards, 2005.
- [25] Williams, F.A., "Combustion Theory" Second edition, 1985 The Benjamin/Cummings Publishing Company, Inc.
- [26] Morton, N.R., "Quenching Limits And Materials Degradation Of Hydrogen Diffusion Flames", Master of Science in Fire Protection Engineering, 2007.
- [27] Cheng, T.S., Chen, C.P., Chen, C.S., Li, Y.H., Wu, C.Y., Chao, Y.C., "Characteristics of Microjet Methane Diffusion Flames. Combustion Theory and Modeling" v.10, n. 5, p. 861-881 (2006).
- [28] Butler, M.S. , Moran, C.W. , Sunderland, P.B., Axelbaum, R.L., "Limits for hydrogen leaks that can support stable flames", international journal of hydrogen energy 34, 2009, 5174 – 5182.
- [29] Matta, L.M., Neumeier, Y., Lemon, B., Zinn, B.T., "Characteristics of microscale diffusion flames". Proc Combust Inst 2002;29:933–8.
- [30] Jones, H.N.R., "The Application Of Combustion Principles To Domestic Gas Burner Design", British Gas plc, 1989, ISBN 0-203-78137-6.
- [31] Raman, K.S., "Laminar Burning Velocities of Lean Hydrogen–Air Mixtures", Explosion Dynamics Laboratory Report FM97-15, 1998.
- [32] Schefer, R.W., Kulatilaka, W.D., Patterson, B.D., Settersten, T.B., "Visible emission of hydrogen flames", Combustion and Flame 156, 2009, 1234–1241.
- [33] UNI EN ISO 6976, "Calcolo del potere calorifico, della densità, della densità relativa e dell'indice di Wobbe, partendo dalla composizione"
- [34] Lefebvre, A.H., "Fuel Effects On Gas Turbine Combustion", Report AFWAL-TR-83-2004, Air Force Wright Aeronautical Laboratories.
- [35] Turns, S.R.S.R., "An introduction to combustion : concepts and applications", McGraw-Hill, 1996.
- [36] De Nevers, N.N., "Air pollution control engineering", Waveland Press, 2010.
- [37] Moschandreas, D.J., Relwani, S.M., O'Neill, H.J., Cole, J.T., Elkins, R.H., Macriss, R.A., "Characterization of Emission Rates from Indoor Combustion Sources", Gas Research Institute, Final Report GRI 85/0075 (March 1982-March 1985).
- [38] Spicer, C. W., Plastridge, R. A., Keigley, G. W., Satola, J., "Trace Chemical Emissions From Unvented Natural Gas Appliances", Gas Research Institute, Report GRI-0 110097.
- [39] Ungate, C. D. , Harleman, D. R. F., Jirka, G. H., "Stability And Mixing Of Submerged Turbulent Jets At Low Reynolds Numbers", Energy Laboratory Report Number MIT-EL 75-014, 1975.
- [40] Zuckerman, N., Lior, N. "Jet Impingement Heat Transfer: Physics, Correlations, and Numerical Modeling", Advances in Heat Transfer Volume 39 ISSN 0065-2717, p.565-626.
- [41] Namkhat, A. ,Jugjai, S. , "Primary air entrainment characteristics for a self-aspirating burner: Model and experiments", Energy 35 (2010) 1701–1708.
- [42] Wilson, C.W., "Quenching of Flames and Flashback on Shutoff with Gas Appliance Burners", American Chemical Society, Urbana, Illinois, Meeting 1958.
- [43] Berlad, A.L., Potter, A.E., "Prediction Of The Quenching Effect Of Various Surface Geometries", Symposium (International) on Combustion, Volume 5, Issue 1, 1955, Pages 728–735.
- [44] Harris, J.A., South, R. "Flame Stability-Principle And Practice", Gas engineering and Management, 18:153-174.
- [45] Treloar, R.D., "Gas Installation Technology", Wiley-Blackwell, 2010, ISBN 978-1-4051-8958-3.

- [46] Versteeg H. K., Malalasekera W., "An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method", Pearson Education Limited, 2007.
- [47] Tu, J., Heng Yeoh, G., Liu, C., "Computational Fluid Dynamics A Practical Approach", 2008, Elsevier, ISBN 978-0-7506-8563-4.
