

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Modellazione dell'iniezione dell'idrogeno in un motore a combustione interna



Politecnico di Torino

Relatore

prof. Davide Papurello

Candidato

Amedeo Rossi
matricola: 302106

Anno accademico 2024-2025

Sommario:

L'utilizzo di combustibili alternativi, nei motori a combustione interna, è una crescente necessità dovuta alla richiesta di rispettare le normative vigenti e proposte, nell'ambito del contrasto ai cambiamenti climatici e alla limitazione dell'inquinamento dovuto ai combustibili tradizionali.

È pertanto necessario approfondire lo studio dell'utilizzo dei combustibili alternativi come, ad esempio, l'idrogeno che per via di alcune sue caratteristiche relative alla combustione quali velocità di propagazione del fronte di fiamma, potere calorifico, dosatura e limiti di infiammabilità, che lo rende uno dei favoriti nella sostituzione ai combustibili tradizionali.

Occorre però ricordare che l'idrogeno è un vettore energetico che necessita la sua produzione a partire da altre molecole ed energia, in assenza di fonti estrattive che invece sono relativamente abbondanti nel caso dei combustibili tradizionali.

L'oggetto di questa tesi è lo studio di come l'idrogeno sia utilizzato nell'alimentazione dei motori a combustione interna, in particolar modo quali sono le tipologie di alimentazione utilizzate attualmente e quali sono ancora oggetto di ricerca, e, come si possono modellare queste applicazioni per studiare i parametri caratteristici degli iniettori come la portata iniettata di combustibile e come la massa iniettata si diffonde e miscela con l'aria aspirata dal motore.

Pertanto, verranno riportati e spiegati alcuni modelli di calcolo, trovati in letteratura, che risultano particolarmente interessanti per via della loro semplicità di applicazione, immediatezza d'uso e precisione dei risultati.

Sono stati poi realizzati degli esempi applicativi di alcuni di questi modelli, attraverso script realizzati in Matlab®, per mostrare come questi possano essere utilizzati in modo pratico per confrontare diverse tipologie di combustibili e diversi iniettori.

Indice

Parte 1: Introduzione.....	1
1.0 Contesto politico - ambientale:	1
1.1 Sviluppo storico – tecnologico e stato dell’arte	4
Parte 2: Alimentazione con idrogeno di un motore a combustione interna	5
2.0 Presentazione dell’utilizzo di H ₂ ad un motore a combustione interna	5
2.1 Confronto delle caratteristiche dell’idrogeno rispetto ai combustibili tradizionali:	6
2.1.1 Densità di materia e densità energetica	7
2.1.2 Potere calorifico inferiore e dosatura	7
2.1.3 Intervallo di infiammabilità e rischi	8
2.1.4 Velocità di propagazione di fiamma.....	9
2.1.5 Numero di ottani	9
2.1.6 Bassa distanza di spegnimento a parete	9
2.1.7 Coefficiente di diffusione in aria.....	9
2.2 Stoccaggio dell’idrogeno:	10
2.2.1 Gas compresso a NWP e T.....	11
2.2.2 Soluzioni a liquido a basse temperature e liquido supercritico.....	12
2.2.3 Soluzioni per adsorbimento	13
2.3 Alimentazione dell’idrogeno nel motore	14
2.3.1 Iniezione indiretta (Port Fuel Injection – PFI).....	16
2.3.2 Iniezione diretta (Direct Injection – DI) e confronto con PFI.....	19
2.3.3 Materiali e criteri di progetto	20
2.4 Tipologia di accensione:	22
2.4.1 Accensione comandata da scintilla	22
2.4.2 Accensione comandata con pilota diesel a compressione.....	23
2.4.3 Altre metodologie di accensione	24
Parte 3: Modelli di iniettori	25
3.0 Definizione di modello di calcolo	25
3.1 Tipologie di modelli di calcolo	26
3.2 Applicazione di un modello 1D all’iniezione di H ₂ in un motore	27
3.2.1 Introduzione al modello 1D di un iniettore	27
3.2.2 Legge di conservazione della massa	28
3.2.3 Legge di conservazione della quantità di moto.....	29
3.2.4 Legge di conservazione dell’energia totale.....	30
3.2.5 Formulazione vettoriale del sistema	31
3.2.6 Cenni sui metodi risolutivi.....	31

3.2.7	Indicazioni sulle condizioni al contorno e iniziali	32
3.2.8	Esempio applicativo del modello 1D	33
3.2.9	Considerazioni finali sul modello 1D	33
3.3	Applicazione di un modello semplificato all'iniezione di H ₂ in un motore.....	34
3.3.1	Richiami di fluidodinamica.....	34
3.3.2	Concetti di base e classificazione dei condotti a sezione variabile.....	34
3.3.3	Moto in un condotto a sezione variabile	37
3.4	Modello di iniettore a fungo semplificato.....	39
3.5	Modello di iniettore a singolo foro semplificato.....	42
3.6	Modello di getto assialsimmetrico e iniezione diretta	44
3.7	Cenni ai modelli CFD applicati all'iniezione di idrogeno	45
3.8	Sintesi di confronto dei modelli presentati	47
Parte 4:	Esempi applicativi del modello di iniettore a foro singolo semplificato	48
4.0	Introduzione delle applicazioni.....	48
4.1	Applicazione di confronto tra gas	48
4.1.1	Scelta delle condizioni al contorno	48
4.1.2	Impostazione del modello	49
4.1.3	Risultati dei casi PFI:.....	52
4.1.4	Risultati dei casi DI.....	53
4.2	Applicazione di confronto con iniettori commerciali	55
4.3	Applicazione di confronto con iniettori sperimentali	57
4.4	Applicazione del modello di getto assialsimmetrico	58
4.4.1	Confronto con analisi ottica di combustione di combustibili gassosi in MCI	59
4.4.2	Confronto con modello 1D di iniettore conico	61
Conclusioni.....		62
Appendici.....		63
A:	Codice modello iniettore a singolo foro semplificato.....	63
B:	Codice modello di getto assialsimmetrico	70

Indice delle figure

Figura 1: Efficienza di stack e di sistema di FC [6].....	2
Figura 2: Mappa coppia - velocità motore elettrico di trazione [7]	2
Figura 3: Mappa coppia - velocità MCI ad accensione comandata [7]	2
Figura 4: Schema sintetico delle normative proposte sul ciclo-vita delle batterie [12].....	3
Figura 5: Stima del trade-off tra dosatura, rendimento ed emissioni per l'idrogeno [20].....	8
Figura 6: Tipologie di serbatoi per idrogeno [34].....	12
Figura 7: Esempio di impianto di alimentazione ad idrogeno commerciale di tipo PFI [37].....	14
Figura 8: Schema posizionamento iniettore [40].....	15
Figura 9: Suddivisione delle tipologie di iniettori [40].....	15
Figura 10: Esempi di fasature di iniezione con diverse tipologie di iniettori [38].....	19
Figura 11: Schema funzionale iniettore dual fuel [15].....	23
Figura 12: Schema di accensione mediante candele [15]	24
Figura 13: Schema modello 1D [44].....	27
Figura 14: Confronto di risultati del modello 1D [44].....	33
Figura 15: Schema del sistema.....	35
Figura 16: Andamenti di c e p_c in funzione del rapporto di pressioni	38
Figura 17: Schema analogia iniettore a fungo semplificato [48].....	39
Figura 18: Andamento di pressione in ugello convergente - divergente [47].....	40
Figura 19: Andamento della portata corretta in funzione della rapporto di pressione [47]	41
Figura 20: Schema del modello semplificato a confronto con iniettore di partenza.....	42
Figura 21: Andamento della portata rispetto alla pressione dell'ambiente di iniezione per ugello convergente [47].....	43
Figura 22: Modello di getto turbolento [15]	44
Figura 23: Struttura software ANSYS [51].....	46
Figura 24: Risultati attesi per i casi A e B con parametri arbitrari scelti tra quelli presentati in 4.1.1	50
Figura 25: Risultati attesi per i casi C e D con parametri arbitrari scelti tra quelli presentati in 4.1.1	51
Figura 26: Risultati attesi per i casi E ed F con parametri arbitrari scelti tra quelli presentati in 4.1.1	51
Figura 27: Risultati del modello secondo combinazione A per PFI LP e HP	52
Figura 28: Risultati del modello secondo combinazione C per PFI LP e HP.....	53
Figura 29: Risultati del modello secondo combinazioni A e C per DI-LP	53
Figura 30: Risultati del modello secondo combinazioni A e C per DI-MP	54
Figura 31: Risultati del modello secondo combinazioni A e C per DI-HP	54
Figura 32: Risultati applicazione 4.2 DI	55
Figura 33: Risultati applicazione 4.2 PFI - CH ₄	56
Figura 34: Risultati applicazione 4.2 PFI - H ₂	56
Figura 35: Risultati applicazione 4.3 DI	57
Figura 36: Risultati applicazione 4.3 PFI.....	57
Figura 37: Risultati dell'analisi ottica su Z_t per iniezione di metano ad alta pressione	59
Figura 38: Applicazione del 3.6 su dati [61] (CH ₄)	60
Figura 39: Applicazione del 3.6 su dati [61] (H ₂)	60
Figura 40: Risultati di modello 1D per iniettore conico [44].....	61
Figura 41: Applicazione del 3.6 su dati [44] (H ₂).....	61

Indice delle tabelle

Tabella 1: Sintesi di confronto H2 e combustibili tradizionali	5
Tabella 2: Caratteristiche fisico-chimiche di alcuni combustibili per motori a combustione interna [15], [16]	6
Tabella 3: Confronto tra i modelli presentati	47
Tabella 4: Costanti dei gas per H2 e CH4 [42]	48
Tabella 5: Casi del modello.....	48
Tabella 6: Combinazioni di Calcolo.....	50
Tabella 7: Dati per Applicazione.....	52
Tabella 8: Dati per confronto casi commerciali	55
Tabella 9: Risultati applicazione 4.2 DI.....	56
Tabella 10: : Risultati applicazione 4.2 PFI	56
Tabella 11: Dati per confronto caso sperimentale [51]	57
Tabella 12: Risultati applicazione 4.3	57
Tabella 13: Combinazioni di Calcolo.....	58
Tabella 14: Dati per confronto con [61].....	59
Tabella 15: Dati per confronto con [44].....	61

Indice dei simboli e parametri

Simbolo	Grandezza fisica / significato	Unità di misura (SI)
A	Area	m ²
Au	Oro	-
B	Boro	-
bsfc	Brake specific fuel consumption (consumo specifico di combustibile)	g/kWh
c	Velocità di un fluido	m/s
CAPEX	Capital Expenditure (costo capitale)	€
CFD	Computational Fluid Dynamics (fluido dinamica computazionale)	-
CFR	Cooperative Fuel Research (ricerca cooperativa sui combustibili)	-
CI	Compression Ignition (accensione per compressione)	-
CNG	Compressed Natural Gas (Gas naturale compresso)	-
CO	Ossido di carbonio	-
CO₂	Anidride carbonica	-
Co	Cobalto	-
c_p	Calore specifico (a pressione costante)	J / (kg K)
Cr	Cromo	-
c_s	Velocità del suono in un fluido	m/s
Cu	Rame	-
c_x	Coefficiente di resistenza aerodinamica	-
d, D	Diametro	mm
DI	Direct Injection (iniezione diretta)	-
DNS	Direct Numerical Simulation	-
e	Energia specifica	J / kg
ECU	Engine Control Unit (Centralina di controllo motore)	-
EGR	Exhaust Gas Recirculation (ricircolo dei gas di scarico)	-
EV	Electric vehicle (veicolo elettrico)	-
F	Forze	N
f	Flusso, variabile di stato generica	vari
f₀	Coefficiente di resistenza al rotolamento	-
FC	Fuel Cell (Cella a combustibile)	-
FCEV	Veicolo elettrico a cella di combustibile	-
Fe	Ferro	-
g	Costante gravitazionale	m/s ²
GRI-Mech	Gas Research Institute Reaction Mechanism Meccanismo di reazione del GRI	-
h	Entalpia specifica	J/kg

HCCI	Homogeneous charge compression ignition (Accensione per compressione di miscela omogenea)	-
H₂	Idrogeno	-
H₂ – ICEV	Veicolo a motore a combustione interna alimentato a idrogeno	-
H_i	Potere calorifico inferiore	J/kg
HP	High Pressure (alta pressione)	bar
i	Numero di cilindri	-
ICEV	Internal Combustion Engine Vehicle (Veicolo a motore a combustione interna)	-
k	Costante adiabatica, Energia cinetica turbolenta	- J/kg
LES	Large Eddy Simulation	-
LOHC	Liquid Organic Hydrogen Carriers (portatori di idrogeno organici e liquidi)	-
LP	Low Pressure (bassa pressione)	bar
M	Massa molare	kg / mol
m	massa numero di ciclo / giro	kg 1/giro
m_a	Massa aria	kg
Ma	Numero di Mach	-
m_{asp}	Massa aspirata	kg
MCI	Motore a combustione interna	-
m_f	Massa combustibile	kg
\dot{m}_a	Portata massica d'aria	kg/s
\dot{m}_f	Portata massica di combustibile	kg/s
MP	Medium Pressure (pressione media)	bar
Mn	Manganese	-
MON	Motor Octane Number (Numero di ottani motore)	-
MUSCL	Monotonic Upstream – centered Scheme for Conservation Laws Schema monotono in avanti – centrato per legge di conservazione	-
N	Azoto	-
n	Numero di giri	rpm
NG	Natural Gas (gas naturale)	-
NH₃	Ammoniaca	-
Ni	Nichel	-
NO_x	Ossidi di azoto	-
NWP	Net Working Pressure (Pressione operativa netta)	bar
OEM	Original Equipment Manufacturer (Produttori originali)	-
p	Pressione	bar, Pa

p_{inj}	Pressione d'iniezione	bar, Pa
PFI	Port Fuel Injection (Iniezione in condotto aspirazione)	-
PM	Particulate Matter (Particolato)	-
PMI	Punto morto inferiore	-
PMS	Punto morto superiore	-
P_n	Potenza netta	W, kW
P_u	Potenza utile	W, kW
q	flusso termico	W, kW
\mathcal{R}	Costante universale dei gas	J/(mol K)
RANS	Reynold Averaged Navier Stokes	-
RAM	Random Access Memory (memoria ad accesso casuale)	-
RON	Research Octane Number (numero di ottani ricerca)	-
S	Termine sorgente	vari
s	Entropia specifica	J/K
SI	Spark Ignition (Accensione comandata)	-
T	Temperatura	°C, K
TPRD	Thermally Activated Pressure Relief Device	-
u	Velocità fluido	m/s
UE	Unione Europea	-
V	cilindrata motore	cm ³ , L
v	velocità veicolo	m/s, km/h
VC	Volume di controllo	m ³
α	Direzione moto	-
Z_t	Penetrazione getto	mm
α	Dosatura	kg/kg
α_{st}	Dosatura stechiometrica	kg/kg
ε	Rapporto di compressione volumetrico, Dissipazione dell'energia cinetica turbolenta	- W/kg
η	Rendimenti	-
λ	Dosatura relativa	-
μ	Viscosità dinamica	Pa s
ρ	Densità	kg/m ³
σ_f	Numero di Prandtl	-
Φ	Rapporto di equivalenza	-
0D	Zero dimensionale	-
1D	Mono dimensionale	-
QD	Quasi dimensionale	-
3D	Tridimensionale	-
MD	Multidimensionale	-
∇	Operatore nabla	-
\int	Operatore integrale	-
\equiv	Tensore, Matrice	-
$\vec{\quad}$	Vettore	-
\otimes	Prodotto tensoriale	-

Parte 1: Introduzione

1.0 Contesto politico - ambientale:

Nell'ultimo decennio, a seguito di un maggior interessamento politico alla sfida del contrasto al cambiamento climatico, l'Unione Europea si è adoperata alla realizzazione di alcuni regolamenti e politiche per il raggiungimento di obiettivi per la salvaguardia ambientale. [1]

Tra questi provvedimenti è degno di nota, il pacchetto normativo "Fit for 55" proposto al 14 luglio 2021 che comprende varie linee guida concernenti le misure da attuare a livello Europeo per la transizione ecologica.

Ai fini di questa tesi, sono rilevanti l'obiettivo al 2035 di riduzione delle emissioni di CO₂ allo scarico per autoveicoli e van del 100% rispetto al 2021 [2], effettuato tramite alimentazioni alternative ai combustibili fossili per i veicoli a combustione interna e l'utilizzo di veicoli elettrici con costruzione di adeguate infrastrutture di distribuzione dell'energia. [3]

Questi due punti possono essere un incentivo nello sviluppo di soluzioni che utilizzino l'idrogeno come vettore energetico, cioè come mezzo attraverso cui convertire e stoccare forme diverse di energia tramite la sua produzione in appositi impianti, resi necessari dall'assenza di siti estrattivi naturali.

Tali impianti devono però essere a basso impatto ambientale come quelli per elettrolisi o per reforming da metano con cattura della CO₂, previsti dal pacchetto proposto [4], da realizzare in alternativa a soluzioni di produzione di idrogeno tradizionali più inquinanti e che quindi non contribuirebbero al rispetto degli obiettivi posti.

Il particolare uso dell'idrogeno nei veicoli a combustione interna, denominati H₂ – ICEV (Internal Combustion Engine Vehicle) e nei veicoli elettrici a celle a combustibile denominati FCEV (Fuel Cell Electric Vehicle), è favorito dall'assenza di produzione di CO₂ durante la conversione di energia chimica in energia meccanica per i primi ed energia elettrica per i secondi.

Per la scelta tra queste due soluzioni, è necessario considerare l'efficienza di conversione energetica dal sistema di stoccaggio al moto del veicolo in relazione al carico.

In particolare è noto, come riportato da [5] in Figura 1, che all'aumentare del carico, e quindi della potenza richiesta e della corrente erogata, si ha una diminuzione dell'efficienza delle FC.

Questo valore è ulteriormente ridotto dalla conversione dell'energia elettrica in meccanica attraverso dei motori elettrici come riportato in Figura 2, dove si può osservare che le zone ad alta efficienza, in rosso, sono limitate ad un intervallo di velocità e coppia, cioè alle alte velocità e basse coppie, e da una ulteriore riduzione dovuta alla conversione di energia elettrica dalle FC al motore attraverso gli inverter di trazione.

Moltiplicando i valori di efficienza di conversione di stack, del sistema e del motore, per vari valori di potenza (velocità per coppia) e corrente (proporzionale alla coppia) si ottengono valori tra circa 30% e il 45%.

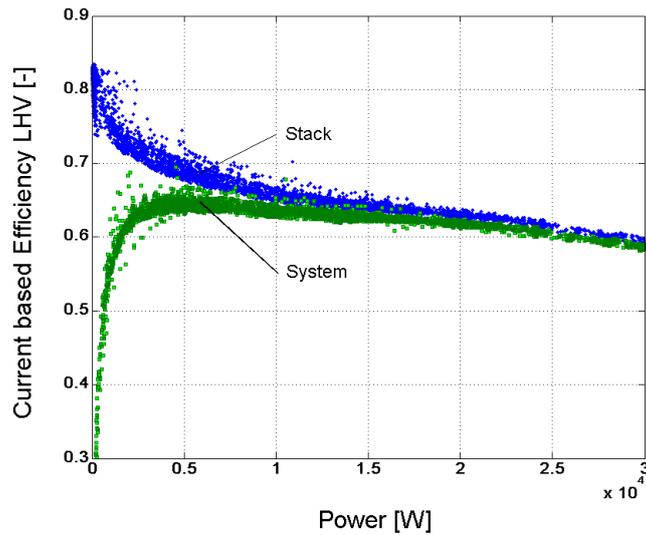


Figura 1: Efficienza di stack e di sistema di FC [6]

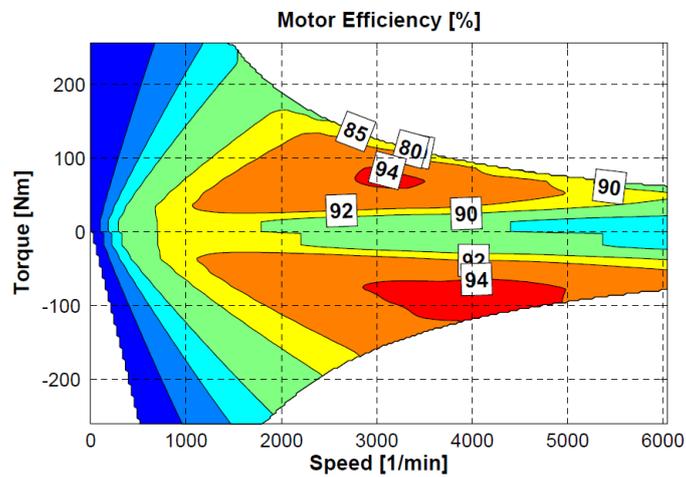


Figura 2: Mappa coppia - velocità motore elettrico di trazione [7]

Di contro in un motore a combustione interna la relazione tra carico e rendimento è più complessa ma è possibile trovare punti di lavoro per i quali aumentando la coppia e la velocità richieste, e di conseguenza la potenza, l'efficienza del motore aumenta come si può vedere da Figura 3, a valori verso il 35%.

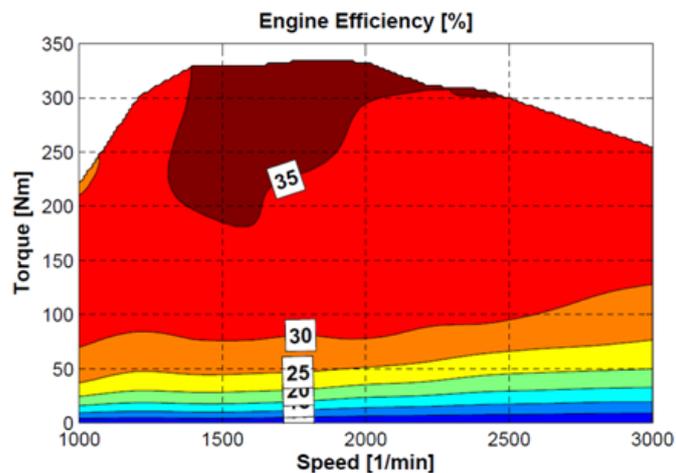


Figura 3: Mappa coppia - velocità MCI ad accensione comandata [7]

Dato che l'efficienza non è sufficiente a stabilire quale delle due soluzioni è la migliore, è necessario considerare altri fattori, come per esempio, una maggior complessità costruttiva nel caso dei FCEV data la compresenza di sistemi di stoccaggio per idrogeno e di batterie e del sistema di conversione (le celle a combustibili) che comporta tra l'altro un maggiore costo capitale sul powertrain (Powertrain CAPEX) [8].

Questi due punti, l'efficienza e i costi, possono suggerire che sfruttando le conoscenze già note nella progettazione dei motori a combustione interna [9] e facendo subentrare l'idrogeno nella catena distributiva del gas naturale [10], già presente in molti Paesi UE, attraverso miscele di H₂ e NG, si può andare a realizzare una più rapida diffusione dell'utilizzo dell'idrogeno nei motori a combustione interna.

Questo potrebbe essere realizzato con limitate modifiche ai sistemi di propulsione a gas naturale, potendo quindi ridurre le loro emissioni, senza dover attendere la costruzione delle altre infrastrutture proposte dal FitFor55, come quelle della distribuzione di energia elettrica per veicoli elettrici a batteria, e della loro diffusione come veicoli principali.

Altre problematiche che comportano e rallentano la adozione di questi veicoli sono la limitata produzione delle batterie a pochi Paesi, in particolare Extra – UE, che ne aumentano i costi, e all'ancora poco sviluppata industria per il riciclo delle batterie già in circolazione, nell'attesa che venga seguito il nuovo regolamento in merito [11].

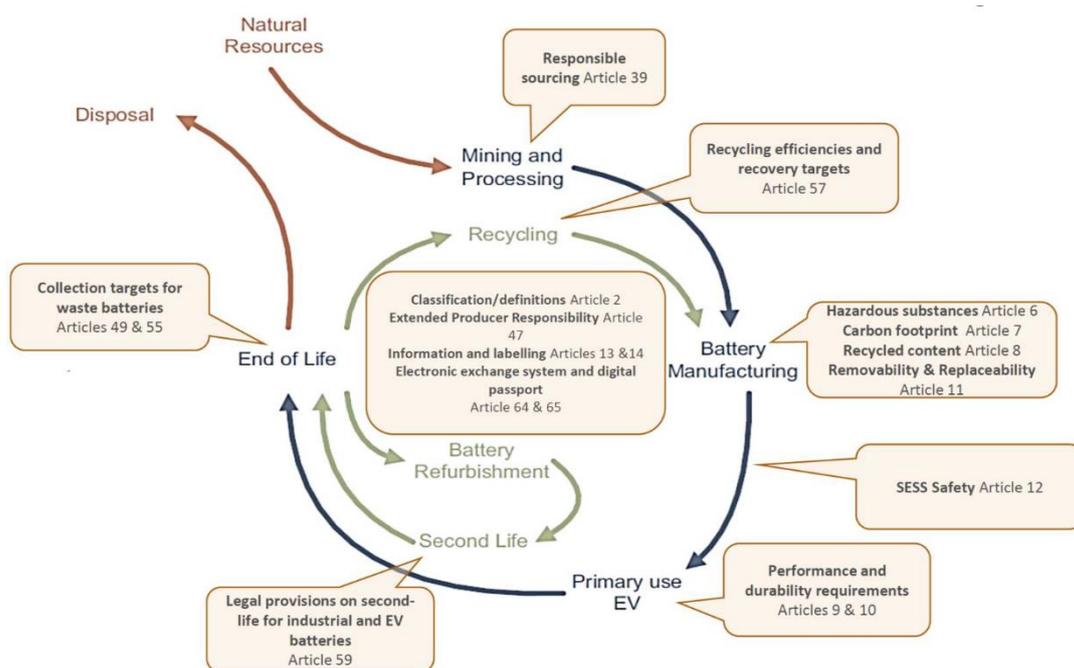


Figura 4: Schema sintetico delle normative proposte sul ciclo-vita delle batterie [12]

Questo regolamento, riportato schematicamente nella Figura 4, sviluppato dalla commissione europea, stabilisce norme per tutto il ciclo-vita delle batterie dall'estrazione delle materie prime, produzione delle batterie, il loro uso e riciclo, con particolare enfasi su obiettivi di recupero dei materiali, per ridurre i rischi sociali e ambientali [11] dovuti all'estrazione dei metalli rari, migliorare prestazioni, durabilità e sicurezza riducendo elementi nocivi nella produzione e limitando l'impronta di carbonio della stessa [11] e garantire trasparenza in merito a provenienza delle batterie e loro contenuto di materiali riciclati [11].

Entrambe le soluzioni a idrogeno, ICEV e FCEV, comportano comunque le stesse criticità nello stoccaggio, in particolare data la bassa densità volumetrica ed energetica esso richiede particolari soluzioni, per una adeguata autonomia del veicolo, come verrà spiegato approfonditamente in 2.2.

Degno di nota è il possibile ulteriore utilizzo dell'idrogeno in ambito autoveicolistico, nella produzione di e – fuels, che sono combustibili prodotti da reazioni tra H₂ e CO₂ catturata dall'aria, e che hanno caratteristiche energetiche e chimiche simili a quelli fossili.

Questi e – fuels possono essere utilizzati direttamente in motori tradizionali senza modifiche e comportano, se prodotti in impianti a basso impatto ambientale, un possibile bilancio netto delle emissioni tra quelle emesse nell'uso e il trasporto e quelle catturate per la loro produzione.

I vantaggi in termini di emissioni, per questa applicazione, sono però contrastati dagli elevati costi di produzione e distribuzione [13], in particolare al consumatore finale, e dalla scarsità dei siti produttivi a livello attuale.

1.1 Sviluppo storico – tecnologico e stato dell'arte

Per completezza di informazione, si presenta un breve cenno sullo sviluppo storico dell'applicazione dell'idrogeno come combustibile per motori a combustione interna

Sin dagli albori della tecnologia dei motori a combustione interna, tra i vari combustibili utilizzati si nota frequentemente l'utilizzo dell'idrogeno, sia puro che miscelato con gas di città, o con ossigeno quando prodotto per elettrolisi dell'acqua. [14]

Nel corso del precedente secolo, si sono susseguite continue sperimentazioni, sovente con conversione di motori ad alimentazione tradizionale con alimentazione ad idrogeno, sia da parte di ricercatori e istituti, sia da parte di vari OEM, con l'applicazione di varie metodologie di iniezione e accensione, che saranno spiegate più avanti. [14]

Negli ultimi decenni, oltre a ulteriori applicazioni di alimentazione a idrogeno nei motori a combustione interna, si sono effettuati studi e applicazioni dell'idrogeno in celle a combustibile per la produzione di energia elettrica per utilizzo su vetture elettriche, permettendo anche vari confronti tra le due tipologie di soluzione, in termini di efficienza e consumi. [14]

In questa tesi sono presentate diverse soluzioni nell'ambito nell'utilizzo dell'idrogeno come combustibile nei motori a combustione interna, in termini di iniezione dell'idrogeno, e si realizzerà un confronto tra alcune di queste tramite la modellazione dell'iniezione valutando prestazioni caratteristiche di un iniettore.

Parte 2: Alimentazione con idrogeno di un motore a combustione interna

2.0 Presentazione dell'utilizzo di H₂ ad un motore a combustione interna

In relazione al funzionamento a idrogeno di un motore a combustione interna, si può suddividere la discussione in merito a stoccaggio, alimentazione ed accensione.

In termini di stoccaggio si presenteranno i principali metodi di accumulo dell'idrogeno, suddivisi per stato fisico a cui è conservato (gas compresso, liquido e liquido supercritico) e a seconda delle interazioni chimico – fisiche realizzate per lo stoccaggio.

In termini di alimentazione si presenterà come questa viene realizzata, in particolare spiegando il funzionamento e i criteri di progettazione di un iniettore ad idrogeno; dove questo è posizionato all'interno del motore e le problematiche relative al suo funzionamento a seconda della posizione.

