



**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DELL'AQUILA**  
**DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE E DELL'INFORMAZIONE E DI**  
**ECONOMIA**

Dottorato di Ricerca in Ingegneria industriale e dell'informazione e di economia

Curriculum Ingegneria Meccanica

XXXV ciclo

**Sostenibilità Ambientale nel settore dei Trasporti: Studi teorici ed Indagini Sperimentali per  
la Transizione Energetica verso «Net Zero Emissions»**

SSD ING-IND/09

Dottorando

Ing. Stefano Ranieri

Coordinatore del corso

Prof. Katia Gallucci

Tutor

Prof. Angelo De Vita

a.a. 2021/2022



“When you measure what you are speaking about and express them in numbers, you know something about them and when you cannot measure them or when you cannot express in numbers, your knowledge is of meager and unsatisfactory kind. It may be the beginning of knowledge, but you have scarcely in your thought advanced to the stage of science.”

**Lord Kelvin**, *Popular Lectures and Addresses vol. 1 (1889)*  
“*Electrical Units of Measurement*”



## Ringraziamenti

*Questo spazio lo dedico a tutti coloro che, con instancabile supporto ed estrema pazienza, mi hanno affiancato e supportato in questo percorso di crescita personale e professionale.*

*In primis, un ringraziamento speciale al mio tutor Prof. Angelo De Vita, per i suoi indispensabili consigli e per le conoscenze trasmesse durante tutto il percorso, ma soprattutto per non avermi mai negato alcuna possibilità professionale, consentendomi di svolgere liberamente l'attività di ricerca nei modi che più ho preferito.*

*Un grazie di cuore al mio collega e amico Dott. Francesco Duronio, con cui ho condiviso l'intero percorso di dottorato ed al quale auguro una brillante carriera nel percorso che ha deciso di intraprendere, certo dei suoi futuri successi date le sue notevoli competenze.*

*Un sentito grazie a tutto il personale dell'Istituto STEMS del CNR di Napoli, presso il quale ho trascorso gran parte del percorso di Dottorato in un clima di generale serenità dovuto alla collaborazione di tutti. In particolare:*

*Grazie al Dott. Luigi Allocca, per avermi trasmesso le sue inestimabili conoscenze. Hai sempre trovato le parole opportune per confortare, stimolare e valorizzare la mia personalità.*

*Grazie all'Ing. Alessandro Montanaro, un amico sincero e fidato più che un collega. Hai creduto ciecamente in me, riavvicinandomi, immediatamente dopo il lockdown da pandemia, all'Istituto ed affidandomi attività di ricerca certamente impegnative ma, soprattutto, stimolanti. È grazie a te che ho ritrovato l'entusiasmo che stava scemando nei periodi bui di pandemia.*

*Infine, dedico questa tesi a tutti i miei parenti, alla mia famiglia e a Pamela.*

*Ai miei genitori, Roberto ed Anna, e a mio fratello, Fabrizio. Siete stati la colonna portante di questo percorso ed è soltanto grazie ai vostri preziosi consigli ed al vostro supporto morale che ho potuto portarlo a termine. Nonostante manco sempre di dirvelo, sono orgoglioso di tutti voi e vi voglio un bene infinito.*

*Grazie a Pamela, il mio faro guida e colonna portante, con la quale ho intrapreso un percorso di vita ed ho iniziato la convivenza durante gli anni di Dottorato. Grazie per avermi sopportato e sostenuto mentalmente in ogni momento, trasferendomi la calma e la fermezza che ti caratterizzano nei momenti di maggiore difficoltà. Sappi che sarò al tuo fianco in ogni momento della nostra vita!*



# *Abstract*

European aspirations for a climate-neutral economy, mobility and society are very ambitious and aim to outline a transition towards zero greenhouse gas emissions by 2050 (NZE - Net Zero Emission). The national transport sector, in particular, is responsible for around 30% of total direct emissions (i.e. attributable exclusively to the use of vehicles) of greenhouse gases.

To achieve climate neutrality in this sector, the EU strategy envisages a minimum reduction of greenhouse gas emissions of 43.7% by 2030 and a reduction of 90% by 2050, compared to 1990 levels. Vehicle traffic is also among the main responsible for the emission of primary pollutants harmful to human health. Thanks to increasingly stringent Euro regulations, a progressive decrease in these emissions has been recorded for each mode of transport since 1990, despite the increase in the total number of vehicles registered and on the road. The achievement of "zero-emissions" mobility requires sudden mitigation actions by all the involved actors, aimed at the use of less impactful transport systems. Among the determining factors for the achievement of the EU objectives there is the reduction of vehicular emissions per carried passenger, which can be achieved by: i) increasing the efficiency of current propulsion systems and promoting the use of vectors with a reduced environmental impact (preferably, products from renewable energy sources); ii) extending research to prototype or still-in-development technologies, which will allow the achievement of the NZE objectives in the long term; iii) resorting to a more efficient and effective modal split, through actions that discourage travel by private cars, and directing the demand towards collective transport systems, which must have ever less impact from an environmental point of view.

This work reports the activities carried out during the three years of the PhD which have as a common thread the points mentioned in the previous list. In the context of the modal split and the need to improve the efficiency of the vehicle fleet of local public transport companies, a careful evaluation of the currently available bus technologies has been carried out, based on a series of performance indices. Furthermore, as part of an external collaboration with a LPT company in Abruzzo, a technical/economic/environmental feasibility analysis was conducted aimed at renewing the vehicle fleet with natural gas vehicles and at creating the related recharging infrastructure.

Furthermore, a series of experimental/numerical investigations were carried out aimed at optimizing the injection and combustion process of current internal combustion engine (MCI) technologies, both fueled by petrol and gaseous fuels.

Finally, further experimental activities concerned the construction of test benches for the characterization of innovative injection processes, including water injection in supercritical conditions, petrol injection for applications in compression ignition engines and hydrogen injection. The characterization of these injection processes represents the starting point for the development of further enabling solutions for the energy transition towards the NZE.





# Indice

## *Capitolo 1 - Introduzione*

1.1 – Inquinamento nel settore dei trasporti: oggi & domani .....	1
1.2 – La diatriba fra MCI e mobilità elettrica .....	5
1.3 – La transizione energetica verso “Net Zero Emissions” .....	8
Indice delle figure.....	12
Indice delle tabelle .....	13
Riferimenti .....	14

## *Capitolo 2 - Tecnologie per la transizione energetica nel settore del Trasporto Pubblico Locale*

2.1 - Valutazione delle tecnologie abilitanti per la riduzione delle emissioni del TPL nel breve e lungo termine.....	16
2.1.1 - La situazione del TPL Nazionale.....	16
2.1.2 – Tecnologie abilitanti e metodologia.....	18
2.1.3 – Prestazioni ambientali .....	20
2.1.4 – Prestazioni tecniche e operative .....	22
2.1.4 – Prestazioni economiche.....	24
2.1.5 – Valutazioni finali e tecnologie abilitanti nel lungo periodo.....	26
2.2 – Valutazione economica – energetica – ambientale finalizzata al rinnovo del parco autobus con mezzi alimentati a gas naturale.....	28
2.2.1 – Il gas naturale come combustibile per la trazione .....	28
2.2.2 – Stato dell’arte MCI a gas naturale.....	34
2.2.3 – Ricerca e Sviluppo MCI a GN .....	42
2.2.4 – Stazioni di rifornimento di GN.....	43
2.2.5 – Valutazione economico/energetico/ambientale.....	51
Analisi Well-to-Wheel per un autobus a GN .....	51
2.2.6 – Analisi di fattibilità economica .....	58
2.3 - Dimensionamento preliminare ed analisi di fattibilità tecnico-economica di una stazione di rifornimento.....	61
2.3.1 – Analisi dei dati per il dimensionamento preliminare .....	61
2.3.2 – Stima della portata oraria di gas .....	64
2.3.3 – Stima della potenza: compressori CNG .....	66
2.3.4 – Stima della potenza: pompe LNG .....	69
2.3.5 – Analisi economica: confronto impianto CNG e L-CNG.....	70
2.4 – Osservazioni finali.....	74
Indice delle figure.....	76
Indice delle tabelle .....	79
Riferimenti .....	81

**Capitolo 3 - Indagini sperimentali e numeriche per la caratterizzazione di spray in applicazioni di iniezione diretta**

3.1 - Studi teorici sul processo di iniezione diretta di gas naturale e benzina.....	86
3.1.1 - Motori ad accensione comandata ed iniezione diretta .....	86
3.1.2 - Il fenomeno del flash-boiling.....	91
3.1.3 – Getti sotto-espansi e dischi di Mach .....	95
3.2 - Tecniche di indagine ottica e numerica per lo studio di spray di combustibile.....	106
3.2.1 – Premessa.....	106
3.2.2 – Tecniche schlieren e shadowgraph.....	111
3.2.3 – Tecnica di imaging basata sullo scattering alla Mie .....	116
3.2.4 – Cenni di modellazione numerica di spray .....	121
3.3 - Caratterizzazione di getti di combustibili gassosi ad alta pressione.....	129
3.3.1 – Metodo di indagine.....	129
3.3.2 – Descrizione del setup sperimentale .....	130
3.3.3 – Risultati della campagna sperimentale .....	133
3.3.4 – Descrizione del modello numerico.....	136
3.3.5 – Risultati delle simulazioni numeriche .....	139
3.3.6 – Conclusioni.....	144
3.4 - Caratterizzazione di getti di combustibili liquidi in condizioni di flash-boiling ...	144
3.4.1 – Metodo di indagine.....	144
3.4.2 - Descrizione del setup sperimentale.....	146
3.4.3 - Descrizione del modello numerico .....	148
3.4.3 - Descrizione del modello numerico .....	150
3.4.4 - Conclusioni .....	152
Indice delle figure.....	154
Indice delle tabelle .....	158
Riferimenti .....	159

**Capitolo 4 - Progettazione e realizzazione di un sistema per la caratterizzazione del processo di combustione di una miscela aria/gas**

4.1 – Cenni di teoria della combustione .....	162
4.1.1 – Caratterizzazione delle fiamme .....	163
4.1.2 – Richiami di termodinamica .....	165
4.1.3 – Composizione dell'aria e combustibili per MCI.....	167
4.1.4 – Stechiometria della combustione .....	170
4.1.5 – Potere calorifico e temperatura di fine combustione adiabatica .....	171
4.1.6 – Cenni di cinetica chimica delle reazioni di combustione.....	176
4.1.7 – Fiamme premiscelate laminari .....	181
4.2 – Descrizione del setup sperimentale .....	185

4.2.1 – Setup della CVCC .....	185
4.2.2 – Sistema di alimentazione del gas .....	186
4.2.3 – Misura della pressione di processo.....	189
4.2.4 – Sistema di innesco.....	191
4.2.5 –Setup ottico per l’acquisizione delle immagini .....	192
4.3 – Campagna di indagine sperimentale .....	193
4.3.1 – Metodologia di investigazione .....	193
4.3.2 – Analisi dei risultati .....	196
4.4 – Conclusioni e sviluppi futuri.....	200
Indice delle figure.....	202
Indice delle tabelle .....	204
Riferimenti .....	205

**Capitolo 5 - Progettazione e realizzazione di un sistema per l’analisi di spray di acqua in condizioni supercritiche**

5.1 – Richiami teorici fluidi supercritici e riscaldamento ad induzione.....	208
5.1.1 - Proprietà dei fluidi supercritici .....	208
5.1.2 – Riscaldamento ad induzione elettromagnetica: teoria ed applicazioni .....	211
5.2 - Progettazione del sistema di riscaldamento ad induzione.....	214
5.2.1 – Stima della potenza richiesta.....	214
5.2.2 – Indagine numerica del processo di riscaldamento.....	215
5.2.3 – Descrizione dell’apparato sperimentale .....	221
5.3 – Risultati della campagna sperimentale .....	224
5.3.1 – Misure sperimentali di temperatura.....	224
5.3.2 – Acquisizione e visualizzazione delle immagini dello spray.....	227
5.4 - Conclusioni e sviluppi futuri.....	230
Indice delle figure.....	233
Indice delle tabelle .....	235
Riferimenti .....	236

**Capitolo 6 - Caratterizzazione idraulica e analisi di spray imaging da iniettore di tipo common-rail per applicazioni GCI**

6.1 – Stato dell’arte motori GCI.....	238
6.2 - Caratterizzazione dinamica .....	239
6.2.1 – Setup sperimentale .....	240
6.2.2 - Misuratore di portata: principio fisico .....	241
6.2.3 - Metodologia e risultati .....	242
6.3 - Caratterizzazione delle grandezze macroscopiche dello spray .....	244
6.3.1 – Setup Sperimentale.....	245
6.3.2 - Metodologia e risultati .....	246

6.4 - Conclusioni e sviluppi futuri.....	249
Appendice A.....	250
Indice delle figure.....	257
Indice delle tabelle .....	258
Riferimenti .....	259
<b>Capitolo 7 - Caratterizzazione idraulica di un iniettore alimentato ad idrogeno</b>	
7.1 – Idrogeno come combustibile per MCI .....	260
7.1.1 – Proprietà chimico-fisiche dell'idrogeno.....	261
7.1.2 – Motori a combustione interna alimentati ad idrogeno .....	263
7.2 – Setup sperimentale per la caratterizzazione idraulica .....	268
7.2.1 - Linea di alimentazione del gas.....	268
7.2.2 - Misuratore di portata: principio di funzionamento .....	271
7.2.3 – Elettronica di comando ed acquisizione.....	273
7.3 – Risultati e sviluppi futuri.....	277
Indice delle figure.....	281
Indice delle tabelle .....	283
Riferimenti .....	284
<b>Capitolo 8 - Conclusioni</b>	
8.1 – Preambolo.....	285
8.2 – Risultati delle attività .....	286
8.2.1 - Tecnologie per la transizione energetica nel settore del Trasporto Pubblico Locale .....	286
8.2.2 - Indagini sperimentali e numeriche per la caratterizzazione di spray in applicazioni di iniezione diretta .....	286
8.2.3 - Progettazione e realizzazione di un sistema per la caratterizzazione del processo di combustione di una miscela aria/gas .....	287
8.2.4 - Progettazione e realizzazione di un sistema per l'analisi di spray di acqua in condizioni supercritiche .....	287
8.2.5 - Caratterizzazione idraulica e analisi di spray imaging da iniettore di tipo common-rail per applicazioni GCI .....	288
8.2.6 - Caratterizzazione idraulica di un iniettore alimentato ad idrogeno .....	288



# Capitolo 1

## Introduzione

Il continuo progresso tecnologico, avviato dall'industrializzazione, ha portato nel mondo moderno e globalizzato ad una società il cui approvvigionamento energetico è basato principalmente su risorse fossili contenenti carbonio come carbone, petrolio e gas naturale.

La combustione di queste risorse, finalizzata al rilascio di energia, sviluppa, purtroppo, anche considerevoli emissioni di sostanze inquinanti e climalteranti. Dal momento che il cambiamento climatico è una delle questioni più urgenti della società moderna, negli ultimi anni sono stati formulati obiettivi molto ambiziosi per la riduzione delle emissioni globali di gas ad effetto serra (GHG – *GreenHouse Gases*).

Nel 2015, per la prima volta nella storia, 195 Nazioni hanno firmato l'Accordo di Parigi sul clima [1] con l'obiettivo di lungo termine di “*mantenere l'aumento della temperatura media globale al di sotto dei 2°C rispetto ai livelli preindustriali*”.

L' Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), gruppo intergovernativo di esperti sui cambiamenti climatici, nel Sesto Assessment Report of the Working Group [2] ha stimato che per limitare l'aumento della temperatura a 1.5°C entro il 2050, con una probabilità del 67%, l'atmosfera, a partire dall'inizio del 2020, può continuare ad assorbire, non più di 400 GtCO<sub>2eq</sub>; considerando che le emissioni antropiche annue di GHG, derivanti dalla combustione di combustibili fossili, dai processi industriali e dal cambiamento dell'uso del suolo, sono stimate in 40.8 Et all'anno, in uno scenario di emissioni costanti anno dopo anno, il budget si esaurirebbe in meno di sette anni a partire da oggi. Ciò ha portato a considerare la transizione energetica e la decarbonizzazione di tutti i settori energivori un'indiscussa priorità nelle agende politiche mondiali; tuttavia, nonostante il crescente impegno internazionale, le emissioni di GHG, prima fra tutte la CO<sub>2</sub>, continuano ad aumentare, comportando la repentina evoluzione dei cambiamenti climatici, responsabile a sua volta di eventi straordinari ed estremi che spaziano da temporali eccezionali a profonda siccità con forti ripercussioni sulla società in termini economiche ed ambientali.

Le politiche dell'Unione Europea (UE) in tema di transizione energetica e sviluppo sostenibile, tese alla mitigazione del riscaldamento globale, sono molto ambiziose e sottoscrivono l'impegno di azzerare le emissioni di gas serra (“net zero emission” - NZE) entro il 2050, come previsto nell'European Green Deal (EGD), piano di investimenti da 1000 miliardi di Euro presentato l'11 dicembre 2019 dalla Commissione Europea [3].

Esattamente un anno dopo, l'UE ha, inoltre, proposto un aumento degli obiettivi a breve/medio termine dell'EGD, incrementando la percentuale di riduzione di emissioni totali di GHG dal 40% al 55% (rispetto al 1990) entro il 2030 [4].

In tale contesto, il settore dei trasporti, essendo attualmente responsabile di oltre 1/4 del totale delle emissioni di anidride carbonica nel territorio europeo costituisce uno degli ambiti di maggiore criticità [5].

### 1.1 – Inquinamento nel settore dei trasporti: oggi & domani

Attualmente i sistemi di trasporto e le relative infrastrutture di servizio si basano principalmente su motori a combustione interna (MCI) alimentati con fonti fossili. Le problematiche ambientali associate all'utilizzo intensivo dei veicoli riguardano due orizzonti

di tempo e di spazio differente: larga e piccola scala spazio-temporale, vale a dire surriscaldamento globale ed inquinamento locale.

Quello dei trasporti (terrestri, aerei e marittimi) è fra i settori più difficili da decarbonizzare ed è attualmente responsabile del 37% delle emissioni dirette di CO<sub>2</sub> a livello mondiale con emissioni annuali che, nel 2020, hanno raggiunto le 7.2 GtCO<sub>2</sub> [6].

Inoltre, i trasporti sono anche causa di emissioni di inquinanti atmosferici (NO<sub>x</sub>, CO, HC, PM) negli ambienti urbani, che, a loro volta, sono stati stimati essere responsabili di oltre 4 milioni di morti premature in tutto il mondo [7].

Con riferimento al solo trasporto su gomma, al 2017 le emissioni di CO<sub>2</sub> hanno superato il 27% del totale delle emissioni nel territorio europeo, con la mobilità leggera che contribuisce per il 12.8% del totale e la mobilità pesante (autobus ed autocarri per trasporto merci) per circa il 5.6%; percentuali significative sono state rilevate anche per quanto concerne le emissioni di inquinanti primari, soprattutto di monossido di carbonio e ossidi di azoto (rispettivamente del 17.97% e 28.12%), come schematicamente illustrato in Fig.1.1:

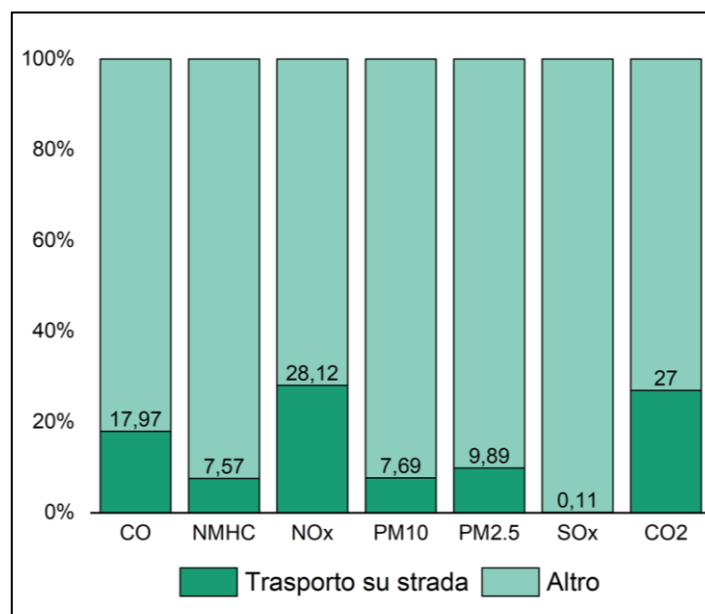


Fig.1.1 - Contributo del settore della mobilità su strada alle emissioni di inquinanti primari e gas ad effetto serra sul territorio europeo. Elaborazione dati 2017 da [8].

Dal punto di vista delle **emissioni di gas serra** nel settore dei trasporti, il percorso intrapreso dall'Unione Europea è già ben delineato:

- entro il 2030, una riduzione del 33% delle emissioni di GHG rispetto ai livelli nazionali del 2005, secondo quanto previsto dal Regolamento (UE) 2018/842 [9]. L'obiettivo di riduzione previsto dal Regolamento, come ulteriormente ribadito nel Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima (PNIEC), è da modulare tra i settori non ETS ("Emission Trading Scheme"), in cui ricade il settore dei trasporti [10];
- entro il 2050, del 90% rispetto ai livelli del 1990, secondo quanto previsto nell'EGD [3].

Per meglio delineare quantitativamente e temporalmente l'incidenza di tali obiettivi sulle azioni conseguenti che occorre predisporre nel settore nazionale dei trasporti, si introduce la Fig.1.2, che sintetizza analiticamente, in termini di riduzione delle emissioni di GHG, sia la tendenza storica che ha portato agli attuali livelli emissivi, sia gli obiettivi strategici UE in un arco temporale di breve e medio-lungo periodo:

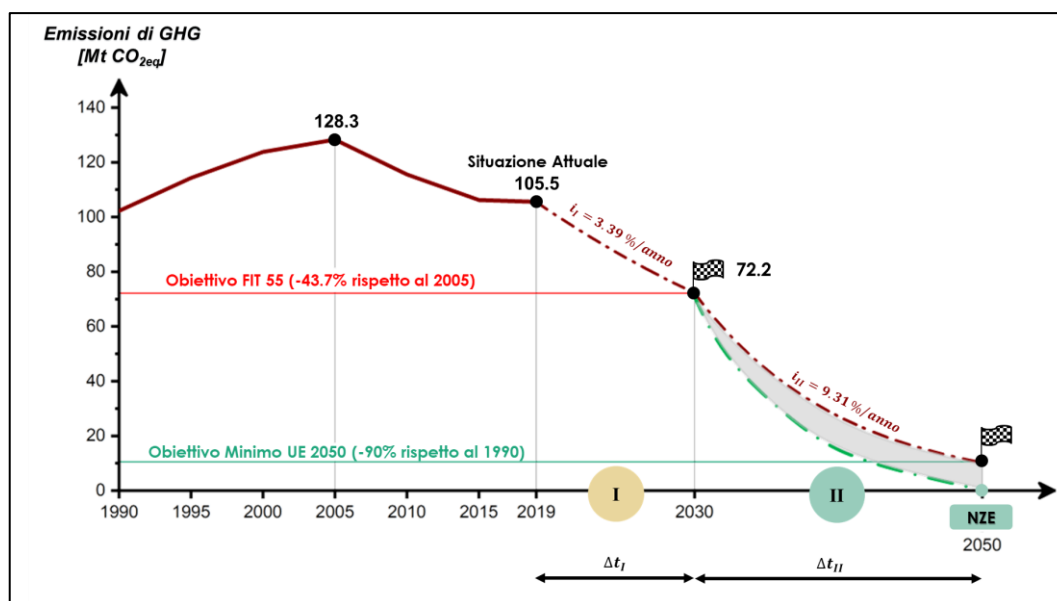


Fig.1.2 - Settore nazionale dei trasporti: obiettivi Green Deal Europeo per la riduzione dei gas climalteranti (GHG).

Le stime di riduzione per le fasi I e II (curve tratteggiate in Fig.1.2) seguono l'ipotesi di una riduzione a tasso costante durante il periodo, seguendo una curva esponenziale decrescente del tipo:

$$y = y_0 e^{-\frac{t-t_0}{\tau}} \quad (1.1)$$

con  $(t_0, y_0)$  punto iniziale della curva e  $\tau$  una costante di tempo caratteristica del fenomeno, calcolata imponendo il raggiungimento dell'obiettivo di riduzione  $(t_{2030-2050}, y_{2030-2050})$ . Il corrispondente tasso di riduzione delle emissioni annuo,  $i$ , è calcolato mediante la relazione:

$$i = \left| e^{-1/\tau} - 1 \right| \quad (1.2)$$

Il grafico consente di evidenziare le seguenti fasi:

- 1) *Situazione attuale (1990-2019)*: in ambito nazionale al 2019 il settore trasporti è responsabile del 30% del totale delle emissioni di gas serra, di cui il 92.6% sono imputabili al trasporto su strada. In tale anno, le emissioni ammontano a circa 105.51 Mt CO<sub>2eq</sub>, risultato di una tendenza storica caratterizzata, a partire dal 1990, da un incremento medio delle emissioni del 3.2%, con un picco di circa 128.3 Mt CO<sub>2eq</sub> registrato nel 2005 [11]. Di fatto, seppure negli anni le emissioni unitarie (grCO<sub>2eq</sub>/km) veicolari sono tendenzialmente diminuite, il valore globale delle emissioni è aumentato a seguito dell'incremento del tasso di motorizzazione.
- 2) *Fase I: breve/medio termine (2020-2030)*: gli obiettivi mirano ad invertire la tendenza storica della fase precedente riducendo le emissioni al 2030 a circa 72.2 Mt CO<sub>2eq</sub>, corrispondente ad una diminuzione del 43.7% in linea con quanto previsto dall'EGD. Il raggiungimento di tale obiettivo richiede un tasso di riduzione del 3.39% ogni anno rispetto all'anno precedente, a partire dal 2019.
- 3) *Fase II: medio/lungo termine (2031-2050)*: premesso che l'obiettivo più ambizioso per tale fase sarebbe il raggiungimento delle *Net Zero Emissions* (NZE), gli obiettivi minimi



previsti dall'EGD mirano, comunque, a ridurre le emissioni di GHG a circa 10.22 Mt CO<sub>2eq</sub>, corrispondenti ad una diminuzione del 90% rispetto al 1990. Se al 2030 le emissioni fossero pari a quanto previsto dal PNIEC, il tasso di riduzione richiesto per il raggiungimento dell'ulteriore obiettivo al 2050 sarebbe del 9.31% ogni anno rispetto all'anno precedente.

Per quanto riguarda le emissioni di **inquinanti primari**, occorre premettere che, specialmente con riferimento al settore della mobilità pesante, i veicoli con MCI alimentati a gasolio rappresentano la tecnologia maggiormente diffusa. Le principali criticità in termini ambientali dei motori diesel risiedono nelle emissioni di particolato e di ossidi di azoto. Per questo motivo, già a partire dal 1992, la allora Comunità Europea ha imposto limiti sempre più stringenti sulle emissioni di tali gas. Ad esempio, con riferimento al settore heavy-duty, dalla normativa euro V alla euro VI, si è assistito ad una riduzione delle emissioni di NO<sub>x</sub>, idrocarburi incombusti (HC) e particolato (PM), come illustrato in Fig.1.3. Inoltre, è stato introdotto un limite sul numero totale di particelle emesse allo scarico con diametro superiore a 23 nanometri, il cosiddetto *particole number* (PN), diverso da PM che rappresenta la massa delle particelle. Ma, soprattutto, sono stati variati i cicli guida di riferimento, sia in condizioni stazionarie che transitorie (i due nuovi cicli World Armonie).

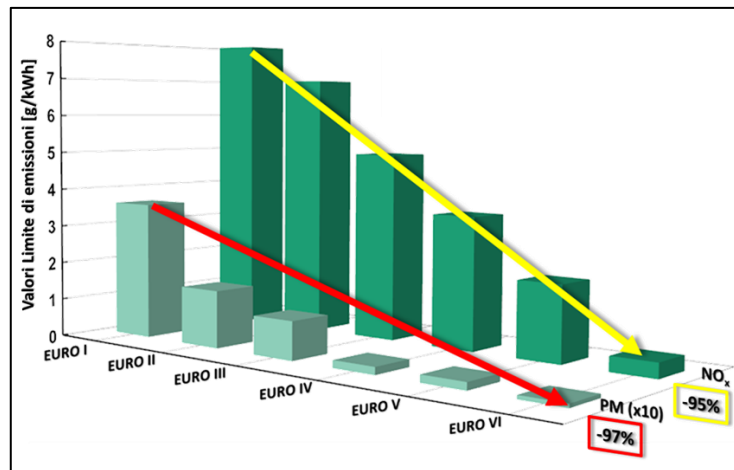


Fig.1.3 - Evoluzione dei limiti emissivi di PM e NO<sub>x</sub> per i veicoli heavy-duty, da Euro I ad Euro VI.

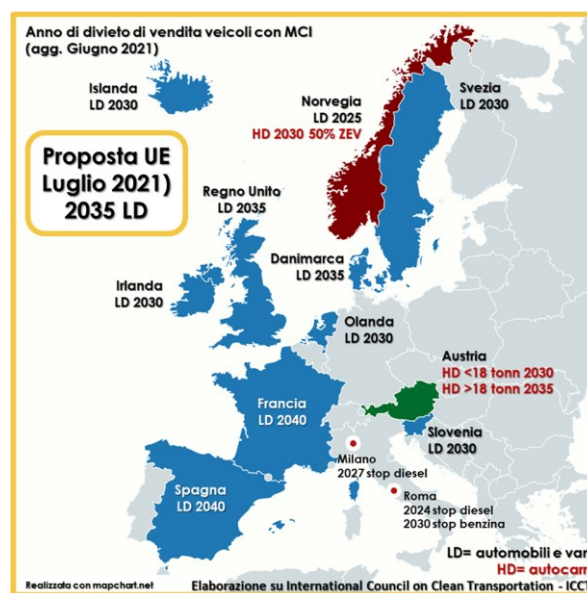


Fig.1.4 - Iniziative europee per il divieto di immissione di veicoli light-duty ed heavy-duty con MCI.

Nell’ottica di mitigazione delle emissioni di inquinanti e climalteranti nel settore dei trasporti e come parte del Pacchetto “Fit for 55”, l’Unione Europea ha recentemente deciso di vietare l’immissione di nuove auto con motore a combustione interna entro il 2035 [12]. Inoltre, diversi Paesi si sono mossi con anticipo rispetto al provvedimento europeo, anticipando le tempistiche del divieto, come illustrato in Fig.1.4. Fra tali Paesi non figura l’Italia, dove, comunque, si registrano iniziative comunali, soprattutto nei grandi centri urbani come le città di Milano e Roma.

## 1.2 – La diatriba fra MCI e mobilità elettrica

Alla luce di quanto discusso nel precedente paragrafo, la domanda da porsi è: **perché la società di oggi continua a fare affidamento sui motori a combustione interna e perché la ricerca continua ancora ad investire tempo e risorse su tale tecnologia?**

Sebbene la risposta ad una tale domanda non possa essere univoca ed oggettiva, il motivo principale per cui i motori endotermici hanno goduto di più di un secolo di storia e continuano, ad oggi, ad essere argomento di ricerca risiede nella loro grande versatilità.

I motori alternativi a combustione interna hanno dimensioni che variano da poche decine di centimetri (motori di aeromodelli che possono essere raccolti sul palmo di una mano), ad enormi motori marini alti come un palazzo; alimentano una moltitudine di strumenti da lavoro, quali motoseghe, tagliaerba, pompe di tutte le tipologie e per ogni applicazione; possono essere utilizzati in maniera estremamente efficiente in applicazioni stazionarie per la produzione di energia elettrica, con condizioni di funzionamento quasi a regime, vale a dire velocità di rotazione costante, quindi, consumi ridotti; sono il sistema di propulsione della maggior parte dei mezzi di movimento materiali e terra, quali muli, trattori ed escavatori, ma anche di aeromobili, transatlantici e navi, moto d’acqua e motociclette.

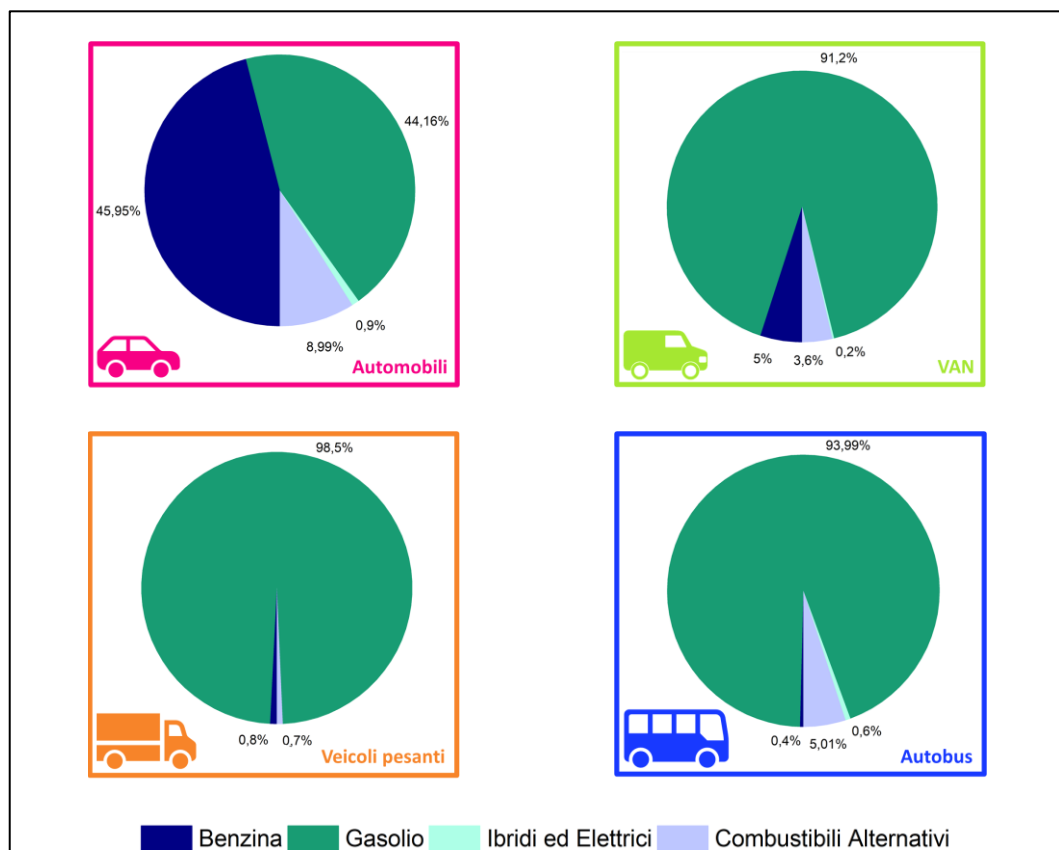


Fig.1.5 - Veicoli in uso in Italia per fonte di alimentazione. Elaborazione dati 2019 da [13].

I MCI rappresentano, ad oggi, la tecnologia ampiamente più diffusa per il trasporto privato: alla fine del 2022, i veicoli nel mondo si attestavano attorno agli 1.45 miliardi [14], di cui circa 1.1 miliardi di automobili (LD – *light duty*), vale a dire, a fronte di una popolazione mondiale di oltre 8 miliardi di persone, circa un'auto ogni 7.3 individui. Infine, oltre 300 milioni sono i veicoli commerciali adibiti al trasporto collettivo ed al trasporto merci (HD – *heavy duty*), settore ampiamente dominato dalla tecnologia diesel. Per quanto riguarda il territorio nazionale, degli oltre 44 milioni di veicoli presenti in Italia nel 2019, circa il 97% è rappresentato da veicoli LD, mentre la restante parte da veicoli adibiti al trasporto pesante. La Fig.1.5 mostra le principali fonti di alimentazione per ciascuna tipologia di veicolo. Risulta evidente che la principale fonte di alimentazione è costituita da combustibili fossili tradizionali, cioè benzina e gasolio e, ad eccezione del settore della mobilità leggera, la penetrazione di sistemi di propulsione ibridi o puramente elettrici è minima.

I veicoli elettrici a batteria (BEV – *battery electric vehicles*) rappresentano indubbiamente la più promettente alternativa ai veicoli con sistemi di propulsione endotermici e presentano, rispetto ad essi, una serie di vantaggi, fra cui l'assenza di inquinanti e gas climalteranti allo scarico, la ridotta rumorosità ed i bassi costi di manutenzione. L'energia elettrica, inoltre, è maggiormente producibile tramite fonti rinnovabili, rispetto a combustibili chimici.

Tuttavia, la diffusione dei BEV è ancora limitata prevalentemente ad applicazioni di breve percorrenza a causa di alcune notevoli barriere all'ingresso di natura economica, tecnologica, ma in parte anche ambientale.

Le **emissioni complessive di GHG** sono fortemente dipendenti dalle modalità di produzione dell'energia elettrica: attualmente, in Italia, le emissioni di CO<sub>2</sub> sono di circa 290 grammi per ogni chilowattora di energia elettrica prodotta [15]. Nel computo delle emissioni di GHG occorre, inoltre, considerare l'impatto ambientale associato all'intero ciclo vita dei sistemi di accumulo. In un recente studio condotto da ricercatori dell'Istituto austriaco LIFE [16] sono stati confrontati i risultati di oltre 50 pubblicazioni, dal 2005 al 2020, riguardo l'analisi del ciclo vita (LCA – “*Life Cycle Assessment*”) di diverse tipologie di batterie a ioni di litio impiegate nei veicoli elettrici. I risultati evidenziano come le emissioni di GHG associate alla produzione del pacco batterie per chilowattora di capacità della batteria (kWh<sub>bc</sub>) oscillano fra i 70 e i 175 kgCO<sub>2eq</sub>/kWh<sub>bc</sub>, con un valore medio di 120 kgCO<sub>2eq</sub>/kWh<sub>bc</sub>. Considerando anche il fine vita del pacco batterie, attraverso il corretto riciclo dei materiali o il riutilizzo delle batterie sostituite per applicazioni non veicolistiche è possibile conseguire una riduzione delle emissioni di GHG per un valore medio di 20 kgCO<sub>2eq</sub>/kWh<sub>bc</sub>.

Un ulteriore aspetto riguarda la forte interazione richiesta fra **veicoli e rete di trasmissione/distribuzione** nazionale dell'energia elettrica, con conseguente necessità di un adeguato piano infrastrutturale (Smart Grid e V2G). Sotto questo aspetto, si consideri che l'attuale mix di produzione di energia elettrica in Italia si sta rapidamente spostando verso le fonti rinnovabili (40% circa nel 2019 [17]): questo è il principale fattore che probabilmente porterà nei prossimi anni ad incentivare l'introduzione di veicoli elettrici a batteria. Occorre comunque tenere in conto che l'introduzione delle rinnovabili aumenta la discontinuità e l'aleatorietà dell'energia elettrica disponibile in rete, complicando notevolmente l'ulteriore integrazione delle rinnovabili nella rete nazionale. L'introduzione di veicoli BEV, da questo punto di vista, rappresenta una notevole sfida tecnologica, presupponendo la trasformazione della rete elettrica in un'ottica di smart-grid (rete distribuita multi-input/multi-output) con la forte introduzione di tecnologie ICT per la gestione e la fatturazione dei flussi energetici e la gestione ed utilizzo dei sistemi di accumulo connessi. Da questo punto di vista, la presenza di molti veicoli BEV rappresenta un'indubbia problematica, ma anche un'opportunità,

potendo garantire nel complesso la necessaria capacità di accumulo richiesta dalla rete, per far fronte alla maggiore introduzione di fonti rinnovabili.

La ridotta disponibilità delle **materie prime** necessarie per la realizzazione dei sistemi di accumulo (ad oggi quasi tutti basati su Litio ed altri metalli rari) e la mancata definizione di procedure idonee per il loro fine vita ed il loro totale recupero, in un'ottica di economia circolare, rappresentano un ulteriore ostacolo alla diffusione dei BEV. Questi aspetti rendono ad oggi molto costoso l'impegno di mezzi elettrici a batteria, con economie che solo in parte potranno essere realizzate nel passaggio ad una più ampia scala di utilizzazione (anche a causa della limitata vita utile delle batterie, soggette a rapido "invecchiamento").

Gli attuali **elevati costi** di investimento per un BEV rappresentano, infatti, ad oggi uno dei maggiori limiti alla loro diffusione: il pacco batterie può rappresentare fino al 50% del costo dell'intero veicolo e deve di norma essere sostenuto più di una volta durante la vita utile del mezzo. Oltre all'investimento iniziale per il mezzo, occorre, inoltre, considerare i costi relativi alla realizzazione di un'adeguata infrastruttura di ricarica.

Infine, la **bassa densità energetica e di potenza** delle batterie comporta notevoli problemi in termini di autonomia veicolare e di tempi richiesti per la ricarica (*range anxiety*). I tempi di ricarica delle batterie possono essere molto lunghi (fino ad 8 ore per una ricarica "lenta"). Il veicolo può anche essere ricaricato parzialmente e rapidamente durante brevi soste. Ricariche più frequenti e più rapide hanno, ad ogni modo, un effetto negativo sulle prestazioni energetiche del mezzo e potenzialmente anche sulla vita utile del sistema di accumulo. A tale riguardo, è da valutare anche la necessità di una capillare e adeguata rete di infrastrutture di ricarica pubblica e privata, attualmente in fase di realizzazione, secondo quanto prescritto dal Piano Nazionale Infrastrutturale per la Ricarica dei veicoli alimentati ad energia Elettrica (PNire) [18].

D'altro canto, la mobilità elettrica sembra essere, ad oggi, l'unica tecnologia in grado di ridurre le emissioni "a bordo veicolo" ed è, pertanto, destinata a rimpiazzare nel medio/lungo orizzonte temporale gli attuali veicoli con MCI.

Nell'attuale fase di transizione verso l'elettrificazione del settore dei trasporti, le percentuali di penetrazione della mobilità elettrica sono in rapido aumento: in tutto il mondo si registrano oltre 10 milioni di veicoli alimentati da motori elettrici - inclusi i veicoli elettrici a batteria (BEV), i veicoli ibridi plug-in (PHEV) e i veicoli elettrici a celle a combustibile (FCEV) - valore di oltre 8 volte maggiore rispetto al 2015 (1.2 milioni di auto elettriche).

Tuttavia, nonostante l'aumento di domanda, i veicoli elettrici rappresentano ancora solamente l'1% dello stock circolante complessivo nel settore dei trasporti leggeri. Secondo l'International Energy Agency (IEA) le percentuali cresceranno rapidamente nel futuro prossimo e raggiungeranno valori tra il 7.5% e il 12.8% entro il 2030, a seconda dello scenario di proiezione, come illustrato in Fig.1.6 [19].

Nello scenario denominato STEPS (*Stated Policies Scenario*), vale a dire la situazione che riflette tutte le politiche e gli obiettivi esistenti che sono stati legiferati o annunciati dai governi di tutto il mondo, il tasso di crescita medio annuo dello stock di veicoli elettrici è stimato essere del 30%, raggiungendo quasi 140 milioni di veicoli commerciali leggeri venduti entro il 2030; nell'altro scenario, il SDS (*Sustainable Development Scenario*), si prevede che circoleranno oltre 220 milioni di LDV elettrici entro il 2030, corrispondenti a quasi il 12.8%. SDS è uno scenario più ambizioso, in linea con i firmatari di EV30@30, una campagna lanciata in occasione dell'8° Clean Energy Ministerial (CEM) di giugno 2017 e sostenuta da 15 paesi membri e da diverse aziende e organizzazioni internazionali, il cui obiettivo è il raggiungimento di una quota del 30% di quota di vendita di veicoli elettrici leggeri nel 2030 [20].

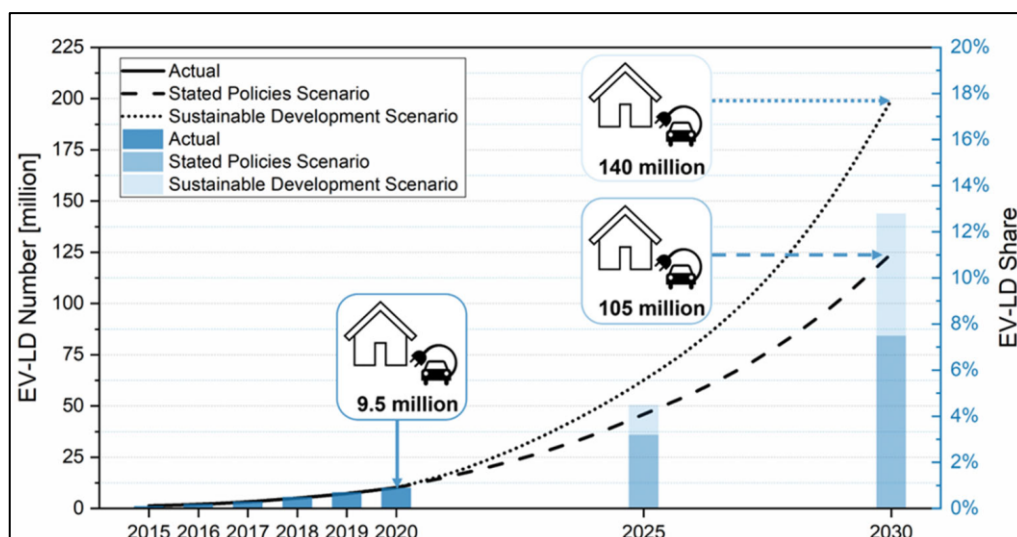


Fig.1.6 - Dati storici e prospettici sui veicoli elettrici a livello mondiale. Line Chart: numero di veicoli elettrici leggeri. Bar Chart: quota dello stock di veicoli elettrici leggeri sul totale del settore trasporti. Out-lined Box: numero di stazioni private per la ricarica elettrica.

In definitiva, il basso costo, l'affidabilità, la longevità, gli elevati rendimenti e la capacità di utilizzare combustibili caratterizzati da elevata densità energetica rendono difficile la sostituzione nel breve termine dei MCI nel settore dei trasporti. Inoltre, non esiste una valida alternativa tecnologica per i veicoli medi e pesanti adibiti al trasporto merci e collettività. Tuttavia, è anche chiaro che l'utilizzo dei tradizionali combustibili fossili non è più sostenibile in termini economici ed ambientali, specialmente nell'ottica del lungo orizzonte temporale. Data la complessità della situazione, è chiaro come non si possa far affidamento su un'unica soluzione tecnologica in grado di soddisfare tutte le esigenze di trasporto. Ogni ambito trasportistico (pubblico o privato, breve e media percorrenza, etc.) e modalità di trasporto presenta esigenze specifiche il cui soddisfacimento in termini di mitigazione può essere assicurato tramite il ricorso a tecnologie e fonti energetiche differenziate caso per caso. Tutto ciò comporta la necessità di continuare a svolgere attività di ricerca e sviluppo per fornire una migliore comprensione dei processi fondamentali che influenzano l'efficienza dei MCI e la produzione di emissioni indesiderate allo scarico.

### 1.3 – La transizione energetica verso “Net Zero Emissions”

Uno dei principali driver in tema mitigazione delle emissioni di GHG nel settore, risiede nella limitazione dell'impatto per unità di servizio di trasporto soddisfatto, che necessita, tra l'altro, di essere conseguito con le seguenti azioni:

- **Cambiamenti nel comportamento**, vale a dire ricorrere ad una più efficiente ed efficace ripartizione modale con azioni che disincentivino gli spostamenti con mezzi individuali, specialmente nei contesti urbani; parallelamente, occorre potenziare e strutturare i sistemi di trasporto collettivo in maniera tale da renderli concorrenziali, in termini di costi generalizzati, rispetto ai sistemi di trasporto privato.
- Adottare **soluzioni tecnologiche già disponibili sul mercato** in grado di aumentare l'efficienza degli attuali sistemi di propulsione, ma anche di ridurre i consumi sulla base dell'ottimizzazione dell'aerodinamica e delle masse. Sebbene già ampiamente mature, per tali tecnologie sarà, comunque, fondamentale continuare attività di ricerca e sviluppo con l'obiettivo di aumentarne l'efficienza e renderle sempre più compatibili

con l'impiego di vettori energetici producibili tramite fonti rinnovabili (biocombustibili). Si tratta di soluzioni soltanto parzialmente risolutive, ma, alla luce dell'elevato livello di maturità, necessarie per guidare la transizione verso NZE.

- Promuovere la ricerca di **tecnologie in via di sviluppo** o in fase di sperimentazione prototipale e, comunque, non ancora presenti in maniera diffusa sul mercato (caratterizzate da un basso livello TRL=technology readiness level), che saranno con molta probabilità in grado di rispondere in maniera risolutiva alle esigenze di mitigazione delle emissioni.

Il primo punto del precedente elenco comporta una serie di azioni atte a modificare il comportamento della popolazione in merito ad un più opportuno utilizzo dei sistemi di trasporto, favorendo modalità di trasporto collettivo (shift modale) e forme di mobilità attiva. Le azioni mitiganti descritte negli ultimi due punti dell'elenco di cui sopra dipendono, invece, principalmente dal grado di maturità tecnologica dei sistemi di trasporto innovativi da introdurre. A tal proposito, il raggiungimento dell'obiettivo NZE al 2050 richiede una rapida diffusione di tecnologie attualmente disponibili e, contestualmente, lo sviluppo di nuove tecnologie, ancora in fase prototipale e non ancora presenti sul mercato. Più in dettaglio, l'International Environmental Agency (IEA) ha stimato che il contenimento delle emissioni di GHG dipenderà in piccola parte (3-4%) dal cambiamento comportamentale degli utenti ed in gran parte dall'uso corretto delle tecnologie, così come illustrato in Fig.1.7.

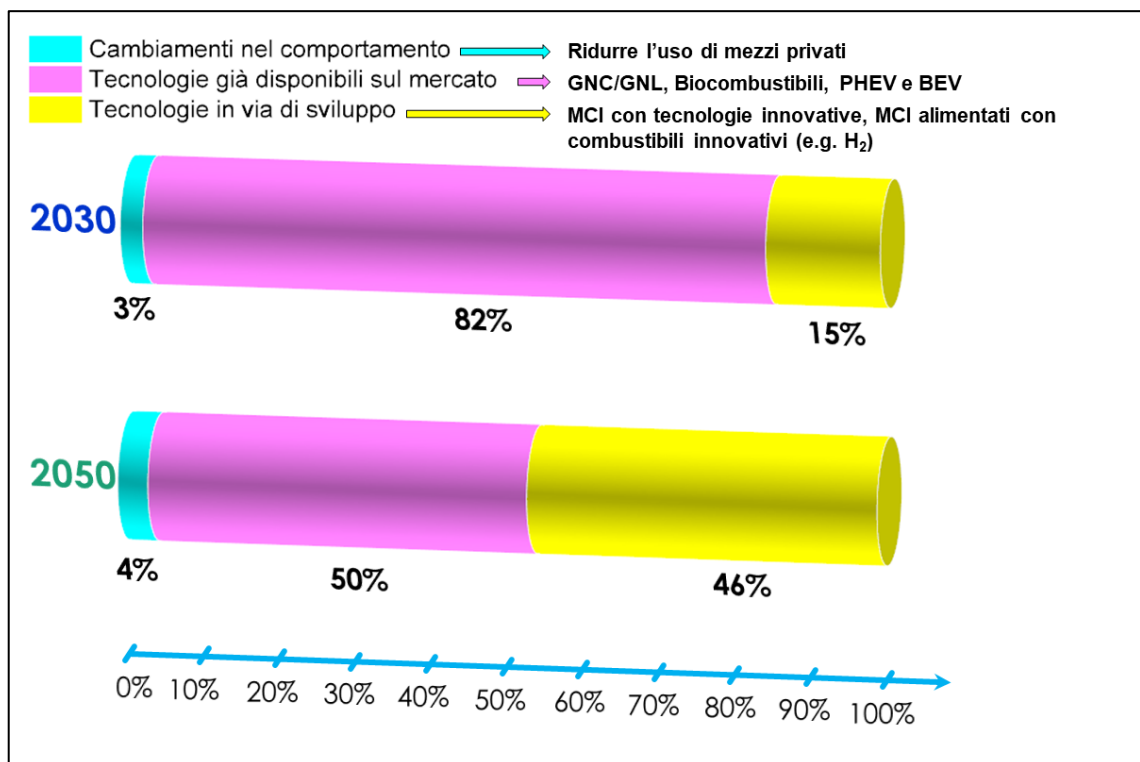


Fig.1.7 - Interventi mirati alla riduzione di emissioni di gas serra al 2030 ed al raggiungimento dell'obiettivo NZE al 2050 (elaborazione su dati IEA [21]).

Secondo l'IEA, al 2030, la riduzione potrà essere conseguita per la maggior parte (82%) ricorrendo a tecnologie già disponibili sul mercato. Diversamente, nel lungo periodo, circa il 46% della riduzione di emissioni di GHG sarà connessa all'utilizzo di nuove tecnologie il cui sviluppo richiederà ingenti investimenti economici da parte degli stakeholders ed intensa

attività di R&D, configurando così uno scenario di trasporto sostanzialmente diverso rispetto all'attuale, specialmente nel contesto urbano [21].

Il grafico di Fig.1.7 rappresenta il filo conduttore di tutte le attività di ricerca del presente lavoro: gli studi e le attività illustrati riguardano tutte uno o più dei precedenti tre punti (Tab.1.1).

# Capitolo e ID Attività	Cambiamenti nel Comportamento	Tecnologie già disponibili	Tecnologie in via di sviluppo
2 - Tecnologie per la transizione energetica nel settore del Trasporto Pubblico Locale	X	X	
3 - Indagini sperimentali e numeriche per la caratterizzazione di spray in applicazioni di iniezione diretta		X	
4 - Progettazione e realizzazione di un sistema per la caratterizzazione del processo di combustione		X	X
5 - Progettazione e realizzazione di un sistema per l'analisi di spray di acqua in condizioni supercritiche			X
6 - Caratterizzazione idraulica e analisi di spray imaging da iniettore di tipo common-rail per applicazioni GCI		X	X
7 - Caratterizzazione idraulica di un iniettore per MCI alimentati ad idrogeno			X

Tab.1.1 - Struttura del lavoro di tesi e contributi di ciascuna attività.

L'obiettivo principale è quello di illustrare una serie di possibilità per la mitigazione delle emissioni di inquinanti e climalteranti nel settore dei trasporti. Tali soluzioni spaziano dal potenziamento ed efficientamento del servizio di trasporto pubblico locale ad indagini numerico/sperimentali volte sia alla riduzione delle emissioni per tecnologie già ampiamente diffuse, sia a favorire lo sviluppo di tecnologie ancora non sufficientemente mature da essere introdotte su larga scala. In particolare, il lavoro è organizzato come segue:

**Capitolo 2: Tecnologie per la transizione energetica nel settore del Trasporto Pubblico Locale.** L'attività riguarda la valutazione delle tecnologie abilitanti per la riduzione delle emissioni del trasporto pubblico locale su scenari a breve e lungo termine. Inoltre, nell'ambito di una collaborazione con un'azienda di TPL abruzzese, è stata condotta un'approfondita e dettagliata ricerca sullo stato dell'arte e sull'evoluzione futura dei motori a combustione interna heavy duty alimentati a gas naturale, sulle diverse tipologie di stazioni di rifornimento. L'attività di ricerca si è concretizzata mediante valutazioni costi-benefici in termini economico-ambientali associati sia alla sostituzione dei mezzi a gasolio EURO IV con mezzi alimentati a gas, sia alla realizzazione della relativa infrastruttura di rifornimento.

**Capitolo 3: Indagini sperimentali e numeriche per la caratterizzazione di spray in applicazioni di iniezione diretta.** L'attività ha come argomento di studio i motori ad iniezione diretta, tecnologia che rappresenta lo stato dell'arte non solo dei motori a ciclo diesel, ma, oggi, anche della maggior parte dei motori ad accensione comandata. L'obiettivo è la caratterizzazione di spray, sia di combustibili liquidi che gassosi, mirata all'ottimizzazione del processo di iniezione, quindi al seguente miscelamento aria/combustibile. A seguito di uno studio approfondito sui fenomeni di flash-boling di combustibili liquidi e di formazione di getti sotto-espansi di fluidi comprimibili, sono stati implementati i setup sperimentali per la visualizzazione dell'evoluzione dello spray e la misura delle sue principali caratteristiche (penetrazione assiale, angolo di cono, morfologia, dischi di Mach, etc.). Parallelamente, sono stati implementati e validati, mediante le misure sperimentali acquisite, modelli di fluidodinamica computazionale (CFD) per lo studio del processo di iniezione.

**Capitolo 4: Progettazione e realizzazione di un sistema per la caratterizzazione del processo di combustione.** La progettazione, realizzazione e messa in opera di un sistema di indagine sperimentale per l'analisi della combustione è l'obiettivo della presente attività.

L'efficienza del processo di combustione di una miscela è alla base delle emissioni allo scarico di qualsiasi MCI. Un setup di indagine sperimentale richiede opportuni strumenti, a seconda dei parametri del processo che devono essere investigati. La scelta di adeguati dispositivi è, pertanto, strettamente correlata agli obiettivi dell'indagine stessa. Il setup allestito, nello specifico, consente la misura della velocità laminare di fiamma e della pressione durante il processo di combustione, mediante l'utilizzo di trasduttori di misura e tecniche di indagine ottica. Il combustibile utilizzato nella fase di prova è metano ma il sistema può essere facilmente modificato per poter utilizzare qualsiasi altro combustibile, liquido o gassoso. In altri termini, lo studio è mirato sia all'ottimizzazione del processo di combustione per gli attuali MCI, sia, nell'ottica di sviluppi ed implementazioni future, allo sviluppo di tecnologie ancora non mature.

**Capitolo 5:** *Progettazione e realizzazione di un sistema per l'analisi di spray di acqua in condizioni supercritiche.* L'attività consiste nella progettazione, realizzazione e messa in servizio di un setup sperimentale per l'iniezione di fluidi in condizioni supercritiche e la successiva acquisizione di immagini dello spray. La caratterizzazione dello spray è volta allo sviluppo di innovativi sistemi di iniezione di acqua all'interno dei MCI (water injection) per la riduzione delle emissioni di NO<sub>x</sub> e l'aumento del rendimento termico. A tal proposito, è stato necessario uno studio preliminare sul comportamento termodinamico dei fluidi in condizioni supercritiche e sui dispositivi di riscaldamento ad induzione elettromagnetica da utilizzare per il raggiungimento della temperatura critica. Analisi numeriche preliminari hanno permesso di approfondire le conoscenze sul tema e di indirizzare le scelte di progetto dell'apparato su dispositivi ad induzione di una determinata potenza. È stato, inoltre, necessario scegliere a catalogo e, talvolta, progettare parte dei dispositivi da utilizzare per la realizzazione dell'apparato complessivo.

**Capitolo 6:** *Caratterizzazione idraulica e analisi di spray imaging da iniettore di tipo common-rail per applicazioni GCI.* L'attività, di natura prettamente sperimentale, è volta alla caratterizzazione dinamica ed all'analisi delle grandezze macroscopiche di uno spray iniettato mediante iniettore multiforo di derivazione diesel, per applicazioni in motori per accensione spontanea di benzina (GCI – “Gasoline Compression Ignition”). Si tratta di una tecnologia proposta negli ultimi anni da un noto costruttore di automobili, ma con ulteriori potenziali sviluppi futuri. Una volta allestito il setup sperimentale, sono state condotte prove al variare della pressione di iniezione, della contropressione nell'ambiente di iniezione e per diverse strategie di iniezione, in termini di tempo di energizzazione dell'iniettore (“ET” – Energizzino Time) e, nel caso di iniezione doppia, di tempo che intercorre fra due eventi successivi di iniezione (“DT” – Well Time).

**Capitolo 7:** *Caratterizzazione idraulica di un iniettore per MCI alimentati ad idrogeno.* L'attività, anche in tal caso esclusivamente sperimentale, è finalizzata alla caratterizzazione dinamica di un iniettore alimentato ad idrogeno a bassa/media pressione. Per una serie di problematiche intrinseche del vettore idrogeno, ad oggi non esistono veicoli con MCI alimentati con tale gas; fra le maggiori criticità certamente figurano problemi di combustione anomala che possono essere, almeno in parte, risolti mediante l'iniezione diretta del combustibile. È, pertanto, fondamentale lo studio del processo di iniezione al variare dei parametri termodinamici. Ai fini della presente attività, in particolare, è stato necessario progettare e realizzare un apposito apparato sperimentale, costituito dalla linea di alimentazione del gas, dal misuratore di portata e dall'elettronica di comando ed acquisizione delle misure. Una volta realizzato il setup è stato possibile condurre misure di portata istantanea e massa complessivamente iniettata.



## Indice delle figure

Fig.1.1 - Contributo del settore della mobilità su strada alle emissioni di inquinanti primari e gas ad effetto serra sul territorio europeo. Elaborazione dati 2017 da [8].	2
Fig.1.2 - Settore nazionale dei trasporti: obiettivi Green Deal Europeo per la riduzione dei gas climalteranti (GHG).	3
Fig.1.3 - Evoluzione dei limiti emissivi di PM e NO <sub>x</sub> per i veicoli heavy-duty, da Euro I ad Euro VI.	4
Fig.1.4 - Iniziative europee per il divieto di immissione di veicoli light-duty ed heavy-duty con MCI.	4
Fig.1.5 - Veicoli in uso in Italia per fonte di alimentazione. Elaborazione dati 2019 da [13].	5
Fig.1.6 - Dati storici e prospettici sui veicoli elettrici a livello mondiale. Line Chart: numero di veicoli elettrici leggeri. Bar Chart: quota dello stock di veicoli elettrici leggeri sul totale del settore trasporti. Out-lined Box: numero di stazioni private per la ricarica elettrica.	8
Fig.1.7 - Interventi mirati alla riduzione di emissioni di gas serra al 2030 ed al raggiungimento dell'obiettivo NZE al 2050 (elaborazione su dati IEA [21]).	9

## Indice delle tabelle

Tab.1.1 - Struttura del lavoro di tesi e contributi di ciascuna attività. ....	10
--	----

## Riferimenti

- [1] V. UNFCCC, “Adoption of the Paris agreement,” *Propos. by Pres.*, vol. 282, p. 2, 2015.
- [2] A. M. M. A. Caretta, R. A. B. M. Arfanuzzaman, S. M. R. Morgan, M. Kumar, and others, “Water. In: Climate Change 2022: Impacts, Adaptation, and Vulnerability. Contribution of Working Group II to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change,” 2022.
- [3] Commissione Europea, “Il Green Deal europeo, COM(2019) 640 finale.” 2019.
- [4] Consiglio Europeo, “Riunione del Consiglio europeo – Conclusioni, 11 Dicembre 2020, EUCO 22/20,” 2020.
- [5] Commissione Europea, *EU transport in figures Statistical pocketbook 2020*. 2020.
- [6] IEA, “World Energy Outlook 2022.” IEA, Paris, France, 2022.
- [7] W. H. Organization and others, “WHO Ambient Air Quality Database: 2022 Update,” *Status report. Geneva, Switz. WHO*, 2022.
- [8] EEA, “Air quality in Europe 2022.” <https://www.eea.europa.eu/publications/air-quality-in-europe-2022>.
- [9] E. Union, “Regulation (EU) 2018/842 of the European Parliament and of the Council of 30 May 2018 on binding annual greenhouse gas emission reductions by Member States from 2021 to 2030 contributing to climate action to meet commitments under the Paris Agreement and amending Regulation (EU) No 525/2013,” *Off. J. Eur. Un. L*, vol. 156, pp. 26–42, 2018.
- [10] M. D. S. Economico, M. Della Tutela, E. del Territorio, and E. Dei Trasporti, “Piano nazionale integrato per l’energia e il clima,” *Minist. dello Svilupp. Econ. Rome, Italy*, 2019.
- [11] D. Romano *et al.*, “Italian Greenhouse Gas Inventory 1990--2019,” *Natl. Invent. Rep.*, 2021.
- [12] E. Commission, “‘Fit for 55’: delivering the EU’s 2030 climate target on the way to climate neutrality,” *Commun. from Comm. to Eur. Parliam. Eur. Counc. Counc. Eur. Econ. Soc. Comm. Comm. Reg.*, 2021.
- [13] A. (European A. M. Association), “Vehicles in Use, Europe 2021,” 2017.
- [14] “World motor vehicle production - ACEA - European Automobile Manufacturers’ Association.” [Online]. Available: <https://www.acea.auto/figure/world-motor-vehicle-production/>.
- [15] ISPRA, *Fattori di emissione atmosferica di gas serra nel settore elettrico nazionale e nei principali Paesi Europei*. 2020.
- [16] C. Aichberger and G. Jungmeier, “Environmental life cycle impacts of automotive batteries based on a literature review,” *Energies*, vol. 13, no. 23, pp. 1–27, 2020, doi: 10.3390/en13236345.
- [17] TERNA, “Produzione Di Energia Elettrica in Italia,” 2020.
- [18] Ministero delle Infrastrutture e dei Trasporti, “PNire - Piano Nazionale Infrastrutturale per la Ricarica dei veicoli alimentati ad energia Elettrica,” pp. 9–55, 2014, [Online]. Available: <http://www.governo.it/sites/governo.it/files/PNire.pdf>.
- [19] I. E. A. G. E. V Outlook, “Accelerating ambitions despite the pandemic,” *Int. Energy Agency Paris, Fr.*, 2021.
- [20] C. E. Ministerial, “EV30@ 30 Campaign,” *EJB*, vol. 19, p. 2018, 2017.
- [21] International Energy Agency, “Net Zero by 2050: A Roadmap for the Global Energy Sector,” p. 224, 2021.

## Capitolo 2

# Tecnologie per la transizione energetica nel settore del Trasporto Pubblico Locale

La forte urbanizzazione a cui si è assistito negli ultimi anni, ha comportato il sovraffollamento delle aree metropolitane, dove attualmente si stima risieda oltre il 70% della popolazione italiana [1]. Ciò ha inevitabilmente portato a crescenti necessità di spostamenti, sia all'interno delle aree urbane, sia all'esterno di esse, per lo più effettuati con mezzi individuali di trasporto, causando una progressiva ed esponenziale congestione del traffico.

Per lungo tempo è stata riposta poca attenzione alle conseguenze sociali, ambientali ed economiche che un sistema destrutturato e mal ponderato di spostamento stesse producendo: soprattutto nei grandi centri metropolitani, si è assistito ad un notevole peggioramento della qualità dell'aria che spesso ha richiesto l'imposizione di provvedimenti di limitazione del traffico privato da parte dei Comuni. Nella consapevolezza che interventi di questo tipo non possano rappresentare una soluzione consolidata al problema, la Commissione Europea (EC) ha messo in atto varie iniziative politiche volte alla promozione della sostenibilità nel settore dei trasporti. Nella sua accezione comune, si intende per mobilità sostenibile un sistema strutturato di trasporti che consenta di soddisfare le necessità degli spostamenti minimizzando gli impatti negativi ad essi associati, per garantire un contesto economico, ambientale e sociale equo ed efficiente per le generazioni presenti e future.

Tra i fattori determinanti per la diffusione di una mobilità più sostenibile vi è la promozione della ripartizione modale ("modal shift"), tramite politiche che incentivino spostamenti non motorizzati o su mezzi di trasporto collettivo. In questo contesto, il Trasporto Pubblico Locale (TPL), che rappresenta il cardine della mobilità nelle aree urbane, deve inserirsi prioritariamente nella politica di promozione della mobilità sostenibile, ricorrendo quanto più possibile a soluzioni alternative ai tradizionali combustibili fossili. Con riferimento agli autobus, che transitano costantemente in aree fortemente congestionate ed in condizioni di carichi elevati, con continue accelerazioni, decelerazioni e soste, la produzione di specie inquinanti è una problematica rilevante che ha indirizzato le politiche comunitarie e nazionali ad intraprendere azioni volte a favorire l'inserimento, nelle flotte dei mezzi del trasporto pubblico, di veicoli a basse emissioni, alimentati con combustibili alternativi ai tradizionali derivati del petrolio, quali l'elettricità, l'idrogeno, i biocombustibili, il gas naturale (NG) e il gas di petrolio liquefatto (GPL), come indicato nella Direttiva 2014/94/UE [2].

Nella scelta di soluzioni alternative occorre, comunque, garantire che la fonte energetica impiegata:

- sia geopoliticamente meglio distribuita rispetto al petrolio greggio, garantendo, al contempo, un adeguato rapporto in termini di consumo/produzione;
- sia caratterizzata da un ridotto impatto ambientale, da valutare sull'intero ciclo vita, dalle fasi di estrazione/produzione fino al suo impiego a bordo veicolo;

- sia tale da garantire performance comparabili a quelle di gasolio e benzina, non solo in termini di prestazioni, ma anche di autonomia, longevità ed affidabilità.

Nell’ottica del contenimento dei consumi energetici e di riduzione dell’impatto ambientale dei veicoli per il trasporto collettivo su gomma, possono essere adottate diverse soluzioni che spaziano dal miglioramento delle prestazioni dei veicoli alimentati con combustibili convenzionali, anche mediante l’ibridizzazione dei sistemi propulsivi, all’impiego di nuovi vettori energetici, fino al ricorso all’energia elettrica da rete. Le diverse possibilità devono essere valutate a fronte di un dato orizzonte temporale di intervento (breve, medio e lungo termine), a sua volta correlato al timing industriale (disponibilità commerciali di nuovi veicoli) ed a seconda del profilo di missione richiesto al veicolo (urbano, interurbano ed extraurbano). Occorre, inoltre, tenere in conto che qualsiasi nuova tecnologia risulta economicamente più onerosa rispetto alle tecnologie convenzionali, tanto più con riferimento a nuovi vettori energetici per i quali siano richieste ingenti opere di infrastrutturazione per il rifornimento.

L’attività di cui il presente capitolo è mirata proprio ad investigare le possibili alternative tecnologiche per le aziende del TPL nazionale nella transizione verso una mobilità a zero emissioni. In particolare, il Paragrafo 2.1 riporta una valutazione delle tecnologie abilitanti per la riduzione delle emissioni del TPL su scenari a breve e lungo termine. L’attività, svolta in collaborazione con CITraMS, è culminata con la stesura del lavoro “*Enabling technologies assessment for reducing local public transport emissions on short and long-term time frames*”, presentato nell’ambito del congresso AIIT 3RD INTERNATIONAL.

Il Paragrafo 2.2 riassume l’attività svolta nell’ambito di una collaborazione fra il Centro Interdipartimentale Trasporti e Mobilità Sostenibile (CITraMS) dell’Università dell’Aquila ed un’azienda di TPL abruzzese interessata alla sostituzione parziale del proprio parco autobus con mezzi alimentati a gas naturale ed alla realizzazione della relativa infrastruttura di rifornimento. A valle di un’analisi approfondita e dettagliata sullo stato dell’arte e sull’evoluzione futura dei motori a combustione interna heavy duty alimentati a gas naturale, sulle diverse tipologie di stazioni di rifornimento e sul contesto normativo di riferimento, l’attività è proseguita e culminata con un’analisi costi-benefici in termini economico-ambientali associati sia alla sostituzione dei mezzi a gasolio EURO IV con mezzi alimentati a gas. Infine, il Paragrafo 2.3 riguarda il dimensionamento preliminare ed un’analisi di fattibilità di natura tecnica ed economica di una stazione di rifornimento di gas naturale a servizio della stessa azienda di TPL.