- [48] Baukal, C. E. , Gershtein, V., Li, X.J., "Computational Fluid Dynamics in Industrial Combustion", 2001, CRC Press LLC, ISBN 0-8493-2000-3.
- [49] Tabet-Helal, F., SARH, B. , GÖKALP, I. ,MENOUE, A. , "Comparative Study of Turbulence Modelling in Hydrogen Nonpremixed Turbulent Flame", Combustion Science and Technology, 178, 2006, 1887-1909.
- [50] German, A. E., Mahmud, T., "Modelling of non-premixed swirl burner flows using a Reynolds-stress turbulence closure", Fuel 84, 2005, 583-594.
- [51] Fairweather, M., Woolley, R. M., "First-order conditional moment closure modeling of turbulent, nonpremixed hydrogen flames", Combustion and Flame 133, 2003, 393-405.
- [52] Kuo, K. K., "Principles of Combustion", 2nd Edition, John Wiley & Sons, Inc., 2005.
- [53] Strehlow, R. A., "Combustion Fundamentals", McGraw-Hill Series in Energy, Combustion and Environment, McGraw-Hill, 1984.
- [54] Warnatz, J., "Combustion", Springer, Berlin, 2003.
- [55] Li J. et al., An updated comprehensive kinetic model of hydrogen combustion, International Journal of Chemical Kinetics, 36, 2004, 566-75.
- [56] Balakrishnan, G. et al., "A numerical investigation of extinction and ignition limits in laminar nonpremixed counterflowing hydrogen-air streams for both elementary and reduced chemistry", Combustion and Flame 102, 1995, 329-40.
- [57] GRI-Mech website, website http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.
- [58] Myhrvold, T., Ströhle, J., "Evaluation of detailed chemistry effects on the prediction of turbulent reacting hydrogen jet flames", ECCOMAS thematic conference on computational combustion, Lisboa, Portugal, June 2005.
- [59] Myhrvold, T., Ströhle, J., "An evaluation of detailed reaction mechanisms for hydrogen combustion under gas turbine conditions", International Journal of Hydrogen Energy, 32, 2007, 125 – 135.
- [60] Coelho, P.J., "Detailed numerical simulation of radiative transfer in a non-luminous turbulent jet diffusion flame", Combustion and Flame 136, 2004, 481 – 92.
- [61] Habibi A. et. al., Turbulence radiation interaction in Reynolds-averaged Navier–Stokes simulations of non-premixed piloted turbulent laboratory-scale flames, Combustion and Flame 151, 2007, 303–20.
- [62] Patankar, S. V., Spalding, D.B., "A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows", International Journal of Heat and Mass Transfer, 15, 1972, 1787-806.
- [63] ANSYS Fluent Theory Guide, Versione 14.0, Novembre 2011, USA.
- [64] Strehlow, R.A., "Combustion Fundamentals", McGraw-Hill Series in Energy, Combustion and Environment, McGraw-Hill, 1984.
- [65] Saxena, P., Williams, F.A., "Testing a small detailed chemical-kinetic mechanism for the combustion of hydrogen and carbon monoxide", Combustion and Flame 145, 2006, 316–23.
- [66] Dahoe, A.E. , "Laminar burning velocities of hydrogen–air mixtures from closed vessel gas explosions", Journal of Loss Prevention in the Process Industries 18, 2005, 152–166.
- [67] Iijima, T., Takeno, T. "Effects of temperature and pressure on burning velocity", Volume 65, Issue 1, July 1986, Pages 35–43.

- [68] Yang, S.Y., Chung, S.H., Kim, H.J., "Effect of pressure on effectiveness of quenching meshes in transmitting hydrogen combustion", *Nuclear Engineering and Design* 224, 2003, 199–206.
- [69] Plawsky, J.L., "Transport phenomena fundamentals", Marcel Dekker, 2001, ISBN: 0-8247-0500-9.
- [70] Harris, J.A., South, R., "Flame stability-principles and practice" *Gas Engineering and Management*, 18:153-174.
- [71] FAN, Y., SUZUKI, Y., Kasagi, N., "Thermal Effect of Wall on Micro Premixed Flame in Quartz Channels".