Il posizionamento si suddivide in iniezione indiretta, nel condotto di aspirazione, detta PFI (Port Fuel Injection) e in iniezione diretta, nel cilindro, detta DI (Direct Injection).

In termini di accensione della miscela di aria e combustibile, si può suddividere a seconda di come viene realizzata, in particolare se l'accensione è comandata da scintilla, detta SI (Spark Ignition) oppure avviene per compressione, detta CI (Compression Ignition), dove in tal caso saranno presentate inoltre alcune tipologie osservate per i motori a idrogeno.

Si riporta in Tabella 1 una sintesi di confronto tra i combustibili tradizionali e l'idrogeno.

	<i>Idrogeno</i>	<i>CNG</i>	<i>Benzina</i>	<i>Gasolio</i>
<i>Applicazioni</i>	MCI a iniezione diretta e indiretta, accensione comandata FC per alimentazione di motori elettrici	MCI a iniezione diretta e indiretta, accensione comandata	MCI a iniezione diretta e indiretta, accensione comandata	MCI a iniezione diretta, accensione per compressione
<i>Vantaggi</i>	Ridotte emissioni di NO _x , applicazione ai MCI simile a CNG, con dovuti accorgimenti	Presenza in natura, sottoforma di petrolio o di gas naturale, alta densità energetica (per benzina e gasolio), tecnologia applicativa molto sviluppata e ottimizzata per il rispetto delle normative vigenti.		Infrastrutture di distribuzione diffuse capillarmente.
<i>Svantaggi</i>	Difficoltà di stoccaggio, con conseguente limitata densità energetica. Emissioni dipendono da come è realizzata la produzione (grigia, verde, blu). Infrastrutture di distribuzione limitate.	Emissioni di CO e NO _x	Emissioni di HC, CO e NO _x	Emissioni di PM e NO _x

Tabella 1: Sintesi di confronto H₂ e combustibili tradizionali

2.1 Confronto delle caratteristiche dell'idrogeno rispetto ai combustibili tradizionali:

Scendendo più nei particolari nell'alimentazione con H₂ di un motore a combustione interna, si possono valutare alcune caratteristiche chimiche e fisiche dello stesso, rispetto ai combustibili tradizionali, approfondendo quelle che possono influire sui processi termochimici che avvengono in un motore.

Questi valori sono presentati in Tabella 2, e sono commentati nei paragrafi successivi.

<i>Proprietà</i>	<i>Sim.</i>	<i>u.m.</i>	<i>Condizioni</i>	<i>H2</i>	<i>CNG</i>	<i>Benzina</i>	<i>Gasolio</i>
<i>Densità</i>	ρ	kg/m ³	1 bar 273 K	0,089	0,72	730 ÷ 780	830
<i>Densità energetica volumetrica</i>	ρ_E	MJ/m ³	1 bar 273 K	10,7	33,0	33 · 10 ³	35 · 10 ³
<i>Potere calorifico inferiore</i>	H _i	MJ/kg	-	119,7	45,8	44,8	42,5
<i>Rapporto stechiometrico di massa o dosatura stechiometrica</i>	α_{st}	kg _a /kg _f	-	34,5	17,2	14,7	14,5
<i>Rapporto tra potere calorifico inferiore e rapporto stechiometrico</i>	H _i / α_{st}	MJ/kg	-	~3,47	~2,66	~3,04	~2,93
<i>Intervallo di infiammabilità</i>	-	% _{vol} in aria	-	4 ÷ 76	5,3 ÷ 15	1 ÷ 7,6	0,6 ÷ 5,5
<i>Velocità di propagazione del fronte di fiamma</i>	-	m/s	1 bar 298 K α_{st}	1,85	0,38	0,37 ÷ 0,43	
<i>Numero di ottano</i>	-	-	-	130+	120+	86 ÷ 94	
<i>Temperatura di autoaccensione</i>	-	K	-	858	813	~623	~523
<i>Energia di innesco in aria</i>	-	mJ	1 bar α_{st}	0,02	0,29	0,24	0,24
<i>Temperatura di combustione adiabatica</i>	-	K	1 bar 298 K α_{st}	2480	2214	2580	~2300
<i>Distanza di spegnimento a parete</i>	-	mm	1 bar 298 K α_{st}	0,64	2,1	~2	
<i>Coefficiente di diffusione in aria</i>	-	m ² /s	1 bar 273 K	8,5 · 10 ⁻⁶	1,9 · 10 ⁻⁶		

Tabella 2: Caratteristiche fisico-chimiche di alcuni combustibili per motori a combustione interna [15], [16]

2.1.1 Densità di materia e densità energetica

In primo luogo si può osservare che i valori di densità in massa ed energetica, per l'idrogeno, sono rispettivamente da 10 a 10000 volte e da 3 a 3000 inferiori rispetto ai combustibili tradizionali.

Questo comporta, come verrà spiegato in 2.2, la necessità di adeguate misure per lo stoccaggio al fine di garantire una sufficiente autonomia del veicolo, con tutte le problematiche relative a questa implementazione.

2.1.2 Potere calorifico inferiore e dosatura

Si può notare che il valore del potere calorifico inferiore, è più del doppio degli altri combustibili tradizionali. Pertanto, facendo riferimento al calcolo della potenza utile (P_u) di un motore [17]:

$$P_u = \eta_u m_f H_i i \frac{n}{m} \quad (1)$$

dove:

- η_u è il rendimento globale del motore;
- m_f è la massa di combustibile che alimenta il motore;
- i è il numero di cilindri;
- n è il numero di giri motore;
- m è il numero di cicli al giro;

a parità di massa di combustibile sarebbe disponibile più energia ($m_f H_i$), pertanto potrebbe sembrare più vantaggioso l'utilizzo dell'idrogeno.

Facendo riferimento invece alla dosatura [17], definita da:

$$\alpha = \frac{m_a}{m_f} \quad (2)$$

dove m_a è la massa di aria aspirata dal motore e sostituendo m_f con m_a / α nella (1), si ottiene:

$$P_u = \eta_u m_a \frac{H_i}{\alpha} i \frac{n}{m} \quad (3)$$

confrontando i rapporti H_i / α_{st} si nota che i vari combustibili hanno valori simili e pertanto non vi è un netto vantaggio, rispetto alla valutazione energetica ($m_f H_i$).

Inoltre considerando che è possibile utilizzare miscele molto magre (con cioè $\alpha \gg \alpha_{st}$ [15], come mostrato successivamente) il rapporto H_i / α per l'idrogeno si riduce anche a valori di molto inferiori rispetto ai corrispettivi degli altri combustibili per il loro valore di dosatura operativo ideale.

Ad esempio per la benzina, dove è necessario mantenere $\alpha = \alpha_{st}$ si ha un valore tipico di H_i / α_{st} di circa 3.04, rispetto ad un valore di H_i / α pari a 0.7 per una dosatura di $\alpha = 5\alpha_{st}$ (miscela magra) [15] per l'idrogeno.

2.1.3 Intervallo di infiammabilità e rischi

Si definisce intervallo di infiammabilità, quello delle concentrazioni tra i limiti inferiore e superiore di infiammabilità, che sono rispettivamente la più bassa concentrazione e la più alta concentrazione di combustibile rispetto al comburente (in questo caso aria) che permette la propagazione di una fiamma [18].

Si nota un valore di $4 \div 76 \%$ in aria, che essendo un intervallo molto ampio, suggerisce due osservazioni.

La prima è un rischio maggiore di accensione in aria, in basse concentrazioni, da tenere in conto in termini di sicurezza per tenute e perdite da sistemi di stoccaggio e alimentazione, sebbene sia mitigato dal fatto che la bassa densità dell'idrogeno rispetto all'aria (che vale $1,225 \text{ kg / m}^3$ a 15°C s.l.m. [19]), lo porta a galleggiare e risalire in aria.

Il secondo punto invece è relativo al fatto che questa bassa infiammabilità consente un utilizzo di dosature molto magre, in particolare ricordando che si può definire il rapporto di equivalenza (ed il suo reciproco, la dosatura relativa) [17]:

$$\phi = \frac{1}{\lambda} = \frac{\alpha_{st}}{\alpha} \quad (4)$$

dove ϕ è il rapporto di equivalenza e λ è la dosatura relativa;

un basso valore di rapporto di equivalenza (da 0,5 fino a 0,2 [15]), permesso anche dalla bassa energia di innesco in aria, può incrementare i rendimenti termodinamici per combustione più completa e per minori scambi termici con le pareti del motore [20].

Si riporta, in Figura 5, una stima di questi risultati relativi all'uso dell'idrogeno nei motori a combustione interna, dove si può osservare che all'aumentare del rapporto di equivalenza, il rendimento si riduce, ma aumenta la potenza erogabile (per via della maggior quantità di combustibile bruciata).

Inoltre si nota un aumento di NO_x , dovuto all'aumento delle temperature che si raggiungono durante una combustione più ricca di combustibile, questo aumento di emissioni è legato alla correlazione tra le alte temperature e la formazione di NO_x [21], detto meccanismo di Zeldovich [22].

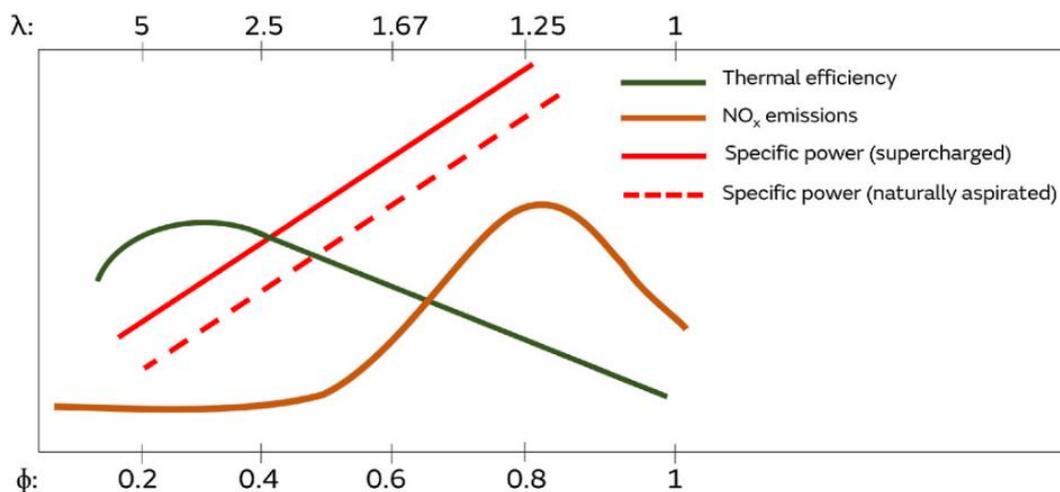


Figura 5: Stima del trade-off tra dosatura, rendimento ed emissioni per l'idrogeno [20]

2.1.4 Velocità di propagazione di fiamma

Andando a osservare invece la velocità di propagazione del fronte di fiamma a dosatura stechiometrica, si trova che il suo valore è molto elevato, e ciò può permettere di realizzare una combustione quasi – isocora, al costo, però, di un innalzamento delle temperature massime in camera [23].

Questo favorisce maggiori scambi termici con le pareti, riducendo il rendimento, aumentando il rischio di accensione dell'end – gas a fine combustione (knocking) ed inoltre comportando una maggior produzione di NO_x, per cui è comunque preferibile l'utilizzo di miscele più magre o ricircolo dei gas di scarico (EGR) per il controllo della temperatura stessa [23].

2.1.5 Numero di ottani

L'alto numero di ottani e l'alta temperatura di autoaccensione permettono di raggiungere rapporti di compressione volumetrici elevati comportano un incremento di rendimento sul ciclo.

Quest'ultimo è definito come [17]:

$$\eta_{id,Otto} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (5)$$

dove:

- ε è il rapporto di compressione volumetrico, definito come rapporto tra il volume di spazio morto (cioè il volume minimo, compreso tra il cielo del pistone PMS e la testata) e il volume massimo (quello tra la testata e il cielo del pistone al PMI); può essere indicato anche come r_c
- k è la costante adiabatica del gas nella camera

2.1.6 Bassa distanza di spegnimento a parete

La bassa distanza di spegnimento a parete, influisce sui fenomeni di ritorno di fiamma, spiegati in 2.3.1 che in combinazione con l'elevata velocità di propagazione, contribuiscono all'innalzamento delle temperature delle pareti per scambio termico.

2.1.7 Coefficiente di diffusione in aria

Il coefficiente di diffusione in aria ha valori molto bassi e ciò suggerisce una migliore capacità dell'idrogeno di potersi miscelare con l'aria nel cilindro, mentre valutando questo coefficiente in termini di sicurezza si possa osservare una riduzione dei rischi legati a fughe e perdite, riduzione favorita inoltre dalla bassa densità, già menzionata.

2.2 Stoccaggio dell'idrogeno:

Come visto in 2.1, dati i bassi valori di ρ e ρ_E , se si ipotizza di utilizzare l'idrogeno come combustibile in un motore a combustione interna, è necessario un determinato quantitativo in massa per garantire una sufficiente autonomia (per esempio almeno 500 km).

Si riportano alcuni esempi di riferimento di veicoli FCEV, attualmente in vendita, alimentati a idrogeno, in particolare un modello di automobile che utilizza 5,6 kg di idrogeno per una autonomia dichiarata di 650 km [24] (pari a 0,86 kg/100km) e un modello di autobus che utilizza 33,99 kg di idrogeno per una autonomia dichiarata di 550 km [25] (pari a 6,18 kg/100km).

Si può stimare tramite alcuni calcoli, la massa di idrogeno che sarebbe necessaria per un veicolo per avere un valore di autonomia simile a quelli presentati nel paragrafo precedente.

In particolare, si può richiamare l'espressione della potenza necessaria al moto di un veicolo, in piano, a velocità costante [26]:

$$P_n = f_0 m g V + \frac{1}{2} \rho_a A c_x V^3 \quad (6)$$

dove:

- f_0 è il coefficiente di resistenza al rotolamento, ipotizzato 0,015 [27]
- m è la massa, assunta 2025 kg, comprensivi di 1950 kg di massa a vuoto [24] e 75 kg secondo [28] e [29]
- g è l'accelerazione di gravità di 9,81 m/s²
- ρ_a è la densità dell'aria che vale 1,225 kg / m³ a 15°C s.l.m. [19]
- A è la sezione frontale che vale 1470 mm [24] (altezza) moltiplicata per 1885 mm [24] (larghezza) per dare 2,771 m²
- c_x è il coefficiente aerodinamico che vale 0,29
- V è la velocità, ipotizzata 90 km/h = 25 m/s

Si ricava quindi un valore di potenza necessaria P_n pari a 15,14 kW.

Ipotizzando un valore di rendimento utile del motore pari a η_u di 25% [30] e richiamando l'espressione per il consumo specifico di combustibile:

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_u} = \frac{1}{\eta_u H_i} \quad (7)$$

Riarrangiata come:

$$\dot{m}_f = \frac{P_u}{\eta_u H_i} \quad (8)$$

dove:

- \dot{m}_f è la portata di combustibile incognita
- P_u è la potenza utile del motore, assunta pari a quella necessaria P_n
- H_i per l'idrogeno vale 119,7 MJ/kg

Si ottiene un valore di \dot{m}_f pari a $5,06 \cdot 10^{-4}$ kg / s \cong 1821 g/h.

Ipotizzando di percorrere 540 km, a una velocità media di 90 km/h, per cui impiegando 6h, si può ricavare una massa di idrogeno da utilizzare pari a 10,93 kg, che rapportati alla distanza percorsa, corrispondono a 2,02 kg/100km, che è un valore verosimile in riferimento a [30] dove sono stati ottenuti con calcoli più approfonditi valori tra 1,79 kg/100km e 2,39kg/100km.

Inoltre questo valore ottenuto è confrontabile con quelli presentati precedentemente e denotano, in particolare nel caso [24] la differenza di efficienza tra una soluzione a celle a combustibili ed una a combustione interna, come menzionato in 1.0.

Questo ragionamento è stato svolto per dimostrare quanto sia importante un adeguato stoccaggio per garantire ottimale percorrenza; pertanto, di seguito sono presentate le principali soluzioni adottate in ambito autoveicolistico, sia in termini di stoccaggio a bordo, sia quelle che potrebbero essere d'interesse per quanto concerne produzione, trasporto e stoccaggio per le stazioni di rifornimento.

2.2.1 Gas compresso a NWP e T

La prima tipologia di stoccaggio presenta l'idrogeno allo stato di gas compresso a varie pressioni, a seconda della tipologia di serbatoio, a temperatura ambiente.

I serbatoi si possono suddividere per tipologia d'uso e pressione d'esercizio, detta NWP (nominal working pressure), misurata a serbatoio pieno e temperatura uniforme di 15°C [31]; e per tipologia di materiale del contenitore.

In particolare per le applicazioni di interesse di questa tesi si hanno valori tipici di 350 ÷ 700 bar di NWP [32] per rispettivamente autobus e automobili con corrispondenti valori di 24 ÷ 40,2 g/L [33] di densità dell'idrogeno immagazzinato; per le stazioni di rifornimento delle applicazioni veicolistiche si hanno valori tipici di 1000 bar di NWP [32].

I serbatoi per veicoli sono realizzati in maniera tale da resistere alla pressione massima che corrisponde a quella di rifornimento, pari a 1,25 volte la NWP.

Questo valore risulta da un fenomeno di compressione adiabatica, che avviene durante il rifornimento e che consiste nell'incremento di temperatura e quindi pressione nel serbatoio, fino al raffreddamento dello stesso alla temperatura di esercizio (15°C) [33].

In generale i serbatoi sono costituiti da un contenitore, da valvole di controllo e da un dispositivo di emergenza di sfiato attivato termicamente detto TPRD (thermally activated pressure relief device).

Questo dispositivo è a protezione del serbatoio e si attiva in caso di incendio, rilasciando rapidamente, in maniera controllata, l'idrogeno per evitare che in caso di un incidente in cui il serbatoio viene investito da fiamme questo possa essere non vuoto prima della sua rottura [33].

In termini di materiali per il contenitore si identificano quattro tipologie principali [32], rappresentate in Figura 6:

- Tipo I → contenitore metallico, di solito in acciaio o alluminio, con pareti spesse, per p fino a 250 bar, utilizzato per veicoli a gas naturale e per stoccaggio economico per applicazioni stazionarie, è pesante e soggetto a infragilimento da idrogeno
- Tipo II → contenitore metallico rivestito nella sola parte centrale di materiale composito in fibre e resina, per p 450 ÷ 800 bar, utilizzato come buffers ad alta pressione nelle stazioni di rifornimento, è molto pesante
- Tipo III → contenitore di alluminio completamente rivestito di composito in fibre di carbonio rinforzato, è meno soggetto a infragilimento

- Tipo IV → contenitore plastico (di HDPE o poliamidi) completamente rivestito di fibre, è più leggero ma anche più costoso e più permeabile rispetto alle tipologie metalliche

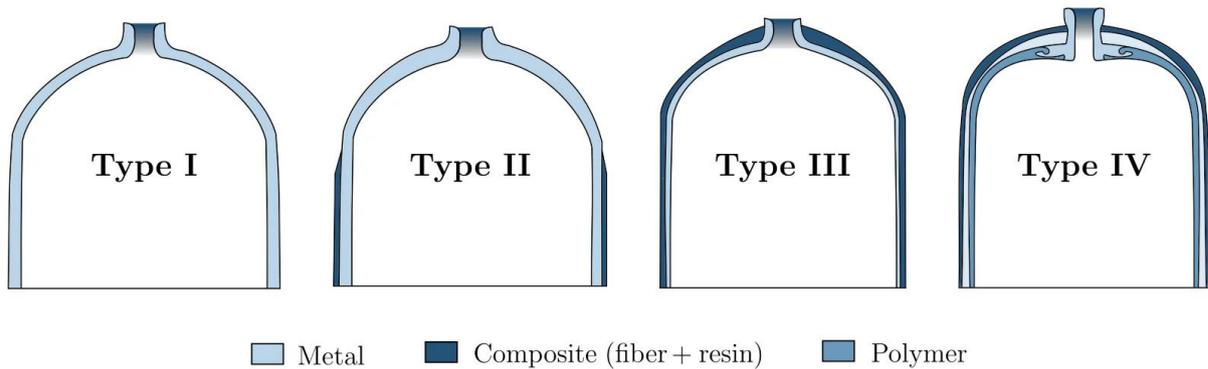


Figura 6: Tipologie di serbatoi per idrogeno [34]

In generale per la scelta dei serbatoi è opportuno valutare i vincoli fisici (di ingombri e masse) e tecnologici e le problematiche che si devono risolvere.

Dato le limitate dimensioni della molecola di H_2 , che può fuggire facilmente dalle pareti dei contenitori, questi richiedono quindi un elevato spessore e/o almeno due strati di materiali diversi per ridurre la permeabilità [32].

Per alcuni metalli, inoltre, l'idrogeno può causare infragilimento in quanto può diffondere nella matrice metallica, cambiando le proprietà del metallo che lo contiene [32].

È necessario, infine, tener conto che per avere una sufficiente quantità di idrogeno stoccata, sono necessarie pressioni elevate e quindi serbatoi più spessi, pesanti e voluminosi, per cui è necessario valutare gli ingombri e gli spazi disponibili correttamente.

2.2.2 Soluzioni a liquido a basse temperature e liquido supercritico

La soluzione per stoccaggio di idrogeno liquido a basse temperature è realizzata per aumentare i valori di densità al costo di una maggiore complessità tecnologica nella realizzazione dei serbatoi, dovuta alle basse temperature necessarie da mantenere.

Il mantenimento della temperatura si realizza tramite un serbatoio a due strati con interposto un vuoto, in modo da limitare la trasmissione di calore; il serbatoio è di solito di forma sferica in modo da minimizzare la superficie disponibile rispetto al suo volume [32].

Nonostante ciò, è possibile il verificarsi di scambi termici coi supporti del serbatoio e fenomeni di riscaldamento dovuti all'agitazione del serbatoio [32] e alla conversione dell'idrogeno molecolare dalla sua forma orto- a para- (che sono due forme diverse che dipendono dallo spin dei nuclei degli atomi di idrogeno nella molecola), tramite una reazione esotermica [18].

Questi fenomeni portano ad una possibile evaporazione dell'idrogeno dal suo stato liquido; questo necessita al serbatoio un sistema di sfiato, soprattutto per lunghi periodi di stazionamento, per rimuovere l'idrogeno e ossidarlo in vapor d'acqua in maniera controllata per prevenirne la combustione.

Per questa tipologia di serbatoi si hanno valori tipici di temperature al di sotto dei 20 K con pressioni intorno ai 6 bar, risultando quindi contenere idrogeno a una densità di 70 g / L, maggiore rispetto a quella trovata nei serbatoi di gas a 700 bar (40,2 g/L) [32].

Nell'applicazione criogenica con compressione, lo stoccaggio invece avviene a basse temperature (64 K [35]), vicine a quelle di liquido ed alte pressioni che permettono di contenere idrogeno allo stato di miscela di liquido e gas compresso.

Questa soluzione potrebbe portare ad una maggiore densità rispetto alla soluzione di solo gas compresso, è ancora in fase di ricerca e sviluppo, in particolare si riportano alcuni valori sperimentali misurati fino a 76 g/L a 700 bar, decrescenti con la pressione del serbatoio [35].

Infine si osserva che criticità comune alle soluzioni a basse temperature è la condensazione dell'aria [32] circostante il serbatoio a causa della trasmissione termica che nonostante l'isolamento, raffredda l'aria, riducendone la densità, arricchendola di ossigeno, diventando perciò più pericolosa in caso di fughe, inoltre le basse temperature portano il vapor d'acqua a formare ghiaccio sugli elementi di controllo (valvole) e protezione limitandone il corretto funzionamento.

2.2.3 Soluzioni per adsorbimento

In alternativa allo stoccaggio fisico visto in precedenza esistono altre soluzioni basate sull'interazione dell'idrogeno con altri materiali, e vengono principalmente utilizzate come soluzioni mono – uso per stoccaggio stazionario.

Si dividono in adsorbimento fisico (fisisorbimento) e adsorbimento chimico (chemisorbimento).

Il fisisorbimento consiste nell'intrappolare l'idrogeno in materiali ad alta area superficiale per mezzo di alte pressioni e basse temperature.

Questi materiali, oggetto ancora oggi di studi approfonditi, sono nano particelle e nano strutture di carbonio (come carbone attivo e nanotubi) o strutture metal – organiche.

Con questa metodologia il rilascio avviene per decremento della pressione e incremento della temperatura [36].

Il chemisorbimento consiste nel far reagire l'idrogeno con alcune specie chimiche formando idruri, che verranno poi separati all'uso dell'idrogeno con altre reazioni. Questo metodo è il migliore in termini di densità, ma richiede alte temperature operative [36].

Questi meccanismi possono inoltre essere suddivisi in termini di materiali e procedure con cui l'idrogeno interagisce, tra cui i più utilizzati sono:

- Metalli di transizione (Fe, Cr, Mn, V, Cu, Co, Ni, Au, Pt) con cui si fa reagire idrogeno ad alte T formando idruri metallici, realizzando alte densità di massa di idrogeno, utilizzati per applicazioni monouso;
- Ammoniaca (NH₃) contenendo il 18,75% in massa di idrogeno, risulta una densità di H₂ di 4,5 volte quella allo stato liquido. Per liberare l'idrogeno è necessario però reagire l'ammoniaca, ma con dovute accortezza dato che è tossica e se bruciata produce NO_x;
- Idrogenazione con idruri di B o N disciolti in acqua, ha le stesse problematiche degli idruri metallici, da produzione a uso (singolo);
- LOHC (liquid organic hydrogen carriers) sono materiali organici ai quali l'idrogeno si lega e separa a basse (relativamente) temperature e pressioni, sono ancora oggetto di studio.

2.3 Alimentazione dell'idrogeno nel motore

L'alimentazione di combustibile in un motore a combustione interna si può realizzare tramite vari modi a seconda della tipologia di combustibile.

Nel particolare caso dell'idrogeno gassoso, l'alimentazione è realizzata tramite l'iniezione del gas nel motore, controllando la sua portata, in relazione a quella dell'aria aspirata per raggiungere una determinata dosatura, attraverso la variazione di pressione tra iniettore ed ambiente di iniezione.

Il controllo della portata e della massa iniettata è regolato dall'iniettore attraverso la sua apertura variabile in tempo e sezione, mentre il controllo della pressione di iniezione è regolato da parte del sistema di alimentazione, dal serbatoio all'iniettore, attraverso valvole, condotti pressurizzati di raccolta (come, ad esempio, un "common rail") ed eventuale compressore, a seconda dei livelli di pressione richiesti all'iniezione, come è rappresentato in Figura 7.

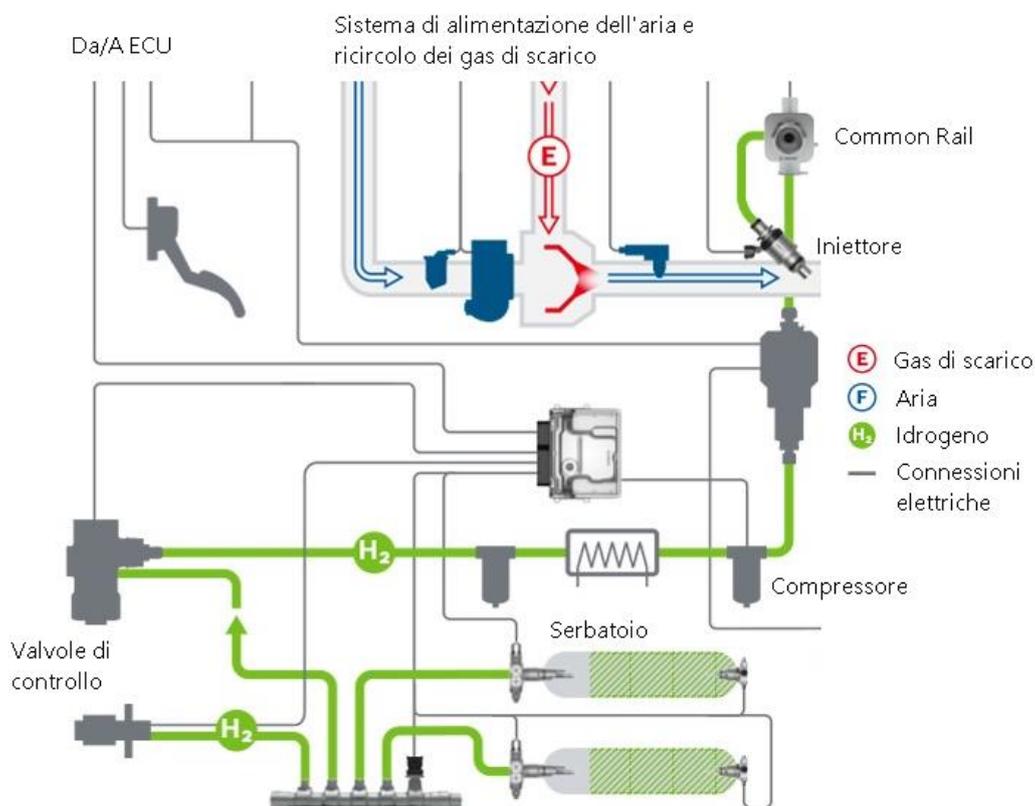


Figura 7: Esempio di impianto di alimentazione ad idrogeno commerciale di tipo PFI [37]

Allo stato attuale è di comune uso l'iniezione elettronica, vale a dire, il controllo dell'iniettore è realizzato attraverso l'invio di segnali elettrici dalla centralina elettronica del motore (ECU) ad un attuatore per regolare la durata di apertura e l'istante di apertura (fasatura) con l'obiettivo di fornire al motore una determinata dosatura, a seconda di vari parametri di controllo.