## 2.1 - Valutazione delle tecnologie abilitanti per la riduzione delle emissioni del TPL nel breve e lungo termine

### 2.1.1 - La situazione del TPL Nazionale

Nell’ultimo ventennio in Italia sono stati immatricolati circa 78000 autobus nuovi, con una media annuale di 4668 veicoli nel decennio 2000-2009 e di 3126 in quello 2010-2019. Nel 2020 la situazione ha risentito in particolar modo del blocco delle attività imposto dalle misure di contenimento del contagio da Covid-19 che si è materializzata in un crollo della domanda di mobilità pubblica e, parallelamente, in una flessione delle immatricolazioni di nuovi autobus [3].

La tendenza di diminuzione dell’immatricolazione di nuovi autobus sta, inesorabilmente, causando un notevole invecchiamento del parco circolante sul territorio nazionale. L’attuale flotta veicoli del trasporto pubblico locale presenta un’età media che, seppur in

miglioramento negli ultimi anni, risulta ancora ben al di sopra dell'età media del parco europeo (sette anni), come mostrato in Fig.2.1:

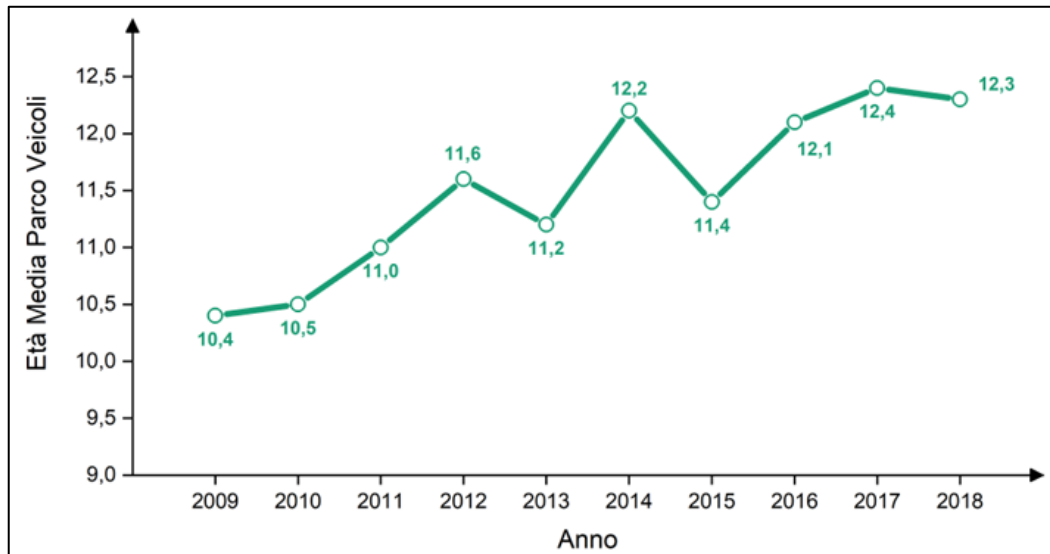


Fig.2.1 - Età media del parco autobus del TPL in Italia. Elaborazione personale da [4].

Una buona notizia correlata allo “svecchiamento” del parco veicoli è rappresentata dal forte aumento delle radiazioni (demolizione ed esportazione) di vecchi autobus, a partire dal 2017 (Fig.2.2); nel 2019 sono stati radiati 4577 veicoli, con un aumento del 12% rispetto all’anno precedente [3].

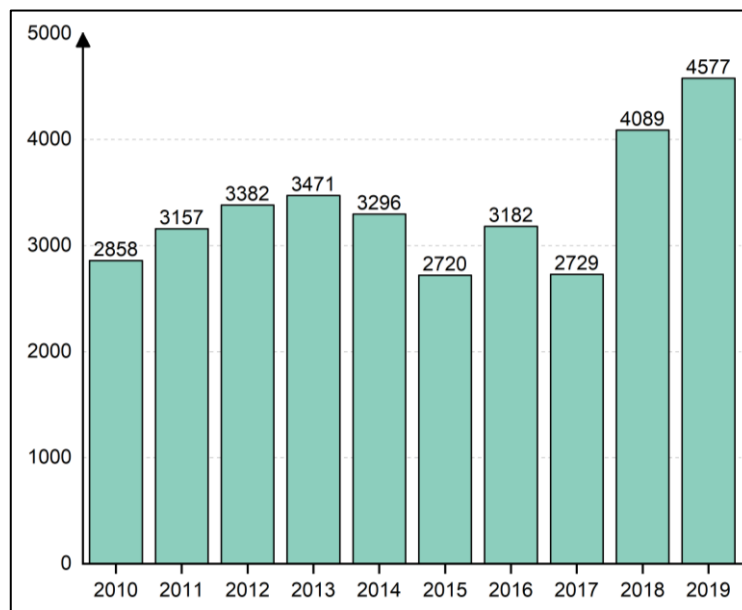


Fig.2.2 - Radiazioni di autobus dal 2010 al 2019. Elaborazione personale da [3].

Tuttavia, sebbene l'Italia si stia muovendo sul fronte del rinnovo del parco veicoli, soprattutto nel settore del trasporto pubblico locale, le percentuali di autobus pubblici circolanti con standard emissivi inferiori ad Euro VI restano ancora piuttosto elevate, come illustrato in Fig.2.3(a).

L'attuale parco autobus italiano conta oltre 51.000 mezzi al servizio delle aziende di TPL, di cui oltre il 93% sono alimentati da motori diesel. Inoltre, circa 23.500 autobus hanno una motorizzazione inferiore a Euro IV, a rimarcare l'elevata età media dei mezzi circolanti, con conseguente forte impatto sulla qualità dell'aria [5]. Infatti, un autobus EURO VI emette

circa il 90% in meno di PM e il 92% in meno di NOx rispetto a un autobus Euro III (Fig.2.3 (b)).

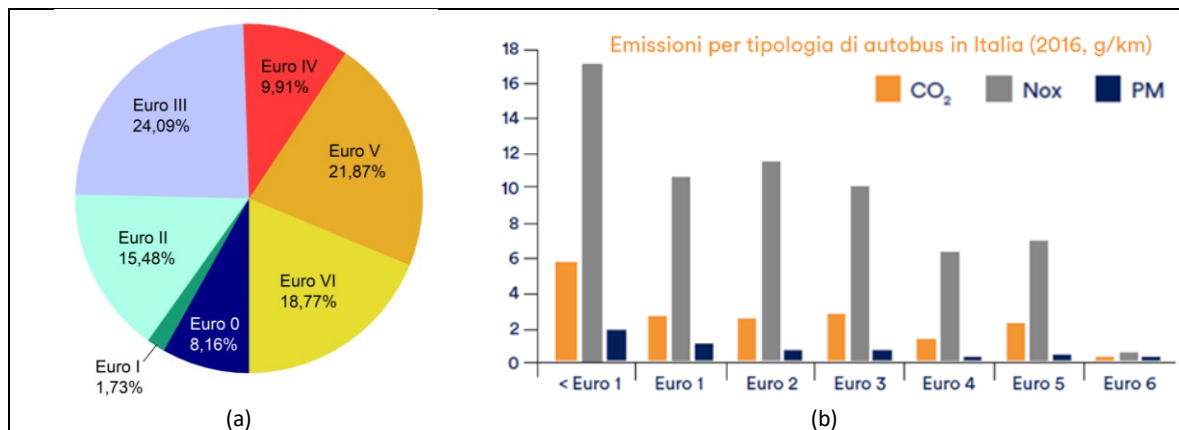


Fig.2.3 - (a) Parco circolante autobus per Normativa Euro nel 2019. (b) Emissioni di inquinanti per tipologia di autobus in Italia..

## 2.1.2 – Tecnologie abilitanti e metodologia

Dato che gli autobus a gasolio che soddisfano gli standard Euro VI rappresentano la soluzione tecnica più matura e diffusa, nella valutazione delle tecnologie abilitanti sono stati utilizzati come riferimento di base. Le altre tecnologie analizzate rappresentano soluzioni commerciali più o meno diffuse sul territorio nazionale e sono:

- **Autobus alimentati a gas naturale:** la tecnologia consiste in un motore convenzionale ad accensione comandata alimentato a gas naturale compresso (GNC). Sono ampiamente utilizzati principalmente per profili di missione urbani e, quando è richiesta un'elevata autonomia (profili extraurbani), il gas naturale può essere utilizzato anche in forma liquefatta (GNL), stoccandolo in serbatoi criogenici. Sia gli autobus GNC che GNL possono essere alimentati a biogas (biometano e bio-CNG).
- **Autobus alimentati con biodiesel:** il gasolio derivato da materiale organico, in particolare il biodiesel, rappresenta un'alternativa sostenibile ai combustibili fossili, grazie alla potenziale riduzione delle emissioni di gas serra WTW e ad un miglioramento dei problemi di approvvigionamento (sicurezza energetica). A seconda della materia prima di partenza, esistono due generazioni di biodiesel: i biodiesel di prima generazione sono ottenuti a partire dalla biomassa raccolta da culture tradizionali, come l'olio di palma e di colza; i biodiesel di seconda generazione sono ottenuti da residui e prodotti di scarto. A causa degli impatti ambientali e socioeconomici, tra cui la deforestazione ed il cambiamento dell'uso del suolo dalla produzione di cibo a quella di combustibile, i biodiesel di prima generazione non rappresentano un'opportunità sostenibile per il futuro. Uno dei biodiesel di seconda generazione più promettenti è l'olio vegetale idrogenato (HVO – “hydrotreated vegetable oil”), ottenuto aggiungendo a trigliceridi vegetali o animali l'idrogeno, mediante catalizzatori ad alta pressione e temperatura, il tutto seguito da un processo di distillazione. Il gasolio di origine fossile già oggi contiene frazioni di biodiesel in percentuali diverse da Paese a Paese. Per ogni tipo e/o miscela di biocombustibile sono necessarie specifiche modifiche al motore, più o

meno complesse. Nel caso di HVO, il diesel fossile può essere miscelato fino al 30% senza sostanziali modifiche al motore, grazie alla sua elevata qualità.

- **Autobus ibridi:** questa tecnologia rappresenta una buona soluzione costi/benefici in termini di riduzione delle emissioni di gas serra e miglioramento dell'efficienza energetica soprattutto nel contesto urbano, caratterizzato da richieste energetiche continuamente variabili e difficilmente gestibili dai motori convenzionali, se non con aumenti significativi del consumo di combustibile e conseguenti emissioni. Negli autobus ibridi la propulsione è assicurata da più fonti di energia disponibili a bordo (tipicamente una chimica ed una elettrica). Il ripristino dell'energia elettrica necessaria alla trazione può avvenire a bordo, utilizzando la fonte chimica per la produzione di energia elettrica e/o recuperando l'energia inerziale e potenziale del veicolo stesso, oppure mediante apposite colonnine di ricarica, nei cosiddetti veicoli plug-in. Esistono differenti tipologie di veicoli ibridi, diversi per grado di ibridazione, livello di elettrificazione, tipologia (serie, parallelo, misto), sistema di accumulo di energia (batterie, supercondensatori, volani). Tutti presentano notevoli vantaggi legati al ridimensionamento del motore endotermico e al suo funzionamento in condizioni molto più stazionarie, uniti alla possibilità di ridurre le dimensioni (e i costi) delle batterie, ma penalizzati dalla necessità di trasportare due powertrain (MCI e motore elettrico). Le tecnologie ibride con maggiore rilevanza commerciale al giorno d'oggi utilizzano sistemi che combinano motore a gasolio e motori elettrici.
- **Autobus elettrici a batteria (BEV):** una soluzione di particolare interesse nelle aree urbane e suburbane è la propulsione puramente elettrica con accumulo elettrochimico a bordo veicolo. La batteria può essere caricata lentamente durante la notte (overnight charge) o a frequenze più elevate tramite stazioni di ricarica di media (50 kW) e alta (>150 kW) potenza (opportunity charge). Tuttavia, ricariche più frequenti e più rapide hanno effetti negativi sulle prestazioni energetiche del veicolo e potenzialmente anche sulla vita utile del sistema di accumulo stesso. I BEV presentano diversi vantaggi rispetto ai sistemi di propulsione endotermici, tra cui l'assenza di inquinanti e di gas climalteranti allo scarico, la riduzione del rumore ed i bassi costi di manutenzione. Inoltre, l'elettricità è più producibile da fonti rinnovabili rispetto ai combustibili chimici. Tuttavia, la diffusione dei BEV è ancora principalmente limitata alle applicazioni a breve distanza a causa di alcune significative barriere di natura economica, tecnologica, ma in parte anche ambientale.
- **Autobus elettrici a celle a combustibile (FCEV):** alcune delle criticità insite nei veicoli BEV possono essere superate utilizzando il vettore energetico idrogeno, anziché l'elettricità. In questo caso, il sistema di propulsione è ancora puramente elettrico ma è alimentato dall'energia prodotta a bordo da dispositivi elettrochimici, ovvero le celle a combustibile, che trasformano l'energia chimica di legame del vettore idrogeno combinato con l'ossigeno atmosferico, direttamente in energia elettrica. L'idrogeno è immagazzinato a bordo del veicolo in serbatoi pressurizzati (da 350 a 700 bar). A bordo è sempre presente un sistema di accumulo di energia elettrica (ESS – “energy storage system”) e, a seconda della sua capacità energetica, il veicolo può essere a batteria dominante (ESS elevato) o a FC dominante (ESS basso). I veicoli elettrici a idrogeno beneficiano di tutti i vantaggi



tipici dei BEV (zero emissioni locali, bassa rumorosità e riduzione delle vibrazioni del veicolo), pur consentendo una maggiore autonomia. Attualmente gli autobus FC vengono utilizzati solo a scopo dimostrativo, a seguito di alcune barriere alla loro diffusione, fra cui l'elevato costo dell'idrogeno (specie se da rinnovabile), l'assenza di una rete di distribuzione capillare e la bassa maturità tecnologica, con conseguenti elevati costi di investimento, esercizio e manutenzione.

I risultati della valutazione sono presentati in termini di diversi indicatori, ispirati a lavori precedenti [6], [7], riguardanti le prestazioni ambientali, tecniche e operative ed economiche. Sono state analizzate tutte le tecnologie di autobus descritte in quanto, potenzialmente, rappresentano tutte opzioni ragionevoli per le aziende di TPL per il rinnovo del parco mezzi. Per motivi di uniformità, le valutazioni sono effettuate con riferimento ad un autobus ad un piano, lungo 12 m [8]. Per ogni indicatore è stato fornito un giudizio tra Scarso, Accettabile, Buono ed Eccellente.

### 2.1.3 – Prestazioni ambientali

Per la valutazione dell'impatto ambientale sono stati utilizzati due diversi indicatori, vale a dire la riduzione delle emissioni di gas a effetto serra (GHG – *Green HouseGases*) e la qualità dell'aria.

Le **emissioni di GHG** veicolari dipendono, oltre che dalle caratteristiche prestazionali specifiche dei veicoli e del loro sistema di propulsione, anche dal tipo di energia utilizzata per la trazione del veicolo. In questo senso giocano un ruolo fondamentale le fonti energetiche primarie, il ciclo di produzione, distribuzione ed eventuale stoccaggio del vettore energetico finale. Pertanto, per le emissioni di CO<sub>2</sub> deve essere utilizzato un approccio dal pozzo di estrazione alla ruota (WTW – *Well-To-Wheel*). L'analisi WTW non considera tutte le emissioni coinvolte nell'intero ciclo di vita del veicolo (ad es. produzione di autobus, fine vita dei materiali, ecc.) ma solo le emissioni relative al consumo di energia nel corso della vita. Ovviamente le emissioni dal pozzo al serbatoio (WTT – *Well-To-Tank*) dipendono dal metodo di produzione del combustibile e dalla fonte primaria utilizzata per la sua produzione. Le emissioni specifiche dal serbatoio alla ruota (TTW – *Tank-To-Wheel*) dipendono da diversi fattori, tra cui le caratteristiche del bus (lunghezza, massa, potenza del motore, ...) e il profilo cinematico della missione. Pertanto, in questo lavoro è stato adottato un intervallo di valori sulla base di una ricerca bibliografica, riportato nella Tab2.1 che fornisce una panoramica dei fattori di emissione di GHG (sia WTT che TTW).

Bus Type	GHG emission [gCO <sub>2eq</sub> /km]
Diesel	1100 – 1400
Diesel - HVO	170 - 720
Natural Gas	800 – 1300
Natural Gas - Biomethane	240 - 500
Hybrid	950 - 1150
Plug-in Hybrid	550 - 750
BEV	5 - 580
FCEV	50 - 1200

Tab2.1 - Emissioni specifiche di gas serra per diverse tecnologie e pathways del combustibile [7], [9]–[11].

Le emissioni di GHG stimate per gli autobus diesel sono in media pari a 1250 gCO<sub>2eq</sub>/km e, poiché questo valore è il più alto tra le altre tecnologie, è stato utilizzato come riferimento per valutare il risparmio di GHG. *Punteggio: Scarso.*

La sostituzione del diesel con HVO potrebbe portare ad una riduzione delle emissioni di gas serra fino all'80%, a seconda del percorso di produzione del biodiesel e del suo tasso di miscelazione con il gasolio [7]. *Punteggio: da Accettabile a Eccellente.*

A causa della minore efficienza del motore, le emissioni WTW degli autobus a GN sono paragonabili a quelle del diesel, nonostante le minori emissioni WTT per tutto il percorso di produzione e distribuzione [9]. Le emissioni fuggitive di metano durante le fasi di estrazione, trasporto e distribuzione e il “methane slip” a seguito del processo di combustione a bordo veicolo influiscono in modo significativo sulle emissioni di gas serra WTW. L'uso del biogas può ridurre significativamente le emissioni, fino a percentuali dell'80%, nel caso in cui sia prodotto a partire da liquame proveniente da allevamenti, evitando il rilascio spontaneo di questo metano biogenico in atmosfera [12]. *Punteggio: scarso per il gas naturale; da Accettabile a Eccellente nel caso del biogas.*

Le emissioni di gas serra degli autobus ibridi, anche in soluzione non plug-in, sono generalmente inferiori rispetto agli autobus con solo MCI diesel, grazie alla maggiore efficienza del gruppo propulsore complessivo e quindi al minor consumo energetico (fino al 20%). La capacità di ridurre le emissioni nelle soluzioni plug-in, invece, aumenta con l'aumentare della quota di propulsione svolta in modalità elettrica. *Punteggio: da Scarso a Buono.*

Gli autobus elettrici a batteria e a celle a combustibile hanno emissioni allo scarico pari a zero; quindi, per queste tecnologie sono state considerate solo le emissioni WTT. In entrambi i casi, le emissioni di GHG sono direttamente correlate alla percentuale di fonti rinnovabili utilizzate, come evidenziato dall'ampio range di valori riportati nella Tab2.1. L'attuale mix di produzione di energia elettrica in Italia è responsabile di 213.4 gCO<sub>2</sub>/kWh, al di sotto della media UE (230,7 gCO<sub>2</sub>/kWh), a testimonianza del suo recente spostamento verso le fonti rinnovabili (circa il 50% nell'ultimo anno). *Punteggio: da Accettabile a Eccellente.*

Il risparmio di emissioni di GHG potenzialmente ottenibile mediante autobus a idrogeno dipende in gran parte dal metodo di produzione. A tal proposito, circa il 95% della produzione mondiale di idrogeno molecolare (H<sub>2</sub>) è ottenuta dal reforming di fonti fossili (c.d. “gray H<sub>2</sub>”), in un processo che comporta notevoli emissioni di CO<sub>2</sub> (da 9 kg fino a 13,2 kgCO<sub>2eq</sub>/kgH<sub>2</sub>) [13]. Lo stesso procedimento può essere applicato anche partendo da biomassa, senza però risolvere il problema delle significative emissioni di GHG. La restante percentuale di idrogeno è prodotta dall'elettrolisi dell'acqua che comporta la conversione dell'elettricità in energia chimica, in un processo estremamente energivoro. Tuttavia, utilizzando fonti energetiche rinnovabili per l'elettrolisi dell'acqua (c.d. “green H<sub>2</sub>”), le emissioni di GHG associate alla produzione del vettore H<sub>2</sub> si riducono drasticamente al di sotto di 0,7 kgCO<sub>2eq</sub>/kgH<sub>2</sub>. *Punteggio: da Scarso a Eccellente.*

L'indicatore di **qualità dell'aria** si riferisce agli inquinanti che causano malattie per l'essere umano e problemi di natura ambientale. Nel presente lavoro sono state considerate solo le emissioni allo scarico di NO<sub>x</sub> e PM<sub>10</sub> (principali inquinanti primari per gli autobus diesel), trascurando il particolato prodotto da frenatura e da usura dei pneumatici nel contatto strada. Questi valori sono riportati nella Tab2.2:

Bus Type	NO <sub>x</sub> [g/km]	PM <sub>10</sub> [g/km]
Diesel	0.5 – 1.1	0.015
Natural Gas	<1	<0.01
Hybrid	0 in pure electric; same as diesel when ICE is on	0 in pure electric; same as diesel when ICE is on
BEV	0	0
FCEV	0	0

Tab2.2 - Emissioni locali di NO<sub>x</sub> e PM<sub>10</sub> per le diverse tecnologie [8].

Nonostante la presenza di filtri antiparticolato del gasolio e sistemi catalitici reattivi selettivi (SCR – *Selective Catalytic Reaction*) implementati negli attuali autobus diesel Euro VI, le emissioni di PM<sub>10</sub> e NO<sub>x</sub> sono ancora superiori rispetto alle altre tecnologie.

Punteggio: scarso.

I valori rimangono invariati utilizzando HVO nei motori diesel. Punteggio: scarso.

Le emissioni di NO<sub>x</sub> e PM<sub>10</sub> sono entrambe inferiori nel caso di autobus a gas naturale [14], principalmente grazie alla combustione stechiometrica e alla presenza di un catalizzatore a tre vie, come dispositivo di abbattimento dei gas di scarico. Tuttavia, recenti studi hanno evidenziato la presenza di nanoparticelle (dimensioni inferiori a 25 nm) allo scarico, attribuibili principalmente al passaggio dell'olio lubrificante attraverso la camera di combustione, che possono comportare un elevato numero di particelle emesse (PN – “particle number”) [15]. Punteggio: buono.

Gli autobus elettrici e a celle a combustibile non hanno emissioni allo scarico. Punteggio: eccellente.

Le emissioni di NO<sub>x</sub> e PM<sub>10</sub> degli autobus ibridi dipendono dal grado di ibridazione. Punteggio: da scarso a buono.

## 2.1.4 – Prestazioni tecniche e operative

Le prestazioni tecniche e operative di un autobus si riferiscono a quanto efficacemente una soluzione specifica adibisce alla funzione di trasporto pubblico.

Il primo indicatore riguarda la **maturità tecnica**, ovvero lo stadio di sviluppo e di implementazione di ciascuna tecnologia bus. Il numero di autobus attualmente in uso e l'andamento delle immatricolazioni negli ultimi anni può essere considerato un parametro di valutazione. Nel 2020 gli autobus diesel rappresentano circa il 93,7% della flotta complessiva italiana (non solo servizi TPL), seguiti da autobus a metano (4,1%), veicoli elettrici (0,51%, inclusi BEV e FCEV) e ibridi elettrici (0,15%) [16]. Tuttavia, rispetto al 2019, le immatricolazioni di nuovi autobus alimentati a gasolio diminuiscono del 26,6%.

Punteggio: Eccellente.

L'HVO viene utilizzato negli autobus diesel senza sostanziali modifiche al motore, quindi sono a tutti gli effetti autobus a gasolio. Punteggio: Eccellente.

Le più consolidate tecnologie alternative agli autobus diesel sono gli autobus alimentati a metano. Come mostrato in Fig.2.4, nel 2020 sono stati venduti 253 nuovi autobus a metano e 37 a GNL, che rappresentano rispettivamente l'8% e l'1,2% delle vendite totali di autobus dell'anno. Punteggio: Eccellente.

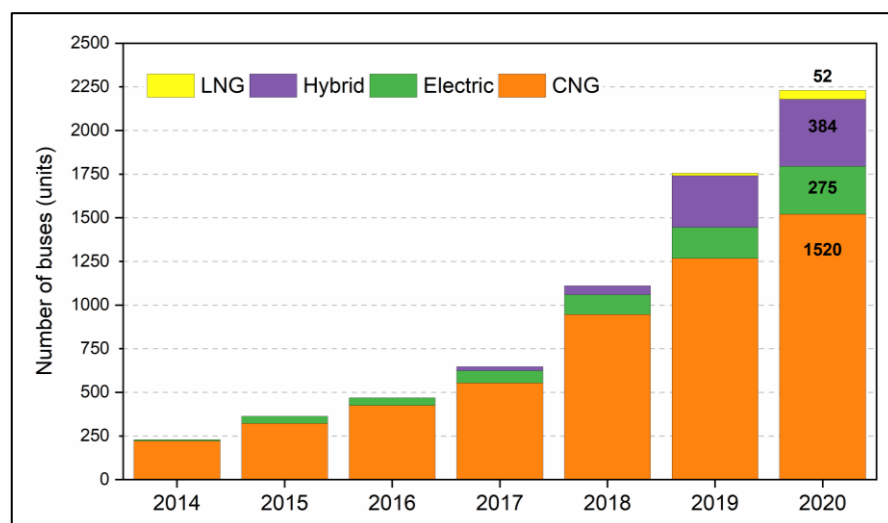


Fig.2.4 - Numero di autobus a trazione alternativa al gasolio immatricolati in Italia dal 2014 ad oggi. Elaborazione personale da [17].

Le vendite di nuovi autobus elettrici in Italia sono aumentate del 49,2% passando da 65 unità nel 2019 a 97 autobus venduti nel 2020 (come evidenziato in Fig.2.4), a testimonianza della crescente maturità di queste tecnologie [17]. *Punteggio: Accettabile.*

Il numero di nuovi autobus ibridi ha raggiunto le 384 unità nel 2020. *Punteggio: Buono.* Le vendite di nuovi autobus elettrici in Italia sono aumentate del 49,2% passando da 65 unità nel 2019 a 97 autobus venduti nel 2020, a testimonianza della crescente maturità di queste tecnologie [17]. *Punteggio: Accettabile.*

Tra gli autobus elettrici, la tecnologia FCEV rappresenta la più recente e la loro diffusione sul territorio italiano è ancora molto limitata, anche se la tecnologia è già parzialmente disponibile in commercio e, in alcuni casi, ha dimostrato di funzionare efficacemente. Alla fine del 2020, in Italia erano operativi solo 13 autobus FC [18], ma negli ultimi anni sono stati avviati numerosi programmi pilota in tutta Europa il cui obiettivo è finanziare l'acquisto di autobus a idrogeno e l'attivazione di infrastrutture di rifornimento. *Punteggio: Scarso.*

Un altro indicatore chiave di natura tecnico/operazionale è la **flessibilità del percorso** dell'autobus, che a sua volta è correlata al tempo di ricarica ed all'autonomia (Fig.2.5).

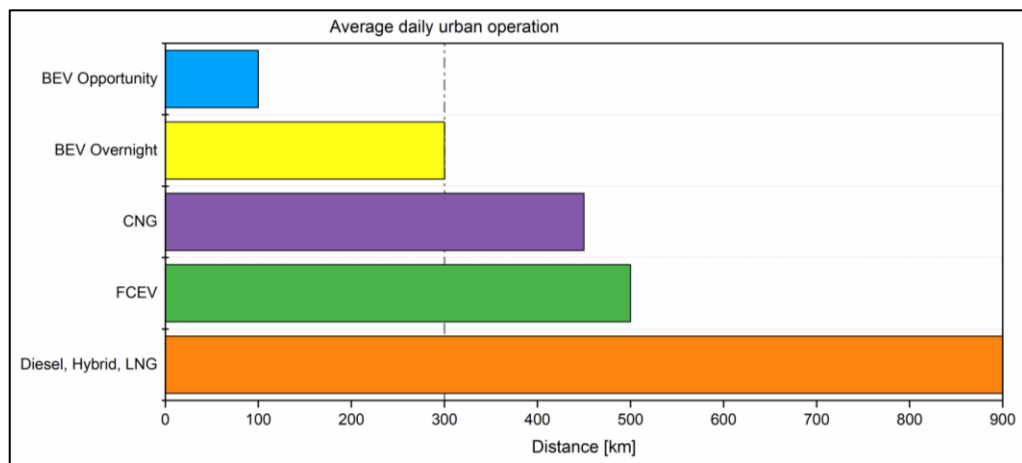


Fig.2.5 - Autonomia massima per le diverse tecnologie di autobus.

Per un autobus urbano di medie dimensioni si può considerare una richiesta di autonomia giornaliera di circa 300 km [8]. Grazie all'elevata densità energetica del combustibile, gli autobus diesel richiedono tempi di rifornimento molto brevi (5-10 min) e presentano un'autonomia molto elevata (fino a 900 km), consentendo la migliore flessibilità operativa tra le altre tecnologie. *Punteggio: Eccellente.*

Gli autobus a metano hanno un'autonomia inferiore rispetto agli autobus diesel (fino a 450 km), a seconda del numero di serbatoi in pressione presenti a bordo veicolo. Tuttavia, se il rifornimento è effettuato presso una stazione di ricarica rapida, il tempo di rifornimento richiesto per un autobus GNC è quasi lo stesso di un autobus diesel. L'autonomia degli autobus a metano aumenta nel caso degli autobus GNL, che sono quindi più adatti a percorsi extra-urbani. *Punteggio: da Accettabile a Eccellente.*

La flessibilità di percorso degli autobus elettrici dipende principalmente dalla dimensione del sistema di accumulo elettrico e dalla strategia di ricarica adottata: gli autobus con batterie di piccole dimensioni (20-60 kWh) richiedono una ricarica rapida in determinate fermate lungo il percorso (strategia di ricarica di opportunità), consentendo un'autonomia molto breve (meno di 100 km). Gli autobus con batterie di grandi dimensioni (250-300 kWh) consentono un'autonomia estesa senza ricarica (circa 250 km). Le loro batterie vengono solitamente ricaricate dalla rete presso il deposito durante la notte (strategia di ricarica notturna), ma possono essere ricaricate anche durante il giorno, ad esempio presso le stazioni centrali degli autobus. *Punteggio: da Scarso a Buono.*

L'autonomia di guida degli autobus ibridi dipende dal livello di ibridazione, vale a dire da come la potenza è bilanciata tra i sistemi di propulsione di bordo. *Punteggio: da Buono a Eccellente.*

Per gli autobus FC, l'autonomia dipende fortemente da diversi fattori, tra cui la dimensione dei sistemi di accumulo elettrico (densità di energia della batteria) e dell'idrogeno (pressione massima all'interno del serbatoio) e dalla potenza ed efficienza delle celle a combustibile. In media, le autonomie dichiarate dai produttori di autobus FC non superano i 500 km [19] con tempi di rifornimento del serbatoio di idrogeno da 10 a 15 min, per una pressione massima di stoccaggio di 350 bar. *Punteggio: Accettabile.*

Un altro aspetto operativo riguarda la **sicurezza energetica** della fonte primaria, ovvero l'origine delle fonti per la produzione dei combustibili e dell'energia elettrica e la disponibilità nazionale della fonte stessa.

Nel 2020 i consumi finali di energia nel settore dei trasporti nazionale sono stati pari a 30223 ktep, di cui circa il 93% da combustibili fossili (27099 ktep di prodotti petroliferi e 967 ktep di gas naturale). Le fonti rinnovabili hanno rappresentato il 4.1% del consumo energetico totale dei trasporti, con il 3.2% dei biocombustibili e lo 0.9% dell'elettricità prodotta da fonti rinnovabili. Il restante 2.9% è elettricità prodotta da combustibili fossili [20]. La produzione italiana di petrolio è in grado di soddisfare solo il 12% del consumo totale di petrolio e la restante percentuale è importata principalmente da Azerbaigian (23%), Libia (18,4%) e Iraq (14,4%) [21]. *Punteggio: Scarso.*

L'utilizzo delle fonti energetiche rinnovabili nel settore dei trasporti in Italia sta assumendo, negli ultimi anni, un peso progressivamente crescente. Nel 2020 il contenuto energetico complessivo dei biocombustibili (fra cui l'HVO) immessi al consumo in Italia è stato pari a 1350 ktep, ma solo il 12% dei biocarburanti per il settore dei trasporti è stato prodotto da fonti primarie originarie dell'Italia. Indonesia, Cina e Malesia hanno rappresentato circa il 40% della produzione totale e la restante percentuale è arrivata dai paesi europei. *Punteggio: Accettabile.*

Nel 2020 la produzione nazionale di gas naturale (incluso il biometano) è stata di 4100 milioni di standard metri cubi e il consumo nel settore dei trasporti è stato di 943 milioni di standard metri cubi, tra GNC, GNL e L-CNG (ovvero gas liquefatto rigassificato alla pompa e utilizzato come metano). La produzione nazionale non è in grado di soddisfare il fabbisogno energetico complessivo, per cui nel 2020 il 93% del gas naturale è stato importato, principalmente dalla Russia (43%) e dall'Algeria (22,7%). A causa dell'instabilità politica dei paesi esportatori di gas e della bassa percentuale di gas europeo importato (12%), la valutazione per il gas naturale dovrebbe essere molto bassa. Tuttavia, a causa della crescente produzione nazionale di biometano (da 50 milioni di smc nel 2019 a 99 milioni di smc nel 2020) e della possibilità di importare GNL da Paesi politicamente più stabili, il giudizio è maggiormente positivo. *Punteggio: Accettabile.*

Il consumo nazionale di energia elettrica nel settore dei trasporti nel 2019 è stato di 992 ktep, di cui solo 347 ktep di energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili. L'effettiva produzione nazionale di energia elettrica da fonti rinnovabili è di 20.3 Mtep, pari al 41.5% della produzione totale lorda di energia elettrica. *Punteggio: Accettabile.*

Infine, la bassa domanda di H2 nel settore energetico in generale (560 kt all'anno) determina bassi volumi di produzione, principalmente mediante reforming da metano [13]. Tuttavia, l'Italia ha pianificato di installare circa 5 GW di capacità di elettrolisi entro il 2030 per raggiungere gli obiettivi europei [20]. *Punteggio: Scarso.*

## 2.1.4 – Prestazioni economiche

Uno dei maggiori problemi associati alla penetrazione di soluzioni alternative agli autobus diesel è certamente legato ai maggiori **costi di acquisto**.

La Tab2.3 riassume la fascia di costo degli autobus urbani da 12 m per ciascuna tecnologia analizzata:

Bus Type	Average Purchase Cost [€]
Diesel	210000 – 260000
CNG/LNG	240000 – 290000
Hybrid	220000 – 330000
BEV	320000 – 500000
FCEV	630000 – 800000

Tab2.3 - Costi tipici associati all'acquisto di un autobus da 12 m per diverse tecnologie [7], [8], [22].

Il costo di acquisto degli autobus diesel e a gas naturale è quasi simile con quest'ultimo leggermente più costoso, a causa della presenza di più serbatoi pressurizzati (per CNG) o criogenici (per GNL). *Punteggio: Eccellente.*

Il costo di investimento per un autobus elettrico o ibrido dipende principalmente dalla capacità della batteria, ma è significativamente superiore al costo di acquisto di un autobus diesel. L'attuale elevato costo dei BEV rappresenta uno dei maggiori limiti alla loro diffusione ed è principalmente correlato al costo dei pacchi batteria che possono rappresentare fino al 50% del costo dell'intero veicolo e devono normalmente essere sostituiti più di una volta durante la vita utile del veicolo (sostituzione del pacco batterie). I costi delle batterie sono strettamente connessi alla disponibilità delle materie prime necessarie alla realizzazione dei sistemi di accumulo, ad oggi quasi tutti a base di Litio e altri metalli rari, e alla definizione di idonee procedure per il loro fine vita e il loro eventuale recupero, in un'ottica di economia circolare. Negli ultimi anni c'è stato un rapido calo dei costi delle batterie e si stima che continueranno a diminuire, rendendo i costi degli autobus elettrici paragonabili a quelli degli autobus diesel [23]. *Punteggio: Scarso.*

A causa della loro scarsa diffusione gli autobus FCEV a idrogeno presentano un costo ancora molto elevato, ma si prevede che diminuirà significativamente a circa 400000-450000 EUR entro il 2030 [24], aumentando la maturità della tecnologia (pile a combustibile e sistemi di accumulo dell'energia elettrica) e promuovendo l'integrazione degli autobus FC nei servizi TPL. *Punteggio: scarso.*

Un altro indicatore economico riguarda il **prezzo della fonte energetica primaria** e la sua stabilità nel tempo. Il recente conflitto Russia-Ucraina ha ulteriormente evidenziato le forti fluttuazioni a cui sono soggetti i prezzi dei combustibili fossili, come mostrato in Fig.2.6.

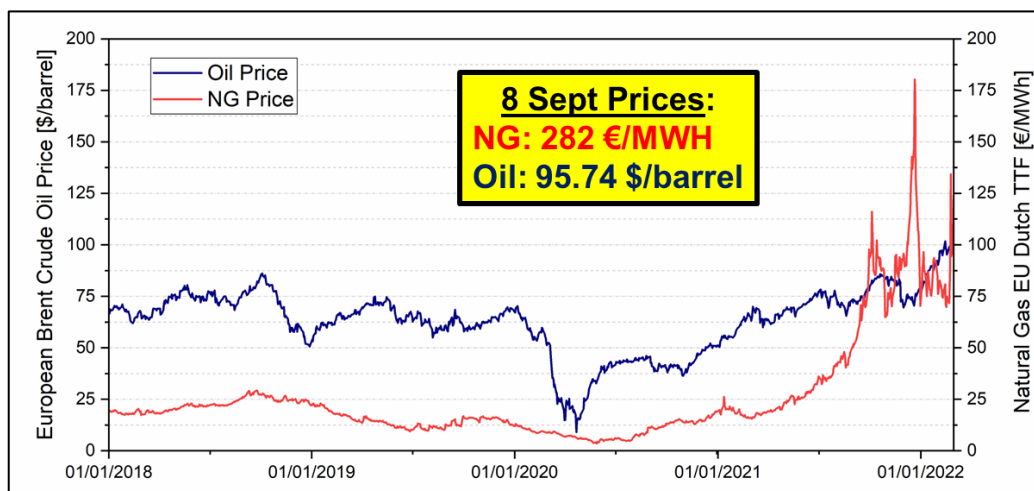


Fig.2.6 - Andamento dei prezzi del petrolio greggio (Brent) e del gas naturale (TTF) negli ultimi anni.

È chiaro quindi che il prezzo dei combustibili e dell'energia elettrica prodotta da fonti fossili varia sensibilmente seguendo l'andamento del mercato globale. Inoltre, per effetto delle politiche europee volte a incentivare l'utilizzo delle fonti energetiche rinnovabili e a ridurre la dipendenza dai combustibili fossili, si prevede che i costi di gasolio e gas naturale aumenteranno nel tempo, con il prezzo del petrolio stimato in 125 \$/barile nel 2030 [25]. Pertanto, il giudizio per l'indice del costo della sorgente nel caso di combustibili fossili dovrebbe essere sempre piuttosto basso. Tuttavia, nel caso del gas naturale, la possibilità di prezzi fissi per le fonti primarie (agricole e basate sui rifiuti) necessarie per produrre biogas potrebbe portare a una minore fluttuazione del prezzo finale del combustibile. *Punteggio: da Scarso ad Accettabile.*

Il costo di produzione europeo di HVO è superiore al diesel fossile ed è compreso tra 50 e 90 €/MWh a seconda del costo della materia prima e dei requisiti di purificazione a monte e non si prevede che il suo prezzo diminuisca nei prossimi anni [26]. *Punteggio: Scarso.*

L'energia elettrica in Italia è prodotta principalmente da termoelettrico non rinnovabile, che rappresenta il 58,5% della produzione complessiva di elettricità, e dall'idroelettrico (16,7%), seguito da eolico e solare, geotermico e altre rinnovabili. Il problema principale associato alla produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili è la loro intermittenza dovuta alla variabilità climatica e questo fattore potrebbe influenzare significativamente il prezzo finale dell'energia. Inoltre, l'introduzione delle rinnovabili aumenta la discontinuità e l'incertezza dell'energia elettrica disponibile sulla rete, complicando l'ulteriore integrazione delle rinnovabili nella rete nazionale. L'introduzione di molti veicoli con sistema di accumulo elettrico a bordo rappresenta una sfida tecnologica significativa, ipotizzando la trasformazione della rete elettrica in ottica smart-grid (rete distribuita multi-input/multi-output) con la forte introduzione delle tecnologie ICT per la gestione e fatturazione dei flussi energetici e per la gestione e l'utilizzo dei sistemi di accumulo connessi. Infine, nonostante l'introduzione di fonti rinnovabili nel mix elettrico italiano possa potenzialmente portare a una diminuzione del prezzo [27], i prezzi dell'elettricità continueranno a fluttuare, a causa dell'incertezza intrinseca delle fonti rinnovabili. *Punteggio: da Accettabile a Buono.*

Attualmente l'idrogeno è la soluzione meno conveniente in termini di costo dell'energia primaria. Per garantire un prezzo stabile dell'idrogeno, tale vettore deve essere prodotto per elettrolisi da fonti rinnovabili (che rappresenta anche la tecnologia ambientalmente più sostenibile). Il costo effettivo dell'idrogeno verde è stimato tra 2.5 e 5.5 €/kg, nettamente superiore rispetto ad altre alternative. Tuttavia, si prevede che il costo dell'idrogeno verde scenderà sotto i 2 €/kg entro il 2030, avvicinandosi così all'attuale costo dell'idrogeno grigio (1-1,5 €/kg) [28]. *Punteggio: Scarso.*

## 2.1.5 – Valutazioni finali e tecnologie abilitanti nel lungo periodo

La Tab2.1 fornisce una panoramica dei risultati della valutazione.

Dal punto di vista **ambientale**, come previsto, i combustibili fossili rappresentano le alternative meno sostenibili. L'uso di alternative rinnovabili per sostituire sia gli autobus diesel che quelli a GN può contribuire in modo significativo alla mitigazione dei gas serra.

Gli autobus ibridi rappresentano una buona soluzione costi/benefici in termini di riduzione delle emissioni di GHG, soprattutto nel contesto urbano, caratterizzato da richieste energetiche continuamente variabili. Le loro prestazioni ambientali sono generalmente più elevate rispetto agli autobus diesel, ma dipendono fortemente dalla percentuale di propulsione effettuata in modalità elettrica.

Infine, per gli autobus BEV e FC, per i quali si prevedono emissioni allo scarico pari a zero, l'impatto ambientale è correlato alla quota di fonti rinnovabili per la produzione di energia elettrica (in processo di elettrolisi nel caso di produzione di H<sub>2</sub>).

Le tecnologie basate sui combustibili fossili presentano i migliori punteggi per gli indicatori di natura **tecnico/operazionale**, seguite da autobus ibridi e completamente elettrici.

Gli autobus FC rappresentano la tecnologia più recente e la loro diffusione è ancora molto limitata, anche se la soluzione è già parzialmente disponibile in commercio. Problemi legati alla produzione di idrogeno contribuiscono ad un ulteriore abbassamento delle prestazioni tecniche.

	Environmental				Technical & Operational				Economic			
	GHG Saving		Air Quality		TRL	Route		Energy	Purchase Cost		Source Cost	
Diesel	P		P		E	E		P	E		P	
Diesel – HVO	A	→	P	P		E	E		A	E		P
NG	P		G		E	G	→	E	P	E		P
NG – Biogas	A	→	E	G		E	G	→	E	A		A
Hybrid	P	→	G	A	→	G	G	→	E	P	→	A
BEV	A	→	E	E		A	P	→	G	A		P
FCEV	P	→	→	E	E		P	G		P	P	

Tab2.4 - Panoramica dei risultati della valutazione. P=Scarso; A=Accettabile; G=Buono; E=Eccellente.

Tutte le alternative agli autobus diesel hanno **costi di investimento** più elevati. In ogni caso, l'impatto finanziario ed economico delle altre tecnologie va valutato anche in termini di costi operativi, in primis per la fonte energetica utilizzata a bordo del veicolo. Da questo punto di vista, molto dipenderà dalle politiche e dai finanziamenti futuri per la sostituzione dei veicoli diesel nel settore del TPL.

Considerando i risultati dell'analisi, è evidente che le tecnologie più promettenti nel lungo periodo siano quelle associate alla mobilità elettrica. A tal proposito occorre, tuttavia:

- Accelerare la transizione verso gli autobus BEV con sistemi di ricarica intelligenti e distribuiti.
- Accelerare la diffusione del vettore idrogeno. Per questo sarà fondamentale la diversificazione dei processi produttivi che dovranno essere orientati principalmente verso l'H<sub>2</sub> verde, attraverso lo sviluppo di elettrolizzatori sempre più efficienti ed economici. Entro il 2050, le tecnologie dell'idrogeno rinnovabile dovrebbero raggiungere un TRL elevato in modo da poter essere implementate su larga scala. A livello europeo, gli investimenti totali sono stimati tra 180 e 470 miliardi di €, con l'obiettivo di produrre circa 500 GW di idrogeno verde [28].
- Sviluppare FC ad alta efficienza (potenze fino a 125 kW) per aumentarne la durata e ridurne i costi. Un obiettivo a lungo termine riguarda lo sviluppo di un sistema FC con efficienza del 65% e durata di oltre 8000 ore, prodotto in serie a un costo di circa 25 €/kW [29]. Sarà inoltre necessario lo sviluppo di sistemi di stoccaggio dell'idrogeno a bordo veicolo in grado di aumentarne la densità energetica, includendo anche lo stoccaggio gassoso ad alte pressioni o in forma liquefatta e altre soluzioni di stoccaggio alternative ("Slush H<sub>2</sub>", idruri metallici, organici liquidi con elevata capacità di assorbimento e adsorbimento superficiale utilizzando materiali organici/metallici).
- Sviluppare delle infrastrutture territoriali per la distribuzione e la fornitura di H<sub>2</sub> in grandi volumi e su lunghe distanze e risolvere questioni legislative e regolamentari, tramite la stesura di standard di sicurezza riconosciuti a livello internazionale.
- Sviluppare sistemi innovativi di accumulo di energia elettrica, sia in termini di sistemi stazionari per l'accumulo di grandi quantità di energia elettrica da FER



(apparecchiature ad aria compressa (CAES) e apparecchiature elettromeccaniche inerziali (FESS - Flywheel Energy Storage System)), sia in termini di accumulo a bordo veicolo. Solo in questo modo sarà possibile aumentare la diffusione dei veicoli elettrici, garantendo al contempo il rispetto per l'ambiente in termini di inquinamento durante l'intero ciclo di vita. Sistemi di accumulo a bordo veicolo includono batterie elettrochimiche prodotte a partire da materiali innovativi (litio a stato solido, a flusso elettrolitico, batterie organiche), ad alta capacità e ridotto impatto ambientale; supercondensatori; sistemi di accumulo dell'energia a volano (FESS – “Flywheel Energy Storage System”) [30], [31].

- Sviluppare tecnologie di intelligenza artificiale (AI) a supporto di sistemi di guida autonoma, aumentando l'attuale livello di automazione del veicolo; piattaforme di trasporto di massa ad alta frequenza (Mobility-as-a-Service - MaaS); Intelligent Transport Systems (ITS), come protocolli di comunicazione V2V (vehicle-to-vehicle), V2G (vehicle-to-grid) e V2X (vehicle-to-everything).

## 2.2 – Valutazione economica – energetica – ambientale finalizzata al rinnovo del parco autobus con mezzi alimentati a gas naturale

L'attività illustrata nel presente paragrafo nasce da una collaborazione di CITRAMS con un'azienda del TPL abruzzese che ha espresso la volontà di rinnovare la propria flotta di autobus, introducendo nuovi mezzi alimentati a gas naturale e realizzando la relativa infrastruttura di ricarica. In particolare, a CITRAMS è stata richiesta un'accurata analisi dello stato dell'arte dei motori a combustione interna heavy duty alimentati a gas naturale e della infrastruttura di ricarica di supporto (Paragrafi 2.2.1 - 2.2.4) ed una valutazione di natura economica, energetica ed ambientale riguardo l'acquisto di nuovi autobus alimentati a gas naturale compresso, da impiegare per una linea specifica (L'Aquila-Magliano-Avezzano), sulla base di una serie di dati che l'azienda del TPL ha comunicato (Paragrafi 2.2.5 e 2.2.6).

### 2.2.1 – Il gas naturale come combustibile per la trazione

A valle della valutazione presentata nel Paragrafo 2.1, risulta evidente come il gas naturale in tutte le sue forme (gassoso, liquefatto o da biomassa) sia una valida alternativa per le aziende del TPL in un orizzonte di mitigazione delle emissioni di breve/medio periodo, e come esso risponda appieno a tutte le caratteristiche, elencate nel paragrafo introduttivo, che un combustibile dovrebbe avere per poter essere un “buon sostituto” rispetto ai combustibili tradizionali. Per questo motivo, già a partire dagli inizi degli anni Novanta, c'è stato un continuo e crescente interesse verso l'utilizzo del gas naturale come alternativa al gasolio, specialmente nel settore heavy-duty. Tuttavia, l'imposizione nel corso degli anni di standard emissivi via via più stringenti non consentiva alle tecnologie di motori a gas del momento di soddisfare i limiti stabiliti; le case produttrici sono tornate, quindi, ad investire nuovamente sui motori diesel che, attraverso il sapiente impiego di dispositivi di trattamento dei gas di scarico, hanno permesso ulteriori riduzioni di consumi ed emissioni. Ciò ha rallentato per anni la diffusione dei veicoli alimentati a gas naturale. Di conseguenza, al giorno d'oggi, il mercato dei combustibili nel settore del trasporto pesante continua ad essere dominato dal gasolio, essenzialmente per le caratteristiche di longevità, robustezza, affidabilità ed elevata efficienza del motore, che si traduce a sua volta in bassi consumi e notevole autonomia.

Tuttavia, le recenti innovazioni tecnologiche hanno portato ad un rinnovato interesse verso i motori alimentati a gas naturale. Attualmente, ci sono oltre 28 milioni di veicoli alimentati a gas naturale nel mondo, con l'Italia che rappresenta il primo mercato europeo, con circa 1 milione di veicoli [32]. Per analizzare i potenziali vantaggi e gli eventuali svantaggi di impiego del gas naturale come combustibile per la trazione devono essere tenuti in conto diversi aspetti, di natura geopolitica, tecnica, ed ambientale.

- **Aspetti geopolitici**

Il gas naturale è un combustibile di origine fossile contenente principalmente metano (in percentuali dall'87% al 96%), ma anche altri idrocarburi più pesanti e gas inerti, quali azoto ed anidride carbonica. Secondo gli ultimi dati resi disponibili dalla British Petroleum (BP), le riserve di gas naturale convenzionali (esclusivamente, cioè, di origine fossile) nel 2019 ammontavano a circa 200 trilioni di metri cubi, sufficienti per coprire il fabbisogno energetico mondiale per oltre 50 anni, in uno scenario di consumo pari a quello attuale. Se alle riserve comprovate si sommano le fonti non convenzionali commercialmente sfruttabili ("shale gas", "tight gas" e metano da carbone), si conterebbero circa 630 trilioni di metri cubi [33]. Va da sé che il ricorso al gas naturale da parte di una Nazione permetta un'immediata diversificazione delle fonti necessarie per garantire il fabbisogno energetico; nel settore dei trasporti, ciò si traduce in una valida alternativa ai combustibili derivati dal petrolio. Il problema, tuttavia, non risiede nella disponibilità della fonte, quanto nelle problematiche di dipendenza energetica. Oltre la metà delle riserve mondiali di gas naturale sono situate in Russia, Iran e Qatar; il gas naturale può essere trasportato al Paese importatore in forma compressa allo stato gassoso per mezzo di gasdotti, oppure con navi metaniere sulle quali viene caricato allo stato liquido, in condizioni criogeniche. L'Europa, in particolare, importa il gas naturale principalmente da tre Paesi produttori, la Russia (40.4%), la Norvegia (18.1%) e l'Algeria (11.8%) ed il trasporto avviene quasi esclusivamente via metanodotto [34]. Una problematica rilevante del trasporto di gas naturale tramite tubazione risiede nel rischio di conflitti geopolitici tra i Paesi attraversati dalla rete distributiva, come dimostrato dall'attuale conflitto fra Russia ed Ucraina che ha comportato una drastica impennata del costo del GN. Per tale ragione, l'UE ha adottato misure per prevenire e mitigare i rischi di eventi di interruzione del gas naturale e fronteggiarne l'oscillazione del prezzo, come l'emissione di direttive che impongono agli Stati Membri l'obbligo di mantenere un minimo quantitativo di scorte, diversificare quanto più possibile le importazioni (comprese quelle di GNL) e sviluppare maggiori collegamenti interni al territorio europeo [35]. Il trasporto del gas naturale allo stato liquido, tramite nave metaniera, non soltanto consente una forte diversificazione dei fornitori di gas, ma, al contempo, consente la consegna del combustibile in zone non raggiunte dalla rete dei metanodotti.

La catena del GNL parte dall'estrazione del gas dal giacimento, che viene successivo trasportato, mediante metanodotto, verso un impianto di liquefazione. Una volta liquefatto, il gas viene caricato in serbatoi criogenici a bordo di una metaniera, in grado di trasportare oltre 130000 metri cubi di metano. Arrivato a destinazione, il GNL viene scaricato nel terminale di importazione, che può essere situato a terra o in mare. A questo punto, si hanno due possibilità:

- qualora il gas debba essere convogliato nella rete di metanodotti nazionali, deve essere previamente rigassificato e portato alla pressione richiesta;
- qualora il GNL debba essere utilizzato tal quale, deve essere sottoposto, comunque, ad un processo di purificazione per eliminare impurità rappresentate da idrocarburi pesanti, acqua e zolfo.

L'UE ha fortemente incentivato la realizzazione di terminali di importazione del GNL, per assicurare che tutti gli Stati Membri possano averne accesso.

Attualmente, in Europa sono presenti 29 terminali di importazione di larga-scala e 7 di piccola taglia; sono in fase di costruzione ulteriori 6 centri di rigassificazione ed è stata pianificata la costruzione di altri 29 impianti. In Italia sono presenti 3 impianti, di cui due offshore (Porto Levante - Adriatic LNG e OLT Offshore LNG Toscana) ed uno nel porto di La Spezia.

- **Aspetti tecnici**

I veicoli a gas naturale sono generalmente suddivisi nelle seguenti tre categorie:

1. Veicoli dedicati, progettati per funzionare esclusivamente con gas naturale;
2. Veicoli bi-fuel (a ciclo Otto), alimentati a gas naturale o benzina;
3. Veicoli dual-fuel (a ciclo Diesel), alimentati a gas naturale, con iniezione pilota di gasolio, per permettere l'innesco della combustione per compressione.

Per comprendere le diverse possibilità di impiego del gas naturale come combustibile per la trazione, occorre osservare che, rispetto ai combustibili tradizionali (benzina e gasolio) esso presenta le seguenti differenze [36]:





- ha un elevato numero di ottano (elevata resistenza all'autoaccensione) che consente di operare con rapporti di compressione molto elevati, anche in motori ad accensione comandata, senza incorrere in problemi di detonazione e con conseguente possibilità di aumento dell'efficienza termica;
- ha un basso numero di cetano (necessita, pertanto, di una fonte di innesco per l'accensione);
- il metano, principale costituente del gas naturale, ha una temperatura di autoaccensione di 650 °C circa, più elevata rispetto alla benzina (350 °C) ed al gasolio (250 °C);
- il metano è un gas e quindi occupa più spazio all'interno dei cilindri del motore rispetto ai combustibili liquidi; ciò comporta una riduzione del coefficiente di riempimento e, di conseguenza, una perdita di prestazioni tra il 10% ed il 20%;
- data la natura gassosa, la combustione del gas naturale avviene con basse emissioni di particolato ma, al contempo, comporta anche maggiore usura delle valvole e delle loro sedi, vista l'assenza di lubrificazione.

Le principali proprietà chimico-fisiche del gas naturale (compresso e liquefatto), del gasolio e della benzina sono elencate in Tab2.5.

Dato l'elevato numero di ottano, significativo di un forte potere antidetonante, un motore progettato per funzionare con gas naturale al 100% richiede l'accensione tramite una fonte di innesco, quale una tradizionale candela. Per questo motivo, i motori dedicati a gas naturale sono tutti ad accensione comandata. Veicoli bifuel, a doppia alimentazione gas naturale e benzina, sono tipicamente impiegati nel settore del trasporto leggero, per i quali l'aggiunta del serbatoio di benzina comporta il duplice vantaggio di una più estesa autonomia e di maggiore flessibilità nel caso in

cui l'infrastruttura di rifornimento del gas naturale non fosse nelle immediate vicinanze. L'opzione mono-combustibile risulta particolarmente idonea, invece, nel caso dei veicoli heavy-duty, per i quali, solitamente, il rifornimento del veicolo viene effettuato per adempiere ad una missione ben delineata e, pertanto, non si ha la necessità di un serbatoio ausiliario di benzina.

Al contrario, l'uso del gas naturale nei motori a ciclo diesel soffre delle scarse caratteristiche di auto-accensione di tale combustibile dovute principalmente al basso numero di cetano rispetto al gasolio. Pertanto, è sempre necessaria una fonte di innesco per accendere il gas naturale nel cilindro, che nei veicoli dual-fuel è rappresentata da una quantità pilota di gasolio, accesa per compressione: il sistema di alimentazione fornisce sia gas naturale (con un tasso di sostituzione che può arrivare fino al 95%) sia la quantità di gasolio necessaria per l'innesco della combustione

				
Densità (kg/m <sup>3</sup> )	466 (@ -162°C)	180 (@ 200 bar)	830 (@ 15°C)	750 (@ 15°C)
Intervallo di infiammabilità (%)	5 - 15		0.6 - 7.5	1.4 - 7.6
Temperatura di autoaccensione (°C)	580		220	260
Numero di Ottano	130		Estremamente basso	92 - 98
Numero di Cetano	Estremamente basso		40 - 55	5 - 20
Densità Energetica (MJ <sub>LHV</sub> /L)	22.37 (@ -162°C)	8.64 (@ 200 bar)	36	32

Tab2.5 - Proprietà chimico-fisiche dei combustibili convenzionali e a base di metano. Elaborazione personale da [14].

La principale difficoltà associata all'utilizzo del gas naturale come combustibile per l'autotrazione risiede nella quantità immagazzinabile a bordo del veicolo al fine di garantire un'autonomia paragonabile ai veicoli a benzina o diesel, fortemente limitata alla sua densità. In condizioni standard di pressione e temperatura, infatti, il gas naturale è allo stato gassoso, presentando una bassa densità energetica rispetto alla benzina ed al gasolio. Per aumentarne la densità energetica, il gas naturale può sia essere compresso a pressioni dell'ordine dei 200 bar in un serbatoio idoneo a resistere a tali valori di pressione, sia liquefatto a temperatura inferiore a -162°C e a pressione ambiente, per poi essere stoccato all'interno di appositi serbatoi criogenici, opportunamente coibentati. La densità del GNL è di circa 470 kg/m<sup>3</sup> alla temperatura di -162°C ed a pressione atmosferica rispetto ai circa 180 kg/m<sup>3</sup> del gas naturale compresso a 200 bar. Ciò significa che per una data capacità del serbatoio del combustibile, un veicolo alimentato a GNL può percorrere fino a 2,5 volte la distanza di un veicolo alimentato a GNC. Grazie alla sua elevata densità energetica, il gas naturale liquefatto si presenta come una valida e matura alternativa per la sostituzione del gasolio come combustibile per i veicoli pesanti destinati alle lunghe percorrenze. Un altro vantaggio che scaturisce dalla maggiore densità del GNL rispetto al GNC riguarda il processo di rifornimento del combustibile presso la stazione di servizio: la stazione di GNL non necessita di un

compressore del gas, il che le consente di essere più compatta e meno rumorosa, e di ridurre i tempi di rifornimento.

Da un punto di vista della sicurezza e dei rischi associati al suo impiego, il gas naturale non è più pericoloso dei tradizionali combustibili per la trazione. Affinché una miscela gas/aria possa infiammarsi è necessario che la concentrazione del gas nella miscela sia compresa all'interno dell'intervallo di infiammabilità. I valori inferiore e superiore di concentrazione del gas di tale intervallo sono chiamati rispettivamente limite inferiore di infiammabilità (LFL - "Lower Flammability Limit") e limite superiore di infiammabilità (UFL - "Upper Flammability Limit"). Il limite di infiammabilità per il gas naturale è compreso fra il 5% ed il 15%; ciò significa che se il gas naturale presenta una concentrazione in volume all'interno dell'aria compresa in tale intervallo, nel caso in cui sia presente una fonte di accensione può innescarsi. Tuttavia, il gas naturale è più leggero dell'aria e, pertanto, in caso di perdite, esso diffonde rapidamente nell'aria circostante, rendendo difficile il miscelamento con l'aria all'interno dell'intervallo di infiammabilità. Il limite inferiore di infiammabilità del gas naturale è notevolmente superiore a quello della benzina (1.4%) e del gasolio (0.6%) e ciò, in aggiunta all'elevata temperatura di autoaccensione, lo rende un combustibile estremamente sicuro [37].

#### - **Aspetti ambientali**

Una valutazione dei benefici ambientali derivanti dall'utilizzo di diverse tecnologie o combustibili alternativi nel settore della mobilità, non può prescindere dalla conoscenza delle Norme sulle emissioni nel settore dei trasporti. A partire dall'Euro I, risalente al 1992, fino all'attuale Euro VI, risalente ormai al 2015, gli standard sulle emissioni dei veicoli HD sono diventati sempre più stringenti. La Tab2.6 mostra i limiti di emissioni delle principali sostanze inquinanti per gli standard Euro VI.

Limiti di emissioni (g/kWh)	Euro VI Heavy-Duty	
	Steady-State testing	Transient testing
CO	1.5	4.0
HC	0.13	0.16*
CH <sub>4</sub> **		0.5
NO <sub>x</sub>	0.4	0.46
PM	0.01	0.01
PN (#/kWh)	8.0x10 <sup>11</sup>	6.0x10 <sup>11</sup>
Ammoniaca (ppm)	0.01	0.01
Contenuto zolfo nel combustibile (ppm)	10	10
Ciclo di riferimento	WHSC	WHTC

\*Totale di idrocarburi incombusti per i motori diesel, idrocarburi non a base di metano per i motori a gas; \*\*Per i veicoli alimentati a gas naturale e a GPL

Tab2.6 - Standard di emissione delle sostanze inquinanti per veicoli heavy-duty Euro VI

Attualmente, le Normative Euro non impongono standard sui consumi e sulle emissioni di gas ad effetto serra; tuttavia, poiché il settore dei trasporti contribuisce significativamente alle emissioni di CO<sub>2</sub>, le autorità di regolamentazione europee hanno fissato rigorosi obiettivi di riduzione di tali emissioni da conseguire entro il 2030. In particolare, la Commissione Europea ha pubblicato il Regolamento (UE) 2019/1242 che "definisce i livelli di prestazione in materia di emissioni di CO<sub>2</sub> della flotta dei nuovi veicoli pesanti" [38]. Il Regolamento stabilisce che le emissioni di CO<sub>2</sub> per i veicoli HD debbano essere ridotte rispetto alla media dell'UE nel periodo di riferimento 2019/2020 del 15% entro il 2025 e del 30%

entro il 2030, prevedendo, inoltre, un sistema di sanzioni per i costruttori che non si adeguino a tali misure.

I potenziali vantaggi in termini ambientali del gas naturale risiedono nella sua natura gassosa e nella sua struttura chimica. Il principale costituente del gas naturale, infatti, è il metano, il più semplice alcano fra gli idrocarburi, con una struttura chimica che prevede il legame di un solo atomo di carbonio con quattro atomi di idrogeno. Rispetto a benzina e gasolio, non prevede la presenza di idrocarburi aromatici, principali responsabili di formazione di particolato solido a seguito del processo di combustione. Ciò fa sì che i più recenti motori alimentati a gas naturale consentano una potenziale riduzione delle emissioni di particolato solido (PM<sub>10</sub> e PM<sub>2.5</sub>), idrocarburi incombusti non a base di metano (NMVOC – “non-methane volatile organic compounds”) ed ossidi di azoto (NO<sub>x</sub>), rispetto a motori diesel equivalenti, in percentuali che variano a seconda della qualità del combustibile (migliore nel caso di GNL), dalla tecnologia del motore e dai dispositivi di trattamento dei gas di scarico impiegati [14].

Per quanto concerne le emissioni di gas ad effetto serra, non esistono, ad oggi, certezze sui benefici ambientali che scaturirebbero dall'utilizzo del gas naturale. Indubbiamente, l'elevato rapporto idrogeno/carbonio del metano (4:1) comporta che la combustione del gas naturale può portare ad una riduzione teorica delle emissioni di anidride carbonica per unità di energia del 25% rispetto alla combustione del gasolio. Tuttavia, questa potenziale riduzione di emissioni di climalteranti può non manifestarsi quando il gas naturale è utilizzato come combustibile a bordo veicolo, per una serie di problemi tecnici, fra cui la minore efficienza dei motori a gas naturale rispetto ai motori diesel, le emissioni di metano allo scarico durante il normale funzionamento ed altre perdite di metano accidentali o dovute all'esercizio del veicolo stesso. In particolare, il metano è un gas serra estremamente più impattante dell'anidride carbonica. Il contributo all'incremento dell'effetto serra di un gas climalterante viene espresso mediante il potenziale di riscaldamento globale (GWP – “global warming potential”), calcolato per uno specifico arco di tempo (solitamente 100 o 20 anni), in relazione al contributo della CO<sub>2</sub>, per la quale è fissato un potenziale di riferimento unitario. In linea con il più recente rapporto di valutazione (“Assessment Report AR5”) dell'IPCC (“Intergovernmental Panel on Climate Change”) il GWP del metano a 100 anni è 28 volte superiore rispetto all'anidride carbonica [39].

Inoltre, le emissioni di GHG dovrebbero essere valutate sull'intero ciclo vita del combustibile, tenendo in conto di tutte le sorgenti emissive dall'estrazione della fonte, lungo tutta la catena di approvvigionamento, fino all'utilizzo finale a bordo veicolo. Le emissioni nella catena di approvvigionamento del combustibile possono variare notevolmente sulla base di una serie di fattori, fra cui la localizzazione geografica del sito estrattivo, i processi e le tecnologie impiegati nelle diverse fasi e le modalità di trasporto del combustibile. In particolare, per il gas naturale di origine fossile le emissioni durante queste fasi (WtT – Well-to-Tank) sono confrontabili con quelle dovute alla produzione del gasolio. Una sostanziale riduzione delle emissioni di gas serra sull'intero ciclo vita del combustibile è possibile mediante il ricorso a gas prodotto a partire da fonti rinnovabili, c.d. biogas. Il gas naturale compresso di origine biologica (bioCNG - *bio Compressed Natural Gas*) si ottiene attraverso un processo di purificazione (“*upgrading*”) del biogas prodotto a partire da uno dei seguenti processi:

- Digestione Anaerobica: Si tratta di un processo di fermentazione di rifiuti organici (ad esempio quelli provenienti dall'agricoltura) che vengono

decomposti e trasformati in biogas e biometano. Il processo prevede la creazione di un ambiente anaerobico in cui le colture batteriche delle materie prime immerse nel sistema producono una miscela di gas. Il contenuto di metano della miscela gassosa ottenuta attraverso la fermentazione è inferiore al 50%; la restante parte è costituita principalmente da CO<sub>2</sub> ed altre sostanze non infiammabili. Per questo motivo, il biogas viene depurato ed “asciugato” fino ad arrivare ad un contenuto di metano vero e proprio intorno al 95%. Per l’utilizzo nel settore dei trasporti pesanti di lunga percorrenza il biometano può essere a sua volta liquefatto fino ad arrivare ad un contenuto di metano del 99% circa.

- Gassificazione: nel processo materie prime a base di carbonio come biomassa (legno) o prodotti di scarto (residui urbani) vengono convertite in un gas di sintesi all’interno di un recipiente ad elevata pressione e temperatura (si parla di gassificazione endotermica ad elevata temperatura). Dopo aver subito un successivo processo di metanazione (che consiste nella conversione catalitica dell’idrogeno e del monossido di carbonio, presenti nel syngas, in metano ed anidride carbonica), il gas di sintesi prende il nome di bioSNG ed è pronto per essere utilizzato a bordo veicolo.
- Power-to-Gas (P2G): il processo consente di convertire energia elettrica (preferibilmente da rinnovabile) in idrogeno stoccabile sfruttando semplicemente l’acqua, attraverso il processo chimico dell’elettrolisi. L’energia elettrica separa le molecole di idrogeno (H<sub>2</sub>) da quelle di ossigeno (O); successivamente, l’idrogeno reagisce con l’anidride carbonica per produrre metano sintetico (metanazione). Sia il metano sintetico che l’idrogeno (anche se in misura limitata) possono essere iniettati nella rete gas esistente.

Al variare delle percentuali di biogas, è stato stimato che sull’intero WTW è possibile conseguire una riduzione complessiva di emissioni di CO<sub>2</sub> fra l’80% ed il 95% rispetto ai combustibili tradizionali, utilizzando rispettivamente biometano da rifiuti urbani e power-to-gas. Se il biometano fosse prodotto a partire da letame liquido, addirittura, il bilancio diverrebbe negativo ciò sta ad indicare che in atmosfera viene rilasciata una quantità di metano minore rispetto a quella catturata e convertita [40].

### 2.2.2 – Stato dell’arte MCI a gas naturale

Le diverse tecnologie di motori alimentati a gas naturale devono sempre essere paragonate, in termini di prestazioni ed efficienza, con gli attuali motori diesel heavy-duty EURO VI, poiché quest’ultimi rappresentano la quasi totalità di motori impiegati nel settore del trasporto pesante. In linea di massima, un moderno motore a gas per applicazioni heavy-duty presenta una pressione media effettiva poco superiore a 20 bar, con una densità di potenza specifica compresa fra 25 e 28 kW/l. Per poter essere competitivi con gli attuali motori diesel, i futuri motori a gas dovranno raggiungere livelli di pressione media effettiva di 23/25 bar, con densità di potenza specifica dell’ordine di 30 kW/l [41]. Ad oggi, soltanto pochi motori sono in grado di raggiungere tali valori, come mostrato in Fig.2.7:

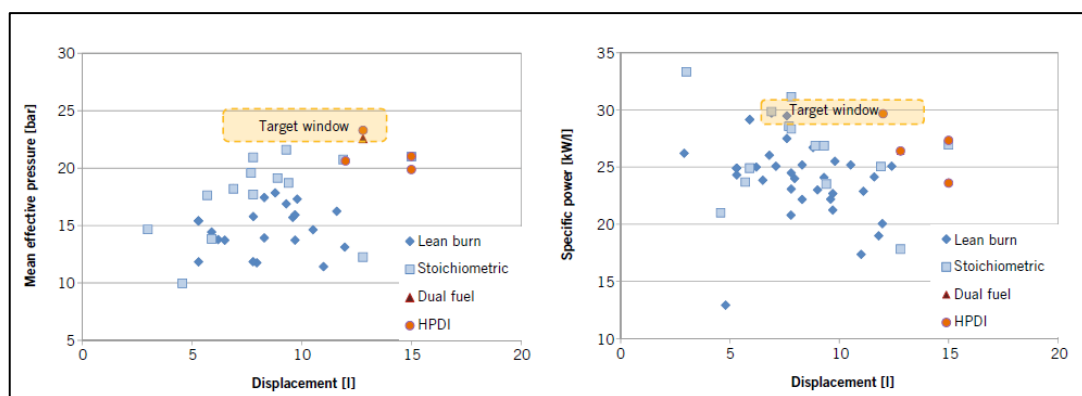


Fig.2.7 - Pressione media effettiva (sinistra) e potenza specifica (destra) dei motori alimentati a gas naturale [41].