- [72] Kim, K.T., Lee, D.H., Kwon, S., "Effects of thermal and chemical surface–flame interaction on flame quenching", *Combustion and Flame* 146 (2006) 19–28.
- [73] Shi, Y., "Numerical Modeling of One-Dimensional Unsteady Quenching with Hydrogen/Air Flames", Master's Thesis in Numerical Analysis, At the Scientific Computing International Master Program, Royal Institute of Technology, 2002.
- [74] Friedman, R., "Quenching of laminar Oxy-Hydrogen flames by solid surfaces", *Thyrd Symposium on Combustion*, 1949.
- [75] Friedman, R., "The wall-quenching of laminar flames as a function of Pressure, Temperature and Air-fuel ratio", *Journal of Applied Physics*, vol.21, 8, 1950,795-797.
- [76] Szabó, T., Yáñez, J., Kotchourko, A., Kuznetsov, M., Jordan, T., "Parameterization of Laminar Burning Velocity Dependence on Pressure and Temperature in Hydrogen/Air/Steam Mixtures", *Combustion Science and Technology*, 184:10-11, 1427-1444.
- [77] Spalding, D. B., "A theory of inflammability limits and flame-quenching". *Proc. Soc. London*, (1957), A240, 83- 100.
- [78] UNI EN ISO 6976 "Calcolo del potere calorifico, della densità, della densità relativa e dell'indice di Wobbe, partendo dalla composizione".
- [79] Steen, W. M., Mazumder, J., "Laser Material Processing", Springer-Verlag London Limited 2010, ISBN 978-1-84996-061-8.
- [80] Li, L., Low, D.K.Y., Ghoreishi, M., "Hole Taper Characterisation and Control in Laser Percussion Drilling", *Laser Processing Research Centre, UMIST, Manchester, UK*.
- [81] Ghoreishi, M., Low, D.K.Y., Li, L., "Comparative statistical analysis of hole taper and circularity in laser percussion drilling", *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 42, 2002, 985–995.
- [82] Ng, G.K.L., Li, L., "The effect of laser peak power and pulse width on the hole geometry repeatability in laser percussion drilling", *Optics & Laser Technology* 33, 2001, 393–402.
- [83] Ghassemieh, E., Versteeg, H.K., Acar, M., "The effect of nozzle geometry on the flow characteristics of small water jets", *Proc. IMechE Vol. 220 Part C: J. Mechanical Engineering Science*.
- [84] Abdulhussain, U.S., Ghadir, M. A. A., "Characteristics Of Discharge Coefficient In Industrial Burner Applications", *J.Sc. Tech*, Vol. 9(1) 2008.
- [85] Huang, S., Ma, T., Wang, D., Lin, Z., "Study on discharge coefficient of perforated orifices as a new kind of flowmeter", *Experimental Thermal and Fluid Science* 46 (2013) 74–83.
- [86] Makmool, U., Tia, S., Valikul, P., Fungtammasan, B., Jugjai, S., "Performance and Diagnostic by PIV of LPG Cooking Burners in Thailand", *Proceedings of The 20th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand*.
- [87] Zhen, H.S., Leung, C.W., Wong, T.T., "Improvement of domestic cooking flames by utilizing swirling flows", *Fuel* 119, 2013, 153–156.
- [88] Hou, S.S., Lee, C.Y., Lin, T.H., "Efficiency and emissions of a new domestic gas burner with a swirling flame", *Energy Conversion and Management* 48, 2007, 1401–1410.

-
- [89] Janicke, M.T., Kestenbaum, H. , Hagendorf, U., Schuth, F., Fichtner, M., Schuberty, K., "The Controlled Oxidation of Hydrogen from an Explosive Mixture of Gases Using a Microstructured Reactor/Heat Exchanger and Pt/Al₂O₃ Catalyst", *Journal of Catalysis* 191, 282–293, 2000.
- [90] Appel, C., Mantzaras, J., Schaeren, R., Bombach, R., Inauen, A. "Catalytic Combustion Of Hydrogen–Air Mixtures Over Platinum: Validation Of Hetero/Homogeneous Chemical Reaction Schemes", *Clean Air*, Vol. 5, pp. 21–44, 2004 , Begell House, Inc.