I due parametri principali di regolazione sono il carico del motore, determinato dalla portata d'aria aspirata per il calcolo della dosatura, e il numero di giri, che permette il calcolo della frequenza di apertura dell'iniettore e quindi massa iniettata per ciclo. [17]

Per un corretto funzionamento del sistema di alimentazione di combustibile sono richieste alcune caratteristiche costruttive, tra le quali [38] [39]:

- Minimo tempo di alzata o apertura dell'iniettore per ridurre il tempo in cui l'iniettore è aperto con una bassa portata e massimizzando quindi la portata media
- Risposta rapida tra il sistema elettronico di controllo e il sistema di iniezione per garantire il minor tempo possibile tra la richiesta dell'iniezione e la sua attuazione
- Riduzione delle perdite ad iniettore chiuso, realizzando un miglior tenuta per ridurre rischio di preaccensione, riduzione di λ_v e di consumo di H_2 indesiderato
- Massimizzare la durabilità dell'iniettore, in relazione alle alte frequenze di apertura

Si può suddividere l'alimentazione dell'idrogeno a seconda del posizionamento dell'iniettore nel motore e corrispondentemente alla fasatura utilizzata, in particolare si definisce iniezione indiretta, detta PFI (Port Fuel Injection), quella che si realizza iniettando nel condotto di aspirazione durante la fase di aspirazione del motore, riportato in Figura 8 a sinistra, e iniezione diretta, detta DI (Direct Injection), quella che si realizza iniettando direttamente nel cilindro durante la fase di compressione riportato in Figura 8 a destra.

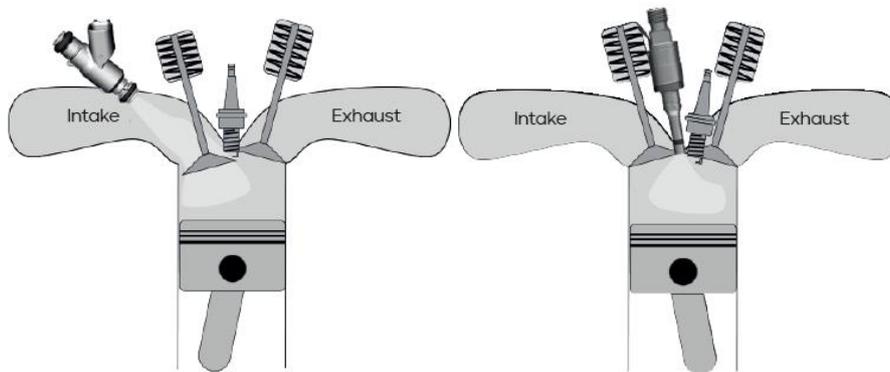


Figura 8: Schema posizionamento iniettore [40]

Ciascuna tipologia può essere suddivisa ulteriormente in relazione alla pressione massima di iniezione raggiunta rispetto a quella dell'ambiente di iniezione; un esempio di tale suddivisione è quello rappresentato in Figura 9, facente riferimento ad una applicazione con stoccaggio gassoso, dove si è scelto i valori di pressione per i seguenti intervalli:

- Bassa pressione, al di sotto di 15 bar, esclusivo di PFI
- Media pressione, tra 15 e 50 bar,
- Medio – alta pressione, tra 50 e 150 bar,
- Alta pressione, sopra ai 150 bar

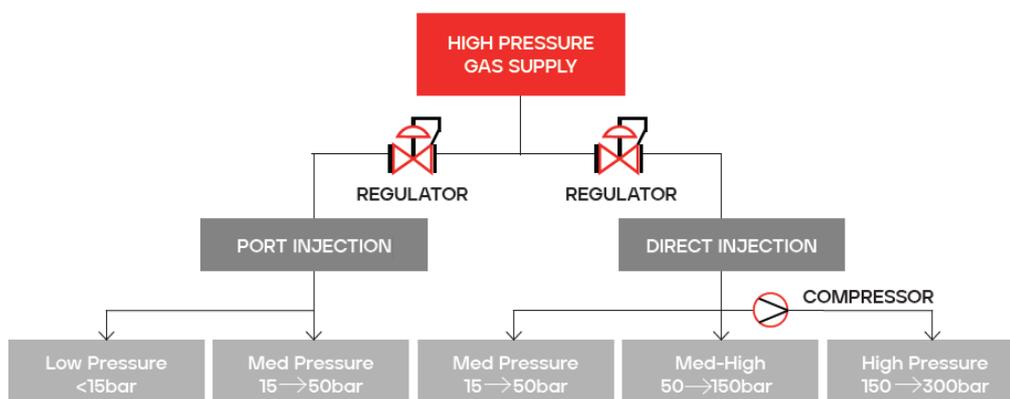


Figura 9: Suddivisione delle tipologie di iniettori [40]

Questo tipo di suddivisione sarà approfondito al paragrafo 4.0 relativa all'applicazione di un modello di iniezione, ipotizzando e spiegando gli intervalli di valori scelti per la pressione di iniezione e quella dell'ambiente dove avviene.

Nei paragrafi successivi (2.3.1, 2.3.2) si approfondirà ciascuna modalità di iniezione, con particolare attenzione alle problematiche relative all'uso di idrogeno per ciascuna tipologia, come ad esempio quelle relative agli effetti sulla combustione, mentre nel paragrafo 2.3.3 saranno approfondite le problematiche più generali relative all'uso dell'idrogeno in un sistema di alimentazione, come ad esempio quelle sulla durabilità e funzionamento dei componenti, e alcuni criteri di progetto e scelta dei materiali relativi a questi componenti.

2.3.1 Iniezione indiretta (Port Fuel Injection – PFI)

L'iniezione indiretta (Port Fuel Injection – PFI) consiste nell'iniettare il combustibile nel condotto di aspirazione, durante la corsa di aspirazione del motore.

Il sistema PFI a iniezione elettronica è costituito da iniettori elettro – attuati per ogni cilindro posizionati nel corrispondente condotto di aspirazione, che prelevano il combustibile da un “common rail”, un condotto comune in cui il combustibile prelevato dal serbatoio è mantenuto a una specifica pressione, come riportato in Figura 7.

Questo sistema può essere implementato attraverso la sostituzione degli analoghi componenti in motori alimentati da combustibili liquidi, andando a variare il sistema di controllo elettronico [38].

In particolare rispetto al corrispondente modello alimentato a benzina, è possibile realizzare dosature particolarmente magre ($\lambda \ll 1$) grazie al controllo di p_{inj} (inferiore rispetto a DI), durata e anticipo d'iniezione, a pari volume aspirato.

La scelta di utilizzare queste dosature rispetto a quella stechiometrica è già stata approfondita alla sezione 2.1., derivante dalle proprietà dell'idrogeno.

L'iniezione di tipo PFI, anche per via della sua semplicità, è soggetta a varie problematiche, tra le quali, principali, si trovano le combustioni anomale [38] [39], che sono quelle che si verificano in altri istanti rispetto a quello di accensione della miscela corretto, e si possono distinguere a seconda dell'istante, durante il ciclo motore, al quale questi fenomeni avvengono e per gli effetti e conseguenze che producono.

In particolare si distinguono la preaccensione, che può avvenire in vari istanti che precedono l'accensione corretta data dalla candela, e la accensione dell'end – gas, che avviene in istanti successivi durante la corsa di espansione, a partire dal porzioni non combuste di miscela che si accendono prima di essere investiti dal fronte di fiamma.

La prima problematica, la preaccensione, è favorita nei motori alimentati ad idrogeno, a causa dei suoi bassi energia di innesco, limite di infiammabilità e distanza di spegnimento a parete, come menzionato in 2.1, che in combinazione con le alte temperatura da varie sorgenti può causare l'accensione della miscela.

Le sorgenti di preaccensione si dividono in:

- Punti caldi di vari componenti del motore, come candela, pareti della camera e superficie della valvola di scarico [38] [39]
- Presenza di gas residui non combusti a temperatura elevata che non son stati scaricati dalla valvola di scarico [38] [39]

Una prima conseguenza della preaccensione è un innalzamento ulteriore di temperatura che, se non ostacolato, può portare ad un circolo di preaccensione con incrementi di temperatura sempre maggiori [38] [39]; oltre a quest'ultima vi è un incremento di pressione in camera che ostacola il lavoro di compressione del motore.

Una seconda conseguenza è lo sviluppo del cosiddetto ritorno di fiamma (back – fire) che avviene se la preaccensione si realizza con la valvola di aspirazione aperta e consiste nello sviluppo di una combustione il cui fronte di fiamma è diretto uscente dalla valvola di aspirazione verso il collettore ed il resto del sistema di aspirazione [38] [39].

Questo fenomeno può comportare danni a questi sistemi se investiti dal fronte di fiamma, arrivando anche a compromettere il funzionamento del motore, ma si può limitare inserendo delle griglie arresta fiamma (che possono però rallentare il flusso di aria e combustibile nel condotto di aspirazione) [41].

Questo problema peggiora all'aumentare della dosatura, verso lo stechiometrico [38] [39], ed all'aumentare di carico e velocità del motore, che ne aumentano la temperatura incrementando il rischio di preaccensione.

La seconda problematica, l'accensione dell'end – gas, che causa onde di pressione in camera che possono causare uno stress termico e meccanico, denominato battito in testa (knock) per via del suo caratteristico rumore.

Questo fenomeno è tipico di tutti i motori ad accensione comandata, e per la sua valutazione [38] [39], in quelli tradizionali si fa riferimento ai valori di RON (numero di ottani di ricerca) e MON (numero di ottani di motore) che sono ottenuti con una analisi comparativa, tra vari combustibili, in un motore di ricerca (CFR).

Questi valori indicano la tendenza di un combustibile a causare knocking rispetto all'utilizzo di ottano (che ha una bassa tendenza).

Nel caso dell'idrogeno per via della sua alta velocità di propagazione lineare del fronte di fiamma in funzione della dosatura, si sono misurati risultati di RON non consistenti e pertanto la valutazione della tendenza a knocking dell'idrogeno è ancora oggetto di studio per trovare una metodologia di misura migliore [38] [39].

Per queste due problematiche la principale soluzione è una limitazione della massima dosatura nel motore, in particolare prediligendo dosature magre, in modo da ridurre le temperature in camera e dei componenti, riducendo i rischi di sviluppare combustioni anomale, ciò comporta però una riduzione della potenza massima disponibile.

In aggiunta si può realizzare il ricircolo di gas di scarico [38] [39], che nel caso di idrogeno sono costituiti principalmente da vapor d'acqua, con lo scopo di abbassare ulteriormente le temperature dei componenti, grazie all'alta capacità termica dell'acqua che assorbe il calore.

Un altro vantaggio nell'abbassare le temperature è il controllo delle emissioni di NO_x che vengono ridotte nella loro formazione, che come citato in 2.1, dipende dalla massima temperatura in camera.

Per contribuire alla riduzione della temperatura dei componenti è, in sede di progetto, opportuno andare ad ottimizzare il sistema di raffreddamento del motore [38] [39].

Ulteriore problematica del sistema PFI, nel caso di iniezione di gas come per l'idrogeno, è quella che il gas iniettato occupa un certo volume rispetto all'aria aspirata e pertanto influisce sulle prestazioni del motore.

In particolare è possibile valutare l'effetto che si ha sul coefficiente di riempimento λ_v .

Si richiama la sua definizione secondo [17]:

$$\lambda_v = \frac{m_{asp}}{\rho_a V} \quad (9)$$

Con:

- m_{asp} la massa di miscela aspirata
- ρ_a , la densità dell'aria di riferimento (p_{amb})
- V , il volume di riferimento teorico (di solito assunto come la cilindrata del motore)

Sostituendo massa e densità, attraverso la legge di stato dei gas ideali [42]:

$$pV = \frac{p}{\rho} = \frac{m}{M} \mathcal{R}T \quad (10)$$

Da cui

$$m_{asp} = \frac{p_{asp} V_{asp} M_{asp}}{\mathcal{R}T_{asp}} \quad (11)$$

E

$$\rho_a = \frac{p_a M_a}{\mathcal{R}T_a} \quad (12)$$

Andando a sostituire (11) e (12) in (9) e semplificando i valori costanti si ottiene:

$$\lambda_v = \frac{p_{asp}}{p_a} \frac{M_{asp}}{M_a} \frac{V_{asp}}{V} \frac{T_a}{T_{asp}} \quad (13)$$

È noto dalla legge delle pressioni parziali di Dalton [42] che:

$$p_{asp} = p_{a,asp} + p_{H_2,asp} \quad (14)$$

Assumendo $V_{asp} = V$ e $T_a = T_{asp}$, si può scrivere dal rapporto tra le leggi dei gas [17]:

$$\frac{p_{a,asp}}{p_{asp}} = \left[1 + \frac{1}{\alpha} \frac{M_a}{M_{H_2}} \right]^{-1} \quad (15)$$

Sostituendo il valore di p_{asp} dalla legge di Dalton si ottiene:

$$\frac{p_{H_2}}{p_a} = \frac{m_{H_2}}{m_a} \frac{M_a}{M_{H_2}} \quad (16)$$

Da cui attraverso le leggi dei gas

$$\frac{V_{H_2}}{V_a} = f(\alpha) \quad (17)$$

Che mostra la relazione tra la pressione del gas iniettato e della sua massa (e quindi del suo volume) con quello dell'aria aspirata.

Questo effetto porta ad una diminuzione di almeno il 35% ÷ 40% di potenza utile [38] [39] rispetto all'uso del combustibile liquido richiedendo un aumento di cilindrata o sovralimentazione di aria.

Inoltre si ha un effetto di aumento del lavoro di compressione nel ciclo motore e quindi una ulteriore riduzione di potenza utile e rendimento.

2.3.2 Iniezione diretta (Direct Injection – DI) e confronto con PFI

L'iniezione diretta si realizza ponendo l'iniettore affacciato alla camera di combustione, iniettando il combustibile durante la corsa di compressione.

A seconda delle pressioni di iniezione e del timing si distinguono due sistemi [38]:

- Il sistema a bassa pressione, la quale iniezione avviene all'inizio della corsa di compressione, e che ha una struttura simile a PFI
- Il sistema ad alta pressione, la quale iniezione avviene verso la fine della corsa di compressione, e che ha necessità dell'utilizzo di un compressore ed un rail ad alta pressione

La differenza di risultati tra i due sistemi sta nella tipologia di miscela aria – combustibile realizzata.

Nel primo caso si può realizzare una miscela omogenea [38] [39], grazie anche all'alta diffusività dell'idrogeno, mentre nel secondo caso è possibile anche realizzare miscele stratificate [38] [39].

Nel caso di miscele omogenee esiste una relazione tra dosatura e carico [20] [38], ed emissioni di NO_x, in particolare si ha un incremento rapido da λ circa 0.5 al massimo valore di emissioni a λ circa 0.8, per poi ridursi fino allo stechiometrico, di contro una miscela stratificata presenta alte emissioni di NO_x a bassi carichi e dosature ed una riduzione agli alti carichi, perciò si possono realizzare un vasto range di fasature, come riportato in Figura 10, a seconda che si voglia prioritizzare la riduzione di emissioni o il miglioramento delle prestazioni.

Injection	BDC	IVC	TDC	Load
PFI (homogeneous)	Inj.			Low
	Inj.			High
Single DI	Inj.			Low
	Inj.			High
Early DI (homogeneous)		Inj.		Low
		Inj.		High
Late DI (stratified)			Inj.	Low
			Inj.	High
Multiple DI (after spark)		Inj.		Low
		Inj.	Inj.	High
Multiple DI (before spark)		Inj.		Low
		Inj.	Inj.	High

Figura 10: Esempi di fasature di iniezione con diverse tipologie di iniettori [38]

Con l'iniezione diretta è possibile inoltre eseguire iniezioni multiple [38] generando una miscela magra omogenea riducendo l'emissione di NO_x grazie all'adduzione di H_2 durante la combustione.

Altre strategie di controllo di rendimento ed emissioni in ottica di riduzione di emissione consistono nell'operare a o vicino a dosature stechiometriche con EGR e post trattamento, oppure con miscele magre o ultra – magre.

La scelta verso un sistema o l'altro, nel caso dell'iniezione è relazionata a vari fattori, in particolare, la richiesta di potenza al motore, il suo rendimento ed emissioni ed i costi di progetto e realizzazione.

Pertanto è necessario confrontare i vari aspetti tra la soluzione PFI e quella DI.

In termini di costi e costruttivi si può dire che sarebbe preferibile la soluzione PFI per via della sua semplicità di applicazione e costruzione [38] [39], di contro per via delle numerose problematiche legate alle combustioni anomale questa preferenza è ridotta.

In generale il sistema DI permette di mantenere e/o non perdere rendimento e potenza rispetto ai sistemi a combustibile tradizionale [38] [39], con un controllo maggiore di dosatura e timing (rispetto a PFI) e per via dell'assenza dell'occupazione di volume aspirato.

Inoltre questa metodologia non è afflitta da backfire per via del fatto di avvenire a valvole di aspirazione chiuse, e mostra una riduzione di fenomeni di preaccensione con opportuno timing.

In termini di costi tra le soluzioni a iniezione diretta, è preferibile quella a bassa pressione che rispetto a quella ad alta non richiede componenti extra (compressore) e gestione di alte pressioni.

Ulteriore svantaggio della tipologia ad alta pressione è quello di portare ad un consumo maggiore che richiederebbe serbatoi più grandi [38] [39] per ottenere un'autonomia simile alla soluzione PFI.

2.3.3 Materiali e criteri di progetto

Oltre alle problematiche esplicitate nei capitoli 2.3.1 e 2.3.2, relative all'iniezione, è possibile valutare altri effetti che l'utilizzo di H_2 ha su vari componenti del motore ed altri fenomeni causati dalle sue caratteristiche.

Un primo problema è l'accumulo di H_2 nel basamento del motore, a causa della sua possibile fuga attraverso gli interstizi tra cilindro e pistone, per via delle sue ridotte dimensioni molecolari [38].

Questo comporta un rischio di accensione dell'idrogeno data la sua bassa accendibilità con un conseguente incremento di pressione ed eventuale rischio di incendio del motore.

Per ridurre questo fenomeno sono necessarie tolleranze più strette tra fasce elastiche, pistone e cilindro, in modo da ridurre gli interstizi; e sfruttare un sistema di sfiato attivo (CCV) per ricircolare il gas accumulato mandandolo all'aspirazione del motore [38], mantenendo le concentrazioni di H_2 ad un livello inferiore al limite di infiammabilità.

Altra problematica importante è l'effetto che la diffusione delle molecole di H_2 ha sui materiali costitutivi del motore.

In particolare si distinguono i fenomeni di:

- Infragilimento, che è la diffusione di H₂ a temperature inferiori di 150°C, tipiche del sistema di aspirazione e distribuzione del combustibile fino all'iniettore nel caso PFI;

I materiali più soggetti a infragilimento [20], [39] sono:

- o Leghe Ferro – Nichel;
- o Nichel metallico
- o Ghise grigie
- o Acciai ferritico e martensitici

L'infragilimento in questi materiali porta a modificare la struttura cristallina cambiandone le proprietà meccaniche, riducendo duttilità, resistenza alle propagazioni di cricche e resistenza a tensione, causando finanche la rottura del materiale [20], [39];

- Attacco ad alte temperature (maggiori di 200°C) ed elevate pressioni parziali di H₂ [20];

Questo fenomeno avviene principalmente in quei componenti soggetti alle fasi di iniezione e combustione, in particolare gli iniettori (nel caso DI), la testata, il cilindro, il pistone ed il sistema di scarico [20];

I materiali più soggetti a questo fenomeno sono soprattutto acciai ad alto tenore di carbonio [20];

- Degradazione di alcuni componenti non metallici dell'iniettore, in particolare per quelli piezoelettrici per i quali si possono distinguere due fenomeni [38]:
 - o Si ha un effetto di permeazione del materiale ceramico che cambia le sue proprietà elettriche a causa di formazione di legami -OH che cambiano i momenti di dipolo interni [38];
 - o Si ha un effetto di rottura del dielettrico per via della diffusione dell'idrogeno nell'isolante epossidico che comporta delaminazione dello stesso con conseguenti danni strutturali, e cortocircuiti [38].
- Degradazione delle gomme che costituiscono le tenute, a causa delle elevate pressione e della permeabilità delle gomme stesse, che però dipende dalla miscela utilizzata e da altri fattori ed è ancora oggetto di studio approfondito.

Ulteriore problematica è relativa alla bassa capacità lubrificante dell'H₂, rispetto ai combustibili tradizionali, in particolare nell'iniettore, dove questa caratteristica contribuisce all'incremento dell'usura e che richiede particolari soluzioni costruttive, con l'utilizzo di iniettori a doppio combustibile, dove il diesel può essere sfruttato come lubrificante [15] compromettendo però le emissioni rispetto alla soluzione a solo idrogeno, che doverose scelte di materiali, come ad esempio l'utilizzo di materiali a basso coefficiente d'attrito come il bronzo [15]

Per la corretta progettazione [38] [39] di un sistema ad iniezione è noto che:

- La portata è funzione di diametro e numero di fori dell'iniettore (oltre che dalla pressione), mentre la massa iniettata è funzione di durata e scelta dell'istante di iniezione
- Nel caso di alta pressione l'iniezione è supersonica e ciò rende difficile miscelamento e controllo
- L'alta diffusività dell'idrogeno permetterebbe miglior miscelazione (omogena) e rende più difficile realizzare stratificazione

Pertanto esiste una alta variabilità di soluzioni realizzate al momento, che differiscono nella struttura, e nelle prestazioni.

Valori numerici che denotano queste differenze sono presentati in 4.0.

2.4 Tipologia di accensione:

Per accensione si intende la tipologia di sistema che accende la miscela aria – combustibile nel cilindro.

In particolare si possono distinguere due gruppi di soluzioni a seconda del fatto che il combustibile si accenda spontaneamente per via delle pressioni e temperature elevate alla fine della compressione, detto modo accensione per compressione o spontanea (come nel caso dei motori alimentati a diesel), oppure se la miscela si accenda grazie ad una sorgente di energia esterna, come ad esempio una candela, detto modo accensione comandata (come nel caso dei motori alimentati a benzina) [15] [20] [39].

Nell'uso dell'idrogeno nei motori a combustione interna, queste due tipologie possono essere realizzate sia in maniera tradizionale [15], ad esempio nel caso di accensione comandata da scintilla, oppure con particolari soluzioni costruttive che richiedono alcuni componenti aggiuntivi, come nel caso dell'accensione per compressione, dato che la alta temperatura di autoaccensione dell'idrogeno richiede, in alternativa ad elevati rapporti di compressione, l'utilizzo di una iniezione pilota di combustibile diesel per accendere [15] [39], realizzando quindi una combustione mista per compressione di diesel e comandata per l'idrogeno, oppure sfruttando la presenza di punti caldi, come quelli realizzati dalle candele di accensione a freddo nei motori alimentati a diesel, per autoaccendere.

Di seguito si approfondiscono le soluzioni finora presentate, più utilizzate o che hanno avuto particolare interesse nello studio dell'accensione dell'idrogeno nei motori a combustione interna.

2.4.1 Accensione comandata da scintilla

Questa soluzione è la più utilizzata, per entrambe le tipologie di iniezione presentate, come riportato in Figura 8.

La scelta di questa soluzione è favorita da alcune caratteristiche [15] [20] [39] dell'idrogeno e della sua combustione, come l'alta velocità di propagazione del fronte di fiamma, la bassa energia di accensione e l'ampio intervallo operativo, che permetterebbero di migliorare le condizioni di combustione portando a migliori rendimenti.

Inoltre l'implementazione di questa soluzione non richiede particolari complicazioni costruttive, nel caso PFI, mentre nel caso DI è necessario valutare il posizionamento di iniettore e candela per evitare interferenza.

Questa soluzione può essere poi implementata in sistemi ad alimentazione di miscela H_2 – CNG [39], già menzionati come possibile applicazione dell'idrogeno nei MCI, dove la presenza dello stesso comporterebbe miglioramenti in termini di stabilità della combustione, minori emissioni di CO_2 (a spesa di maggiori emissioni di NO_x per via delle temperature maggiori in camera) e riduzione di perdite di pompaggio a bassi carichi aumentando la quantità di H_2 iniettato [39].

Le problematiche relative alle combustioni anomale, già spiegate nei capitoli precedenti, dipendono in parte dalla tipologia di accensione, ed in particolare la scelta della tipologia della candela, o di altre forme di accensione comandata come i laser [15], possono favorire (nel caso della candela tradizionale) o sfavorire (nel caso di laser o altri metodi di accensione indiretti) l'incremento di questi fenomeni negativi, a seconda della temperatura di questi componenti durante le fasi di aspirazione e compressione.

2.4.2 Accensione comandata con pilota diesel a compressione

Questa tipologia si basa, come già menzionato, su un sistema ad accensione misto, dove si accende per compressione una iniezione pilota di diesel che a sua volta accenderà la miscela di aria e idrogeno (come accensione comandata) [15], rappresentato nella Figura 11 come un sistema a iniettore doppio che inietta dallo stesso punto i due combustibili.

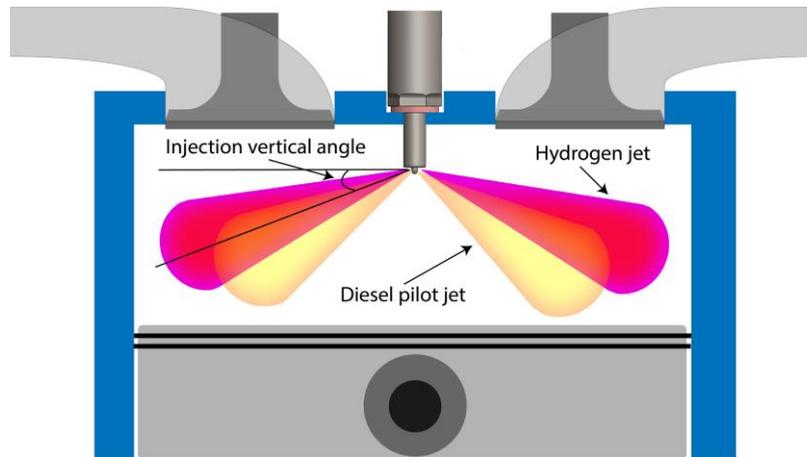


Figura 11: Schema funzionale iniettore dual fuel [15]

Anche questa tipologia di accensione è applicabile ad entrambe le tipologie di iniezione di H_2 , presentate con i dovuti accorgimenti.

Per effettuare le valutazioni di sorta, la quantità di idrogeno iniettata e quindi combusta viene misurata e rapportata a quella di diesel nel cosiddetto rateo di sostituzione, e questo valore cambia in funzione delle condizioni richieste al motore in termini di prestazioni (carichi e velocità) e in termini di prevenzione delle problematiche (come knocking e preaccensioni) a seconda della tipologia di iniettore [15] [39].

In particolare per la soluzione a PFI, si hanno valori di H_2 fino a 40% a bassi carichi e 25% ad alti carichi, sebbene sia possibile un funzionamento fino al 97% di H_2 [15] [39].

All'aumentare dell'idrogeno le emissioni di CO , CO_2 e PM diminuiscono, mentre per i valori di emissione di NO_x non vi è una dipendenza diretta tra le % di H_2 e le emissioni [15] [39].

Applicazione tipica di questa soluzione di accensione, è nei motori di tipo CI (accensione per compressione) convertiti, dove si mantiene l'impianto a diesel, che può continuare a funzione senza particolari modifiche se non nella gestione dell'iniezione di diesel ed idrogeno [15] [39].

Nel caso di applicazione con PFI, si realizza aggiungendo l'impianto di iniezione di idrogeno, come quello già presentato, mentre nel caso di applicazione DI è possibile realizzare l'iniezione dei due combustibili, con 2 iniettori separati opportunamente posizionati, per ottenere vari effetti in termini di miscelazione ed accensione, oppure con un unico iniettore a flussi separati, come quello rappresentato in Figura 11.

Quest'ultima soluzione è ancora sperimentale ed oggetto di studi per via della sua complessità costruttiva [15].

2.4.3 Altre metodologie di accensione

L'accensione per compressione di miscela omogenea (detta HCCI, Homogeneous Charge Compression Ignition), si realizza quando la miscela di aria e idrogeno, formata grazie all'alta diffusività dello stesso (indipendentemente dalla tipologia di iniezione) è compressa ad un rapporto di compressione particolarmente elevato (fino a 42), per raggiungere l'alta temperatura di autoaccensione dell'idrogeno per poter far avvenire la combustione [15].

Questa elevata temperatura richiede delle limitazioni di dosatura per ridurre le emissioni di NO_x , questi limiti portano però ad una riduzione di rendimento massimo raggiungibile [15].

Alternativamente per favorire l'autoaccensione, si può sfruttare il basso limite di infiammabilità dell'idrogeno, utilizzando delle candele per creare dei punti caldi a temperature nell'ordine di $1200 \div 1400 \text{ K}$, posizionati opportunamente, come mostrato in Figura 12.

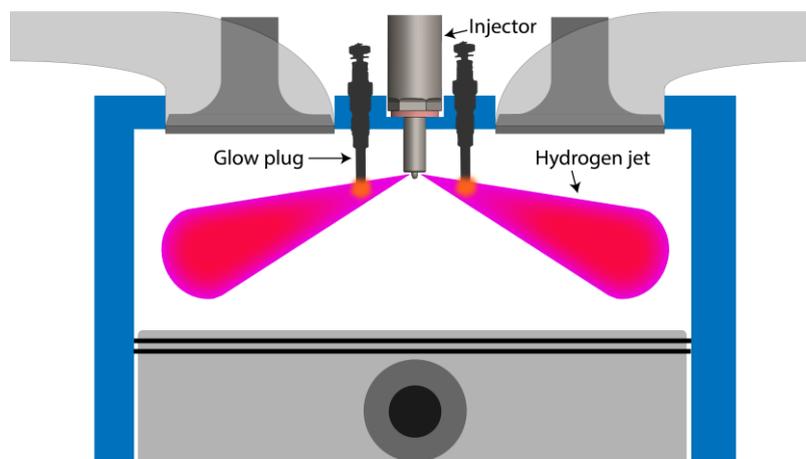


Figura 12: Schema di accensione mediante candele [15]

Questa soluzione sebbene presenti riduzioni di NO_x rispetto a equivalenti applicazioni alimentati a diesel, è stata abbandonata per via della ridotta durabilità delle candele mantenute ad alte temperature [15].