Le prestazioni ed i consumi di un motore a gas sono strettamente correlati al principio di funzionamento del motore stesso. Pertanto, è di fondamentale importanza comprendere le differenze fra le diverse tipologie di motori a GN attualmente impiegate nel settore del trasporto pesante elencate in Tab2.7:

	Combustione stechiometrica ad accensione comandata	Combustione magra ad accensione comandata	Dual-Fuel	Iniezione diretta ad elevata pressione (oltre 300 bar)
Introduzione del combustibile	Carica Premiscelata			Carica non Premiscelata
Rapporto miscela aria/gas	Miscela Stechiometrica	Miscela Povera		
Ciclo di riferimento	Otto		Otto/Diesel	Diesel
Sorgente di innesco	Candela	Candela (in cilindro o tramite pre-camera)	Iniezione pilota di gasolio	<ul style="list-style-type: none"> <li>Iniezione pilota di gasolio</li> <li>Candela (sperimentale)</li> <li>Glow plug (sperimentale)</li> </ul>
Dispositivi di trattamento dei gas di scarico	TWC (per NOx, CH <sub>4</sub> e CO)	<ul style="list-style-type: none"> <li>SCR con urea per NOx</li> <li>MOC ("Methane Oxidation Catalyst")</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>SCR con urea per NOx</li> <li>MOC ("Methane Oxidation Catalyst")</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>SCR con urea per NOx</li> <li>DPF per PM</li> </ul>

Tab2.7 - Principali tecnologie di utilizzo del gas naturale per motori heavy-duty.

### Motori a GN ad accensione comandata

La maggior parte dei veicoli heavy-duty alimentati a gas naturale attualmente circolanti sul territorio europeo presenta un motore ad accensione comandata, esercito con miscela stechiometrica o con miscela magra. Prima di analizzare le differenze fra le due tecnologie, è bene sottolineare gli aspetti che le accomunano [41], [42].

Indipendentemente dal tipo di miscela, i motori a GN ad accensione comandata soffrono di una riduzione di potenza dell'ordine del 10-15% rispetto ai tradizionali motori a benzina. Ciò è da attribuire principalmente alla minore densità del gas rispetto a qualsiasi combustibile liquido, con conseguente riduzione del coefficiente di riempimento. Dato che il gas occupa un volume maggiore nel collettore di aspirazione rispetto ad un combustibile con densità maggiore, per ogni ciclo può essere introdotta una minore quantità di aria in camera di combustione; quindi, può essere bruciata una minore quantità di combustibile, con conseguente perdita di potenza.

Inoltre, il gas naturale presenta una minore velocità di propagazione di fiamma rispetto alla benzina, con conseguente maggiore ritardo all'accensione e problemi di incombusti allo scarico. Per questo motivo, nei motori a gas si tende ad anticipare notevolmente il momento di innesco della candela ("spark timing"), facendolo avvenire durante la fase di compressione, in modo da garantire una combustione completa della miscela. Ciò determina un'ulteriore riduzione di potenza, dato che la carica accesa in anticipo si trova a lavorare "contro" il pistone durante la corsa di compressione. Inoltre, la bassa velocità di



propagazione della fiamma del metano determina minori temperature di fine combustione rispetto ai motori a benzina, con conseguente riduzione del rendimento termico. La riduzione di potenza può essere compensata sfruttando la possibilità di aumentare il rapporto di compressione del motore, dato l'elevato numero di ottano del metano.

Per quanto concerne le emissioni di inquinanti primari, esse dipendono strettamente dalla tipologia di motore. In linea generale, con adeguato anticipo all'accensione, le emissioni di CO ed idrocarburi incombusti di un motore a gas naturale possono essere molto contenute. Di contro, un eccessivo anticipo dell'innesco della candela, assieme ai maggiori rapporti di compressione utilizzati, può determinare un aumento della pressione e della temperatura all'interno del cilindro, quindi elevate emissioni di NO<sub>x</sub>.

Infine, le emissioni di particolato solido allo scarico di un motore a gas sono estremamente basse, dato che il metano (principale costituente del GN) non contiene catene aromatiche (come il benzene) nella sua struttura chimica, che contribuiscono alla formazione di PM. Tuttavia, studi recenti hanno evidenziato la presenza allo scarico di nano particolato (dimensioni inferiori a 25 nm), principalmente attribuibile al passaggio dell'olio lubrificante attraverso la camera di combustione [15].

Il **motore ad accensione comandata con carica premiscelata magra** (LBSI - "Lean-burn Spark Ignition Engine"), schematicamente illustrato in Fig.2.8, è stato il sistema maggiormente utilizzato in passato (fino alla normativa Euro V) nei veicoli a gas heavy-duty. La loro popolarità è da ricercarsi essenzialmente nelle ridotte emissioni di NO<sub>x</sub> e nei minori consumi rispetto ai motori stechiometrici; inoltre, tali motori sono in grado di fornire potenzialmente livelli di potenza e coppia del tutto simili a quelli di un motore diesel convenzionale [43].

Dato che il gas naturale presenta un ampio intervallo di infiammabilità, infatti, si presta bene ad essere utilizzato in un sistema di combustione "magro". Inoltre, la massima temperatura di combustione nel caso di miscela magra è inferiore rispetto a quella raggiunta in condizioni di miscela stechiometrica: ciò determina una minore tendenza alla detonazione, quindi la possibilità di utilizzare motori con rapporti di compressione più elevati, con conseguente aumento di potenza a parità di cilindrata del motore [44]. I carichi termici all'interno del cilindro sono sostanzialmente paragonabili a quelli che si hanno nei motori diesel e ciò consente l'utilizzo della maggior parte dei componenti dei motori heavy-duty preesistenti. Questo ha rappresentato un vantaggio competitivo fondamentale per tale tecnologia, poiché ha consentito ai produttori di sviluppare motori a gas dedicati apportando semplici modifiche ai propulsori a gasolio, preservando e beneficiando dei loro investimenti pregressi nella tecnologia diesel.

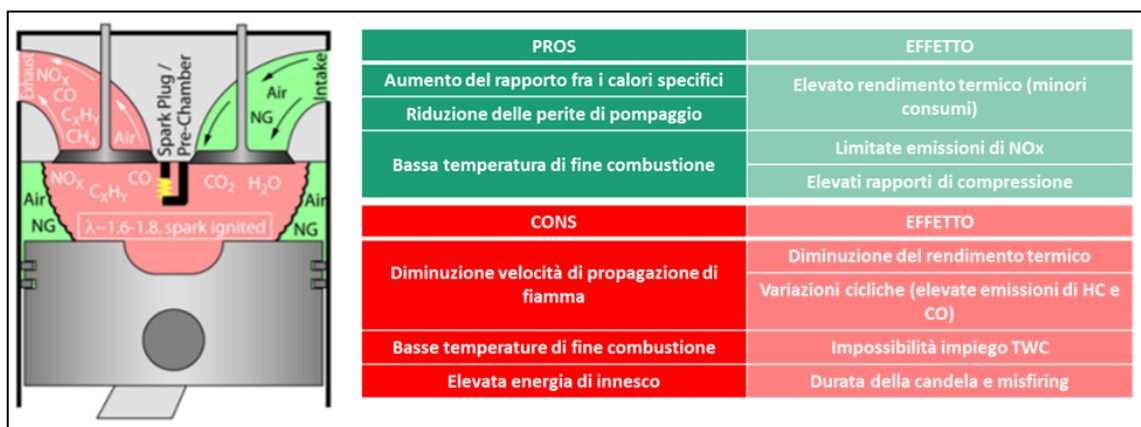


Fig.2.8 - Schema di funzionamento e riepilogo dei principali vantaggi e svantaggi di impiego di un motore LBSI.

La combustione magra consente, inoltre, un maggior risparmio di combustibile rispetto ad una combustione stechiometrica, in quanto il motore è esercito con eccesso d'aria. Una prima problematica associata all'impiego di miscele magre risiede nell'elevata energia richiesta alla candela per l'accensione, con conseguenti problemi di mancata accensione e di durata di tali componenti.

La vera criticità di tale tecnologia risiede, però, nel fatto che la miscela debba essere impoverita quanto più possibile per mitigare le emissioni di  $\text{NO}_x$ : la velocità di combustione in condizioni di miscela magra è sensibilmente inferiore rispetto a quella in condizioni stechiometriche e ciò si traduce in un aumento della durata complessiva della combustione che, a sua volta, porta ad un aumento delle perdite di calore per trasferimento attraverso le pareti del cilindro e ad una diminuzione del rendimento termico. La lenta velocità di propagazione della fiamma, inoltre, è causa di fenomeni di instabilità di combustione associate alle elevate variazioni cicliche dei parametri motoristici. In particolare, nel caso di miscele particolarmente magre, la velocità di propagazione della fiamma è così lenta che quest'ultima potrebbe spegnersi prima che tutta la miscela aria-combustibile venga consumata, portando a problemi di combustione incompleta o anche a cicli di mancata accensione, con conseguenti emissioni di idrocarburi incombusti allo scarico (specialmente metano). Per ovviare in parte a tali problematiche, i motori a combustione magra sono tipicamente sovralimentati, in modo da aumentare la turbolenza della carica e, di conseguenza la velocità di propagazione della fiamma. Inoltre, l'iniezione elettronica, assieme ad un controllo in catena chiusa del rapporto di dosatura, consente di operare in prossimità del limite magro. Il controllo in catena chiusa consente la regolazione del rapporto di dosatura sulla base di segnali in retroazione provenienti da un sensore di ossigeno posto in prossimità dello scarico e da rilevatori di detonazione. Grazie alla precisa determinazione del contenuto residuo di ossigeno allo scarico, la centralina è in grado di ottimizzare la quantità di gas e l'istante di innesco della candela ("ignition timing") nelle diverse condizioni di carico. Attraverso il controllo elettronico dell'iniezione il motore è in grado di funzionare con un preciso rapporto di dosatura, estremamente vicino al limite magro, permettendo di conseguire emissioni di  $\text{NO}_x$  ridotte a fronte di prestazioni del motore ottimizzate. Tuttavia, un aumento del rapporto di dosatura determina al contempo una riduzione della velocità di propagazione della fiamma, responsabile a sua volta di combustione incompleta, quindi di maggiori emissioni di idrocarburi incombusti e monossido di carbonio. Sebbene le emissioni di HC e CO possano essere ridotte attraverso l'impiego di un catalizzatore a due vie, a causa delle basse temperature dei gas di scarico non è possibile utilizzare un convertitore trivalente per l'abbattimento degli  $\text{NO}_x$ , presenti allo scarico in quantità eccedenti i limiti imposti dalle più recenti normative EURO. Una strategia ampiamente impiegata nei motori per la riduzione delle emissioni di  $\text{NO}_x$  risiede nel ricircolo dei gas di scarico (EGR - *Exhaust Gas Recirculation*). Attraverso l'EGR, una porzione dei gas residui viene ricircolata all'interno del cilindro con il duplice effetto di ridurre la concentrazione di incombusti allo scarico (dunque di migliorare l'efficienza termica) e di diluire la carica con i gas di esausti, riducendo il contenuto di ossigeno introdotto in aspirazione, con conseguente diminuzione della temperatura di fine combustione. L'impiego dell'EGR nei motori a combustione magra consente potenzialmente di raggiungere emissioni di  $\text{NO}_x$  estremamente ridotte. Tuttavia, l'introduzione di una quantità eccessiva di gas di scarico residui deteriora estremamente la qualità e la stabilità della combustione: la riduzione della temperatura di combustione assieme ad una minore concentrazione di ossigeno nella carica determina un aumento della quantità di incombusti e monossido di carbonio allo scarico. La quantità di gas ricircolati richiede, pertanto, un adeguato compromesso fra le emissioni delle diverse specie inquinanti, non consentendo di ridurre la quantità di ossidi di azoto allo scarico al di sotto dei valori imposti dalle normative. Un'ulteriore riduzione delle emissioni di  $\text{NO}_x$  è possibile soltanto

attraverso l'impiego di un ulteriore dispositivo di post-trattamento dei gas di scarico, ossia un convertitore catalitico selettivo (SCR - *Selective Catalytic Reactor*), a base di urea, che complicherebbe notevolmente il sistema di abbattimento delle specie inquinanti. Inoltre, per i motori a GN gli incombusti sono rappresentati principalmente da metano, per la cui ossidazione alle basse temperature tipiche allo scarico di un motore a combustione magra, sono richiesti catalizzatori particolarmente reattivi a base di palladio o platino.

Pertanto, per attenersi alle normative Euro VI, sarebbe richiesto un sistema di trattamento dei gas di scarico estremamente costoso e ciò ha fatto virare i costruttori sulla tecnologia di **motore ad accensione comandata con combustione stechiometrica** ("Stoichiometric Spark Ignition Engine"), schematicamente illustrato in Fig.2.9:

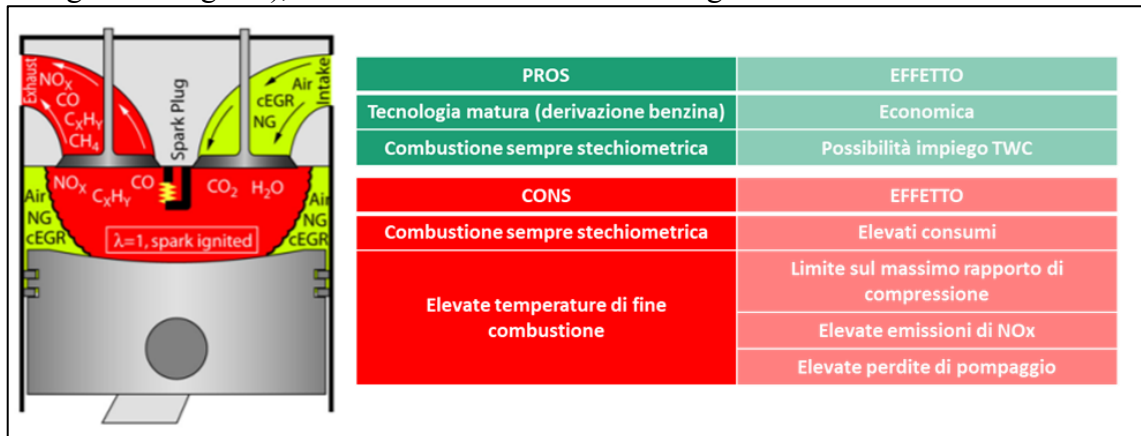


Fig.2.9 - Schema di funzionamento e riepilogo dei principali vantaggi e svantaggi di impiego di un motore SI con combustione stechiometrica.

In particolare, un motore stechiometrico non presenta emissioni di NO<sub>x</sub> intrinsecamente inferiori rispetto ad un motore a combustione magra, ma la miscela stechiometrica consente stavolta l'utilizzo del convertitore catalitico trivalente che consente la riduzione degli NO<sub>x</sub> in azoto molecolare, N<sub>2</sub>, e l'ossidazione del monossido di carbonio e degli idrocarburi incombusti, rispettivamente in anidride carbonica ed acqua. Affinché ciò avvenga simultaneamente ed in maniera efficace, il motore deve lavorare con una miscela strettamente stechiometrica, con un margine di errore estremamente stretto ( $\pm 0.01$  in termini di  $\lambda$ ). Tuttavia, poiché il metano presenta un'elevata stabilità del legame C-H, è uno fra gli idrocarburi meno reattivi ed è particolarmente difficile da ossidare tramite un convertitore catalitico convenzionale. A tal proposito, alla composizione standard del catalizzatore possono essere aggiunti metalli quali il palladio (Pd) e il rodio (Rh), al fine di migliorare l'efficienza dell'ossidazione del metano [45]. Anche attraverso l'uso di un convertitore catalitico, le emissioni di NO<sub>x</sub> di un motore esercito con carica stechiometrica risultano piuttosto elevate. Infatti, il motore opera con carica stechiometrica in tutte le condizioni di funzionamento, determinando elevate temperature della miscela all'interno del cilindro durante la combustione, con conseguente produzione di una grande quantità di ossidi di azoto. L'elevata temperatura raggiunta in camera di combustione si traduce, inoltre, in una grande quantità di calore che determina, a sua volta, elevati stress termici su pistoni, testate dei cilindri e valvole di scarico, quindi la necessità di impiegare materiali in grado di resistere a tali temperature. Inoltre, temperature elevate possono causare detonazione e, pertanto, il massimo rapporto di compressione e, di conseguenza, l'efficienza termica del motore risultano limitati.

Per ridurre la temperatura della miscela nei motori stechiometrici a GN, si può ricorrere al ricircolo dei gas di scarico. In un motore stechiometrico, l'EGR diluisce il combustibile nel cilindro, riducendo la velocità delle reazioni di combustione e abbassando la temperatura di fine combustione, mantenendo, tuttavia, il rapporto di dosatura al valore stechiometrico.

Poiché una parte del volume del cilindro è occupata dal gas inerte ricircolato, si verifica, di contro, una riduzione del coefficiente di riempimento che può essere a sua volta compensata aggiungendo un turbocompressore [43]. Affinché la temperatura all'interno del cilindro possa essere effettivamente diminuita, nella maggior parte dei casi l'EGR richiede un circuito di inter-refrigerazione: i gas di scarico ricircolati e raffreddati determinano un abbassamento sia della temperatura complessiva allo scarico sia della temperatura della miscela aria/gas di scarico ri-aspirata all'interno del cilindro. Questi due effetti congiunti determinano una riduzione della temperatura di funzionamento del motore, quindi delle emissioni di NO<sub>x</sub>, ed una minore tendenza alla detonazione. L'EGR, inoltre, riduce le perdite di pompaggio a carico parziale, in quanto il collettore di aspirazione deve essere meno strozzato per consentire l'ingresso sia dell'aria che dei gas ricircolati. Il limite della quantità di gas ricircolato è dettato dalle solite problematiche di variazione ciclica dei parametri di combustione. Fra le diverse tecnologie di motori alimentati a gas, i motori con combustione stechiometrica sovralimentati, con EGR e con convertitore trivalente quale dispositivo di abbattimento dei gas di scarico, costituiscono la più diffusa sul territorio europeo, visti i costi contenuti e la possibilità di raggiungere livelli di emissioni di NO<sub>x</sub> anche del 95% inferiori rispetto ad un motore a metano a combustione magra.

### **Motori a GN dual-fuel**

I motori a gas naturale di tipo dual-fuel rappresentano, ad oggi, l'unica tecnologia facilmente implementabile per il retrofit di veicoli diesel preesistenti in veicoli alimentati a GN.

L'uso del gas naturale nei motori diesel soffre delle scarse caratteristiche di accensione di tale combustibile dovute all'elevata temperatura di autoaccensione e al basso numero di cetano rispetto al gasolio. Pertanto, è sempre necessaria una fonte di accensione per avviare la combustione del gas naturale all'interno del cilindro.

I motori dual-fuel (gas naturale/diesel) sono stati sviluppati proprio con l'obiettivo di garantire prestazioni e consumi simili a quelli dei diesel. Nei motori dual-fuel il gas naturale è introdotto tramite carburatore o iniettato nel collettore di aspirazione dove va a premiscelarsi con l'aria. La miscela preformata viene quindi introdotta all'interno del cilindro dove, durante la corsa di compressione, è iniettata una piccola quantità di gasolio che, accendendosi per effetto della compressione, innesca la restante miscela aria/gas in più punti, come schematicamente illustrato in Fig.2.10.

Sebbene l'accensione avvenga tramite un'iniezione pilota di gasolio, il meccanismo di combustione è ancora quello tipico di una miscela preformata, ossia la propagazione, in tal caso, di tanti fronti di fiamma. In particolare, nei motori a ciclo Otto è presente una sola fonte di innesco della combustione, ossia la candela; fra gli elettrodi della stessa si genera un nucleo di fiamma che si propaga attraverso la carica. Nel caso di motori a ciclo Diesel, il combustibile è introdotto direttamente nel cilindro dove può miscelarsi con l'aria introdotta durante l'aspirazione; nei punti in cui si raggiungono le adeguate condizioni di pressione, temperatura e dosatura, le goccioline di combustibile si accendono spontaneamente, determinando la presenza di più fronti di fiamma ed una velocità di combustione sensibilmente maggiore, con temperature di fine combustione estremamente elevate. Nei motori dual-fuel le diverse gocce di gasolio si comportano come tante piccole "candele", in cui si sviluppano i fronti di fiamma che si propagano attraverso la carica premiscelata (in una sorta di funzionamento a ciclo misto Otto/Diesel) [46].

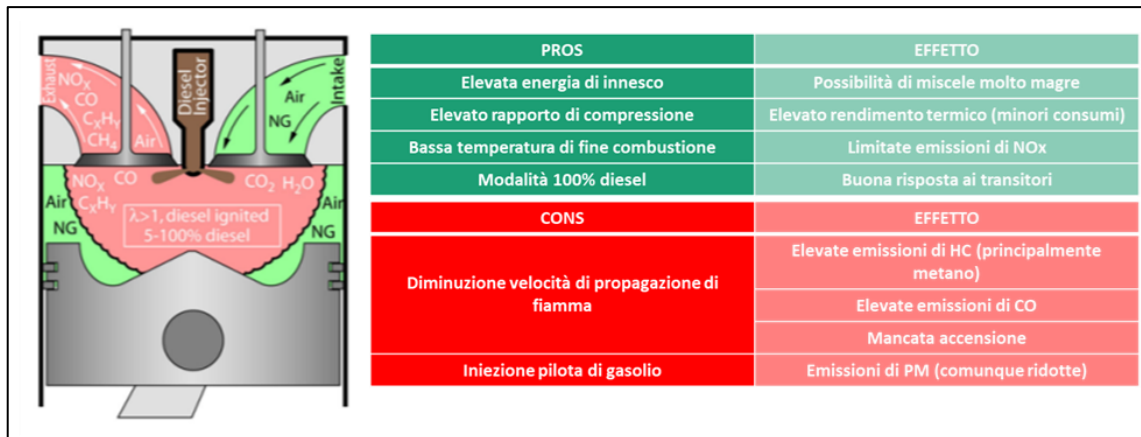


Fig.2.10 - Schema di funzionamento e riepilogo dei principali vantaggi e svantaggi di impiego di un motore dual-fuel.

La quantità di gasolio iniettata può variare dal 20% al 100% (si parla di tasso di sostituzione del gasolio) a seconda del carico. Tuttavia, il motore deve essere alimentato interamente a gasolio sia a bassi carichi, per problemi di stabilità della combustione, sia all'avviamento ed a pieno carico, per scongiurare l'incorrere del fenomeno della detonazione, dati gli elevati rapporti di compressione tipici di un motore diesel [14].

Fra i principali vantaggi di impiego dei dual-fuel si ha:

- entro i limiti di detonazione, possono sfruttare appieno il rapporto di compressione elevato tipico dei motori diesel, in maniera da ottenere consumi di combustibile con essi comparabili;
- l'elevata energia di accensione dovuta al particolare meccanismo di combustione consente l'innesco di miscele estremamente magre;
- in assenza di gas nel serbatoio possono lavorare anche 100% diesel, qualora non fossero presenti stazioni di ricarica di gas naturale nelle vicinanze, contribuendo in tal modo ad aumentare l'autonomia a bordo veicolo;
- minori emissioni di NO<sub>x</sub> rispetto ai veicoli diesel (non considerando dispositivi di abbattimento), dovute ad una minore temperatura di fine combustione;
- a seconda del tasso di sostituzione di gasolio, si ha una più o meno marcata riduzione di emissioni di particolato solido.

La tecnologia dual-fuel presenta, tuttavia, una serie di problematiche principalmente dovute al fatto che, bruciando miscele estremamente magre, ne consegue una bassa velocità di combustione. Ciò comporta:

- elevate emissioni di idrocarburi incombusti, fra cui principalmente metano non bruciato, da ricondurre principalmente al fatto che, durante l'overlapping delle valvole, una piccola parte della miscela di gas naturale non combusta viene rilasciata direttamente allo scarico ("methane slip");
- elevate emissioni di CO: in alcune zone la miscela potrebbe essere troppo magra ed il fronte di fiamma potrebbe non essere in grado di propagarsi, con conseguente arresto delle reazioni di ossidazione della CO.
- la combustione di una miscela magra può portare ai soliti problemi di mancata accensione ed instabilità;
- riduzione di potenza rispetto ad un motore a gasolio dovuta alla minore velocità di propagazione di fiamma (minore pressione massima all'interno del cilindro), al rapporto magro di dosatura ed alla riduzione del coefficiente di riempimento, tipica dei motori con iniezione nel collettore di aspirazione ed ancora più marcata qualora

il combustibile sia gassoso (maggiore volume specifico rispetto ad un liquido, quindi maggiore volume sottratto all'aria in aspirazione).

Per ridurre le emissioni ai livelli richiesti dalle più recenti normative europee, è necessario un sistema di trattamento dei gas di scarico piuttosto oneroso e complesso che prevede, oltre ai dispositivi richiesti per la combustione del gasolio (filtro antiparticolato ed eventuale SCR), anche un apposito dispositivo catalitico per l'ossidazione del metano.

### Motori a GN HPDI

I motori a iniezione diretta ad elevata pressione (HPDI – “high pressure direct injection”) sono ancora motori di tipo dual-fuel, ma in tal caso il gas viene iniettato direttamente all'interno del cilindro subito dopo l'iniezione di una piccola quantità di gasolio pilota durante la fase di compressione, come schematicamente illustrato in Fig.2.11.

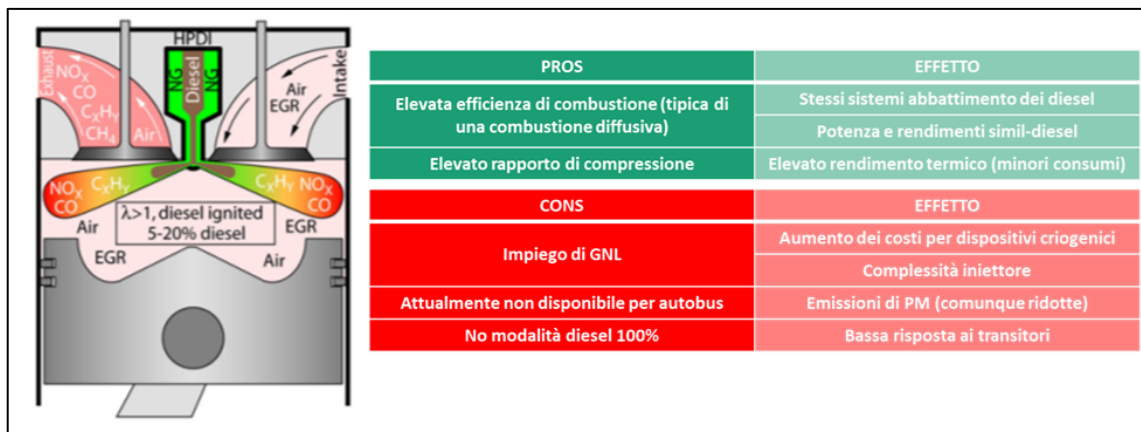


Fig.2.11 - Schema di funzionamento e riepilogo dei principali vantaggi e svantaggi di impiego di un motore HPDI

Nell'intervallo di tempo tra le due iniezioni, si raggiungono le condizioni di pressione e temperatura tali da accendere il gasolio che, a sua volta, fornisce la fonte di accensione per avviare la combustione di tutto il gas naturale presente in camera. Ne consegue un processo di combustione diffusiva, del tutto analoga alla combustione del ciclo diesel, con la fiamma che si propaga velocemente attraverso una miscela magra consentendo di ridurre le emissioni di metano allo scarico.

La tecnologia di iniezione diretta ad alta pressione è stata recentemente sviluppata e brevettata da Westport Innovations, con l'obiettivo di sfruttare i vantaggi dei sistemi dual-fuel eliminando, al contempo, il problema della riduzione del coefficiente di riempimento, attraverso l'introduzione sia del gasolio che del gas naturale direttamente nella camera di combustione, mediante un unico corpo iniettore [47], [48].

Tale tecnologia, richiede iniezione di combustibile ad alta pressione (da 200 a 300 bar) quindi, per scongiurare problemi di autonomia a bordo veicolo, la sua applicazione è limitata al GNL, stoccato in un serbatoio criogenico a bassa pressione, successivamente pressurizzato mediante una pompa criogenica. Il GNL viene quindi vaporizzato in uno scambiatore di calore, dove il fluido caldo è costituito dall'acqua di raffreddamento del motore, prima di essere immesso nel sistema di iniezione del combustibile. I motori HPDI mantengono tutti i vantaggi dei dual-fuel tradizionali ai quali si aggiungono:

- la riduzione delle emissioni di metano intrinseca nel meccanismo di combustione consente di utilizzare gli stessi sistemi di abbattimento dei gas di scarico ad oggi previsti nei motori a gasolio;
- l'iniezione del gas direttamente all'interno del cilindro limita notevolmente la diminuzione del coefficiente di riempimento e da ciò consegue una potenza erogata

ed un rendimento termico comparabili con quelli di un motore diesel convenzionale di dimensioni equivalenti.

I principali svantaggi di impiego risiedono nell'impossibilità di operare nella modalità 100% diesel, qualora necessario, e nell'aumento dei costi a sua volta legato all'installazione di serbatoi e pompe criogeniche per il GNL ed alla complessità del sistema di iniezione.

### 2.2.3 – Ricerca e Sviluppo MCI a GN

La direzione intrapresa negli ultimi anni dai reparti di ricerca e sviluppo delle aziende costruttrici di motori alimentati a gas è stata dettata dai limiti che ciascuna tecnologia di motore preesistente presentava e mirata a conseguire una riduzione delle emissioni al passo con quanto richiesto dalle sempre più stringenti normative EURO. Indipendentemente dalla tipologia di innesco del processo di combustione (accensione comandata o iniezione pilota), i motori a carica magra o con una forte diluizione tramite i gas di scarico (elevati livelli di EGR) consentono di ottenere una riduzione dei consumi di combustibile e di emissioni allo scarico. Tuttavia, l'utilizzo di cariche fortemente diluite, specialmente nel caso di motori ad accensione comandata, può portare a problemi di instabilità del processo di combustione e/o di mancata accensione, dovute essenzialmente ad una diminuzione della velocità di propagazione della fiamma, con conseguenti elevate emissioni di idrocarburi incombusti. Per implementare con successo strategie di combustione magra (o per aumentare la quantità di EGR) è necessario, pertanto, stabilizzare il processo di combustione, estendendo quanto più possibile il limite di miscela magra e riducendo la dispersione ciclica delle prestazioni del motore stesso. Poiché le miscele magre sono normalmente difficili da accendere e presentano una velocità di combustione molto più lenta rispetto alle miscele stechiometriche, qualsiasi tecnica volta ad aumentare le dimensioni e l'intensità del nucleo iniziale della fiamma e/o ad incrementare la velocità di combustione della miscela aria/gas permette potenzialmente un'estensione del limite magro [49]. La ricerca nell'ambito dei veicoli a gas ha, pertanto, rivolto principalmente l'attenzione verso lo sviluppo di tecniche e tecnologie mirate ad aumentare il limite magro, garantendo al contempo la stabilità del processo. Fra di esse:

- **Sistemi di accensione avanzati** caratterizzati da elevate energie di attivazione ed in grado di aumentare la probabilità di accensione di miscele estremamente magre, accelerare la velocità di combustione e migliorarne la stabilità. In Fig.2.12 sono riportati alcuni esempi di sistemi di accensione avanzati fra cui: accensione assistita da plasma indotto da microonde, accensione indotta da laser ed accensione tramite candele ad effetto corona.

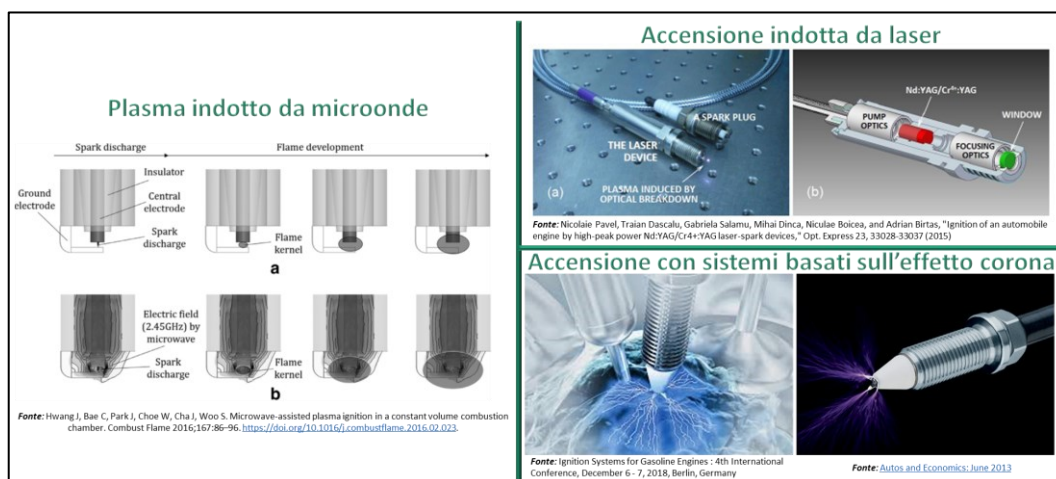


Fig.2.12 - Esempi di sistemi di accensione avanzati.

- **Sistemi per aumentare la turbolenza in camera:** durante la fase di ammissione della miscela all'interno del cilindro di un MCI si formano movimenti rotatori organizzati della carica, sia sui piani perpendicolari all'asse del cilindro, sia sui piani assiali. Tali moti organizzati tendono a favorire il miscelamento fra l'aria ed il combustibile, alimentando attraverso la loro energia cinetica vortici turbolenti di dimensioni sempre minori. Un'ottimizzazione dei moti di carica organizzati all'interno del cilindro, attraverso apposite geometrie sia della camera (pistoni e cilindri), sia di condotti e valvole di aspirazione può, pertanto, contribuire in maniera significativa ad aumentare la velocità di propagazione di fiamma di una miscela magra.
- **Composizione chimica del combustibile:** il miscelamento del gas naturale con un altro combustibile caratterizzato da una velocità di fiamma più elevata rappresenta una possibilità per aumentare il limite magro. L'idrogeno è considerato il combustibile ideale per stabilizzare la combustione di miscele magre per via della sua elevata velocità di propagazione di fiamma e dell'ampio range di infiammabilità. L'aggiunta anche di piccole concentrazioni di idrogeno nei motori a combustione alimentati a gas naturale può portare a miglioramenti significativi in termini di stabilità della combustione, prestazioni del motore e livelli di emissioni di scarico. Le miscele di gas naturale/idrogeno, vale a dire il cosiddetto idrometano, possono essere ottenute mediante due differenti approcci: l'idrogeno può essere direttamente aggiunto alla carica di aspirazione dall'esterno (deve quindi essere stoccato in apposito serbatoio), oppure può essere prodotto a bordo veicolo attraverso reforming del combustibile [50].
- **Iniezione diretta del GN:** ad esclusione dei motori HPDI, per tutte le altre tecnologie attualmente presenti sul mercato dei veicoli HD, il gas naturale viene introdotto nel collettore di aspirazione, tramite carburatore o iniezione, singlepoint o multipoint, dove va a pre-miscelarsi con l'aria; soltanto successivamente la carica preformata è introdotta nella camera di combustione. In generale, quando un combustibile è introdotto nei collettori di aspirazione sottrae una parte del volume a disposizione dell'aria comburente e, di conseguenza, si ha una riduzione del coefficiente di riempimento, quest'ultimo direttamente correlato alla potenza ed alla pressione media indicate, sviluppate dal motore. La riduzione del coefficiente di riempimento può essere scongiurata mediante l'iniezione diretta del combustibile in camera di combustione, soluzione già ampiamente utilizzata nei motori ad iniezione diretta di benzina (motori GDI – “Gasoline Direct Injection”). Non sorprende, pertanto, che l'iniezione diretta di GN è, attualmente, oggetto di indagine da parte dell'industria automobilistica in quanto consentirebbe un aumento sostanziale della coppia massima ed un incremento dell'efficienza termica rispetto all'iniezione indiretta.

#### 2.2.4 – Stazioni di rifornimento di GN

In questa sezione viene riportata una sintesi delle principali tipologie di stazioni di rifornimento di gas naturale, propedeutica al successivo dimensionamento preliminare di una stazione di ricarica, sulla base di quanto richiesto dall'azienda di TPL. Una volta estratto da un giacimento o prodotto mediante altro processo, il gas naturale può essere trasportato al Paese importatore in forma compressa allo stato gassoso (CNG – Compressed Natural Gas) per mezzo di gasdotti, oppure con navi metaniere sulle quali viene



caricato allo stato liquido (LNG – Liquefied Natural Gas), in condizioni criogeniche e, una volta giunto al porto di destinazione, il LNG può essere gassificato ed introdotto nella rete nazionale di distribuzione del CNG, oppure trasportato alla stazione di servizio direttamente in forma liquida, mediante autocarro.

A seconda della tipologia di veicoli da rifornire, si possono distinguere:

- Stazioni di rifornimento CNG: il gas naturale è destinato al rifornimento di veicoli in cui lo stoccaggio a bordo avviene in forma gassosa all'interno di serbatoi in pressione. Il CNG prelevato all'impianto di rifornimento deve, pertanto, essere compresso a bordo veicolo.
- Stazioni di rifornimento LNG: il gas naturale viene trasportato all'impianto in forma liquida. Inoltre, è possibile distinguere fra:
  - Stazioni L-LNG: il gas naturale è destinato al rifornimento di veicoli in cui lo stoccaggio a bordo avviene in forma liquida all'interno di serbatoi criogenici;
  - Stazioni L-CNG: il gas naturale è destinato al rifornimento di veicoli in cui lo stoccaggio a bordo avviene in forma gassosa all'interno di serbatoi in pressione. Il gas liquefatto deve quindi essere pressurizzato e vaporizzato presso la stazione per il rifornimento a bordo veicolo.

### Stazioni di rifornimento GNC

Indipendentemente dalla tipologia di stazione, affinché sia possibile rendere il gas naturale “pronto per essere utilizzato a bordo veicolo”, sono necessari diversi step, come sinteticamente mostrato nello schema a blocchi in Fig.2.13:



Fig.2.13 - Tipico workflow per il rifornimento del CNG a bordo veicolo.

Una prima classificazione delle stazioni di rifornimento di CNG può essere fatta in relazione alla modalità in cui il combustibile è reso disponibile presso l'impianto [51]:

1. **On-line Station** (Fig.2.14(a)): la stazione di rifornimento è collegata direttamente al metanodotto in cui il gas naturale è presente in un range di pressione che può variare da poco più di 1 bar fino ad oltre 24 bar. La stazione può essere utilizzata sia per il rifornimento diretto dei veicoli, sia per il riempimento delle unità mobili di stoccaggio, vale a dire carri bombolai. In quest'ultimo caso si parla di Mother Station. A seconda delle esigenze di rifornimento (numero e tipologia di mezzi da rifornire e frequenza di rifornimento richiesta) e della pressione del gas al metanodotto esistono diverse soluzioni impiantistiche (che verranno ampiamente descritte in seguito). La conoscenza della pressione del CNG al punto di prelievo da metanodotto è fondamentale in quanto può influenzare notevolmente la scelta della taglia di potenza del compressore.
2. **Daughter Station** (Fig.2.14(b)): il gas naturale giunge alla stazione tramite carri bombolai che si riforniscono presso la Mother Station. Si tratta di una soluzione che può essere adottata in assenza (o eccessiva distanza) del metanodotto nei pressi del sito destinato alla realizzazione dell'impianto.

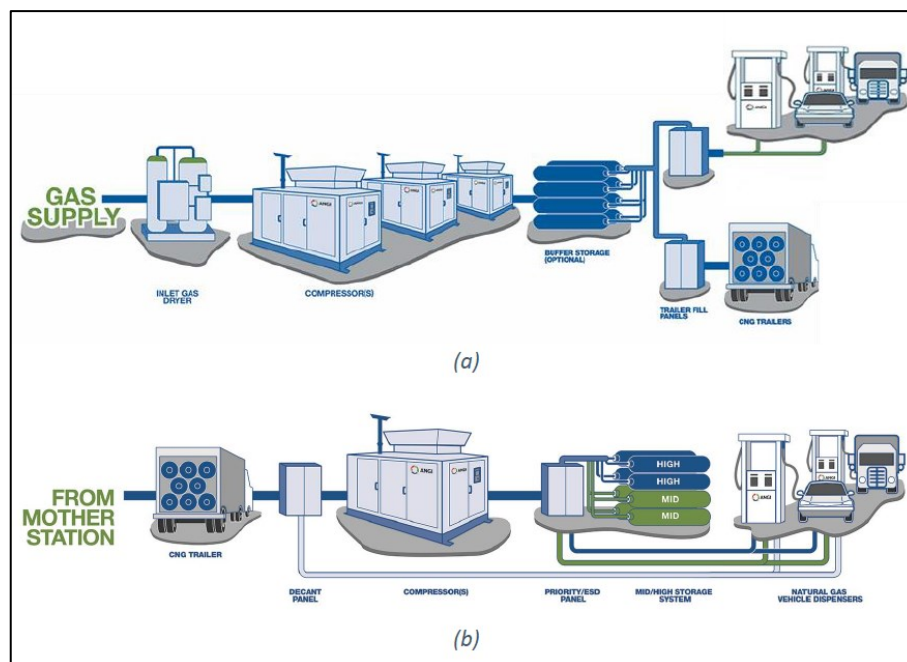


Fig.2.14 - Tipologia di stazioni di CNG. (a) Tipica configurazione di una On-Line station con possibilità di ricarica anche di carro bombolaio (Mother Station). (b) Tipica configurazione di una Daughter Station [52].

Prima del rifornimento a bordo veicolo o del riempimento del carro bombolaio, il gas prelevato dalla rete deve essere sottoposto ad un processo di deumidificazione ed eventuale filtraggio. Come per qualsiasi combustibile tradizionale, infatti, anche nel caso del gas naturale possono essere presenti dei contaminanti: si tratta di acqua ed altre sostanze solide che si mischiano con il gas e possono danneggiare il compressore della stazione ed il sistema di alimentazione del veicolo, ma anche occludere e/o corrodere valvole, ugelli, pannelli di protezione, etc. L'installazione di un essiccatore, come raccomandato dalla Norma ISO 15403-1:2006 1, assicura che il punto di rugiada del gas nel punto di presa sia sufficientemente basso da prevenire la formazione di condensa; l'installazione di un filtro antiparticolato a monte del compressore del gas naturale rimuove le incrostazioni presenti nei tubi ed evita danni al compressore.

Una volta deumidificato ed eventualmente filtrato, il CNG viene compresso mediante l'impiego di uno o più compressori, quindi stoccato all'interno di serbatoi in pressione situati nell'impianto oppure direttamente inviato nei serbatoi dei veicoli da rifornire. La maggior parte dei compressori utilizzati per le stazioni di rifornimento CNG sono compressori volumetrici (a pistoni alternativi) multistadio con potenze che variano dai 15 ai 350 kW e pressioni di mandata fino ad oltre 300 bar. Il numero di stadi di compressione dipende dal rapporto fra la pressione di aspirazione e quella di mandata. In alternativa, o assieme ai compressori volumetrici, nelle stazioni di rifornimento CNG possono essere impiegati anche compressori idraulici, spesso denominati "booster", nei quali si sfrutta una trasmissione idraulica per azionare uno o più pistoni per la compressione del metano. In particolare, i compressori idraulici possono essere impiegati:

- da soli nel caso di pressioni di aspirazione maggiori di 25 bar;
- assieme ad un compressore meccanico multistadio, a valle dell'ultimo stadio di compressione, per aumentare la pressione del gas fino al valore richiesto per lo stoccaggio. In tal modo è possibile diminuire la potenza del compressore meccanico e il numero di avviamenti necessari (fase estremamente energivora).

Per quanto riguarda la scelta della potenza complessiva e del numero di compressori, è buona norma considerare una ridondanza impiantistica degli stessi, vale a dire prevedere la

presenza di più compressori con una potenza totale fornita maggiore di quella richiesta per garantire la frequenza di rifornimento di progetto, in maniera tale da assicurare che una stazione possa continuare a funzionare anche se un compressore dovesse smettere di funzionare.

Una volta pressurizzato, il CNG è pronto per essere utilizzato per il rifornimento del veicolo. In particolare, a seconda che il gas in uscita dalla mandata del compressore sia introdotto direttamente nel serbatoio del veicolo da rifornire oppure in un sistema di stoccaggio presente nell'impianto, o una combinazione delle due precedenti modalità, si distinguono [53]:

1. **Stazioni Fast-Fill di tipo a cascata** (Fig.2.15): nei sistemi di tipo a cascata il CNG viene stoccato all'interno di un accumulatore, costituito da un insieme di pacchi multipli di bombole, appositamente dimensionato e collocato nella stazione di rifornimento.

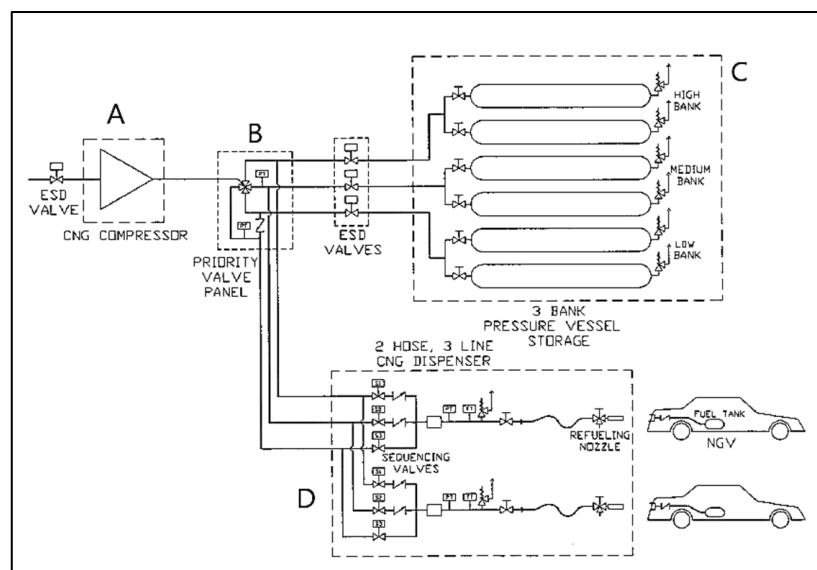


Fig.2.15 - Tipica configurazione di stazione di rifornimento Fast-Fill di tipo a cascata, con stoccaggio a tre livelli di pressione. A=compressore volumetrico; B=pannello di priorità; C=sistema di accumulatore; D=dispenser [54].

La portata di gas dall'accumulo al veicolo è, pertanto, indipendente dalla taglia del compressore ed il combustibile continua a fluire fintanto che la pressione nel pacco bombole è maggiore rispetto a quella del gas nel serbatoio del veicolo. Il compressore è dimensionato per garantire il ripristino della pressione all'interno del sistema di accumulatore. Le dimensioni, le pressioni di esercizio e la configurazione del sistema di accumulatore determinano la quantità di gas che può essere rifornita, prima che il compressore si azioni nuovamente per il ripristino dell'accumulo. È evidente che è possibile erogare solamente una frazione della massa totale di gas immagazzinato all'interno dei recipienti in pressione: ad un certo punto, la pressione nei serbatoi di stoccaggio sarà insufficiente e non sarà possibile completare il riempimento del serbatoio del veicolo. L'impiego di tre livelli di accumulatore (alta, media e bassa pressione) consente di aumentare la percentuale di utilizzo del gas presente nei pacchi bombole, riducendo al contempo al minimo le operazioni di start & stop del compressore. Un pannello di priorità a monte del sistema di accumulatore stabilisce l'ordine di riempimento dei diversi pacchi bombole (generalmente i pacchi ad alta e bassa pressione hanno rispettivamente la maggiore e minore priorità di rifornimento). I tempi di rifornimento sono paragonabili a quelli tipici delle stazioni di servizio di combustibili liquidi. Si tratta di una soluzione principalmente impiegata nelle stazioni di vendita al dettaglio del CNG o nel caso in cui sia richiesto un rapido rifornimento dei veicoli in diverse ore del giorno.

2. **Stazioni Fast-Fill di tipo buffer** (Fig.2.16): i sistemi di tipo buffer sono del tutto simili a quelli a cascata, ma utilizzano un sistema di stoccaggio ad un solo livello di pressione. Il gas naturale viene prioritariamente fornito dal compressore direttamente a bordo veicolo con il gas stoccato che viene utilizzato soltanto nel caso in cui venga saturata la capacità del compressore.

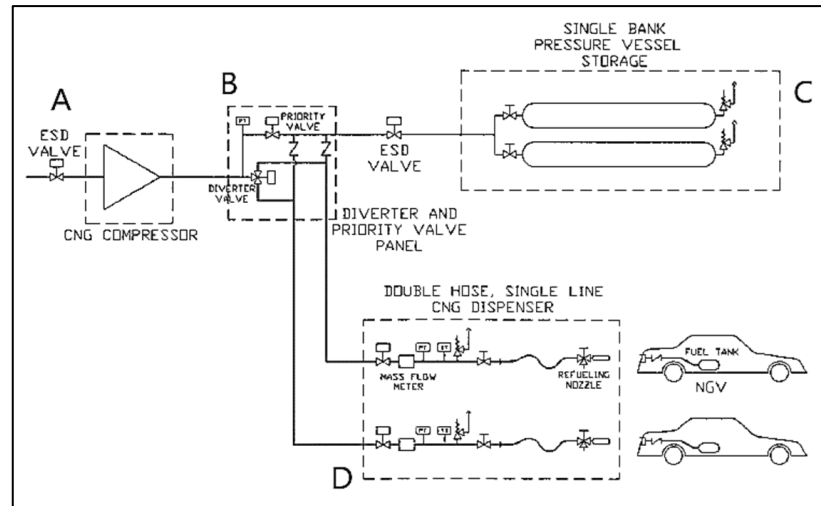


Fig.2.16 - Tipica configurazione di stazione di rifornimento Fast-Fill di tipo buffer, con stoccaggio ad un livello di pressione. A=compressore volumetrico; B=pannello di priorità; C=sistema di accumulo [54].

Tali stazioni di servizio rappresentano la soluzione ideale per i veicoli ad elevato consumo di combustibile che richiedono rifornimenti immediati in sequenza, uno dopo l'altro, inquadrandosi come la soluzione migliore per il rifornimento delle flotte di autobus per il TPL. Per consentire un efficiente rifornimento di più veicoli in contemporanea tali impianti prevedono tipicamente l'impiego di una valvola di deviazione del flusso. Quando occorre rifornire un solo veicolo, la valvola convoglia tutto il flusso di gas proveniente dai compressori direttamente alla manichetta del dispenser. All'arrivo di un secondo veicolo, la valvola consente il flusso del gas dal sistema di accumulo alla seconda manichetta, senza attingere dalla portata erogata direttamente dal compressore. Quando il primo veicolo ha ultimato il rifornimento, la valvola convoglia nuovamente il flusso proveniente dai compressori verso la seconda manichetta. In questo modo, il compressore opera in maniera continua, limitando il numero di operazioni di start & stop. Il sistema è più economico rispetto a quello a cascata, ma la percentuale di utilizzo del gas nel sistema di accumulo è sensibilmente inferiore. Inoltre, per garantire tempi di rifornimento sufficientemente rapidi, le taglie dei compressori sono maggiori rispetto alla configurazione a cascata.

3. **Stazioni Time-Fill** (Fig.2.17): nelle stazioni di ricarica lenta il CNG viene convogliato direttamente dal compressore al serbatoio a bordo veicolo. La velocità di rifornimento dipende dalla taglia dei compressori e dal numero di veicoli che devono rifornire contemporaneamente. Il sistema trova applicazione principalmente nel caso di flotte di veicoli privati in cui non sono richiesti tempi di rifornimento rapidi ed i veicoli sono parcheggiati per un lungo periodo di tempo fra un turno ed il successivo (ricarica tipicamente durante le ore notturne).

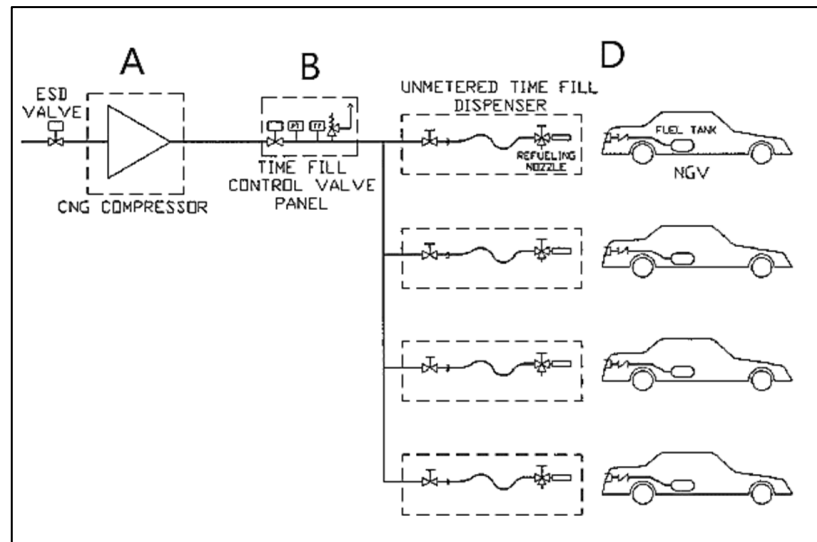


Fig.2.17 - Tipica configurazione di stazione di rifornimento Time-Fill. A=compressore volumetrico; B=pannello di priorità; D=dispenser [54].

Fra tutte le soluzioni impiantistiche queste ultime sono quelle che richiedono il minor numero di componenti (nessuna necessità di sistema di stoccaggio) e, pertanto, rappresentano la soluzione più economica.

4. **Stazioni combinate:** due delle precedenti configurazioni impiantistiche possono essere, all'occorrenza, combinate fra di loro, a seconda delle esigenze. Le stazioni combinate offrono un'elevata flessibilità di esercizio e rappresentano la soluzione ideale per quelle flotte di veicoli che hanno esigenza sia di ricariche lente (durante le ore notturne, quando il costo dell'energia è inferiore), sia di ricariche rapide.

Un elemento comune a tutte le tipologie di impianto è l'erogatore di CNG. Esistono diverse tipologie di erogatori che differiscono per forma, dimensioni e dispositivi per la misura della portata erogata. Le stazioni di ricarica lenta dispensano il gas naturale mediante un regolatore di pressione fisso: quando la portata di gas si riduce ad un valore minimo di soglia, il flusso di gas viene interrotto. Le stazioni di ricarica rapida misurano la pressione nel serbatoio, erogando una precisa quantità di combustibile e valutando progressivamente l'aumento di pressione nel serbatoio stesso. Quando la pressione nel serbatoio raggiunge il valore massimo il flusso viene interrotto. Molti erogatori di CNG sono, inoltre, dotati di sistemi di compensazione della temperatura che garantiscono un riempimento completo per ogni valore della temperatura esterna.

#### Stazioni di rifornimento GNL

Le stazioni di rifornimento di gas naturale liquefatto possono essere di tre tipi:

1. **Stazioni L-LNG (Fig.2.18):** sono finalizzate alla distribuzione del LNG per autotrazione, alimentato da un serbatoio fisso, installato in una stazione di rifornimento. Il LNG stoccato all'interno di un serbatoio criogenico viene prelevato da una pompa di tipo sommerso (con potenze massime di 18 – 20 kW) criogenica o alloggiata in uno speciale contenitore a temperatura controllata e da questa mandato ad un misuratore di portata, per giungere poi in forma ancora liquida nel serbatoio criogenico del veicolo. La soluzione è adatta esclusivamente al rifornimento di mezzi a LNG

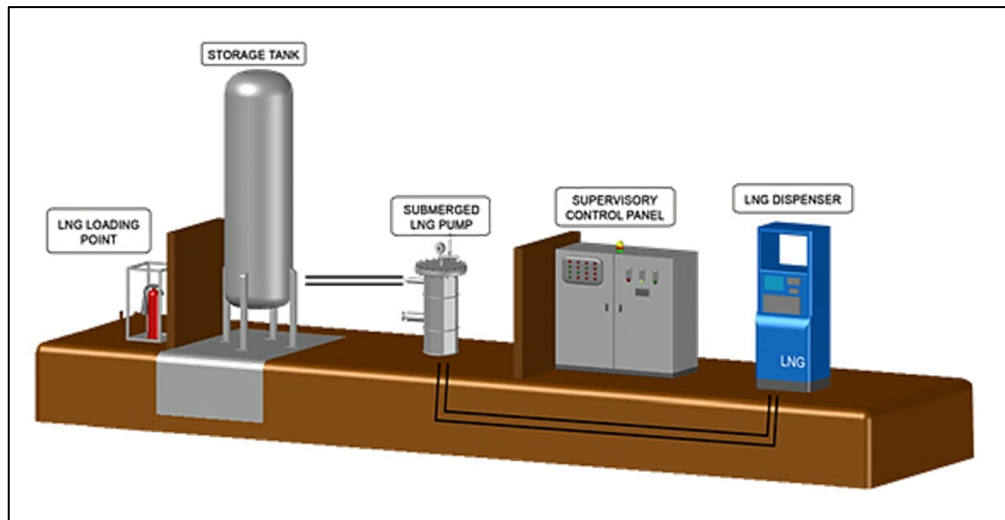


Fig.2.18 - Tipica configurazione di stazione di rifornimento L-LNG [55].

2. **Stazioni L-CNG (Fig.2.19):** sono finalizzate alla distribuzione del CNG per autotrazione, alimentato da un serbatoio fisso di LNG, installato in una stazione di rifornimento.

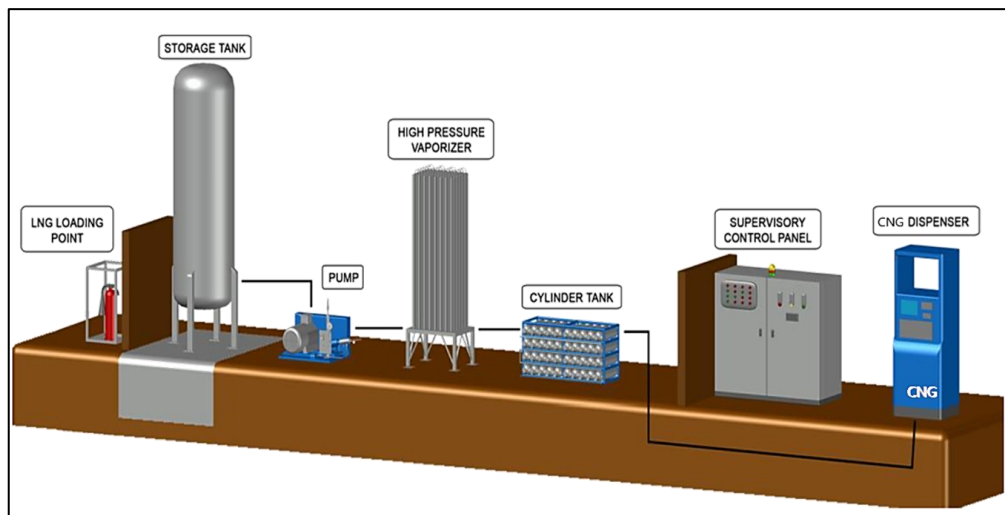


Fig.2.19 - Tipica configurazione di stazione di rifornimento L-CNG [55].

Il LNG viene pressurizzato direttamente in fase liquida mediante l'impiego di pompe criogeniche ad alta pressione (potenze dell'ordine dei 30 kW), che innalzano la pressione fino a valori dell'ordine di 300 bar. Il gas pressurizzato viene successivamente inviato ad uno scambiatore di calore atmosferico che preleva calore dall'aria ambiente per far evaporare il LNG. Una volta allo stato gassoso, il CNG può essere stoccato in pacchi di bombole oppure può essere inviato direttamente all'erogatore, per il rifornimento del veicolo. Si tratta a tutti gli effetti di una stazione di rifornimento di CNG, ad eccezione del fatto che il gas naturale giunge all'impianto in forma liquefatta. Inoltre, in tale tipologia di stazione è possibile recuperare il gas da boil-off, mediante apposito compressore che lo cattura e lo ricomprime, reimmettendolo nel flusso di metano gassoso.

3. **Stazioni L-CNG/LNG:** sono finalizzate alla distribuzione di LNG e di CNG per autotrazione, alimentato da un serbatoio fisso di LNG, installato in una stazione di

rifornimento. Si compongono di entrambe le sezioni impiantistiche degli impianti L-CNG e L-LNG e constano di un unico serbatoio di stoccaggio.

È bene osservare che negli impianti in cui il gas naturale arriva in forma liquefatta è possibile una modularità impiantistica: aggiungendo gli opportuni componenti, è possibile, ad esempio, trasformare un impianto L-CNG, che eroga esclusivamente metano gassoso, in un impianto L-CNG/LNG, in grado di rifornire anche mezzi alimentati a gas liquefatto. Dato che l'interesse dell'azienda di TPL che ha commissionato lo studio è rivolto al rifornimento di mezzi alimentati a metano gassoso, vengono di seguito descritti esclusivamente i principali componenti di una stazione L-CNG:

- *Serbatoio criogenico LNG*, deputato a ricevere il gas naturale liquefatto dall'autocarro a pressioni variabili da 5 a 16 bar. Il serbatoio deve limitare al massimo il trasferimento di calore con l'esterno; a questo scopo si utilizzano solitamente serbatoi a "super-isolamento", dotato di un sistema a doppia parete. La parete interna, a contatto con il LNG e le tubazioni ad essa collegate sono realizzate in acciaio inossidabile, mentre la parete esterna è generalmente realizzata in acciaio al carbonio. L'intercapedine formata dalle due pareti del serbatoio è riempita di materiale refrattario (ad es. perlite) e al suo interno viene ricavato il vuoto in modo tale da massimizzare il grado di isolamento termico dell'intero sistema.
- *Pompa criogenica ad alta pressione*: si tratta di una pompa volumetrica a pistoni che aspira il gas liquefatto presente nel serbatoio (tipiche pressioni da 5 a 16 bar) e lo pressurizza fino a pressioni di 250 bar ed oltre, inviandolo allo scambiatore di calore. Pompe alimentate da motori elettrici di 30 kW di potenza permettono di ottenere una pressione di mandata di oltre 300 bar con portate dell'ordine dei 17-20 l/min.
- *Pannello di controllo elettrico*: controlla automaticamente la stazione di rifornimento, sulla base di una serie di segnali di input provenienti dai diversi sensori, fra i quali: la pressione, la temperatura ed il livello di LNG nel serbatoio criogenico della stazione, la pressione nella linea di rifornimento, ecc.
- *Vaporizzatore atmosferico LNG*: riceve il gas liquefatto a 200-250 bar e lo vaporizza, in genere mediante scambio di calore con l'aria atmosferica. Può essere provvisto di un sistema che aggiunge sostanze con odore per facilitare il rilevamento delle perdite.
- *Serbatoi di accumulo del CNG*: all'uscita del vaporizzatore, il gas ormai compresso può essere inviato direttamente all'erogatore oppure all'interno di serbatoi in pressione, in maniera del tutto analoga a quanto accade nelle stazioni di rifornimento del CNG.
- *Compressore di boil-off*: sebbene "super-isolato", il serbatoio criogenico non può essere completamente adiabatico. Il calore scambiato con l'esterno fa aumentare la temperatura del liquido contenuto nel serbatoio, fino a quando il liquido non raggiunge il punto di ebollizione alla pressione di esercizio: ciò determina l'evaporazione del gas e contestualmente un aumento di pressione nel serbatoio. In caso di sostituzione regolare del LNG, mediante estrazione del prodotto per il rifornimento dei veicoli e sostituzione dello stesso con nuovo LNG freddo, all'interno del serbatoio vengono mantenute le condizioni di pressione e temperatura di sicurezza. Se il combustibile non viene costantemente sostituito, la temperatura e la pressione all'interno del serbatoio aumentano fino al livello

massimo per cui il serbatoio è progettato. Per questo motivo, il serbatoio è sempre dotato di una valvola di rilascio della pressione (“Pressure Relief Valve” – PRV) che si aziona scaricando parte del gas evaporato, fino a ripristinare il valore impostato di pressione. Questo gas, chiamato “di boil-off” può essere recuperato per mezzo di un apposito compressore che lo ricomprime e lo invia all’interno dei serbatoi di stoccaggio di CNG o direttamente all’erogatore.

## 2.2.5 – Valutazione economico/energetico/ambientale

In questa sezione vengono descritti la metodologia utilizzata ed i risultati ottenuti in merito ad una valutazione energetica ed ambientale riguardo l’acquisto di nuovi autobus alimentati a gas naturale compresso da parte di un’azienda di TPL abruzzese. Lo studio è effettuato su una specifica linea percorsa dall’autobus, vale a dire la tratta L’Aquila-Magliano-Avezzano, e si basa su una serie di dati che l’azienda ha fornito a CITRAMS.

### **Analisi Well-to-Wheel per un autobus a GN**

L’analisi Well-to-Wheel (WtW, letteralmente “dal pozzo alla ruota”) è una metodologia non standardizzata utilizzata per quantificare l’impatto di combustibili e veicoli in termini energetici ed ambientali (Fig.2.20).

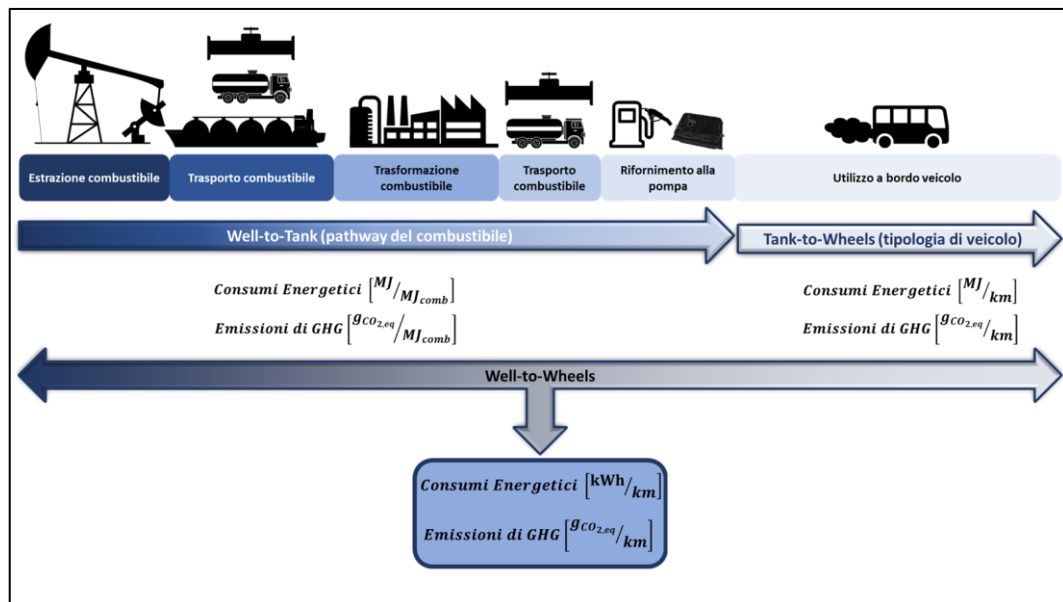


Fig.2.20 - Tipico workflow di un’analisi Well-To-Wheel.

Si tratta, in altri termini, di un’analisi semplificata del ciclo vita di un veicolo (LCA = “Life Cycle Assessment”), che porta alla valutazione di consumi energetici ed emissioni di inquinanti associate alla produzione di un combustibile ed al suo utilizzo a bordo veicolo. Rispetto ad una tradizionale LCA, un’analisi WtW non considera consumi ed emissioni associate alla filiera di produzione del veicolo e dei suoi componenti, né al loro fine vita (smaltimento del veicolo ed eventuale riciclo dei materiali) [55].

Per ciascuna delle fasi dell’analisi WtW occorre stabilire un’unità funzionale rispetto alla quale riferire consumi energetici ed emissioni di inquinanti:

- per la fase WtT l’unità funzionale è rappresentata da 1 MJ di combustibile finale prodotto;
- per le fasi TtW e WtW l’unità funzionale è rappresentata da 1km di distanza percorsa dal veicolo.



## Analisi Well-to-Tank

L'analisi WtT è stata condotta sulla base dei dati estratti dal report “Well-to-Tank v5” redatto dal consorzio JEC, ossia un gruppo di collaborazione composto dal Joint Research Center (JCR) della Commissione Europea, da EUCAR (European Council for Automotive Research and development) e da Concawe (European oil companies association for environment, health and safety in refining & distribution) [12] In particolare, il report di JEC focalizza l'attenzione sui bilanci energetici e sulle emissioni di gas serra associati ai processi di produzione, trasporto e distribuzione di diversi tipi di combustibile utilizzati per l'alimentazione dei motori a combustione interna, nel contesto europeo. Lo studio copre tutte le fasi dall'estrazione o coltivazione (nel caso di biocombustibile) del vettore energetico primario fino al rifornimento dei veicoli con il combustibile finito, come schematicamente illustrato in Fig.2.21:

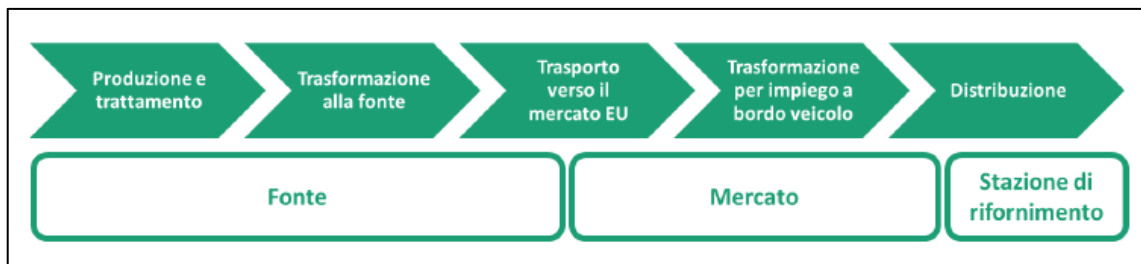


Fig.2.21 - Principali categorie in cui sono suddivisi i risultati JEC dell'analisi WtT [12]

1. **Produzione e trattamento:** comprende tutte le operazioni necessarie per estrarre o coltivare la fonte di energia primaria. Nella maggior parte dei casi, il vettore energetico estratto o raccolto richiede una qualche forma di trattamento prima di poter essere trasportato in modo conveniente, economico e sicuro.
2. **Trasformazione alla fonte:** tale fase è presente qualora, prima del trasporto, il vettore energetico debba subire processi industriali in prossimità del sito di estrazione/produzione (ad esempio come nel caso in cui il gas debba essere liquefatto in prossimità di un giacimento di gas naturale).
3. **Trasporto verso il mercato EU:** si riferisce al trasporto su lunghe distanze di vettori energetici prodotti al di fuori dell'Unione Europea, come ad esempio il petrolio greggio.
4. **Trasformazione per impiego a bordo veicolo:** include le lavorazioni e le trasformazioni che avvengono vicino al mercato finale (ad esempio raffinerie di petrolio o impianti di steam reforming per la produzione di idrogeno), al fine di produrre un combustibile idoneo alle specifiche imposte dalle normative europee/nazionali.
5. **Distribuzione,** dal punto di importazione/trasformazione ai singoli punti per il rifornimento a bordo veicolo.