- [91] Vogt, U. F. , Siong, V., Fumey, B., Biemann, M., Züttel, A., "Catalytic Combustion of Hydrogen on Platinum Coated Porous SiC Ceramics", 5th Hydrogen & Energy Symposium, 2011.
- [92] Meccanismi e tipologie di catalisi, website:
http://www.ing.unitn.it/~colombo/CATALISI/impiego%20di%20catalizzatori%20non%20ferrosi%20nella%20catalisi%20organica_file/page0002.htm
- [93] Haruta, M., Sano, H. , "Catalytic combustion of hydrogen – Its role in hydrogen utilization system and screening of catalyst materials", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.6, No.6, pp. 601-608, 1981.
- [94] American Iron and Steel Institute, "High temperature characteristics of stainless steels", Nickel Development Institute.
- [95] Di Caprio, G., "Gli acciai inossidabili" Ulrico Hoepli editore, 2003, ISBN 88-203-3176-4.
- [96] UNI EN 10088, "Acciai Inossidabili".
- [97] Chung, D.D., "Materials for thermal conduction", *Applied Thermal Engineering*, 21, 2001, 1593-1605.
- [98] Prezzo acciaio: website http://www.cogne.com/edl/novembre_13.pdf.
- [99] Mogi, T., Nishida, H., Horiguchi, S., "Flame characteristics of high-pressure hydrogen gas jet", Research Center for Explosion Safety, National Institute of Advanced Industrial Science and Technology.

Bibliografia non citata

1. Zuckerwar, A. J., "Handbook of the Speed of Sound in Real Gases", Academic Press, 2002.
2. Markides, C. N., Chemistry: Autoignition Chemical Kinetics, University of Cambridge website, <http://www2.eng.cam.ac.uk/~cnm24/chemistry.htm>
3. Gupta, R.B., "Hydrogen Fuel: Production, Transport, and Storage", CRC Press, 2009, ISBN 978-1-4200-4575-8.
4. "Direttiva 142/2009/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO del 30 novembre 2009 in materia di apparecchi a gas", Gazzetta Ufficiale dell'Unione Europea.
5. UNI EN 437 "Gas di prova, Pressioni di prova, Categorie di apparecchi".
6. UNI EN 30-1-1 "Apparecchi di cottura a gas per uso domestico, Parte 1-1: Generalità".
7. UNI EN 30-2-1 "Apparecchi di cottura a gas per uso domestico, Parte 2-1: Utilizzazione razionale dell'energia – Generalità".
8. UNI EN 125 "Dispositivi termoelettrici di sicurezza all'accensione e allo spegnimento".
9. UN EN 126 "Dispositivi multifunzionali per apparecchi a gas".
10. UNI EN 1106 "Rubinetti a comando manuale per apparecchi a gas".
11. UNI EN 10226-1 "Filettature di tubazioni per accoppiamento con tenuta sul filetto, Parte 1: Filettature esterne coniche e interne parallele - Dimensioni, tolleranze e designazione".
12. UNI EN 10226-2 "Filettature di tubazioni per accoppiamento con tenuta sul filetto, Parte 2: Filettature esterne coniche e interne coniche - Dimensioni, tolleranze e designazione".
13. UNI EN ISO 228-1 "Filettature di tubazioni per accoppiamento non a tenuta sul filetto, Dimensioni, tolleranze e designazione".
14. UNI EN 13611 "Requisiti di sicurezza e controllo per bruciatori a gas ed apparecchi a gas, Requisiti generali".
15. UNI EN 751-1 "Materiali di tenuta per giunzioni metalliche filettate a contatto con gas della 1ª, 2ª e 3ª famiglia e con acqua calda, Composti di tenuta anaerobici".
16. UNI EN 751-2 "Materiali di tenuta per giunzioni metalliche filettate a contatto con gas della 1ª, 2ª e 3ª famiglia e con acqua calda, Composti di tenuta non indurenti".
17. Belforte, G., "Manuale di pneumatica", Tecniche Nuove 2005, ISBN 88-481-0541-6.
18. Dhar, S., Saini, N., Purohit, R., "A review on laser drilling and its Techniques", Proceedings of International Conference on Advances in Mechanical Engineering-2006 (AME 2006), December 1-3, 2006.