Parte 3: Modelli di iniettori

3.0 Definizione di modello di calcolo

I modelli di calcolo sono uno strumento aggiuntivo nello studio e nella progettazione, che nell'ambito dei motori a combustione interna permette l'analisi di fenomeni e processi di varia natura che avvengono negli stessi, attraverso la risoluzione di sistemi di equazioni associati a determinate ipotesi ed assunzioni mediante l'uso di particolari algoritmi risolutivi [17] [43].

Modelli di questo tipo sono strumenti prettamente informatici, realizzati mediante l'uso di software specifici per ciascun caso studiato o mediante l'applicazione di codici programmati ad hoc a seconda della complessità e tipologia di sistema analizzato.

Lo sviluppo di un modello nasce tipicamente [17] [43] dalle conoscenze teoriche e dai risultati sperimentali per dati fenomeni e viene affinato attraverso il miglioramento della sua struttura (scelta di equazioni, costanti, parametri) coadiuvato dall'avanzamento della ricerca, e verificato attraverso ulteriori risultati sperimentali basati sulle ipotesi assunte dal modello da verificare.

In termini di risultati l'ottimo [43] di un modello è raggiunto nel bilancio tra accuratezza dei risultati, complessità dello stesso (tempi di calcolo) e costi di sviluppo, per raggiungere ciò è possibile scomporre un modello complesso in sotto modelli più semplici [43], la cui accuratezza, però, limita quella del modello completo.

Questa suddivisione può facilitare l'analisi delle variabili del modello per stabilire quali di esse siano fondamentali per il processo / fenomeno modellato e come si relazionano tra di loro per poter valutare eventuali trade – off al variare di gruppi di variabili [17] [43].

3.1 Tipologie di modelli di calcolo

Esistono molteplici tipologie di modelli di calcolo, che possono essere classificati a seconda delle equazioni utilizzate ed in quali dimensioni spaziali e temporali sono essi applicati.

Per la scelta delle equazioni [17] [43], i modelli si possono suddividere in:

- Modelli termodinamici, basati sull'utilizzazione delle equazioni di conservazione di energia e massa, su sistemi con composizione omogenea, per lo studio del trasferimento di energia,
- Modelli fluidodinamici, basati sull'utilizzazione delle equazioni di conservazione di massa, quantità di moto ed energia, per lo studio di fluidi in movimento,
- Modelli fenomenologici o semi empirici, che aggiungono alle altre tipologie di modello, equazioni e relazioni ricavate da dati sperimentali, che possono rappresentare fenomeni particolarmente complessi, approssimandoli.

In termini di dimensioni spaziali [17] [43], i modelli sono generalmente suddivisi a seconda della presenza o meno di una o più direzioni del moto prevalenti nel sistema modellato.

In particolare si definiscono modelli detti:

- Zero – dimensionali (0D), quelli in cui il moto è assente o trascurato,
- Quasi – dimensionali (QD), quelli dove il moto di alcuni fenomeni è modellato attraverso particolari modelli fenomenologici, come ad esempio il moto del fronte di fiamma di una combustione o quello dello spray di combustibile liquido,
- Mono – dimensionali (1D), quelli dove il moto ha una direzione prevalente, ad esempio il moto di un fluido in un condotto semplice,
- Multidimensionali (MD o 3D), quelli dove il modello analizza lo stato termodinamico di ogni punto nello spazio.

Infine, i modelli, si possono suddividere in termini temporali [17] [43] come:

- Modelli stazionari, dove si osservano grandezze costanti nel tempo
- Modelli quasi stazionari, dove l'analisi è effettuata mediante una suddivisione del tempo in passi discreti
- Modelli instazionari, dove l'analisi è effettuata istante per istante

3.2 Applicazione di un modello 1D all'iniezione di H₂ in un motore

Nell'ambito dell'iniezione di idrogeno in un motore, saranno di seguito approfondite alcune tipologie di modelli di calcolo che presentano particolare interesse per questa applicazione, mostrando anche esempi di applicazioni di tali modelli relativi a ricerche che ne hanno fatto uso.

Nella parte finale di questo capitolo verrà esposto un esempio applicativo di uno dei modelli presentati per effettuare il confronto tra l'utilizzo di CH₄ e di H₂.

3.2.1 Introduzione al modello 1D di un iniettore

La prima tipologia presentata, nella formulazione più generale, è un modello monodimensionale nel quale viene simulato il moto instazionario di un fluido attraverso un condotto a sezione variabile.

Un esempio di quest'applicazione è riportato in [44], relativo alla modellazione monodimensionale di un iniettore di tipo con valvola a fungo, per l'iniezione di combustibili gassosi.

Lo scopo di [44] è stato lo sviluppare un modello di calcolo che riducesse i tempi computazionali rispetto ad un equivalente modello 3D, con alcune approssimazioni.

Le ipotesi assunte da [44], che si possono utilizzare per il modello generale, sono state:

- In termini di geometria del problema si è optato per una soluzione monodimensionale, riducendola dal caso tridimensionale, attraverso la simmetria cilindrica del sistema,
- Si considera il fluido operativo comprimibile,
- È stata trascurata la viscosità del fluido, per via del ridotto impatto dello strato limite a causa della velocità supersonica del fluido dovuta a presenza di rapporti di pressione maggiori di quelli critici [44]
- Sono stati trascurati effetti di scambio termico con le pareti e lo spillo dell'iniettore [44]
- Infine per alcune valutazioni, è stato considerato lo spillo fermo con conseguente annullamento della variazione di sezione nel tempo

Si riporta in Figura 13 lo schema funzionale del modello, che comprende nell'area bianca le componenti del sistema di iniezione (stelo, pareti del condotto), mentre l'area grigia rappresenta quella occupata dal gas durante l'iniezione, scelto come volume di controllo.

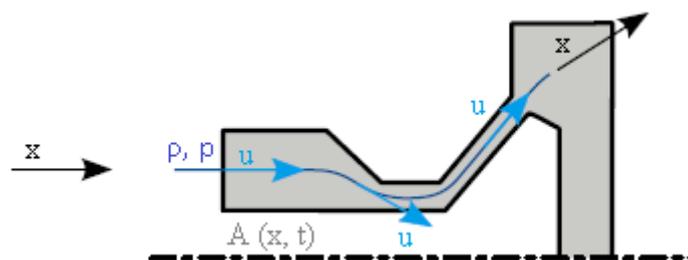


Figura 13: Schema modello 1D [44]

Sono indicate le grandezze riportate nel grafico:

- x : direzione principale del moto del fluido, variabile indipendente
- $u = u(x, t)$, la velocità del fluido lungo la direzione del moto, incognita
- $\rho = \rho(x, t)$, la densità del fluido lungo la direzione del moto, incognita
- $p = p(x, t)$, la pressione del fluido lungo la direzione del moto, incognita
- $A = A(x, t)$, la funzione che descrive l'area del condotto variabile lungo la direzione x ,

e variabile in tempo a seconda dell'apertura dell'iniettore.

Le variazioni di queste grandezze rispetto alla direzione del moto sono indicate da $\frac{\partial X}{\partial x}$ con X , ciascuna delle grandezze in esame. Per legare tutte queste grandezze si richiamano i principi di conservazione di massa, quantità di moto ed energia, riscritti secondo le ipotesi di questo modello.

3.2.2 Legge di conservazione della massa

Si richiama, il valore di portata attraverso una superficie, in formulazione integrale, come [45]:

$$\frac{\partial m_{\Omega}}{\partial t} = - \oint_{\partial\Omega} (\rho \underline{u} \cdot \hat{n}) dS \quad (18)$$

Per il teorema della divergenza si ha:

$$\frac{\partial m_{\Omega}}{\partial t} = - \int_{\Omega} \nabla \cdot (\rho \underline{u}) dV \quad (19)$$

Inoltre la massa attraverso il volume di controllo Ω può essere scritta come:

$$m_{\Omega} = \int_{\Omega} \rho dV \quad (20)$$

Pertanto si può scrivere, unendo (19) e (20) in (18):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho dV = - \int_{\Omega} \nabla \cdot (\rho \underline{u}) dV \quad (21)$$

Si può scomporre dV in:

$$dV = A dx \quad (22)$$

Sostituendo quindi (22) in (21), si ottiene:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho A dx = - \int_{\Omega} \nabla (\rho A \underline{u}) dx \quad (23)$$

Raccogliendo l'integrale si ottiene:

$$\int_{\Omega} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho A) + \nabla (\rho A \underline{u}) \right] dx = 0 \quad (24)$$

Il cui argomento, calcolando la divergenza si semplifica dato che $u = u(x, t)$ in:

$$\nabla \cdot \underline{u} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (25)$$

Riscrivendo l'argomento di (24), sostituendo la divergenza con (25), si ottiene:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho A) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u A) = 0 \quad (26)$$

che rappresenta la legge di conservazione della massa, in un condotto monodimensionale a sezione variabile, in formulazione locale [44].

3.2.3 Legge di conservazione della quantità di moto

Si richiama la formulazione generale della legge di conservazione della quantità di moto [45]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(m_{\Omega}\underline{u}) = -\oint_{\Omega}(\underline{F} \cdot \hat{n}) dS + \int_{\Omega} \underline{S} dV \quad (27)$$

Con:

- m_{Ω} , definita in (20)
- $\underline{F} = \underline{F}_a + \underline{\Pi}$, flusso della quantità di moto [45], di cui:
 - $\underline{F}_a = \rho \underline{u} \otimes \underline{u}$ è il flusso avvevativo [45],
 - $\underline{\Pi} = p \underline{I} - \underline{\Pi}_v$ è il flusso delle forze esterne (tensore degli sforzi), che è generalmente composto [45] da una componente statica dovuta alla pressione ed una viscosa dovuto agli attriti interni al fluido.
 - Si considera per questo modello che $\underline{\Pi}_v$ sia pari a zero, cioè si considera il fluido non viscoso.
- Il termine $\underline{S} = \frac{p}{A} \frac{\partial A}{\partial x}$ corrisponde al contributo della pressione dovuto alla variazione di sezione [44].

Sostituendo questi termini in (27) si ottiene quindi:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{\Omega} \rho \underline{u} A dx \right) = -\oint_{\partial\Omega} (\rho \underline{u} \otimes \underline{u}) dS + \left(-\oint_{\partial\Omega} (p \underline{I}) \cdot \hat{n} dS \right) + \int_{\Omega} \frac{p}{A} \frac{\partial A}{\partial x} dV \quad (28)$$

Applicando il teorema della divergenza:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{\Omega} \rho \underline{u} A dx \right) = -\int_{\Omega} \left[\nabla \cdot (\rho A \underline{u} \otimes \underline{u} + p A \underline{I}) \right] dx + \int_{\Omega} p \frac{\partial A}{\partial x} dx \quad (29)$$

Raccogliendo l'integrale si ottiene:

$$\int_{\Omega} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho \underline{u} A) + \nabla \cdot (\rho A \underline{u} \otimes \underline{u} + p A \underline{I}) - p \frac{\partial A}{\partial x} \right] dx = 0 \quad (30)$$

Richiamando che $u = u(x, t)$, $p = p(x, t)$, $A = A(x, t)$, pertanto si ha che $\underline{u} \otimes \underline{u} = u^2 e$

$$\nabla \cdot (p A \underline{I}) = \frac{\partial(pA)}{\partial x} = p \frac{\partial A}{\partial x} + A \frac{\partial p}{\partial x} \quad (31)$$

Riunendo tutti i termini e semplificando l'argomento di (30) si ricava:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u A) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u^2 A) = -A \frac{\partial p}{\partial x} \quad (32)$$

che rappresenta la legge di conservazione della quantità di moto, in un condotto monodimensionale a sezione variabile [44].

Il termine $-A \frac{\partial p}{\partial x}$ rappresenta inoltre la contropressione alle pareti [44], in funzione di sezione e della variazione di pressione.

3.2.4 Legge di conservazione dell'energia totale

La variazione di energia totale vale [45]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(m_{\Omega}e_0) = - \oint_{\partial\Omega} \underline{f} \cdot \hat{n} dS \quad (33)$$

Con:

- e_0 , l'energia totale pari a $e_0 = c_v T + \frac{1}{2}u^2$
- \underline{f} , il flusso energetico costituito da termini avvevivo, termico e meccanico:

$$\underline{f} = \rho e_0 \underline{u} + \underline{q} + \underline{\Pi} \cdot \underline{u} = \rho e_0 \underline{u} + \underline{q} + p \underline{I} \cdot \underline{u} - \underline{\Pi}_v \cdot \underline{u}$$

Che si riduce, trascurando i termini termici e viscoso, a:

$$\underline{f} = \rho e_0 \underline{u} + p \underline{I} \cdot \underline{u} \quad (34)$$

Sostituendo m_{Ω} ed \underline{f} , si ottiene:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} (\rho e_0 A) dx = - \oint_{\partial\Omega} (\rho e_0 \underline{u} + p \underline{I} \cdot \underline{u}) \cdot \hat{n} dS \quad (35)$$

Da cui, applicando il teorema della divergenza, si ottiene:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} (\rho e_0 A) dx = - \int_{\Omega} [\nabla \cdot (\rho e_0 A \underline{u} + p A \underline{I} \cdot \underline{u})] dx \quad (36)$$

Richiamando che ρ , A , u e p sono funzione di x e t ; pertanto, vale che $\nabla \cdot X = \frac{\partial X}{\partial x}$

Da cui, raccogliendo l'integrale si può scrivere:

$$\int_{\Omega} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho e_0 A) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho e_0 A u + p A u) \right] dx = 0 \quad (37)$$

Definendo h_0 , l'entalpia totale come $h_0 = e_0 + \frac{p}{\rho}$ e raccogliendo ρ nella derivata parziale, si può scrivere:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho e_0 A) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho h_0 A u) = 0 \quad (38)$$

che rappresenta la legge di conservazione dell'energia totale, in un condotto monodimensionale a sezione variabile [45].

È necessario però aggiungere a questa equazione il termine $-p \frac{\partial A}{\partial t}$ che rappresenta il lavoro di compressione od espansione dovuto al moto dello spillo [44].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho e_0 A) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho h_0 A u) = -p \frac{\partial A}{\partial t} \quad (39)$$

3.2.5 Formulazione vettoriale del sistema

Riunendo le equazioni (26), (32) e (39) in un sistema e richiamando l'equazione di stato dei gas ideali [45]:

$$p = \rho RT \quad (40)$$

si può scrivere in funzione delle tre incognite ρ , u e T , il sistema completo a tre equazioni:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t}(\rho A) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u A) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho u A) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u^2 A) = -A \frac{\partial}{\partial x}(\rho RT) \\ \frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\left(c_v T + \frac{1}{2}u^2\right)A\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho\left(c_v T + \frac{1}{2}u^2 + RT\right)uA\right) = -\rho RT \frac{\partial A}{\partial t} \end{cases} \quad (41)$$

Inoltre si può riassumere questo sistema in una formulazione vettoriale del tipo:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\mathbf{W}(x, t)) + \frac{\partial}{\partial x}(\mathbf{F}(\mathbf{W})) + \mathbf{S}(\mathbf{W}) = 0 \quad (42)$$

Con:

$$\mathbf{W}(x, t) = \begin{bmatrix} \rho A \\ \rho u A \\ \rho\left(c_v T + \frac{1}{2}u^2\right)A \end{bmatrix} \quad (43)$$

vettore delle variabili conservate (portata, quantità di moto ed energia totale)

$$\mathbf{F}(\mathbf{W}) = \begin{bmatrix} \rho u A \\ \rho u^2 A \\ \rho\left(c_v T + \frac{1}{2}u^2 + RT\right)uA \end{bmatrix} \quad (44)$$

vettore dei flussi attraverso la superficie di contorno

$$\mathbf{S}(\mathbf{W}) = \begin{bmatrix} 0 \\ A \frac{\partial}{\partial x}(\rho RT) \\ \rho RT \frac{\partial A}{\partial t} \end{bmatrix} \quad (45)$$

vettore dei termini sorgenti

3.2.6 Cenni sui metodi risolutivi

La risoluzione di sistemi del tipo di (42) è realizzata mediante la discretizzazione di questa equazione.

Un esempio di schema di discretizzazione utilizzato è quello a volumi finiti [46], cioè scomponendo il dominio in volumi elementari, detti celle, per i quali valgono le leggi di conservazione, come quelle di (42), con i termini sorgente nulli [44].

Questo metodo utilizza il calcolo delle medie di cella [46] approssimate da medie di celle numeriche attraverso particolari schemi numerici.

Nel caso di [44], lo schema utilizzato è quello “Monotonic Upstream – centered Scheme for Conservation Laws” (MUSCL) che discretizza il calcolo delle medie di celle numeriche in:

$$\mathbf{W}^{n+1} = \mathbf{W}^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} \left(\mathbf{F}_{i+\frac{1}{2}}^{MUSCL} - \mathbf{F}_{i-\frac{1}{2}}^{MUSCL} \right) \quad (46)$$

Con:

- \mathbf{W}^{n+1} , la media di cella numerica calcolata ad ogni iterazione,
- \mathbf{W}^n , la media di cella al tempo iniziale
- $\mathbf{F}_{i\pm\frac{1}{2}}^{MUSCL}$, il termine di flusso numerico tra celle, calcolato come:

$$\mathbf{F}_{i\pm\frac{1}{2}}^{MUSCL} = \frac{1}{2} \left[\mathbf{F} \left(\mathbf{W}_{i\pm\frac{1}{2}}^R \right) + \mathbf{F} \left(\mathbf{W}_{i\pm\frac{1}{2}}^L \right) \right] - \frac{1}{2} a_{i\pm\frac{1}{2}} \left[\mathbf{W}_{i\pm\frac{1}{2}}^R - \mathbf{W}_{i\pm\frac{1}{2}}^L \right] \quad (47)$$

Di cui:

- $a_{i\pm\frac{1}{2}}$ è valore locale della velocità di propagazione d’onda, calcolate in relazione a $\mathbf{F}(\mathbf{W})$
- $\mathbf{W}_{i\pm\frac{1}{2}}^{L,R}$ sono i valori delle medie di celle a sinistra (L) e destra (R) calcolati mediando i valori di \mathbf{W}_i e $\mathbf{W}_{i\pm 1}$.

Per le equazioni (32) e (39) che contengono termini sorgente, si risolvono le equazioni con il metodo di (46) senza termine sorgente e si utilizza il risultato come condizione iniziale per il calcolo del gradiente di pressione per l’equazione (32) discretizzata con un modello a differenze finite centrate come [44]:

$$(\rho u A)_i^{n+1} = (\rho u A)_i^{n+1, MUSCL} - \Delta t A_i^n \frac{p_{i+1}^n - p_{i-1}^n}{x_{i+1} - x_{i-1}} \quad (48)$$

Per il calcolo del termine sorgente energetico, si discretizza (39) con un modello a differenze finite all’indietro come [44]:

$$(\rho e_0 A)_i^{n+1} = (\rho e_0 A)_i^{n+1, MUSCL} - p_i^n (A_i^n - A_i^{n-1}) \quad (49)$$

3.2.7 Indicazioni sulle condizioni al contorno e iniziali

Per utilizzare (46) è necessario stabilire delle condizioni iniziali e di contorno, in particolare per il modello utilizzato si stabiliscono i valori di [44]:

- Velocità iniziali, nulle
- Determinate pressione e temperatura all’ingresso dell’iniettore, riempito di combustibile
- Determinate pressione e temperatura all’uscita dell’iniettore, verso l’ambiente di iniezione costituito da aria
- Condizioni di adiabaticità e assenza di attrito per i bordi relativi a corpo iniettore e spillo

3.2.8 Esempio applicativo del modello 1D

Questo modello può essere applicato mediante software proprietari, nei quale si assegnano i valori geometrici, quelli delle costanti, parametri e condizioni, oppure attraverso codici ad hoc, scritti a partire dalla discretizzazione.

Nel caso di [44], il modello dell'iniettore è risolto mediante codice 1D realizzato ad hoc con lo scopo di accoppiare i risultati del modello 1D con un modello 3D commerciale per valutare l'evoluzione del getto di combustibile dall'uscita dell'iniettore in un cilindro riempito d'aria, in particolare in termini di penetrazione del getto (approfondito in 3.6), della sua larghezza, area e volume.

Il modello 3D è basato su un risolutore di fluidodinamica computazionale (CFD) realizzato in CONVERGE, che può risolvere sistemi di equazioni di Navier-Stokes e modellare il trasporto e la turbolenza con specie chimiche diverse (come in questo caso).

Nell'applicazione di [44] il modello 1D prende in ingresso i valori di pressione e temperatura nel cilindro e della sezione dell'iniettore, per ogni istante, e fornisce al modello 3D i valori di velocità del getto all'uscita, la sua temperatura e la sua portata.

Con questi risultati il modello 3D risolve le sue equazioni aggiornando le condizioni al bordo ogni istante fino al termine della simulazione.

I risultati sono riportati nella parte 4.0 in un confronto con altri modelli di calcolo.

3.2.9 Considerazioni finali sul modello 1D

Questo modello può simulare vari rapporti di pressione (tra ingresso e uscita) fornendo buoni risultati rispetto a modelli più complessi, nei casi con rapporto di pressione maggiore di 5 [44], come riportato in Figura 14.

La differenza di risultati ottenuti per valori di rapporti di pressione bassi si ha per via del fatto che questo tipo di iniettore è simile ad un condotto convergente – divergente ed il suo comportamento dipende da questo rapporto, in termini di velocità del flusso rispetto a quella del suono, come verrà approfondito in 3.3.1.

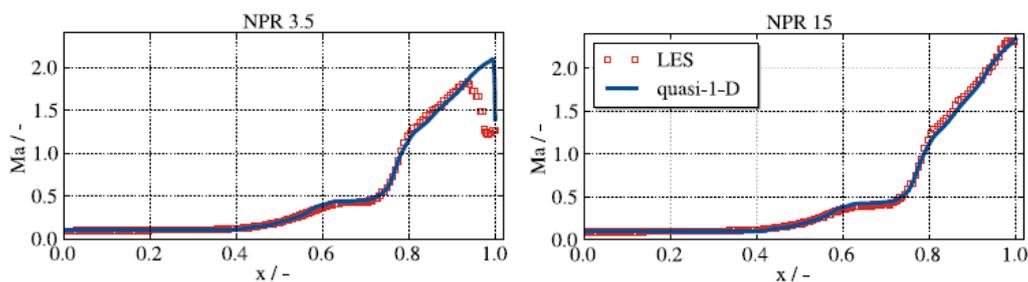


Figura 14: Confronto di risultati del modello 1D [44]

Ulteriore considerazione su questo modello è il fatto che è possibile realizzare, cambiando la geometria del sistema, un modello analogo per l'applicazione a iniettori di altre tipologie, come quelli a singolo foro cilindrici, con le dovute semplificazioni soprattutto relativamente all'andamento della sezione in funzione della corsa dello spillo e del tempo.

3.3 Applicazione di un modello semplificato all'iniezione di H₂ in un motore

Questa tipologia di modello nasce dalla necessità di valutare in maniera veloce e di limitata complessità computazionale, il valore di portata massima di un iniettore per poter fare considerazioni progettuali in merito a massa iniettata, penetrazione del getto, a partire dalla geometria dell'iniettore, dalla pressione d'iniezione e dalle condizioni dell'ambiente d'iniezione.

Per il primo valore, cioè la portata e di conseguenza la massa iniettata, il modello dipende dalla geometria dell'iniettore, in particolare verranno presentati:

- un modello semplificato per iniettori a valvola a fungo al paragrafo 3.4, basato sull'approssimazione della geometria dell'iniettore ad un ugello convergente – divergente
- un modello semplificato per iniettori a singolo foro al paragrafo 3.5, basato sull'approssimazione della geometria dell'iniettore ad un ugello convergente

Il secondo valore vale a dire la penetrazione del getto che è la distanza assiale tra la fine del getto e l'uscita dell'iniettore, è modellato attraverso il modello di Hill – Ouellette che verrà approfondito nel paragrafo 3.6.

3.3.1 Richiami di fluidodinamica

Per spiegare i modelli semplificati è necessario richiamare alcuni concetti di fluidodinamica relativamente al moto di un fluido in un condotto a sezione variabile, ed in particolare le relazioni che legano pressione, densità, velocità, e sezione, per il calcolo della portata di un ugello.

3.3.2 Concetti di base e classificazione dei condotti a sezione variabile

In primo luogo, si considera il fluido comprimibile e si richiama la definizione di punto di stagnazione (o totale) come lo stato che otterrebbe un fluido rallentando fino a zero velocità, isentropicamente, senza trasferimento di lavoro, in un condotto orizzontale in condizioni stazionarie [47], per il quale si ottiene dal primo principio della termodinamica il valore di entalpia totale:

$$h^\circ = h + c^2/2 \quad (50)$$

Se si considera il fluido un gas perfetto, si ha che la variazione di entalpia è proporzionale a c_p [47], pertanto, si ottiene la temperatura totale come:

$$T^\circ = T + \frac{c^2}{2c_p} \quad (51)$$

e considerando una trasformazione isentropica del tipo $p/\rho^k = \text{costante}$, si può scrivere i valori di pressione e densità totale:

$$p^\circ = p \left(\frac{T^\circ}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (52)$$

$$\rho^\circ = \rho \left(\frac{T^\circ}{T} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (53)$$

Si definisce velocità del suono in un fluido soggetto ad un processo isentropico [47]:

$$c_s = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_{s=const}} = \sqrt{\frac{kp}{\rho}} \quad (54)$$

Nel caso di gas perfetto per cui vale l'equazione di stato dei gas ideali, vale [47]:

$$c_s = \sqrt{kRT} \quad (55)$$

Si richiama la definizione di numero di Mach (Ma), che è definito come il rapporto tra la velocità locale del fluido e la velocità locale del suono [47], espresso come:

$$\frac{c}{c_s} = Ma \quad (56)$$

Si ipotizza di avere un generico volume di controllo (VC) su un condotto di sezione variabile [47], con ingresso in 1 e uscita in 2, riportato in Figura 15:

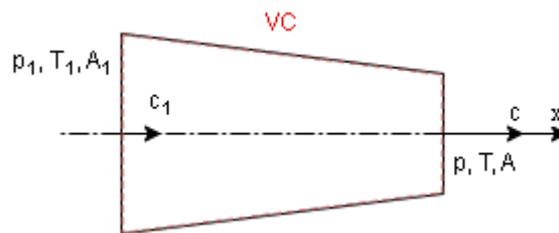


Figura 15: Schema del sistema

Considerando simmetria assiale del condotto si può ridurre il problema da tre ad una dimensione, seguendo il flusso principale nel condotto x [44], inoltre si possono trascurare effetti di attriti viscosi con le pareti [44], considerare il flusso come stazionario [48] e isoentropico [47].

Pertanto l'equazione di conservazione di massa tra l'ingresso 1 e un punto arbitrario all'interno di VC, risulta pari a:

$$0 = \rho_1 c_1 A_1 - \rho c A \quad (57)$$

Dalla quale si ottiene che la portata attraverso VC è pari a:

$$\dot{m} = \rho_1 c_1 A_1 = \rho c A \quad (58)$$

Analogamente a (58), semplificando per le ipotesi l'equazione (26), si può scrivere l'equazione di continuità in forma differenziale [47] come:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho c A) = 0 \quad (59)$$

Applicando la legge di derivazione di un prodotto e dividendo per $\rho c A$ [47], si ottiene:

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} \left(\frac{1}{\rho}\right) + \frac{\partial c}{\partial x} \left(\frac{1}{c}\right) + \frac{\partial A}{\partial x} \left(\frac{1}{A}\right) = 0 \quad (60)$$

Si richiama l'equazione di conservazione dell'energia per sistemi aperti, ipotizzando l'assenza di lavoro interno e di attriti interni, in forma differenziale [49]:

$$0 = \frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{1}{\rho} \right) + \frac{\partial e_c}{\partial x} \quad (61)$$

Con e_c l'energia cinetica valutata come $\frac{1}{2} c^2$, che sostituita in (61), permette di scrivere [47]:

$$0 = \frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{1}{\rho} \right) + \frac{\partial c}{\partial x} (c) \quad (62)$$

Si moltiplica il primo termine di (62) per $\partial\rho/\partial\rho$ e il secondo termine per c/c [47], considerando che $\partial\rho/\partial\rho$ in condizioni isoentropiche, da (54), è pari a c_s^2 si può scrivere:

$$\frac{\partial\rho}{\partial x} \left(\frac{1}{\rho} \right) (c_s^2) + \frac{\partial c}{\partial x} \left(\frac{1}{c} \right) (c^2) = 0 \quad (63)$$

Che dividendo per c_s^2 diventa:

$$\frac{\partial\rho}{\partial x} \left(\frac{1}{\rho} \right) + \frac{\partial c}{\partial x} \left(\frac{1}{c} \right) (\text{Ma})^2 = 0 \quad (64)$$

Da cui si può ricavare che [47]:

$$\frac{\partial\rho}{\partial x} \left(\frac{1}{\rho} \right) = -(\text{Ma})^2 \frac{\partial c}{\partial x} \left(\frac{1}{c} \right) \quad (65)$$

e sostituendo (65) in (60) si ottiene la relazione che lega la variazione della velocità $\frac{\partial c}{\partial x}$ e della sezione $\frac{\partial A}{\partial x}$ [47]:

$$\frac{\partial A}{\partial x} \left(\frac{1}{A} \right) = \frac{\partial c}{\partial x} \left(\frac{1}{c} \right) [(\text{Ma})^2 - 1] \quad (66)$$

Nuovamente moltiplicando il primo termine di (62) per p/p ed il secondo per c/c [47], considerando che p/ρ in condizioni isoentropiche, da (54), è pari a c_s^2/k si può scrivere:

$$\frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{1}{p} \right) \left(\frac{c_s^2}{k} \right) + \frac{\partial c}{\partial x} \left(\frac{1}{c} \right) (c^2) = 0 \quad (67)$$

Che dividendo per c_s^2/k diventa:

$$\frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{1}{p} \right) + \frac{\partial c}{\partial x} \left(\frac{1}{c} \right) (k\text{Ma})^2 = 0 \quad (68)$$

Da cui si può ricavare [47]:

$$\frac{\partial c}{\partial x} \left(\frac{1}{c} \right) = - \left(\frac{1}{kMa} \right)^2 \frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{1}{p} \right) \quad (69)$$

e sostituendo (69) in (60) si ottiene la relazione che lega la variazione della pressione $\frac{\partial p}{\partial x}$ e della sezione $\frac{\partial A}{\partial x}$ [47]:

$$\frac{\partial A}{\partial x} \left(\frac{1}{A} \right) = \frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{1}{p} \right) \frac{[1 - (Ma)^2]}{kMa} \quad (70)$$

Da (66) e (70) si possono fare alcune considerazioni, di particolare interesse per questa tesi possiamo identificare, a seconda dei valori di velocità, pressione e sezione [47]:

- ugello convergente, un condotto con sezione che diminuisce dall'ingresso all'uscita, dove si realizza una espansione sub-sonica ($Ma < 1$) nella quale la velocità che aumenta fino a raggiungere $Ma = 1$ e condizione critica, e dove la pressione diminuisce dall'ingresso all'uscita;
- ugello convergente – divergente, quello formato da un condotto convergente fino alla sezione dove $Ma = 1$ e da un condotto divergente dalla sezione dove $Ma = 1$, nella parte divergente del condotto si realizza una espansione supersonica ($Ma > 1$) nella quale la velocità continua ad aumentare e la pressione a diminuire.