L'unità funzionale nella fase WtT è rappresentata da 1 mega joule di combustibile finale prodotto: i consumi sono quindi espressi in MJ di energia spesa per la produzione di 1 MJ di combustibile finito ( $\text{MJ}/\text{MJ}_{\text{fuel}}$ ); le emissioni sono espresse in grammi di  $\text{CO}_2$  equivalente totalmente emessa per produrre 1 MJ di combustibile finito ( $\text{gCO}_{2\text{eq}}/\text{MJ}_{\text{fuel}}$ ).

Per operare un confronto in termini di consumi energetici ed emissioni nella fase WtT fra gasolio e gas naturale è stata scelta un'unica pathway per il gasolio, due per il gas naturale compresso, una per quello liquefatto e due per il biogas:

- *CODI* – Estrazione e trasformazione del petrolio greggio (deidratazione, separazione di impurezze gassose, ...), trasporto via mare, raffinazione in UE, distribuzione tipica UE e vendita al dettaglio;
- *GMCG1* – Estrazione dal pozzo e trasformazione del gas naturale (separazione di idrocarburi pesanti e gas inerti, ...), trasporto verso l'UE tramite gasdotto (1900 km), trasporto all'interno dell'UE tramite gasdotto (500 km), distribuzione tramite linee ad alta pressione (da 40 a 70 bar) con stazioni di ricompressione intermedie, distribuzione locale tramite rete a bassa pressione (4 bar), compressione (250 bar) del CNG presso il punto vendita al dettaglio;
- *GRCG2* – Estrazione dal pozzo e trasformazione del gas naturale, liquefazione in prossimità del pozzo, trasporto marittimo di LNG in serbatoi criogenici (distanza di circa 4000 miglia nautiche), distribuzione su strada come LNG, pressurizzazione del liquido (250 bar) e successiva vaporizzazione a CNG presso la stazione di rifornimento.
- *OWCG1* - Biogas da fermentazione di rifiuti organici urbani all'interno di un digestore confinato, processo di upgrading (rimozione di anidride carbonica e acido solfidrico), compressione (250 bar) presso la stazione di rifornimento.
- *OWCG21* – Biogas da fermentazione di letame all'interno di un digestore confinato, processo di upgrading (rimozione di anidride carbonica e acido solfidrico), compressione (250 bar) presso la stazione di rifornimento.
- *GRLG1* – Estrazione dal pozzo e trasformazione del gas naturale, liquefazione in prossimità del pozzo, trasporto marittimo di LNG, distribuzione su strada come LNG, utilizzo come LNG nei veicoli.

In Fig.2.22(a) sono mostrati i consumi energetici associati ai percorsi selezionati. L'energia spesa per la produzione del gas naturale compresso ed il gas naturale liquefatto per le pathway selezionate risulta sensibilmente inferiore rispetto a quella necessaria alla produzione del gasolio convenzionale (da un minimo del 20 ad un massimo del 40%).

Discorso inverso nel caso del gas da biomassa, il cui processo di produzione risulta estremamente energivoro.

La Fig.2.22(b) mostra le emissioni di gas serra associate ai percorsi selezionati. Occorre precisare che le emissioni sono espresse in termini di grammi di CO<sub>2</sub> equivalente e tengono, pertanto, conto non solo dell'anidride carbonica emessa nella fase WtT, ma anche delle emissioni di metano (CH<sub>4</sub>, GWP<sub>100anni=25</sub>) e di protossido di azoto (N<sub>2</sub>O, GWP<sub>100anni=298</sub>).

Le emissioni di gas serra per il gas naturale in ogni sua forma sono complessivamente inferiori rispetto al gasolio. In particolare, i percorsi a minori emissioni sono quelli relativi al gas da biomassa, con valore addirittura negativo per il biogas derivante dalla fermentazione di letame all'interno di un digestore confinato (*OWCG21*). Qualsiasi materia organica, infatti, nel suo processo di decomposizione naturale, emette metano. In particolare, nel caso di letame, le emissioni di metano durante la decomposizione sono molto elevate.

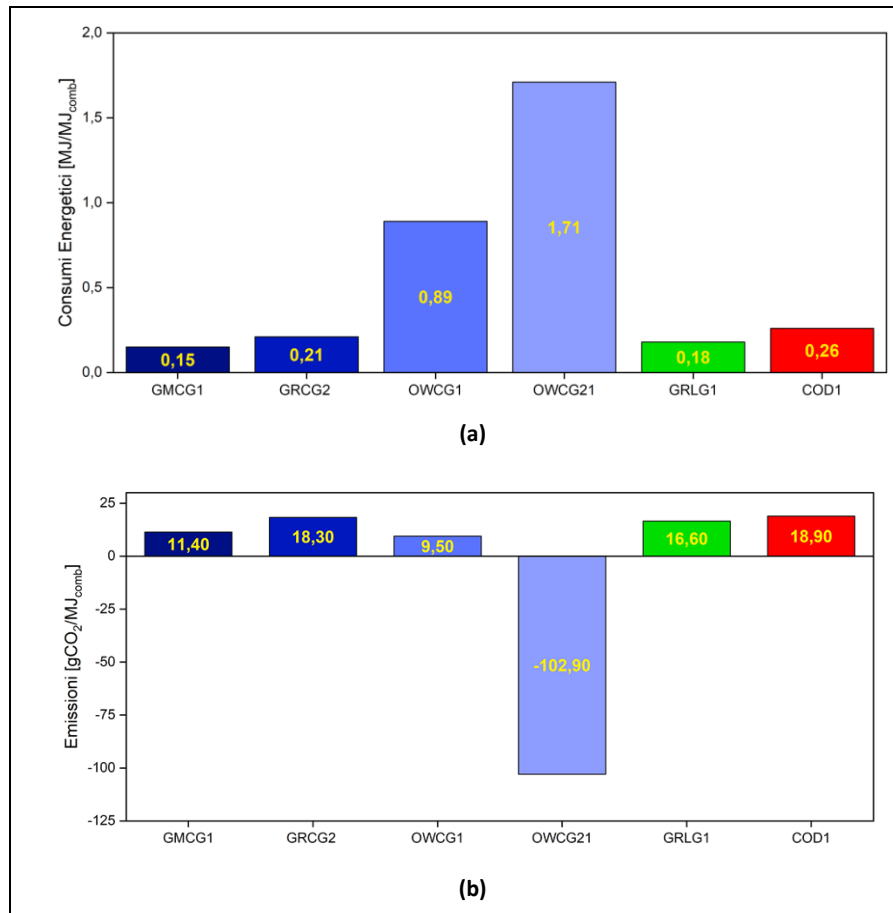


Fig.2.22 - Risultati analisi WtT. (a) Consumi energetici per le diverse pathways. (b) Emissioni di gas serra per le diverse pathways.

Pertanto, raccogliendo il gas derivante dal processo di fermentazione naturale, si sta evitando di immettere in atmosfera un gas ad elevato effetto serra. Le emissioni di metano in tal modo evitate vengono considerate con il segno meno nel bilancio emissivo complessivo. Ciò giustifica le emissioni negative di GHG per la suddetta pathway. Per quanto riguarda le pathway che prevedono il trasporto del gas in forma liquida (GRG2 e GRLG1) si registrano maggiori emissioni rispetto al trasporto in forma compressa, sostanzialmente a causa del processo di liquefazione.

Le maggiori emissioni di GHG non sono, invece, attribuibili alla fase di trasporto marino su metaniera, in quanto il GNL soggetto ad evaporazione (“boil-off”) viene recuperato ed utilizzato come combustibile per la nave stessa.

### Analisi Tank-to-Wheel

L’analisi Tank-to-Wheel ha come obiettivo la valutazione dei consumi e delle emissioni di inquinanti associate all’impiego del combustibile a bordo veicolo. L’unità funzionale nella fase TtW è rappresentata da 1 chilometro di distanza percorsa: i consumi sono quindi espressi in MJ di energia spesa dal veicolo per percorrere un 1 km di distanza (MJ/km); le emissioni sono espresse in grammi di inquinante emessi per percorrere 1 km di distanza ( $g_{inq}/km$ ). Dato che la linea sulla quale è stata condotta l’analisi “dal serbatoio alle ruote” prevede un percorso principalmente extraurbano (su autostrada), la problematica di inquinamento rilevante è quella delle emissioni di gas climalteranti. Per questo motivo, lo studio si limita a stimare i grammi di CO<sub>2eq</sub> emessa per percorrere il singolo chilometro di distanza ( $gCO_{2eq}/km$ ).

L'analisi è stata condotta con riferimento ad autobus di massa inferiore alle 18 tonnellate per due diverse alimentazioni, vale a dire gasolio (EURO IV) e gas naturale. Oltre che dalle caratteristiche del veicolo (massa, cilindrata, rapporto di trasmissione, ...), consumi ed emissioni nella fase TtW dipendono dal ciclo di guida utilizzato per il loro calcolo. Fattori quali distanza percorsa e profilo altimetrico di missione, velocità media di crociera, carico trasportato, comportamento alla guida del conducente, ..., influenzano notevolmente i consumi di combustibile a bordo veicolo e, con essi, le emissioni di gas allo scarico. Per lo scopo della presente analisi, le emissioni ed i consumi sono stati stimati sul ciclo reale di utilizzo per la linea L'Aquila-Avezzano. Una volta riportato il tracciato in Google Maps, sono state stimate le percentuali di percorrenza su ogni tipo di percorso (urbano, interurbano ed extraurbano); in via preliminare, inoltre, è stato anche definito il profilo altimetrico, per mezzo dello strumento web-based ad uso gratuito, "GPS-Visualizer". I dettagli del percorso e del profilo altimetrico sono illustrati in Fig.2.23:

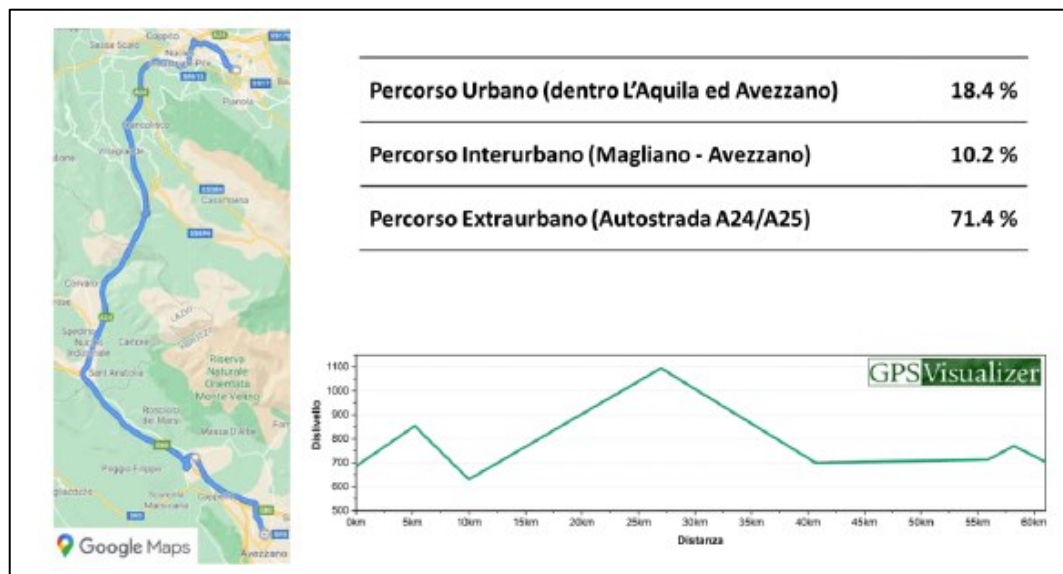


Fig.2.23 - Ricostruzione del percorso e del profilo altimetrico.

I consumi medi e le emissioni di GHG sono stati calcolati mediante il TIER 3 della procedura CorinAIR [56]. Si tratta di un approccio metodologico consolidato, ampiamente riconosciuto all'interno dell'Unione Europea, mediante il quale sono ottenute curve di consumo di diverse tipologie di veicolo, sulla base di dati sperimentali e/o simulazioni di una serie di missioni standard con velocità di servizio media variabile. Nello specifico, la procedura TIER III può essere utilizzata esclusivamente quando siano note la distanza percorsa e la velocità media per tipo di percorso e per tipo di veicolo analizzato. Emissioni e consumi di un veicolo variano fortemente a seconda delle condizioni di funzionamento del motore che, a loro volta, dipendono dalle specifiche condizioni di guida. A tal proposito, i dati CorinAIR distinguono fra guida urbana, rurale ed autostradale. I consumi totali possono, pertanto, essere calcolati come somma dei consumi sui diversi tratti.

La procedura CorinAIR consente il calcolo diretto delle emissioni di anidride carbonica allo scarico, ma considera separatamente le emissioni di altri gas serra, quale il metano. In questa analisi, l'attenzione è posta esclusivamente alle emissioni di CO<sub>2</sub> quale gas ad effetto serra. Queste ultime dipendono dal consumo di combustibile a bordo veicolo e, pertanto, possono essere calcolate come il rapporto fra il fattore di emissione (kgCO<sub>2</sub>/kg<sub>comb</sub>) ed i consumi energetici espressi in km/kg<sub>comb</sub>.

L'approccio TIER III è implementato nel software open-source COPERT 5.4 [57]. Una volta inseriti i dati di input, vale a dire tipologia di veicolo, alimentazione (gasolio o gas),

chilometri percorsi su ciascun tipo di strada (urbano, autostrada, etc.) e velocità media su ciascun tratto, il software restituisce, fra gli altri dati di output, i consumi energetici in MJ/km. I dati di input ed i risultati dell'analisi TtW sono riportati in Tab2.8:

<b>Dati di input</b>		
<b>Numero di corse a settimana</b>		166
<b>Distanza media per corsa [km/corsa]</b>		67
<b>Velocità media [km/h]</b>		55
<b>Risultati TtW</b>		
	<b>Diesel</b>	<b>CNG</b>
<b>Consumi [MJ/km]</b>	9.91	13.05
<b>Emissioni [gCO<sub>2eq</sub>/km]</b>	735.79	745.75

Tab2.8 - Dati di input e risultati analisi TtW.

I risultati dell'analisi TtW consentono di operare un confronto diretto di consumi ed emissioni per un autobus a gasolio ed uno a metano. I consumi energetici degli autobus alimentati a gas sono del 23% maggiori di quelli a gasolio, in linea con le aspettative teoriche, data la minore efficienza termica (dunque i maggiori consumi) dei motori ad accensione comandata e carica stechiometrica, rispetto ai motori diesel.

Le emissioni di GHG sono pressoché analoghe per le due motorizzazioni. Tuttavia, occorre osservare che il veicolo a gas naturale di riferimento è un autobus urbano EEV, mentre gli autobus a gas attualmente in commercio rispettano gli standard emissivi EURO VI.

### **Analisi Well-to-Wheel**

I risultati dell'analisi complessiva “dal pozzo di estrazione alle ruote” sono stati ottenuti combinando gli effetti delle due fasi. Alla stregua della fase TtW, l'unità funzionale è rappresentata ancora dal chilometro di distanza percorsa.

I dati relativi ai consumi energetici WtW combinano l'energia spesa nella fase WtT per unità di contenuto energetico del combustibile (MJ/MJ carburante finale), con l'energia spesa nella fase TtW, ossia quella consumata dal veicolo per unità di distanza percorsa (MJ/km). I risultati sono poi convertiti in chilowattora di energia spesa per chilometro di distanza percorsa. Per il calcolo dei consumi energetici WtW è stata utilizzata la seguente relazione:

$$WtW \left[ \frac{kWh}{km} \right] = \frac{C_{TtW} \left[ \frac{MJ}{km} \right] \left\{ 1 + C_{WtT} \left[ \frac{MJ}{MJ_{comb}} \right] \right\}}{3,6 \left[ \frac{MJ}{kWh} \right]} \quad (2.1)$$

I dati relativi alle emissioni WtW combinano le emissioni nella fase WtT per unità di contenuto energetico del combustibile (gCO<sub>2eq</sub>/MJ carburante finale), con le emissioni di anidride carbonica nella fase TtW, mediante la relazione:

$$WtW \left[ \frac{gCO_{2,eq}}{km} \right] = E_{TtW} \left[ \frac{gCO_{2,eq}}{km} \right] + \left\{ E_{WtT} \left[ \frac{gCO_{2,eq}}{MJ_{comb}} \right] + Credito \right\} \times C_{TtW} \left[ \frac{MJ}{km} \right] \quad (2.2)$$

Nel caso in cui il combustibile utilizzato sia di derivazione da biomassa, il termine “Credito” nell’equazione (2.2) è diverso da zero. Per capire il significato di tale termine, si consideri, a titolo di esempio, il biogas prodotto a partire da una coltura. Le emissioni dal pozzo al serbatoio rappresentano le emissioni associate all’energia necessaria per la produzione di 1 MJ di combustibile. Se tale MJ di combustibile venisse completamente bruciato durante la fase di utilizzo a bordo veicolo (dal serbatoio alle ruote), la CO<sub>2</sub> emessa sarebbe esattamente pari a quella assorbita dalla pianta durante la fase di crescita (per la fotosintesi): l’emissione netta associata a tale combustione sarebbe, pertanto, nulla. Per tener in conto di ciò si inserisce il termine “Credito”, il cui valore numerico è esattamente pari alla CO<sub>2</sub> assorbita dalla pianta durante la crescita o, nel caso di un generico biocombustibile, alle emissioni di CO<sub>2</sub> evitate nella fase WtT.

I risultati dell’analisi WtW sono mostrati in Fig.2.24. La Fig.2.24(a) evidenzia come, indipendentemente dalla pathway del gas naturale considerata, i consumi energetici del gas rispetto al gasolio sull’intero ciclo vita risultano sempre maggiori. In particolare, per il gas naturale, la situazione meno “energivora” è rappresentata dal percorso GMCG1 in cui il gas è trasportato in metanodotto a bassa pressione e compresso alla pompa di rifornimento.

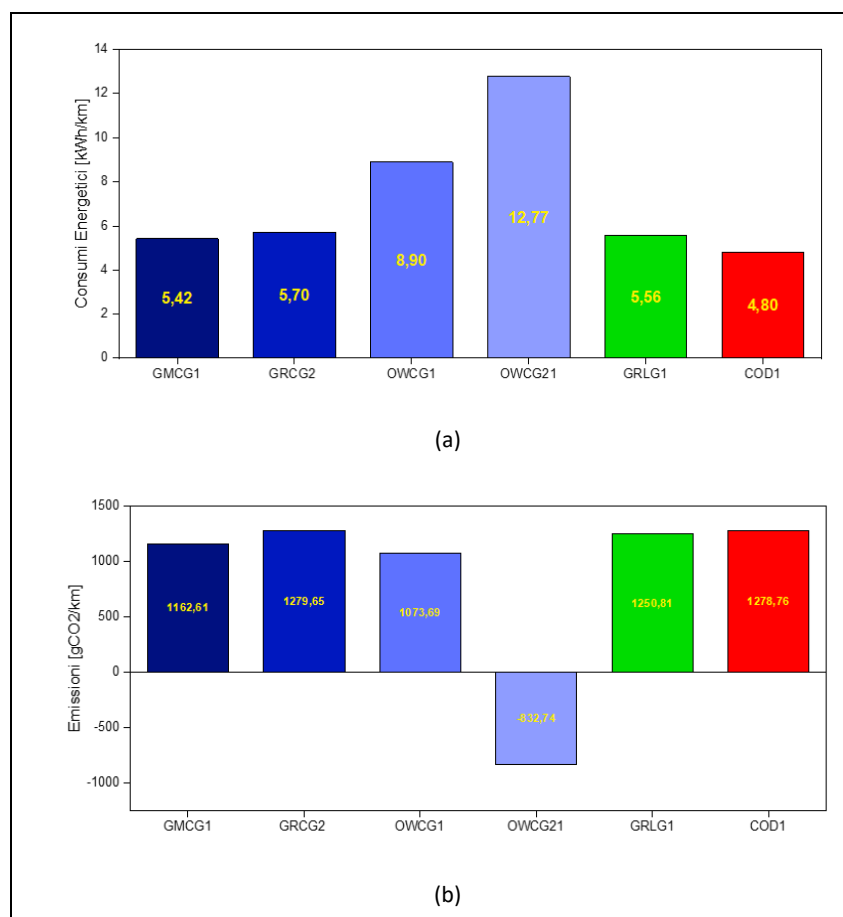


Fig.2.24 - Risultati analisi WtW. Confronto fra consumi energetici (a) ed emissioni di CO<sub>2</sub> (b) per le diverse pathway del gas naturale.

Tuttavia, il gas naturale nel complesso comporta minori emissioni di gas serra, come mostrato in Fig.2.24(b), con valori negativi nel caso di biometano da letame. Il biometano (risultato del processo di upgrading del biogas) viene prodotto in forma gassosa e, pertanto, si presta sia ad essere compresso nella rete di metanodotti o nei carri bombolai, sia ad essere sottoposto ad un successivo processo di liquefazione per il suo trasporto in fase liquida (bio-LNG) all’interno di cisterne criogeniche. Tale combustibile può essere impiegato tal quale a

bordo dei veicoli a gas, senza la necessità di ulteriori processi o di aggiunta di altri combustibili, dato il suo elevato livello di purezza.

### 2.2.6 – Analisi di fattibilità economica

In questa sezione viene presentata un'analisi economica semplificata per valutare la convenienza in termini di costi del combustibile associata alla sostituzione di autobus a gasolio EURO IV con autobus alimentati a gas naturale nella linea L'Aquila-Avezzano.

È importante sottolineare che un'analisi costi-benefici di dettaglio dovrebbe tenere in conto di tutti i costi da sostenere per l'intero ciclo vita del veicolo (TCO - *Total Cost of Ownership*).

In letteratura sono presenti numerosi studi riguardanti la stima del TCO di veicoli adibiti al trasporto pubblico. Non esiste un metodo standardizzato per la determinazione dei costi totali, ma in ciascuno studio, a seconda delle voci di costo considerate, viene proposta una metodologia di calcolo differente. A titolo di esempio, di seguito viene riportata la formula impiegata in un recente studio [58] per il calcolo del TCO nel caso di autobus a gasolio, con tecnologia SCR ("Selective Catalytic Reduction") per l'abbattimento degli NO<sub>x</sub>:

$$TCO = \frac{I}{n} + \sum_t \frac{l + \left(f + \frac{k \cdot a}{c}\right) \cdot d \cdot e + m + x}{(1 + r)^t} \quad (2.3)$$

con:

- $I$  = costi di investimento dell'infrastruttura di rifornimento privata (€);
- $n$  = numero di veicoli serviti dall'infrastruttura privata;
- $l$  = costo annuale del veicolo (€);
- $f$  = costo del combustibile (€/MJ);
- $k$  = rapporto in volume fra il consumo di AdBlue ed il consumo di gasolio ( $l_{AdBlue}/l_{Diesel}$ );
- $a$  = prezzo dell'AdBlue (€/l);
- $c$  = densità energetica del gasolio (MJ/l);
- $d$  = distanza annua percorsa (km);
- $e$  = consumi energetici (MJ/km);
- $m$  = costi di manutenzione annuale del veicolo (€);
- $x$  = tassazione annuale per il veicolo (€);
- $r$  = tasso di sconto (%);
- $t$  = tempo di possesso del veicolo (numero di anni).

L'equazione (2.3) permette anche di tenere in conto dell'eventuale impiego di una stazione di rifornimento privata; tuttavia, non tiene in conto di alcune voci di costo quali i costi del personale adibito alle operazioni di rifornimento degli autobus, quelli associati alla radiazione degli autobus a gasolio o eventuali ricavi dalla loro rivendita, ricavi associati ad un'eventuale futura rivendita degli autobus a GNC, ... Un'analisi TCO richiede, pertanto, dei dati di input dettagliati ed accurati, non disponibili in questa fase del progetto di collaborazione.

Un'indagine costi-benefici in termini economico-ambientali richiede, inoltre, anche la stima dei costi associati alle esternalità ambientali. Combinando i risultati di un'analisi TCO con quelli di un'analisi WtW, è possibile valutare i costi totali per la società (TCS = "Total Cost to Society") associati all'impiego di autobus alimentati a gas naturale, mediante una relazione del tipo:

$$TCS = TCO + p \cdot \sum_t \frac{WtW \cdot d \cdot e}{(1+r)^t} \quad (2.4)$$

con:

- $p$  = prezzo del combustibile (€/tCO<sub>2eq</sub>);
- $WtW$  = emissioni di GHG (tCO<sub>2eq</sub>/MJ).

Il rapporto tra il TCS di un autobus a gas naturale ed il TCS della sua controparte a gasolio è indicativo dei costi/benefici sostenuti dalla società: valori inferiori ad 1 indicano che il cambio di combustibile determina benefici per la società; viceversa, per valori superiori ad 1 si hanno costi per la società. È importante evidenziare che la formula (2.4) tiene in conto soltanto delle esternalità associate alle emissioni di GHG e non di quelle legate agli inquinanti primari allo scarico (PM, NO<sub>x</sub>, ...). Dato che lo studio in esame riguarda la tratta L'Aquila-Avezzano, per la quale gli autobus viaggiano principalmente in autostrada, lontani dai centri città, per cui le esternalità associate all'inquinamento atmosferico possono essere trascurate, l'equazione (2.4) potrebbe essere impiegata.

I dati a disposizione non hanno consentito di condurre un'analisi economica di dettaglio. Tuttavia, sulla base dei costi dei combustibili relativi al 2020 comunicati dall'azienda (Tab2.9) è stato, comunque, possibile stimare il risparmio economico associato all'impiego di autobus a gas rispetto agli autobus a gasolio nella linea L'Aquila-Avezzano.

Combustibile	Costo medio
Gasolio	1.06 €/l
Gas naturale	0.51 €/kg

Tab2.9 - Costi medi di gasolio e gas naturale nel 2020 dichiarati dall'azienda di TPL.

Il costo medio della singola corsa L'Aquila-Avezzano è stato calcolato mediante la seguente equazione:

$$\bar{C}_{corsa} = \frac{\bar{C}_{comb}}{C} \cdot d \quad (6)$$

con:

- $\bar{C}_{comb}$  = costo medio del combustibile (€/kg);
- $C$  = consumo medio autobus nella tratta L'Aquila-Avezzano (km/kg);
- $d$  = distanza percorsa nella tratta L'Aquila-Avezzano.

Una volta stimati i costi del combustibile per la singola tratta, semplicemente moltiplicando tali costi per il numero di corse annue, è stato valutato il costo annuo del combustibile per la linea L'Aquila-Avezzano per le due diverse alimentazioni. Sulla base del costo medio al 2020 del GNC, il risparmio economico conseguibile utilizzando, nella tratta di interesse, autobus a gas naturale al posto di autobus a gasolio, con riferimento al solo costo del combustibile, è di circa 130'000 €/anno. Considerando che la tratta è servita complessivamente da 8 autobus, ciò si traduce in un risparmio superiore ai 15'000 €/anno per autobus.

Inoltre, secondo i dati comunicati dall'azienda, un autobus a gas costa all'incirca 240'000 €, mentre un autobus a gasolio costa 30'000 € in meno. Se tutti gli 8 autobus a servizio della tratta fossero sostituiti, si avrebbe un investimento complessivo di:

- 1'920'000 € nel caso di autobus a gas;
- 1'680'000 € nel caso di autobus a gasolio,

quindi complessivamente un investimento di 240'000 € in più nel caso del gas. Considerando i minori costi del gas naturale rispetto al gasolio, già a partire dal secondo



anno, si osserverebbe una convenienza economica sostituendo gli autobus attualmente impiegati con autobus a gas, anziché diesel. Tuttavia, a partire da ottobre 2021, il prezzo dei combustibili ha subito un'impennata repentina. In particolare, la pandemia da Covid-19 ha drasticamente influenzato tutta la catena di approvvigionamento delle materie prime, dall'estrazione alla distribuzione, determinando il rialzo dei prezzi dei combustibili di origine fossile. Il prezzo all'ingrosso del gas naturale è passato dai 58 €/MWh nel novembre 2020 ai 217 €/MWh nello stesso mese del 2021. In virtù dell'ulteriore recente aumento del costo del metano, a seguito del conflitto Russia-Ucraina è stato, pertanto, necessario aggiornare i risultati dell'analisi economica. Nello specifico, il calcolo del costo annuo del gas naturale per il rifornimento degli 8 mezzi a servizio della tratta di interesse è stato parametrizzato in funzione del costo medio del combustibile. In tal modo è stato possibile valutare la convenienza economica del GNC rispetto al gasolio, il cui costo medio, sebbene anch'esso abbia subito un sostanziale rialzo a partire da ottobre 2021, è stato altresì considerato invariato rispetto al dato comunicato. I risultati della valutazione economica sono illustrati in Fig.2.25:

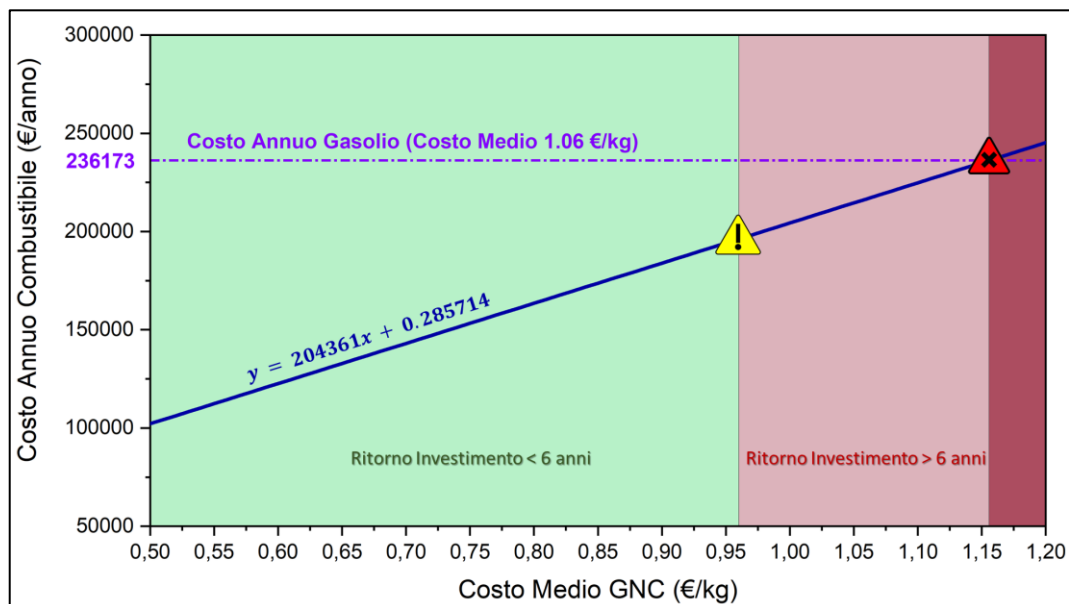


Fig.2.25 - Risultati dello studio parametrico del costo di rifornimento annuo per autobus a GNC.

La Fig.2.25 mostra la variazione dei costi annui per il rifornimento degli 8 autobus a gas a servizio della tratta L'Aquila-Avezzano al variare del costo medio dello stesso. In linea tratteggiata è riportato il costo annuo nel caso dei mezzi alimentati a gasolio, ipotizzando che quest'ultimo abbia un costo medio costante di 1.06 €/kg. L'intersezione fra le due rette rappresenta il punto a partire dal quale il rifornimento annuo dei mezzi a gas risulta più oneroso rispetto alla soluzione a gasolio. Le aree campite in Fig.2.25 sono indicative dei tempi di ritorno dell'investimento. In particolare, fino a costi unitari del gas inferiori a 0.6 €/kg, si osserva una convenienza economica della soluzione a gas già a partire dal secondo anno. Oltre 0.96 €/kg, il tempo di ritorno dell'investimento aumenta significativamente oltre i 6 anni. Infine, qualora il costo del gas fosse superiore ad 1 €/kg, risulterebbe difficile giustificare la convenienza economica dell'investimento, in quanto i tempi di recupero dell'investimento diventerebbero paragonabili con i tempi di vita utile di ogni mezzo. In definitiva, sebbene la presente valutazione sia relativa esclusivamente ad un confronto in termini di costi per il rifornimento dei mezzi, non considerando quindi tutti i costi di esercizio associati al loro impiego, i risultati del calcolo parametrico forniscono un'idea di massima

sulla convenienza economica associata alla sostituzione dei mezzi a gasolio con mezzi alimentati a gas naturale.

## 2.3 - Dimensionamento preliminare ed analisi di fattibilità tecnico-economica di una stazione di rifornimento

In questa sezione vengono descritti la metodologia utilizzata ed i risultati ottenuti in merito al dimensionamento preliminare ed all'analisi di fattibilità tecnico-economica di realizzazione di una stazione di servizio per la distribuzione di metano per il rifornimento dei mezzi dell'azienda di TPL, sulla base dei dati trasmessi. In particolare, sono stati analizzati tre possibili scenari:

1. Stazione di rifornimento CNG da metanodotto;
2. Stazione L-CNG, in cui tutto il metano alla stazione arriva in forma liquefatta;
3. Stazione promiscua CNG + L/CNG. In tal caso, il LNG servirebbe soltanto come soluzione di back-up qualora si fermasse per guasto un compressore CNG, onde evitare problemi di interruzione di rifornimento; quindi, ritardi sulle linee.

### 2.3.1 – Analisi dei dati per il dimensionamento preliminare

In Tab2.10 sono riepilogate le principali informazioni fornite dall'azienda:

Info	Dati
Alimentazione Bus	CNG
Consumo medio	<i>min 0.345 kg/km (dichiarato costruttore bus)</i> <i>max 0.36 kg/km (calcolato azienda)</i>
Numero di mezzi da rifornire al giorno	168
Percorrenza media giornaliera per bus	180 km/gg
Tempo di Rifornimento Richiesto	10-12 bus/ora
Presenza di metanodotto nei pressi del sito	SI
Pressione del CNG al metanodotto	n.d.

*Tab2.10 - Riepilogo delle principali informazioni fornite dall'azienda per la valutazione economica preliminare di costi associati alla realizzazione di un impianto di distribuzione di metano.*

- Numero e alimentazione bus: attualmente, con riferimento ai servizi in essere per la sede di L'Aquila, l'azienda dispone di 18 mezzi impiegati in servizi commerciali e 16 mezzi in servizi interurbani (autobus di classe III). Dato che attualmente non esistono in commercio autobus di classe III alimentati a LNG, l'interesse dell'azienda è rivolto esclusivamente a mezzi alimentati a CNG. Nell'ottica di un possibile interesse futuro dei costruttori di autobus nella produzione di mezzi di classe III alimentati a LNG, è opportuno altresì valutare la possibilità di una stazione di rifornimento L-CNG con rigassificazione dell'LNG ed eventualmente possibilità di rifornire anche metano liquefatto. Il numero totale di mezzi da rifornire tiene in conto non solo dei bus che l'azienda committente ha intenzione di acquistare, ma anche di eventuali autobus a CNG dell'azienda di TP urbano di L'Aquila.
- Percorrenza media giornaliera: per il dimensionamento dell'impianto è stata comunicata da TUA una percorrenza media giornaliera di 180 km al giorno per ciascun autobus.

- **Consumo medio:** con riferimento ad un autobus CNG 12 metri (similare a quelli in prospettiva di acquisto per la sede di L'Aquila), sono stati comunicati due dati:
  - il dato dei consumi dichiarati dal costruttore secondo il ciclo SORT 3 che è di 0.345 kg/km, da cui risulterebbe un consumo di circa 62.1 kg/gg;
  - il valore effettivamente calcolato per 6 Scania Interlink CNG nell'esercizio 2021 (stimando le percorrenze dell'ultimo trimestre) che invece si attestano a 0.36 kg/km, da cui risulta un consumo di circa 64.8 kg/gg.
- **Specifiche prestazionali:** all'impianto è richiesta la garanzia di una sufficiente velocità di rifornimento, che si attesti a n. 10-12 bus/ora, per una corretta ed efficiente gestione dell'esercizio.
- **Informazioni sul sito:** per quanto riguarda l'ubicazione della stazione di rifornimento, TUA ha individuato un agglomerato di particelle con un'estensione complessiva di circa 14100 m<sup>2</sup> e, secondo quanto comunicato, già asservita da metanodotto con pressione del gas di 7 bar (metanodotto a bassa pressione).

Oltre ai dati forniti dall'azienda, per un'analisi di dimensionamento preliminare ed una stima dei costi CAPEX ed OPEX associati alla realizzazione dell'impianto di distribuzione di metano è stata necessaria una dettagliata indagine di mercato, volta a reperire quante più informazioni possibili sulle attuali tipologie di stazioni di rifornimento.

Info	Tipologia	Risposta
Tempi di rifornimento	Qualsiasi	5 -10 min per un bus (media 7 minuti)
Potenza compressione richiesta	Stazione CNG	da 50 a 200 kW <sub>el</sub> (a seconda della pressione di ingresso) da distribuire su più compressori (ridondanza)
	Stazione L-CNG	15-30 kW <sub>el</sub>
Tempi tecnici di realizzazione	Qualsiasi	6-12 mesi (senza tempi ottenimento permessi)
Costi di realizzazione	Stazione CNG	circa 400000 €/linea
	Stazione L-CNG	circa 750000 € (per #2 linee)
Capacità Utile	Stazione mobile L-CNG	20000 kg
Costi di Manutenzione	Stazione L-CNG	1500 €/mese
Costo Nolo	Stazione mobile L-CNG	Circa 35000 €/mese
Capacità Serbatoio Scania INTERLINK 12 m	CNG	227 kg (1400 litri)
Capacità Carro Bombolaio	Stazione Mobile L-CNG	24000 kg

Tab2.11 - Principali informazioni ottenute mediante un'indagine di mercato di dettaglio.

Le informazioni riassunte in Tab2.11 sono il risultato di un'attenta ricerca bibliografica in rete e di scambi di e-mail con responsabili e tecnici delle aziende nazionali costruttrici di stazioni di rifornimento di gas naturale di tipo CNG ed L-CNG.

- **Tempi di rifornimento:** il meccanismo di rifornimento di un mezzo a CNG è indipendente dal fatto che il metano sia disponibile all'impianto in forma gassosa o liquefatta. In entrambi i casi il gas viene stoccato a circa 250 bar ed il rifornimento è limitato per legge a 220 bar. Per tale ragione, i tempi di rifornimento sia per stazione CNG che L-CNG sono i medesimi e si attestano attorno ai 10 minuti per

mezzo, di cui 6/7 minuti per il rifornimento e 2/3 minuti per le operazioni di manovra del mezzo, discesa dell'autista, autorizzazione del rifornimento, operazioni di attacco e stacco delle manichette, ecc... Tali tempi dipendono, comunque, dalla dimensione dello stoccaggio di CNG e dalla quantità di gas da rifornire a bordo veicolo, a sua volta funzione delle dimensioni del serbatoio del mezzo.

- Potenza richiesta per la pressurizzazione del gas: occorre distinguere fra:
  - *Stazione di rifornimento CNG*: non è possibile fornire un dato univoco per quanto riguarda le potenze richieste per la compressione, in quanto strettamente dipendenti dalla pressione di aspirazione (pressione del gas al metanodotto), dalla portata di gas richiesta e dalla tipologia di compressore (numero di stadi, rendimento meccanico e termodinamico, ...). Dall'indagine di mercato è stato, comunque, possibile ottenere le seguenti indicazioni di massima:  $p_{asp}=3-10 \text{ bar} \rightarrow P_{el}>100 \text{ kW}$ ;  $p_{asp}=10-20 \text{ bar} \rightarrow P_{el}\approx 75 \text{ kW}$ ;  $p_{asp}>20 \text{ bar} \rightarrow P_{el}\approx 50 \text{ kW}$ , sempre da considerare in funzione anche della quantità di gas che si vuole erogare nel tempo.
  - *Stazione di rifornimento L-CNG*: rispetto alla compressione di un gas, la potenza richiesta da una pompa volumetrica criogenica dispositivo è inferiore. Inoltre, essendo il range di pressioni di aspirazione alla pompa meno variabile (5-16 bar), anche le potenze richieste al dispositivo presentano un range di potenza più definito, variabile fra i 15-30 kW, a seconda della quantità di gas che si vuole erogare nel tempo.
- Costi di realizzazione: per quanto riguarda le stazioni di rifornimento di CNG i costi sono fortemente dipendenti della potenza complessivamente installata nell'impianto (taglia dei compressori). Un valore medio, risultato dell'indagine di mercato, si attesta attorno ai 400000 €/linea, dove ciascuna linea è costituita da un compressore di potenza di circa 180 kW ed un erogatore per mezzi heavy-duty di tipo NGV2 a doppia manichetta. A tali costi occorre aggiungere i costi di manutenzione ordinaria e straordinaria dell'impianto.  
Per le stazioni di rifornimento L-CNG è stato comunicato da un costruttore di impianti di distribuzione di gas per autotrazione un costo di investimento di 750000 € per 2 linee costituite da 2 pompe L-CNG da 30 kW, compressore di boil-off e due erogatori NGV2 a doppia manichetta. I costi di manutenzione comunicati dallo stesso costruttore sono di circa 1500 €/mese.
  - Informazioni per stazioni mobili L-CNG: per le stazioni di rifornimento mobili sono state reperite le seguenti informazioni:
    - Capacità di stoccaggio del carro bombolaio: 24000 kg lordi di cui 20000 kg utilizzabili. Volendo rifornire circa 170 bus con una percorrenza media di 180 km/gg e considerando un consumo di circa 2.9 km/kg, sarebbe richiesta una quantità erogata di circa 10000 kg/gg, vale a dire che ciascun carro bombolaio presenta un'autonomia di circa 2 giorni.
    - Costi di noleggio della struttura: circa 35000 €/mese.
  - Capacità serbatoio autobus 12 metri: per la seguente analisi è stato considerata una capacità complessiva dello stoccaggio a bordo veicolo di 227 kg (circa 1400 litri), come da scheda tecnica dell'autobus in esame.

Ai fini della successiva analisi di mercato occorre osservare che non sono state fornite indicazioni sulla strategia di rifornimento che l'azienda intenderà utilizzare per la gestione della nuova flotta di autobus alimentati a CNG. Tale scelta può influire significativamente sulla taglia di compressori/pompe da installare, sulla frequenza di rifornimento degli autobus

(differente a seconda che si debba rifornire l'intero serbatoio o soltanto una parte di esso) e sui costi energetici associati ai dispositivi installati nell'impianto di distribuzione. Inoltre, i costi di investimento derivanti dall'indagine di mercato sono riferiti esclusivamente ai componenti base dell'impianto, dal momento che voci di costo quali costi di allaccio, oneri di urbanizzazione, opere civili, ecc. sono variabili e dipendono dal sito di realizzazione dell'impianto, nonché dalla sua configurazione finale. Stime effettive dei costi CAPEX ed OPEX sono possibili soltanto previa analisi di fattibilità condotte dal Dipartimento Tecnico delle aziende realizzatrici impianti di distribuzione di gas per autotrazione.

Da un'analisi preliminare dei dati di input appare subito evidente che la soluzione di stazione promiscua CNG + L-CNG per eventuale backup, risulterebbe poco conveniente dal punto di vista economico. Si tratterebbe, infatti, di sostenere un considerevole esborso iniziale, a fronte di una forte immobilizzazione di capitale, non giustificabile esclusivamente per un eventuale back-up in caso di malfunzionamento dei compressori CNG. A ciò occorre aggiungere che il LNG stoccato nel serbatoio criogenico è soggetto a perdite per boil-off e, pertanto, nell'impianto promiscuo sarebbe da prevedere rigorosamente la presenza di un compressore di boil-off che, data la bassa frequenza di utilizzo del LNG (solo per backup) si azionerebbe molto frequentemente, con conseguente aumento dei consumi energetici complessivi. Per questo motivo, la suddetta soluzione impiantistica non è stata presa in considerazione nel presente lavoro.

### 2.3.2 – Stima della portata oraria di gas

Il primo passo per il dimensionamento preliminare della stazione di rifornimento, indipendentemente dalla tipologia di impianto, è la stima della portata oraria di gas naturale. Ai fini della presente analisi, non disponendo di ulteriori informazioni, si considera che compressori/pompe debbano erogare continuamente il gas dal punto di prelievo al serbatoio (non si considera un sistema di stoccaggio del gas naturale in forma compressa). Sebbene tale ipotesi possa portare ad un sovra dimensionamento dei dispositivi di pressurizzazione del gas, permette comunque di condurre delle stime di massima in condizioni di sicurezza.

È bene premettere sin da ora che la scelta della portata oraria di gas da erogare è fortemente correlata alla logistica di rifornimento che l'azienda deciderà di adottare con riferimento ai nuovi mezzi a gas naturale. Non essendo nota la strategia aziendale in termini di tempo quotidiano destinato al rifornimento dei mezzi presso l'impianto, in questa relazione sono state formulate le seguenti ipotesi per la stima della portata di gas richiesta:

Hp. #1: tutti gli autobus riforniscono quotidianamente una quantità di gas pari al **consumo medio giornaliero**;

Hp. #2: tutti gli autobus riforniscono quotidianamente una quantità di gas pari all'**intera capacità del serbatoio**;

Hp. #3: tutti gli autobus riforniscono quotidianamente una quantità di gas pari a **circa metà capacità del serbatoio** (100 kg/bus);

Hp. #4: tutti gli autobus riforniscono una quantità di gas pari all'intera capacità del serbatoio, ma con una **riduzione della frequenza di rifornimento dei bus**.

La portata massica di gas erogata da compressori/pompe,  $\dot{m}$  [kg/h], può essere stimata come il prodotto della quantità di combustibile da rifornire per ciascun mezzo,  $m$  [kg/bus], per la frequenza oraria di rifornimento,  $f$  [bus/h]:

$$\dot{m} = m * f \quad (2.7)$$

I risultati del calcolo della portata da erogare sono riportati in Tab2.12 e Fig.2.26:

<b>Hp. #1 - Tutti gli autobus riforniscono una quantità pari al <u>consumo medio giornaliero</u></b>	<b>Valore</b>
N° Autobus CNG da Rifornire	168 bus
Quantità da Rifornire (Consumo Medio Giornaliero)	62.1 kg/bus
Frequenza di Rifornimento	12 bus/h
<b>Portata Richiesta</b>	<b>745.2 kg/h</b>

<b>Hp. #2 - Tutti gli autobus riforniscono l'intero serbatoio (in 1 solo giorno)</b>	<b>Valore</b>
N° Autobus CNG da Rifornire	168 bus
Quantità da Rifornire (Massima in Serbatoio)	227 kg/bus
Frequenza di Rifornimento	12 bus/h
<b>Portata Richiesta</b>	<b>2724 kg/h</b>

<b>Hp. #3 - Tutti gli autobus riforniscono metà serbatoio (in 1 solo giorno)</b>	<b>Valore</b>
N° Autobus CNG da Rifornire	168 bus
Quantità da Rifornire (Metà Serbatoio)	100 kg/bus
Frequenza di Rifornimento	12 bus/h
<b>Portata Richiesta</b>	<b>1200 kg/h</b>

<b>Hp. #4 - Tutti gli autobus riforniscono l'intero serbatoio, ma con una <u>riduzione della frequenza di rifornimento dei bus</u></b>	<b>Valore</b>
N° Autobus CNG da Rifornire	168 bus
Quantità da Rifornire (Massima in Serbatoio)	227 kg/bus
<b>Frequenza di Rifornimento</b>	<b>8 bus/h</b>
<b>Portata Richiesta</b>	<b>1816 kg/h</b>

Tab2.12 - Risultati della stima di portata richiesta a compressori/pompe dell'impianto per le diverse ipotesi.

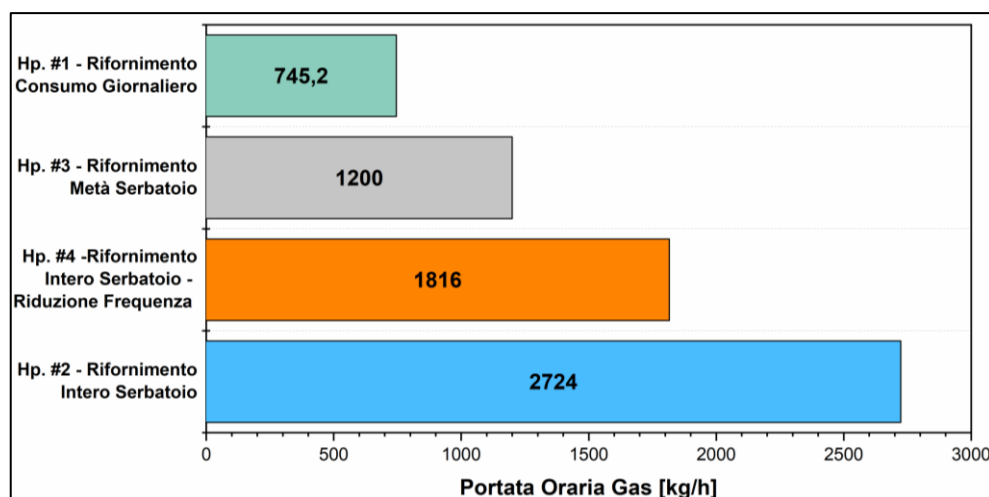


Fig.2.26 - Riepilogo della stima della portata oraria di gas nelle diverse ipotesi.

Dai risultati della stima della portata è possibile concludere che:

- Dimensionando compressori/pompe sulla base del consumo medio (Hp.#1), qualora per un certo numero di autobus fosse richiesta una maggiore quantità di combustibile, i tempi di ricarica aumenterebbero, compromettendo l'efficienza di ricarica (rischio di mezzi in attesa di rifornimento).
- Al contrario, dimensionando compressori/pompe in base alla necessità di rifornire l'intero serbatoio con frequenze dell'ordine di 12 bus/h (Hp.#2), sarebbe richiesta una potenza totale installata (specialmente nel caso di CNG da metanodotto) eccessivamente elevata (elevati costi di investimento e di esercizio). Potenze elevate potrebbero essere richieste anche nel caso si volessero accettare tempi di rifornimento maggiori (Hp. #4), specialmente nel caso in cui la pressione al metanodotto fosse particolarmente bassa.

La soluzione di compromesso potrebbe risiedere nell'ipotizzare dei rabbocchi di circa 100 kg di combustibile al giorno per ciascun autobus, mantenendo la frequenza a 8 bus/h (Hp.#3), in maniera tale da contenere la portata complessiva e da poter limitare notevolmente la potenza dei compressori (minori costi di investimento e di esercizio), garantendo, al contempo, una buona flessibilità nell'esercizio dell'impianto. La taglia della stazione in progetto risulta in questo modo in linea con le informazioni ottenute dai costruttori durante la fase di indagine di mercato.

### 2.3.3 – Stima della potenza: compressori CNG

La stima della potenza richiesta per i compressori da impiegare nel caso di stazioni di rifornimento CNG è stata effettuata considerando che nell'impianto verranno utilizzati compressori multistadio a pistoncini alternativi.

Pressione di Aspirazione [bar]	N° di Stadi
≈ 1	5
1 - 9	4
9 - 24	3
24 - 80	2

Tab2.13 - Numero di stadi di compressione in funzione della pressione di aspirazione: pressione di mandata 250 bar [59].

Il numero di stadi di compressione dipende dal rapporto di pressione totale fra la pressione di aspirazione e quella di mandata (o dalla sola pressione di aspirazione se si considera che alla mandata negli impianti CNG la pressione è fissa a 250 bar), come riportato in Tab.2.13.

La potenza richiesta per la compressione,  $\dot{W}$  [W], può essere stimata a partire dal lavoro di compressione adiabatico isoentropico,  $W_{ad-is}$  [J/kg], dal rendimento isoentropico,  $\eta_{is}$ , dal rendimento meccanico,  $\eta_m$ , e dalla portata massica oraria,  $\dot{m}$  [kg/h]:

$$\dot{W} = \frac{\dot{m} \cdot W_{ad-is}}{\eta_{is} \cdot \eta_m} \quad (2.8)$$

Il lavoro adiabatico isoentropico è stato stimato assumendo che la temperatura di aspirazione ed il rapporto di compressione siano gli stessi per ogni stadio [60]. Il lavoro è, cioè, calcolato nelle ipotesi di perfetta inter-refrigerazione fra i diversi stadi, ciascuno caratterizzato dallo stesso rapporto di pressione monte-valle, pari a:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{i-esimo\ stadio} = \sqrt[N]{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)} \quad (2.9)$$

In particolare, il lavoro di compressione è funzione del numero di stadi del compressore,  $N$ , della massa molare del gas,  $M$  [g/mole], della costante universale dei gas,  $R$  (=8.3145 J/molK), del rapporto fra i calori specifici,  $k$ , del fattore di comprimibilità,  $Z$ , del rapporto di pressione totale,  $p_2/p_1$  e della temperatura in uscita da ciascuno stadio,  $T_1$ :

$$W_{ad-is} = \frac{N \cdot k \cdot R \cdot T_1 \cdot Z}{M \cdot (k - 1)} \cdot \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{k-1/N \cdot k} - 1 \right] \quad (2.10)$$

La Fig.2.27 mostra l'andamento della potenza richiesta al variare della portata a parità di rapporto di pressione totale, quindi del numero di stadi di compressione. All'aumentare della portata richiesta, la potenza di compressione aumenta linearmente, come anticipato nel paragrafo precedente.

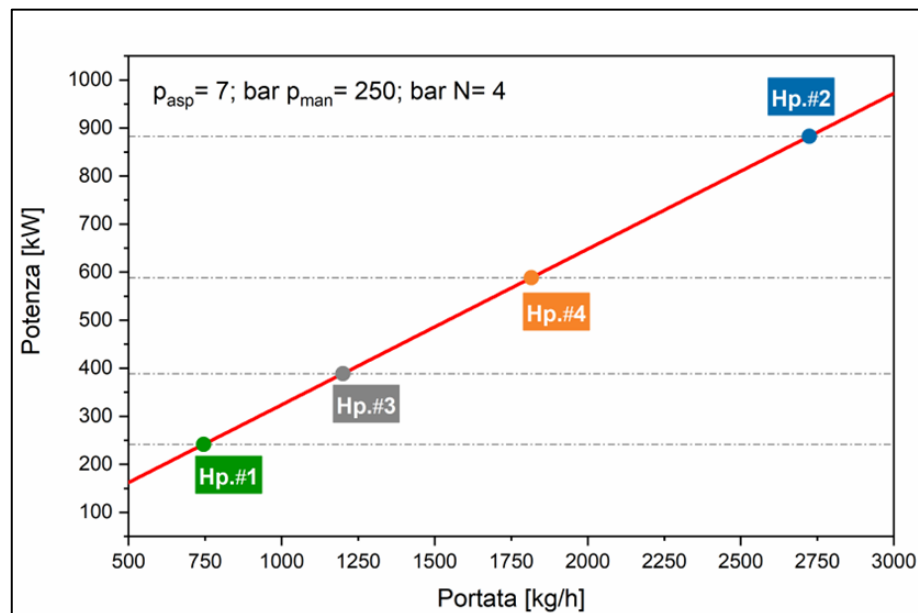


Fig.2.27 - Effetto della portata erogata sulla potenza di compressione a parità di pressione di mandata ed aspirazione e con un compressore a 4 stadi.



In particolare, le Hp. #2 e Hp. #4 richiederebbero delle potenze complessive eccessivamente elevate. Per la Hp. #4 (portata 1816 kg/h) la potenza complessivamente richiesta sarebbe pari a circa 590 kW e ciò richiederebbe l'installazione di 3 compressori da 200 kW ciascuno; per la Hp. #2 (portata 2724 kg/h) la potenza complessivamente richiesta sarebbe pari a circa 880 kW e ciò richiederebbe l'installazione di 4 compressori da 200 kW ciascuno. La Hp. #3 (portata 1200 kg/h) permette, invece, di contenere la potenza totale di compressione al di sotto dei 400 kW. In tal modo è possibile installare 2 compressori da 200 kW, in maniera tale da limitare i costi di investimento. Alla luce di tali considerazioni, nei successivi calcoli viene adottata la portata di compromesso relativa all'Hp. #3.

La Fig.2.28 mostra l'andamento della potenza richiesta al variare della pressione di aspirazione, a parità di portata e di pressione di mandata (il numero di stadi varia al variare del rapporto totale di pressione).

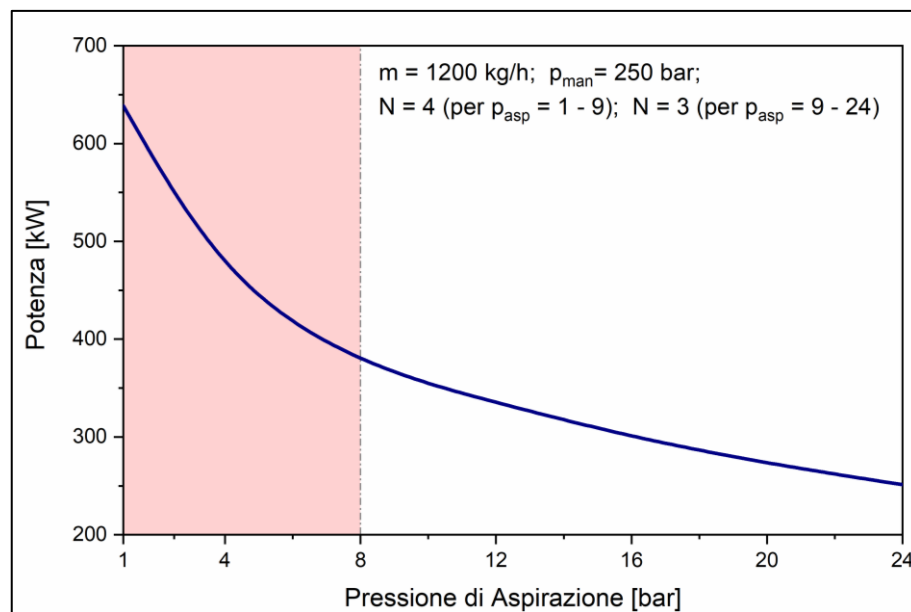


Fig.2.28 - Effetto della pressione di aspirazione sulla potenza di compressione a parità di pressione di mandata e di portata elaborata (il numero di stadi è stato variato al variare della pressione di aspirazione).

In generale, al diminuire della pressione di aspirazione la potenza aumenta; in particolare per valori di pressione di aspirazione compresi fra 1-8 bar, la potenza richiesta al gruppo di compressione aumenta in maniera significativa al diminuire della pressione. In virtù dell'effetto della pressione di aspirazione sulla potenza richiesta per la compressione, è bene ribadire di nuovo che, ai fini del corretto dimensionamento dell'impianto, è necessaria una conoscenza accurata della pressione al metanodotto. Non disponendo di tali informazioni, per i successivi calcoli è stata assunta una pressione di 7 bar.

La potenza necessaria per la compressione calcolata nelle suddette ipotesi ( $p_{asp}=7$  bar e  $\dot{m}=1200$  kg/h, come da Hp. #3) è pari a 390 kW. Ovviamente, tale potenza deve essere ripartita fra più compressori, sia per questioni economiche, sia per garantire un'adeguata ridondanza dei compressori in caso di guasto o manutenzione dei componenti. Inoltre, nel computo della potenza totalmente installata nell'impianto, bisogna considerare anche la presenza di un eventuale deumidificatore, di dispositivi per la lubrificazione dei compressori e delle altre utenze, quali erogatori, PLC, luci, .... Un possibile layout di impianto può essere quello schematicamente illustrato in Fig.2.29, costituito da:

- N°2 compressori da circa 200 kW ciascuno;
- N°1 deumidificatore;

- N°2 erogatori NGV2 a doppia manichetta (rifornimento di 4 mezzi in contemporanea).

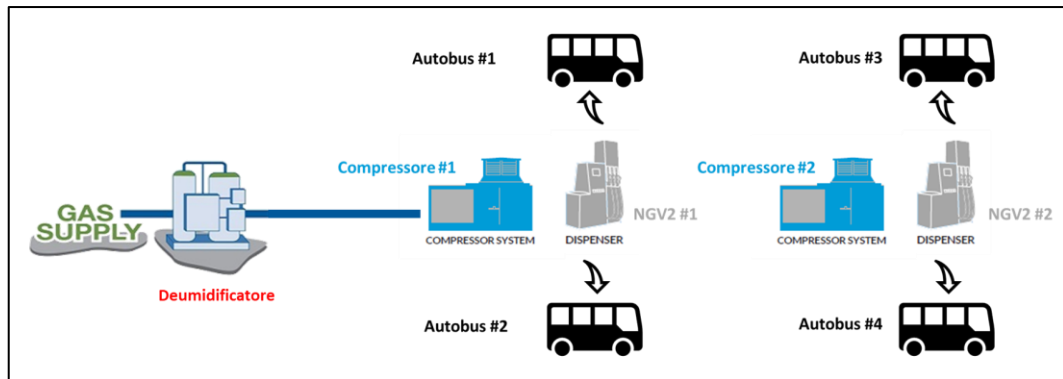


Fig.2.29 - Possibile layout di stazione di rifornimento CNG (la disposizione dei singoli elementi è puramente indicativa).

I valori di potenza per deumidificatore ed ulteriori utenze sono stati ottenuti dalla precedente indagine di mercato. La Tab2.14 riepiloga la potenza complessivamente installata in un impianto con il layout di Fig.2.29.

Potenza Complessivamente Installata nell’Impianto CNG		
Compressori	400	kW
Deumidificatore (valore mediato da dati bibliografici)	12	kW
Altre Utenze (erogatori, luci, PLC, ...) (valore da indagine di mercato)	5	kW
<b>Potenza Totale</b>	<b>417</b>	<b>kW</b>

Tab2.14 - Riepilogo della potenza complessivamente installata nella stazione CNG.

La soluzione di progetto è in linea con quanto desunto dall’attività di indagine di mercato. Nel layout sono riportati esclusivamente i componenti che influiscono sui consumi energetici dell’impianto.

### 2.3.4 – Stima della potenza: pompe LNG

La stima della potenza richiesta per le pompe criogeniche alternative da impiegare nel caso di stazioni di rifornimento L-CNG è stata effettuata sulla base delle informazioni derivanti dall’indagine di mercato. In tal caso, infatti, un approccio teorico è più complesso, data la carenza di dati (in primis rendimenti) sui dispositivi criogenici. Per operare un confronto fra le due situazioni impiantistiche, è stato deciso di operare a parità di portata di gas, vale a dire 1200 kg/h, calcolati in riferimento all’Hp. #3. La scelta della taglia di potenza è stata effettuata confrontando diversi cataloghi commerciali, di cui un esempio è riportato in Tab2.15.

<b>Flow-Rate</b>	<b>da 4.6 a 25.6 l/min (da 120 a 680 kg/h)</b>
Velocità Pompa	da 80 a 450 rpm
Max Pressione di aspirazione	20 bar
Max Pressione di mandata	3 bar
<b>Potenza Elettrica</b>	<b>da 5.5 a 30 kW</b>

Tab2.15 Esempio di datasheet di pompe volumetriche criogeniche.

Gli stessi range di potenza e portata sono stati riscontrati per i prodotti di molteplici aziende impegnate nella realizzazione di impianti di distribuzione L-CNG. Osservando i dati in Tab2.15 si nota che per garantire una portata maggiore o uguale a quella di progetto, sono necessarie 2 pompe ciascuna da 30 kW (portata massima di 1360 kg/h). Inoltre, nel computo della potenza totalmente installata nell'impianto, bisogna considerare anche la presenza di un eventuale compressore di boil-off e delle altre utenze, quali erogatori, PLC, luci, .... Un possibile layout di impianto può essere quello schematicamente illustrato in Fig.2.1, costituito da:

- N°2 pompe da circa 30 kW ciascuno;
- N°1 compressore di boil-off;
- N°2 erogatori NGV2 a doppia manichetta (rifornimento di 4 mezzi in contemporanea).

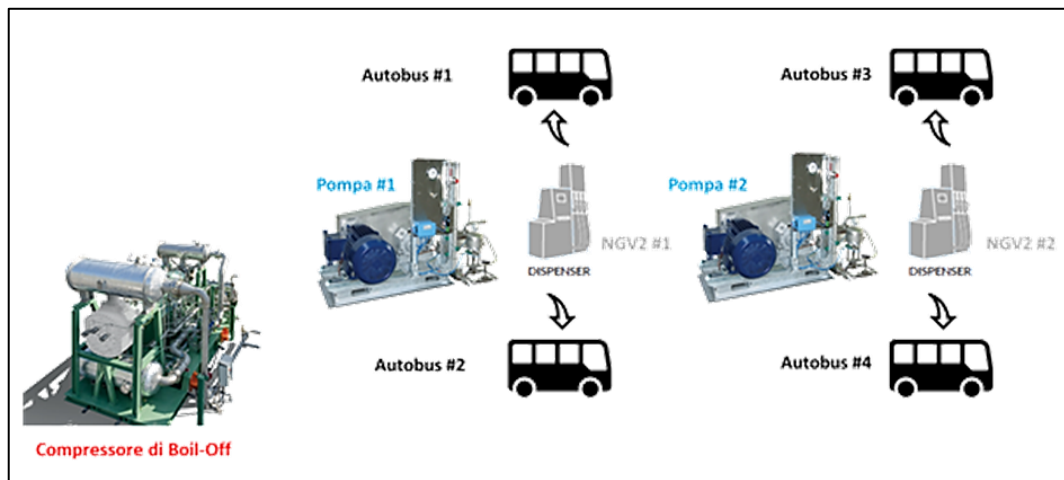


Fig.2.30 - Possibile layout di stazione di rifornimento L-CNG (la disposizione dei singoli elementi è puramente indicativa).

I valori di potenza per il compressore di boil-off ed ulteriori utenze sono stati ottenuti dalla precedente indagine di mercato. La Tab2.16 riepiloga la potenza complessivamente installata in un impianto con il layout di Fig.2.30.

Potenza Complessivamente Installata nell'Impianto L-CNG		
Pompe criogeniche	60	kW
Compressore boil-off (valore mediato da dati bibliografici)	10	kW
Altre Utenze (erogatori, luci, PLC, ...) (valore da indagine di mercato)	5	kW
<b>Potenza Totale</b>	<b>75</b>	<b>kW</b>

Tab2.16 - Riepilogo della potenza complessivamente installata nella stazione L-CNG.

### 2.3.5 – Analisi economica: confronto impianto CNG e L-CNG

L'analisi economica svolta nell'ambito della presente attività è finalizzata ad operare un confronto di massima fra i costi associati alle due soluzioni di impianto, vale a dire stazione CNG e L-CNG. A tale proposito sono state assunte le seguenti ipotesi:

1. Alcune voci di costo sono comuni ad entrambe le tipologie di impianto, quali, a titolo esemplificativo e non esaustivo: costi progettuali, costi di allaccio alla rete elettrica, costi di illuminazione, costi di recinzione e di altre opere civili, oneri di urbanizzazione, costo del personale, .... A tal proposito, i costi di investimento

(CAPEX) e di esercizio (OPEX) associati alle due soluzioni, peserebbero in ugual misura e, pertanto, sono stati omessi nella valutazione economica.

2. Ai fini della stima dei consumi energetici annui si considera l'impianto funzionante un totale di 261 gg/anno (come da Tabelle trasmesse dall'azienda).
3. Il tempo di funzionamento giornaliero dell'impianto è stato stimato a partire dal consumo medio giornaliero (fornito dall'azienda) e dalla portata elaborata (calcolata). Si assume che durante questo tempo, i compressori/pompe funzionino a piena potenza. È inteso che il tempo di funzionamento dipende dalla logistica di rifornimento che l'azienda intenderà adottare (non specificata).
4. L'ammortamento del CAPEX è basato su un periodo di 10 anni, con un tasso annuo del 5%, in linea con quanto esaminato in letteratura [61]. Sulla base dei suddetti valori, il fattore di recupero del costo capitale, CRF, può essere stimato come:

$$CRF = \frac{Tasso}{1 - (1 + Tasso)^{-anni}} = 0.13 \quad (2.11)$$

Il costo di investimento annuo sarà, pertanto, dato da:

$$Costo\ Annuo = CRF * CAPEX \quad (2.12)$$

5. Nell'analisi economica non si tiene in conto di eventuali ricavi derivanti dalla vendita del gas naturale ai mezzi della flotta AMA.
6. I costi unitari dell'energia elettrica, dei due combustibili (CNG ed LNG) ed i costi di investimento e manutenzione assunti nella presente analisi sono riportati in Tab2.17:

<b>Costo Energia Elettrica [€/kWh]</b>					<b>0.22755</b>
<i>Anno</i>	<i>2019</i>	<i>2020</i>	<i>2021</i>	<i>attuale</i>	<i>2023</i>
<b>Costo Medio CNG [€/kg]</b>	<b>0.21</b>	<b>0.15</b>	<b>0.65</b>	<b>1.30</b>	<b>0.78</b>
<b>Costo Medio LNG [€/kg]</b>	<b>0.42</b>	<b>0.36</b>	<b>0.90</b>	<b>1.60</b>	<b>1.05</b>
<b>CAPEX + Manutenzione CNG [€]</b>					<b>750000</b>
<b>CAPEX L-CNG [€]</b>					<b>750000</b>
<b>Manutenzione L-CNG [€/mese]</b>					<b>1500</b>

Tab2.17 - Riepilogo dei costi energetici e del combustibile impiegati nella presente analisi.

- Per il costo unitario (€/kWh) dell'energia elettrica è stato assunto il prezzo medio (alla data di accesso al sito) riportato sul sito del Gestore dei Mercati Energetici (GME).
- Il costo medio unitario del CNG (€/kg) è stato calcolato come la somma del costo medio del CNG (quotazione TTF) e del costo di trasporto, variabile fra 0.5-0.9 €/MWh, secondo dati comunicati a CITRAMS durante l'indagine di mercato.
- Il costo medio unitario del LNG (€/kg) è stato calcolato come la somma del costo medio del CNG (quotazione TTF, [62]) e del costo di trasporto franco destino al sito di L'Aquila, assunto variabile fra 9-18 €/MWh, secondo dati comunicati a CITRAMS durante l'indagine di mercato.
- Per i costi di investimento e di manutenzione di entrambe le tipologie di impianto sono stati considerati i valori reperiti durante la fase di indagine di mercato.

Il **costo annuo dell'energia elettrica**,  $C_{en.el}$ , per le due soluzioni impiantistiche può essere calcolato come il prodotto fra il consumo annuo di combustibile,  $c_{kg}$ , il consumo specifico,  $c_{kWh}$ , ed il costo medio dell'energia elettrica,  $C'_{en.el}$ :

$$C_{en.el} \left[ \frac{\text{€}}{\text{anno}} \right] = c_{kg} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{anno}} \right] * c_{kWh} \left[ \frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \right] * C'_{en.el} \left[ \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right] \quad (2.13)$$

I dati di input necessari per stimare il costo annuo dell'energia elettrica sono riportati in Tab2.18 ed i risultati del calcolo sono graficamente illustrati in Fig.2.31.

Costo Annuo Energia Elettrica	
Potenza Installata CNG	417 kW
Potenza Installata L-CNG	75 kW
Giorni Lavorativi	261 gg/anno
Consumo Annuo	2723 t/anno
Consumo Specifico CNG (portata da Hp. #3)	0.347 kWh/kg
Consumo Specifico L-CNG (portata da Hp. #3)	0.063 kWh/kg
Costo Medio Energia Elettrica	0.22755 €/kWh

Tab2.18 - Dati di input per il calcolo del costo annuo dell'energia elettrica per le due soluzioni impiantistiche.

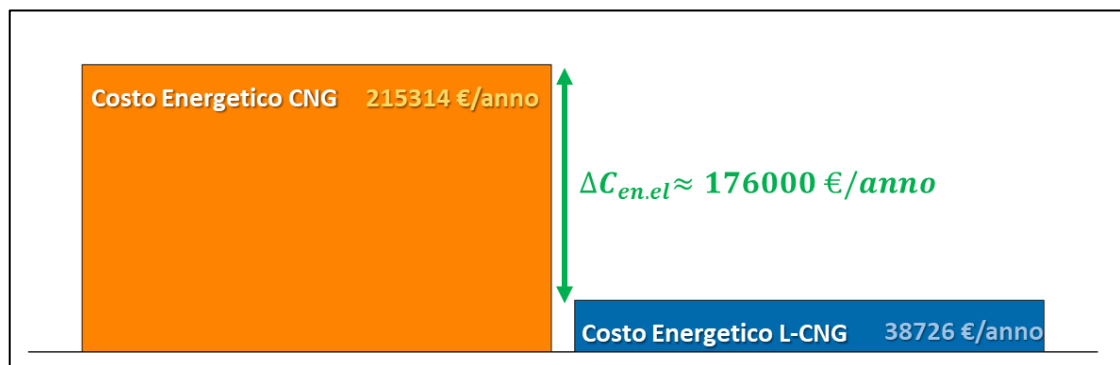


Fig.2.31 - Confronto dei costi dell'energia elettrica per le due tipologie di impianto.

Le maggiori potenze richieste, a parità di portata di gas erogata, dai compressori CNG rispetto alle pompe criogeniche L-CNG comportano costi annui dell'energia elettrica di oltre 5 volte superiori nel caso CNG. Sebbene il calcolo risenta dell'ipotesi di compressori/pompe operanti a piena potenza, certamente fornisce un'indicazione del sostanziale risparmio energetico della soluzione impiantistica L-CNG rispetto alla soluzione CNG.

Il **costo annuo del combustibile**,  $C_{comb}$ , può essere stimato come il prodotto fra il consumo annuo di combustibile,  $c_{kg}$ , ed il suo costo medio,  $C'_{comb}$ :

$$C_{comb} \left[ \frac{\text{€}}{\text{anno}} \right] = c_{kg} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{anno}} \right] * C'_{comb} \left[ \frac{\text{€}}{\text{kg}} \right] \quad (2.14)$$

Il calcolo risente, evidentemente, delle fluttuazioni del costo del gas naturale: a tale proposito è stata condotta un'analisi parametrica dei costi di acquisto del combustibile, considerando il costo medio dal 2019 fino al costo stimato al 2023. I risultati del calcolo sono riassunti in Tab2.19 e Fig.2.32:

Costo Annuo del Combustibile					
Consumo Annuo (CNG o LNG)	2723 t/anno				
Anno	2019	2020	2021	attuale	2023
Costo Annuo CNG [M€/anno]	0.569	0.406	1.772	3.515	2.145
Costo Annuo LNG [M€/anno]	1.146	0.969	2.458	4.436	2.867

Tab2.19 - Costo annuo del combustibile dal 2019 al 2023.

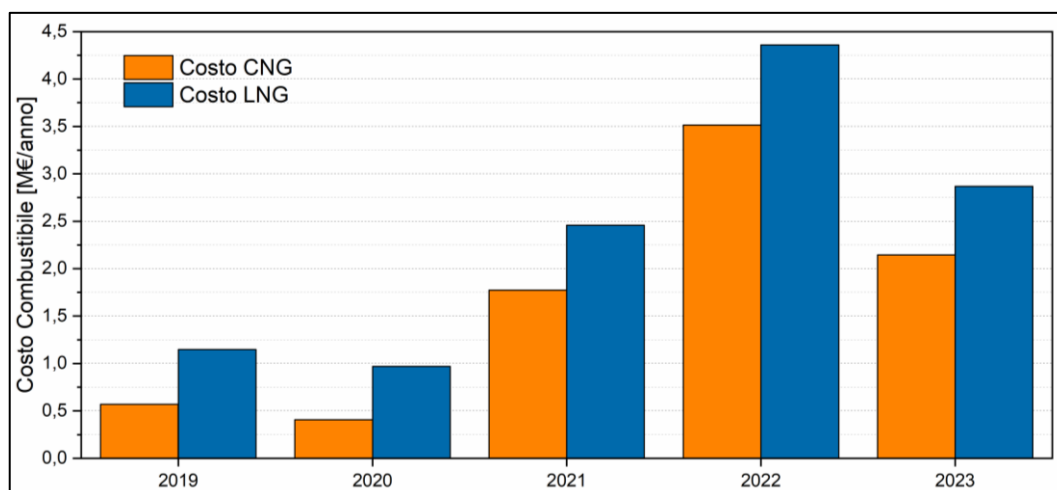


Fig.2.32 - Variabilità dei costi annui di CNG ed LNG in funzione del costo medio dal 2019 al 2023.

La differenza di costo fra CNG e LNG è attribuita esclusivamente ai costi di trasporto del LNG franco destino a L'Aquila.

I **costi di investimento e di manutenzione** relativi alle due soluzioni impiantistiche sono stati stimati sulla base dell'indagine di mercato. I costi di manutenzione sono stati considerati all'interno del CAPEX. I costi di investimento sono stati annualizzati, considerando un tempo di ammortamento dell'investimento di 10 anni con un tasso del 5%. I risultati della stima dei **costi totali annuali** delle due situazioni impiantistiche sono riportati in Tab2.20 e Fig.2.33.

<b>Impianto CNG</b>	<b>Costo Annuo [€/anno]</b>	<b>Costo Specifico [€/kg]</b>
CAPEX (compresa Manutenzione)	97128	0.036
OPEX: Costo Energia	215314	0.079
OPEX: Costo Combustibile	3515342	1.29
<b>Totale CNG</b>	<b>3827785</b>	<b>1.40</b>
<b>Impianto L-CNG</b>	<b>Costo Annuo [€/anno]</b>	<b>Costo Specifico [€/kg]</b>
CAPEX (compresa Manutenzione)	120439	0.044
OPEX: Costo Energia	38726	0.014
OPEX: Costo Combustibile	4359460	1.60
<b>Totale L-CNG</b>	<b>4518625</b>	<b>1.66</b>

Tab2.20 - Riepilogo costi totali CAPEX e OPEX per le due stazioni di rifornimento.

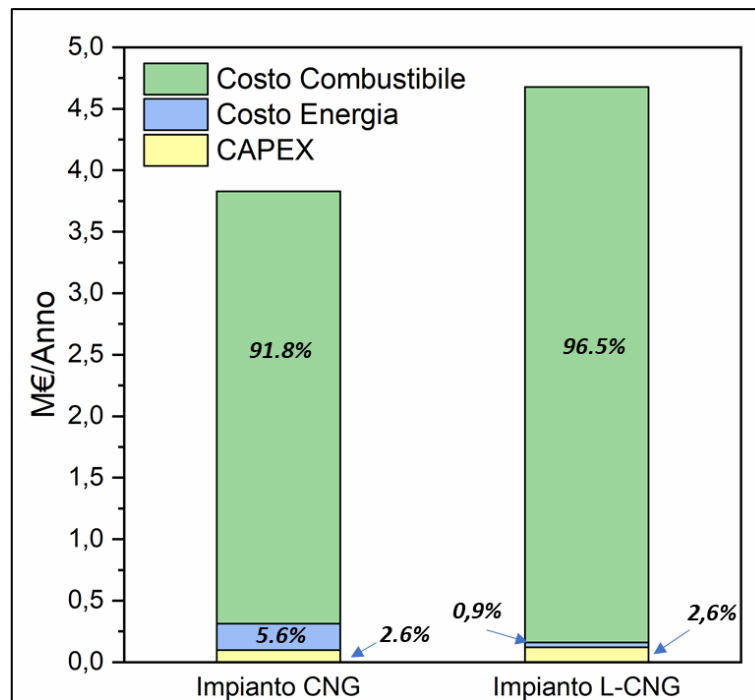


Fig.2.33 - Confronto CAPEX ed OPEX fra impianto CNG e impianto L-CNG. Le percentuali sono relative alla composizione del costo totale annuo.

I costi annui relativi alla stazione di rifornimento CNG si attestano attorno ai 3.8 M€, contro gli oltre 4.5 M€ della stazione L-CNG. In altri termini, annualmente la soluzione CNG risulta all'incirca il 15% meno onerosa, anche a fronte di maggiori costi di investimento e dell'energia elettrica necessaria per il funzionamento dell'impianto. A tale proposito, in è stata messa in evidenza l'incidenza percentuale di ciascuna voce di costo (energia, combustibile e CAPEX annuo) sul costo annuo totale. Nel caso L-CNG, il costo del combustibile incide per oltre il 96.5% sul costo totale annuo. Nel caso di stazione CNG tale incidenza diminuisce al 91.8%, mentre aumenta l'incidenza dei costi dell'energia elettrica necessaria per il funzionamento dell'impianto.

## 2.4 – Osservazioni finali

L'attività descritta nel presente Capitolo è mirata ad investigare le possibili alternative tecnologiche a disposizione delle aziende del TPL per migliorare l'impatto ambientale delle proprie flotte autobus nella transizione verso una mobilità a zero emissioni.

È stata, pertanto, condotta una valutazione preliminare delle tipologie di alimentazione di autobus attualmente sul mercato. I risultati dello studio hanno evidenziato la chiara necessità di sostituire repentinamente gli autobus alimentati a gasolio con tecnologie dal minore impatto ambientale. L'elettrificazione delle flotte rappresenta, certamente, la soluzione definitiva nel lungo orizzonte temporale. Tuttavia, a causa di numerose barriere economiche, tecnologiche e ambientali, tale soluzione non è sufficientemente matura e la transizione verso la mobilità NZE dovrà necessariamente attraversare due fasi temporali:

- **Fase I: breve/medio termine:** la riduzione delle emissioni dirette di GHG nei trasporti del 43.7% richiederà l'utilizzo di un mix di soluzioni tecnologiche già disponibili sul mercato. Infatti, come evidenziato dai risultati della valutazione, le soluzioni più mature (autobus NG, ibridi e HVO) consentono di ottenere numerosi benefici rispetto agli autobus a gasolio. D'altro canto, le tecnologie emergenti (BEV e FCEV) rappresentano soluzioni più efficaci ai problemi

ambientali, ma attualmente presentano notevoli problemi in termini di TRL e costi elevati. Da questo punto di vista, molto dipenderà dalle politiche e dai finanziamenti futuri per sostituire gli autobus a combustione interna alimentati a combustibili fossili con una nuova generazione di veicoli elettrici a zero emissioni dirette.

- **Fase II: medio/lungo termine:** la riduzione del 90% delle emissioni di GHG nei trasporti richiederà lo sviluppo di tecnologie e soluzioni innovative, fra cui: i) sistemi di ricarica elettrica intelligenti e distribuiti, ii) incremento della produzione e utilizzo di vettori energetici da fonte energetica rinnovabile e realizzazione delle relative infrastrutture di supporto iii) diffusione del vettore idrogeno e relativa rete infrastrutturale, iv) sviluppo di sistemi di stoccaggio di energia elettrica innovativi, v) sviluppo di tecnologie di intelligenza artificiale a supporto dei sistemi di guida autonoma, aumentando l'attuale livello di automazione a bordo del veicolo, vi) sviluppo di materiali avanzati per la riduzione delle masse dei veicoli.

Nel breve termine le tecnologie che prevedono l'impiego di gas naturale possono rappresentare una soluzione, specialmente per lunghe percorrenze. Oltre a rispondere a problematiche di dipendenza energetica, infatti, il gas naturale può essere efficacemente prodotto a partire da biomasse e rifiuti.

Il Capitolo prosegue, quindi, con la descrizione di un'attività svolta per conto di un'azienda di TPL abruzzese, mirata al rinnovo parziale del parco veicoli con mezzi alimentati a gas ed alla realizzazione dell'infrastruttura abilitante.

I risultati di un'analisi di natura tecnico/economica/ambientale hanno evidenziato come effettivamente il gas naturale presenti diversi potenziali vantaggi rispetto al gasolio:

- La sostituzione di autobus a gasolio con autobus a GN certamente migliorerebbe l'impatto ambientale, soprattutto con riferimento ad una pathway di produzione di gas a partire da fonti rinnovabili;
- I consumi di combustibile degli autobus a metano sono comparabili con quelli dei mezzi a gasolio. Per questo motivo, ed in virtù dei maggiori costi di investimento richiesti per gli autobus a metano, la convenienza economica del gas naturale non è scontata ed è strettamente legata alle fluttuazioni del costo del combustibile.
- Per quanto riguarda l'infrastruttura di ricarica, fra le diverse possibilità investigate, la soluzione economicamente più conveniente nel caso in esame è una stazione di rifornimento CNG, data anche la presenza di metanodotto nel sito destinato alla sua realizzazione.
- Una stazione di rifornimento L-CNG potrebbe risultare vantaggiosa soltanto nel caso in cui, nel breve periodo, l'azienda di TPL fosse intenzionata ad introdurre un considerevole numero di mezzi alimentati a LNG nel proprio parco veicoli.
- Dato che sia per la stazione CNG che L-CNG la voce di costo che maggiormente incide sul costo finale di gestione è rappresentata dal combustibile, non è da escludere che, nell'ottica di futuri incentivi per l'impiego di LNG e/o biometano liquido per autotrazione, la soluzione L-CNG possa risultare più conveniente.



## Indice delle figure

Fig.2.1 - Et� media del parco autobus del TPL in Italia. Elaborazione personale da [4].	17
Fig.2.2 - Radiazioni di autobus dal 2010 al 2019. Elaborazione personale da [3].	17
Fig.2.3 - (a) Parco circolante autobus per Normativa Euro nel 2019. (b) Emissioni di inquinanti per tipologia di autobus in Italia.	18
Fig.2.4 - Numero di autobus a trazione alternativa al gasolio immatricolati in Italia dal 2014 ad oggi. Elaborazione personale da [17].	22
Fig.2.5 - Autonomia massima per le diverse tecnologie di autobus.	23
Fig.2.6 - Andamento dei prezzi del petrolio greggio (Brent) e del gas naturale (TTF) negli ultimi anni.	25
Fig.2.7 - Pressione media effettiva (sinistra) e potenza specifica (destra) dei motori alimentati a gas naturale [37].	35
Fig.2.8 - Schema di funzionamento e riepilogo dei principali vantaggi e svantaggi di impiego di un motore LBSI.	36
Fig.2.9 - Schema di funzionamento e riepilogo dei principali vantaggi e svantaggi di impiego di un motore SI con combustione stechiometrica.	38
Fig.2.10 - Schema di funzionamento e riepilogo dei principali vantaggi e svantaggi di impiego di un motore dual-fuel.	40
Fig.2.11 - Schema di funzionamento e riepilogo dei principali vantaggi e svantaggi di impiego di un motore HPDI.	41
Fig.2.12 - Esempi di sistemi di accensione avanzati.	42
Fig.2.13 - Tipico workflow per il rifornimento del CNG a bordo veicolo.	44
Fig.2.14 - Tipologia di stazioni di CNG. (a) Tipica configurazione di una On-Line station con possibilit� di ricarica anche di carro bombolaio (Mother Station). (b) Tipica configurazione di una Daughter Station [47].	45
Fig.2.15 - Tipica configurazione di stazione di rifornimento Fast-Fill di tipo a cascata, con stoccaggio a tre livelli di pressione. A=compressore volumetrico; B=pannello di priorit�; C=sistema di accumulo; D=dispenser [47].	46

Fig.2.16 - Tipica configurazione di stazione di rifornimento Fast-Fill di tipo buffer, con stoccaggio ad un livello di pressione. A=compressore volumetrico; B=pannello di priorità; C=sistema di accumulo [47].	47
Fig.2.17 - Tipica configurazione di stazione di rifornimento Time-Fill. A=compressore volumetrico; B=pannello di priorità; D=dispenser [47].	48
Fig.2.18 - Tipica configurazione di stazione di rifornimento L-LNG [48].	49
Fig.2.19 - Tipica configurazione di stazione di rifornimento L-CNG [48].	49
Fig.2.20 - Tipico workflow di un'analisi Well-To-Wheel.	51
Fig.2.21 - Principali categorie in cui sono suddivisi i risultati JEC dell'analisi WtT [12]	52
Fig.2.22 - Risultati analisi WtT. (a) Consumi energetici per le diverse pathways. (b) Emissioni di gas serra per le diverse pathways.	54
Fig.2.23 - Ricostruzione del percorso e del profilo altimetrico.	55
Fig.2.24 - Risultati analisi WtW. Confronto fra consumi energetici (a) ed emissioni di CO <sub>2</sub> (b) per le diverse pathways del gas naturale.	57
Fig.2.25 - Risultati dello studio parametrico del costo di rifornimento annuo per autobus a GNC.	60
Fig.2.26 - Riepilogo della stima della portata oraria di gas nelle diverse ipotesi.	66
Fig.2.27 - Effetto della portata erogata sulla potenza di compressione a parità di pressione di mandata ed aspirazione e con un compressore a 4 stadi.	67
Fig.2.28 - Effetto della pressione di aspirazione sulla potenza di compressione a parità di pressione di mandata e di portata elaborata (il numero di stadi è stato variato al variare della pressione di aspirazione).	68
Fig.2.29 - Possibile layout di stazione di rifornimento CNG (la disposizione dei singoli elementi è puramente indicativa).	69
Fig.2.30 - Possibile layout di stazione di rifornimento L-CNG (la disposizione dei singoli elementi è puramente indicativa).	70
Fig.2.31 - Confronto dei costi dell'energia elettrica per le due tipologie di impianto.	72

Fig.2.32 - Variabilità dei costi annui di CNG ed LNG in funzione del costo medio dal 2019 al 2023.....	73
Fig.2.33 - Confronto CAPEX ed OPEX fra impianto CNG e impianto L-CNG. Le percentuali sono relative alla composizione del costo totale annuo. ....	74

## Indice delle tabelle

Tab2.1 - Emissioni specifiche di gas serra per diverse tecnologie e pathways del combustibile [7], [9]–[11].	20
Tab2.2 - Emissioni locali di NO <sub>x</sub> e PM <sub>10</sub> per le diverse tecnologie [8].	21
Tab2.3 - Costi tipici associati all'acquisto di un autobus da 12 m per diverse tecnologie [7], [8], [22].	25
Tab2.4 - Panoramica dei risultati della valutazione. P=Scarso; A=Accettabile; G=Buono; E=Eccellente.	27
Tab2.5 - Proprietà chimico-fisiche dei combustibili convenzionali e a base di metano. Elaborazione personale da [14].	31
Tab2.6 - Standard di emissione delle sostanze inquinanti per veicoli heavy-duty Euro VI	32
Tab2.7 - Principali tecnologie di utilizzo del gas naturale per motori heavy-duty.	35
Tab2.8 - Dati di input e risultati analisi TtW.	56
Tab2.9 - Costi medi di gasolio e gas naturale nel 2020 dichiarati dall'azienda di TPL.	59
Tab2.10 - Riepilogo delle principali informazioni fornite dall'azienda per la valutazione economica preliminare di costi associati alla realizzazione di un impianto di distribuzione di metano.	61
Tab2.11 - Principali informazioni ottenute mediante un'indagine di mercato di dettaglio.	62
Tab2.12 - Risultati della stima di portata richiesta a compressori/pompe dell'impianto per le diverse ipotesi.	65
Tab2.13 - Numero di stadi di compressione in funzione della pressione di aspirazione: pressione di mandata 250 bar [50].	66
Tab2.14 - Riepilogo della potenza complessivamente installata nella stazione CNG.	69
Tab2.15 Esempio di datasheet di pompe volumetriche criogeniche.	69
Tab2.16 - Riepilogo della potenza complessivamente installata nella stazione L-CNG.	70

Tab2.17 - Riepilogo dei costi energetici e del combustibile impiegati nella presente analisi. .....	71
Tab2.18 - Dati di input per il calcolo del costo annuo dell'energia elettrica per le due soluzioni impiantistiche. ....	72
Tab2.19 - Costo annuo del combustibile dal 2019 al 2023.....	73
Tab2.20 - Riepilogo costi totali CAPEX e OPEX per le due stazioni di rifornimento....	73

## Riferimenti

- [1] Istat, *Rapporto annuale. La situazione del paese nel 2021*. Istat, 2021.
- [2] P. Europeo, “Direttiva 2014/94/UE sulla realizzazione di un’infrastruttura per i combustibili alternativa.” Office for Official Publications of the European Communities, 2014.
- [3] M. Saglietto and R. Area, “Dossier Trasporto passeggeri e mobilità FOCUS sul trasporto collettivo su gomma,” 2020.
- [4] C. D. M.E. Perretti, “Luci e ombre della mobilità urbana in Italia: ripartire dal trasporto pubblico,” 2019.
- [5] “ACI Studi e ricerche - Autoritratto 2020.” [Online]. Available: <https://www.aci.it/laci/studi-e-ricerche/dati-e-statistiche/autoritratto/autoritratto-2020.html>.
- [6] G. H. Tzeng, C. W. Lin, and S. Opricovic, “Multi-criteria analysis of alternative-fuel buses for public transportation,” *Energy Policy*, vol. 33, no. 11, pp. 1373–1383, 2005, doi: 10.1016/j.enpol.2003.12.014.
- [7] S. Dahlgren and J. Ammenberg, “Sustainability assessment of public transport, part II - applying a multi-criteria assessment method to compare different bus technologies,” *Sustain.*, vol. 13, no. 3, pp. 1–32, 2021, doi: 10.3390/su13031273.
- [8] CIVITAS, “Smart Choices for cities: Alternative Fuel Buses,” 2017. [Online]. Available: [http://civitas.eu/sites/default/files/civ\\_pol-08\\_m\\_web.pdf](http://civitas.eu/sites/default/files/civ_pol-08_m_web.pdf).
- [9] EEA, “Greenhouse gas emission intensity of electricity generation by country,” 2021. [https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/daviz/co2-emission-intensity-9/#tab-chart\\_2](https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/daviz/co2-emission-intensity-9/#tab-chart_2) (accessed Mar. 17, 2021).
- [10] C. Villante, M. Anatone, and A. De Vita, “On WTW and TTW specific energy consumption and CO2 emissions of conventional, series hybrid and fully electric buses,” *SAE Int. J. Altern. Powertrains*, vol. 7, no. 1, pp. 5–26, 2018, doi: 10.4271/08-07-01-0001.
- [11] A. Lozanovski, N. Whitehouse, N. Ko, and S. Whitehouse, “Sustainability assessment of fuel cell buses in public transport,” *Sustain.*, vol. 10, no. 5, pp. 1–15, 2018, doi: 10.3390/su10051480.
- [12] M. Prussi, M. Yugo, L. De Prada, M. Padella, R. Edwards, and L. Lonza, *JEC Well-to-Tank report v5*. 2020.
- [13] H2IT, “Piano Nazionale di Sviluppo – Mobilità Idrogeno Italia,” 2019.
- [14] D. A. Hagos and E. Ahlgren, “A state-of-the art review on the development of CNG/LNG infrastructure and natural gas vehicles (NGVs),” *Chalmers Univ. Technol.*, 2018.
- [15] A. Thiruvengadam, M. Besch, V. Padmanaban, S. Pradhan, and B. Demirgok, “Natural gas vehicles in heavy-duty transportation-A review,” *Energy Policy*, vol. 122, no. September 2017, pp. 253–259, 2018, doi: 10.1016/j.enpol.2018.07.052.
- [16] ACEA, “Vehicles in Use Europe 2022,” no. January, pp. 1–21, 2022.
- [17] ACEA, “Medium and Heavy Buses (over 3.5 t) New Registrations by Fuel Type in the European Union,” no. April, pp. 3–6, 2020, [Online]. Available: [https://www.acea.be/uploads/press\\_releases\\_files/ACEA\\_buses\\_by\\_fuel\\_type\\_full-year\\_2019.pdf](https://www.acea.be/uploads/press_releases_files/ACEA_buses_by_fuel_type_full-year_2019.pdf).
- [18] FCHO, “Net Number of FCEVs in Europe | FCHObservatory,” 2022. <https://www.fchoobservatory.eu/observatory/technology-and-market/net-number-of-fcevs> (accessed Mar. 14, 2022).
- [19] U. Albrecht, H. Landinger, R. Pütz, F. Durán Sievers, and R. Wurster, “Analysis of the technical capacity of fuel cell buses for route between different geographical heights,” 2021.

- Accessed: Mar. 15, 2022. [Online]. Available: [www.minenergia.cl](http://www.minenergia.cl).
- [20] MITE, “La Situazione Energetica Nazionale Nel 2020,” 2021.
- [21] UNEM, “Importazioni di petrolio greggio per aree provenienti,” 2022. <https://www.unem.it/numeri-dellenergia/italia/petrolio/> (accessed Mar. 18, 2022).
- [22] A. Ajanovic, A. Glatt, and R. Haas, “Prospects and impediments for hydrogen fuel cell buses,” *Energy*, vol. 235, p. 121340, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121340>.
- [23] M. S. Ziegler and J. E. Trancik, “Re-examining rates of lithium-ion battery technology improvement and cost decline,” *Energy Environ. Sci.*, vol. 14, no. 4, pp. 1635–1651, 2021, doi: [10.1039/D0EE02681F](https://doi.org/10.1039/D0EE02681F).
- [24] H. Ammerman, Y. Ruf, S. Lange, D. Fundulea, and A. Martin, “Fuel Cell Electric Buses - Potential for Sustainable Public Transport in Europe,” p. 74, 2015, [Online]. Available: [http://www.fch.europa.eu/sites/default/files/150909\\_FINAL\\_Bus\\_Study\\_Report\\_OUT\\_0.PDF](http://www.fch.europa.eu/sites/default/files/150909_FINAL_Bus_Study_Report_OUT_0.PDF).
- [25] EIA, “Annual Energy Outlook 2022,” 2022. [Online]. Available: <https://www.eia.gov/outlooks/aeo/>.
- [26] A. Brown *et al.*, “Advanced Biofuels - Potential for Cost Reduction, IEA Bioenergy: Task 41: 2020:01,” *IEA Bioenergy*, pp. 1–88, 2020, [Online]. Available: <https://task39.sites.olt.ubc.ca/files/2020/02/Advanced-Biofuels-Potential-for-Cost-Reduction-Final-Draft.pdf>.
- [27] M. H. Imani, E. Bompard, and P. Colella, “Impact of Wind and Solar Generation on the Italian Zonal Electricity Price,” 2021.
- [28] EC, *Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions. A hydrogen strategy for a climate-neutral Europe*. 2020.
- [29] DOE, “2019 Annual Progress Report: DOE Hydrogen and Fuel Cells Program,” *DOE Hydrog. Fuel Cells Progr. 2019 Annu. Prog. Rep.*, no. April, p. 993, 2020.
- [30] F. Ciancetta, A. Ometto, A. Rotondale, N. Rotondale, G. D’Ovidio, and C. Masciovecchio, “Analysis of flywheel-fuel cell system for mini electrical bus during an urban route,” *2016 Int. Symp. Power Electron. Electr. Drives, Autom. Motion, SPEEDAM 2016*, no. 2, pp. 1093–1098, 2016, doi: [10.1109/SPEEDAM.2016.7525925](https://doi.org/10.1109/SPEEDAM.2016.7525925).
- [31] G. D’Ovidio, C. Masciovecchio, A. Ometto, and C. Villante, “On design of hybrid power unit with partitioned fuel-cell and flywheel energy storage system for city transit buses,” *2020 Int. Symp. Power Electron. Electr. Drives, Autom. Motion, SPEEDAM 2020*, pp. 287–292, 2020, doi: [10.1109/SPEEDAM48782.2020.9161964](https://doi.org/10.1109/SPEEDAM48782.2020.9161964).
- [32] N. G. V. Global, “Current natural gas vehicle statistics,” *Nat. Gas Veh. Knowl. Base*, <http://www.iangv.org/current-ngv-stats>, 2019.
- [33] “A global view of gas - in maps and charts | News and insights | Home.” [Online]. Available: <https://www.bp.com/en/global/corporate/news-and-insights/reimagining-energy/global-view-of-gas-infographic.html>.
- [34] S. E. Eurostat, “Energy Production and Imports. 2020.” .
- [35] J. L. Osorio-Tejada, E. Llera-Sastresa, and S. Scarpellini, “Liquefied natural gas: Could it be a reliable option for road freight transport in the EU?,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 71, no. January, pp. 785–795, 2017, doi: [10.1016/j.rser.2016.12.104](https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.104).
- [36] M. Matchett and J. Dominguez, “LNG Trucks Euro V technical solutions,” no. 321592, 2012.
- [37] B. Coale, J. Kohout, K. Kelly, and J. Gonzales, “Compressed Natural Gas Vehicle

- Maintenance Facility Modification Handbook,” no. September, 2017.
- [38] E. Commission, “Regulation (EU) 2019/1242 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2019 setting CO<sub>2</sub> emission performance standards for new heavy-duty vehicles and amending Regulations (EC) No 595/2009 and (EU) 2018/956 of the European Parliament and of th,” *COM*, 2019.
- [39] Green House Protocol, “Global Warming Potential Values,” *Greenh. Gas Protoc.*, vol. 2014, no. 1995, pp. 2–5, 2015.
- [40] NGVA EUROPE, “NGVA Europe | Europe needs an open legislative framework for decarbonization of the transport sector - NGVA Europe,” 2018. <https://www.ngva.eu/medias/hdv-europe-needs-an-open-legislative-framework-where-all-solutions-contributing-to-the-decarbonization-of-the-transport-sector-and-achieving-air-quality-goals-can-be-assessed-on-fair-terms/> (accessed Feb. 05, 2021).
- [41] M. Bargende, *Natural Gas and Renewable Methane for Powertrains: Future Strategies for a Climate-Neutral Mobility*. 2015.
- [42] A. Wahbi, A. Tsolakis, and J. Herreros, “Emissions Control Technologies for Natural Gas Engines,” Springer, Singapore, 2019, pp. 359–379.
- [43] F. Posada, “CNG Bus Emissions Roadmap : from Euro III to Euro VI,” *Int. Counc. Clean Transp.*, 2009.
- [44] H. M. Cho and B. Q. He, “Spark ignition natural gas engines-A review,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 48, no. 2, pp. 608–618, 2007, doi: 10.1016/j.enconman.2006.05.023.
- [45] C. Huang, W. Shan, Z. Lian, Y. Zhang, and H. He, “Recent advances in three-way catalysts of natural gas vehicles,” *Catal. Sci. Technol.*, vol. 10, no. 19, pp. 6407–6419, 2020, doi: 10.1039/d0cy01320j.
- [46] M. Muralidharan, A. Srivastava, and M. Subramanian, “A Technical Review on Performance and Emissions of Compressed Natural Gas - Diesel Dual Fuel Engine,” *SAE Tech. Pap.*, no. November, 2019, doi: 10.4271/2019-28-2390.
- [47] D. Mumford, D. Goudie, and J. Saunders, “Potential and Challenges of HPDI,” pp. 1–6, 2018.
- [48] A. Post, D. Mumford, R. McDonald, and G. Garner, “Managing cryogenic fuels on heavy-duty HPDI vehicles,” 2020, pp. 97–110.
- [49] V. Rapp, N. Killingsworth, P. Therkelsen, and R. Evans, “Lean-burn internal combustion engines,” in *Lean Combustion: Technology and Control: Second Edition*, Elsevier Inc., 2016, pp. 111–146.
- [50] F. Li, Z. Wang, Y. Wang, and B. Wang, “High-Efficiency and Clean Combustion Natural Gas Engines for Vehicles,” *Automot. Innov.*, vol. 2, no. 4, pp. 284–304, 2019, doi: 10.1007/s42154-019-00075-z.
- [51] “Stazioni di Servizio Metano.” <https://www.gruppotechogas.it/stazioni-di-servizio-metano/> (accessed Jan. 19, 2022).
- [52] “Natural Gas Vehicles (NGVs) | ANGI Energy.” <https://www.angienergy.com/applications/ngv> (accessed Jan. 19, 2022).
- [53] A. N. G. A. Association and the American Gas, “CNG Infrastructure Guide,” [Online]. Available: [https://www.aga.org/sites/default/files/sites/default/files/media/cng\\_infrastructure\\_guide.pdf](https://www.aga.org/sites/default/files/sites/default/files/media/cng_infrastructure_guide.pdf).
- [54] P. C. Hanlon, *Compressor Handbook*. McGraw-Hill, 2001.
- [55] “ISISAN Middle East.” [https://www.isisanengineering.com/projects\\_details/lcng-lng-refueling-stations-3](https://www.isisanengineering.com/projects_details/lcng-lng-refueling-stations-3) (accessed Jan. 20, 2022).



- [56] S. Leonidas, Ntziachristos; Zisis, “EEA Road transport 2019,” *Persepsi Masy. Terhadap Perawatan Ortod. Yang Dilakukan Oleh Pihak Non Prof.*, vol. 53, no. 9, pp. 1689–1699, 2019.
- [57] G. Mellios, “COPERT Training What’s new in version 5.4,” 2020.
- [58] L. Langshaw, D. Ainalis, S. Acha, N. Shah, and M. E. J. Stettler, “Environmental and economic analysis of liquefied natural gas (LNG) for heavy goods vehicles in the UK: A Well-to-Wheel and total cost of ownership evaluation,” *Energy Policy*, vol. 137, no. May, p. 111161, 2020, doi: 10.1016/j.enpol.2019.111161.
- [59] A. E. Bowering, “Evaluation of Technical and Economic Parameters of Natural Gas Delivery Using Compressed Natural Gas (CNG) Technologies PHASE 1,” *JENMAR CONCEPTS*, 2012, [Online]. Available: [https://questcanada.org/wp-content/uploads/2018/08/2012\\_Feasibility-Study-Compressed-Natural-Gas-in-NS-Phase-1.pdf](https://questcanada.org/wp-content/uploads/2018/08/2012_Feasibility-Study-Compressed-Natural-Gas-in-NS-Phase-1.pdf).
- [60] H. P. Bloch, *A Pratical Guide to Compressor Technology*. JOHN WILEY & SONS, 2006.
- [61] F. Mariani, “Cost Analysis of LNG refuelling stations,” no. 321592, p. 62, 2016.
- [62] “EU Natural Gas | 2022 Data | 2023 Forecast | 2010-2021 Historical | Price | Quote.” <https://tradingeconomics.com/commodity/eu-natural-gas> (accessed Jan. 24, 2022).

## Capitolo 3

# Indagini sperimentali e numeriche per la caratterizzazione di spray in applicazioni di iniezione diretta

La caratterizzazione di un getto di combustibile nei motori a combustione interna è di fondamentale importanza per ottenere informazioni quali la morfologia dello spray, la penetrazione del getto, le dimensioni delle gocce di combustibile, la velocità delle singole particelle, etc. Tali grandezze devono essere adeguatamente studiate al fine di:

- Garantire il corretto miscelamento aria/combustibile, in maniera tale da limitare emissioni e consumi del motore;
- Evitare la formazione di depositi liquidi sulla testa del pistone (piston-wetting) e sulle pareti del cilindro (wall-wetting) che, non bruciando, vengono espulsi tal quali (residui carboniosi) o parzialmente bruciati (presenza di incombusti allo scarico) o ancora, possono costituire degli hot-spot generando fenomeni di detonazione;
- Garantire un'adeguata portata di combustibile iniettata per ogni regime di funzionamento: nel caso specifico di iniezione diretta, in particolare, essi possono essere eserciti con carica omogenea stechiometrica (a pieno carico) o con carica stratificata (a carico parziale), con iniezione durante la fase di compressione. Specialmente in quest'ultimo caso il processo di iniezione, che avviene durante la fase di compressione, quando la pressione in camera è elevata, i tempi di iniezione e di formazione della miscela sono ridotti e la portata iniettata deve comunque essere adeguata.

Attraverso le tecniche di indagine sperimentale degli spray di combustibile è possibile comprendere dettagliatamente la fisica del getto e prevedere il comportamento dello stesso al variare dei parametri di iniezione. I continui sviluppi tecnologici della strumentazione, quale sorgenti luminose/laser, fotocamere digitali, dispositivi elettronici per il controllo/misurazione e componenti hardware dei computer, hanno consentito notevoli progressi nel settore delle tecniche di indagine ottica. Quest'ultime consentono la misurazione dei parametri caratteristici di uno spray in maniera non intrusiva, ossia senza influenzare il processo investigato, e l'analisi di fenomeni transitori con elevata risoluzione spaziale e temporale.

Tuttavia, a causa delle piccole scale temporali che caratterizzano il processo di evoluzione dello spray, della complessa natura dinamica dell'interazione del combustibile con il flusso di aria circostante, e della densità del fluido in corrispondenza delle sezioni di uscita degli iniettori, una misura quantitativa dei parametri di miscelazione aria-combustibile mediante indagini sperimentali può risultare estremamente complessa [1].

I modelli di fluidodinamica computazionale (CFD) sono ormai uno strumento predittivo consolidato che consente di ottenere una ricostruzione completa dei getti ad alta pressione fornendo informazioni altrimenti non disponibili con la maggior parte delle tecniche ottiche sperimentali. A tal riguardo, nel presente capitolo sono presentati i risultati relativi a due

diversi studi di natura teorico/sperimentale/numerico per la caratterizzazione di spray per applicazioni di iniezione diretta:

- **Caratterizzazione di getti di combustibili gassosi ad alta pressione:** a seguito di uno studio approfondito sulla formazione di getti sotto-espansi e conseguente nascita di onde d'urto, è stato implementato un setup sperimentale per la visualizzazione di spray gassosi e la misura delle loro principali caratteristiche (penetrazione assiale, angolo di cono, morfologia, dischi di Mach,...). Parallelamente, il candidato ha collaborato all'implementazione ed allo sviluppo di modelli di calcolo CFD per lo studio del processo di iniezione. L'attività sperimentale è stata svolta presso il Laboratorio Spray dell'Istituto di Scienze e Tecnologie per l'Energia e la Mobilità Sostenibile (STEMS) del CNR di Napoli.
- **Caratterizzazione di getti di combustibili liquidi in condizioni di flash-boiling:** il candidato ha collaborato alla scrittura di un codice CFD in grado di simulare correttamente il breakup delle gocce di un combustibile iniettato in condizioni di flash-boiling. Il codice è stato sviluppato mediante il software open-source OpenFOAM e validato mediante le misure sperimentali condotte presso il Laboratorio Spray dell'Istituto di Scienze e Tecnologie per l'Energia e la Mobilità Sostenibile (STEMS) del CNR di Napoli.

## 3.1 - Studi teorici sul processo di iniezione diretta di gas naturale e benzina

### 3.1.1 - Motori ad accensione comandata ed iniezione diretta

Per poter comprendere i principali vantaggi di impiego di tecniche di iniezione diretta rispetto all'iniezione indiretta sono necessarie alcune nozioni preliminari, brevemente riportate di seguito.

Un combustibile per bruciare ha bisogno di essere miscelato con l'aria comburente; a seconda che la miscela venga formata all'esterno o all'interno del cilindro si parla, rispettivamente, di carica premiscelata o non-premiscelata. In particolare, una carica premiscelata si ottiene iniettando il combustibile nel flusso d'aria, prima dell'ingresso in camera di combustione (**iniezione indiretta**), con il risultato di una miscela omogenea aria/combustibile. Viceversa, se il combustibile è iniettato direttamente nel cilindro (**iniezione diretta**), tardi durante la fase di compressione, è possibile ottenere quella che si definisce una carica stratificata. Al tempo stesso, anticipando l'iniezione diretta nella fase di aspirazione, il combustibile ha comunque il tempo necessario per formare una miscela omogenea con l'aria.

Nei motori ad accensione comandata, per la formazione della miscela, si ha una regolazione basata sulla quantità di aria aspirata, regolata tramite la valvola a farfalla: la quantità di combustibile introdotta è sempre la stessa, mentre varia la quantità di aria aspirata, regolando l'apertura della valvola (Fig.3.1).

La regolazione mediante valvola a farfalla è fortemente dissipativa e comporta perdite in fase di aspirazione, dette perdite di pompaggio. Con l'iniezione diretta si può, invece, regolare il motore variando soltanto la quantità di combustibile iniettato, eliminando le perdite dovute alla strozzatura della valvola a farfalla.

L'iniezione diretta consente, inoltre, anche un aumento della potenza complessiva del motore, in quanto limita la riduzione del coefficiente di riempimento - definito come il rapporto fra la quantità d'aria effettivamente aspirata nel cilindro e quella massima

teoricamente aspirabile - tipica dell'iniezione indiretta. Iniettando il combustibile nel collettore di aspirazione, infatti, si sottrae una parte del volume a disposizione dell'aria comburente e, di conseguenza, si ha una riduzione del coefficiente di riempimento. Ciò può essere evitato iniettando il combustibile direttamente all'interno del cilindro. Inoltre, nel caso di combustibili liquidi, l'iniezione diretta comporta un ulteriore vantaggio associato all'evaporazione del liquido in camera, con conseguente sottrazione di calore latente all'aria all'interno del cilindro con conseguente suo raffreddamento. La minore temperatura dell'aria ne determina un aumento di densità permettendo di introdurre una quantità maggiore di comburente in camera di combustione, con conseguente aumento del coefficiente di riempimento.

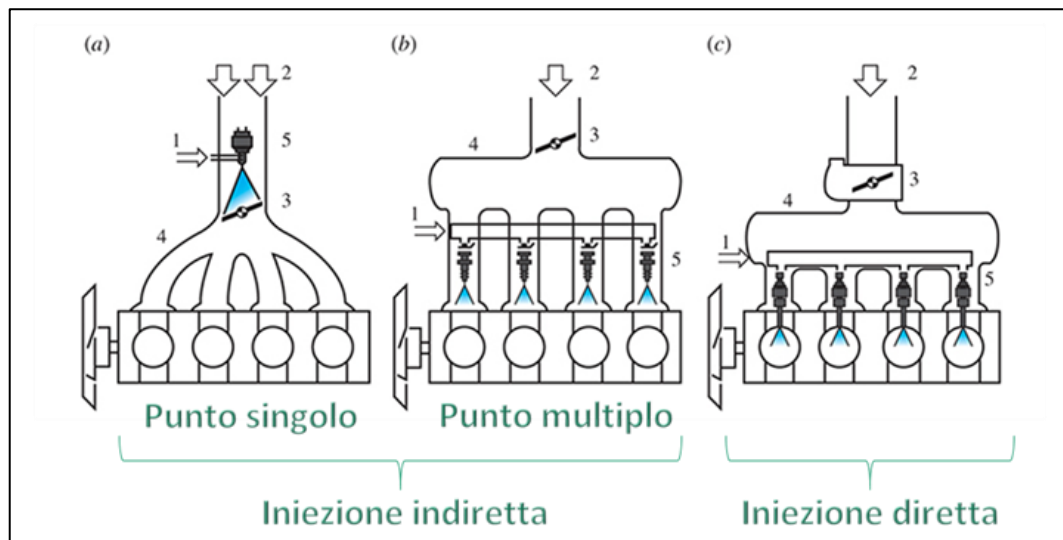


Fig.3.1 - Tecniche di iniezione indiretta ed indiretta del combustibile in camera di combustione [2].

Un ulteriore vantaggio dell'iniezione diretta risiede nella possibilità di esercire il motore con diversi rapporti di dosatura aria/combustibile. Nei motori ad iniezione indiretta, generalmente, la miscela è stechiometrica, vale a dire che nella carica è presente la quantità di ossigeno strettamente necessaria per far avvenire tutte le reazioni di ossidazione in maniera completa. Al contrario, una miscela è povera quando è presente una quantità di ossigeno maggiore di quanto sia necessario per bruciare tutto il combustibile. Il vantaggio di esercire un motore con una carica magra risiede in un aumento del rapporto fra i calori specifici della miscela aria/combustibile rispetto alle condizioni stechiometriche, che a sua volta determina minori consumi a seguito dell'aumento del rendimento termico,  $\eta_{th}$ , definito come:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{CR^{\gamma-1}} \quad (3.1)$$

con  $\gamma$  il rapporto fra i calori specifici della miscela e  $CR$  il rapporto di compressione. Dall'equazione (3.1) si deduce anche che un'ulteriore possibilità per aumentare il rendimento volumetrico risiede nell'aumento del rapporto di compressione. Tuttavia, nei motori ad accensione comandata si ha un limite sull'aumento di tale parametro, dettato dalla possibilità di un meccanismo di combustione anomala, definito detonazione. In particolare, all'aumentare del rapporto volumetrico di compressione, aumenta la temperatura della miscela, ancor prima dell'innesco. Quando la miscela viene accesa, la temperatura in alcuni punti della camera può raggiungere valori talmente elevati da determinare l'autoaccensione di parte della carica, prima che venga raggiunta dal fronte di fiamma. Ciò genera dei picchi

di pressione all'interno del cilindro, che portano al danneggiamento delle pareti dello stesso e della testa del pistone. Quanto più è elevato il numero di ottano del combustibile, tanto più è possibile aumentare il rapporto di compressione senza incorrere in detonazione.

Nell'iniezione diretta la polverizzazione del combustibile raffredda la carica presente nel cilindro permettendo il raggiungimento di un maggior rapporto di compressione rispetto ai motori ad iniezione indiretta. In tal modo si riescono a raggiungere valori del rapporto di compressione anche di 12/1 contro il massimi valori tipici dell'iniezione indiretta di 10/1.

Risulta pertanto evidente che soprattutto a bassi/medi carichi sarebbe particolarmente benefico, ai fini dei consumi specifici, operare con una miscela globalmente magra all'interno del cilindro, pur mantenendo nella zona dove si innesca il processo di combustione un rapporto stechiometrico. Viceversa, a pieno carico, dal punto di vista dell'aumento della potenza, è opportuno operare con una carica stechiometrica o leggermente ricca, come illustrato in Fig.3.2:

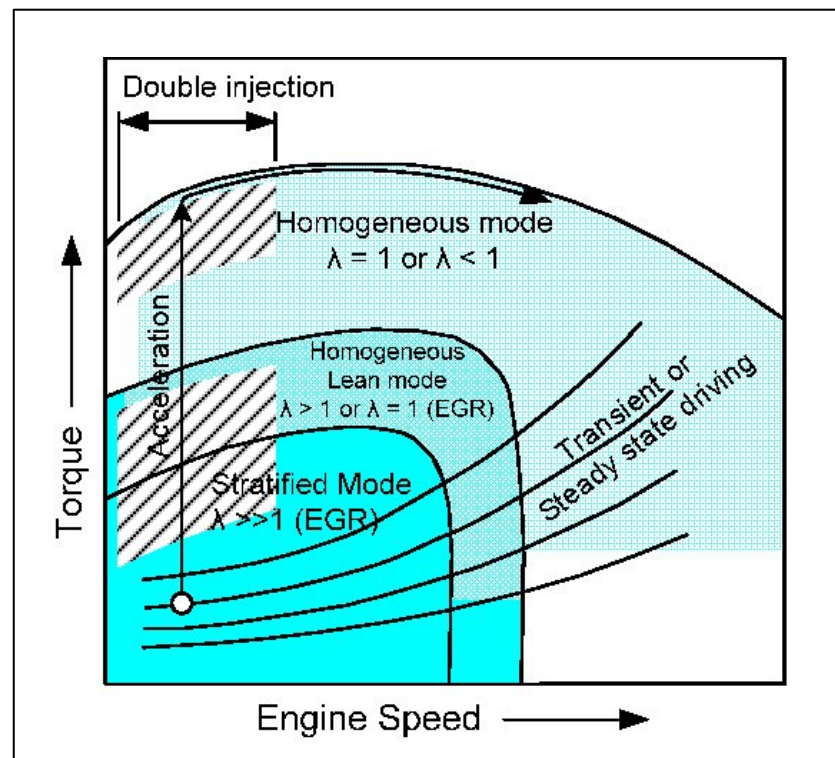


Fig.3.2 - Modalità di esercizio per i motori DI [3].

Da questo punto di vista, i motori DI consentono tre distinte possibilità di esercizio:

- a **carica stratificata**, con miscela globalmente povera, per basse velocità e bassi carichi;
- a **carica omogenea con miscela povera**, medie velocità e carichi;
- a **carica omogenea con miscela stechiometrica**, per alte velocità e carichi.

La modalità a **carica stratificata** è utilizzata principalmente per basse velocità o velocità costante del veicolo, quando non è richiesta la sua accelerazione. Deve essere iniettata una piccola quantità di combustibile prima dell'accensione ed in prossimità della candela. Ciò permette di utilizzare miscele particolarmente povere, con rapporto aria/combustibile molto elevato, situazione inconciliabile con i motori a iniezione indiretta. Una tale modalità non può essere utilizzata ad elevati carichi, in quanto richiederebbe una miscela ricca al punto tale da produrre particolato; inoltre non può essere utilizzata ad elevate velocità del motore in quanto la stratificazione sarebbe impossibile a causa dell'elevata turbolenza nel cilindro. Pertanto, a range di velocità e coppia elevati il motore è esercito a carica omogenea.

Per la formazione di una miscela stratificata si possono utilizzare le tecniche schematizzate in Fig.3.3:

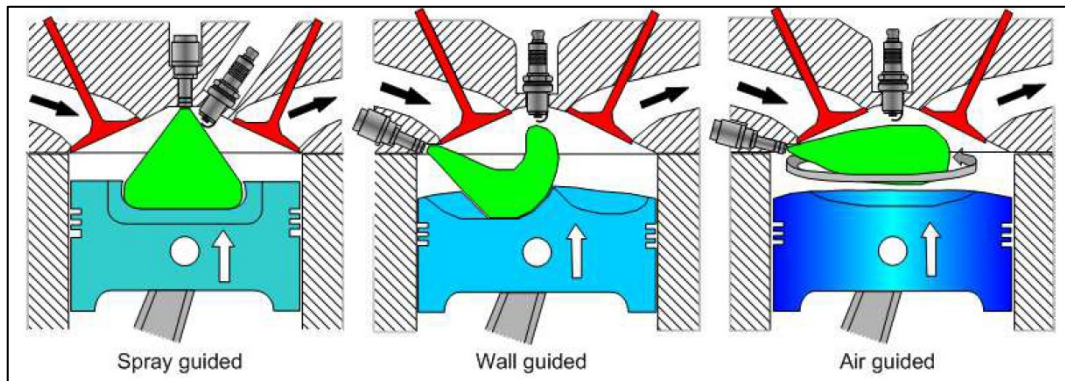


Fig.3.3 - Tecniche di formazione della miscela [4].

- **Tecnica *spray guided***: lo spray viene direzionato per mezzo di un iniettore multiforo posto in prossimità della candela. L'inizio dell'iniezione è molto prossimo all'istante di accensione e sono richieste elevate pressioni di iniezione per facilitare la polverizzazione e l'evaporazione del getto.
- **Tecnica *wall guided***: il combustibile è trasportato in prossimità della candela per effetto della geometria della camera e del pistone; tuttavia, essendo lo spray diretto sulla testa del pistone, il combustibile non può evaporare completamente e ciò determina un aumento di consumi e di emissioni di HC e CO.
- **Tecnica *air guided***: lo spray è guidato unicamente dal moto d'aria prodotto durante la fase di espansione. Il flusso d'aria è ottenuto mediante la forma particolare della valvola di aspirazione e la velocità è controllata per mezzo di un deflettore posto nel condotto di aspirazione. La minore interazione con le pareti fredde riduce la formazione di idrocarburi incombusti.

La **carica omogenea stechiometrica** si utilizza durante le fasi di accelerazione, pieno carico ed elevate velocità del motore. La miscela aria/combustibile è omogenea ed in dosatura stechiometrica, o leggermente ricca. Ciò è possibile nei motori GDI, tramite un'iniezione anticipata del combustibile, durante la fase di aspirazione, in modo che lo spray abbia il tempo necessario per evaporare nel cilindro, miscelarsi intimamente con l'aria comburente, formando una miscela fisicamente omogenea, quindi adatta al raggiungimento delle condizioni di piena potenza.

Durante i transitori di accelerazione il motore può operare a **carica omogenea con miscela povera**, in modo da ottimizzare i consumi di combustibile. Tale modalità si utilizza per velocità e carichi medi, con il combustibile iniettato ancora durante la fase di aspirazione, e prevede due iniezioni: l'iniezione primaria, nella quale è introdotta la maggior parte del combustibile, avviene durante la corsa di aspirazione; la rimanente parte di benzina è introdotta con un'iniezione secondaria, in fase di compressione. La duplice iniezione permette di evitare la formazione di particolato e di diminuire i consumi di combustibile a basse velocità, nella zona di transizione fra le due modalità, stratificata e omogenea. La doppia iniezione è sfruttata inoltre per portare in tempi brevi il convertitore alla temperatura di regime. Inoltre, dato che a basse velocità ed elevati carichi la durata della combustione è maggiore e pertanto si raggiungono temperature più elevate, c'è il forte rischio di detonazione; attraverso la duplice iniezione e con la diminuzione della durata della combustione si riesce a scongiurare tale problema.

Affinché il combustibile possa essere iniettato durante la corsa di aspirazione direttamente all'interno del cilindro, occorre che la pressione di iniezione sia sufficientemente elevata da garantire un adeguato flusso di massa. Ciò è valido indipendentemente dallo stato fisico del combustibile, sia esso liquido (motori Gasoline Direct Injection – GDI) o gassoso (motori Compressed Natural Gas Direct Injection - CNG-DI). Tuttavia, la natura del combustibile influenza notevolmente la morfologia e le caratteristiche macroscopiche dello spray, specialmente nella zona near-nozzle, difficile da investigare mediante tecniche di indagine ottica.

Nel caso di **combustibili liquidi**, quando lo spray è iniettato all'interno del cilindro il nucleo liquido deve frantumarsi rapidamente in piccole goccioline per accelerare il processo di evaporazione e garantire una corretta miscelazione con l'aria circostante. L'aumento della pressione di iniezione è una possibilità concreta di miglioramento dell'atomizzazione del fluido. Quando un combustibile liquido in pressione entra in un ambiente in cui la pressione è inferiore alla pressione di saturazione del combustibile stesso si verifica una rapida transizione di fase da liquido a vapore, nota come flash-boiling. Nel caso di motori GDI il fenomeno può verificarsi in condizioni di funzionamento del motore a basso carico in cui il combustibile viene iniettato direttamente durante la fase di aspirazione (condizioni sub-atmosferiche) per favorire la formazione di miscela omogenea. Diversi studi hanno dimostrato che, se controllato, il flash-boiling può migliorare le prestazioni del motore e ridurre le emissioni allo scarico, in quanto:

- garantisce una migliore qualità dell'atomizzazione, grazie alla riduzione delle dimensioni delle gocce;
- porta ad una maggiore espansione radiale del getto, grazie agli ampi angoli di cono dei singoli getti dello spray;
- aumenta la velocità di evaporazione portando ad una migliore miscelazione aria/combustibile;
- potenzialmente può ridurre la lunghezza di penetrazione del liquido, con minor rischio di piston-wetting [5].

Di contro, in condizioni di flashing, a seconda del grado di surriscaldamento, del numero e della vicinanza dei fori di iniezione, l'aumento dell'espansione radiale dei singoli getti può aumentare l'interazione getto-getto, portando al collasso dello spray [6]. In tal modo aumenta la quantità di moto dello spray e ciò può portare a piston-wetting, che a sua volta può causare la formazione di particolato [7].

Per i **combustibili gassosi**, la sfida risiede principalmente nella bassa densità energetica del gas naturale che comporta:

- La necessità di ampie sezioni di efflusso dei fori degli ugelli degli iniettori, in maniera tale da poter iniettare abbastanza gas per ogni condizione operativa del motore e per garantire la possibilità di strategie di combustione sia omogenee che stratificate [8].
- Una velocità di penetrazione più lenta, che potrebbe essere aumentata mantenendo la più alta possibile la quantità di moto del getto. Ciò richiede una pressione di iniezione adeguatamente elevata. Quando un fluido comprimibile viene iniettato ad alta pressione nella camera di combustione, si possono verificare condizioni di bloccaggio nella sezione di uscita dell'ugello (ma anche al suo interno), con conseguente formazione di onde d'urto e discontinuità che influenzano il processo di miscelazione nella zona a valle. La formazione di tali strutture sottoespansive, denominate **dischi di Mach**, dipende principalmente dal rapporto tra la pressione

totale a monte dell'ugello dell'iniettore e la pressione all'interno del cilindro - ovvero il "net pressure ratio" (NPR) [9].

Lo studio dei fenomeni di flash-boiling nei motori GDI e della formazione di onde d'urto nei motori CNG-DI richiede un'adeguata conoscenza della fisica che li governa. A tale proposito, seguono cenni teorici sui due processi.

### 3.1.2 - Il fenomeno del flash-boiling

Il flash-boiling (alla lettera "ebollizione rapida") è un fenomeno fisico che comporta la comparsa di bolle di vapore all'interno di un liquido inizialmente omogeneo. Pertanto, una profonda comprensione di tale fenomeno richiede un approfondimento preliminare sul cambiamento di fase liquido-vapore [10], [11].

Si considerino i diagrammi di fase volume specifico-pressione e pressione-temperatura di una sostanza generica, ad esempio un combustibile idrocarburico (Fig.3.4).

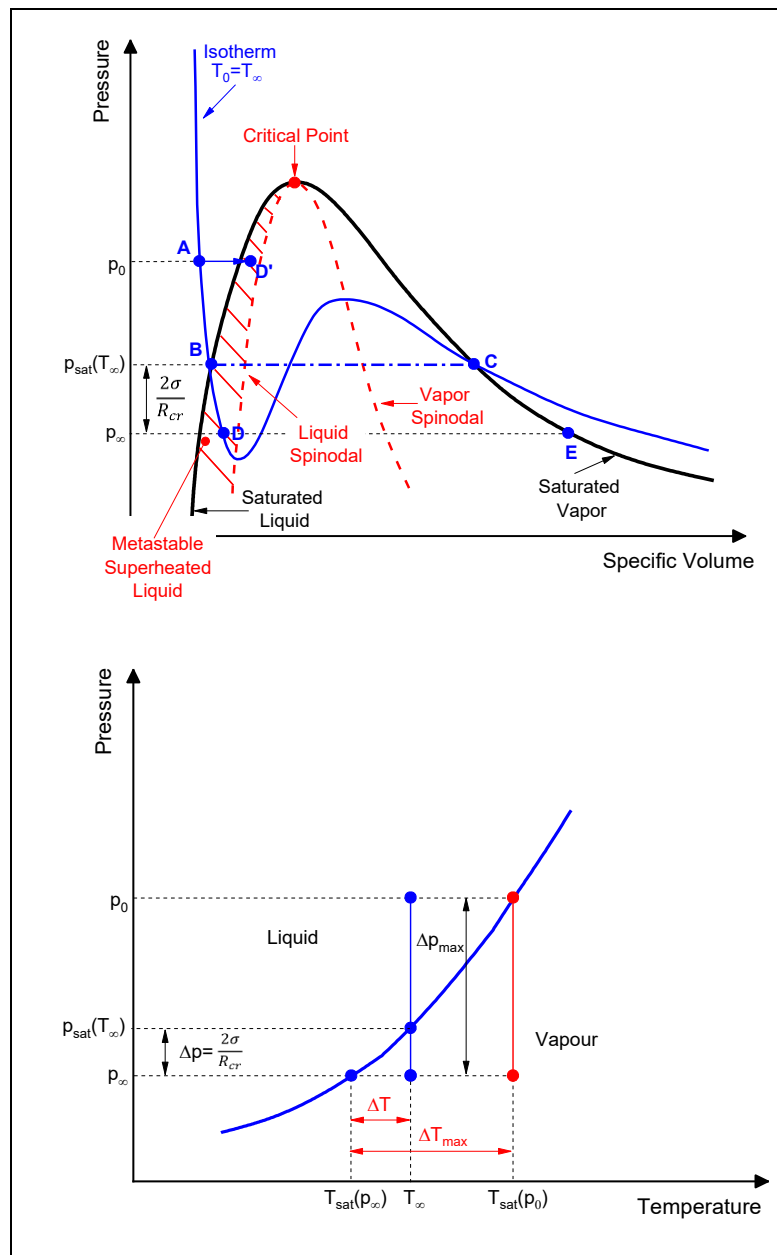


Fig.3.4 – Diagrammi di fase per una sostanza pura. L'area tratteggiata nel grafico di sinistra indica la regione del liquido surriscaldato metastabile.



La curva di saturazione (linea continua nera in Fig.3.4), detta anche linea binodale, divide le fasi del liquido sottoraffreddato stabile (lato sinistro) e del vapore surriscaldato stabile (lato destro). L'attraversamento di quella linea è rappresentativo di una transizione di fase reversibile, in cui le fasi liquida e vapore sono in equilibrio. La vaporizzazione di un liquido richiede un apporto energetico e la quantità di energia assorbita durante questa transizione di fase è chiamata calore latente di vaporizzazione. Tuttavia, in condizioni reali fenomeni di cambiamenti di fase possono verificarsi in condizioni di non equilibrio.

Si consideri un fluido inizialmente sottoraffreddato ad una certa temperatura e pressione (punto A in Fig.3.4); ovviamente può essere vaporizzato sia mediante riscaldamento isobaro (linea AD'), sia per diminuzione di pressione isoterma (linea AD).

Seguendo la trasformazione isoterma, nel punto D il fluido ha una pressione inferiore alla sua pressione di saturazione alla data temperatura, o, analogamente, alla sua pressione attuale, ha una temperatura che supera la sua temperatura di ebollizione. Questo stato è detto metastabile e la successiva vaporizzazione da D a C può avvenire senza ulteriore apporto di calore. La regione metastabile è delimitata dalla curva del liquido saturo e dalla curva spinodale del liquido; quest'ultima rappresenta il limite termodinamico al quale il fluido può essere portato senza cambiamento di fase. Un liquido che si trova in una regione metastabile è chiamato liquido surriscaldato e può mantenere la sua condizione metastabile per un periodo di tempo significativo, fino a quando la fluttuazione locale della pressione o un sito di nucleazione non inneschino il processo di cambiamento di fase [12]. La transizione da una fase metastabile a una fase stabile (punto C) inizia a partire dalla nucleazione di una bolla seguita dal suo accrescimento bolle dall'eventuale atomizzazione [13].

Un nucleo è una bolla di vapore in equilibrio metastabile con il liquido circostante. In condizioni di equilibrio la pressione all'interno della bolla è maggiore della pressione del liquido mentre la temperatura di quest'ultimo è maggiore di quella del vapore all'interno della bolla (cioè il liquido è surriscaldato ma il vapore è a temperatura di saturazione). La differenza tra la temperatura del liquido e la temperatura di saturazione alla sua pressione effettiva è definita come grado di surriscaldamento:

$$\Delta T = T_{\infty} - T_{sat}(p_{\infty}) \quad (3.2)$$

Il raggio iniziale di un nucleo è tale che la tensione superficiale del liquido all'interfaccia della bolla,  $\sigma$ , è uguale alla differenza tra la pressione all'interno della bolla,  $p_{sat}(T_{\infty})$ , e la pressione del liquido circostante,  $p_{\infty}$ :

$$R_{cr} = \frac{2\sigma}{p_{sat}(T_{\infty}) - p_{\infty}} \quad (3.3)$$

I nuclei più piccoli di questo valore non possono formarsi perché collassano sotto la forza della tensione superficiale. Qualsiasi perturbazione della differenza di pressione  $p_{sat}(T_{\infty}) - p_{\infty}$  causerà la crescita o il collasso della bolla e, per questo motivo, è chiamato raggio critico.

Si può osservare che il valore del raggio critico è minore per gradi di surriscaldamento maggiori. A seconda del grado di surriscaldamento la nucleazione può avvenire in due modi:

1. **Nucleazione omogenea:** si verifica ad alti gradi di surriscaldamento in posizioni casuali nella massa del liquido e dipende principalmente dalle fluttuazioni di densità che si verificano a livello molecolare, dovute al moto termico [14].
2. **Nucleazione eterogenea:** avviene a gradi di surriscaldamento inferiori e inizia per la presenza di impurità nel flusso o imperfezioni ai bordi delle pareti a contatto con il flusso stesso.

La fase di crescita della bolla può essere innescata da un gradiente di pressione negativo nel flusso surriscaldato, da una fluttuazione turbolenta della pressione o da un aumento della temperatura del fluido. La crescita è quindi guidata dalla differenza tra la tensione di vapore delle bolle,  $p_v = p_{sat}(T_\infty)$ , e la pressione ambiente,  $p_\infty$ , mentre la tensione superficiale, l'inerzia del liquido e la viscosità del fluido si oppongono alla crescita delle bolle. Durante questo processo (percorso C-E in Fig.3.4), il combustibile evapora in corrispondenza della superficie della bolla. La temperatura della superficie della bolla diminuisce e il calore latente di evaporazione viene trasferito dal liquido alla bolla, provocando la formazione di un sottile strato limite termico dalla parete della bolla verso il liquido. La tensione di vapore uguaglia la pressione ambiente e la crescita della bolla risulta così guidata dalla conduzione termica. Pertanto, il tasso di crescita è "autolimitante", vale a dire che i processi di evaporazione e non equilibrio di fase che accompagnano la crescita riducono anche la differenza di pressione che guida la crescita stessa. Nell'ipotesi di simmetria sferica della bolla, la dinamica di crescita delle bolle può essere descritta dall'equazione di Rayleigh-Plesset:

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}(\dot{R})^2 = \frac{1}{\rho_l} \left( p_v - p_\infty - \frac{2\sigma}{R} - \frac{4\mu}{R} \dot{R} \right) \quad (3.4)$$

dove  $R$ ,  $\dot{R}$  ed  $\ddot{R}$  sono rispettivamente il raggio della bolla e le sue derivate prima e seconda,  $p_v = p_{sat}(T_\infty)$  è la tensione di vapore della bolla,  $\sigma$  è la tensione superficiale,  $\rho_l$  è la densità del liquido e  $\mu$  è la viscosità dinamica. L'ultima fase di un'iniezione in condizioni di flash-boiling è il processo di atomizzazione che può avvenire mediante tre diversi meccanismi:

1. **Coalescenza di bolle:** si verifica quando le bolle in crescita si toccano fra di loro, determinando il passaggio da bolle all'interno di una matrice liquida a goccioline liquide in una matrice di vapore. Tale meccanismo può produrre atomizzazione sia all'interno che all'esterno dell'orifizio dell'ugello.
2. **Frantumazione inerziale:** si verifica quando la maggior parte della crescita delle bolle avviene all'esterno dell'ugello; quindi, il getto di combustibile si espande rapidamente a causa di un intenso momento radiale che poi frantuma le bolle.
3. **Microesplosione di goccioline:** si verifica quando la nucleazione e la crescita delle bolle avvengono all'interno di goccioline ancora surriscaldate.

Per comprendere appieno il processo di iniezione in condizioni di flash-boiling, può essere utile visualizzare la distribuzione della pressione all'interno di un comune ugello (Fig.3.5), nelle ipotesi di un flusso incomprimibile.

Appena prima dell'ingresso dell'ugello la pressione può essere assunta pari alla pressione di iniezione,  $p_{inj}$  (punto 1 di Fig.3.5). In corrispondenza della vena contratta (punto 2) la pressione scende drasticamente fino ad un minimo locale, a causa dell'aumento della velocità, per poi risalire ad un livello leggermente superiore alla pressione di uscita (punto 3,  $p_3 > p_a$ ). A causa delle perdite per attrito, la pressione diminuisce finché il flusso non fuoriesce dall'ugello. Vale la pena notare che l'ipotesi di flusso incomprimibile cessa di essere valida quando le bolle di vapore nucleano all'interno della massa del fluido. Tuttavia, il profilo di pressione disegnato in questo modo porta a comprendere i due diversi regimi di un'iniezione in condizioni di flash-boiling, vale a dire i regimi di flashing interno ed esterno [13].

Per il **regime interno**, la nucleazione delle bolle inizia quando la pressione scende al di sotto del limite di surriscaldamento, che si verifica appena a monte della vena contratta. La crescita della bolla avviene rapidamente all'interno del foro dell'ugello, risultando in una miscela bifase comprimibile sotto-espansa che si espande rapidamente all'uscita dell'ugello.

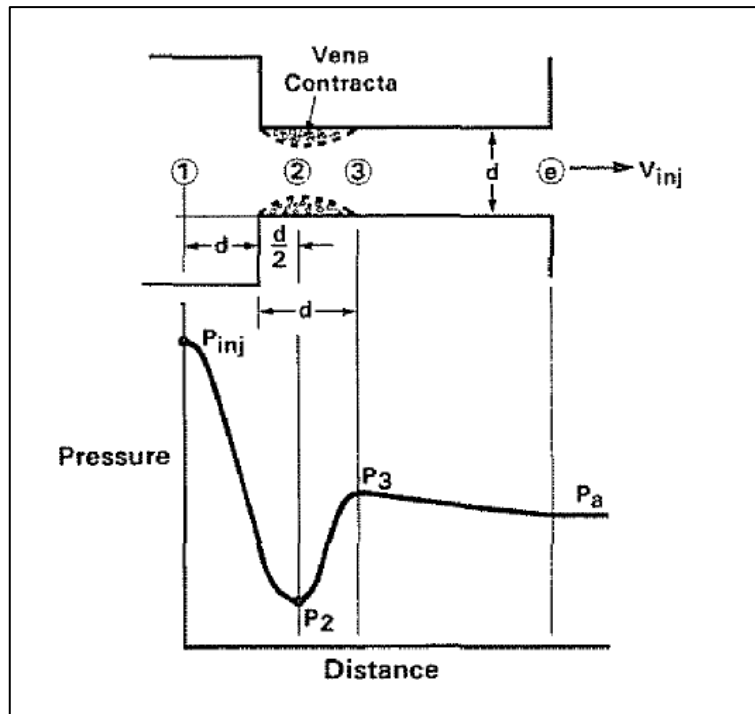


Fig.3.5 – Profilo di pressione all'interno di un ugello [13].

Il numero di bolle nucleanti all'interno dell'ugello aumenta all'aumentare del grado di surriscaldamento. Tuttavia, un elevato numero di bolle di vapore all'interno dell'ugello può causare la riduzione dell'area della sezione trasversale dell'ugello (che diventa “vapor-locked”) con una conseguente drastica diminuzione della portata massica [15]. Nel caso di regime interno di flash-boiling è possibile distinguere tre ulteriori regimi [16], schematicamente illustrati in Fig.3.6:

- *Flusso “bubbly”*: per un basso grado di surriscaldamento, le bolle nucleano prima in corrispondenza della parete dell'ugello: lo spray presenta un nucleo intatto all'uscita dell'ugello, mentre si formano delle gocce ai suoi lati;
- *Flusso “slug”*: all'aumentare del grado di surriscaldamento, le bolle si scontrano e si uniscono per formare bolle di dimensioni superiori. Quando il flusso fuoriesce dall'ugello, le bolle scoppiano in legamenti e poi si disintegrano in piccole goccioline.
- *Flusso “annular”*: a un grado di surriscaldamento ancora più elevato, lo spray appare più fine e maggiormente uniforme.