3.3.3 Moto in un condotto a sezione variabile

Esprimendo il principio di conservazione della energia meccanica tra il punto totale corrispondente alla sezione 1 (1°) e un punto arbitrario del condotto, si ottiene:

$$0 = \int_{p_1^\circ}^p \frac{1}{\rho} dp + \frac{c^2}{2} \quad (71)$$

Considerando che nel condotto avvenga una espansione isentropica [47], si può esprimere il termine $1/\rho$, tra 1° e il punto arbitrario come:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1^\circ} \left(\frac{p_1^\circ}{p} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (72)$$

Pertanto (15) può essere riscritta e risolta esplicitando la velocità del fluido come [47]:

$$\frac{c^2}{2} = - \frac{(p_1^\circ)^{\frac{1}{k}}}{\rho_1^\circ} \int_{p_1^\circ}^p p^{-\frac{1}{k}} dp = - \frac{(p_1^\circ)^{\frac{1}{k}}}{\rho_1^\circ} \frac{k}{k-1} \left(p^{1-\frac{1}{k}} - (p_1^\circ)^{1-\frac{1}{k}} \right) \quad (73)$$

$$c = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{p_1^\circ}{\rho_1^\circ} \right) \left(1 - \left(\frac{p}{p_1^\circ} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

(74)

Combinando (16) e (18) si ottiene l'espressione per ρc per ciascun punto interno al VC [47]:

$$\rho c = \left[\frac{1}{\rho_1^\circ} \left(\frac{p_1^\circ}{p} \right)^{\frac{1}{k}} \right]^{-1} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{p_1^\circ}{\rho_1^\circ} \right) \left(1 - \left(\frac{p}{p_1^\circ} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} (p_1^\circ \rho_1^\circ) \left(\left(\frac{p}{p_1^\circ} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_1^\circ} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (75)$$

Si può rappresentare l'andamento di c e ρc in funzione del rapporto tra la pressione in uscita e quella in ingresso, ed in particolare, come riportato in Figura 16, si nota una diminuzione della velocità, mentre ρc ha un andamento parabolico.

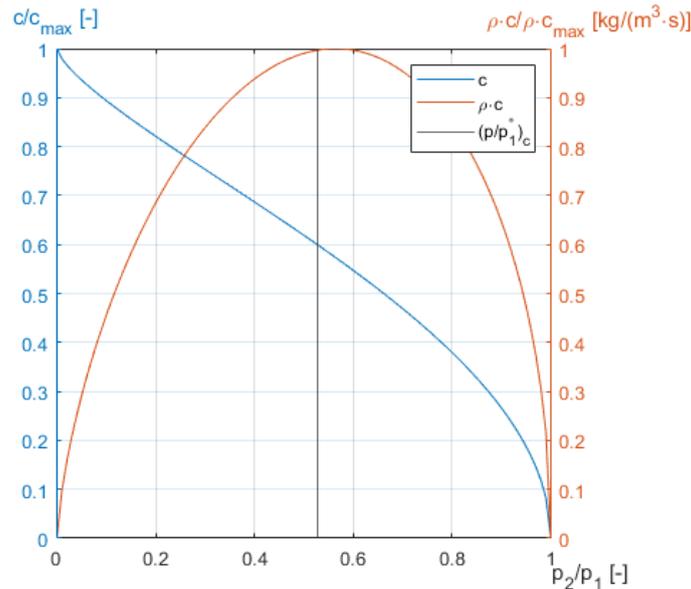


Figura 16: Andamenti di c e ρc in funzione del rapporto di pressioni

Calcolando il valore massimo di ρc , cioè ponendo uguale a 0 la sua derivata rispetto a p/p_1° è possibile, inoltre, definire il rapporto di pressione critica [47]:

$$\left(\frac{p}{p_1^\circ} \right)_c = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = r_c \quad (76)$$

pari a quel rapporto di pressione che produce flusso critico, vale a dire dove si ha c uguale a c_s nella sezione critica di un condotto convergente – divergente (come descritto in 3.3.2) [47].

Sostituendo (76) in (75) si ottiene il valore di $(\rho c)_c$ pari a:

$$(\rho c)_c = \sqrt{p_1^\circ \rho_1^\circ k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (77)$$

Utilizzando l'equazione (58), combinata con la (75), è possibile quindi ricavare la portata per varie tipologie di condotti, in particolare si applicherà in 3.4 e 3.5 per ricavare i valori di portata per i modelli semplificati di iniettori.

3.4 Modello di iniettore a fungo semplificato

Il modello di iniettore a fungo semplificato è realizzato approssimando il moto del gas nell'iniettore a quello in un ugello convergente – divergente.

Questa analogia è realizzata a partire dallo schema in , che mostra il ragionamento seguito da [48], in particolare considerando un iniettore di tipo a fungo, è possibile evidenziare 3 sezioni (A, B e C), riportate in Figura 17, caratterizzate dalle seguenti relazioni:

- $D_1 = D_2$, diametro del condotto
- $D_3 > D_2$, con D_3 diametro in prossimità dell'uscita dell'iniettore
- t_1 , distanza tra stelo valvola e condotto nella sezione A
- $t_2 < t_1$, con $t_2 = t_3$ distanza tra testa valvola e condotto nelle sezioni B e C

Si richiama il valore delle aree nelle sezioni A, B e C, indicate come i-esime.

$$A_i = \frac{\pi}{4} (D_{est}^2 - D_{int}^2) = \frac{\pi}{4} [D_{est}^2 - (D_{est} - 2t)^2] = \frac{\pi}{2} (D_{est} \cdot t - 2t^2) \quad (78)$$

Scrivendo $A_A - A_B$, tenendo conto dell'uguaglianza tra D_1 e D_2 , si ottiene:

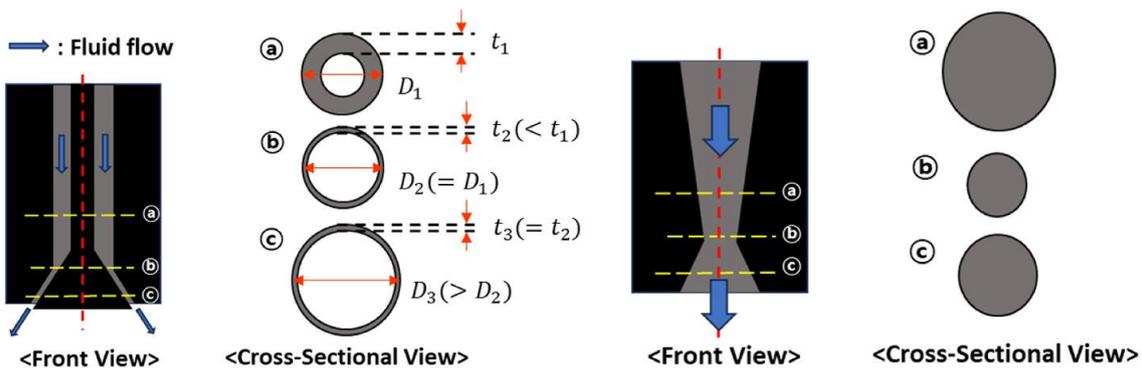
$$A_A - A_B = \frac{\pi}{2} [D_1(t_1 - t_2) - 2(t_1^2 + t_2^2)] \quad (79)$$

Imponendo le condizioni di disuguaglianza tra t_1 e t_2 si ottiene che $A_A - A_B > 0$, pertanto $A_A > A_B$.

Analogamente scrivendo $A_B - A_C$, tenendo conto dell'uguaglianza tra t_2 e t_3 si ottiene:

$$A_B - A_C = \frac{\pi}{2} [t_2(D_2 - D_3) - 2(t_2^2 + t_3^2)] \quad (80)$$

Imponendo le condizioni di disuguaglianza tra D_2 e D_3 si ottiene che $A_B - A_C < 0$, pertanto $A_B < A_C$.



(a) Original flow passage

(b) Simplified flow passage

Figura 17: Schema analogia iniettore a fungo semplificato [48]

Questo ragionamento può portare a semplificare il condotto in un equivalente ugello convergente – divergente, che abbia le stesse prestazioni in termini di portata e pressioni.

Si richiama dunque il comportamento tipico di un ugello di questa tipologia, in particolare l'andamento della pressione nell'ugello, in funzione di quella dell'ambiente di uscita.

In primo luogo, come per l'ugello convergente, in caso di $p_2 \leq p_1$ non vi è flusso dall'ingresso all'uscita [47].

Al diminuire della pressione di uscita, l'andamento della pressione interno dipende dalla sezione percorsa dal fluido, ciò può essere indicato dalle relazioni ... e ... che legano l'andamento di velocità e pressione e la sezione variabile [47].

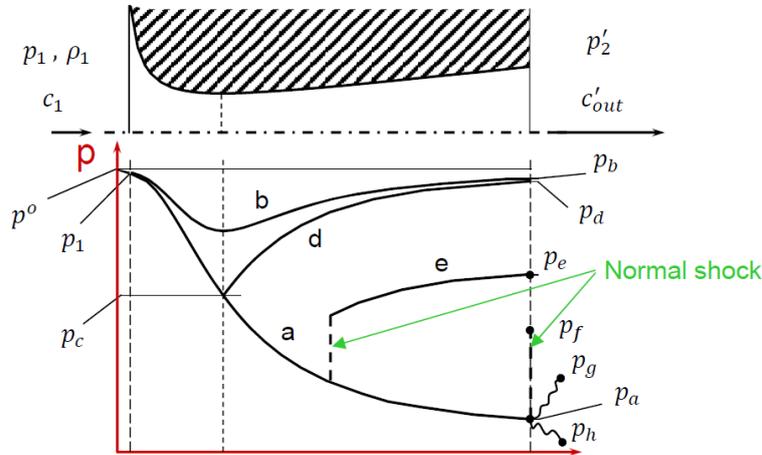


Figura 18: Andamento di pressione in ugello convergente - divergente [47]

Nei casi indicati dalla Figura 18, si può osservare l'andamento di pressione distinguendo la sezione percorsa dal fluido:

- In quella convergente ($dA < 0$), si ha una diminuzione di pressione ($dp < 0$) che corrisponde ad un aumento della velocità ($dc > 0$) [47].

Questo innalzamento di velocità prosegue fino a che al termine della sezione convergente, nella sezione di gola, si raggiunge $Ma = 1$, e pertanto il flusso diventa critico [47].

- In quella divergente, il comportamento dipende dalla velocità che il fluido raggiunge nella sezione convergente

Si distinguono alcuni casi

- o Per valori di p_2 inferiori e vicini a p_1 , nella ... $p_2 = p_b$, il flusso è subsonico ($Ma < 1$) e pertanto il comportamento della sezione divergente è quella di un diffusore, cioè la velocità diminuisce e la pressione risale fino a p_2 [47]

In termini di portata l'andamento è rappresentato nella Figura 19 e valutato come:

$$\dot{m}_{inj} = A_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{p_1}{RT_1} \right) \left((r)^{\frac{2}{k}} - (r)^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (81)$$

Con r compreso tra p_d / p_1 e 1.

- o Diminuendo p_2 fino a p_d , si raggiunge la condizione in cui il flusso diventa sonico nella sezione di gola [47], l'ugello diventa critico a $p_2 = p_d$ e pertanto, la portata in uscita diventa costante, come si può osservare dalla Figura 19, e vale:

$$\dot{m}_{inj} = A_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{p_1}{RT_1} \right) \left((r_d)^{\frac{2}{k}} - (r_d)^{\frac{k+1}{k}} \right)} = A_{th} \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (82)$$

Con A_{th} , si definisce l'area della sezione di gola, su cui sarà dedicato un discorso a parte nel merito della realizzazione di questo modello.

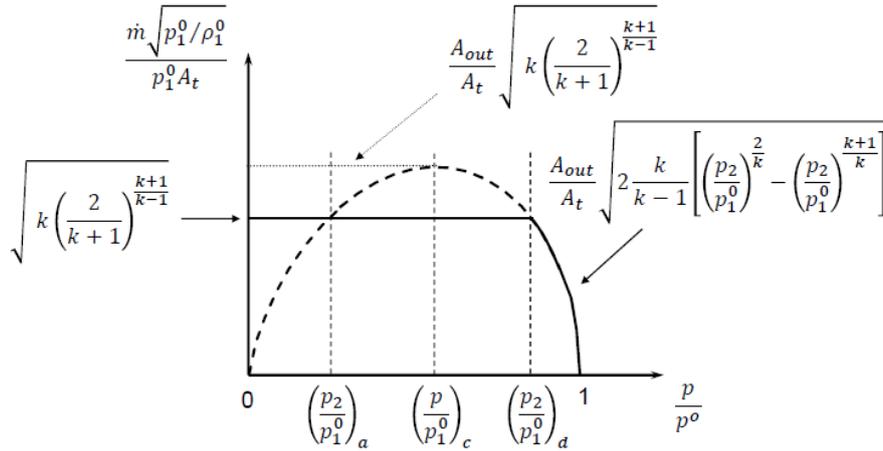


Figura 19: Andamento della portata corretta in funzione della rapporto di pressione [47]

- Man mano che la pressione si riduce, l'onda di pressione, che si era generata quando il fluido ha raggiunto $Ma = 1$ nella sezione di gola, si sposta nella sezione divergente verso l'uscita, fino a $p_2 = p_f$ [47], per il calcolo della portata si può utilizzare solo:

$$\dot{m}_{inj} = A_{th} \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (83)$$

- Al di sotto di p_f l'onda di pressione si sviluppa al di fuori dell'ugello, tranne nel caso di $p_2 = p_a$ [47], per quest'ultimo caso la portata vale anche:

$$\dot{m}_{inj} = A_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{p_1}{RT_1}\right) \left((r_a)^{\frac{2}{k}} - (r_a)^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (84)$$

Nell'applicazione di questa teoria al modello di iniettore a fungo semplificato, dato che si sta realizzando una analogia, non sono inizialmente noti i valori delle sezioni A_{th} e A_2 .

Perciò per poter applicare questo modello è necessario avere un metodo alternativo per calcolare i valori di A_{th} e A_2 , ad esempio attraverso un modello più complesso, come quello presentato in 3.2, oppure mediante la misurazione di portata di un iniettore a fungo reale [48], in condizioni di flusso sonico, potendo applicare la formula inversa a (83):

$$A_{th} = \dot{m}_{inj} \frac{1}{p_1} \sqrt{\frac{RT_1}{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}} \quad (85)$$

Questa è una non trascurabile limitazione di questo modello, che rispetto a quello per un iniettore a foro singolo, non permette di effettuare previsioni senza l'ausilio di ulteriori modelli o di misurazioni su iniettori reali, commerciali e sperimentali.

3.5 Modello di iniettore a singolo foro semplificato

Il modello di iniettore a singolo foro semplificato è realizzato approssimando il moto del gas nell'iniettore a quello in un ugello convergente, lo schema in Figura 20, avente il diametro d'uscita d_2 pari a quello di uscita dell'iniettore [15].

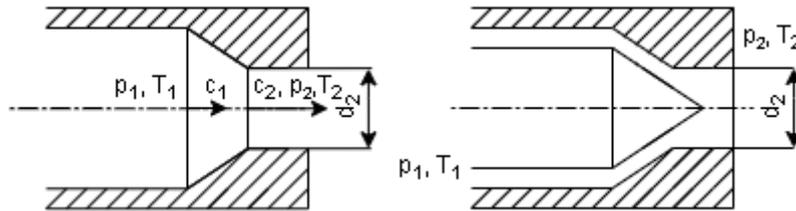


Figura 20: Schema del modello semplificato a confronto con iniettore di partenza

Per un ugello convergente si possono distinguere due casi, a seconda del valore del rapporto di pressioni tra monte e valle rispetto al rapporto critico.

In particolare si ha che per $r = p_2/p_1^\circ > r_c$, con $p_1^\circ = p_1$ (si assume $c_1 = 0$), al diminuire del rapporto, cioè al diminuire della pressione p_2 , la portata aumenta, secondo la legge, derivata dall'unione di (58) e (75), con un flusso subsonico ($Ma < 1$):

$$\dot{m}_{inj} = A_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{p_1}{RT_1} \right) \left((r)^{\frac{2}{k}} - (r)^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (86)$$

Nel caso invece che $r = p_2/p_1^\circ \leq r_c$, la portata diventa proporzionale al prodotto tra sezione di uscita e pressione di iniezione, a causa dello sviluppo all'uscita dell'ugello di un flusso sonico ($Ma = 1$, come mostrato in 3.3.2), che lo rende critico:

$$\dot{m}_{inj} = A_2 \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (87)$$

In questo secondo caso, quindi, la portata risulta costante relativamente al valore della pressione dell'ambiente a valle dato che non è più presente nell'equazione.

Ulteriore vincolo in termini di rapporto tra pressioni, è che esso sia minore di uno, ($p_2 \leq p_1$), altrimenti non vi è flusso alcun dall'iniettore all'ambiente di iniezione.

Riassumendo i parametri di (86) e (87) si hanno:

- A_2 , l'area di uscita dell'iniettore calcolata in funzione del diametro di uscita dello stesso (d_2):

$$A_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \quad (88)$$

- k , rapporto tra c_p e c_v per il gas nell'iniettore
- p_1 , la pressione di mandata dell'iniettore,
- R , costante dei gas specifica,
- T_1 , la temperatura del gas nell'iniettore,
- p_2 , la pressione nell'ambiente dove avviene l'iniezione.

Infine si può valutare l'andamento teorico della portata secondo le condizioni espresse pocanzi e le equazioni (86) e (87), come riportato in Figura 21.

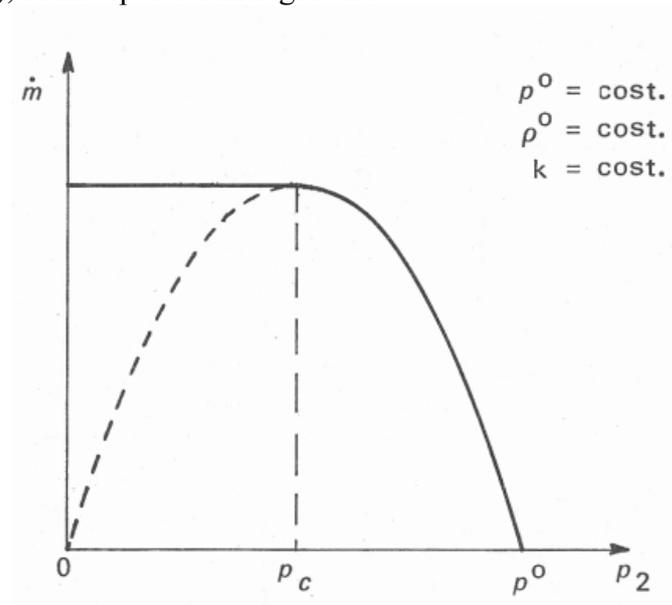


Figura 21: Andamento della portata rispetto alla pressione dell'ambiente di iniezione per ugello convergente [47]

3.6 Modello di getto assialsimmetrico e iniezione diretta

Nel caso di iniezione diretta, è opportuno analizzare anche altre caratteristiche del getto, che soprattutto nel caso di una combustione non miscelata [15], influenzano la miscelazione e la stratificazione della insieme di aria e combustibile.

Pertanto è necessario richiamare il modello detto a vortice a sfera [15] che permette di assumere che all'uscita di un ugello cilindrico il getto sia di forma conica assialsimmetrica, rappresentato in Figura 22:

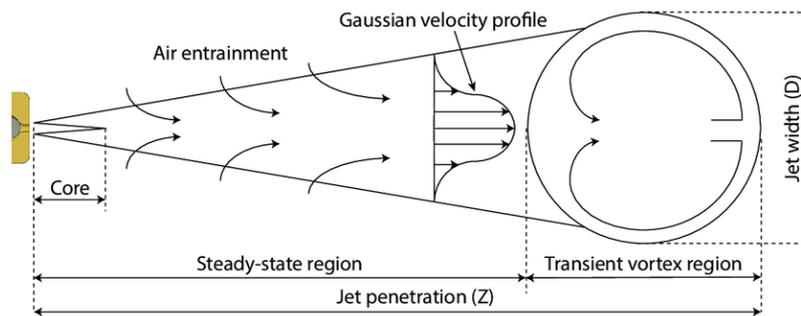


Figura 22: Modello di getto turbolento [15]

Il getto è caratterizzato da una distanza, detta di penetrazione del getto, Z_t , tra l'uscita dell'iniettore e la fine del getto, questa distanza è un indicatore sulla capacità del getto di intrappolare aria e miscelarsi [15] ed è calcolabile attraverso un modello predittivo che assume la conservazione del momento [15] detto di Hill – Ouellette, che afferma che Z_t vale:

$$Z_t = \Gamma \sqrt{d_2} \cdot \left(\frac{\pi}{4} k_1 p_1 \frac{R_2 T_2}{p_2} \left(\frac{2}{k_1 + 1} \right)^{\frac{k_1}{k_1 - 1}} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot t^{\frac{1}{2}}$$

(89)

Con:

- Pedice 1, i termini relativi all'ambiente all'interno dell'iniettore, caratteristici del gas utilizzato.
- Pedice 2, i termini relativi all'ambiente a valle dell'iniettore, considerato aria,

con $R_2 = 287 \text{ J/(kg K)}$

- Γ , parametro relativo all'ampiezza del getto, suggerito pari a 3 [15]
- t , tempo trascorso dall'inizio dell'iniezione.

Nella parte 4, sarà presentato un esempio di utilizzo di questo modello, andando a confrontare i risultati ottenuti con esempi tratti dalla letteratura, considerando le stesse condizioni al contorno.

3.7 Cenni ai modelli CFD applicati all'iniezione di idrogeno

Per modellazione CFD (Computational Fluid Dynamics) si intende una tipologia di modellazione di calcolo multidimensionale utilizzata per l'analisi di campi di moto complessi [17] di flussi di fluidi, come quelli che si realizzano nei motori a combustione interna.

Sono realizzati attraverso la risoluzione analitica del sistema di equazioni di conservazione detto di Navier – Stokes (NS), estensione a più dimensioni di quello monodimensionale presentato al paragrafo 3.2, con l'aggiunta di equazioni di conservazione delle specie chimiche coinvolte nei processi.

In particolare il sistema di equazioni per la modellazione CFD, per un sistema tridimensionale, si compone di [17]:

- Una equazione di conservazione della massa
- Una terna di equazioni di conservazione della quantità di moto
- Un insieme di equazioni di conservazione delle specie chimiche
- Una equazione di conservazione dell'energia totale

Ogni equazione ha la seguente forma [17]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i f - \frac{\mu}{\sigma_f} \frac{\partial f}{\partial x_i} \right) = S_f \quad (90)$$

Composta da [17]:

- Un termine di variazione nel tempo $\frac{\partial}{\partial t}(\rho f)$
- Un termine di variazione nello spazio $\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i f - \frac{\mu}{\sigma_f} \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)$ suddiviso in trasporto per convezione e per diffusione
- Un termine sorgente interna S_f di produzione e dissipazione di f

Dove:

- x_i, t sono le dimensioni spaziali ($i = 1, 2, 3$) e temporali, variabili indipendenti del sistema
- ρ, u_i ed f sono densità, velocità e ogni altro parametro di stato della miscela di gas (pressione, forze, frazione in massa, temperatura), variabili dipendenti del sistema
- μ e σ_f sono viscosità dinamica e numero di Prandtl legati alla diffusività di un fluido

Nel caso del moto di una miscela di gas in un cilindro, come quello che avviene durante l'iniezione di idrogeno nel motore, è possibile aggiungere al sistema NS delle formulazioni fenomenologiche aggiuntive che permettono di modellare i sotto processi che avvengono, a seconda dell'approccio risolutivo scelto.

Per questo fenomeno è necessario lo studio della turbolenza del campo di moto, cioè dell'irregolarità e casualità del moto dei gas nel cilindro [17], dovuta alla ciclicità dell'apertura di valvole di aspirazione e dell'iniettore e alle alte velocità del gas iniettato.

La ciclicità avviene con una frequenza elevata, proporzionale alla velocità del motore, mentre le alte velocità di iniezione sono dovute alla elevata differenza di pressione tra l'iniettore e il cilindro.

Gli approcci di risoluzione esistenti sono divisi in tre livelli, in base alla precisione dei risultati ottenuti e su quale scala è realizzata la griglia di discretizzazione della soluzione [17]:

- L'approccio DNS (Direct Numerical Simulation) risolve direttamente il sistema di equazioni, tramite una suddivisione molto piccola della griglia di calcolo, ma richiede tempi e costi di calcolo elevati, al di fuori di una applicazione industriale
- L'approccio LES (Large Eddy Simulation) filtra le equazioni per eliminare gli effetti di piccole variazioni nel campo di moto, secondo una certa banda di frequenza, riducendo i tempi e i costi di risoluzione rispetto a DNS
- L'approccio RANS (Reynold Averaged Navier Stokes), attraverso l'uso di un modello fenomenologico che modella la turbolenza permette di ottenere risultati mediati nel tempo e nello spazio delle grandezze studiate

Questa tipologia di modelli è realizzata attraverso software specifici, come ANSYS, che richiedono in input [50] la geometria tridimensionale del modello, i cui bordi sono definiti per tipologia (fissi, mobili, ingressi, uscite) e per valore delle grandezze sul bordo (temperature, pressioni, composizione chimica, posizione).

La geometria è poi suddivisa in una griglia di poliedri, le cui dimensioni influiscono sulla velocità di calcolo e sulla precisione del risultato cercato.

Nell'ambito dello studio dell'iniezione di combustibile in un motore, questi modelli sono solitamente usati per studiare in maniera approfondita l'effetto che l'utilizzo di vari combustibili ha sulle prestazioni di un motore, come mostrato in [50] [51], sfruttando la possibilità del programma di utilizzare diversi modelli per analizzare i vari fenomeni che avvengono in un motore, come riportato in Figura 23.

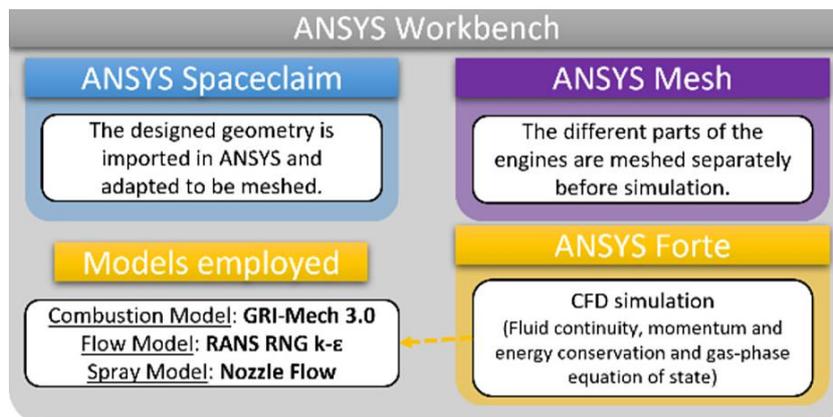


Figura 23: Struttura software ANSYS [51]

In questa applicazione si può osservare che il software utilizza:

- l'approccio RANS per il moto dei fluidi, associato ad un modello di turbolenza $k-\epsilon$, che lega l'energia cinetica turbolenta (k) con la sua velocità di dissipazione ϵ
- il modello GRI-Mech 3.0 [52] per la combustione dei gas
- un modello integrato nel programma per simulare il flusso del combustibile dall'iniettore, attraverso un ugello multiforo [51] e la collisione e mix del gas con l'aria nel cilindro.

Sebbene questa applicazione sia molto più dettagliata e completa rispetto a quelle presentate nei paragrafi precedenti, una grossa limitazione che presenta è l'enorme complessità computazionale, che per questo esempio in particolare [50] [51] ha richiesto l'utilizzo di un supercomputer con due processori Intel® Xeon® Gold 6148 e 256 GB RAM richiedendo ben tra le 30 e 45 h per i calcoli.

3.8 Sintesi di confronto dei modelli presentati

Nella Tabella 3 è presentato un confronto sintetico tra i modelli presenti, evidenziando i campi di applicazione, i pregi e i limiti di ciascuno.