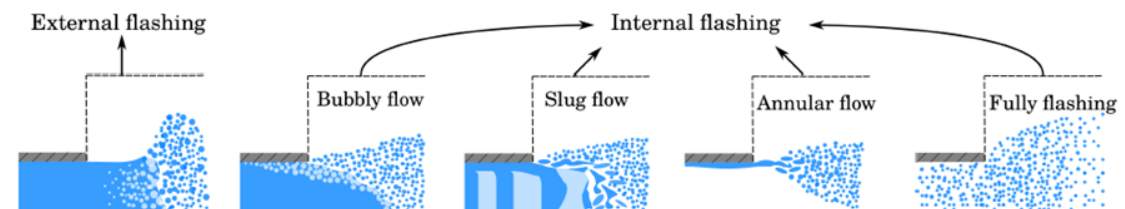


Fig.3.6 - I diversi regimi interni di flash-boiling [16].

Infine, se l'atomizzazione avviene completamente all'interno dell'ugello, all'uscita dello stesso lo spray si presenta come una nuvola di goccioline disperse.

Nel **regime esterno** di flash-boiling, il getto esce dall'ugello come un getto di liquido puro, mentre l'atomizzazione avviene ad una certa distanza dall'ugello stesso, a seguito della

nucleazione e della crescita delle bolle. Chiaramente è difficile ottenere regime completamente esterno, poiché ciò significherebbe utilizzate geometrie di ingresso dell'ugello lisce e/o basse velocità di iniezione per evitare regioni di pressione localmente bassa all'interno dei fori dell'iniettore tali da evitare regime interno e per sopprimere la bavatura interna [17].

Infine, vale la pena evidenziare le differenze tra cavitazione e flash-boiling. Entrambi sono fenomeni di cambiamento di fase che comportano la comparsa di bolle di vapore e si verificano quando la pressione idrostatica scende al di sotto della tensione di vapore del fluido.

La cavitazione avviene a bassa temperatura per cui la densità del vapore è bassa e sono sufficienti piccoli gradi di surriscaldamento per avviare il processo di vaporizzazione. È controllata principalmente dal disequilibrio meccanico dovuto alla differenza di pressione attraverso l'interfaccia tra bolla di vapore e liquido, mentre il trasferimento di calore latente è trascurabile.

Al contrario, il flash-boiling si verifica per temperature elevate, quindi densità di vapore più elevate. Ciò significa che la crescita della bolla di vapore è ora guidata da un intenso trasferimento di calore dal liquido circostante (disequilibrio termico) a causa delle differenze di temperatura tra l'interfaccia.

### 3.1.3 – Getti sotto-espansi e dischi di Mach

La caratterizzazione di un getto di combustibile gassoso richiede lo studio approfondito del flusso di un gas attraverso un ugello convergente [18]–[21], che è esattamente il fenomeno che accade all'interno dei fori di un iniettore.

Per un condotto a sezione variabile si può considerare il flusso come *quasi unidimensionale*. A partire dalle equazioni differenziali di governo di un flusso quasi 1D, è possibile ricavare la seguente, fondamentale, relazione:

$$\frac{dA}{A} = (M^2 - 1) \frac{du}{u} \quad (3.5)$$

dove  $M = \frac{v}{a}$ , è il numero di Mach e  $a$  è la velocità del suono. In particolare:

- per  $0 \leq M < 1$  (flusso subsonico), la quantità fra parentesi è negativa e, pertanto, un aumento di velocità è possibile soltanto a seguito di una diminuzione della sezione, quindi, ricorrendo ad un condotto convergente;
- per  $M > 1$  (flusso supersonico), la quantità fra parentesi è positiva e, pertanto, un aumento di velocità è possibile soltanto a seguito di un incremento della sezione, quindi, ricorrendo ad un condotto divergente.

Dunque, per accelerare un gas inizialmente in quiete alla velocità supersonica, occorre anzitutto accelerarlo all'interno di un convergente; una volta raggiunte le condizioni soniche ( $M = 1$ ), occorre inserire un condotto divergente. Pertanto, un ugello progettato per raggiungere velocità supersoniche è un condotto convergente-divergente, la cui sezione minima (dove si raggiungono le condizioni soniche) è detta *sezione di gola*,  $A^*$ . È possibile dimostrare che il numero di Mach, in qualsiasi sezione del condotto, è una funzione del rapporto fra la data sezione e la sezione di gola (sonica). Considerando il flusso attraverso un convergente, a seconda del rapporto fra la pressione totale del fluido e la pressione ambiente, si possono verificare due diversi regimi (I e II), a cui corrispondono andamenti differenti della pressione nell'ugello, della portata massica e della pressione nella sezione di uscita (Fig.3.7):

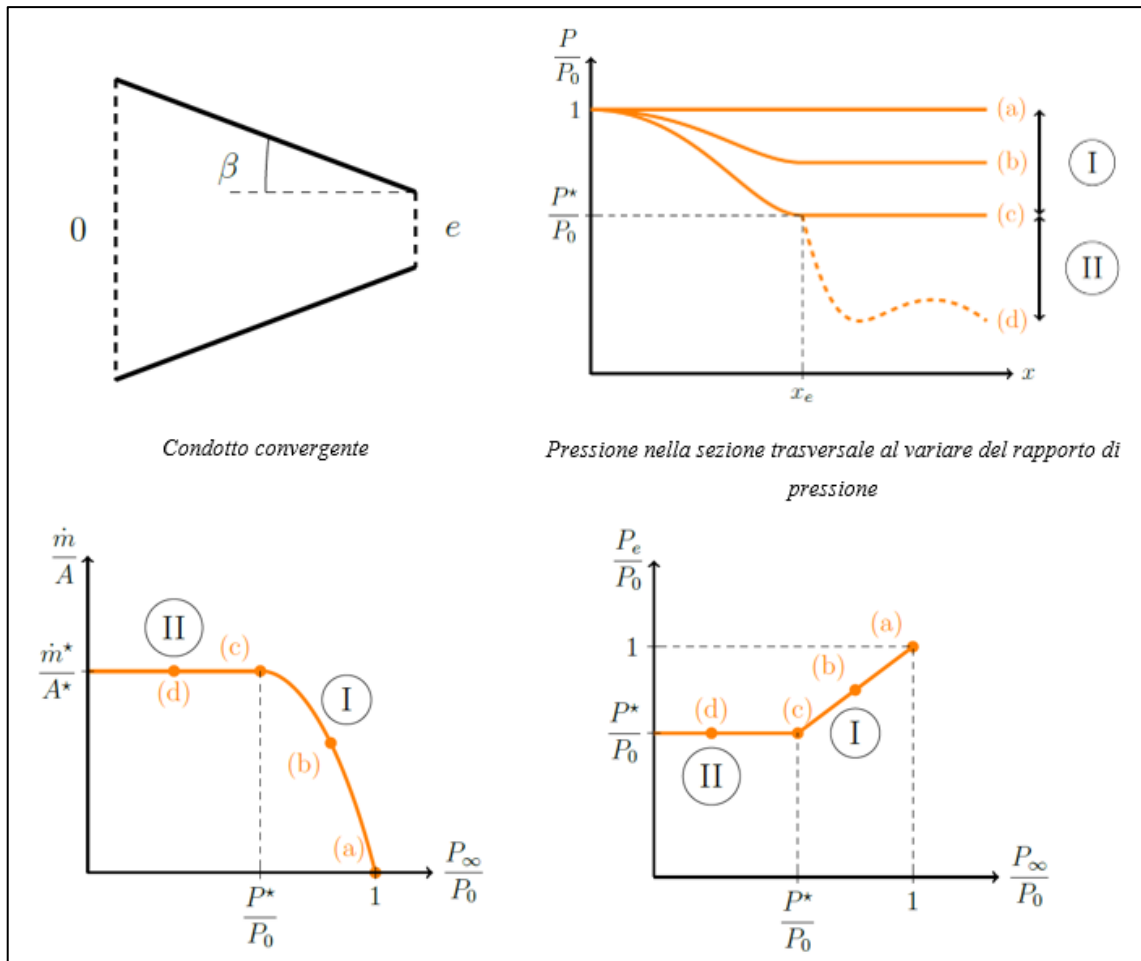


Fig.3.7 - Flusso attraverso un convergente e andamento delle grandezze che lo caratterizzano [20].

Il primo regime è quello sonico, in cui la pressione di uscita è pari a quella ambiente e la portata massica aumenta con la pressione iniziale (casi (a) e (b)). Nel secondo regime sono raggiunte le condizioni critiche (caso (c)) con il flusso che diventa sonico e con il bloccaggio della portata (che non varia più al variare della pressione): la pressione all'uscita del convergente è pari al valore critico  $P^*$  ed è superiore alla pressione ambiente e ciò determina un'onda d'urto. In altri termini, l'equilibrio della pressione si verifica al di fuori dell'ugello, dando origine ad un getto sottoespanso.

Un'onda d'urto rappresenta una repentina variazione delle proprietà del campo di moto di un fluido (velocità, pressione, temperatura, ...) che si origina a seguito del suo mancato adattamento alle condizioni al contorno di valle; all'interno di un condotto ciò può verificarsi esclusivamente se il flusso è supersonico: dato che le informazioni si propagano come onde di pressione alla velocità del suono, in un flusso supersonico l'informazione viaggia soltanto verso valle, non riuscendo a risalire a monte della perturbazione. Un'onda d'urto propriamente detta ("shock wave") è esclusivamente un'onda di compressione e può essere normale od obliqua; per le onde di espansione (oblique) è più corretto parlare di ventagli di espansione ("expansion fan"). Si definisce "**normale**" l'onda d'urto perpendicolare alla direzione del flusso; una tale onda è assimilabile ad un piano di spessore infinitesimo. Si consideri un'onda piana che trasla perpendicolarmente a sé stessa all'interno di un fluido comprimibile (assimilabile ad un gas perfetto) in quiete; si assuma come sistema di riferimento quello solidale all'onda (in modo da rendere il moto permanente) e si indichino con il pedice 1 e 2 le condizioni del fluido rispettivamente a monte e a valle dell'onda (Fig.3.8):

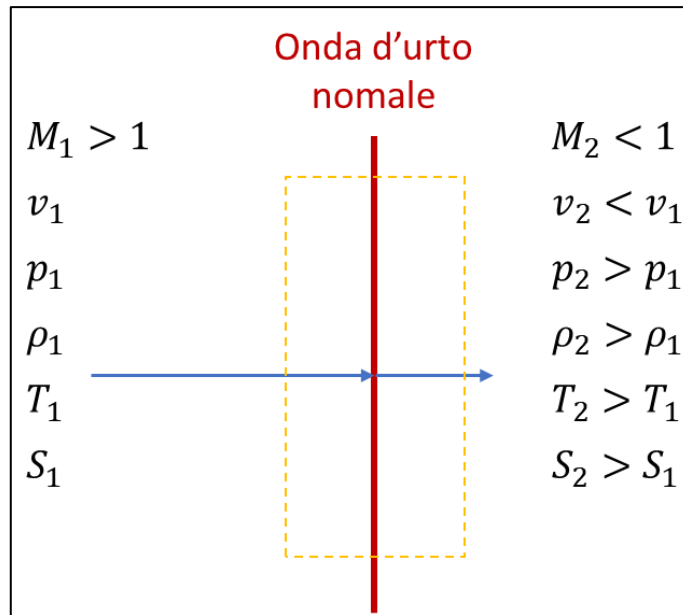


Fig.3.8 - Schema di un'onda d'urto normale e variazione delle proprietà termodinamiche.

Considerando il volume di controllo tratteggiato in Fig.3.8, è possibile scrivere le equazioni di governo per il fluido (con riferimento ad un flusso adiabatico):

$$\text{equazione di continuità: } \rho_1 v_1 = \rho_2 v_2 \quad (3.6)$$

$$\text{equazione della quantità di moto: } p_1 + \rho_1 v_1^2 = p_2 + \rho_2 v_2^2 \quad (3.7)$$

$$\text{equazione dell'energia: } h_1 + \frac{v_1^2}{2} = h_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (3.8)$$

$$\text{equazioni per il gas perfetto: } \begin{cases} h = c_p T \\ p = \rho RT \end{cases} \quad (3.9)$$

La velocità del suono è definita come:

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (3.10)$$

con  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ . Combinando le precedenti equazioni si ottengono le *equazioni di salto delle onde normali*:

$$M_2^2 = \frac{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) M_1^2}{\gamma M_1^2 - \left(\frac{\gamma-1}{2}\right)} \quad (3.11)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{u_1}{u_2} = \frac{(\gamma+1)M_1^2}{2 + (\gamma-1)M_1^2} \quad (3.12)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_1^2 - 1) \quad (3.13)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{h_2}{h_1} = \left[ 1 + \frac{2\gamma}{\gamma + 1} (M_1^2 - 1) \right] \frac{2 + (\gamma - 1)M_1^2}{(\gamma + 1)M_1^2} \quad (3.14)$$

L'equazione (3.11) permette di concludere che il numero di Mach oltre l'onda d'urto è una funzione esclusivamente del numero di Mach a monte dell'onda. Pertanto, se  $M_1 > 1$ , sarà  $M_2 < 1$ , ossia, *la corrente supersonica che attraversa l'onda d'urto diventa subsonica a valle dell'onda*. Le equazioni (3.12-13-14) permettono, inoltre, di concludere che i rapporti delle grandezze termodinamiche sono funzione esclusivamente del numero di Mach a monte dell'onda d'urto ( $M_1$ ); alla luce di tale considerazione, dall'equazione dell'entropia:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (3.15)$$

si deduce che la variazione dell'entropia attraverso un'onda d'urto è funzione esclusivamente del numero di Mach a monte dell'onda stessa. Dovendo essere, per la seconda legge della termodinamica:

$$s_2 - s_1 > 0 \quad (3.16)$$

è possibile concludere che la condizione  $M_1 < 1$  non è accettabile e, pertanto, *un'onda d'urto normale può esistere soltanto nel caso di flusso supersonico*. Un'onda "obliqua" è una discontinuità nel campo di moto di un fluido che presenta una direzione non perpendicolare alla velocità del flusso incidente; a differenza delle onde d'urto normali, le onde oblique si possono presentare sia in forma di onde di compressione (onde d'urto oblique), attraverso le quali si manifesta un aumento non graduale di pressione, sia in forma di onde di espansione (ventagli di espansione), attraverso cui la pressione diminuisce gradualmente.

Si consideri, a tal proposito, un flusso gassoso supersonico attraverso una parete con un angolo concavo o convesso nel punto A (Fig.3.9). Il flusso è tangente alla parete e, pertanto, la linea di flusso in corrispondenza dell'angolo viene deviata (per rispettare la condizione al contorno imposta dalla parete). Se l'angolo  $\theta$  è concavo (Fig.3.9(a)) le linee di flusso sono deviate verso l'alto, ossia all'interno del flusso principale: in tale situazione si manifesta un'onda d'urto obliqua. Le linee di flusso dietro l'onda rimangono parallele fra di loro, mentre, a seguito dell'attraversamento dell'onda vengono deviate verso l'alto con inclinazione  $\theta$ . In maniera analoga al caso di onda normale, a seguito dell'attraversamento, il numero di Mach diminuisce, mentre pressione, densità e temperatura aumentano.

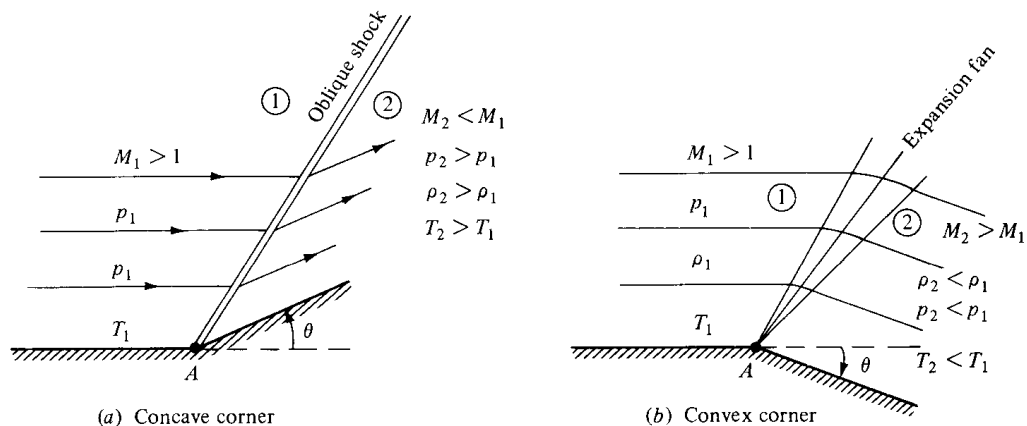


Fig.3.9 - Flusso supersonico attraverso una parete con angolo  $\theta$  [18].

Per un'onda d'urto obliqua valgono considerazioni analoghe a quelle formulate per un'onda normale; è possibile, inoltre, dimostrare che, definito con  $\beta$  l'angolo fra la direzione del flusso indisturbato e l'onda d'urto obliqua, nell'attraversamento della stessa soltanto la componente normale di velocità (ossia quella indicata con  $u$  in Fig.3.10(a)) diventa subsonica ( $M_{2,n} = M_2 \sin\beta < 1$ ), mentre la componente parallela ( $w$ ) si conserva, con conseguente diminuzione della velocità del flusso [18]. Inoltre, per un dato numero di Mach a monte della deviazione, esiste un angolo massimo di deflessione  $\theta_{max}$ , oltre il quale l'urto non sarà più obliquo, bensì curvo e distaccato dal vertice (Fig.3.10(b)).

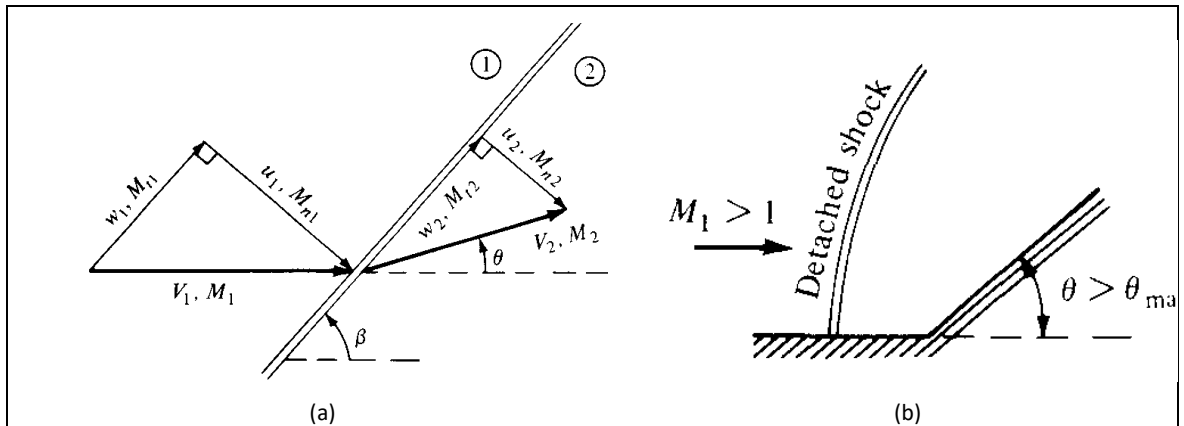


Fig.3.10 – (a) Geometria dell'onda d'urto obliqua. (b) Onda d'urto distaccata ed obliqua. [18].

Viceversa, se l'angolo  $\theta$  è convesso (Fig.3.9(a)), la linea di flusso viene deviata verso il basso, lontana dal flusso principale: in tale situazione si manifesta un'onda di espansione, o meglio, un ventaglio di onde oblique (o ancora ventaglio di espansione di Prandtl-Meyer), centrato nel punto A, che si allarga progressivamente all'aumentare della distanza dalla parete. Le linee di flusso inizialmente orizzontali e parallele dietro l'onda di espansione, sono gradualmente deflesse verso il basso dal ventaglio stesso con angolo  $\theta$ . L'attraversamento del ventaglio di espansione determina un aumento del numero di Mach ed una diminuzione di pressione, densità e temperatura. A differenza delle onde d'urto oblique, avviene una trasformazione (espansione) graduale ed isoentropica del gas.

Le onde d'urto possono interagire con altre onde d'urto (di compressione o d'espansione), con le pareti solide dei condotti, con gli strati limite e con le scie vorticosi. In primo luogo, si consideri un'onda d'urto obliqua incidente su una parete (Fig.3.11):

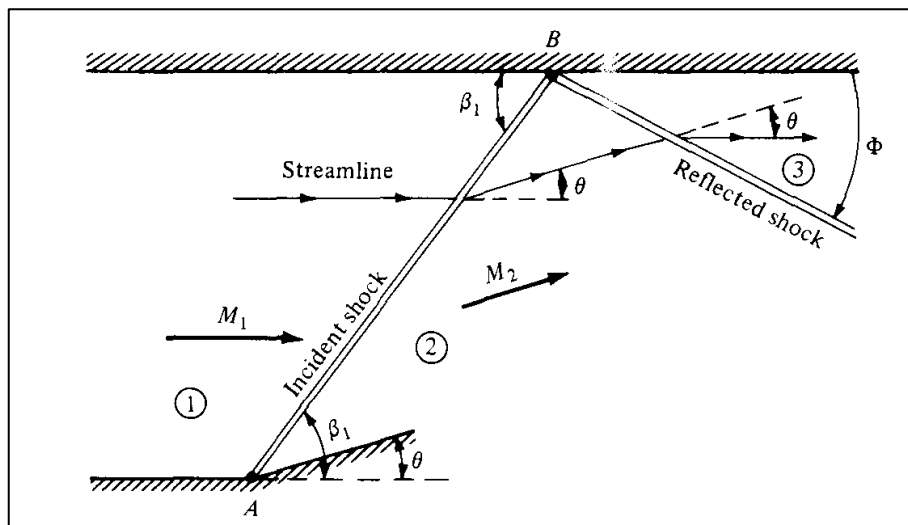


Fig.3.11 - Riflessione regolare di un'onda d'urto obliqua su una parete [18].



La linea di flusso, prima del vertice, procede indisturbata con inclinazione  $\beta = 0$  e numero di Mach  $M_1$ ; a seguito dell'angolo di deflessione della parete,  $\theta$ , il flusso stesso devia (per rimanere parallelo alla parete stessa) e si forma un'onda d'urto obliqua, inclinata di un angolo  $\beta_1$ , definita *onda d'urto incidente*. Tale onda, generatasi a partire dal punto A, urterà la parete nel punto B. Il flusso nella regione 2 risulterà inclinato con angolo pari a quello di deflessione  $\theta$  e presenterà numero di Mach  $M_2 < M_1$  (per le proprietà delle onde di compressione); per rispettare la condizione al contorno imposta dalla presenza della parete superiore, il flusso dovrà ulteriormente deviare di un angolo  $\theta$ : ciò determina la nascita di un'ulteriore onda d'urto, nel punto B, denominata *onda d'urto riflessa*. L'inclinazione della seconda onda risulta inferiore rispetto all'inclinazione della prima: anche se la deviazione del flusso è la stessa (cioè  $\theta$  è invariato), è comunque  $M_2 < M_1$ : l'angolo  $\Phi$  è diverso da  $\beta_1$ , ossia l'onda riflessa non è speculare a quella incidente. Le proprietà dell'onda di riflessione sono univocamente definite da  $M_2$  e  $\theta$ ; dato che  $M_2$  è, a sua volta, funzione soltanto di  $M_1$  e  $\theta$ , le proprietà nella regione 3 e, quindi, l'angolo  $\Phi$  sono facilmente determinabili a partire da  $M_1$  e  $\theta$ . Tale situazione è definita *riflessione regolare*.

Quando il valore di  $\theta$  è sufficientemente elevato o il valore  $M_1$  sufficientemente piccolo, la linea di flusso non può essere mantenuta parallela alla parete superiore e la riflessione regolare non può avvenire: l'onda riflessa non è più perfettamente dritta e avviene la cosiddetta *riflessione di Mach* (Fig.3.12).

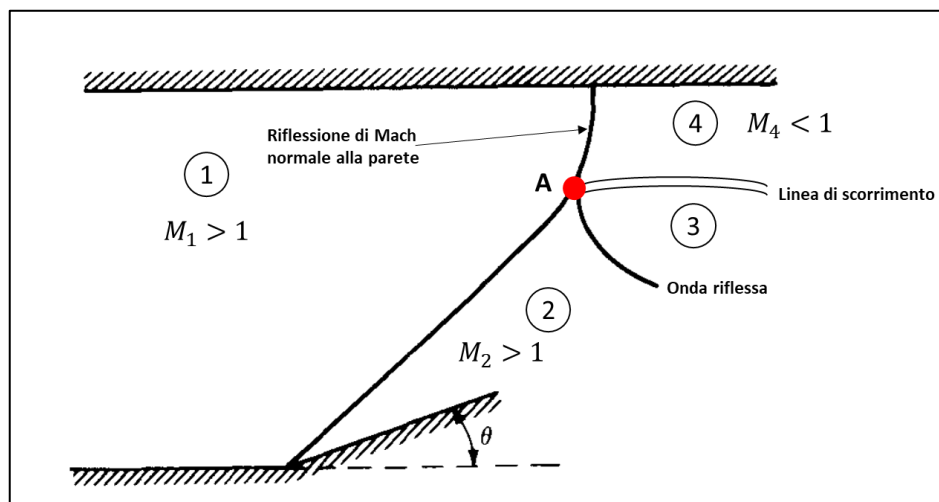


Fig.3.12 - Riflessione di Mach [18].

La condizione di tangenza può essere verificata soltanto se l'urto è normale, con conseguente deviazione nulla. L'onda d'urto incidente, inizialmente inclinata e rettilinea, tende a curvare avvicinandosi alla parete superiore, diventando un'onda d'urto normale in corrispondenza della stessa. Nel punto A (punto triplo) si incontrano l'urto incidente, l'urto riflesso di Mach e l'urto riflesso che non si origina più dalla parete, bensì dall'interno del campo. Nelle regioni 3 e 4 la direzione del flusso e la pressione sono le stesse, mentre temperatura, entropia, velocità e numero di Mach sono diversi (la linea di flusso in 3 ha attraversato due onde d'urto): di conseguenza, le due regioni sono separate da una superficie di discontinuità, detta *linea di scorrimento* ("slip line" o "vortex sheet"). In particolare, poiché a parità di pressione la dissipazione è maggiore nel passaggio attraverso un singolo urto, al di sopra della linea di scorrimento l'entropia è maggiore, la pressione totale minore e conseguentemente anche la velocità è minore.

I fenomeni di riflessione delle onde di compressione e di espansione si manifestano anche quando queste interagiscono con contorni a pressione costante. Un esempio tipico, a tal

proposito, è rappresentato da un getto sovraespanso rilasciato all'interno di una regione a maggiore pressione (Fig.3.13).

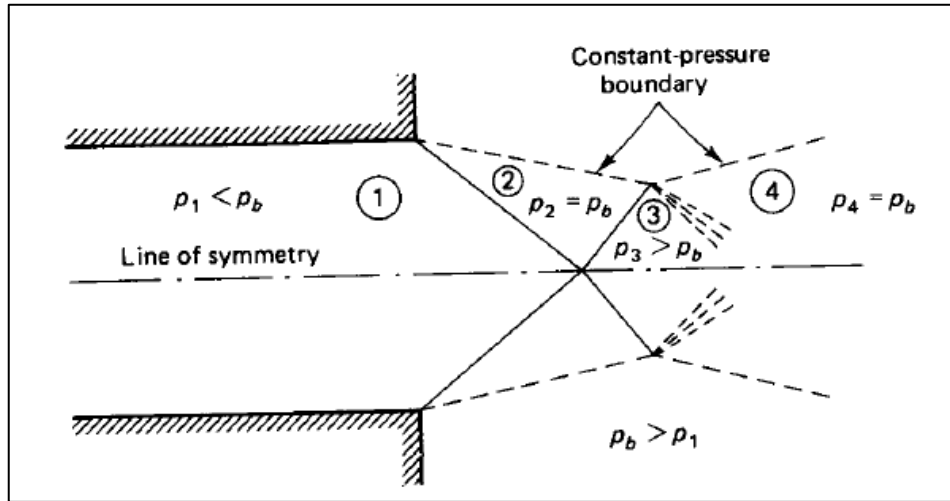


Fig.3.13 - Riflessione di un'onda d'urto obliqua da un contorno a pressione costante [18].

Attraverso l'urto obliquo generatosi dallo spigolo geometrico all'uscita del condotto, si manifesta un incremento di pressione, per cui nella regione 2 si ha  $p_2 = p_b$ . Attraverso l'onda riflessa dal piano di simmetria, si manifesta un ulteriore incremento di pressione, cosicché  $p_3 > p_b$ . All'interfaccia del getto deve, tuttavia, sussistere la condizione di pressione costante e di conseguenza si genera un'onda di espansione sul contorno, attraverso la quale si manifesta la diminuzione di pressione. In particolare, nasce un ventaglio di Prandtl-Meyer nel punto di intersezione dell'urto obliquo riflesso con il contorno del getto. Una situazione simile si ha quando un getto sottoespanso è rilasciato all'interno di una regione a minore pressione (Fig.3.14).

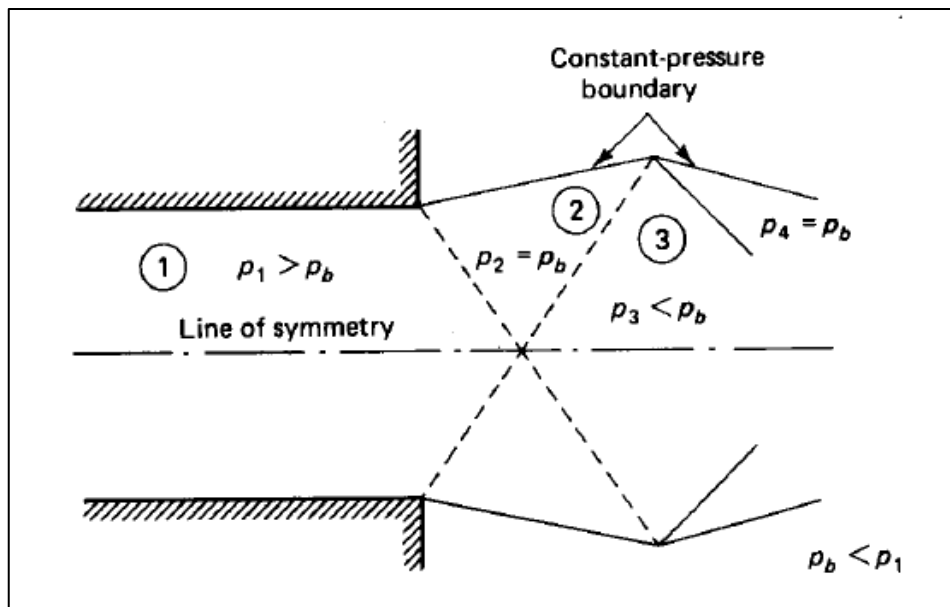


Fig.3.14 - Riflessione di un'onda di espansione da un contorno a pressione costante [18].

Un'altra interazione possibile è quella determinata dall'intersezione di due onde d'urto (Fig.3.15):

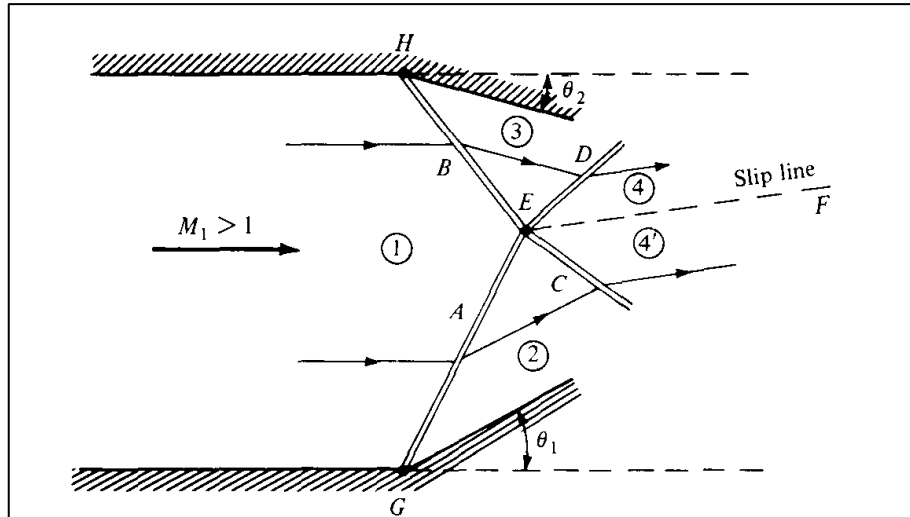


Fig.3.15 - Intersezione fra due onde d'urto di diversa lunghezza [18].

Si considerino le due onde d'urto generate dalla presenza dei vertici G e H, di diversa lunghezza (a causa del diverso angolo di deflessione). L'intersezione delle due onde avviene nel punto denotato con la lettera E in Fig.3.15, dal quale emanano due ulteriori onde d'urto, separate da una linea di scorrimento. Attraverso la linea di flusso e nelle due regioni la pressione è costante e, di conseguenza, la direzione della velocità (ma non necessariamente il modulo), quindi delle linee di flusso, in 4 e 4' è la stessa, vale a dire, parallela alla linea di scorrimento. Tutte le altre proprietà nelle regioni 4 e 4' sono differenti.

Se le due onde incidenti fossero della stessa intensità, nel punto di intersezione emanerebbero ancora due ulteriori onde d'urto ma, complessivamente, la distribuzione delle due sarebbe simmetrica.

Considerando l'espansione del getto libero, quando il numero di Mach a monte dell'onda incidente è piccolo o la contropressione dell'ambiente in cui il getto fluisce è elevata, non è più garantito il raddrizzamento della corrente attraverso gli urti emananti dal punto di intersezione. Analogamente al caso di riflessione su una parete, non si ha più un'interazione regolare, bensì un'intersezione di Mach, come mostrato in Fig.3.16.

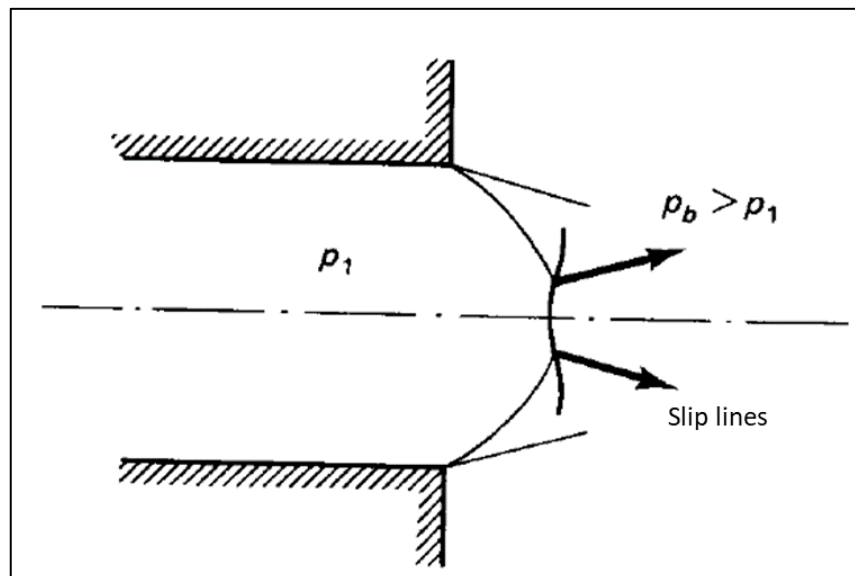


Fig.3.16 - Intersezione di Mach fra due onde d'urto [18].

In definitiva:

- un'onda d'urto (normale o obliqua) nasce soltanto nei flussi supersonici;
- un flusso supersonico che attraversa un'onda d'urto normale diventa subsonico;
- un'onda d'urto obliqua si riflette da un contorno solido come onda d'urto obliqua;
- un'onda d'urto obliqua si riflette da un contorno libero come un ventaglio di espansione;
- due onde d'urto oblique possono interagire fra di loro: l'intersezione delle onde d'urto oblique può essere regolare o di Mach.

Tornando alla caratterizzazione di un getto gassoso, per valutare quantitativamente il dominio di esistenza di un getto sottoespanso, si può definire il seguente rapporto di pressione:

$$\eta_0 = \frac{P_0}{P_\infty} \quad (3.17)$$

La comparsa di un getto sottoespanso è possibile soltanto se:

$$\eta_0 \geq \frac{P_0}{P^*} \quad (3.18)$$

Quando un getto libero circolare viene immesso all'interno di una massa di fluido stagnante, per effetto del gradiente di velocità, nella direzione radiale si forma uno strato di miscelazione all'interfaccia fra i due fluidi. Nella struttura risultante del getto è possibile individuare tre diverse regioni (Fig.3.17):

- zona vicino al campo ("nearfield");
- zona di transizione ("transition");
- zona lontana dal campo ("farfield").

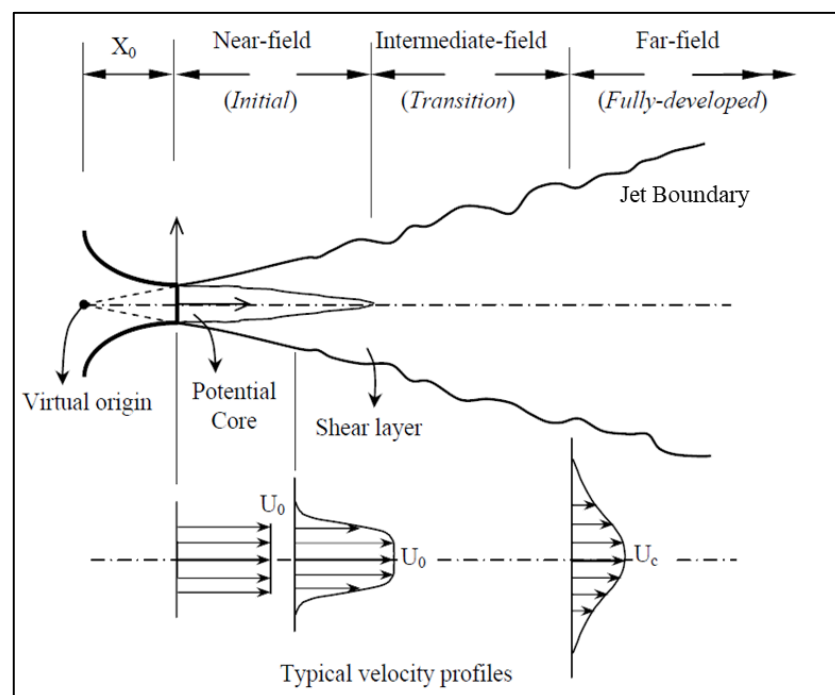


Fig.3.17 - Schema di un getto assial-simmetrico [22].

La zona vicino al campo è a sua volta divisa in due regioni: un nucleo centrale (“potential core”) e lo strato in cui avviene la miscelazione del gas con il fluido circostante. Nella prima regione, il flusso è isolato dal fluido ambiente ed il suo comportamento è principalmente legato alla sua compressibilità. Tale zona, di forma conica, è caratterizzata da una velocità del fluido praticamente costante e si estende per una lunghezza di qualche diametro della sezione di uscita nella direzione dell’asse del getto. Nella seconda regione (“shear layer” o “mixing layer”), si ha il rimescolamento del gas con il fluido ambiente circostante, con la formazione di strutture vorticoshe che crescono regolarmente a valle del flusso, per effetto dell’elevato gradiente di velocità (instabilità di Kelvin-Helmholtz). La zona vicino al campo termina ad una distanza tale che la linea di pressione costante interseca l’asse e pertanto la zona di miscelazione occupa l’intero getto: ciò determina l’inizio della zona di transizione, in cui si ha un migliore miscelamento dei due fluidi con conseguente omogeneizzazione del campo di pressione.

Nella zona lontana dal campo, il getto è completamente espanso ed il flusso sviluppato. In ciascuna sezione, la velocità assiale decresce con continuità a partire da un massimo in corrispondenza dell’asse del getto (i profili sono detti “auto-simili”). A seconda del rapporto di pressione attraverso  $\eta_0$  si possono verificare tre diverse condizioni:

1. getto subsonico;
2. getto moderatamente sottoespanso;
3. getto fortemente sottoespanso.

Queste tre condizioni determinano effetti diversi principalmente nella zona vicino al campo.

Nel caso di getto subsonico, non si manifestano onde d’urto e l’andamento del flusso è quello riportato in Fig.3.18:

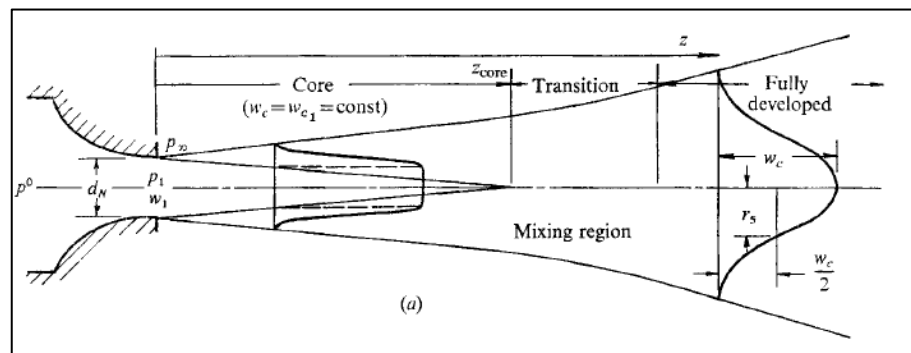


Fig.3.18 – Struttura di un getto subsonico [19].

Ad una distanza dalla sezione di uscita del gas dell’ordine di qualche diametro dell’ugello, la regione di miscelazione raggiunge la linea centrale, sancendo l’esaurimento del nucleo.

Oltre questo punto, lo strato di miscelazione continua a diffondersi e la velocità varia per la conservazione del momento assiale della quantità di moto.

Alla fine della zona di transizione si entra nella zona lontana dal campo con moto completamente sviluppato, in cui i profili delle variabili di flusso normalizzate come velocità media, intensità di turbolenza, ecc., diventano simili in varie posizioni assiali.

Quando il rapporto di pressione raggiunge le condizioni critiche, si forma una debole onda d’urto in direzione normale (Fig.3.19)

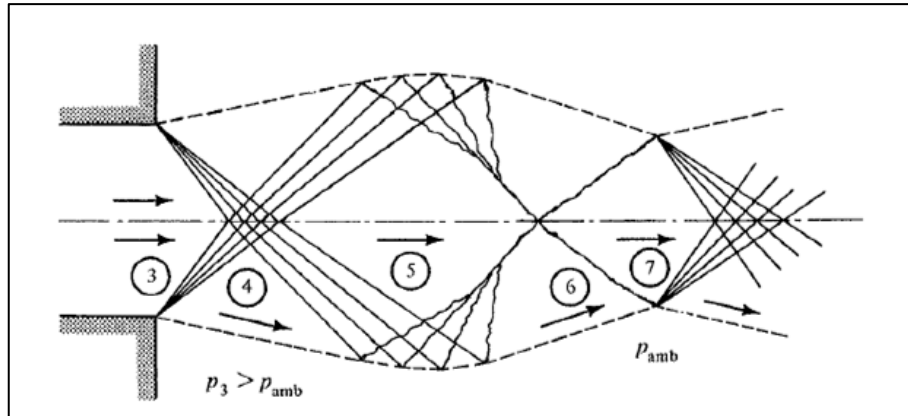


Fig.3.19 - Struttura di un getto moderatamente espanso [19].

Nella sezione di uscita (3), vista la presenza di un angolo convesso, avviene un'espansione con ventaglio di Prandtl-Meyer: si genera un numero infinito di onde di espansione a partire dal vertice. Il fluido espande fino al bordo del getto, dove le onde di espansione vengono riflesse sotto forma di onde di compressione. Quest'ultime convergono all'interno del getto, fondendosi a formare un'onda d'urto obliqua ("intercepting shock"). Le onde oblique incidenti sull'asse vengono quindi riflesse a formare un'ulteriore onda obliqua di compressione, definita onda d'urto riflessa ("reflected shock"). L'onda riflessa può nuovamente raggiungere la linea a pressione costante, innescando una nuova espansione di Prandtl-Meyer (6), così da replicare la stessa struttura del flusso a valle.

Quando il rapporto di pressione aumenta, la riflessione delle "intercepting shock" sull'asse non avviene più e, di conseguenza, si forma un'onda d'urto normale, denominata disco di Mach (Fig.3.20).

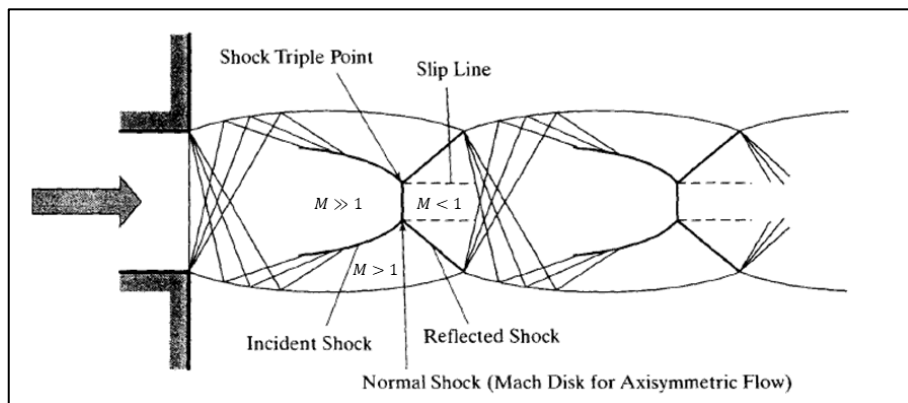


Fig.3.20 - Struttura di un getto fortemente sottoespanso [23].

L'intersezione fra l'onda intercetta, il disco di Mach e l'onda riflessa prende il nome di punto triplo; da quest'ultimo emana una linea di scorrimento che separa il flusso dietro il disco di Mach (che è supersonico,  $M \gg 1$ ) dal flusso a valle dell'onda riflessa (subsonico,  $M < 1$ ). La struttura così creata prende il nome di "barrel shock" e si propaga fintanto che il getto torni ad essere complessivamente subsonico, per effetto della viscosità del gas.

All'aumentare del rapporto di pressione, il numero di celle d'urto diminuisce fino a quando il nucleo centrale è completamente dominato dalla prima cella e, di conseguenza, non si ha la formazione di ulteriori strutture (Fig.3.21).

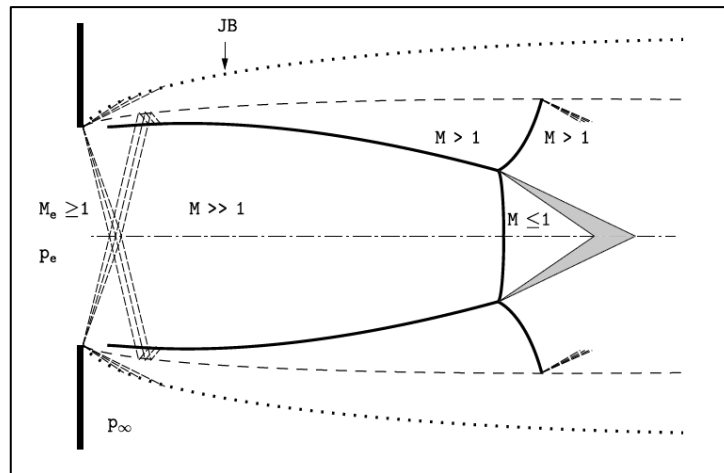


Fig.3.21 - Struttura di un getto estremamente sottoespanso [24].

La presenza della “barrel shock” è in grado di influenzare il grado di miscelazione del combustibile gassoso con l’aria comburente e, con esso, il processo di combustione e la quantità di emissioni allo scarico.

## 3.2 - Tecniche di indagine ottica e numerica per lo studio di spray di combustibile

### 3.2.1 – Premessa

Le tecniche di indagine ottica sono tecniche non invasive, che non influenzano il flusso di un fluido, quindi non modificano il processo investigato. Indipendentemente dalla tipologia, ogni tecnica ottica si basa sull’acquisizione di immagini generate dall’interazione fra un fascio di luce proveniente da una sorgente luminosa e lo spray, iniettato mediante un opportuno sistema di iniezione. Pertanto, per allestire un setup di indagine sperimentale, sono necessari una serie di elementi fondamentali, come quelli mostrati in Fig.3.22.



Fig.3.22 - Workflow per l'allestimento di un apparato sperimentale per la caratterizzazione di uno spray.

1. **Sistema di iniezione:** l'obiettivo dell'iniettore è quello di introdurre il fluido di lavoro all'interno della camera di combustione e favorire il miscelamento con l'aria comburente. Per far ciò, il fluido viene forzato attraverso piccole sezioni di efflusso ad elevata pressione. Gli iniettori utilizzati nei MCI possono essere classificati in funzione della geometria dell'ugello attraverso cui il combustibile viene introdotto in camera di combustione ("nozzle"). A seconda della geometria del nozzle, varia notevolmente la morfologia del getto. Si distinguono:

- **Iniettori a fori aperti**, tipicamente con sollevamento dello spillo verso l'interno (inwardly opening in Fig.3.23), a loro volta classificabili in:
  - Iniettori monoforo: la morfologia dello spray è caratterizzata da una forma a cono solido, la cui punta è rivolta verso l'ugello dell'iniettore;
  - Iniettori multiforo: la morfologia dello spray è caratterizzata da tanti getti a forma di cono solido ("plumes") quanti sono i fori; nel caso in cui un combustibile liquido sia in condizione di flash-boiling, i diversi plumes interagiscono fra loro fino ad unirsi, collassando in un unico getto;

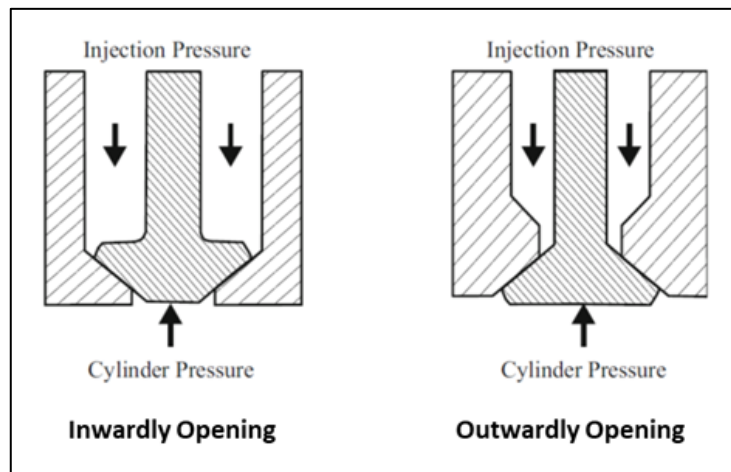


Fig.3.23 - Classificazione di iniettori in base alla direzione di sollevamento dello spillo [25].

Consentono una grande flessibilità nella formazione dello spray, in quanto è possibile orientare il getto in qualunque direzione; tuttavia presenta limiti legati al grado di polverizzazione ottenibile.

- **Iniettori a pernetto**, con scorrimento dello spillo verso il basso (outwardly opening in Fig.3.23): la sezione di passaggio del combustibile ha la forma di una corona circolare. Ne consegue che la morfologia del getto assume la forma di un cono internamente vuoto (spesso tali iniettori sono detti "hollow-cone"). La morfologia complessiva è strettamente legata alla forma del pernetto e, in generale, consentono una maggiore polverizzazione del combustibile rispetto ai precedenti, a parità di pressione di iniezione.
- **Sistema di alimentazione del combustibile:** il sistema di alimentazione del combustibile dipende, principalmente, dallo stato fisico del fluido da iniettare, liquido o gassoso. Per i *combustibili liquidi* generalmente si utilizzano surrogati di benzina e gasolio (e.g. isotano e n-eptano rispettivamente), monocomponenti, specialmente perché, nel caso di un'eventuale caratterizzazione numerica del getto



è più facile la modellazione di un fluido monocomponente. Per evitare fluttuazioni di pressione tra un'iniezione e la successiva, il combustibile viene solitamente pressurizzato all'interno di un volume di accumulo, in maniera del tutto analoga a quanto accade nei motori common-rail. Il fluido all'interno di tale contenitore può essere, inoltre, riscaldato mediante apposito sistema, in maniera tale da poter condurre prove anche alle temperature tipiche delle applicazioni motoristiche. Infine, deve sempre essere previsto un sistema di pressurizzazione del fluido che dal serbatoio di stoccaggio lo convogli nel rail. È, pertanto, necessaria una pompa che consenta di raggiungere le desiderate pressioni di iniezione del combustibile. Si possono adottare diverse tipologie di pompe, fra cui le più comuni sono pompe pneumatiche (a membrana, azionate da aria compressa) o rotative (tipiche pompe utilizzate nei diesel common rail).

Anche nel caso di *combustibili gassosi* si utilizzano surrogati, con caratteristiche analoghe a quelle del multicomponente. Ad esempio, nel caso del gas naturale si utilizza metano con un certo grado di purezza. Il metano è reso commercialmente disponibile all'interno di serbatoi (bombole) ad una pressione, tipicamente, di 200 bar; non è necessario, quindi, un sistema di pressurizzazione in quanto può essere sfruttato il delta di pressione bombola-ambiente di iniezione. Tuttavia, sarà comunque necessario un sistema di regolazione della pressione per il raggiungimento del valore di setpoint. Si utilizzano regolatori di pressione (tipicamente a doppio stadio), mentre la lettura del valore della pressione è affidata ad appositi trasduttori.

- **Ambiente di iniezione:** per caratterizzare uno spray per applicazioni motoristiche è opportuno che questo venga iniettato in un ambiente confinato, all'interno del quale sia possibile variare la temperatura e la pressione in maniera tale da replicare le condizioni tipiche all'interno del cilindro di un motore reale. Tale ambiente può essere:
  - *Motore otticamente accessibile:* si tratta tipicamente di motori monocilindro, che si distinguono a seconda del numero e della tipologia di accessi ottici, dipendenti, a loro volta, dal fenomeno fisico da investigare. L'accesso ottico può essere ricavato dal basso attraverso il pistone (pistone di Bowditch). Si tratta di un pistone prolungato in maniera tale da permettere l'inserimento di uno specchio a 45° che permette di visualizzare l'interno del cilindro, per mezzo di una finestra trasparente situata sulla testa del pistone. L'accesso ottico può anche essere ricavato lateralmente tramite l'impiego di un cilindro trasparente: le finestre trasparenti sono solitamente poste nella parete del cilindro fra la testata ed il basamento, consentendo di visualizzare i fenomeni che avvengono tra le pareti del cilindro e la parte superiore del pistone; questa tipologia di accesso ottico è comunemente impiegata in tandem con i pistoni di Bowditch, in maniera tale da garantire una certa flessibilità nella scelta della tecnica ottica da impiegare (più direzioni di visualizzazione).  
Il limite maggiore dei motori otticamente accessibili è rappresentato dal tempo ridotto di operatività del motore; infatti, la presenza di residui di combustibile sugli accessi ottici può determinare un'attenuazione dei segnali luminosi, quindi ad errori di misura.

- *Camera a volume costante otticamente accessibile*: condizioni simil-motoristiche possono essere ottenute all'interno di camere quiescenti, per mezzo dell'introduzione di gas a temperatura e pressione variabile. Il vantaggio di un tale sistema risiede nella possibilità di avere a disposizione accessi ottici di dimensioni sensibilmente maggiori rispetto ai motori otticamente accessibili. A seconda delle condizioni operative che occorre simulare, le finestre ottiche possono essere realizzate in diversi materiali: da materiali plastici, adatti per ambienti in cui non è necessario avere temperature e pressioni elevate, a vetri ottici, tipicamente al quarzo o all'ossido di alluminio (ad esempio nel caso dell'analisi dei processi di combustione).
- **Sistema di diagnostica ottica**: le tecniche di indagine ottica sono tutte basate sull'interazione fra lo spray ed un fascio luminoso. Il principale elemento di un sistema di diagnostica ottica è, pertanto, la *sorgente luminosa* utilizzata per illuminare la sezione di test. In particolare, è possibile distinguere:
  - Sorgenti di luce non coerenti: si tratta, praticamente, di lampade elettriche per le quali la radiazione luminosa emessa ha una struttura caotica sia nello spazio (luce emessa in ogni direzione) sia nel tempo (frequenze differenti). Tipicamente, tali sorgenti sono utilizzate nei metodi ottici di visualizzazione diretta (shadowgraph/schlieren, interferometria, ...);
  - Sorgenti di luce coerenti: si tratta di sorgenti laser per cui la radiazione luminosa emessa ha una struttura ben delineata sia nello spazio (grande direzionalità) sia nel tempo (stessa frequenza della radiazione). La parola «laser» è l'acronimo di «amplificazione della luce mediante emissione stimolata della radiazione». Sebbene sia disponibile un'ampia varietà di laser, ognuno di essi deve avere almeno i seguenti tre elementi: un materiale laser in grado di emettere la radiazione luminosa, una sorgente di pompaggio, che eccita il materiale laser ed un risonatore ottico, cioè una cavità con pareti riflettenti (specchi) che concentra la radiazione e consente la fuoriuscita del raggio.

Altro componente essenziale del sistema di diagnostica ottica è il dispositivo deputato all'acquisizione delle immagini, oggi principalmente rappresentato da *telecamere*. Le principali caratteristiche di una fotocamera sono:

- Lunghezza focale dell'obiettivo: rappresenta la distanza fra il centro ottico dell'obiettivo ed il piano della messa a fuoco (cioè il sensore CMOS o CCD); si misura in millimetri e da essa dipende l'angolo di campo: maggiore è la lunghezza focale (teleobiettivi), minore è l'angolo di campo; minore è la lunghezza focale (obiettivi grandangolari), maggiore è l'angolo di campo. Lunghezze focali intorno ai 50 mm (obiettivi standard) presentano un angolo di campo simile a quello dell'occhio umano.
- Tempo di esposizione (“shutter speed”): rappresenta il tempo durante il quale l'otturatore della telecamera rimane aperto per consentire al fascio luminoso di raggiungere il sensore; permette di regolare la quantità di luce dei fotogrammi.
- Risoluzione temporale (“frame rate”): indica il numero di fotogrammi per secondo acquisiti dalla telecamera;

- Risoluzione spaziale: in un'immagine digitale, rappresenta il numero di pixel contenuti immagine (pixel orizzontali \*pixel verticali).

Soprattutto per i sistemi di imaging, è essenziale che le telecamere siano in grado di garantire elevata risoluzione spazio-temporale. Frame rate e risoluzione spaziale sono fra di essi correlati: all'aumentare della risoluzione temporale, diminuisce il numero di pixels dell'immagine.

L'elemento fondamentale di una camera è rappresentato dall'elemento fotosensibile, vale a dire il sensore fotografico: si tratta di un dispositivo elettronico che, una volta colpito dai raggi luminosi provenienti dall'obiettivo, raccoglie ed elabora tutte le informazioni relative alla luce incidente, trasformandole in un segnale elettrico. I sensori impiegati nelle moderne telecamere sono sensori a stato solido, vale a dire circuiti integrati costituiti da una piastra di silicio organizzata in una matrice di elementi fotosensibili (pixels). Tali elementi sono dei condensatori di silicio, capaci di accumulare le cariche elettriche generate dalla radiazione incidente per effetto fotoelettrico. Quando i fotoni della radiazione luminosa incidente raggiungono gli elementi in silicio del sensore vengono rilasciati elettroni che vengono raccolti dai singoli pixels. Ciascun pixel, che è in grado di visualizzare un unico colore, ha una capacità massima di elettroni che può raccogliere; in base alla quantità di elettroni raccolti si determina il colore del pixel stesso. Un pixel che ha raccolto la massima quantità di elettroni ammissibile apparirà bianco; un pixel che non contiene elettroni è nero. Per le situazioni intermedie, si hanno valori tonali in scala di grigio. Nei sensori CCD la carica elettrica di ciascun pixel viene trasferita lungo una serie di nodi di uscita prima di essere convertita in voltaggio ed inviata come segnale elettrico analogico al di fuori del chip. Nei sensori CMOS ciascun pixel è dotato di un suo convertitore carica elettrica/voltaggio: l'output elettrico dal sensore è, in tal caso, un segnale digitale.

- Ciascuna tecnica ottica richiede, infine, componenti hardware e software deputata a svolgere una serie di funzioni. In particolare, occorre prevedere:
  - Strumentazione per la misurazione di parametri di interesse: per realizzare le condizioni necessarie per condurre le prove sperimentali, può essere necessario disporre di sensori per la lettura dei parametri termodinamici di interesse, quali termocoppie e trasduttori di pressione. Inoltre, può risultare necessaria anche la lettura dei segnali elettrici di comando e di sincronizzazione;
  - Strumentazione per il comando dell'iniezione, cioè i dispositivi necessari per comandare correttamente l'iniettore, in funzione del tempo di iniezione previsto. L'iniettore è comandato per mezzo di una centralina elettronica (fornita direttamente dal costruttore o programmata ad-hoc per lo specifico dispositivo). Il sistema di iniezione deve, inoltre, essere sincronizzato con il sistema di acquisizione e ciò richiede ulteriori componenti hardware (ad esempio un generatore di impulsi);
  - Software per la visualizzazione ed il processamento di dati ed immagini: una volta acquisiti, i risultati sperimentali devono essere opportunamente visualizzati ed, eventualmente, elaborati, al fine di poter ricavare le informazioni di interesse.

### 3.2.2 – Tecniche schlieren e shadowgraph

Le tecniche di diagnostica schlieren e shadowgraph consentono la visualizzazione delle disomogeneità ottiche di mezzi trasparenti, altrimenti invisibili all'occhio umano.

Entrambi i metodi di visualizzazione sono sensibili alle variazioni dell'indice di rifrazione di un fascio luminoso che viaggia attraverso un mezzo eterogeneo. Per questo motivo, sono ampiamente utilizzate per la visualizzazione diretta di spray di combustibile per i quali la variazione dell'indice di rifrazione è dovuta al gradiente di densità tra il combustibile iniettato ed il gas contenuto nell'ambiente in cui avviene l'iniezione.

Il fenomeno alla base delle tecniche schlieren e shadowgraph è la rifrazione della luce che attraversa un mezzo non omogeneo. I raggi luminosi viaggiano nello spazio, o in mezzi trasparenti, secondo delle linee rette (Fig.3.24(a)), a meno che la loro direzione non sia deviata da qualche ostacolo, quale ad esempio una discontinuità geometrica (Fig.3.24(b) e Fig.3.24(c)) o un gradiente di densità, che provocano una variazione dell'indice di rifrazione:

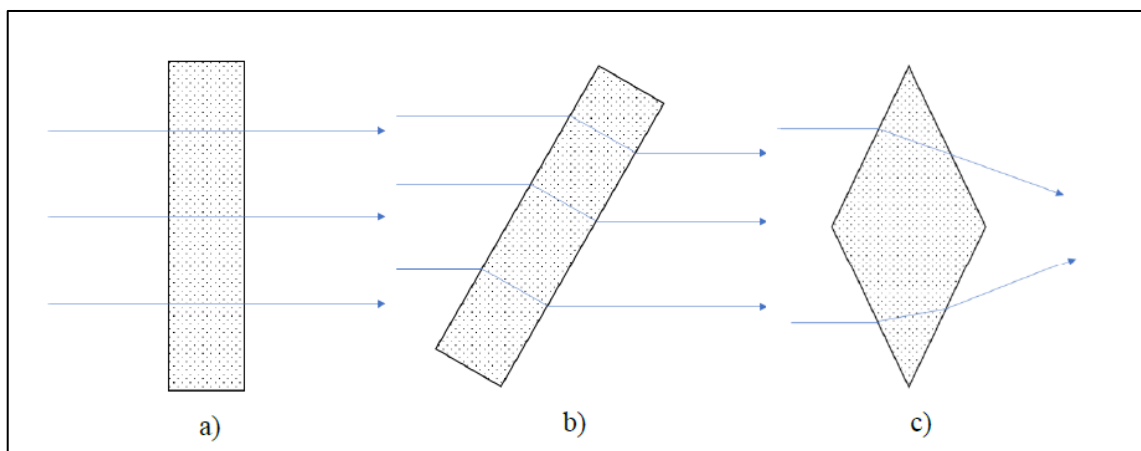


Fig.3.24 - Variazione dell'indice di rifrazione di un raggio luminoso che attraversa un mezzo.

Se i raggi luminosi attraversano ad angolo retto un mezzo di densità uniforme con interfacce di ingresso e uscita fra di loro parallele, il fascio potrà rallentare o accelerare, a seconda della densità del mezzo, ma manterrà inalterata la propria direzione. All'uscita dal mezzo, i raggi tornano alla loro velocità di partenza. Se il raggio passa attraverso lo stesso oggetto, orientato secondo un certo angolo, la sua direzione viene alterata all'interfaccia di ingresso per poi tornare a quella originale una volta oltrepassata l'interfaccia di uscita. Se il mezzo non presenta lati paralleli, il raggio cambia direzione all'interfaccia di ingresso e non riassumerà più la direzione di partenza all'interfaccia di uscita. Lo stesso accade nel caso in cui il raggio luminoso attraversi due mezzi con densità differenti.

Per determinare l'entità della deviazione subita da un raggio luminoso, ci si può avvalere di una trattazione di natura puramente geometrica. L'indice di rifrazione attraverso un mezzo è definito come il rapporto fra la velocità della luce nel vuoto,  $c_0$  ( $3 \cdot 10^8$  m/s) e la velocità della luce attraverso il mezzo stesso,  $c$ :

$$n = \frac{c_0}{c} \quad (3.19)$$

Inoltre, l'indice di rifrazione può essere correlato alla densità attraverso la correlazione di Glaston-Dale, che afferma che considerando un raggio luminoso che attraversa un fluido con densità nota  $\rho$ , l'indice di rifrazione del raggio,  $n$ , è dato da:

$$n = 1 + k\rho \quad (3.20)$$

con  $k$  costante di Glaston-Dale.

Un raggio luminoso si propaga sempre in direzione perpendicolare al fronte d'onda, che a sua volta è una curva con un certo raggio di curvatura. Per valutare la deflessione subita dalla luce quando attraversa un mezzo non omogeneo, si consideri un fascio di luce parallelo che viaggia lungo la direzione  $z$  indicata in Fig.3.25, attraverso un mezzo il cui indice di rifrazione varia in direzione  $y$ :

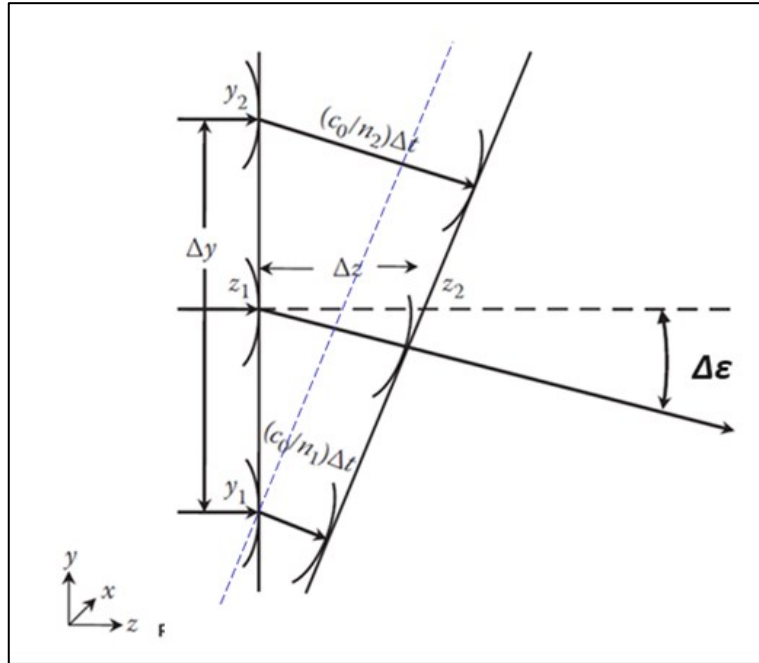


Fig.3.25 – Schema di deviazione di un raggio luminoso nell'attraversamento di un mezzo non omogeneo [26].

Si consideri un raggio di tale fascio che all'istante di tempo  $t$ , si trova nella posizione  $z_1$ ; all'istante  $t + \Delta t$ , il raggio ha percorso la distanza  $\Delta z$ . Durante l'intervallo di tempo  $\Delta t$  il fascio di luce, viaggiando attraverso il mezzo disomogeneo con velocità  $c = \frac{c_0}{n}$ , avrà, inoltre, ruotato di un angolo  $\Delta \epsilon$ . Considerando una deflessione infinitesima, la distanza percorsa può essere espressa come:

$$\Delta z = \frac{c_0}{n} \Delta t \quad (3.21)$$

Osservando la Fig.3.25, da semplici considerazioni geometriche, l'angolo di deflessione sarà, pertanto, dato da:

$$\Delta \epsilon = \frac{\left(\frac{c_0}{n_2} - \frac{c_0}{n_1}\right)}{\Delta y} \Delta t \quad (3.22)$$

Combinando le ultime due equazioni e semplificando  $c_0$ , si ottiene:

$$\Delta \epsilon = \frac{n}{n_1 n_2} \frac{n_1 - n_2}{\Delta y} \Delta z \quad (3.23)$$

Per  $\Delta y$  che tende a zero, si può approssimare  $\frac{n}{n_1 n_2}$  con  $\frac{1}{n}$  e scrivere:

$$\frac{d\varepsilon}{dz} = \frac{1}{n} \frac{n_1 - n_2}{\Delta y} = \frac{1}{n} \frac{dn}{dy} \quad (3.24)$$

Dato che si sta considerando una deflessione infinitesima, l'angolo  $d\varepsilon$  può essere approssimato con la pendenza  $\frac{dy}{dz}$  e pertanto si può scrivere:

$$\frac{d^2y}{dz^2} = \frac{1}{n} \frac{dn}{dy} \quad (3.25)$$

Se il gradiente dell'indice di rifrazione si ha anche nella direzione  $x$  vale una relazione analoga:

$$\frac{d^2x}{dz^2} = \frac{1}{n} \frac{dn}{dx} \quad (3.26)$$

Per un piccolo angolo di deflessione, le due equazioni sono valide per l'intera estensione in  $z$  dell'oggetto schlieren,  $L$ . Integrando le due equazioni su  $L$ , si ottiene in definitiva:

$$\varepsilon_x = \frac{L}{n_0} \frac{\partial n}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{L}{n_0} \frac{\partial n}{\partial y} \quad (3.27)$$

Le equazioni (3.27), che legano la deflessione alla variazione dell'indice di rifrazione, evidenziando come i raggi luminosi siano sempre deviati verso la regione con indice di rifrazione maggiore (che per un gas significa la regione a densità maggiore). La principale differenza fra schlieren e shadowgraph risiede nel fatto che la prima visualizza l'angolo di deflessione, mentre la seconda lo spostamento dei raggi che deriva dalla deflessione stessa.