	<i>Applicazione</i>	<i>Pregi</i>	<i>Limiti</i>
<i>Modello Semplificato a foro singolo</i>	Calcolo della portata iniettata, in funzione di pressione di iniezione e geometria	Semplicità di calcolo, non richiede programmi specifici	Non tiene conto di fenomeni complessi, come la turbolenza, assume stazionarietà
<i>Modello Semplificato a fungo</i>	Calcolo della portata iniettata, in funzione di pressione di iniezione e geometria	Semplicità di calcolo, non richiede programmi specifici	Necessita di avere dati da modelli più complessi o da risultati sperimentali per poter essere utilizzato
<i>Modello Hill – Ouellette</i>	Calcolo della penetrazione assiale di un getto di gas in aria	Semplicità di calcolo, non richiede programmi specifici	Richiede l'osservazione di risultati sperimentali o tramite CFD per la sua validazione
<i>Modello Gasdinamico 1D</i>	Calcolo dello stato fisico (u, ρ, T) di un fluido attraverso un condotto monodimensionale a sezione variabile	Accuratezza dei risultati, possibilità di simulare diverse geometrie di iniettori	Richiede l'utilizzo di software proprietari
<i>Modello computazionale fluidodinamico (CFD)</i>	Simulazione dei campi di moto dei gas, dei processi di combustione in un motore e modello integrato di iniezione	A seconda degli approcci, risultati molto vicini a quelli sperimentali	Richiede l'utilizzo di software proprietari e una grande potenza di calcolo dell'elaboratore

Tabella 3: Confronto tra i modelli presentati

Parte 4: Esempi applicativi del modello di iniettore a foro singolo semplificato

4.0 Introduzione delle applicazioni

In questa parte della tesi, si utilizzerà il modello di iniettore a singolo foro semplificato, presentato al paragrafo 3.5, e il modello di getto assialsimmetrico, presentato al paragrafo 3.6, per effettuare alcuni calcoli e simulazioni che sono reputati interessanti nel merito della discussione tra l'uso di idrogeno o metano come combustibili iniettati.

In particolare si realizzeranno tre applicazioni, così denominate:

- Applicazione di confronto tra gas, in termini di portate iniettate in funzione di pressione di iniezione e diametro del foro di iniezione
- Applicazione di confronto con iniettori commerciali e sperimentali
- Applicazione del modello di getto assialsimmetrico per confronto con modelli 1D

4.1 Applicazione di confronto tra gas

In questa applicazione si utilizzerà il modello di iniettore a singolo foro semplificato come strumento di confronto, a pari condizioni al contorno, tra l'utilizzo di idrogeno e di metano come gas iniettati, per poter valutare quali sono le differenze in termini di portate tra i due gas, utilizzati in un iniettore.

I valori di R e k per H₂ e CH₄ sono riportati in Tabella 4:

	R [J/(kg K)]	k [-]
Idrogeno (H ₂)	4125.5	1.407
Metano (CH ₄)	518.3	1.31

Tabella 4: Costanti dei gas per H₂ e CH₄ [42]

4.1.1 Scelta delle condizioni al contorno

Per simulare gli ambienti di iniezione, per i casi PFI e DI, è necessario assegnare determinati valori di p₁, T₁ e p₂, e pertanto, si suddividono i due casi seguendo la Tabella 5, ove sono riportati gli intervalli di dati utilizzati, e successivamente è presentata la spiegazione della scelta di questi valori.

Nella Tabella 5 sono indicati con TI, le tipologie di iniettori, e con PI, le pressioni di iniezione, tra le quali LP, MP e HP corrispondono a bassa, media e alta pressione.

TI	p ₂ [bar]	Riferimenti	PI	p ₁ [bar]	Riferimenti	T ₁ [K]	Riferimenti
PFI	0.88 ÷ 0.92	[51]	LP	1 ÷ 15	[53] [37]	298	[15] [48] [51]
	0.88 ÷ 0.92	[51]	HP	10 ÷ 40	[48]	298	[15] [48] [51]
DI	0.92 ÷ 10	[51]	LP	10 ÷ 40	[54] [55]	353	[48]
	10 ÷ 40	[51] [56]	MP	50 ÷ 150	[51] [20]	353	[48]
	40 ÷ 80	[15] [56] [57]	HP	150 ÷ 300	[15] [20] [58]	353	[48]

Tabella 5: Casi del modello

Nei casi PFI, si sono considerati per le pressioni p₂, i valori compresi tra 0.88 bar e 0.92 bar, che corrispondono a quelli tipici di un condotto di aspirazione di un motore a combustione interna ad accensione comandata [51], per entrambi i casi di iniezione.

In termini di pressioni p₁, si è considerato nel caso PFI – LP un intervallo di pressioni tra 1 e 15 bar, che corrispondono a valori tipici di iniettori commerciali [53] [37], mentre nel caso PFI – HP dei valori tra 10 e 40 bar, corrispondenti a valori utilizzati in alcune ricerche sperimentali [44] [48].

Nei casi DI, le pressioni p_2 sono scelte in relazione alle possibili applicazioni, riportando degli intervalli di pressione tipici di motori a combustione interna durante la fase di compressione nella quale avviene l'iniezione.

In particolare per il caso DI – LP è considerato l'intervallo tra la fine dell'aspirazione ed una pressione di 20 bar, tipica di una MCI ad accensione comandata [51], per il caso DI – MP, l'intervallo considerato è quello per la stessa tipologia di motore durante la restante fase di compressione in avvicinamento al PMS [51] [56] ed infine per il caso DI – HP, le pressioni considerate sono quelle tipiche di MCI ad accensione per compressione vicino al PMS [56] [57] [15].

Quest'ultimo caso è un riferimento all'applicazione con pre – iniezione di gasolio e accensione a compressione, accennata in 2.4.2; per la semplicità di questo modello è considerata solo l'iniezione dell'idrogeno.

In termini di pressioni p_1 gli intervalli scelti sono in relazione ai valori di p_2 per garantire $p_2 < p_1$, e alla loro applicazione, già menzionata nei paragrafi precedenti.

Nel caso DI – LP, sono considerati valori tipici di iniettori commerciali [54] [55], mentre negli altri due casi gli intervalli considerati corrispondono a vari valori riportati dalla letteratura, con particolare riferimento a: [15] [20] [58].

Per T_1 , per i casi PFI, si è considerata la temperatura costante e pari a quella del serbatoio, assunta come temperatura ambiente di 298 K, seguendo come riferimenti: [15], [48], [51], mentre per i casi DI, si è considerata una temperatura di 353 K [48], tipica del sistema di raffreddamento del motore data la vicinanza del sistema di iniezione a punti più caldi dello stesso motore.

Per tutti i casi, i valori dei diametri d_2 saranno scelti da un intervallo di dimensioni, tra 0.5 mm [15] e 3.5 mm [50].

4.1.2 Impostazione del modello

Per effettuare le varie simulazioni, il modello è implementato tramite uno script di matlab, presentato in appendice A, nel quale è possibile far valutare le relazioni (86) e (87), inserendo i dati necessari, p_1 , T_1 , p_2 e d_2 , opportunamente.

In particolare si è strutturato il modello per elaborare sei diverse combinazioni tra p_1 , p_2 e d_2 , andando a considerare alternativamente ciascuno di questi valori come variabile continua, parametro puntuale in numero finito e costante.

Un esempio di tale combinazione è così costituito:

- p_1 variabile continua compresa in un intervallo di valori scelto a seconda della tipologia di iniezione come presentato in 4.1.1
- p_2 parametro puntuale comprendente un arbitrario numero di valori presi dai dati presentati in 4.1.1, a seconda di quale iniezioni (PFI o DI) si sta valutando,
- d_2 costante per tutti i calcoli di questa combinazione scelto tra quelli presentati in 4.1.1.
- T_1 costante a seconda del caso come indicato in 4.1.1

Per ciascuna combinazione è necessario inoltre indicare il gas che verrà analizzato per richiamare i suoi valori di R e k necessari ai calcoli.

Si riporta per completezza la Tabella 6 delle combinazioni possibili:

Combinazioni	Variabile	Parametro	Costante
A	p_1	d_2	p_2
B	p_1	p_2	d_2
C	d_2	p_1	p_2
D	d_2	p_2	p_1
E	p_2	p_1	d_2
F	p_2	d_2	p_1

Tabella 6: Combinazioni di Calcolo

Si possono prevedere i risultati, ad esempio, nel particolare caso di criticità, andando ad esaminare l'equazione (87) e raccogliendo tutti i valori costanti:

$$\dot{m} = p_1 d_2^2 K \quad (91)$$

Si riportano gli andamenti attesi nelle seguenti figure:

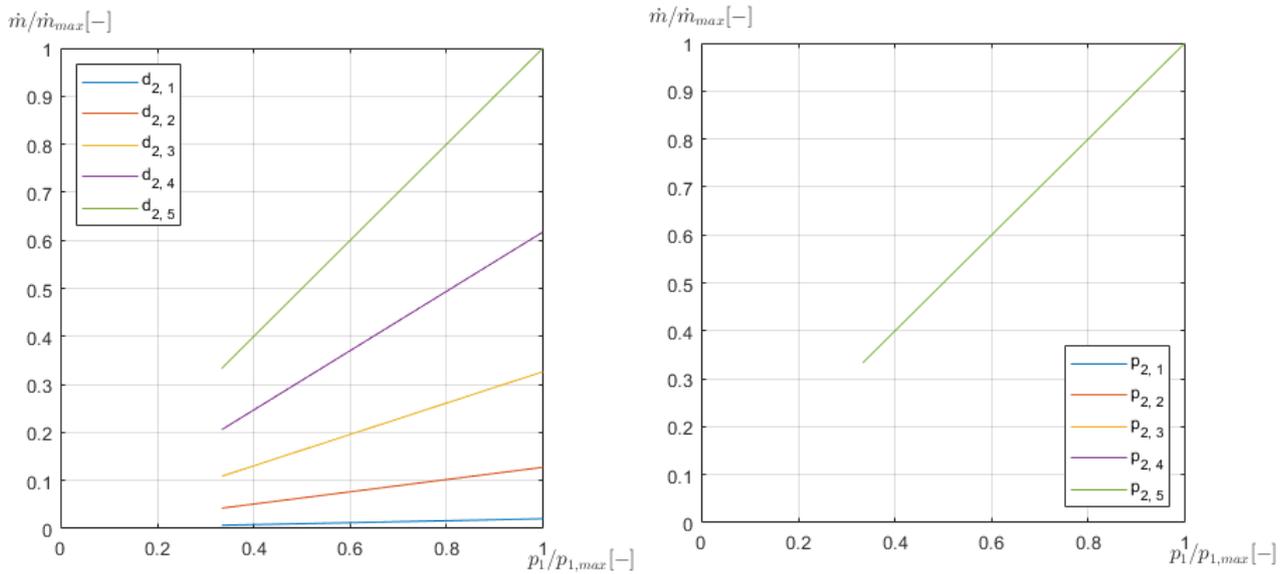


Figura 24: Risultati attesi per i casi A e B con parametri arbitrari scelti tra quelli presentati in 4.1.1

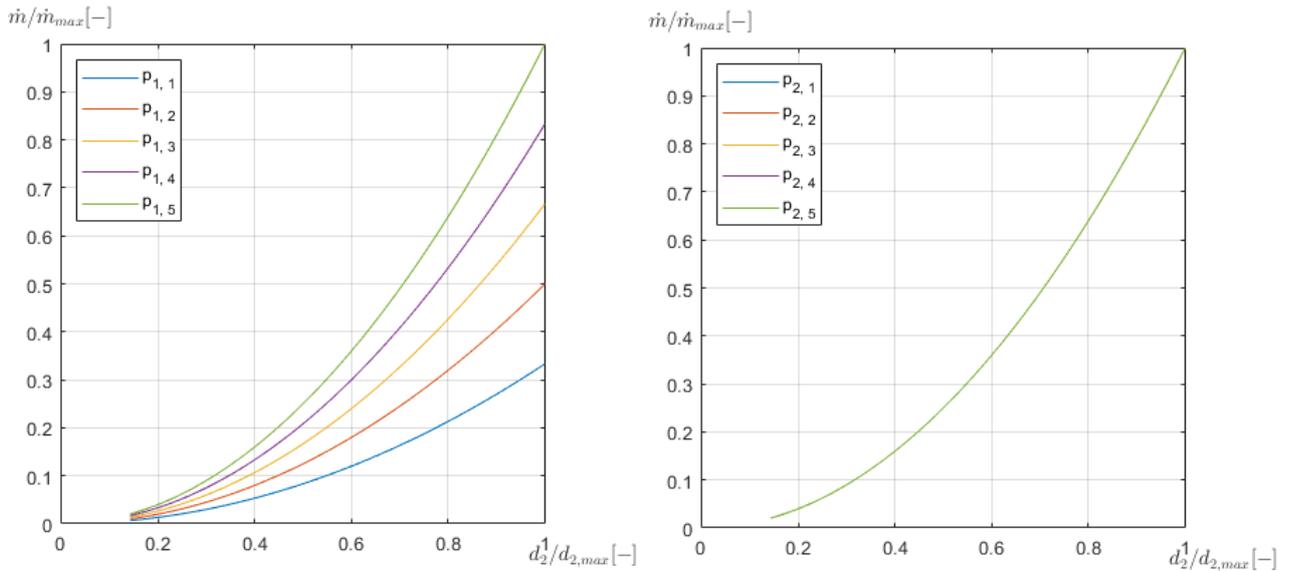


Figura 25: Risultati attesi per i casi C e D con parametri arbitrari scelti tra quelli presentati in 4.1.1

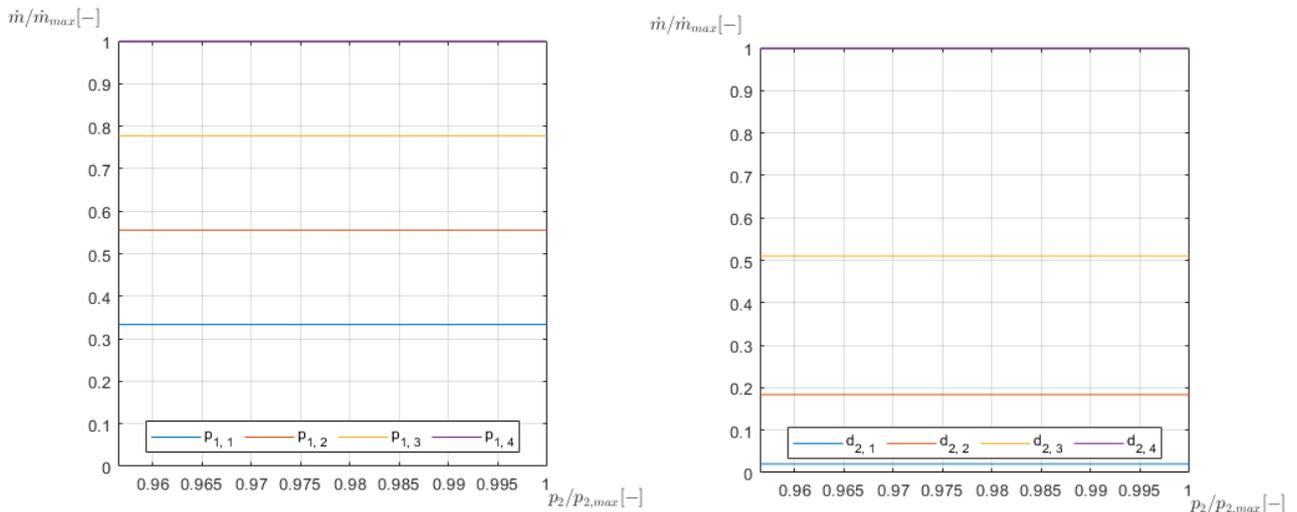


Figura 26: Risultati attesi per i casi E ed F con parametri arbitrari scelti tra quelli presentati in 4.1.1

Possiamo osservare che per i casi A e B, si ottengono delle rette inclinate, con un angolo funzione di diametro, per i casi C e D delle parabole con apertura in funzione della pressione ed infine delle rette orizzontali per i casi E ed F, la cui ordinata è funzione del parametro corrispondente (p_1 e d_2).

Grazie a questo modello è possibile poi confrontare i risultati ottenuti per ciascun gas, a pari condizioni al contorno, riassumendoli in singoli grafici rappresentando la portata in funzione di p_1 , d_2 e p_2 .

Si può inoltre esaminare quanto questi risultati si discostano dai valori riportati in letteratura e quelli commerciali confrontando i valori per le stesse condizioni al contorno.

La versatilità di questo modello sta nella possibilità di poter simulare numerosi casi assegnando le condizioni al contorno più varie, come sarà dimostrato in questa parte.

In particolare per ciascuna tipologia di iniezione presentate in 4.1.1, si è scelto di adoperare il modello di iniettore a singolo foro, secondo le combinazioni A e C, fissando la pressione p_2 come valore medio tra quelli presentati in 4.1.1, scegliendo i valori di pressione p_1 in modo tale da avere condizioni critiche ($r < r_c$), ed infine utilizzando come valori dei diametri quelli indicati in 4.1.1.

Si riporta la tabella riassuntiva con i valori scelti per ogni simulazione:

TI	p_2 [bar]	$p_{1,min}$ [bar]	$p_{1,max}$ [bar]	# Iter C	T_1 [K]	$d_{2,min}$ [mm]	$d_{2,max}$ [mm]	# Iter A
PFI LP	0.9	3	15	3	298	0.5	3.5	3
PFI HP	0.9	10	40	3	298	0.5	3.5	3
DI LP	5	10	40	3	353	0.5	3.5	3
DI MP	20	50	150	3	353	0.5	3.5	3
DI HP	60	150	300	3	353	0.5	3.5	3

Tabella 7: Dati per Applicazione

Per la scelta del numero di iterazioni su cui valutare i casi A e C, si è optato per una suddivisione tale da considerare 3 valori caratteristici dell'intervallo corrispondente, in particolare minimi e massimi (o valori vicini ad essi) e intermedi dell'intervallo.

4.1.3 Risultati dei casi PFI:

Si riportano quindi nei grafici di Figura 27 e Figura 28, i risultati dell'applicazione del modello ai casi PFI.

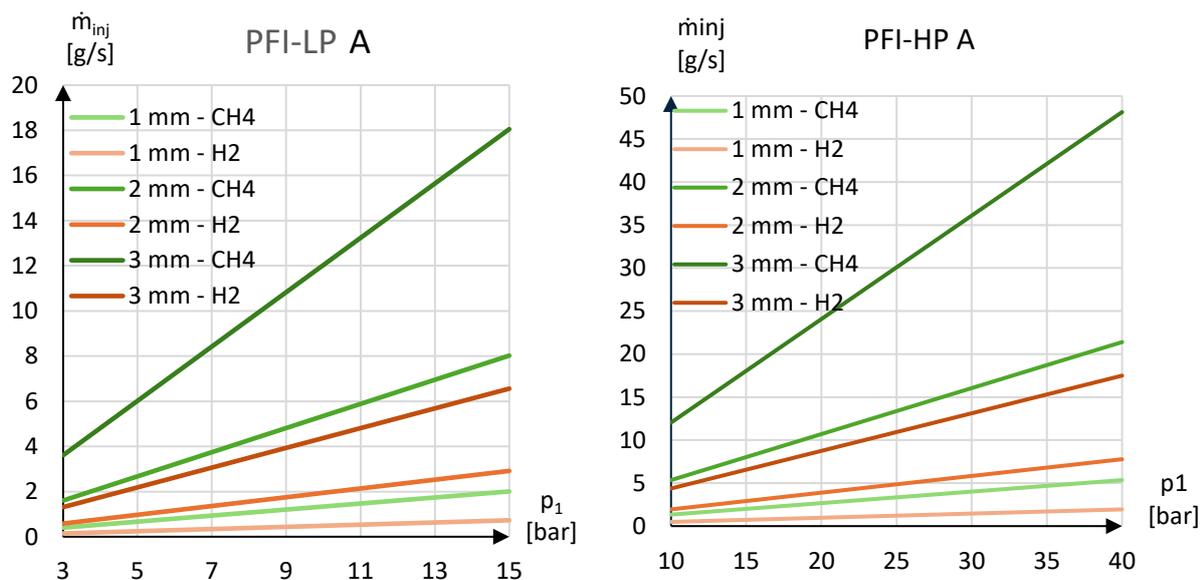


Figura 27: Risultati del modello secondo combinazione A per PFI LP e HP

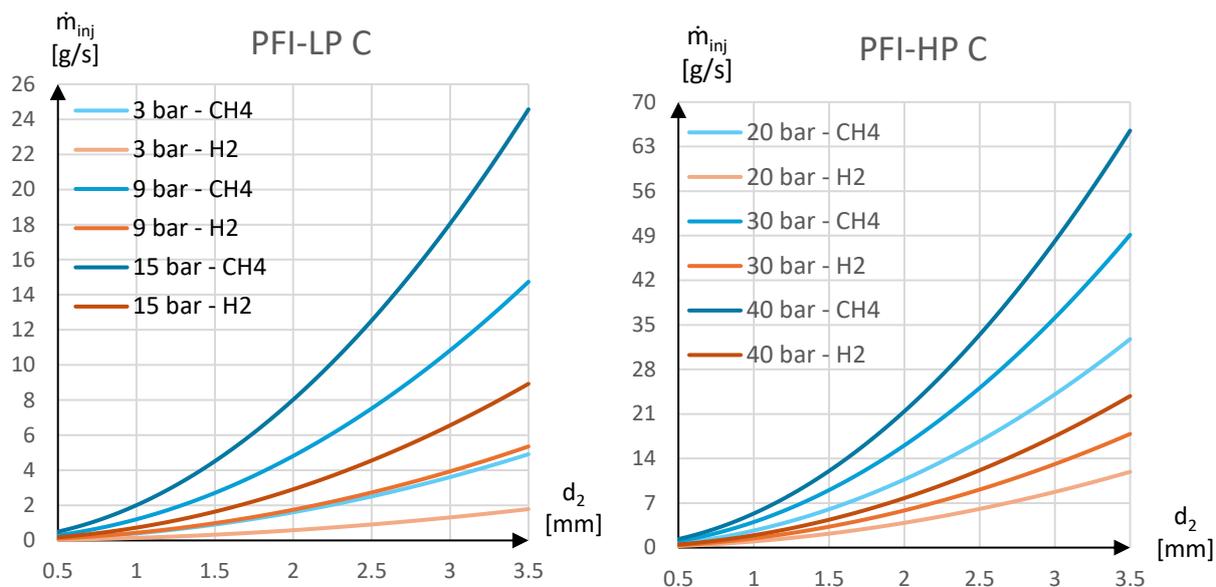


Figura 28: Risultati del modello secondo combinazione C per PFI LP e HP

In generale i valori di portata al variare di diametri e pressioni sono tali da avere $\dot{m}_{CH_4} > \dot{m}_{H_2}$ siccome all'aumentare di k ed R del gas, comporta una riduzione di portata; pertanto, in una applicazione reale per iniettare la stessa massa sarà necessario mantenere aperto più a lungo un iniettore a idrogeno rispetto ad uno a metano.

4.1.4 Risultati dei casi DI

Si riportano quindi nei grafici di Figura 29, Figura 30 e Figura 31, i risultati dell'applicazione del modello ai casi DI.

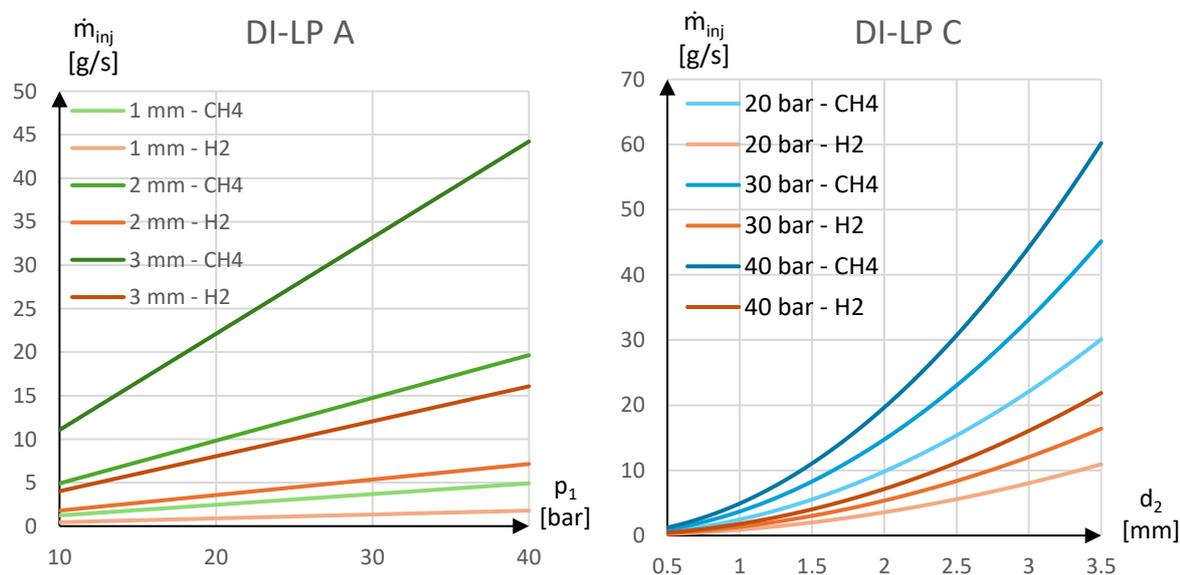


Figura 29: Risultati del modello secondo combinazioni A e C per DI-LP

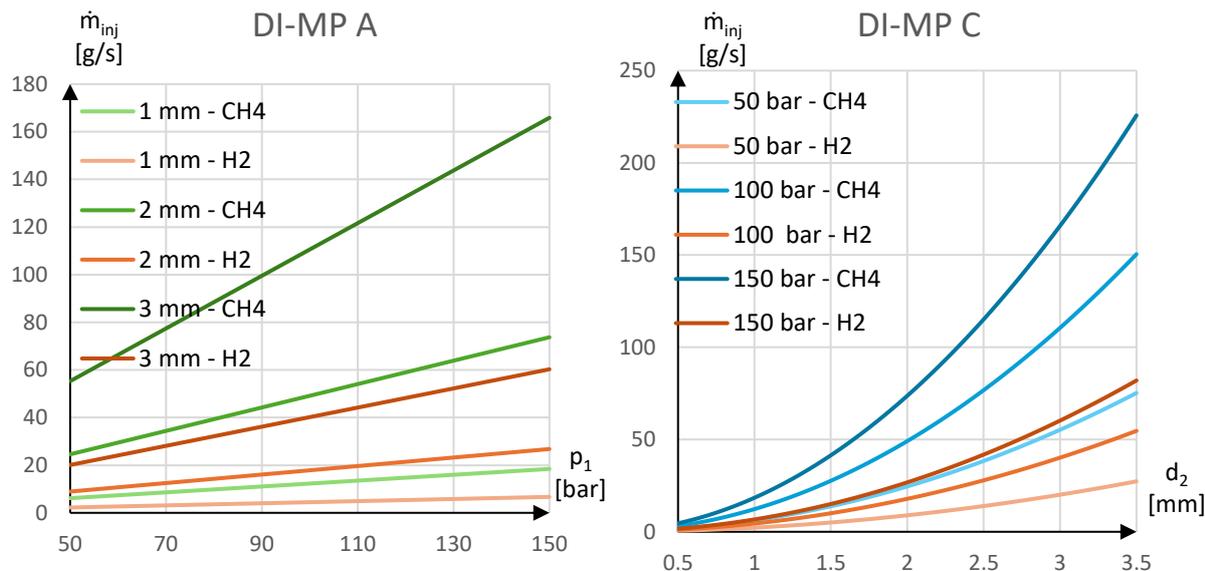


Figura 30: Risultati del modello secondo combinazioni A e C per DI-MP

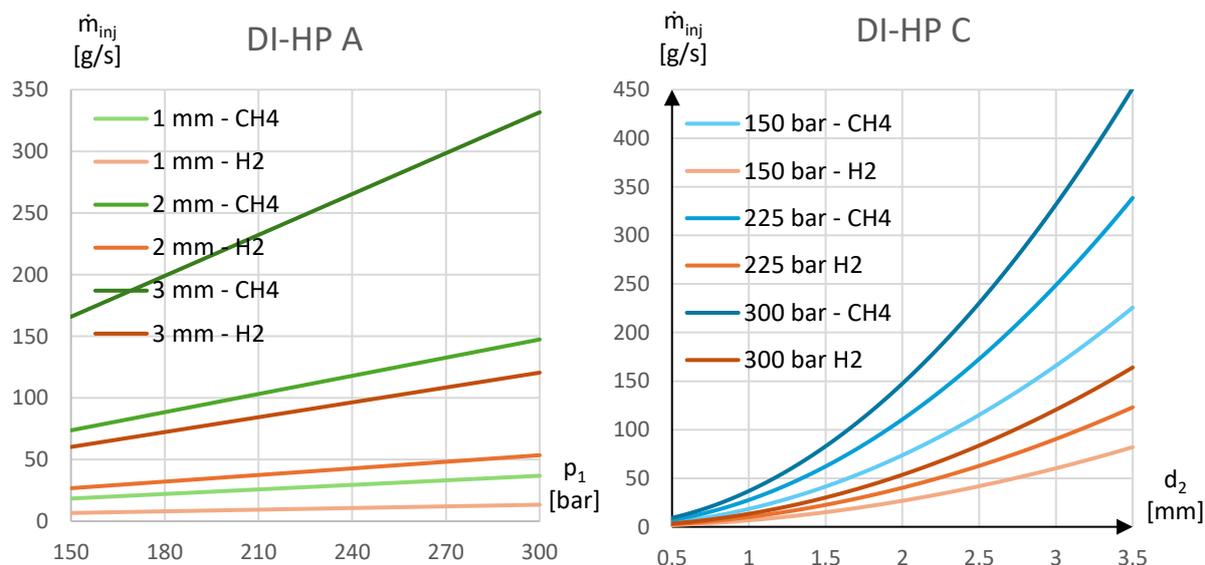


Figura 31: Risultati del modello secondo combinazioni A e C per DI-HP

Nel caso dell'applicazione DI, la differenza di portate aumenta, in particolare all'aumentare del diametro di iniezione, mentre la differenza di andamento all'aumentare delle pressioni si mantiene simile tra i vari casi.