Per comprendere appieno il principio di funzionamento delle due tecniche, si consideri lo schema in Fig.3.26:

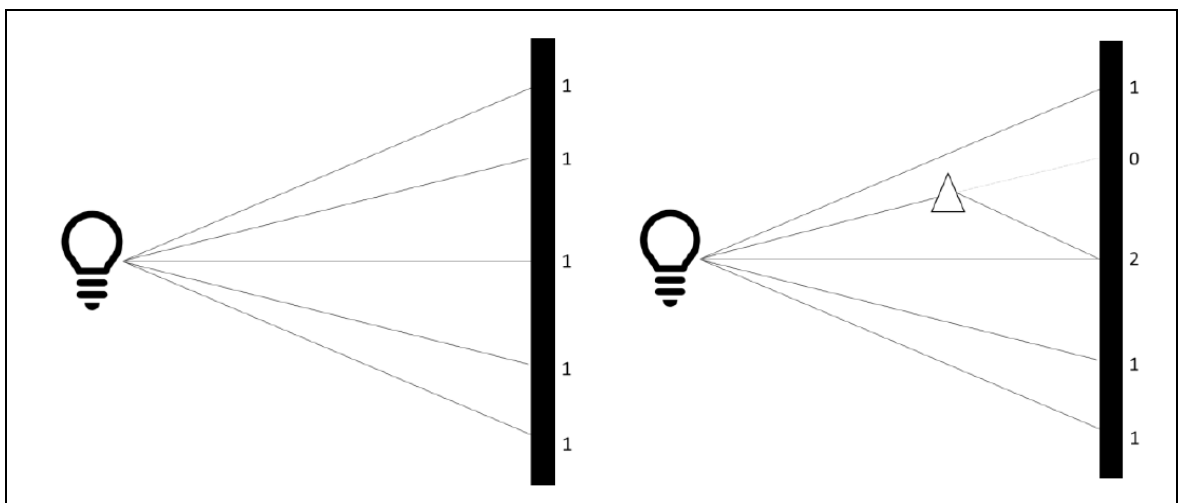


Fig.3.26 – Schema del principio base di funzionamento delle tecniche schlieren e shadowgraph.

Una sorgente luminosa non coerente, quale una comune lampadina, emana luce in ogni direzione. Quando il fascio incide su uno schermo, se non sono presenti ostacoli o altri mezzi interposti fra lampadina e schermo, quest'ultimo risulterà uniformemente illuminato. In altre parole, è come se in ciascun punto dello schermo arrivasse un unico raggio luminoso; a ciascun punto è possibile associare un'unità di energia luminosa. Con riferimento ai cinque

raggi in Fig.3.26, il livello energetico complessivo sarebbe pari a 5 (unitario per ogni punto nell'immagine di sinistra). Se si modificasse la direzione di uno di questi raggi luminosi attraverso l'interposizione di un oggetto (come nell'immagine di destra), varierebbe la distribuzione di energia, ma non il livello energetico complessivo, ancora pari a 5. Il raggio, ad esempio, non arriverebbe più in un dato punto (in cui l'illuminazione diventerebbe quindi pari a zero), mentre potrebbe, ad esempio, incidere in un punto già precedentemente raggiunto dal fascio: tale area apparirebbe doppiamente illuminata rispetto alle altre. Sullo schermo, dunque, apparirebbe una zona scura che altro non è che l'ombra dell'oggetto interposto.

Estendendo il discorso al caso di un fluido, si consideri l'esempio in Fig.3.27 in cui una sorgente di luce puntiforme illumina una regione di prova in cui è presente un gradiente di densità, associato ad uno spray di combustibile iniettato nell'aria ambiente.

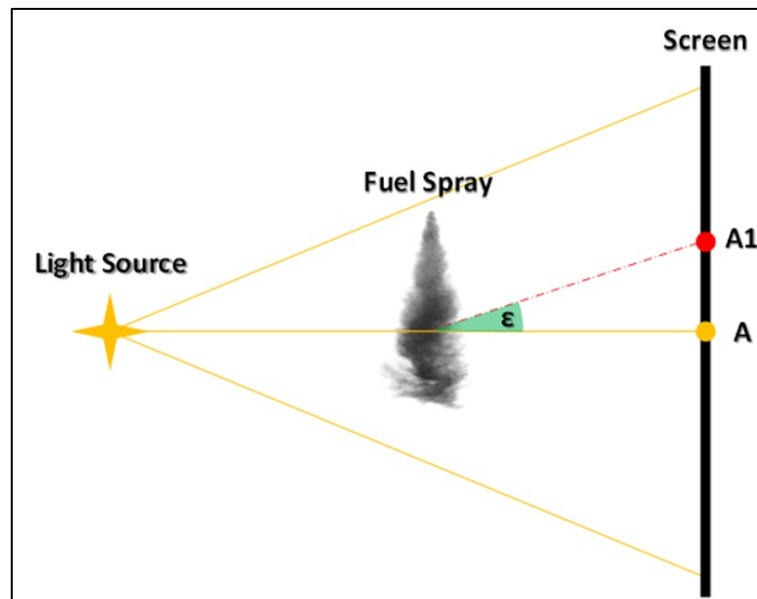


Fig.3.27 - Principio base di funzionamento della tecnica shadowgraph – Caso di uno spray di combustibile

Il raggio di luce generico che attraversa questa regione viene deviato dell'angolo  $\epsilon$  rispetto al suo percorso originale. Tale raggio raggiungerà, pertanto, un nuovo punto, A1, su uno schermo posto a valle dell'area di prova. I punti A e A1 sullo schermo sono rispettivamente più scuri e più luminosi di quanto sarebbero se la discontinuità non fosse presente.

Ovviamente, quanto più i gradienti di densità sono intensi tanto più il raggio luminoso verrà deviato. Inoltre, il raggio potrà essere deviato verso l'alto, come in figura, o verso il basso, a seconda della direzione del gradiente dell'indice di rifrazione. Quanto descritto è alla base della tecnica ottica shadowgraph.

La tecnica schlieren si differenzia per il fatto che, anziché lasciare che i raggi deflessi arrivino indisturbati sullo schermo, in qualche modo vengono intercettati. Una semplice configurazione schlieren può essere ottenuta introducendo, nel precedente schema, due lenti ed una lametta ("knife edge"), considerando ancora una sorgente di luce puntiforme, come in Fig.3.28. La sorgente di luce si trova ora nel punto focale di una prima lente di collimazione, che genera un fascio di luce parallelo. I raggi luminosi paralleli attraversano l'oggetto di prova e vengono deviati a causa della variazione dell'indice di rifrazione. I raggi devianti raggiungono una seconda lente de-collimatrice che forma un'immagine invertita dell'oggetto di prova sullo schermo. Per visualizzare l'immagine schlieren, è necessario posizionare la lametta nel punto focale della seconda lente. In questo modo, tutti i raggi devianti verso l'alto illuminano un punto sullo schermo, mentre i raggi devianti verso il basso intercettano il bordo della lametta ed il punto corrispondente dell'oggetto di prova sullo

schermo apparirà più scuro. La lametta è disposta ad una certa distanza verticale dal punto focale. In assenza del mezzo interposto, lo schermo comparirebbe uniformemente illuminato (tanto più scuro quanti più raggi intercetta la lametta), ma comunque in gradazione di grigi.

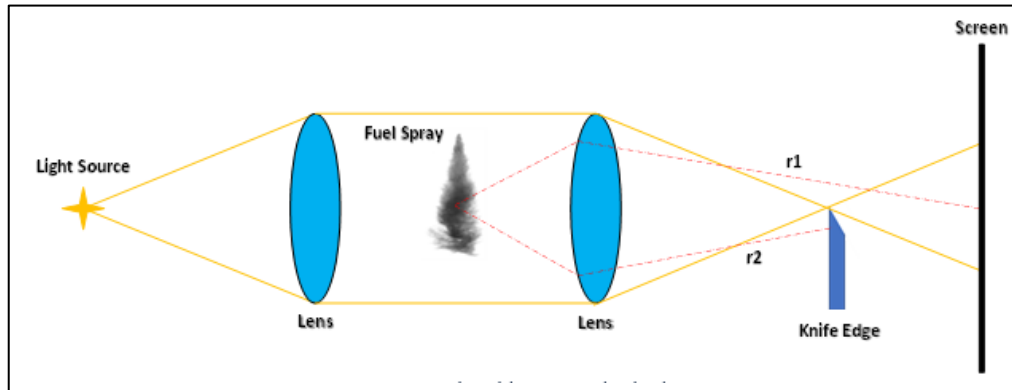


Fig.3.28 - Principio base di funzionamento della tecnica shadowgraph – Caso di uno spray di combustibile.

La configurazione schlieren mostrata nella precedente diapositiva è semplice da configurare ma richiede lenti di altissima qualità e non può essere utilizzata nel caso in cui sia necessario un ampio campo visivo, che richiederebbe l'impiego di lenti di grandi dimensioni. L'utilizzo di specchi concavi al posto delle lenti consente di ottenere vantaggi in termini di costo, campo visivo e spazio complessivo richiesto. D'altra parte, gli specchi sono più difficili da allineare e, in alcune configurazioni, possono verificarsi distorsioni del campo ottico (ad esempio astigmatismo). Per ovviare a tali distorsioni, una configurazione molto utilizzata a livello sperimentale è quella a "Z", introdotta per la prima volta da Herschel.

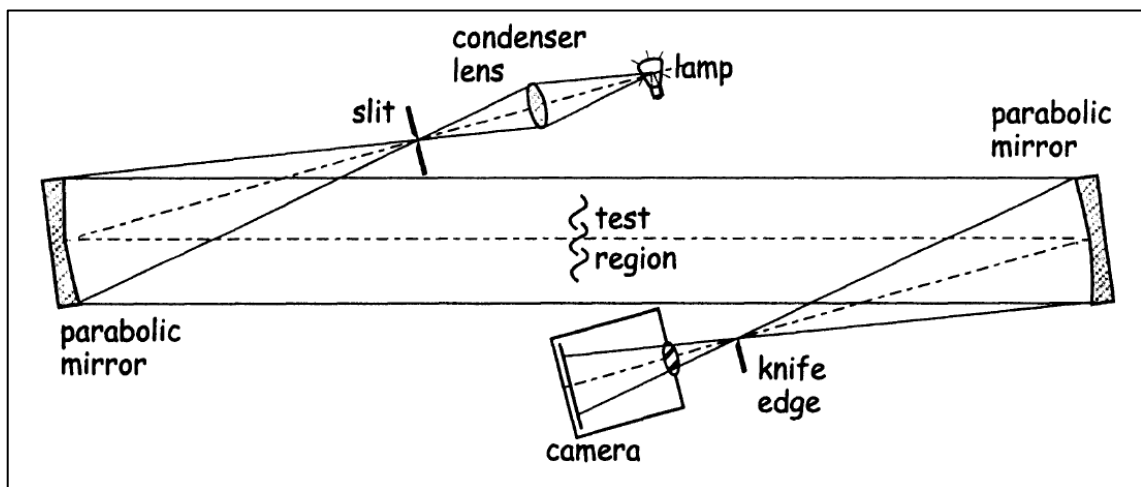


Fig.3.29 – Configurazione "z-type" schlieren [27]

I principali vantaggi di questa configurazione risiedono nel minor spazio richiesto per la disposizione dell'ottica e nella possibilità di eliminare le distorsioni utilizzando due specchi parabolici identici, inclinati ad angoli uguali ma in direzione opposta rispetto all'asse ottico.

Le tecniche schlieren e shadowgraph sono ampiamente utilizzate per la visualizzazione di getti di combustibili sia liquidi che gassosi. In particolare, sebbene non consentano di distinguere le fasi liquida e gassosa, permettono la visualizzazione, con elevata risoluzione temporale, della morfologia del getto, a partire dalla quale è possibile misurare grandezze macroscopiche quali la penetrazione assiale e l'angolo di apertura dello spray.



### 3.2.3 – Tecnica di imaging basata sullo scattering alla Mie

Il termine «light scattering» (letteralmente dispersione o diffusione della luce) si riferisce a tutti i processi fisici che coinvolgono l'interazione tra luce e materia. Si tratta dell'effetto combinato di tre fenomeni ottici:

- *Riflessione*: fenomeno per cui un'onda, quando colpisce l'interfaccia fra due mezzi diversi cambia direzione riflettendo parte della sua componente luminosa;
- *Rifrazione*: fenomeno per cui un'onda viene deviata passando da un mezzo ad un altro, variando direzione e velocità di propagazione;
- *Diffrazione*: fenomeno per cui un'onda, dopo aver incontrato un ostacolo lungo il suo cammino, devia il proprio percorso.

Una radiazione luminosa (cioè un'onda elettromagnetica) che colpisce un insieme di particelle (molecole, atomi, ...) viene attenuata sia per effetto dell'assorbimento sia per la parziale deviazione (scattering, per l'appunto) in tutte le direzioni, ad opera delle particelle stesse. Oltre ad una variazione di intensità, la radiazione luminosa subirà, pertanto, una variazione della direzione di propagazione e, a seconda del processo di diffusione, potrebbe variare anche la sua frequenza (quindi di lunghezza d'onda), come illustrato in Fig.3.30 [28]:

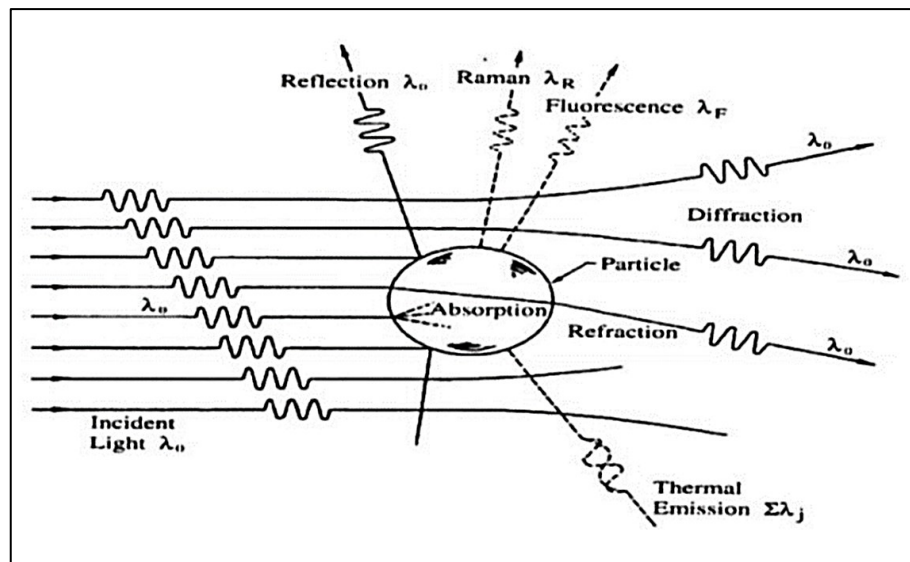


Fig.3.30 – Scatter di una radiazione luminosa incidente su una particella [28].

La valutazione della radiazione dispersa consente di ottenere informazioni riguardo il mezzo che ha provocato la variazione stessa.

Le proprietà ottiche di un mezzo sono caratterizzate dall'indice di rifrazione  $n$ , fintanto che tale parametro risulta uniforme, la luce attraversa il mezzo senza subire deflessione. Ogni volta che ci sono variazioni discrete nell'indice di rifrazione a causa della presenza di particelle o a causa della presenza di variazioni di densità del mezzo in esame, parte della radiazione sarà dispersa in ogni direzione.

La maggior parte della luce osservata raggiunge l'occhio umano in maniera indiretta. Guardando un albero, una casa o un qualsiasi oggetto si osserva la luce del sole che viene riflessa diffusamente: guardando una nuvola o il cielo, in particolare, si osserva la luce del sole che viene diffusa dalle molecole che compongono l'atmosfera. Il fatto che il cielo appaia di colore blu durante il giorno è proprio dovuto al fenomeno dello scattering: le molecole presenti nell'atmosfera terrestre diffondono la radiazione solare (luce bianca) in tutte le direzioni. Secondo la teoria della diffusione alla Rayleigh, quando le particelle investite dalla radiazione hanno dimensione molto più piccola della lunghezza d'onda della radiazione

incidente, la luce viene diffusa in maniera isotropa, vale a dire con la stessa intensità in tutte le direzioni. Tale intensità è proporzionale alla quarta potenza della frequenza (inverso della lunghezza d'onda) della radiazione, vale a dire che le frequenze maggiori sono diffuse molto più efficientemente. Dato che la frequenza della luce blu è maggiore di quella rossa, la luce blu viene diffusa in maniera molto maggiore ed il cielo appare di colore blu. Lo scattering spesso è accompagnato dall'assorbimento. Una foglia di un albero appare verde perché essa diffonde la luce verde maggiormente rispetto alla luce rossa. La luce rossa incidente sulla foglia è assorbita, questo significa che la sua energia è convertita in qualche altra forma.

Sia lo scattering sia l'assorbimento rimuovono energia da una radiazione elettromagnetica che attraversa un mezzo, cioè il raggio viene attenuato. Questa attenuazione è chiamata estinzione e si osserva quando si osserva direttamente una sorgente luminosa. In sintesi, la dispersione della luce può essere, dunque, considerata come il reindirizzamento della luce che avviene quando un'onda elettromagnetica (cioè un raggio di luce incidente) incontra un ostacolo o una non omogeneità, nel caso specifico una particella di combustibile. In particolare, la diffusione di onde elettromagnetiche è dovuta all'interazione fra l'onda incidente e la struttura atomica della particella su cui essa incide. Inoltre, affinché si verifichi il fenomeno dello scattering è necessaria una differenza fra l'indice di rifrazione della particella e quello del mezzo in cui l'onda si propaga.

La radiazione elettromagnetica che attraversa la materia può interagire sia con il suo vettore campo elettrico che con il suo vettore campo magnetico. Il processo di scattering è basato sulla variazione delle proprietà elettriche e magnetiche in prossimità del corpo responsabile dello scattering stesso (ossia della particella su cui la radiazione elettromagnetica incide). Il campo elettrico della radiazione incidente determina l'oscillazione degli elettroni della particella attraversata, come schematicamente illustrato in Fig.3.31. si originano, pertanto, dei dipoli oscillanti che producono a loro volta onde elettromagnetiche che vengono irradiate in tutte le direzioni nell'angolo solido centrato sulla particella [29].

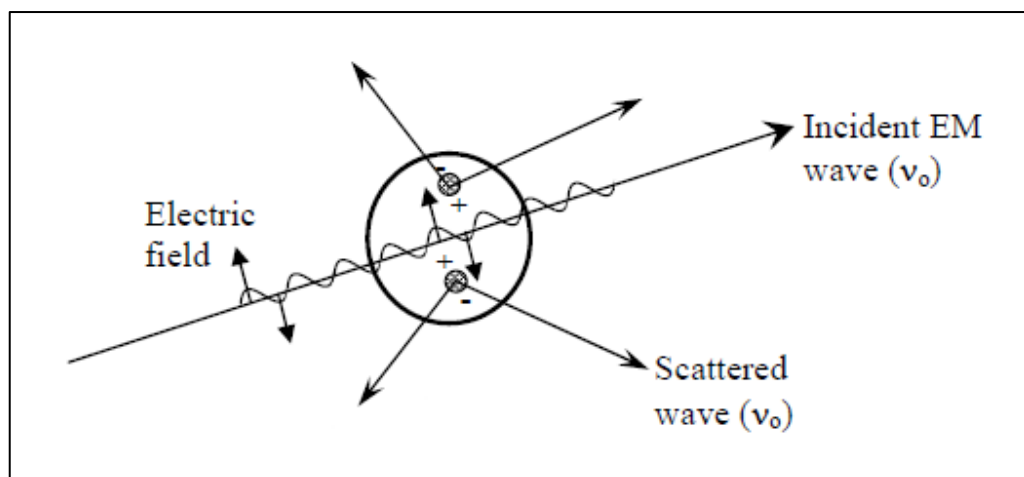


Fig.3.31 - Momento di dipolo indotto provocato dall'interazione radiazione luminosa/particella [29].

È possibile distinguere due tipologie di scattering:

- **Scattering elastico:** l'interazione fra la radiazione luminosa ed il mezzo non comporta variazioni di frequenza. La radiazione incidente e quella diffusa hanno pertanto la stessa lunghezza d'onda (scattering alla Rayleigh e alla Mie);
- **Scattering anelastico:** l'interazione fra la radiazione luminosa ed il mezzo comporta variazioni di frequenza (scattering alla Raman).

Esiste una terza possibilità, vale a dire scattering quasi-elastico: in tal caso, la lunghezza d'onda (frequenza) della luce diffusa è leggermente spostata per effetto Doppler (massa in movimento).

Il fenomeno dello scattering si basa sulla risoluzione delle equazioni dei campi elettromagnetici di Maxwell, con appropriate condizioni al contorno. Formalmente, lo scattering della luce può essere trattato mediante due approcci teorici:

1. **Teoria dello scattering di Rayleigh:** applicabile solo a particelle di piccole dimensioni, di forma sferica e non assorbenti;
2. **Teoria dello scattering di Mie:** si tratta di una soluzione rigorosa e generalizzata delle equazioni che consente di prevedere l'intensità della radiazione diffusa, senza limiti sulle dimensioni delle particelle. Si basa sulle seguenti ipotesi:
  - Le particelle presentano forma sferica;
  - Le particelle sono omogenee;
  - La luce è diffusa da una singola particella e la radiazione «scatterata» non incontra nessun'altra particella (scattering indipendente).

La teoria di Mie, quindi, può essere utilizzata per descrivere la maggior parte dei sistemi di scattering di particelle sferiche, incluso lo scattering di Rayleigh. Tuttavia, la teoria dello scattering di Rayleigh è generalmente preferita se applicabile, a causa della complessità della formulazione dello scattering di Mie.

I parametri che governano i fenomeni di diffusione ed assorbimento sono:

- diametro della particella colpita,  $a$ , e lunghezza d'onda della radiazione incidente,  $\lambda$ , che vengono correlati fra di loro a definire la grandezza adimensionale  $\alpha$  (rapporto fra la circonferenza della particella e la lunghezza d'onda della luce):

$$\alpha = \frac{2\pi a}{\lambda} \quad (3.28)$$

- proprietà ottiche della particella rispetto al mezzo circostante, espressa in termini di *indice di rifrazione complesso*,  $m$  :

$$m = n + ik \quad (3.29)$$

dove, sia la parte reale (componente non-assorbente, pari al rapporto fra la velocità della luce nel vuoto e quella nel mezzo) che complessa (componente assorbente) sono funzione della lunghezza d'onda della radiazione incidente.

Ricapitolando, quando un raggio di luce colpisce una particella le cariche elettriche nella particella vengono eccitate in un movimento oscillatorio. Le cariche elettriche eccitate irradiano energia in tutte le direzioni (scattering) e possono convertire una parte della radiazione incidente in energia termica (assorbimento). La radiazione elettromagnetica trasporta energia e la quantità di energia che attraversa una sezione ortogonale alla direzione di propagazione nell'unità di tempo e per unità di area [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] è definita intensità. Si consideri un singolo raggio di luce incidente su una singola particella sferica ed il sistema di coordinate sferiche in Fig.3.32.

La direzione di scattering è la direzione della radiazione che viene diffusa dalla particella ed è caratterizzata dall'angolo  $\theta$  che esso forma con la direzione di propagazione della luce incidente e dall'angolo azimutale  $\varphi$ . L'intensità della radiazione diffusa può essere calcolata in funzione degli angoli verticali e orizzontali di scatter: detta  $I_0$  l'intensità della radiazione incidente ed  $I$  l'intensità della luce dispersa, in un punto a grande distanza  $r$  dalla particella (osservatore lontano) e, definito  $k = 2\pi/\lambda$  numero d'onda, si ha:

$$I = \frac{I_0}{k^2 r^2} F(\theta, \varphi) \quad (3.30)$$

dove  $F(\theta, \varphi)$  è una funzione adimensionale della direzione di scatter e dipende dalla direzione della particella rispetto all'onda incidente e dallo stato di polarizzazione della stessa.

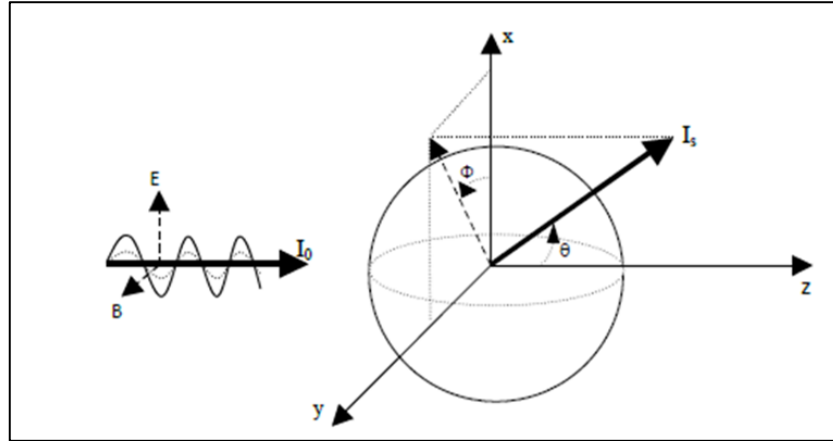


Fig.3.32 - Definizione dei parametri di scattering [30].

La polarizzazione è una proprietà che si applica alle onde trasversali che specifica l'orientamento geometrico delle oscillazioni. In un'onda trasversale, la direzione dell'oscillazione è perpendicolare alla direzione del moto dell'onda. Le onde trasversali che presentano polarizzazione includono le onde elettromagnetiche come onde luminose e radio, onde gravitazionali e onde sonore trasversali (onde di taglio) nei solidi. Un'onda elettromagnetica come la luce è costituita da un campo elettrico oscillante accoppiato ad un campo magnetico, sempre perpendicolari fra loro; per convenzione, la "polarizzazione" delle onde elettromagnetiche si riferisce alla direzione del campo elettrico. Nella polarizzazione lineare, i campi oscillano in una sola direzione.

I valori relativi di  $I$  o di  $F$  possono essere rappresentati graficamente su un diagramma polare come funzione di  $\theta$ , in un piano fissato passante per la direzione della luce incidente. Tale diagramma è chiamato diagramma di scattering della particella.

L'energia diffusa in tutte le direzioni deve essere pari all'energia dell'onda incidente che cade nell'area di scattering,  $C_{sca}$ :

$$I_0 C_{sca} = \int I r^2 d\omega \quad (3.31)$$

Con  $d\omega = \sin \theta d\theta d\varphi$ , l'elemento infinitesimo di angolo solido e l'integrale calcolato lungo tutte le direzioni. Sostituendo l'equazione (3.30) in (3.31), si può ricavare l'area di scattering:

$$C_{sca} = \frac{1}{k^2} \int_0^\pi \int_0^{2\pi} F(\theta, \varphi) \sin \theta d\theta d\varphi \quad (3.32)$$

Ma l'energia può anche essere assorbita dalla particella. In maniera analoga, l'energia assorbita all'interno della particella può essere definita eguagliando l'energia incidente sull'area di assorbimento  $C_{abs}$ .

L'energia totale rimossa dal fascio di luce originale può essere definita eguagliando l'energia incidente sull'area di estinzione  $C_{ext}$ , mediante la legge di conservazione dell'energia:

$$C_{ext} = C_{sca} + C_{abs} \quad (3.33)$$

dove, le quantità  $C_{ext}$ ,  $C_{sca}$  e  $C_{abs}$  sono le sezioni trasversali della particella per l'estinzione, per lo scattering, e l'assorbimento, rispettivamente. Tali quantità presentano le unità di misura di un'area. L'area trasversale di estinzione rappresenta, pertanto, la perdita di energia della radiazione incidente, a seguito sia dello scatter che dell'assorbimento. Generalmente, le tre aree sono funzione dell'orientazione della particella e dello stato di polarizzazione della luce incidente. Le particelle che non assorbono i fotoni incidenti presentano  $C_{ext} = C_{sca}$  ed il fenomeno dell'estinzione è completamente causato dallo scattering.

Il compito delle teorie di Rayleigh e di Mie è, pertanto, quello di fornire delle correlazioni per il calcolo delle sezioni trasversali:

- Per  $\alpha \ll 1$ , ossia se il diametro delle particelle è molto più piccolo della lunghezza d'onda della radiazione incidente, si parla di scattering di Rayleigh e l'intensità della luce diffusa è inversamente proporzionale alla quarta potenza della lunghezza d'onda,  $\lambda$ . All'aumentare della lunghezza d'onda della radiazione incidente, diminuisce drasticamente l'intensità della luce diffusa. La radiazione diffusa presenta una distribuzione pressoché uniforme (intensità uniforme) attorno alla particella (tipico nell'interazione fra la luce visibile, che ha una lunghezza d'onda intorno ai 500 nanometri, e le molecole di gas che compongono l'atmosfera, dai diametri dell'ordine dei decimi di nanometro), (Fig.3.33(a));
- All'aumentare del diametro delle particelle ed in generale per qualsiasi valore di  $\alpha$ , l'intensità della luce diffusa risulta maggiore nella direzione della radiazione incidente: si parla in tal caso di scattering di Mie (Fig.3.33(b)). In tal caso, la sezione trasversale di scatter è espressa mediante una sommatoria di un'infinita serie di termini, piuttosto che mediante una semplice correlazione matematica (come accadeva per lo scattering di Rayleigh). Nello scattering alla Mie, l'intensità complessiva aumenta all'aumentare del diametro delle particelle.

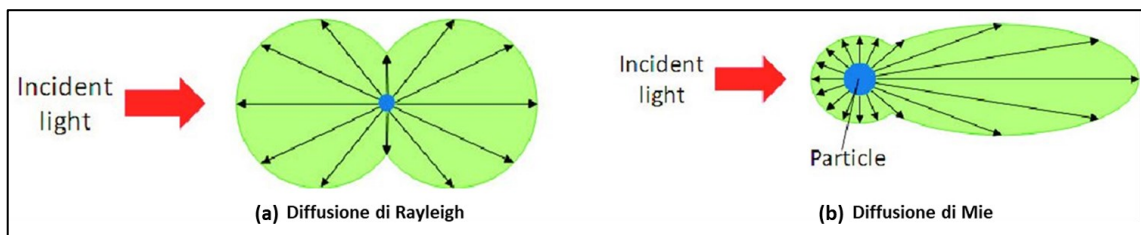


Fig.3.33 – Distribuzione della luce diffusa a seguito dello scatter. (a) Diffusione di Rayleigh. (b) Diffusione di Mie [31].

I diversi modelli di scattering descritti non rappresentano tipi diversi di interazione, ma solo modelli matematici basati su assunzioni diverse che descrivono lo stesso fenomeno fisico.

Il principio fisico del Mie-scattering può essere sfruttato sia per la visualizzazione diretta della struttura di uno spray, sia per tecniche di indagine quantitativa che impiegano sorgenti laser, quali la «Laser Doppler Velocimetry» e «Particle Image Velocimetry».

Nell'ambito delle tecniche di imaging per applicazioni motoristiche, il Mie-scattering viene utilizzato per la visualizzazione della sola fase liquida di un getto di combustibile. In particolare, se la lunghezza d'onda della radiazione incidente è prossima ai diametri tipici delle particelle liquide del combustibile, soltanto la parte liquida dello spray avrà un'intensità di diffusione elevata e, pertanto, è possibile visualizzare esclusivamente tale fase (come se il vapore fosse filtrato).

### 3.2.4 – Cenni di modellazione numerica di spray

La fluidodinamica computazionale ha come obiettivo la risoluzione delle equazioni differenziali di conservazione di massa, quantità di moto ed energia (anche dette equazioni di governo di un flusso).

Il flusso degli spray di combustibile è un flusso estremamente turbolento la cui trattazione analitica è alquanto complessa. In particolare, le equazioni di governo sono valide solo se le risoluzioni spaziali e temporali sono abbastanza fini da catturare tutte le scale di turbolenza, con conseguenti costi di calcolo elevatissimi. Per questo motivo, nei modelli CFD si tende a caratterizzare il flusso mediante grandezze medie, di natura statistica, che bene rappresentino l'effetto complessivo della turbolenza sul moto medio del fluido. I metodi numerici sviluppati per rappresentare gli effetti della turbolenza possono essere raggruppati nelle seguenti tre categorie:

1. **RANS** (Reynolds-Averaged Navier-Stokes): l'attenzione è rivolta esclusivamente al flusso medio e, pertanto, agli effetti della turbolenza sulle sue proprietà; in altri termini, il metodo si rivolge esclusivamente ai vortici di larga scala, attraverso una mediazione nel tempo delle equazioni di Navier-Stokes. Tuttavia, nelle equazioni mediate compariranno anche altri termini dovuti alle componenti fluttuanti associate ai fenomeni turbolenti. Questi termini aggiuntivi dovranno essere adeguatamente modellati attraverso opportune relazioni, tra le quali è possibile annoverare il modello  $k-\epsilon$  ed il modello degli sforzi di Reynolds. Il risultato del metodo RANS rappresenta un buon compromesso fra accuratezza dei risultati e costi computazionali.
2. **LES** (Large Eddy Simulation): il metodo filtra nello spazio e nel tempo le equazioni di Navier-Stokes, per mezzo di un filtro passa basso, in modo da considerare soltanto i vortici di dimensione superiore ad un certo valore di soglia, rimuovendo le informazioni dei vortici più piccoli dalla soluzione numerica. Gli effetti dei vortici più piccoli sul flusso medio e sui vortici più grandi devono comunque essere modellati ("sub-grid scale model"). I tempi di calcolo sono maggiori rispetto al modello precedente.
3. **DNS** (*Direct Numerical Simulation*): vengono calcolate esplicitamente tutte le scale di turbolenza, dalle più grandi fino a quella di Kolmogorov. A tale scopo, le equazioni di Navier-Stokes devono essere risolte su celle spaziali di dimensioni confrontabili con quelle dei vortici più piccoli e con un passo temporale in grado di rappresentare le fluttuazioni più rapide. Ne conseguono tempi di calcolo elevatissimi.

Indipendentemente dal modello di turbolenza utilizzato, la risoluzione delle equazioni di governo prevede una discretizzazione nei domini dello spazio e del tempo, in modo tale da ricondurle ad un sistema di equazioni lineari di cui sia possibile calcolare numericamente la soluzione. Il metodo di discretizzazione più utilizzato nei software CFD è il cosiddetto **metodo ai volumi finiti**.

Definita una generica variabile  $\phi$ , tutte le equazioni di conservazione possono essere scritte nella forma:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S_\phi \quad (3.34)$$

in cui  $\rho$  è la densità del fluido ed  $\mathbf{u}$  è il vettore velocità. L'eq. afferma che la velocità di variazione della variabile  $\phi$  dell'elemento fluido (*termine non stazionario*) più il flusso di  $\phi$  attraverso l'elemento (*termine convettivo*) è pari ad un *termine diffusivo* ( $\Gamma$  è il coefficiente di diffusività) più un *termine di sorgente* della data variabile. L'Eq. è detta equazione di trasporto per la generica proprietà  $\phi$  ed è utilizzata come punto di partenza per gli algoritmi dei codici ai volumi finiti. È possibile notare che scegliendo  $\phi$  pari a 1, ad  $\mathbf{u}$  o all'energia interna  $i$  e scegliendo un opportuno valore del coefficiente di diffusività e del termine di sorgente si ottengono le equazioni differenziali di governo.

Ai fini dell'applicazione del metodo ai volumi finiti, l'equazione (3.34) deve essere integrata su un volume di controllo (CV) tridimensionale, come segue:

$$\underbrace{\int_{CV} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV}_1 + \underbrace{\int_{CV} \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) dV}_2 = \underbrace{\int_{CV} \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) dV}_3 + \underbrace{\int_{CV} S_\phi dV}_4 \quad (3.35)$$

I termini convettivo (2) e diffusivo (3) possono essere riscritti applicando il teorema della divergenza di Gauss; per un generico vettore  $\mathbf{a}$ :

$$\int_{CV} \text{div}(\mathbf{a}) dV = \int_A \mathbf{n} \cdot \mathbf{a} dA \quad (3.36)$$

dove  $A$  rappresenta la superficie che racchiude il volume di controllo ed il prodotto  $\mathbf{n} \cdot \mathbf{a}$  è la componente del vettore  $\mathbf{a}$  nella direzione di  $\mathbf{n}$ , ossia la normale all'elemento di superficie  $dA$ . Il termine diffusivo contiene la derivata seconda di  $\phi$  e pertanto l'equazione è un'equazione alle derivate parziali del secondo ordine, per cui è necessario avere un livello di discretizzazione uguale o superiore all'ordine dell'equazione che viene discretizzata.

Da semplici operazioni matematiche si ottiene:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{CV} \rho\phi dV \right) + \int_A \mathbf{n} \cdot (\rho\phi\mathbf{u}) dA = \int_A \mathbf{n} \cdot (\Gamma \text{grad } \phi) dA + \int_{CV} S_\phi dV \quad (3.37)$$

Il primo termine della equazione (3.37) in questo modo assume il significato di variazione nel tempo della proprietà  $\phi$  sull'intero volume di controllo. Integrando nel tempo si ottiene la forma integrale dell'equazione di trasporto per problemi non stazionari:

$$\int_{\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{CV} \rho\phi dV \right) dt + \int_{\Delta t} \int_A \mathbf{n} \cdot (\rho\phi\mathbf{u}) dA dt = \int_{\Delta t} \int_A \mathbf{n} \cdot (\Gamma \text{grad } \phi) dA + \int_{\Delta t} \int_{CV} S_\phi dV \quad (3.38)$$

Tale equazione deve essere risolta all'interno del volume di controllo  $CV$  nell'intorno di un punto  $P$ . Per far ciò occorre passare dall'integrale alla sommatoria dei diversi termini, mediante opportuna discretizzazione. Assumendo il volume di controllo costituito da una

serie di superfici piane, una forma discretizzata accurata di secondo ordine della forma generale del teorema della divergenza di Gauss è:

$$\text{div}(\mathbf{a})CV = \sum_i A_i \cdot \mathbf{a}_{f,i} \quad (3.39)$$

dove  $\mathbf{a}_{f,i}$  è il valore della variabile  $\mathbf{a}$  al centro della faccia e  $A_i$  superficie i-esima. Dato che i valori sono calcolati al centro di ogni cella di calcolo, per risolvere la forma integrale delle equazioni di conservazione la velocità e  $\phi$  devono essere interpolate sulla superficie della cella. Una prima possibilità è, ad esempio, considerare il valore medio di due valori relativi a celle adiacenti:

$$\phi_{i+1/2} = \frac{\phi_i + \phi_{i+1}}{2} \quad e \quad \phi_{i-1/2} = \frac{\phi_{i-1} + \phi_i}{2} \quad (3.40)$$

Un'altra possibilità è utilizzare uno schema "upwind", per il quale si ha:

$$\phi_{i+1/2} = \phi_i \quad e \quad \phi_{i-1/2} = \phi_{i-1} \quad (3.41)$$

Le equazioni di governo devono essere, tuttavia, discretizzate anche rispetto al tempo. La discretizzazione temporale viene eseguita su una forma semi-discretizzata di equazione di trasporto in cui i termini spaziali sono già stati approssimati da un metodo di discretizzazione appropriato, come:

$$\int_{\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{CV} \rho \phi dV \right) dt = CV(\phi_P^n - \phi_P^0) \quad (3.42)$$

dove i pedici  $n$  e  $0$  indicano rispettivamente il nuovo ed il vecchio istante temporale.

Occorre, quindi, approssimare il termine di sinistra, contenente a sua volta tutti i termini spaziali, in quanto non presenta una soluzione esatta. Per far ciò si può ricorrere a diversi metodi di discretizzazione temporale, fra i quali il metodo di Eulero (esplicito o implicito, entrambi del primo ordine), il metodo di Crank-Nicholson (secondo ordine), il metodo delle differenze all'indietro (secondo ordine) ed il metodo di Runge-Kutta (tipicamente del quarto ordine).

Una volta discretizzate nel tempo e nello spazio, le equazioni di governo si presentano come un sistema di equazioni algebriche del tipo:

$$[A][\phi] = [R] \quad (3.43)$$

dove  $[A]$  è una matrice contenenti i coefficienti noti ed  $[R]$  è il vettore dei termini sorgente.

I solutori dei software CFD impiegano tipicamente due algoritmi per risolvere il sistema di equazioni: solutori basati sulla pressione (*pressure based algorithms*) o basati sulla densità (*density based algorithms*). Tipicamente, nel caso di flussi incomprimibili a basso numero di Reynolds si impiegano solutori di tipo **pressure-based** che, solitamente, risolvono le equazioni algebriche in modo segregato, vale a dire in sequenza, cosicché una volta risolta una variabile, le altre variabili vengono trattate come note. Più recentemente, sono stati sviluppati anche metodi pressure-based di tipo accoppiato, in cui il sistema di equazioni viene risolto contemporaneamente sull'intero dominio computazionale, trattando la pressione come incognita e legandola alla velocità, mediante opportuna correlazione. I metodi di accoppiamento pressione-velocità più comuni sono il "Semi-Implicit Method for



Pressure-Linked Equations, (algoritmo SIMPLE), Pressure Implicit with Splitting of Operators (algoritmo PISO) e le loro derivazioni.

In un risolutore **density-based** la pressione è ottenuta da un'equazione di stato e dalla densità (calcolata mediante l'equazione di continuità).

### **Stato dell'arte modellazione numerica flash-boiling**

La simulazione del processo di iniezione di un combustibile prevede la soluzione, oltre alle equazioni fluidodinamiche che governano la fase gassosa, della cosiddetta equazione dello spray che descrive il probabile numero di goccioline nell'unità di volume in funzione di una serie di variabili indipendenti [32].

La soluzione diretta e completa di tale equazione è detta "Continue Droplet Model" (CMD) e prevede un approccio euleriano per entrambe le fasi, liquida e gassosa, richiedendo enormi costi computazionali. Per tale motivo, piuttosto che risolvere direttamente l'equazione dello spray, nei solutori numerici si ricorre a modelli semplificati di tipo "Discrete Droplet Model", in cui le goccioline di spray sono raggruppate in gruppi stocastici di particelle identiche, denominati "droplets", trattate con un approccio di tipo lagrangiano, vale a dire tracciate all'interno del dominio computazionale. Accoppiando i due campi, euleriano per la descrizione della fase gassosa e lagrangiano per quella liquida, è possibile calcolare una soluzione discretizzata dell'equazione dello spray. Tuttavia, per descrivere accuratamente l'interazione che avviene all'interfaccia fra il gas ambiente e la goccia di combustibile, è necessario ricorrere ad ulteriori sotto modelli, quali i modelli di rottura (modelli di break-up della goccia). Per l'analisi del getto all'interno ed in prossimità del nozzle, sono di fondamentale importanza i meccanismi di rottura primaria di getti liquidi che possono essere causati dalla combinazione di tre meccanismi:

1. *Turbolenza all'interno della fase liquida*: guidato dalla caduta di pressione attraverso i fori dell'ugello dell'iniettore, il combustibile liquido viene accelerato all'interno degli stessi. In tal modo si genera un elevato livello di turbolenza all'interno della fase liquida che ha un effetto destabilizzante sul getto una volta che esce dal foro;
2. *Implosione di bolle di cavitazione*: in prossimità di spigoli vivi lungo il percorso del flusso all'interno dell'ugello, ad es. all'ingresso del foro dell'ugello, le linee di flusso si contraggono in modo tale che la sezione effettiva del flusso si riduce ("vena contratta") e la sua velocità aumenta ulteriormente. Per la legge di Bernoulli ciò provoca una riduzione della pressione statica, che può diminuire fino alla tensione di vapore del combustibile. Si generano in tal modo bolle di cavitazione all'interno dell'ugello che, una volta fuoriuscite in camera di combustione, implodono e contribuiscono alla disintegrazione dello spray.
3. *Forze aerodinamiche*: la velocità relativa tra il getto di liquido e il gas ambiente si traduce in forze aerodinamiche agenti sulla superficie della goccia di liquido che provocano disturbi e perturbazioni (instabilità di Kelvin-Helmholtz) che possono portare alla rottura del nucleo di liquido.

A seconda dei parametri di iniezione come la velocità relativa tra liquido e gas, le densità del liquido e del gas, la viscosità del liquido e la tensione superficiale, il contributo relativo al break-up dello spray di ciascuno dei tre meccanismi varia. Tuttavia, l'azione delle forze aerodinamiche con conseguente formazione di disturbi sulla superficie della goccia è il meccanismo dominante di rottura dei getti. La teoria alla base di questo meccanismo di rottura è stata ampiamente studiata da Reitz [33], che ha formulato il modello di break-up noto come **modello di Kelvin-Helmholtz** (o di wave-breakup), ampiamente utilizzato sia

nei modelli di rottura primari che secondari. L'analisi parte da un getto di liquido cilindrico di raggio  $a$  che attraversa un orifizio circolare e fuoriesce all'interno di un ambiente gassoso stazionario incompressibile, come mostrato in Fig.3.34:

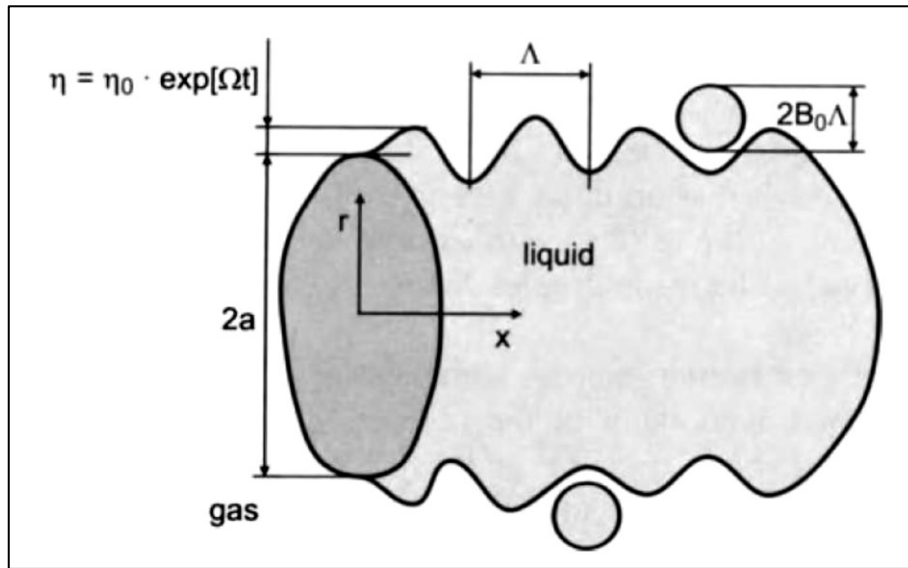


Fig.3.34 - Rappresentazione schematica del modello di Kelvin-Helmholtz con crescita delle perturbazioni sulla superficie del getto [33].

La superficie del liquido è soggetta ad un numero di perturbazioni infinitesimali caratterizzate da un'ampiezza iniziale di  $\eta_0$  ed uno spettro di lunghezze d'onda  $\lambda$ . Tali perturbazioni aumentano esponenzialmente all'aumentare delle interazioni liquido-gas, fino a portare alla rottura del getto.

Reitz ha successivamente applicato il modello a getti di combustibile ad elevata pressione assumendo che, durante l'intera durata del processo di iniezione, vengano continuamente aggiunte grosse gocce (i cosiddetti "blob") dal diametro paragonabile alla dimensione del foro dell'ugello alla fase gassosa [34].

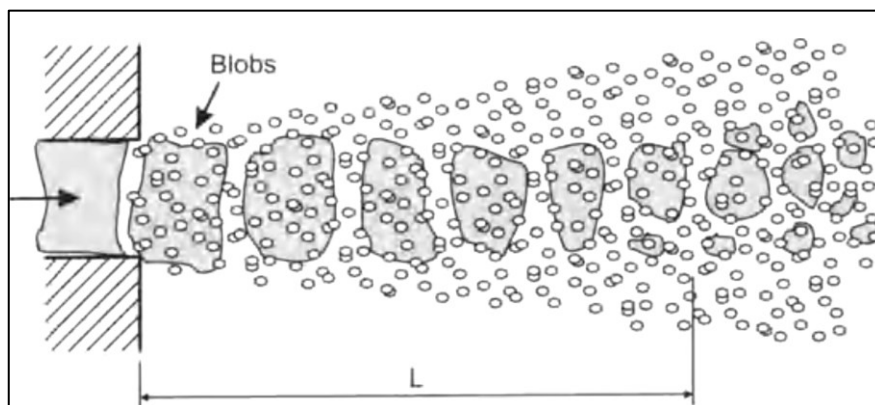


Fig.3.35 - Rappresentazione schematica del modello di iniezione di "blob" [34].

Nel modello (noto come "**Blob injection model**") la frequenza con cui nuove bolle vengono aggiunte nell'ambiente è correlata alla velocità di iniezione del combustibile in maniera lineare, assumendo una densità costante del combustibile liquido e bolle idealmente di forma sferica. Subito dopo l'iniezione, le instabilità di Kelvin-Helmholtz descritte dal modello ondulatorio iniziano a crescere sulla superficie del blob, in modo tale che piccole goccioline secondarie vengono "tagliate via" dalla superficie della bolla.

Il modello di blob può essere combinato con il **modello di Rayleigh-Taylor** per stimare la rottura delle bolle in goccioline di più piccole dimensioni, quindi per descrivere anche il meccanismo di break-up secondario. Il modello di Rayleigh-Taylor descrive le instabilità che si sviluppano su un'interfaccia liquido-gas soggetta a forti accelerazioni normali dirette in direzione opposta rispetto alla fase gassosa.

Un altro modello utilizzato per il break-up secondario è il cosiddetto **modello di Reitz-Diwakar**, che introduce due meccanismi di rottura secondaria, vale a dire di tipo “bag” e di tipo “stripping”, schematicamente illustrati in Fig.3.36.

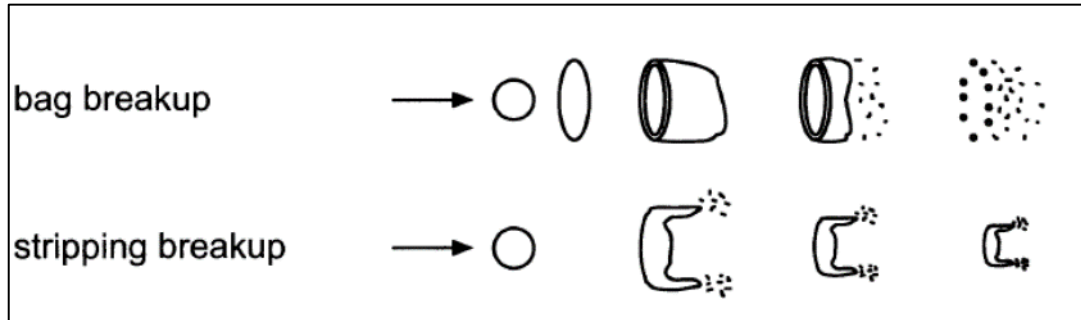


Fig.3.36 - Meccanismi di bag e stripping secondary breakup.

Nello “stripping breakup” il liquido viene letteralmente strappato dalla superficie della gocciolina; nel caso di “bag breakup” è l’azione di un campo di pressione non uniforme che porta alla rottura, con formazione di goccioline a forma di sacchetto. Il modello definisce un criterio di breakup che ogni volta che viene soddisfatto porta ad assumere che la goccia originaria (“parent droplet”) si disintegri in un numero di goccioline secondarie di pari dimensione (“child droplets”).

Un ultimo metodo è quello basato sull’analogia di Taylor (e perciò denominato **Taylor Analogy Breakup model – TAB**), per cui la distorsione della goccia è descritta come un’oscillazione monodimensionale, simile a quella di un sistema molla-massa-smorzatore, in cui la viscosità del liquido agisce da smorzatore e la tensione superficiale da forza di ripristino.

La modellazione numerica di uno spray in condizioni di flash-boiling richiede l’utilizzo e la calibrazione di specifici sottomodelli di spray in cui, per inizializzare la velocità delle goccioline iniettate nello schema lagrangiano che descrive la fase liquida, il valore dell’angolo del singolo getto (di seguito “plume”) rappresenta un parametro di input da inserire manualmente. Nella maggior parte dei casi, questo valore è misurato mediante indagini sperimentali. I modelli di breakup convenzionali, quali il modello di Kelvin Helmholtz–Rayleigh Taylor (KH-RT) o quello di Reitz–Diwakar (RD), non sono pienamente in grado di riprodurre le diverse condizioni di flash-boiling senza intervenire modificando manualmente specifiche costanti e, in particolare, regolando il valore dell’angolo del plume. In letteratura sono presenti numerosi studi mirati a caratterizzare l’evoluzione di uno spray in condizioni di flash-boiling.

Migliaccio et al. [35] hanno condotto una serie di indagini sperimentali su un iniettore multi-hole per misurare la penetrazione del liquido e del vapore e per registrare l’evoluzione di uno spray in condizioni di flash-boiling. Sulla base di questi dati è stato validato un modello numerico sviluppato con codice OpenFOAM. Il modello di atomizzazione adottato è quello di Hugh-Gosman (HG), mentre per il breakup secondario è stato scelto il modello di Reitz-Diwakar (RD), assumendo un plume con angle di 35°. La velocità di evaporazione da flash-boiling è stata calcolata mediante la correlazione Adachi. Il codice ha mostrato una buona capacità di riprodurre le penetrazioni di liquido e vapore e di catturare il collasso dello spray. Tuttavia, il modello numerico tende a sovrastimare l’intensità del collasso, con lo

spray che assume una morfologia “ad ombrello”. Ciò è stato attribuito principalmente al valore dell'angolo di cono iniziale e alla dimensione e posizione delle goccioline derivanti dai parametri di rottura secondari.

Tao et al. [36] hanno recentemente proposto una correlazione, funzione del rapporto di pressione e delle proprietà del combustibile, per predire automaticamente l'angolo di cono del plume per l'inizializzazione di uno spray in condizioni di flash-boiling all'uscita dell'ugello di un iniettore multiforo. Il codice CFD è stato implementato in ANSYS Forte e il modello di rottura KH-RT è stato modificato per tenere conto dell'atomizzazione delle goccioline all'uscita dell'ugello in condizioni di flash-boiling. Il modello è stato convalidato rispetto a diversi dati sperimentali di diversi iniettori, mostrando una buona capacità di catturare la morfologia globale dello spray e le interazioni dei plumes, in un'ampia gamma di condizioni di flash-boiling.

Un altro approccio per modellare la dinamica dello spray in condizioni di flash-boiling, è il cosiddetto metodo ELSA (Eulerian-Lagrangian Spray Atomisation). Esso consiste in una descrizione puramente euleriana del flusso multifase all'interno dell'ugello che fornisce le condizioni al contorno per la successiva simulazione Lagrangiana-Euleriana dello spray a valle della sezione di uscita dei fori [37], [38].

Ad esempio, Mohan et al. [37] hanno utilizzato un approccio ELSA per riprodurre numericamente il processo di iniezione di uno spray multi-hole in condizioni di flash-boiling e non. Le simulazioni sono state eseguite con il software CONVERGE. Per il framework euleriano, è stato utilizzato un approccio di tipo VOF (“Volume Of Fluid”) capace di simulare il flusso bi-fase all'interno dell'ugello, considerando anche il movimento transitorio dello spillo dell'iniettore. I parametri calcolati, come la velocità di iniezione, la massa iniettata per foro, il discharge coefficient e l'angolo del plume, sono stati utilizzati come input per la successiva simulazione dello spray lagrangiano. Per quest'ultima, è stato adottato un modello di turbolenza RANS k- $\epsilon$ , mentre per il breakup primario e secondario sono stati scelti rispettivamente il modello blob injection ed il modello KH-RT. I risultati numerici della condizione di flash-boiling sono stati confrontati quantitativamente con dati di letteratura in termini di lunghezze di penetrazione e morfologia dello spray, evidenziando la capacità del modello di catturare l'interazione plume-to-plume.

Per la presente attività è stato implementato all'interno della libreria OpenFOAM un innovativo modello di breakup indotto da flash-boiling, mediante un approccio di tipo Euleriano-Lagrangiano che però tiene in conto della crescita delle bolle all'interno delle goccioline nelle condizioni di flash-boiling e la successiva espansione dello spray con conseguente modifica dei vettori di velocità delle gocce.

### **Stato dell'arte modellazione numerica getti sottoespansi**

Un aspetto critico per lo sviluppo di motori CNG-DI è l'accurata conoscenza della portata massica iniettata e gli effetti della pressione di iniezione e delle condizioni termodinamiche all'interno del cilindro sul processo di miscelazione. Come ampiamente discusso, all'aumentare della pressione di iniezione possono insorgere all'uscita dell'iniettore strutture sottoespansive.

Il verificarsi di onde d'urto può influenzare in modo significativo la struttura del flusso gassoso a valle dell'iniettore ed il processo di miscelamento aria/combustibile. A causa delle piccole scale temporali che caratterizzano il processo e della natura dinamica dell'interazione del gas con il flusso d'aria circostante, una misura quantitativa di parametri responsabili del miscelamento aria-combustibile mediante indagini sperimentali è molto complessa. A questo proposito, la fluidodinamica computazionale è un utile strumento diagnostico per studiare getti sottoespansi.

Le simulazioni CFD consentono non solo di ottenere informazioni altrimenti non disponibili con determinate tecniche ottiche sperimentali, ma anche di ridurre i costi associati alle variazioni delle condizioni sperimentali e dei banchi di prova. Negli ultimi anni sono stati condotti diversi studi numerici sui getti sottoespansi.

La metodologia maggiormente adottata dai ricercatori per catturare la struttura del getto e le onde d'urto prevede l'uso di algoritmi basati sia sulla densità (density based) [39]–[41], sia sulla pressione (PISO - Pressure Implicit Split Operator) [25], [32], [42], [43].

Yosri et al. [42] hanno dimostrato come tali algoritmi, assieme a modelli di turbolenza LES, siano ampiamente in grado di catturare le strutture sottoespansive che si generano all'uscita dei fori di iniettori di gas e la posizione e le dimensioni dei dischi di Mach.

Banholzer et al. [44] hanno condotto indagini numeriche sui getti di metano sottoespanso tenendo conto anche dei fenomeni di condensazione che possono verificarsi all'uscita dell'ugello dopo l'espansione di un getto ad altissima pressione; a tale proposito, hanno combinato un risolutore basato sulla pressione con un modello di equilibrio vapore-liquido ed una metodologia di generazione della griglia di calcolo adattiva, ed hanno effettuato diverse simulazioni RANS per studiare l'iniezione di metano a una pressione di 30 MPa in aria a diversi livelli di pressione di iniezione e temperature dell'aria. I risultati delle simulazioni hanno permesso di concludere che una diminuzione della temperatura del combustibile e/o un aumento del rapporto fra la pressione di iniezione e quella dell'aria, porta a una separazione di fase più significativa. I risultati numerici sono stati poi confrontati con misure sperimentali ottenute da immagini schlieren (per la fase vapore) e Mie-scattering (per la fase liquida), dimostrando un ottimo accordo tra i risultati sperimentali e numerici sia in termini di lunghezza che larghezza del disco di Mach.

Hamzehloo et al. [41] hanno recentemente effettuato un confronto tra i risultati dei modelli di turbolenza RANS e LES per la modellazione di getti gassosi. È stato riscontrato che, a parità di risoluzione spaziale, con entrambi i modelli RANS e LES la penetrazione assiale e la velocità di penetrazione risultano simili. Tuttavia, con il modello LES la regione subsonica a valle di ciascun disco di Mach si estende per una lunghezza maggiore rispetto al modello RANS, risultato maggiormente conforme a quanto osservato sperimentalmente.

Deshmukh et al. [25] hanno caratterizzato numericamente un getto di elio iniettato mediante iniettore hollow-cone, in termini di diversi parametri macroscopici, quale la lunghezza di penetrazione assiale e il volume del getto, mediante simulazioni LES e URANS, sia considerando lo spillo dell'iniettore in posizione di massima alzata, sia simulando il suo movimento. I risultati delle simulazioni hanno dimostrato che la legge transitoria di apertura dell'ago influenza fortemente le fasi iniziali della formazione del getto.

Twelmeyer et al. [43] hanno condotto una serie di simulazioni numeriche con modello di turbolenza RANS per lo studio di un iniettore gas multi-foro, concludendo che per alti rapporti di pressione tra l'iniettore e l'ambiente di iniezione, il flusso gassoso può andare in condizioni di bloccaggio anche all'interno dei fori dell'iniettore. Ciò comporta una struttura del getto gassoso assai complessa e asimmetrica all'interno di ciascun ugello, che influisce notevolmente sulla formazione del getto immediatamente a valle dell'uscita dell'ugello.

L'attività numerica condotta nell'ambito del presente lavoro riguarda lo studio di un iniettore multi-foro di derivazione heavy-duty per iniezione ad alta pressione di gas naturale. Il processo di iniezione è stato simulato con un risolutore density-based esplicito e discretizzazione temporale di Runge-Kutta del quarto ordine e lo schema di divisione del flusso centrale di Kurganov. Per rappresentare correttamente l'interazione aria-combustibile, sono stati adottati un modello di turbolenza LES, un modello di trasporto multi-specie e sono state considerate proprietà termofisiche variabili. Una volta validato il modello sulla base dell'attività sperimentale, questo è stato utilizzato per uno studio approfondito del flusso di gas all'interno dell'iniettore ed in prossimità dei fori.

## 3.3 - Caratterizzazione di getti di combustibili gassosi ad alta pressione

### 3.3.1 – Metodo di indagine

L'attività riguarda la caratterizzazione completa in diverse condizioni operative di uno spray iniettato mediante un iniettore prototipale per applicazioni in motori heavy-duty ad iniezione diretta di gas naturale. In primo luogo, è stata visualizzata l'evoluzione dello spray all'interno di una camera quiescente a volume costante, mediante la tecnica ottica schlieren.

Si è, quindi, proceduto alla misurazione delle grandezze macroscopiche del getto che sono state successivamente utilizzate per impostare e convalidare un modello numerico CFD. Una volta verificata la validità dell'approccio numerico scelto, è stata analizzata, esclusivamente dal punto di vista numerico, un'ulteriore geometria dell'ugello.

L'iniettore è un prototipo appositamente progettato per applicazioni heavy-duty (elevata massa di gas iniettata a colpo), di tipo “inwardly-opening” multi-fore e con pressione massima di iniezione di 5.0 MPa (Fig.3.37(a)).

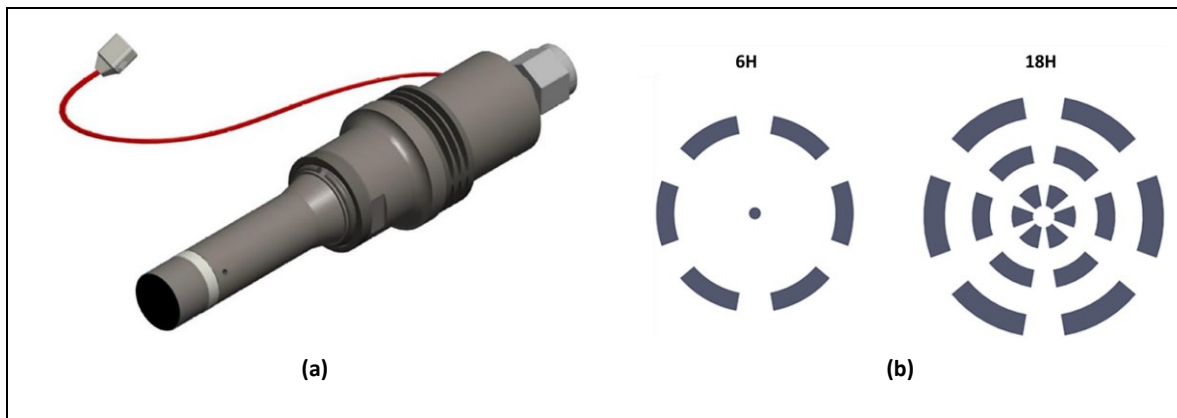


Fig.3.37 – Disegni CAD di particolari dell'iniettore. (a) Modello CAD della geometria esterna dell'iniettore. (b) Ricostruzione CAD delle geometrie delle sezioni di efflusso delle due testine intercambiabili.

Il dispositivo dispone di sei testine intercambiabili, ognuna caratterizzata da diverse geometrie degli ugelli. Tra di esse sono state studiate le seguenti tipologie (Fig.3.37(b)):

1. Tipologia **6H** – testina con sei fori di cui un foro centrale e sei fori a forma di asola radialmente equidistanti.
2. Tipologia **18H**: caratterizzato da diciotto raggiera equidistanziati che confluiscono ad altezze diverse in un unico condotto verticale.

Non essendo disponibili dati affidabili sulle misure delle sezioni di efflusso, per la misura interna e la ricostruzione CAD necessaria per la modellazione numerica, sono state analizzate entrambe le testine mediante tomografia a raggi X. Questa tecnica ottica è ampiamente utilizzata per la caratterizzazione della geometria interna degli iniettori [45], [46] ed il dispositivo utilizzato è RX Solutions EasyTom S-150, con dimensione minima di voxel di 5  $\mu\text{m}$ .

La Tab.3.1 mostra la matrice delle condizioni sperimentali e numeriche investigate.

Tutte le prove sperimentali sono state condotte con una durata elettrica di iniezione di 8 ms e, per garantire la ripetibilità delle misure acquisite, per ciascuna condizione investigata sono stati ripetuti 5 eventi di iniezione.

Per la tipologia 6H sono state effettuate misure di lunghezza di penetrazione, le quali sono state poi utilizzate per la validazione del modello numerico, che ha permesso la misura di parametri non misurabili mediante le immagini acquisite con la tecnica schlieren.

La tipologia 18H è stata, invece, investigata esclusivamente da un punto di vista numerico.

	Tipologia 6H		Tipologia 18H
	Sperimentale	Numerico	Solo Numerico
Pressione di Iniezione [MPa]	1.0–3.0–5.0	5.0	5.0
Pressione Ambiente [MPa]	0.05–0.1–0.5–1.0	0.05-0.1	0.1
Temperatura Ambiente [K]	293.15		
Durata iniezione [ms]	8.0		

Tab.3.1 - Matrice delle condizioni sperimentali e numeriche.

### 3.3.2 – Descrizione del setup sperimentale

Il banco di prova per l'attività di caratterizzazione sperimentale del getto gassoso è stato allestito ex-novo nel Laboratorio Spray di STEMS. L'iniezione è stata effettuata all'interno di una **camera quiescente a volume costante** (di seguito CVCC) con una capacità volumetrica di circa 4.5 litri, resa otticamente accessibile per mezzo di tre finestre al quarzo di 80 millimetri di diametro, fissate su appositi alloggiamenti tramite collegamento bullonato. All'interno della camera è possibile controllare i valori della pressione e della temperatura, in modo tale da poter riprodurre le condizioni termodinamiche tipiche del processo di iniezione all'interno di un cilindro (condizioni simil-motoristiche). In particolare, nella camera è possibile:

- variare la temperatura (fino a circa 700K), per mezzo di resistenze elettriche poste all'interno della struttura della camera. La camera è, inoltre, rivestita internamente di materiale refrattario per diminuire le dispersioni di calore all'esterno e garantire uniformità di temperatura. Una termocoppia di tipo J inserita all'interno della camera consente la lettura della temperatura.
- variare la pressione, aumentandola tramite l'immissione di azoto pressurizzato e diminuendola mediante una pompa di vuoto.

Nella parte superiore della camera è previsto un ulteriore alloggiamento per poter collocare una boccia porta-iniettore, posizionata in maniera tale che l'asse dello spray si sviluppi in senso radiale verso il centro della camera.

Il **sistema di alimentazione del gas** è costituito da una bombola di metano (grado di purezza 99.5% e pressione iniziale di 20 MPa) collocata all'esterno in apposita centrale gas, un regolatore di pressione a singolo stadio (*Harrys Speciality Gas – HPI600C*) con massima pressione di ingresso e uscita rispettivamente di 30 e 10 MPa, e un trasduttore di pressione (0 – 6 MPa gauge pressure, *Judo Midas - 401001*) installato appena prima dell'iniettore per garantire una corretta misura della pressione di iniezione.

Il processo di iniezione è guidato da una centralina elettronica (Programmable Electronic Control Unit – PECU) realizzata ad hoc presso l'Istituto, tramite la quale è possibile, inoltre, variare i parametri di iniezione, fra cui la sua durata e frequenza. La PECU consente, infine, la sincronizzazione tra l'evento di iniezione e la catena di acquisizione, tramite segnale transistor-transistor (TTL), proveniente da un apposito generatore di impulsi. Il segnale elettrico di iniezione è di tipo peak-&-hold, con durata di 8 ms (Fig.3.38).

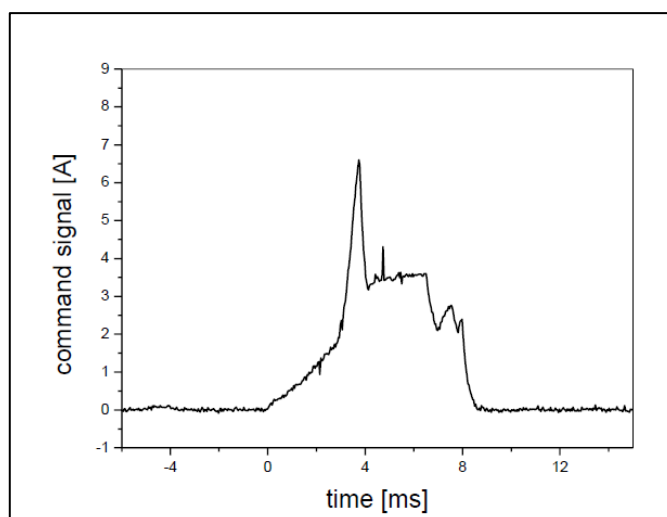


Fig.3.38 - Profilo di corrente di eccitazione della bobina dell'iniettore.

La corrente aumenta fino a raggiungere un valore di picco di 6.6 A in circa 3,7 ms, per poi diminuire consecutivamente a due valori di mantenimento: un primo valore di 3.5 A fino a circa 7 ms ed un secondo di 2.5 A fino alla fine della durata di iniezione.

Le immagini dello spray gassoso sono state acquisite mediante tecnica di indagine ottica schlieren, nella configurazione “z-type”, registrando le immagini dell’evoluzione del combustibile mediante fotocamera CMOS ad alta velocità. La tecnica schlieren, come già ampiamente descritto, è, infatti, sensibile al gradiente di densità lungo il percorso ottico che, a sua volta, determina variazioni dell'indice di rifrazione, risultando particolarmente idonea per visualizzare mezzi trasparenti come il CNG.

Il **sistema di diagnostica ottica ed acquisizione** prevede, pertanto, tutti i dispositivi necessari per la realizzazione del setup ottico (Fig.3.39).