4.2 Applicazione di confronto con iniettori commerciali

In questa applicazione, si userà il modello di 3.5 per calcolare, a partire dalle condizioni di funzionamento indicate per iniettori commerciali, riassunte in Tabella 8, dei valori di portata, in funzione del diametro d_2 , in modo da valutare per quali valori di diametro si abbia la portata indicata in Tabella 8, per un iniettore a metano ed uno a idrogeno.

Si riportano le condizioni al contorno per alcuni iniettori commerciali:

Iniettore Commerciale	Portata [g/s]	p_1 [bar]
Bosch DI – H ₂ [54]	17	40
PHINIA DI – H ₂ [55] (CHG15 e CHG10)	15	40
	10	40
Bosch PFI – H ₂ [37]	8	15
Bosch PFI – CH ₄ [59]	2.40	10
	2.14	5
PHINIA PFI – H ₂ [53]	1.58	10
BRC PFI – CH ₄ [60]	2.5	2

Tabella 8: Dati per confronto casi commerciali

Si ipotizza inoltre che, nel calcolo del modello, si utilizzerà: per il caso DI, i valori di p_2 pari a 5 bar e T_2 pari a 353 K e per il caso PFI, i valori di p_2 pari a 0.9 bar e di T_2 pari a 298 K.

Per gli altri valori valgono le ipotesi presentate in 4.1.1.

Si riportano in Figura 32, Figura 33 e Figura 34 i risultati dell'applicazione del modello.

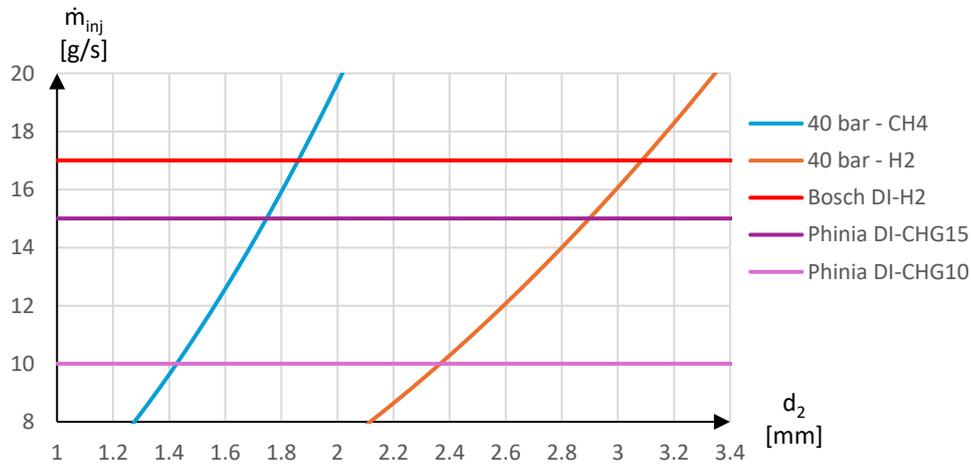


Figura 32: Risultati applicazione 4.2 DI

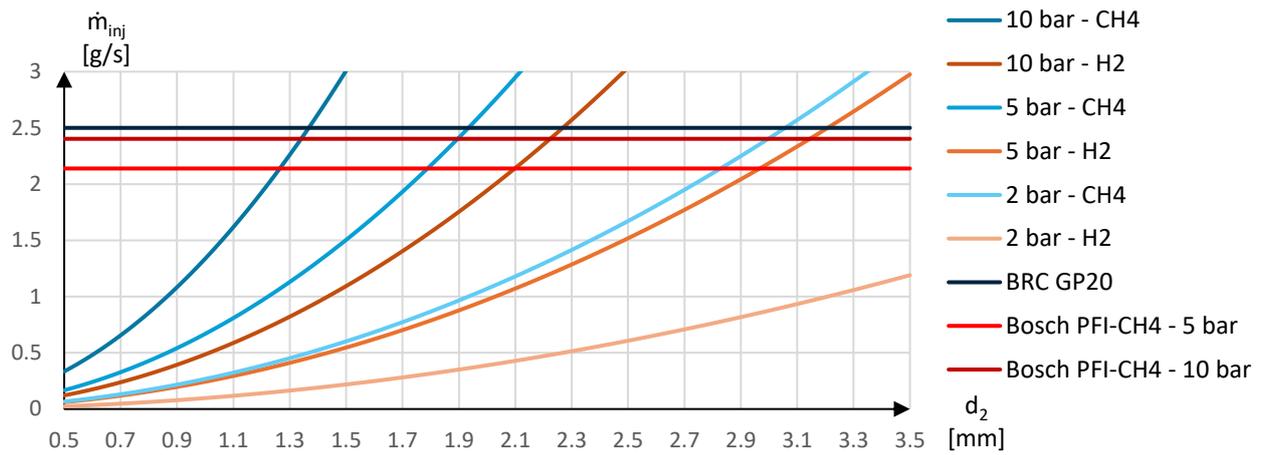


Figura 33: Risultati applicazione 4.2 PFI - CH₄

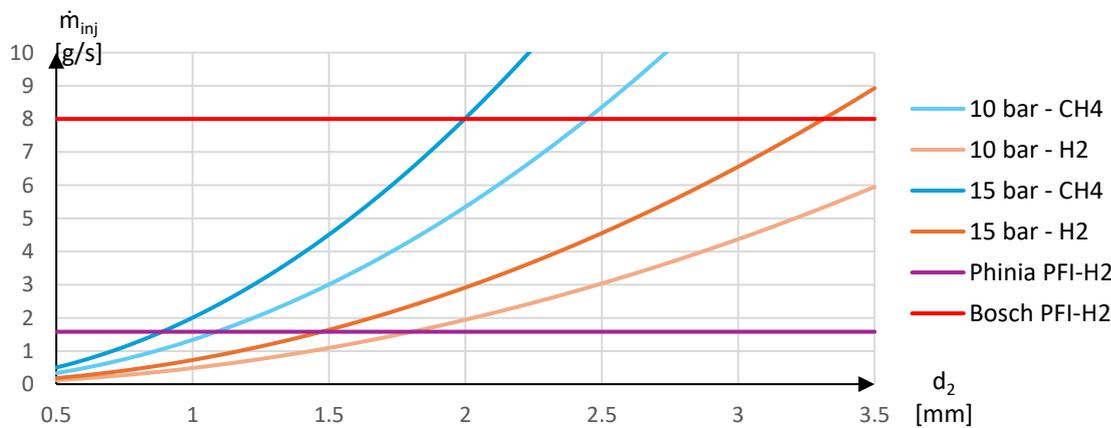


Figura 34: Risultati applicazione 4.2 PFI - H₂

Si valuta quindi che per l'applicazione 4.2, i valori di diametri necessari a raggiungere le portate sono, rilevati da Figura 32, Figura 33 e Figura 34, intersecando le curve del modello con le costanti dei dati:

Iniettore Commerciale	p_1 [bar]	$d_2 - \text{CH}_4$ (40 bar) [mm]	$d_2 - \text{H}_2$ (40 bar) [mm]
Bosch DI - H ₂	40	1.86	3.14
PHINIA DI-CHG15	40	1.74	2.90
PHINIA DI-CHG10	40	1.43	2.37

Tabella 9: Risultati applicazione 4.2 DI

Iniettore Commerciale	p_1 [bar]	$d_2 - \text{CH}_4$ [mm]	$d_2 - \text{H}_2$ [mm]
Bosch PFI - H ₂	15	2.00	3.32
PHINIA PFI - H ₂	10	0.91	1.82
Bosch PFI - CH ₄	10	1.34	2.27
	5	1.79	2.99
BRC PFI - CH ₄	2	3.04	> 3.5

Tabella 10: : Risultati applicazione 4.2 PFI

4.3 Applicazione di confronto con iniettori sperimentali

In questa applicazione, si userà il modello di 3.5 per calcolare, a partire dalle condizioni di funzionamento indicate per iniettori sperimentali [51], i valori di portata, in funzione del diametro d_2 , in modo da valutare per quali valori di diametro si abbia la portata indicata in [51], per un iniettore a metano ed uno a idrogeno.

I dati utilizzati per questa applicazione sono presentati in Tabella 11, e i risultati dell'applicazione del modello sono riportati nelle Figura 35 e Figura 36:

Caso	p_1 [bar]	p_2 [bar]	T_2 [K]	\dot{m}_{inj} [g/s] CH ₄	\dot{m}_{inj} [g/s] H ₂
PFI	3	0.9	298	1	0.3
DI	100	5	353	19.43	5.83

Tabella 11: Dati per confronto caso sperimentale [51]

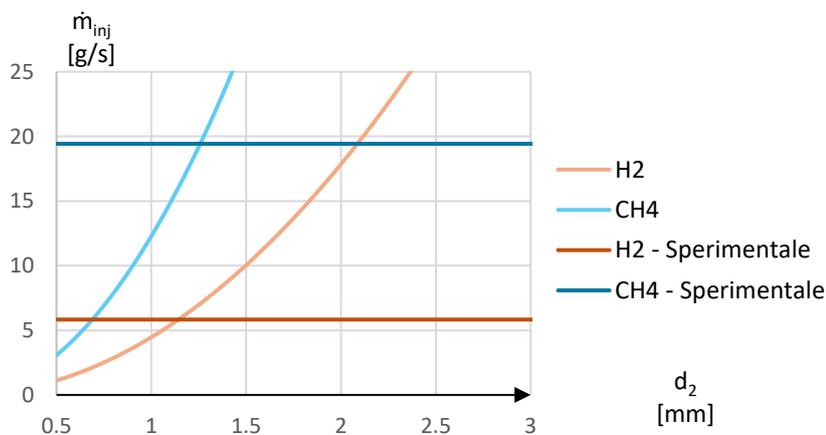


Figura 35: Risultati applicazione 4.3 DI

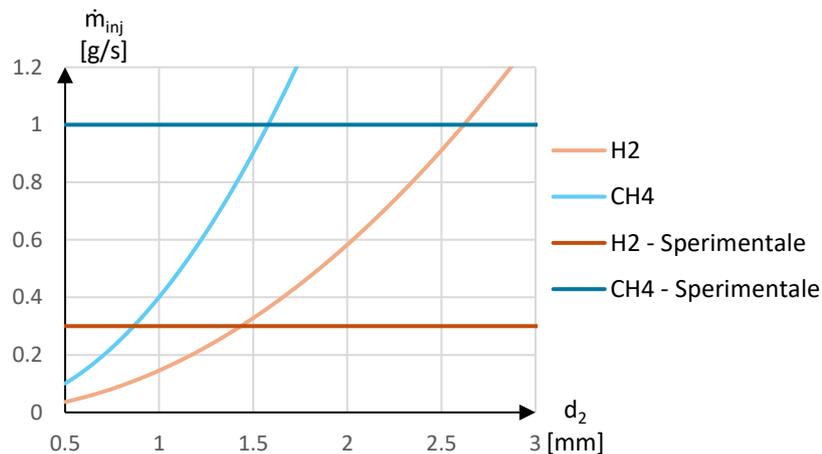


Figura 36: Risultati applicazione 4.3 PFI

Si valuta quindi che per l'applicazione 4.3, i valori di diametri necessari a raggiungere le portate sono, rilevati dalle Figura 35 e Figura 36, intersecando le curve del modello con le costanti dei dati:

Caso	d_2 [mm]
DI - H ₂	1.10
DI - CH ₄	1.23
PFI - H ₂	1.46
PFI - CH ₄	1.58

Tabella 12: Risultati applicazione 4.3

4.4 Applicazione del modello di getto assialsimmetrico

In questa applicazione si utilizzerà il modello presentato in 3.6, che permette il calcolo della penetrazione assiale di un getto di gas, andando a confrontarlo con alcuni risultati presenti in letteratura.

Per le simulazioni saranno utilizzati gli stessi dati presentati nel paragrafo 4.1.1, per quanto concerne i casi DI per la scelta dei valori di d_2 , k_1 , p_1 e p_2 .

Per poter effettuare il calcolo di Z_t è necessario conoscere il valore della temperatura T_2 dell'ambiente di iniezione.

In particolare nei casi di confronto con la letteratura è utilizzato sono utilizzati i valori di stato dei gas in 1 e 2, e del diametro d_2 (se noto).

Per effettuare le varie simulazioni, il modello è implementato tramite uno script di matlab, presentato in appendice B, nel quale è possibile far valutare l'equazione (89), inserendo i dati necessari, p_1 , T_1 , p_2 e d_2 , opportunamente.

Analogamente alle impostazioni di 4.1.2, si è strutturato il modello per elaborare due diverse combinazioni tra p_1 , p_2 e d_2 , andando a considerare quali variabili saranno considerate costanti e quali parametri.

In particolare si riporta in Tabella 13 le combinazioni possibili con questo modello:

Combinazioni	Variabile	Parametro	Costante 1	Costante 2
I	t	p_1	d_2	p_2
II	t	d_2	p_1	p_2

Tabella 13: Combinazioni di Calcolo

4.4.1 Confronto con analisi ottica di combustione di combustibili gassosi in MCI

Il primo confronto è quello realizzato, con i risultati sperimentali riportati da [61], rappresentati in Figura 37, dove il valore di penetrazione assiale Z_t è stato rilevato con misure ottiche:

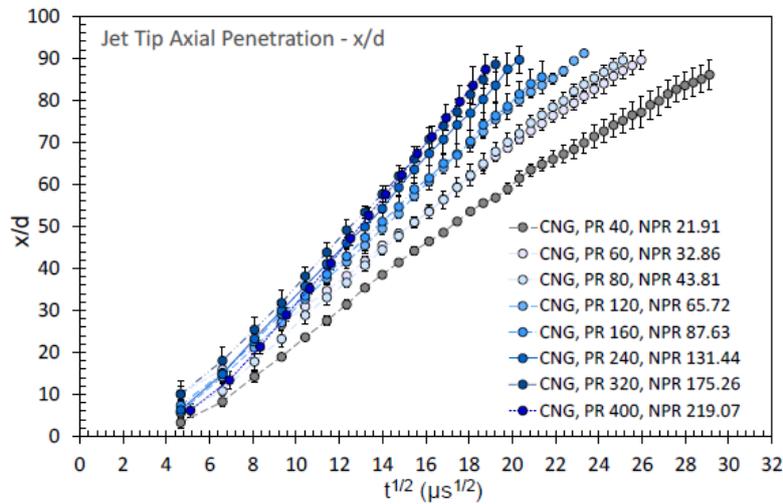


Figura 37: Risultati dell'analisi ottica su Z_t per iniezione di metano ad alta pressione

Per poter eseguire il confronto con questi risultati si è scelto di utilizzare i valori di pressioni e temperatura indicati in [61], in particolare, riferendosi agli stessi valori di rapporti di pressione p_1/p_2 :

p_1/p_2 [-]	p_1 [bar]	p_2 [bar]	T_2 [K]
40	40	1	302.98
60	60	1	302.98
80	40	0.5	300.37
120	60	0.5	300.37
160	40	0.25	300.37
240	60	0.25	300.37
320	80	0.25	300.37
400	100	0.25	300.37

Tabella 14: Dati per confronto con [61]

Come fluido di lavoro per il modello è stato utilizzato dapprima il metano, iniettato in aria, in accordo con quanto realizzato in [61] per verificare il modello e successivamente H_2 , per poter confrontare i risultati in termini di gas utilizzato a pari condizioni di iniezione.

Inoltre è noto il valore di d_2 pari a 1 mm, e per la durata dell'iniezione, si è scelto un tempo pari a 1000 μs per poter avere un intervallo simile.

Il risultato dell'applicazione del modello è quanto riportato in Figura 38:

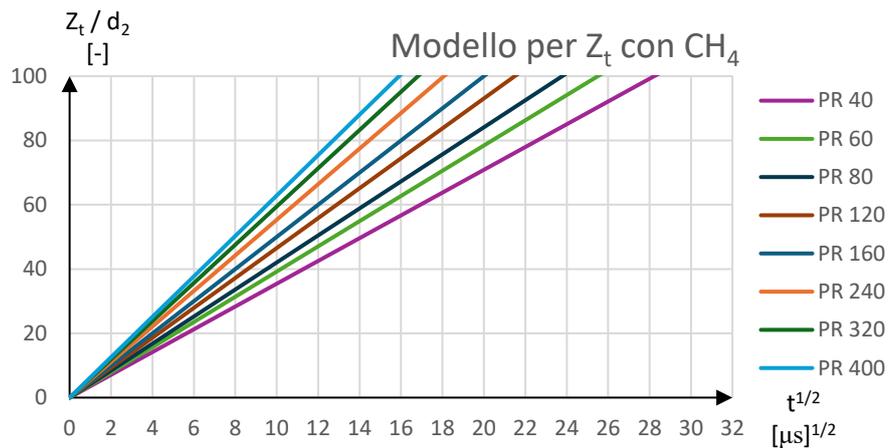


Figura 38: Applicazione del 3.6 su dati [61] (CH_4)

A meno della differenza di ascissa, data da un diverso istante di inizio dell'iniezione, si può notare quanto i valori relativi a ciascun rapporto di pressione siano vicini a quelli rilevati in [61], sia in termini di inclinazione delle rette, che in termini di valore dell'ordinata, in particolare per i casi con rapporto di pressione maggiori.

Si riporta in Figura 39, i risultati per lo stesso modello utilizzando l'idrogeno.

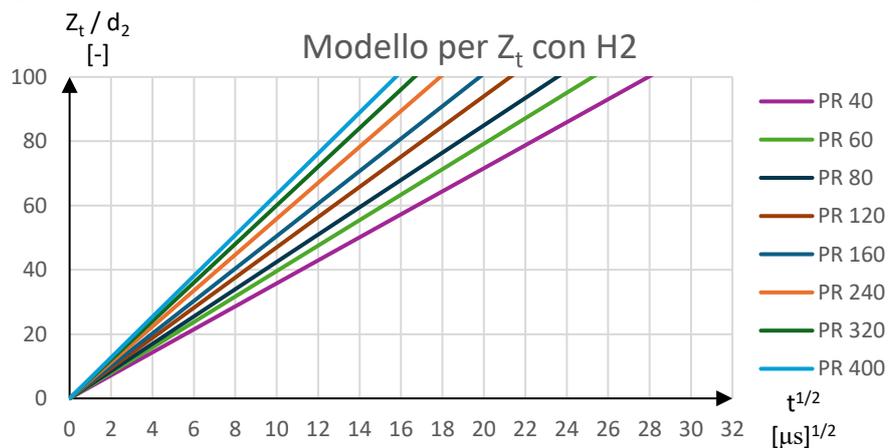


Figura 39: Applicazione del 3.6 su dati [61] (H_2)

Si può notare che le due applicazioni sono quasi equivalenti, in particolare differiscono di un 1% dato dalla differenza tra k ed R di ciascun gas.

4.4.2 Confronto con modello 1D di iniettore conico

In questo caso il riferimento è quanto valutato, secondo il modello 1D spiegato nel paragrafo 3.2 e riportato in Figura 40:

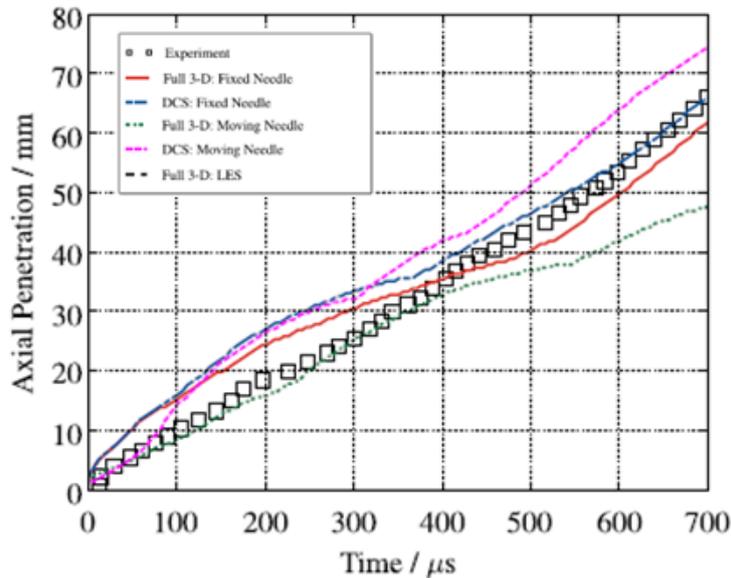


Figura 40: Risultati di modello 1D per iniettore conico [44]

Per i valori di pressione e temperatura, si sono utilizzati quelli menzionati in [44], cioè:

p_1 [bar]	p_2 [bar]	T_2 [bar]
16	1.01325	298

Tabella 15: Dati per confronto con [44]

Il fluido di lavoro è idrogeno, iniettato in aria, per una durata di iniezione pari a 700 μs.

Data la diversità dell'iniettore in [44], rispetto a quello del modello in 3.6 si è optato di valutare il valore di Z_t per due valori di d_2 tali da avvicinarsi al risultato di Figura 40.

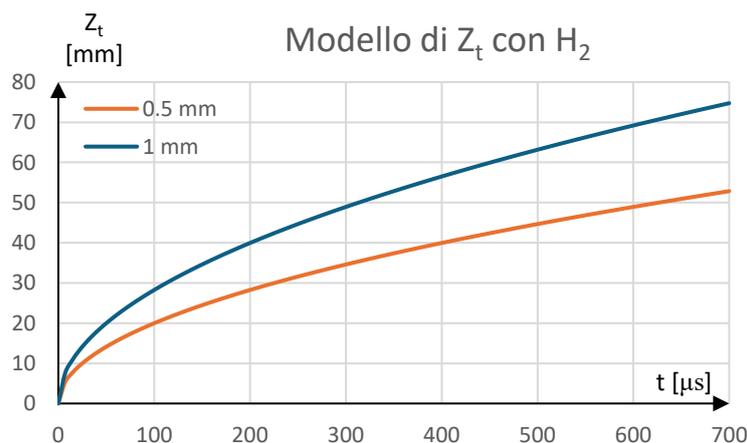


Figura 41: Applicazione del 3.6 su dati [44] (H_2)

Come si può vedere da Figura 41 il valore di Z_t calcolato comprende quello risultante in Figura 40, e si può ipotizzare che esista un valore di d_2 da avere un risultato equivalente per Z_t compreso tra 0.5 e 1 mm.

Conclusione

La necessità dell'utilizzo di idrogeno come combustibile alternativo per motori a combustione interna, per il rispetto dei vincoli normativi presentati nella prima parte di questa tesi, ha richiesto un approfondimento nello studio di questa applicazione.

Per tale motivo si è richiamato, nella seconda parte di questa tesi, come questa applicazione può essere realizzata e qual è lo stato dell'arte nella ricerca, sviluppo e commercializzazione di questa soluzione.

È emersa, quindi, la necessità di studiare questa applicazione attraverso la simulazione dei fenomeni fisici e chimici che avvengono. Nella terza parte si sono raccolti e spiegati alcuni dei più interessanti modelli di calcolo che possono fornire dei risultati, in particolar modo, per quanto concerne il comportamento dell'idrogeno quando è iniettato in un motore.

La presentazione dei modelli comprende quelli che richiedono un limitato utilizzo di software di modellazione specifici, ma che al contempo offrono buoni risultati, rispetto a modelli più complessi e ai risultati sperimentali, come osservato nella quarta parte.

Questi modelli semplificati possono essere poi validati e migliorati attraverso future ricerche e sperimentazioni, per poter fornire uno strumento di calcolo di uso immediato.

Nell'ambito dei modelli proposti, nel caso dei modelli semplificati e 1D, vi è possibilità di utilizzarli nella progettazione e testing degli iniettori che utilizzano esclusivamente un gas, H_2 o CH_4 come mostrato nell'applicazione pratica di questi modelli, mentre quelli più complessi, per via dei loro alti costi di implementazione e calcolo, sono più indirizzati ad applicazioni di ricerca da parte di istituti in collaborazione con i produttori di componenti e di motori, per lo studio degli effetti sulle prestazioni di questi ultimi nell'utilizzo di vari combustibili rispetto a quelli tradizionali.

In generale, poi, lo studio di questa applicazione necessita di ulteriori approfondimenti e ricerche, che ad oggi sono limitate in numero e scopo, al contrario di simili ricerche nell'ambito dell'utilizzo di altri combustibili gassosi che sono stati studiati da più tempo.

Per poter raggiungere gli obiettivi normativi e climatici che sono stati posti, è necessario quindi aumentare queste ricerche per poter incentivare l'utilizzo dell'idrogeno in questo ambito, e lo studio di questo materiale per anche altre applicazioni, come menzionato nella seconda parte in merito allo stoccaggio.

Appendici

A: Codice modello iniettore a singolo foro semplificato

Si riporta lo script di matlab utilizzato per la modellazione della parte 3.5, commentato del suo funzionamento.

```
clc
clear
close all
```

Linee di codice per ripulire e resettare il workplace prima di una nuova simulazione

```
% Dati Gas (cp, cv @298K, p = 1atm)
RH2 = 4125.5; %[J/(kgK)]
kH2 = 1.407;

RCH4 = 518.3; %[J/(kgK)]
kCH4 = 1.31;
```

Inserimento manuali dei gas scelti, in particolare della loro costante specifica dei gas, e costante adiabatica, a 298K e 1atm.

```
% Inserimento Dati di Input
% Selezione gas in esame
gas = input('Selezione gas analizzato: ', "s");
switch gas
    case 'H2'
        R = RH2;
        k = kH2;
    case 'CH4'
        R = RCH4;
        k = kCH4;
end
```

Tramite input attraverso la tastiera si indica al programma quale dei gas è quello in esame durante la simulazione. A seconda dell'input il programma definisce i valori di R e k.

```
% Scelta delle combinazioni di calcolo
comb = input('Scelta parametri modello: ', "s");
% A -> var p1, par d2, cost p2
% B -> var p1, par p2, cost d2
% C -> var d2, par p1, cost p2
% D -> var d2, par p2, cost p1
% E -> var p2, par p1, cost d2
% F -> var p2, par d2, cost p1
```

Tramite input attraverso tastiera si comunica al programma quale tipologia di simulazione svolgere, a seconda di quali valori saranno considerati variabili, parametri e costanti. Sono indicati nei commenti le combinazioni presentate al capitolo 4.

```
% Scelta del caso in esame (per il salvataggio dei risultati)
caso = input('Indicazione caso: ', "s");
% Dati di riferimento
%TI      p2 [bar]    PI  p1 [bar]    T1 [K]
%PFI     0.88 ÷ 0.92 BP    1 ÷ 15    298
%PFI     0.88 ÷ 0.92 HP    10 ÷ 40    298
```

```

%DI      0.92 ÷ 10   BP   10 ÷ 40   353
%DI      10 ÷ 40    MP   40 ÷ 150  353
%DI      40 ÷ 80    HP   150 ÷ 300  353
%        d2 [mm]          0.5 ÷ 3.5

```

Tramite input attraverso tastiera si definisce il nome della simulazione, per riferimento nei commenti sono inseriti i valori presentati al capitolo 4 e che sono stati utilizzati nelle simulazioni.

```

% Inizializzazione costanti:
indvar = 100;
% # di valori per variabile indipendente (fisso)
parvar = input ('Numero di valori per parametro: ');
% # di valori per parametro variabile
T1 = input ('Temperatura di iniezione [K]: ');
% [K] temperatura di iniezione

```

Il programma richiede tramite input di tastiera di indicare il numero intero di parametri da utilizzare e la temperatura di iniezione (anche il valore di questa è presentato al capitolo 4).

```

% Inizializzazione variabili:
switch comb
case 'A' % var p1, par d2, cost p2
    p1 = linspace(input('p1 [Pa], min = '), ...
        input('p1 [Pa], max = '),indvar); % var
    if parvar > 1
        d2 = linspace(input('d2 [m], min = '), ...
            input('d2 [m], max = '),parvar); % par
    else
        d2 = input('d2 [m] = ');
    end
    p2 = input('p2 [Pa] = '); % cost
case 'B' % var p1, par p2, cost d2
    p1 = linspace(input('p1 [Pa], min = '), ...
        input('p1 [Pa], max = '),indvar); % var
    d2 = input('d2 [m] = '); % cost
    if parvar > 1
        p2 = linspace(input('p2 [Pa], min = '), ...
            input('p2 [Pa], max = '),parvar); % par
    else
        p2 = input('p2 [Pa] = '); % cost
    end
case 'C' % var d2, par p1, cost p2
    if parvar > 1
        p1 = linspace(input('p1 [Pa], min = '), ...
            input('p1 [Pa], max = '),parvar); % par
    else
        p1 = input('p1 [Pa] = ');
    end
    d2 = linspace(input('d2 [m], min = '), ...
        input('d2 [m], max = '),indvar); % var
    p2 = input('p2 [Pa] = '); % cost
case 'D' % var d2, par p2, cost p1
    p1 = input('p1 [Pa] = '); % cost
    d2 = linspace(input('d2 [m], min = '), ...
        input('d2 [m], max = '),indvar); % var
    if parvar > 1
        p2 = linspace(input('p2 [Pa], min = '), ...
            input('p2 [Pa], max = '),parvar); % par
    else

```

```

    p2 = input('p2 [Pa] = ');
    end
case 'E' % var p2, par p1, cost d2
    if parvar > 1
        p1 = linspace(input('p1 [Pa], min = '), ...
            input('p1 [Pa], max = '),parvar); % par
    else
        p1 = input('p1 [Pa] = ');
    end
    d2 = input('d2 [m] = '); % cost
    p2 = linspace(input('p2 [Pa], min = '), ...
        input('p2 [Pa], max = '),indvar); % var
case 'F' % var p2, par d2, cost p1
    p1 = input('p1 [Pa] = '); % cost
    if parvar > 1
        d2 = linspace(input('d2 [m], min = '), ...
            input('d2 [m], max = '),parvar); % par
    else
        d2 = input('d2 [m] = ');
    end
    p2 = linspace(input('p2 [Pa], min = '), ...
        input('p2 [Pa], max = '),indvar); % var
end
end

```

A seconda del caso A,B, ..., F scelto, il programma inizializza i valori a variabili, parametri e costanti (tramite le funzioni linspace ed input) richiedendo i valori degli estremi dell'intervallo, o il singolo valore.

```

% Calcoli preliminari
A2 = pi/4 .* d2.^2; % [m^2] area iniettore
rc = (2/(k+1))^(k/(k-1)); % rapporto critico per gas
K1 = sqrt((2*k)/((k-1)*R*T1));
K2 = sqrt((k/(R*T1))*(2/(k+1))^((k+1)/(k-1)));

```

Il programma calcola determinate costanti che sono utilizzate nei calcoli seguenti.

```

% Calcoli principali per portata a seconda di combinazione e caso
switch comb
case 'A' % var p1, par d2, cost p2
    % Preallocazione di mdot
    mdot = zeros(parvar,indvar);
    % Calcolo di r con verifica p2 <= p1
    r = zeros(1,indvar);
    for i = 1:indvar
        if (p2 <= p1(i))
            r(i) = p2/p1(i);
        else
            disp('Errore p2 > p1')
            return
        end
    end
    % Calcolo della portata
    i = 1;
    j = 1;
    while (j<=parvar)
        while (i<=indvar)
            if (r(i)<=rc)
                mdot(j,i) = A2(j)*p1(i)*K2;
            else

```

```

        mdot(j,i) = A2(j)*p1(i)^(1/2)*...
                sqrt(r(i)^(2/k)-r(i)^((k+1)/k))*K1;
    end
    i = i + 1;
end
i = 1;
j = j + 1;
end
case 'B' % var p1, par p2, cost d2
% Preallocazione di mdot
mdot = zeros(parvar,indvar);
% Calcolo di r con verifica p2 <= p1
r = zeros(parvar,indvar);
i = 1;
j = 1;
while (j<=parvar)
    while (i<=indvar)
        if (p2(j) <= p1(i))
            r(j,i) = p2(j)/p1(i);
        else
            disp('Errore p2 > p1')
            return
        end
        i = i + 1;
    end
    i = 1;
    j = j + 1;
end
% Calcolo della portata
i = 1;
j = 1;
while (j<=parvar)
    while (i<=indvar)
        if (r(j,i)<=rc)
            mdot(j,i) = A2*p1(i)*K2;
        else
            mdot(j,i) = A2*p1(i)^(1/2)*...
                sqrt(r(j,i)^(2/k)-r(j,i)^((k+1)/k))*K1;
        end
        i = i + 1;
    end
    i = 1;
    j = j + 1;
end
case 'C' % var d2, par p1, cost p2
% Preallocazione di mdot
mdot = zeros(parvar,indvar);
% Calcolo di r con verifica p2 <= p1
r = zeros(1,parvar);
for i = 1:parvar
    if (p2 <= p1(i))
        r(i) = p2/p1(i);
    else
        disp('Errore p2 > p1')
        return
    end
end
% Calcolo della portata
i = 1;
j = 1;
while (j<=parvar)

```

```

        while (i<=indvar)
            if (r(j)<=rc)
                mdot(j,i) = A2(i)*p1(j)*K2;
            else
                mdot(j,i) = A2(i)*p1(j)^(1/2)*...
                    sqrt(r(j)^(2/k)-r(j)^((k+1)/k))*K1;
            end
            i = i + 1;
        end
        i = 1;
        j = j + 1;
    end
case 'D' % var d2, par p2, cost p1
    % Preallocazione di mdot
    mdot = zeros(parvar,indvar);
    % Calcolo di r con verifica p2 <= p1
    r = zeros(1,parvar);
    for i = 1:parvar
        if (p2(i) <= p1)
            r(i) = p2(i)/p1;
        else
            disp('Errore p2 > p1')
            return
        end
    end
    % Calcolo della portata
    i = 1;
    j = 1;
    while (j<=parvar)
        while (i<=indvar)
            if (r(j)<=rc)
                mdot(j,i) = A2(i)*p1*K2;
            else
                mdot(j,i) = A2(i)*p1^(1/2)*...
                    sqrt(r(j)^(2/k)-r(j)^((k+1)/k))*K1;
            end
            i = i + 1;
        end
        i = 1;
        j = j + 1;
    end
case 'E' % var p2, par p1, cost d2
    % Preallocazione di mdot
    mdot = zeros(parvar,indvar);
    % Calcolo di r con verifica p2 <= p1
    r = zeros(parvar,indvar);
    i = 1;
    j = 1;
    while (j<=parvar)
        while (i<=indvar)
            if (p2(i) <= p1(j))
                r(j,i) = p2(i)/p1(j);
            else
                disp('Errone p2 > p1')
                return
            end
            i = i + 1;
        end
        i = 1;
        j = j + 1;
    end
end

```

```

% Calcolo della portata
i = 1;
j = 1;
while (j<=parvar)
    while (i<=indvar)
        if (r(j,i)<=rc)
            mdot(j,i) = A2*p1(j)*K2;
        else
            mdot(j,i) = A2*p1(j)^(1/2)*...
                sqrt(r(j,i)^(2/k)-r(j,i)^((k+1)/k))*K1;
        end
        i = i + 1;
    end
    i = 1;
    j = j + 1;
end
case 'F' % var p2, par d2, cost p1
% Preallocazione di mdot
mdot = zeros(parvar,indvar);
% Calcolo di r con verifica p2 <= p1
r = zeros(1,indvar);
for i = 1:indvar
    if (p2(i) <= p1)
        r(i) = p2(i)/p1;
    else
        disp('Errore p2 > p1')
        return
    end
end
% Calcolo della portata
i = 1;
j = 1;
while (j<=parvar)
    while (i<=indvar)
        if (r(i)<=rc)
            mdot(j,i) = A2(j)*p1*K2;
        else
            mdot(j,i) = A2(j)*p1^(1/2)*...
                sqrt(r(i)^(2/k)-r(i)^((k+1)/k))*K1;
        end
        i = i + 1;
    end
    i = 1;
    j = j + 1;
end
end
end

```

A seconda di A, B, ..., F, il programma esegue il calcolo della portata, verificando che i parametri inseriti siano corretti ($p_{uscita} < p_{ingresso}$) e preallocando le matrici dei risultati a seconda del numero di variabili e parametri.

```

%% Salvataggio dei risultati
switch comb
case 'A' % var p1, par d2, cost p2
M = zeros(parvar+1,indvar+1); % inizializzazione matrice da esportare
M(1,2:end) = p1/10^5; % I riga: 0, variabile -> p1 [bar]
M(2:end,1) = d2*10^3; % I colonna: 0, parametro -> d2 [mm]
M(2:end,2:end) = mdot*10^3; % resto della matrice -> portata [g/s]
writematrix(M, strcat('Res_',gas,'_',comb,'_',caso,'_p2=_', ...
    num2str(p2/10^5), '_bar_', 'T1=_', num2str(T1), '_K_', ...
    num2str(parvar), 'N.xlsx'), 'Sheet', ...
    strcat('p2 =',32,num2str(p2/10^5), ' bar'));
case 'B' % var p1, par p2 , cost d2
M = zeros(parvar+1,indvar+1); % inizializzazione matrice da esportare
M(1,2:end) = p1/10^5; % I riga: 0, variabile -> p1 [bar]
M(2:end,1) = p2/10^5; % I colonna: 0, parametro -> p2 [bar]
M(2:end,2:end) = mdot*10^3; % resto della matrice -> portata [g/s]
writematrix(M, strcat('Res_',gas,'_',comb,'_',caso,'_d2=_', ...
    num2str(d2*10^3), '_mm_', 'T1=_', num2str(T1), '_K_', ...
    num2str(parvar), 'N.xlsx'), 'Sheet', ...
    strcat('d2 =',32,num2str(d2*10^3), ' mm'));
case 'C' % var d2, par p1, cost p2
M = zeros(parvar+1,indvar+1); % inizializzazione matrice da esportare
M(1,2:end) = d2*10^3; % I riga: 0, variabile -> d2 [mm]
M(2:end,1) = p1/10^5; % I colonna: 0, parametro -> p1 [bar]
M(2:end,2:end) = mdot*10^3; % resto della matrice -> portata [g/s]
writematrix(M, strcat('Res_',gas,'_',comb,'_',caso,'_p2=_', ...
    num2str(p2/10^5), '_bar_', 'T1=_', num2str(T1), '_K_', ...
    num2str(parvar), 'N.xlsx'), 'Sheet', ...
    strcat('p2 =',32,num2str(p2/10^5), ' bar'));
case 'D' % var d2, par p2, cost p1
M = zeros(parvar+1,indvar+1); % inizializzazione matrice da esportare
M(1,2:end) = d2*10^3; % I riga: 0, variabile -> d2 [mm]
M(2:end,1) = p2/10^5; % I colonna: 0, parametro -> p2 [bar]
M(2:end,2:end) = mdot*10^3; % resto della matrice -> portata [g/s]
writematrix(M, strcat('Res_',gas,'_',comb,'_',caso,'_p1=_', ...
    num2str(p1/10^5), '_bar_', 'T1=_', num2str(T1), '_K_', ...
    num2str(parvar), 'N.xlsx'), 'Sheet', strcat('p1 =',32,num2str(p1/10^5), ' bar'));
case 'E' % var p2 , par p1, cost d2
M = zeros(parvar+1,indvar+1); % inizializzazione matrice da esportare
M(1,2:end) = p2/10^5; % I riga: 0, variabile -> p2 [bar]
M(2:end,1) = p1/10^5; % I colonna: 0, parametro -> p1 [bar]
M(2:end,2:end) = mdot*10^3; % resto della matrice -> portata [g/s]
writematrix(M, strcat('Res_',gas,'_',comb,'_',caso,'_d2=_', ...
    num2str(d2*10^3), '_mm_', 'T1=_', num2str(T1), '_K_', ...
    num2str(parvar), 'N.xlsx'), 'Sheet', ...
    strcat('d2 =',num2str(d2*10^3), ' mm'));
case 'F' % var p2 , par d2, cost p1
M = zeros(parvar+1,indvar+1); % inizializzazione matrice da esportare
M(1,2:end) = p2/10^5; % I riga: 0, variabile -> p2 [bar]
M(2:end,1) = d2*10^3; % I colonna: 0, parametro -> d2 [mm]
M(2:end,2:end) = mdot*10^3; % resto della matrice -> portata [g/s]
writematrix(M, strcat('Res_',gas,'_',comb,'_',caso,'_p1=_', ...
    num2str(p1/10^5), '_bar_', 'T1=_', num2str(T1), '_K_', ...
    num2str(parvar), 'N.xlsx'), 'Sheet', ...
    strcat('p1 =',32,num2str(p1/10^5), ' bar'));
end

```

Infine a seconda di A, B, ..., F, il programma salva come file Excel, il cui nome è il risultato degli input nelle parti precedenti, i risultati ottenuti sottoforma di una tabella.

B: Codice modello di getto assialsimmetrico

Si riporta lo script di matlab utilizzato per la modellazione della parte 3.6, per semplicità espositiva si citano solo le differenze tra questo programma e quello realizzato per il modello 1D semplificato.

```
clc
clear
close all
%% Dati Gas (cp, cv @298K, p = 1atm)
RH2 = 4125.5; %[J/(kgK)]
kH2 = 1.407;
RCH4 = 518.3; %[J/(kgK)]
kCH4 = 1.31;
RA = 287; %[J/(kgK)]
kA = 1.4; %
%% Inserimento Dati di Input
```

In questo caso è inserito anche il valore di costanti del gas e adiabatiche per l'aria ambiente.

```
% Selezione gas in esame
gas = input('Selezione gas analizzato: ', "s");
switch gas
    case 'H2'
        R1 = RH2;
        k1 = kH2;
    case 'CH4'
        R1 = RCH4;
        k1 = kCH4;
end

% Scelta delle combinazioni di calcolo
comb = input('Scelta parametri modello: ', "s");
% I -> var t, par p1, cost d2, p2
% II -> var t, par d2, cost p1, p2
```

In questo caso si hanno solo le configurazioni I e II, dove si scambiano le posizioni di parametri e costanti p_1 e d_2 .

```
% Scelta del caso in esame (per il salvataggio dei risultati)
caso = input('Indicazione caso: ', "s");
% Dati di riferimento
%TI    p2 [bar]    PI    p1 [bar]
%DI    0.92 ÷ 10    BP    10 ÷ 40
%DI    10 ÷ 40     MP    40 ÷ 150
%DI    40 ÷ 80     HP    150 ÷ 300
%      d2 [mm]          0.5 ÷ 3.5
```

Come per lo script precedente sono indicati i valori suggeriti e presentati al capitolo 4.

```
% Inizializzazione costanti:
indvar = 100;
% # di valori per variabile indipendente (fisso)
parvar = input('Numero di valori per parametro: ');
% # di valori per parametro variabile
tMax = input('Durata iniezione [s]: ');
% [s] durata iniezione
R2 = RA;
k2 = kA;
```

```

p2amb = input('Pressione Ambiente [Pa]: '); %[Pa] pressione ambiente di partenza per
adiabatica
T2amb = input('Temperatura Ambiente [K]: '); %[K] temperatura ambiente
% p2amb = p2 -> T2 = T2amb per calcoli
costadi = T2amb*p2amb^((1-k2)/k2); %[K Pa^((1-k)/k)] costante per adiabatica
Gamma = 3;

```

Nel caso di questo script è necessario fornire una durata massima del fenomeno, e i valori dell'ambiente di iniezione.

```

% Inizializzazione variabili:
t = linspace(0,tMax,indvar);
switch comb
    case 'I' % var t, par p1, cost d2, p2
        if parvar > 1
            p1 = linspace(input('p1 [Pa], min = '), ...
                input('p1 [Pa], max = '),parvar); % par
        else
            p1 = input('p1 [Pa] = ');
        end
        d2 = input('d2 [m] = '); % cost 1
        p2 = input('p2 [Pa] = '); % cost 2
    case 'II' % var t, par d2, cost p1, p2
        p1 = input('p1 [Pa] = '); % cost 1
        if parvar > 1
            d2 = linspace(input('d2 [m], min = '), ...
                input('d2 [m], max = '),parvar); % par
        else
            d2 = input('d2 [m] = ');
        end
        p2 = input('p2 [Pa] = '); % cost 2
end

```

Come nello script precedente sono richieste in input gli estremi degli intervalli delle variabili e dei parametri.

```

% Calcoli preliminari
T2 = costadi./p2^((1-k2)/k2); % calcolo di T2
rho2 = p2./(R2.*T2); % calcolo di rho2
A = (k1*pi)/4;
B = 2/(k1+1);
C = k1/(k1-1);
K = (A*(B^C))^(1/4); % costanti di calcolo

```

Vengono nuovamente calcolate le costanti di calcolo del modello.

```

% Calcoli principali per portata a seconda di combinazione e caso
switch comb
    case 'I' % var t, par p1, cost d2, p2
        % Preallocazione di Zt
        Zt = zeros(parvar,indvar);
        % Calcolo di r con verifica p2 <= p1
        r = zeros(1,parvar);
        for i = 1:parvar
            if (p2 <= p1(i))
                r(i) = p2/p1(i);
            else
                disp('Errore p2 > p1')
                return
            end
        end
    end
end

```

```

end
end
% Calcolo della portata
i = 1;
j = 1;
while (j<=parvar)
    while (i<=indvar)
        Zt(j,i) = Gamma*d2^(1/2)*(p1(j)/rho2)^(1/4)*K*t(i)^(1/2);
        i = i + 1;
    end
    i = 1;
    j = j + 1;
end
case 'II' % var t, par d2, cost p1, p2
% Preallocazione di Zt
Zt = zeros(parvar,indvar);
% Calcolo di r con verifica p2 <= p1
r = zeros(1,parvar);
for i = 1:parvar
    if (p2 <= p1)
        r = p2/p1;
    else
        disp('Errore p2 > p1')
        return
    end
end
% Calcolo della portata
i = 1;
j = 1;
while (j<=parvar)
    while (i<=indvar)
        Zt(j,i) = Gamma*d2(j)^(1/2)*(p1/rho2)^(1/4)*K*t(i)^(1/2);
        i = i + 1;
    end
    i = 1;
    j = j + 1;
end
end
end

```

A seconda del caso (I o II) il programma verifica la condizione $p_2 < p_1$ e poi esegue il calcolo secondo la formula presentata al capitolo 4.

```

%% Salvataggio dei risultati
switch comb
case 'I'
    % var t, par p1, cost d2, p2
    M = zeros(parvar+1,indvar+1); % inizializzazione matrice da esportare
    M(1,2:end) = t*10^3; % I riga: 0, variabile -> t [ms]
    M(2:end,1) = p1/10^5; % I colonna: 0, parametro -> p1 [bar]
    M(2:end,2:end) = Zt*10^3; % resto della matrice -> Zt [mm]
    writematrix(M, strcat('Res_',gas,'_',comb,'_',caso,'_d2_='), ...
        num2str(d2*10^3), '_mm_', 'p2_', num2str(p2/10^5), '_bar_', ...
        num2str(parvar), 'N.xlsx'), 'Sheet', ...
        strcat('@', num2str(d2*10^3), ' mm,', 32, num2str(p2/10^5), ' bar')); % esportare file
*.xlsx
case 'II'
    % var t, par d2 , cost p1, p2
    M = zeros(parvar+1,indvar+1); % inizializzazione matrice da esportare
    M(1,2:end) = t*10^3; % I riga: 0, variabile -> t [ms]
    M(2:end,1) = d2*10^3; % I colonna: 0, parametro -> d2 [mm]
    M(2:end,2:end) = Zt*10^3; % resto della matrice -> Zt [mm]
    writematrix(M, strcat('Res_',gas,'_',comb,'_',caso,'_p1_='), ...
        num2str(p1/10^5), '_bar_', 'p2_', num2str(p2/10^5), '_bar_', ...
        num2str(parvar), 'N.xlsx'), 'Sheet', ...
        strcat('@', num2str(p1/10^5), ' bar,', 32, num2str(p2/10^5), ' bar'));
end

```

Infine il programma salva i risultati in fogli Excel, come nel caso dello script per 1D.

Bibliografia

- [1] Gazzetta ufficiale dell'Unione Europea, «Regolamento (UE) 2021/1119 del Parlamento europeo e del Consiglio del 30 giugno 2021,» [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/IT/TXT/?uri=CELEX:32021R1119>.
- [2] Council of the EU and the European Council, «Fit for 55: why the EU is toughening CO2 emission standards for cars and vans,» [Online]. Available: <https://www.consilium.europa.eu/en/infographics/fit-for-55-emissions-cars-and-vans/>.
- [3] Council of the EU and the European Council, «Fit for 55: towards more sustainable transport,» [Online]. Available: <https://www.consilium.europa.eu/en/infographics/fit-for-55-afir-alternative-fuels-infrastructure-regulation/>.
- [4] Council of the EU and the European Council, «Fit for 55: shifting from fossil gas to renewable and low-carbon gases,» [Online]. Available: <https://www.consilium.europa.eu/en/infographics/fit-for-55-hydrogen-and-decarbonised-gas-market-package-explained/>.
- [5] F. Barbir, «Fuel Cell Efficiency,» in *PEM Fuel Cells*, 2005.
- [6] F. N. Büchi, M. Reum, S. A. Freunberger e A. Delfino, «On the Efficiency of Automotive H₂/O₂ PE Fuel Cell Systems,» in *3rd European PEFC Forum*, 2005.
- [7] A. Cerofolini, *Optimal supervisory control of hybrid vehicles*, 2014.
- [8] McKinsey&Company, «How hydrogen combustion engines can contribute to zero emissions,» 2021.
- [9] C. Bekdemir, E. Doosje e X. Seykens, «H₂-ICE Technology Options of the Present and the Near Future,» 2022.
- [10] T. Sinigaglia, F. Lewiski, M. E. S. Martins e J. C. M. Siluk, «Production, storage, fuel stations of hydrogen and its utilization in automotive applications-a review,» *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017.
- [11] Gazzetta ufficiale dell'Unione Europea, «Regolamento (UE) 2023/1542 del Parlamento europeo e del Consiglio del 12 luglio 2023,» [Online]. Available: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/IT/LSU/?uri=oj:JOL_2023_191_R_0001.
- [12] E. Spessa, *EU battery regulation: Carbon Footprint and recycling of EV traction batteries*.
- [13] C. Schnuelle, T. Wassermann e T. Stuehrmann, «Mind the Gap—A Socio-Economic Analysis on Price Developments of Green Hydrogen, Synthetic Fuels, and Conventional Energy Carriers in Germany,» *Energies*.
- [14] K. Wróbel, J. Wróbel, W. Tokarz, J. Lach, K. Podsadni e A. Czerwinski, «Hydrogen Internal Combustion Engine Vehicles: A Review,» *Energies*, 2022.

- [15] . H. L. Yip, A. Srna, A. . C. Y. Yuen, S. Kook , R. A. Taylor , G. H. Yeoh, P. R. Medwell e Q. N. Chan, «A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion,» *Applied Sciences*, 2019.
- [16] M. Al-Baghdadi, «An Overview of Hydrogen as an Alternative Fuel,» 2020.
- [17] G. Ferrari, *Motori a combustione interna*, Società Editrice Esculapio, 2016.
- [18] European Hydrogen Train the Trainer Programme for Responders, «Lecture 2: Properties of hydrogen relevant to safety,» [Online]. Available: <https://hyresponder.eu/wp-content/uploads/2021/04/Lecture-2-slides.pdf>.
- [19] ISHTAR - UniBo, «Variazione di densità dell'aria,» [Online]. Available: <http://ishtar.df.unibo.it/mflu/html/note8.html>.
- [20] H. Goyal, P. Jones, A. Bajwa, D. Parsons, S. Akehurst, M. H. Davy, F. C. Leach e S. Esposito, «Design trends and challenges in hydrogen direct injection (H2DI) internal combustion engines – A review,» *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024.
- [21] E. Spessa, *Emissioni primarie da motori SI; Formazione di NOx*.
- [22] ANSYS, Inc., «Thermal NOx Formation».
- [23] Z. Stępień, «Analysis of the prospects for hydrogen-fuelled internal combustion engines,» *Combustion Engines*.
- [24] Toyota, «Toyota Mirai,» [Online]. Available: https://www.toyota.it/content/dam/toyota/nmsc/italy/gamma/pdf/scheda-tecnica/MIRAI_Scheda_tecnica.pdf.
- [25] Hyundai, «ELEC CITY Fuel Cell,» [Online]. Available: <https://ecv.hyundai.com/resources/assets/file/ELEC-CITY-Fuel-Cell-Catalog-Single-EN.pdf>.
- [26] G. Genta e L. Morello, *The Automotive Chassis: Volume 2: System Design*, Springer.
- [27] G. Genta e L. Morello, *The Automotive Chassis, Volume 1: Components Design*, Springer.
- [28] Gazzetta ufficiale dell'Unione Europea, «Regolamento (UE) 2019/2144 del Parlamento europeo e del Consiglio del 27 novembre 2019».
- [29] Commissione economica per l'Europa delle Nazioni Unite (UNECE), «Regolamento n. 107 della Commissione economica per l'Europa delle Nazioni Unite (UNECE)».
- [30] K. Durkin, A. Kanafer, P. Liseau, A. Stjernström-Eriksson, A. Svahn, L. Tobiasson, T. S. Andrade e J. Ehnberg, «Hydrogen-Powered Vehicles: Comparing the Powertrain Efficiency and Sustainability of Fuel Cell versus Internal Combustion Engine Cars,» *energies*.
- [31] United Nations, «Proposal for 06 series of amendments to UN Regulation No. 95,» [Online]. Available: <https://unece.org/sites/default/files/2023-10/ECE-TRANS-WP.29-2023-108E.pdf>.

- [32] European Hydrogen Train the Trainer Programme for Responders, «Lecture 3: Hydrogen storage,» [Online]. Available: <https://hyresponder.eu/wp-content/uploads/2021/06/Lecture-3-slides.pdf>.
- [33] United Nations, «Amendment 1 to UN Global Technical Regulation No. 13,» [Online]. Available: <https://unece.org/sites/default/files/2023-07/ECE-TRANS-180-Add.13-Amend1e.pdf>.
- [34] L. Vidas, R. Castro e A. Pires, «A Review of the Impact of Hydrogen Integration in Natural Gas,» *energies*, 2022.
- [35] J. Moreno-Blanco, G. Petitpas, F. Espinosa-Loza, F. Elizalde-Blancas, J. Martinez-Frias e S. M. Aceves, «The storage performance of automotive cryo-compressed hydrogen vessels,» *International Journal of Hydrogen Energy*.
- [36] G. AlZohbi, A. Almoaikel e L. AlShuhail, «An overview on the technologies used to store hydrogen,» *Energy Reports*.
- [37] Robert Bosch GmbH, «Port fuel injection for hydrogen engines,» [Online]. Available: https://www.bosch-mobility.com/media/global/solutions/passenger-cars-and-light-commercial-vehicles/powertrain-solutions/port-fuel-injection-for-hydrogen-engines/ps_summary_wasserstoffmotor_saugrohreinblasung_en_rgb_300dpi_20240808.pdf.
- [38] Z. Stępień, «A Comprehensive Overview of Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engines: Achievements and Future Challenges,» *energies*, 2021.
- [39] M. Faizal, L. S. Chuah, C. Lee, A. Hameed, J. Lee e M. Shankar, «Review of Hydrogen Fuel for Internal Combustion Engines,» *Journal of Mechanical Engineering Research and*, 2019.
- [40] PHINIA Inc., «Decarbonizing the automotive sector with hydrogen,» [Online]. Available: https://www.phinia.com/docs/phinialibraries/marketing-materials-hydrogen-solutions/phinia-decarbonizing-the-automotive-sector_phinia.pdf?sfvrsn=2ff59e5c_8.
- [41] I. Sutton, «Chapter 4 - Piping,» in *Plant Design and Operations (Second Edition)*.
- [42] Edutecnica.it, *Gas Ideali*.
- [43] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 2018.
- [44] A. Deshmukh, C. Giefer, D. Goeb, M. Khosravi, D. v. Bebbber e H. Pitsch, «A Quasi-one-dimensional Model for an Outwardly-opening Poppet-type Direct Gas Injector for Internal Combustion Engines,» *International Journal of Engine Research*, 2019.
- [45] P. Asinari, E. Chiavazzo e M. Fasano, *Selected lectures on engineering thermodynamics*, 2021.
- [46] C. Canuto, *Appunti per il Corso di Modelli e Metodi Numerici*, 2022.
- [47] M. Baratta, *Nozzles and diffusers*.

- [48] J. Lee, G. Bae e S. Moon, «Lightweight method for injection rate prediction of supersonic gas flow from pintle-type hydrogen injector,» *International Journal of Hydrogen Energy*, 2025.
- [49] M. Baratta, *Basic concepts of Thermodynamics and Fluid-dynamics*.
- [50] R. Ortiz-Imedio, A. Ortiz e I. Ortiz, «Comprehensive analysis of the combustion of low carbon fuels (hydrogen, methane and coke oven gas) in a spark ignition engine through CFD modeling,» *Energy Conversion and Management*, 2022.
- [51] F. Musy, R. Ortiz, I. Ortiz e A. Ortiz, «Hydrogen-fuelled internal combustion engines: Direct Injection versus Port-Fuel Injection,» *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024.
- [52] G. P. Smith, D. M. Golden, M. Frenklach, N. W. Moriarty, B. Eiteneer, M. Goldenberg, C. T. Bowman, R. K. Hanson, S. Song, J. William C. Gardiner, V. V. Lissianski e Z. Qin, «GRI-MECH 3.0».
- [53] PHINIA Inc., «Hydrogen Fuel Injector Multec© 3.5 H2 PFI,» [Online]. Available: https://www.phinia.com/docs/phinalibraries/central-document-hub/phinia-hydrogen-fuel-injector-multec-3-5-h2pfi.pdf?sfvrsn=fa2b5019_13.
- [54] Robert Bosch GmbH, «Direct injection for hydrogen engines,» [Online]. Available: https://www.bosch-mobility.com/media/global/solutions/passenger-cars-and-light-commercial-vehicles/powertrain-solutions/direct-injection-system-for-hydrogen-engines/ps_summary_wasserstoffmotor_direkteinblasung_en_rgb_300dpi_20240702-2.pdf.
- [55] PHINIA Inc., «Hydrogen Fuel Injector (DI - CHG),» [Online]. Available: https://www.phinia.com/docs/phinalibraries/marketing-materials-hydrogen-solutions/phinia-hydrogen-fuel-injector-di-chg.pdf?sfvrsn=4fae30e0_7.
- [56] C. Beatrice, M. Migliaccio, A. Montanaro, V. Fraioli, P. Napolitano e L. Allocca, «Experimental and Numerical Analysis of a High-Pressure Outwardly Opening Hollow Cone Spray Injector for Automotive Engines,» in *WCX™ 17: SAE World Congress Experience*, 2017.
- [57] I. M. R. Fattah, H. L. Yip, Z. Jiang, A. C. Y. Yuen, W. Yang, P. R. Medwell, S. Kook, G. H. Yeoh e Q. N. Chan, «Effects of flame-plane wall impingement on diesel combustion and soot processes,» *Fuel*, 2019.
- [58] S. Tanno, Y. Ito, R. Michikawauchi, M. Nakamura e H. Tomita, «High-Efficiency and Low-NOx Hydrogen Combustion by High Pressure Direct Injection,» *SAE International Journal of Engines*, 2010.
- [59] Robert Bosch GmbH, «Natural-gas Injector,» [Online]. Available: <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/valves/natural-gas-injector/>.
- [60] BRC Gas Equipment, «GP20 Injector,» [Online]. Available: https://brc.it/en/prodotti_kit/gp13-injector/.
- [61] T. J. Rogers, *Mixture Preparation of Gaseous Fuels for Internal Combustion Engines Using Optical Diagnostics*, 2014.