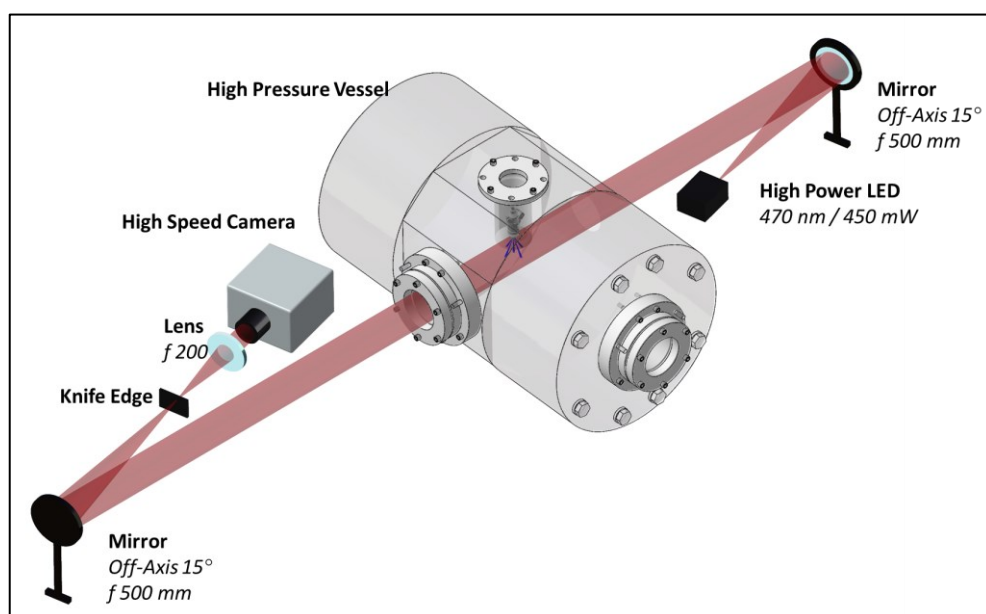


Fig.3.39 - Setup ottico della tecnica schlieren nella configurazione z-type.

Una lampada LED ad elevata potenza (Omicron LEDMOD V2) emette una radiazione luminosa, centrata nel visibile, con lunghezza d’onda di 455 nm. Il fascio luminoso emesso viene collimato attraverso un primo specchio parabolico off-axis, inclinato di 15° rispetto all’asse geometrico della camera quiescente e con distanza focale di 500 mm.



Il fascio collimato attraversa la camera, quindi il getto di combustibile, ed incide su un secondo specchio off-axis, avente le stesse caratteristiche del precedente. In corrispondenza del fuoco del fascio riflesso dal secondo specchio è posto un coltello (knife-edge) montato in posizione orizzontale, ortogonalmente alla direzione di propagazione dello spray, a valle del quale è posta una lente biconvessa (lunghezza focale 200 mm), che trasferisce, infine, le immagini sulla fotocamera.

Il rilevatore è una telecamera CMOS ad alta velocità (Photron FASTCAM SA4), che lavora a una velocità di 18000 fotogrammi al secondo (fps) con una finestra immagine di 448x416 pixel. La telecamera, dotata di un obiettivo focale da 90 mm, opera con una risoluzione spaziale di 5.5 pixel/mm e una risoluzione temporale di 55  $\mu$ s.

Le immagini, acquisite nelle diverse condizioni operative sono state analizzate mediante una procedura di post-processing sviluppata in C#, in modo tale da garantire un contrasto adeguato delle immagini e delineare i contorni dello spray gassoso, consentendo, quindi, la misurazione dei parametri di interesse come la penetrazione del getto. La Fig.3.40 mostra tutte le subroutines dell'algorithm di processamento implementato.

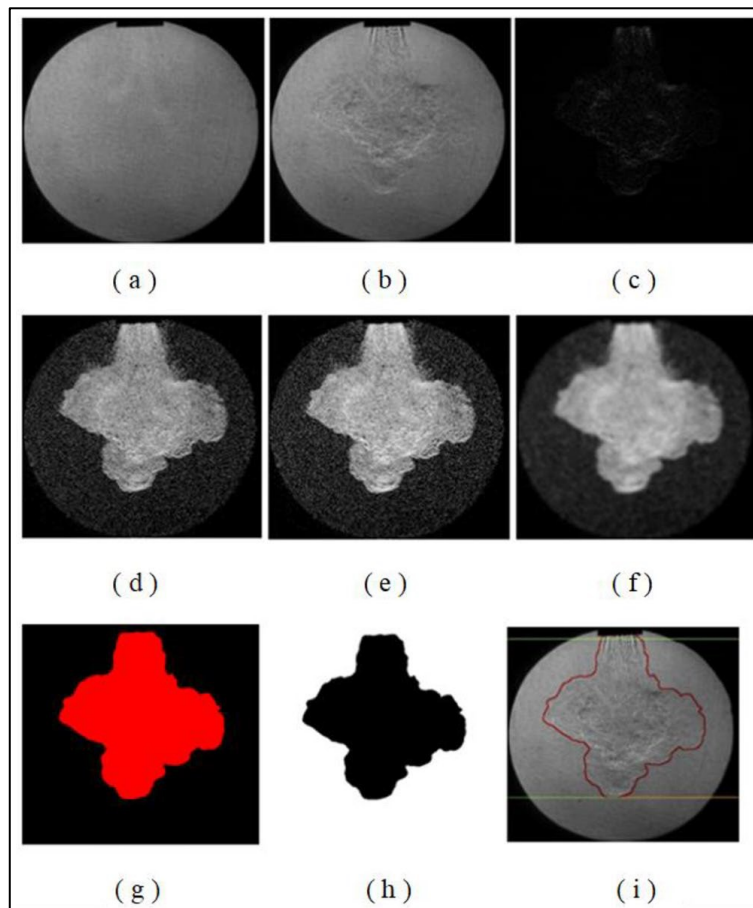


Fig.3.40 - Procedura di processamento delle immagini.

Il processamento inizia con l'estrazione dello sfondo, ottenuto mediante una media di immagini catturate appena prima dell'uscita del combustibile dall'ugello (Fig.3.40(a)). La Fig.3.40(b) mostra lo spray di metano una volta iniettato nella camera. Per ridurre il rumore di sottofondo, è stata, quindi, eseguita la sottrazione dello sfondo dall'immagine dello spray, con il risultato mostrato in Fig.3.40(c). Successivamente, sono stati implementati alcuni filtri in sequenza, con l'obiettivo di migliorare il contrasto dell'immagine:

- *Filtro  $\gamma$*  per migliorare la luminosità;

- *Contrast Stretching* (o normalizzazione) per espandere il range di luminosità (Fig.3.40(e))
- *Gaussian blur con funzione gaussiana* (Fig.3.40(f)), per la sfocatura dell'immagine.

Dopo aver “binarizzato” l'immagine attraverso il metodo di OTSU, sono stati applicati due filtri aggiuntivi, vale a dire il *blob filter* (Fig.3.40(g)) ed il *fill holes filter* (Fig.3.40(h)), per riempire eventuali vuoti nell'immagine binarizzata.

Quindi, dall'ultima immagine è stato estratto il contorno dello spray mediante un filtro di riconoscimento del contorno (rilevatore di bordi sovrapposto in rosso sulla Fig.3.40(i)). Dall'immagine binarizzata è possibile estrarre il contorno del getto, per mezzo di un filtro di riconoscimento dei contorni (*edge detector*), attraverso il quale si riesce a misurare la penetrazione dello spray. In Fig.3.40(i) è mostrata la sovrapposizione dell'immagine originale e del bordo del getto, con il segmento verde che indica la penetrazione assiale, vale a dire la distanza fra la punta dell'iniettore ed il punto più lontano sul contorno del getto.

La procedura di processamento delle immagini è completamente automatizzata: al termine degli step di calcolo, sono direttamente disponibili i valori numerici relativi alla penetrazione.

### 3.3.3 – Risultati della campagna sperimentale

La campagna sperimentale è stata condotta per valutare gli effetti della pressione di iniezione e della contropressione in camera (si veda Tab.3.1) sull'evoluzione, la morfologia e la penetrazione dello spray.

La Fig.3.41 mostra un confronto tra l'evoluzione dello spray a tre diverse pressioni di iniezione (1.0, 3.0 e 5.0 MPa), mantenendo pressione e temperatura nella camera costanti (rispettivamente  $p_{amb} = 0.5$  MPa e  $T_{amb} = 293$  K).

Ciascuna sequenza parte dall'istante  $t_{SOI}$  (Start Of Injection), cioè l'intervallo di tempo appena prima che il getto gassoso esca dall'ugello e appaia nella camera; le immagini successive vengono acquisite con un intervallo di tempo prestabilito in funzione della velocità di acquisizione della telecamera.

Per ogni pressione di iniezione si può osservare che il plume centrale penetra più velocemente di quelli circolari. Ciò è tanto più evidente all'aumentare della pressione di iniezione. L'effetto principale dell'aumento della pressione di iniezione è l'aumento della quantità di combustibile iniettata a parità di tempo di eccitazione dell'iniettore (8 ms). Di conseguenza, a parità di contropressione in camera, all'aumentare della pressione di iniezione lo spray appare più denso e la sua morfologia mostra una maggiore espansione radiale.

La Fig.3.42(a) confronta i valori della penetrazione assiale del getto in funzione del tempo, mediato su cinque iniezioni consecutive, per ciascun punto di prova. Sui singoli profili sono riportate le barre di errore, indice di dispersione statistica che stima la variabilità delle misure effettuate. In Fig.3.42(b) sono mostrate le curve della velocità di penetrazione del getto, calcolate come derivata nel tempo della penetrazione assiale.

Dalla Fig.3.42(a) si può vedere che nella primissima fase dell'iniezione (fino a circa  $t_{SOI} = 0.20$  ms), gli effetti della pressione di iniezione sono impercettibili. Infatti, le curve delle tre pressioni di iniezione sono sovrapposte. In questa fase l'iniettore è ancora in fase di apertura (il tempo di eccitazione è uguale per tutte le pressioni di iniezione) e la pressione all'uscita dell'ugello raggiunge gradualmente il suo valore massimo.

All'aumentare del tempo diventa sempre più evidente l'effetto della pressione di iniezione: maggiore è la pressione e più velocemente penetra il getto (aumento della quantità di moto).

Pertanto, maggiore è la pressione di iniezione, più rapida è la penetrazione assiale del getto.

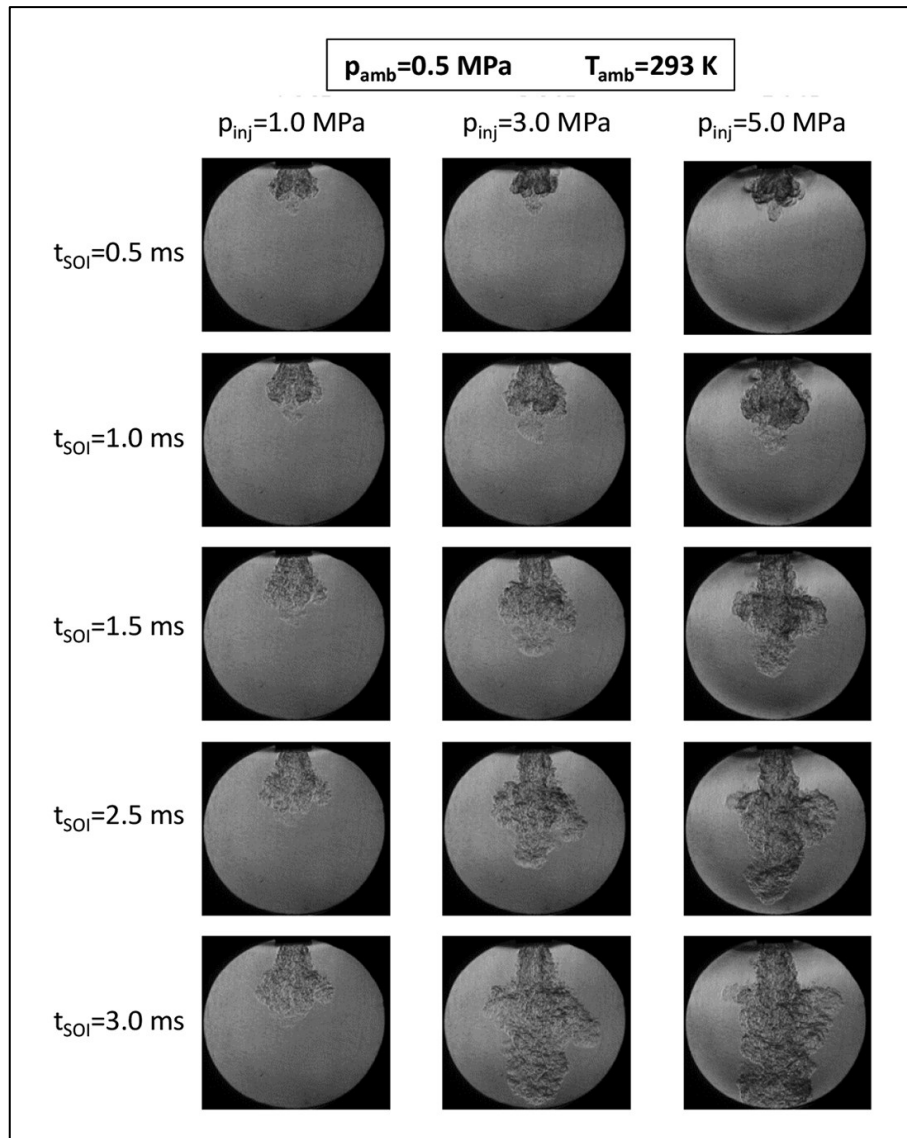


Fig.3.41 - Evoluzione della morfologia dello spray gassoso al variare della pressione di iniezione.

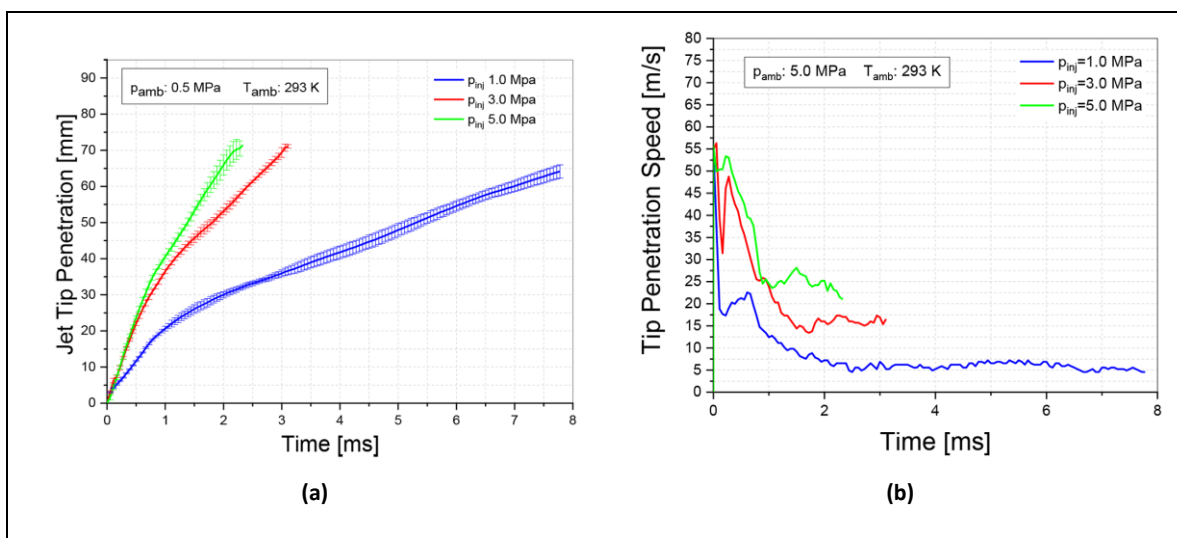


Fig.3.42 – Effetto della variazione della pressione di iniezione. (a) Andamento temporale della penetrazione assiale. (b) Andamento temporale della velocità di penetrazione.

I valori di penetrazione assiale sono limitati a circa 75 mm, limite del campo visivo. Tale valore viene raggiunto a 2.33 e 3.27 ms per le pressioni di iniezione rispettivamente di 5.0 e 3.0 MPa, mentre per 1.0 MPa lo spray non raggiunge il fondo del campo visivo. Inoltre, si osserva un andamento delle curve di penetrazione assiale a due stadi: in un primo momento si osserva un andamento lineare delle curve, con elevata pendenza delle stesse. Questa tendenza lineare si trasforma in una tendenza di saturazione in un secondo momento, in cui l'andamento segue una curva di tipo logaritmico. Pertanto, la velocità di penetrazione rallenta man mano che il getto si sviluppa ulteriormente nell'ambiente.

Lo stesso comportamento a due-stadi viene confermato anche dalle curve di velocità di penetrazione (Fig.3.42(b)). Il primo stadio è caratterizzato da una rapida diminuzione della velocità, ed è seguito da un secondo stadio in cui le curve della velocità del getto tendono ad appiattirsi verso un valore costante.

Inoltre, più bassa è la pressione di iniezione, più tardi le curve assumono andamento costante. Ciò suggerisce che l'andamento a due stadi della penetrazione e della velocità del getto sono strettamente correlati all'effetto frenante del gas nella camera: pressioni inferiori generano velocità minori con conseguente effetto frenante ritardato.

La densità dell'ambiente di iniezione è, pertanto, il parametro che maggiormente influenza lo sviluppo dello spray gassoso, proprio per la sua azione frenante.

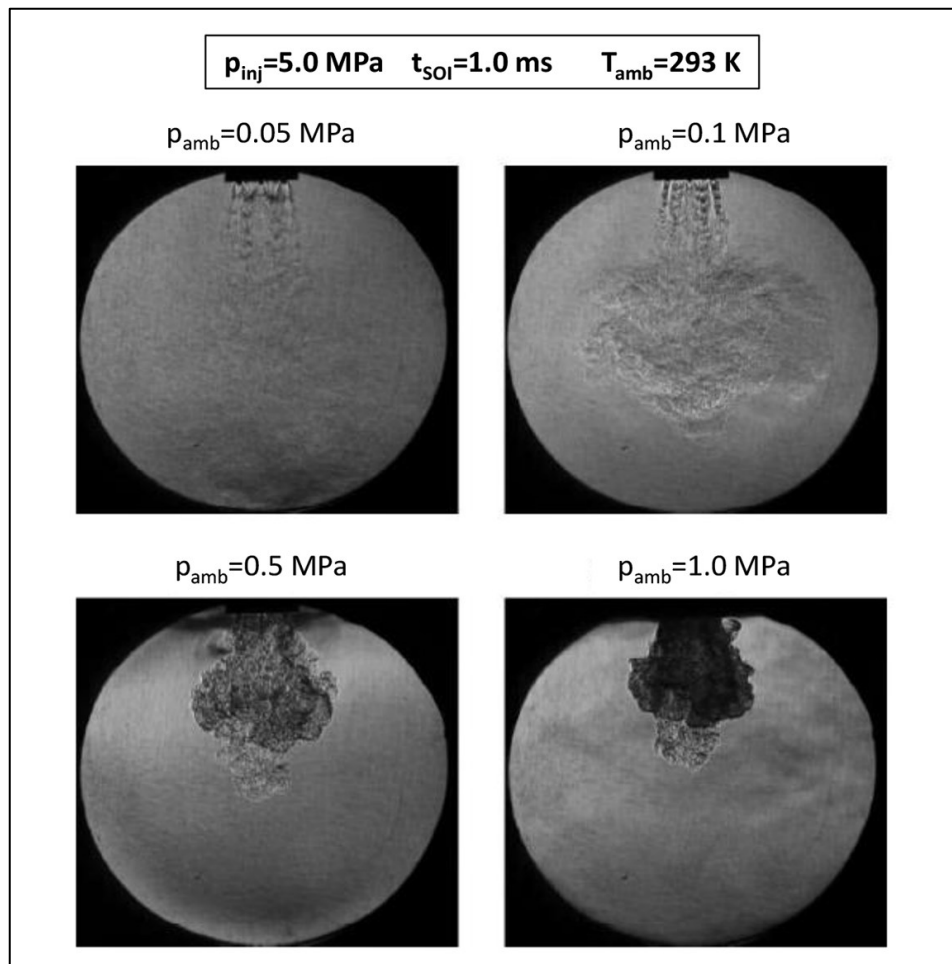


Fig.3.43 - Evoluzione della morfologia dello spray gassoso al variare della contro-pressione in camera.

La Fig.3.43 mostra un confronto tra le immagini dello spray, allo stesso istante di tempo di 1.0 ms dopo l'inizio dell'iniezione, per quattro diverse contropressioni (0.05, 0.1, 0.5 e 1.0 MPa), con pressione di iniezione e temperatura della camera costanti ( $p_{inj} =$

5.0 MPa e  $T_{amb} = 293$  K). La morfologia dello spray mostra la presenza di strutture sotto-espansive per contropressioni di 0.05 e 0.1 MPa.

Inoltre, l'aumento dell'effetto frenante sulla propagazione dello spray genera un accorciamento dell'evoluzione assiale ed un aumento dell'angolo di cono totale. Inoltre, anche i singoli getti tendono ad allargarsi e, di conseguenza, all'aumentare della densità del gas in camera lo spray appare più compatto e denso.

La Fig.3.44 mostra come, durante le prime fasi di iniezione, fino a circa  $t_{SOI} = 0.50$  ms, le curve di penetrazione tendano a sovrapporsi, evidenziando che, anche in tal caso, gli effetti della variazione dei parametri di iniezione sono trascurabili nella prima fase di evoluzione dello spray.

Successivamente, dopo 0.5 ms, l'aumento della contropressione comporta una diminuzione della velocità di penetrazione del gas all'interno della camera. Ad esempio, per una contropressione di 0.05 MPa, la punta del getto raggiunge la fine della finestra di visualizzazione dopo circa 0.94 ms dall'inizio dell'iniezione, mentre impiega circa 3.6 ms per una contropressione pari a 1.0MPa.

Infine, la Fig.3.44 evidenzia chiaramente come la pendenza delle curve di penetrazione sia fortemente dipendente dalla contropressione dell'azoto in camera. Per contropressioni di 0.5 e 1.0 MPa le curve di penetrazione mostrano un andamento caratterizzato da una fase iniziale lineare seguita da un andamento simil-logaritmico, evidenziando l'effetto frenante dell'azoto. Per contropressioni di 0.05 e 0.1 MPa l'effetto frenante dell'azoto diventa pressoché trascurabile, con la penetrazione del getto che mostra una crescita costante e quasi lineare nel tempo.

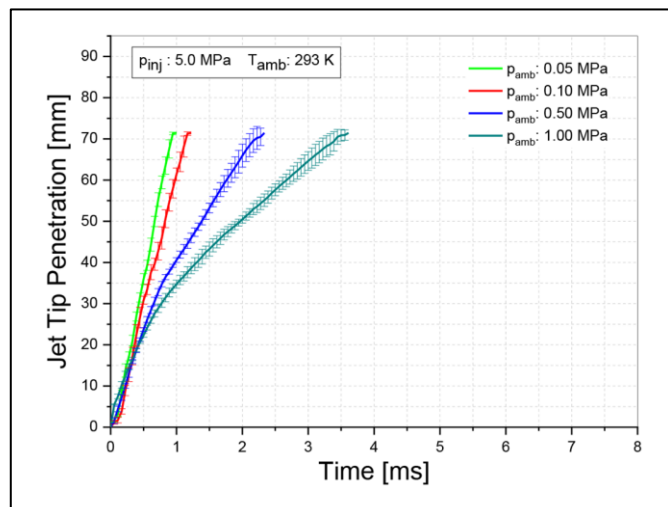


Fig.3.44 - Effetto della variazione della contro-pressione in camera. Andamento temporale della penetrazione assiale.

### 3.3.4 – Descrizione del modello numerico

La campagna sperimentale di prove ha permesso di ottenere misure sulla penetrazione assiale del getto, grandezza macroscopica di fondamentale importanza per la caratterizzazione di uno spray. Tuttavia, sebbene le immagini schlieren abbiano permesso di visualizzare la presenza di strutture sotto-espansive in alcune condizioni di prova, non è stato possibile misurarne le grandezze caratteristiche, a causa di un'insufficiente risoluzione spaziale.

Lo studio delle grandezze microscopiche, quali onde d'urto e dischi di Mach, tipiche dei flussi comprimibili ad alta velocità, richiede approcci numerici in grado di catturare queste caratteristiche. La metodologia più utilizzata prevede il ricorso ad algoritmi basati sulla densità accoppiati con modelli di turbolenza LES, in modo tale da riprodurre con elevato

dettaglio le strutture sotto-espansive e misurare le caratteristiche macroscopiche, come la lunghezza di penetrazione e la crescita volumetrica dello spray (non misurabile tramite immagini schlieren, intrinsecamente 2-D). Tali metodi, tuttavia, risultano estremamente complessi e difficili da implementare, specialmente nel caso in cui la griglia di calcolo sia non strutturata.

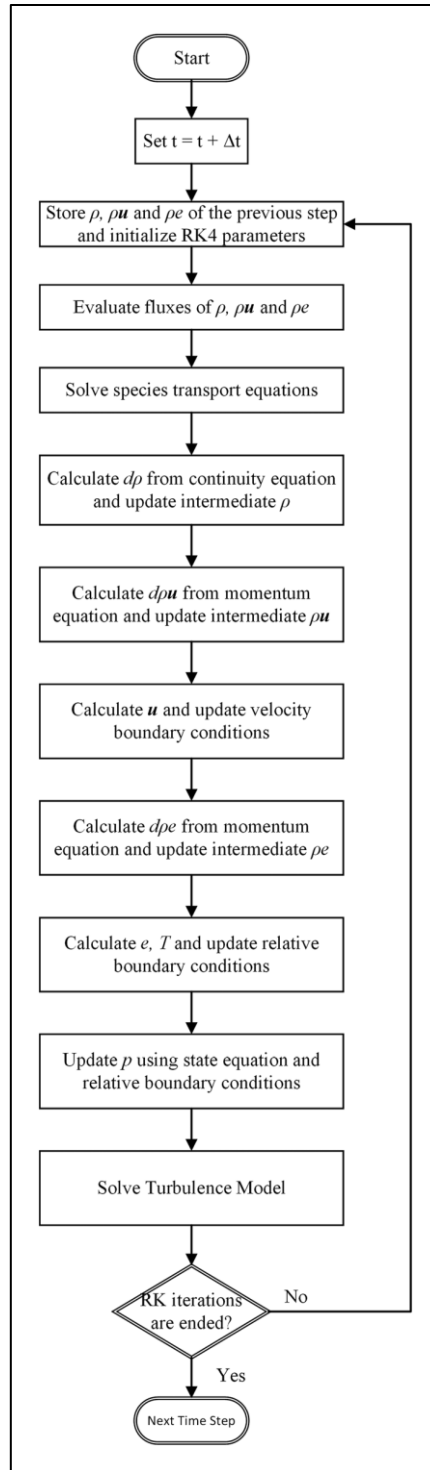


Fig.3.45 - Diagramma di flusso della struttura del risolutore sviluppato, che riassume le operazioni eseguite in ogni fase di calcolo.

Considerando che quasi tutti i solutori presenti nei comuni software CFD utilizzano griglie co-localizzate e non strutturate, lo sviluppo di tali metodi risulta assai complessa. Per questo motivo, sono stati sviluppati approcci alternativi, fra i quali rhoCentralFoam, metodo presente sul solutore OpenFOAM, che utilizza le cosiddette formulazioni di schemi centrali di Kurganov e Tadmor (KT) [47]. Ai fini della presente attività, tale risolutore è stato modificato implementando il metodo esplicito di Runge-Kutta del 4° ordine per la discretizzazione temporale ed un'equazione di trasporto delle specie per descrivere adeguatamente il processo di miscelazione aria/combustibile.

La descrizione dettagliata del risolutore è riportata in [48]: il diagramma di flusso in Fig.3.45 mostra tutte le operazioni eseguite dal solutore sviluppato, durante un generico passo temporale e per ogni passo RK4

Una volta modificato il solutore è stato modellato il dominio di calcolo computazionale. In primo luogo, è stato creato il modello CAD della geometria interna degli ugelli, sulla base delle immagini acquisite mediante la scansione a raggi-x. Lo spray gassoso fuoriesce all'interno di un'altra regione, modellata come un cilindro di 30 mm di diametro e 70 mm di altezza, che simula la camera a volume costante. Il dominio computazionale e le condizioni al contorno (*BC – boundary condition*) sono rappresentati in Fig.3.46(a):

- *Inflow BC*: rappresenta la zona superiore del condotto divergente attraverso cui il gas è introdotto nel dominio. Dal produttore dell'iniettore è noto l'andamento temporale della pressione in questa sezione, utilizzato come condizione al contorno per la pressione, mentre è stato utilizzato una zeroGradient BC per la velocità. Il valore della temperatura è fisso a 293.15 K, così come l'intensità dell'energia cinetica turbolenta, fissata a 0.05. In tale regione si ha la presenza di solo metano ( $CH_4 = 100\%, N_2 = 0\%$ ).
- *Walls*: sono le pareti dell'ambiente di iniezione.
- *NozzleWalls*: sono le pareti interne degli ugelli. Per quanto riguarda la velocità è stata impostata una slip BC. Considerando gli elevati valori della pressione di iniezione e, di conseguenza, l'elevata velocità del flusso gassoso, è stato necessario modellare accuratamente lo strato limite viscoso all'interno dell'ugello (elevata risoluzione spaziale). Quindi, è stata imposta una slip BC anche per la pressione per evitare la formazione di uno strato limite artificiale.

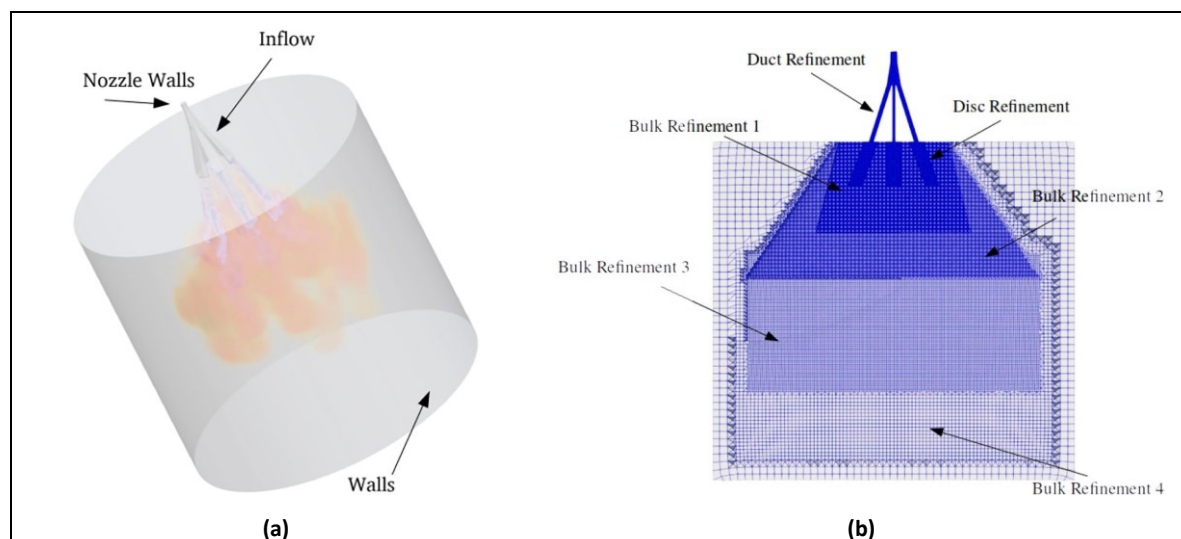


Fig.3.46 - Particolare del modello di simulazione numerica. (a) Modello CAD e condizioni al contorno. (b) Griglia di calcolo computazionale.

L'intero dominio di integrazione è stato discretizzato utilizzando una griglia non strutturata generata con lo strumento snappyHexMesh di OpenFOAM (Fig.3.46(b)). La mesh di base è costituita da elementi esaedrici di dimensioni 1.6x1.6x1.6 mm. La regione centrale, dove evolve il getto, è stata rifinita fino ad una dimensione della griglia di 0.1x0.1x0.1 mm. Il raffinamento è limitato ad una regione che si estende per 20 mm a valle della sezione di uscita. Oltre tale regione, la dimensione della mesh aumenta gradualmente, fino a tornare al suo valore di base. Il numero totale di elementi è di circa 40 milioni. Il passo temporale adottato è variabile in funzione del numero di Courant, a sua volta impostato inferiore a 0.8.

### 3.3.5 – Risultati delle simulazioni numeriche

Le simulazioni numeriche sono state condotte con le condizioni iniziali riportate in Tab.3.2:

	Case1	Case2	Case3
Ambient Pressure [MPa]	0.1	0.05	0.1
Injection Pressure [MPa]	5	5	5
Nozzle Pattern	6H	6H	18H

Tab.3.2 - Matrice delle condizioni iniziali numeriche.

Il primo obiettivo delle simulazioni numeriche è la validazione del modello sulla base dei risultati sperimentali disponibili. Pertanto, per la validazione è stato possibile considerare esclusivamente la geometria dell'ugello con sei fori e variare esclusivamente la contro-pressione dell'ambiente di iniezione (Case1 e Case2). Il Case3, invece, è relativo alla geometria più complessa per la quale non erano ancora disponibili misure di penetrazione del getto sperimentali.

La Fig.3.47 mostra il confronto delle curve di penetrazione assiale del getto sperimentale e numerica per il Case1 e Case2. Anche in tal caso, per penetrazione assiale si intende la distanza tra la sezione di uscita dell'ugello e il punto più lontano sul contorno di getto, misurato lungo l'asse dello spruzzo.

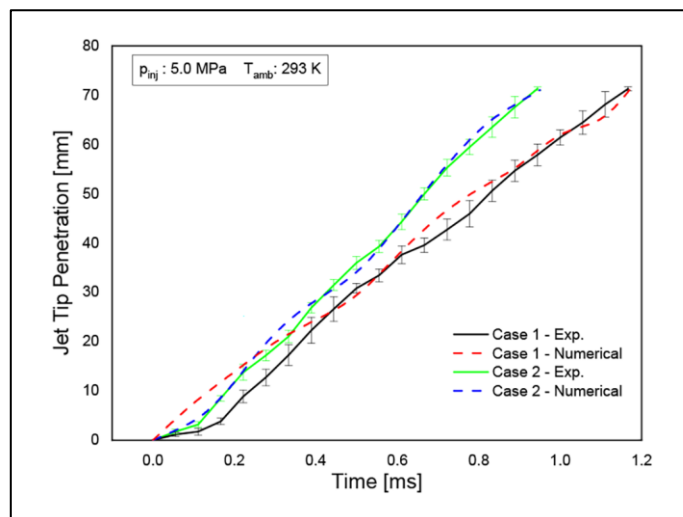


Fig.3.47 – Penetrazioni assiali sperimentali e numeriche vs tempo.

Per ciascuna condizione, le curve sperimentale e numerica presentano un ottimo accordo, risultando quasi sovrapposte. Anche nelle zone dove tendono ad allontanarsi, il massimo discostamento rimane ben all'interno dell'intervallo di incertezza sperimentale per l'intero periodo simulato. La velocità di penetrazione per il Case2 è maggiore rispetto al Case1,



diretta conseguenza della minore pressione ambiente che porta ad una penetrazione più rapida, come già dimostrato attraverso le indagini sperimentali.

La Fig.3.48 mostra un confronto tra la morfologia dello spray sperimentale e quella numerica, per il Case1 (Fig.3.48(a)) e (Fig.3.48 (b)).

Per operare un confronto con le immagini schlieren, le immagini numeriche sono rappresentate in termini del logaritmo del gradiente di densità.

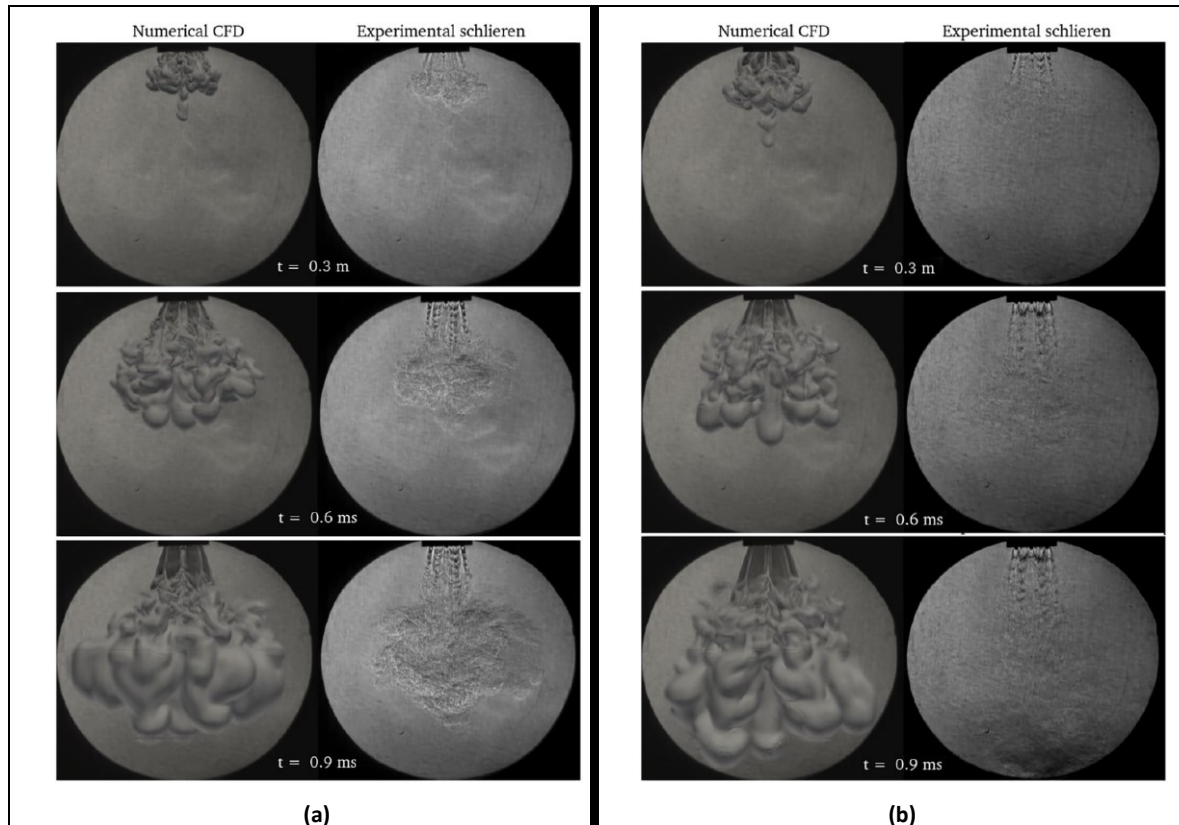


Fig.3.48 - Confronto immagini sperimentali e numeriche. (a) Case1. (b) Case2.

La somiglianza della morfologia dello spray numerico a quello sperimentale è un ulteriore conferma di come il modello numerico sviluppato, combinazione di schemi di ordine elevato e modello di turbolenza LES, sia ampiamente in grado di riprodurre la fluidodinamica dei getti ad alta pressione per l'intero periodo di iniezione simulato. I risultati di validazione ottenuti forniscono le basi per indagare ulteriori parametri riguardanti le strutture sottospese la miscelazione aria/combustibile, non ottenibili mediante le immagini sperimentali.

La concentrazione di metano all'interno del volume di iniezione, ad esempio, può fornire importanti informazioni sull'efficienza del processo di miscelamento. La Fig.3.49 mostra un rendering volumetrico dello spray colorato in funzione della concentrazione di metano per le tre condizioni di prova, all'istante di 0.9 ms.

I Case1 e Case2 non differiscono molto fra di loro in termini di concentrazione di metano; la maggiore penetrazione del Case2, dovuta alla minore pressione dell'ambiente di iniezione, determina, comunque, la presenza di un nucleo quasi esclusivamente composto da metano (quindi non-infiammabile) che si estende per una maggiore lunghezza all'interno della camera.

È interessante notare che per la geometria 18H (Case3) la penetrazione del getto è sensibilmente inferiore rispetto alla geometria 6H, a parità delle altre grandezze termodinamiche (Case1), a testimonianza di una sensibile riduzione della quantità di moto

complessiva del getto. Anche la distribuzione di combustibile ne risente particolarmente: nel Case3 il metano si distribuisce in maniera più uniforme all'interno del volume di controllo.

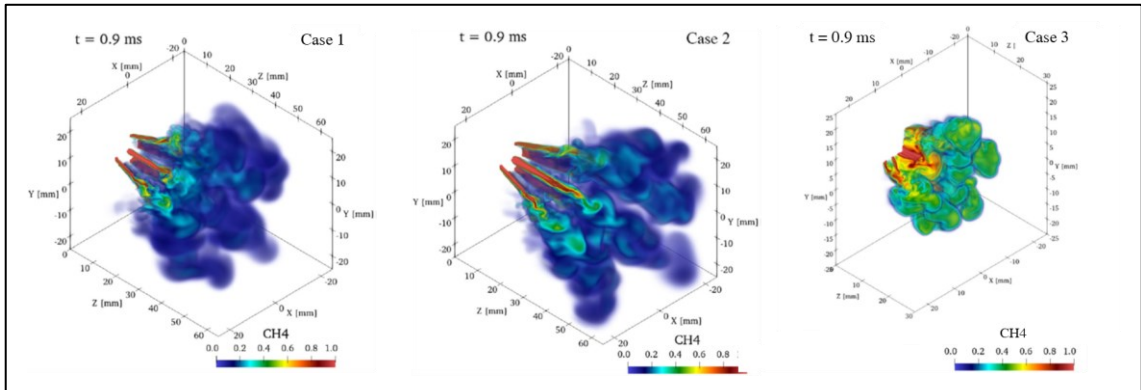


Fig.3.49 - Rendering 3D dello spray in termini di concentrazione di metano.

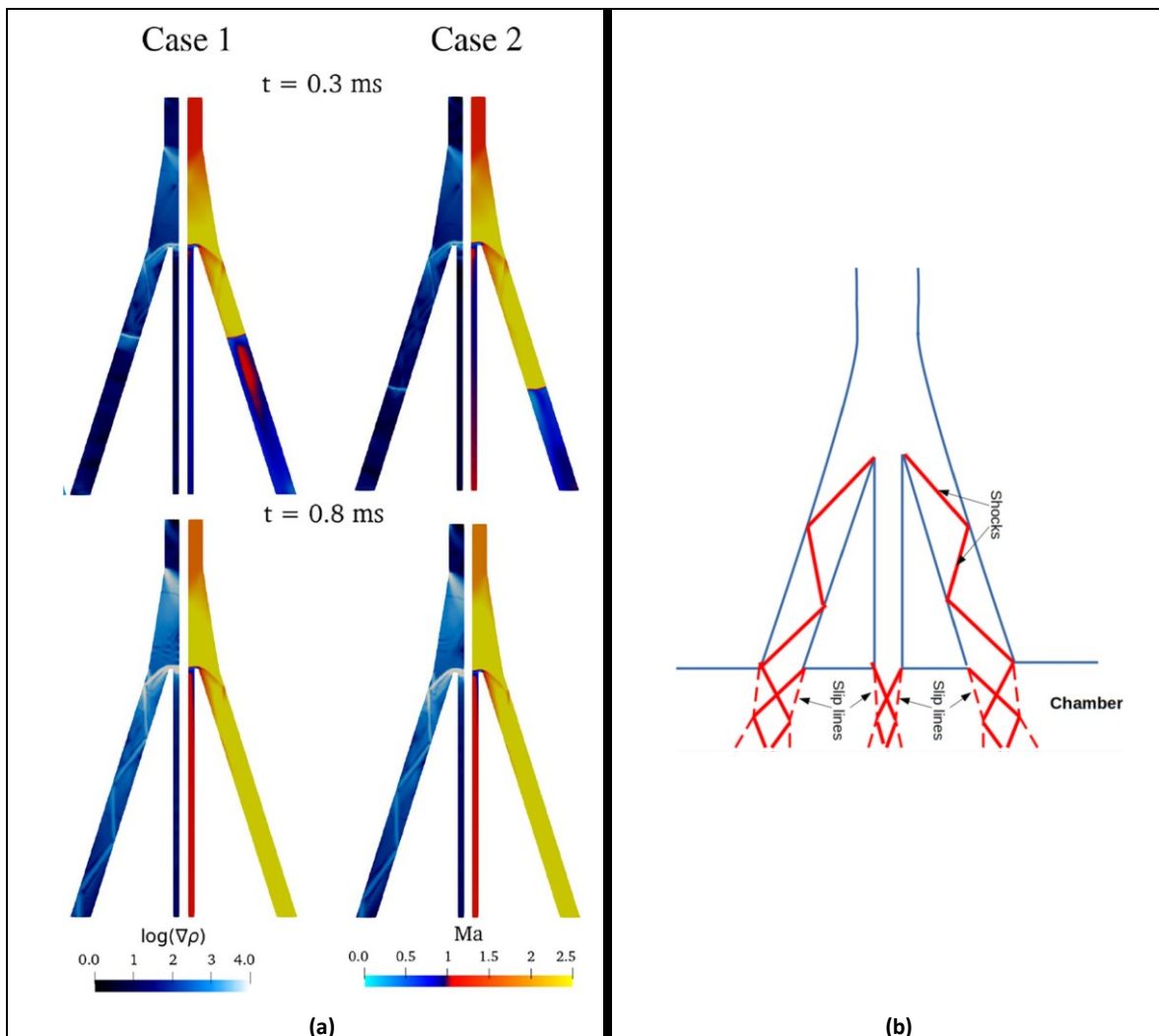


Fig.3.50 – Struttura del getto all'interno dell'iniettore. (a) Evoluzione transitoria delle strutture sotto-espansive. (b) Struttura al raggiungimento della fase stazionaria.

Un'ulteriore informazione utile per considerazioni sul miscelamento aria/combustibile riguarda l'evoluzione del getto all'interno dei fori dell'iniettore ed in prossimità della sezione di uscita. All'interno dell'iniettore il campo di moto è fortemente transitorio e complesso, come evidenziato in Fig.3.50(a) dove è riportata l'evoluzione temporale del getto

nei condotti, in termini di mappa a falsi colori del numero di Mach sulla destra e gradiente di densità sulla sinistra.

Tale flusso transitorio può, comunque, essere descritto come una successione di problemi quasi stazionari, in maniera tal da poter comprendere alcune caratteristiche che influenzano la struttura del getto che fluisce verso la sezione di uscita. Inizialmente, un'onda d'urto normale si muove all'interno dei condotti dell'ugello, propagando le condizioni sonore attraverso il dominio.

Dopo circa 0.8 ms, viene raggiunta una condizione di stazionaria e la struttura del flusso assume la forma schematizzata in Fig.3.50(b): il flusso supersonico si espande e viene accelerato nell'ugello divergente. In corrispondenza del tratto in cui il flusso si dirama nei condotti laterali, a causa della variazione del diametro idraulico, è riconoscibile un'onda d'urto normale attraverso il condotto centrale. Tali caratteristiche inizialmente ristabiliscono la condizione subsonica ma, successivamente, il flusso viene nuovamente accelerato alla condizione sonica. Il flusso nei condotti laterali risulta ancora più complesso, costituito da una serie urti obliqui che deviano il flusso supersonico lungo il condotto. La velocità del flusso attraverso gli urti obliqui diminuisce ma il flusso rimane comunque supersonico.

Alla luce degli elevati rapporti fra la pressione di iniezione e la pressione dell'ambiente, anche nella sezione di uscita del getto si formano strutture sotto-espansive che tendono ad inibire il miscelamento aria/combustibile.

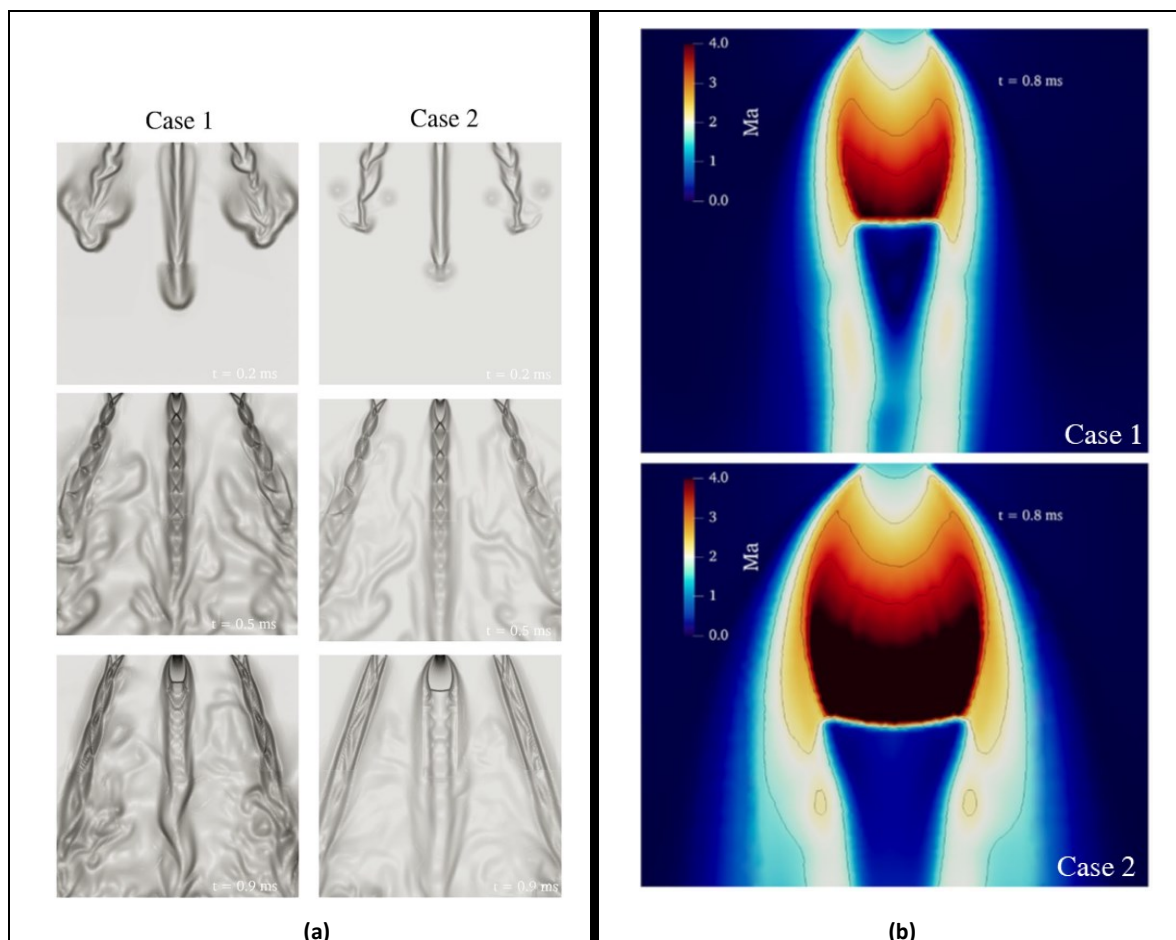


Fig.3.51 - Evoluzione del getto in prossimità della sezione di uscita dell'iniettore. (a) Evoluzione transitoria delle strutture sotto-espansive. (b) Particolare delle strutture sotto-espansive: le isolinee rappresentano linee con lo stesso numero di Mach.

La Fig.3.51(a) riporta una sezione assiale dello spray per i Case1 e Case2, mostrando l'evoluzione del getto in termini di logaritmo del gradiente di densità.

Sebbene per il Case2 il rapporto pressione monte/valle sia doppio rispetto al Case1 l'evoluzione dello spray è abbastanza simile. Inizialmente il getto è completamente subsonico: all'aumentare della pressione di monte iniziano a formarsi delle prime onde d'urto oblique (shock diamonds) che diventano piane (dischi di Mach) a seguito di un ulteriore aumento della pressione. In entrambi i casi i dischi di Mach sono chiaramente visibili in uscita dal foro centrale, ma con differenti caratteristiche geometriche (Fig.3.51(b)).

All'aumentare del rapporto di pressione aumenta sia la larghezza (da 0.75 mm per Case1 a 1.5 mm per Case2), sia l'altezza (da 1.94 mm per Case1 a 2.94 mm per Case2).

La formazione della miscela è guidata principalmente dalle turbolenze, la cui intensità può essere definita mediante l'energia cinetica turbolenta (*TKE – Turbulent Kinetic Energy*).

La Fig.3.52 mostra l'evoluzione temporale delle strutture vorticosi rappresentate in termini di iso-superfici con Q-criterio, colorate in funzione dei valori di TKE.

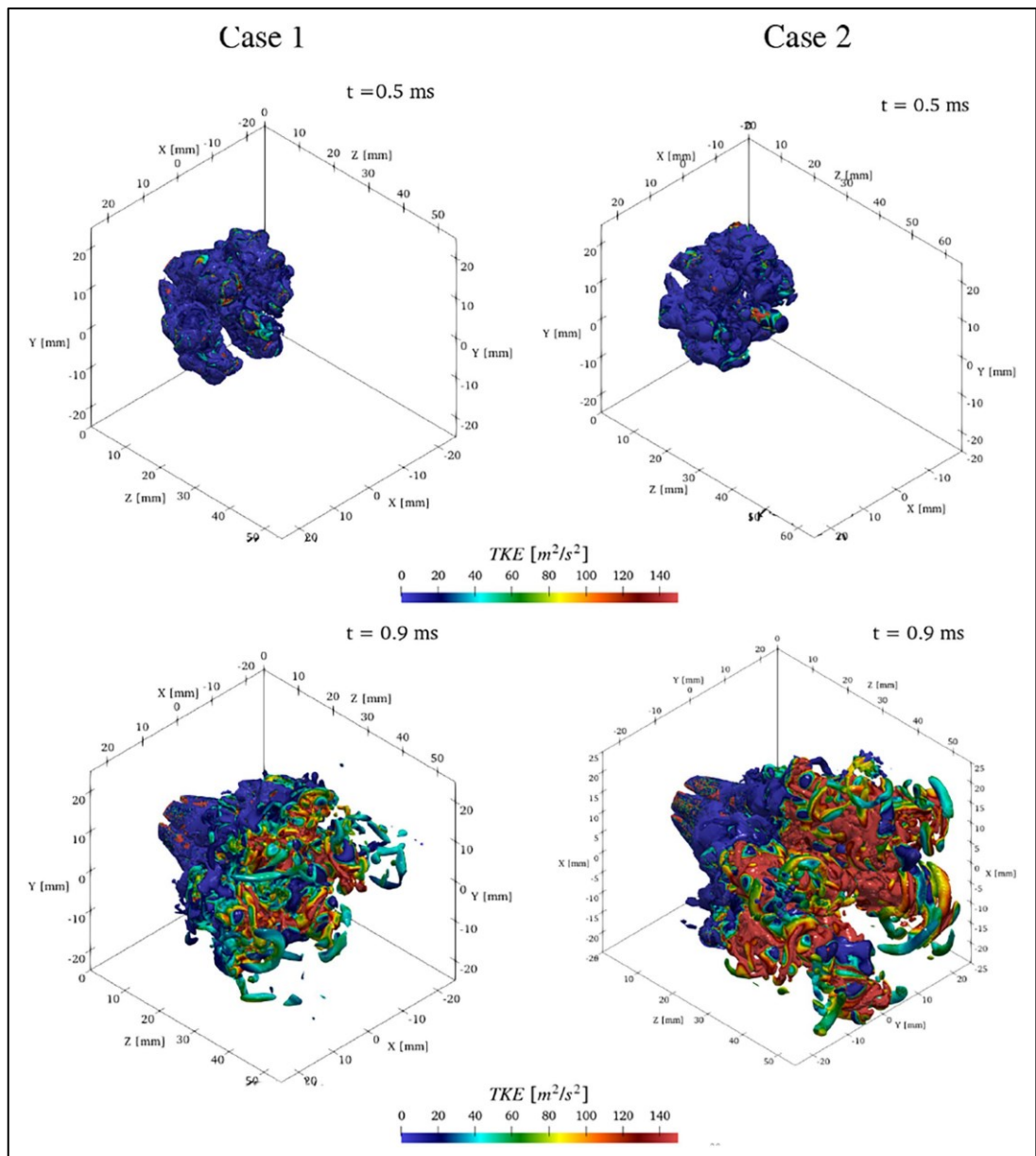


Fig.3.52 - Contorno Q-Criterion con mappa a falsi colori dell'energia cinetica turbolenta.

Nei primi istanti dell'iniezione, l'energia cinetica turbolenta dello spray è piuttosto piccola e non compaiono grandi strutture vorticosi, con il metano confinato all'interno del nucleo

centrale sia nel Case1 che nel Case2. Man mano che l'iniezione continua, a valle iniziano a formarsi vortici di maggiori dimensioni, caratterizzati da una TKE maggiore.

Una maggiore vorticosità comporta un miglioramento del processo di miscelazione, come evidenziato dalla rottura del nucleo centrale di metano che crea le condizioni per un'efficace miscelazione aria-combustibile. Più precisamente, come si può osservare confrontando le immagini a 0.9 ms dopo lo start dell'iniezione, all'aumentare del rapporto di pressione, i valori di TKE crescono significativamente ed i vortici diventano sempre più grandi. In definitiva, l'attività di miscelamento sembra essere molto più intensa nel Case2 rispetto al Case1.

### 3.3.6 – Conclusioni

In definitiva, l'attività svolta riguarda lo studio degli effetti dei parametri termodinamici e geometrici sullo spray iniettato tramite un iniettore multi-foro ad alta pressione per applicazioni CNG-DI. L'acquisizione di misure sperimentali ha permesso la validazione di un algoritmo CFD density-based del 4° ordine che è stato utilizzato come strumento per investigare le caratteristiche del getto sotto-espanso all'interno dei fori dell'iniettore ed immediatamente a valle degli stessi. Sulla base dei risultati ottenuti mediante le simulazioni numeriche, è possibile trarre le seguenti conclusioni:

- L'aumento del rapporto di pressione monte/valle comporta sia un aumento della lunghezza del nucleo centrale di metano, ossia della zona a maggiore concentrazione di combustibile (quindi non infiammabile), sia un aumento delle dimensioni dei dischi di Mach che si manifestano nella sezione di uscita. Entrambi i fattori tendono ad inibire il miscelamento nella sezione di uscita.
- La morfologia dello spray risente poco della variazione della pressione dell'ambiente di iniezione, mentre è particolarmente influenzata dalla geometria. Inoltre, per la geometria 18H (Case3) la penetrazione del getto è sensibilmente inferiore rispetto alla geometria 6H, a parità delle altre grandezze termodinamiche (Case1), a testimonianza di una sensibile riduzione della quantità di moto complessiva del getto. La minore velocità del getto comporta una minore quantità di combustibile iniettato.
- Le caratteristiche di turbolenza si modificano sensibilmente al variare del rapporto di rpressione monte/valle, con l'energia cinetica turbolenta che aumenta sensibilmente all'aumentare del rapporto di pressione.

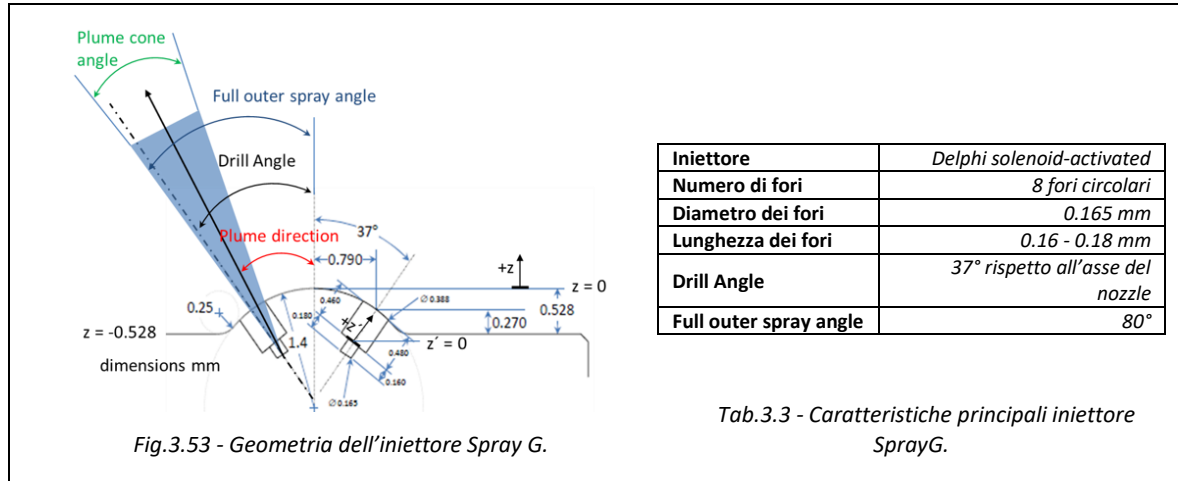
## 3.4 - Caratterizzazione di getti di combustibili liquidi in condizioni di flash-boiling

### 3.4.1 – Metodo di indagine

L'attività riguarda la caratterizzazione sperimentale e numerica di un iniettore benzina ad alta pressione, vale a dire lo Spray G dell'Engine Combustion Network (ECN), un progetto di collaborazione internazionale che coinvolge ricercatori da tutto il mondo. In primo luogo, è stata visualizzata l'evoluzione dello spray all'interno della stessa camera quiescente utilizzata per l'attività di cui al paragrafo precedente, mediante le tecnica ottica schlieren e Mie scattering, utilizzate in maniera quasi-simultanea. Sono state investigate diverse condizioni sperimentali, al variare della pressione di iniezione e della temperatura e pressione nella CVCC, fra cui anche condizioni di flash-boiling. Si è, quindi, proceduto alla

misurazione delle grandezze macroscopiche del getto che sono state successivamente utilizzate per impostare e convalidare un modello numerico CFD.

Lo Spray G è un iniettore di tipo SVCO (step-hole valve-covered orifice) con 8 fori e pressione massima di iniezione di 20 MPa, prodotto ad hoc da Delphi, seguendo le specifiche fornite dal circuito ECN. La geometria e le principali caratteristiche dell'iniettore Spray G sono riportate rispettivamente in Fig.3.53 e Tab.3.3:



Gli argomenti principali degli ultimi workshop ECN sono stati l'indagine del flusso all'interno del nozzle e vicino alla sezione di uscita e l'ottimizzazione del processo di miscelazione combustibile-aria, con particolare attenzione alla caratterizzazione sperimentale e numerica del fenomeno del flash-boiling.

Un indice quantitativo per valutare la tendenza dello spray al flash-boiling è il rapporto adimensionale fra la pressione dell'ambiente di iniezione e la pressione di saturazione del combustibile ad una data temperatura ( $p_a/p_s$ ), che rappresenta il grado di surriscaldamento dello spray. Il flash-boiling si manifesta quando il grado di surriscaldamento assume un valore inferiore all'unità; in particolare, si ha:

- per  $\frac{p_a}{p_s} < 0.3$  completo flash-boiling;
- per  $0.3 < \frac{p_a}{p_s} < 1$  transizione (flash-boiling incipiente);
- $\frac{p_a}{p_s} > 1$  nessun fenomeno di flash-boiling.

Le condizioni investigate sia sperimentalmente che numericamente nella presente attività sono tutte relative a condizioni di flash-boiling (Tab.3.4):

	Temperatura Combustibile [K]	Temperatura Ambiente [K]	Densità Ambiente [kg/m³]	Pressione Iniezione [MPa]	Durata Iniezione [µs]
<b>G_200</b>	363.15	333.15	0.5	20	680
<b>G_SFB200</b>			0.2		
<b>G_SFB150</b>				10	
<b>G_SFB100</b>					

Tab.3.4 - Matrice delle condizioni sperimentali/numeriche.

Le prove sperimentali sono state condotte con una durata elettrica di iniezione di 680 µs e, per garantire la ripetibilità delle misure acquisite, per ciascuna condizione investigata sono stati ripetuti 5 eventi di iniezione consecutivi. I casi investigati sono indicati con l'acronimo

G, eventualmente seguito da SFB (strong flash boiling) e dalla pressione di iniezione espressa in bar.

La condizione **G\_200**, ad esempio, è relativa ad una condizione di FB incipiente con l'isottano iniettato ad una pressione di 20 MPa e rappresenta la condizione standard di FB proposta dall'ECN. La condizione **G\_SFB200** è, invece, relativa ad una condizione di intenso FB sempre relativamente ad una pressione di iniezione di 20 MPa.

A valle della caratterizzazione sperimentale, è stato sviluppato in ambiente OpenFOAM un modello numerico per simulare il break-up da flash-boiling, basato su un solutore bi-fasico Euleriano-Lagrangiano. Il modello è stato validato confrontando le immagini della morfologia del getto e la misura della lunghezza di penetrazione assiale, acquisite con le prove sperimentali.

### 3.4.2 - Descrizione del setup sperimentale

Il banco di prova per l'attività di caratterizzazione sperimentale dello spray è stato allestito ex-novo nel Laboratorio Spray di STEMS. Come fluido di lavoro è stato scelto iso-ottano ( $690 \text{ kg/m}^3 @ 25^\circ\text{C}$ ), come surrogato della benzina e coerentemente con quanto previsto dall'ECN ("Spray G Operating Conditions").

L'iniezione è stata effettuata all'interno della stessa CVCC utilizzata nella precedente attività. Il **sistema di alimentazione del combustibile** è costituito da un serbatoio di isottano di piccole dimensioni, due pompe, una di bassa ed una di alta pressione, un serbatoio di accumulo (di seguito *common rail*) e dai trasduttori di temperatura e pressione per la misura dei parametri di processo.

La pompa di bassa convoglia il combustibile dal serbatoio di stoccaggio alla pompa di alta pressione di tipo pneumatico, quindi azionata tramite aria compressa (da 0.7 a 7 bar di pressione e rapporto di compressione massimo di 555:1). Il combustibile viene quindi pressurizzato all'interno del common rail che è a sua volta riscaldato mediante una resistenza elettrica avvolta su di esso, con l'obiettivo di regolare la temperatura dell'isottano al valore richiesto per le prove. A valle del common rail e subito prima dell'iniettore, sulla cannetta di alta pressione, è installato un trasduttore di pressione piezo-resistivo per la lettura del valore di set-point.

L'iniettore è stato posizionato nella parte superiore della CVCC in un supporto realizzato ad-hoc, prestando particolare attenzione all'orientamento dei singoli plumes rispetto all'obiettivo della fotocamera. Gli otto plumes dell'iniettore Spray G sono stati distribuiti in tre gruppi come mostrato in Fig.3.54.

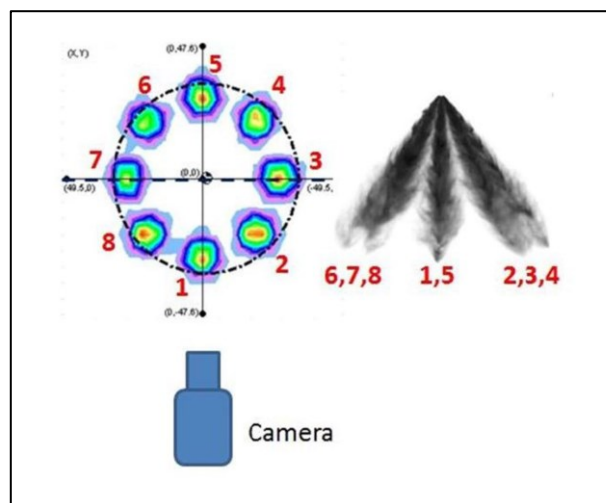


Fig.3.54 - Schema delle direzioni dei plumes rispetto all'obiettivo della fotocamera.

Il processo di iniezione è guidato da una centralina elettronica (Programmable Electronic Control Unit – PECU) realizzata ad hoc presso l’Istituto, tramite la quale è possibile, inoltre, variare i parametri di iniezione, fra cui la sua durata e frequenza. La PECU consente, infine, la sincronizzazione tra l’evento di iniezione e la catena di acquisizione, tramite segnale transistor-transistor (TTL), proveniente da un apposito generatore di impulsi.

L’elevata temperatura dell’ambiente di iniezione nel caso ECN Standard e l’incorrere del fenomeno del flash-boiling nell’altra condizione sperimentale, comporta la vaporizzazione di parte del combustibile iniettato (condizioni di evaporazione). Pertanto, durante il transitorio di iniezione, all’interno del CVC coesistono la fase liquida e la fase vapore.

L’impiego della sola tecnica schlieren non consente di discernere la fase vapore e la fase liquida, in quanto visualizza i gradienti di densità, indipendentemente dalla fase del liquido. Al contrario, introducendo una sorgente luminosa ad elevata intensità ai capi della finestra ottica laterale, è possibile sfruttare la diffusione elastica delle gocce liquide per acquisire, lungo la stessa linea di misura immagini della sola fase liquida. La visualizzazione delle fasi liquida e vapore è, quindi, possibile grazie all’uso combinato delle tecniche di Mie scattering e schlieren, con immagini acquisite in maniera alternativa ma quasi simultanea, ossia coppie di immagini leggermente sfasate nel tempo. In questo modo la fase liquida è estratta dalle acquisizioni con la tecnica Mie scattering mentre la struttura globale dello spray, comprendente sia la fase liquida che quella vapore, è visualizzata mediante tecnica schlieren.

Il **sistema di diagnostica ottica ed acquisizione** prevede, pertanto, tutti i dispositivi necessari per la realizzazione del setup ottico (Fig.3.55):

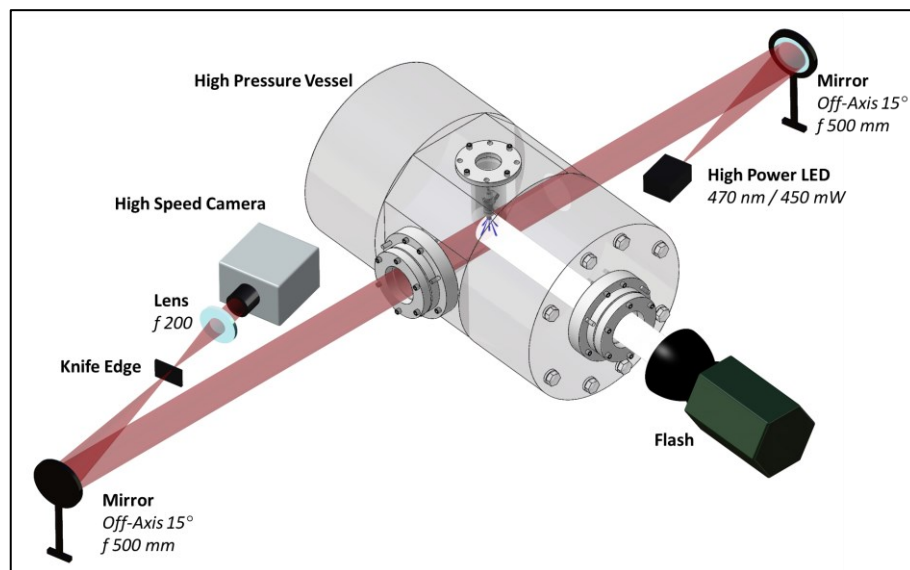


Fig.3.55 - Setup ottico della tecnica schlieren nella configurazione z-type.

Il setup schlieren in configurazione z-type è lo stesso descritto nella precedente attività. Per la tecnica di scattering alla Mie è, invece, necessaria un’ulteriore sorgente luminosa, vale a dire un flash ad elevata intensità, tale da generare la diffusione elastica delle goccioline di combustibile.

Entrambe le immagini di Mie scattering e schlieren sono state acquisite lungo lo stesso percorso ottico, mediante fotocamera CMOS, che lavora a una velocità di 25000 fotogrammi al secondo (fps) con una finestra di immagine di 384×352 pixel. La telecamera, dotata di un obiettivo focale da 90 mm, opera con una risoluzione spaziale di 4.5 pixel/mm. Le immagini Mie scattering e schlieren sono acquisite in maniera quasi simultanea, utilizzando un segnale di attivazione TTL generato tramite il generatore di impulsi.



Una volta acquisite, le immagini Mie scattering sono sovrapposte alle corrispondenti immagini schlieren per isolare la fase vapore dello spray. Questa operazione ha richiesto l'implementazione di uno specifico algoritmo per l'elaborazione delle immagini acquisite, ampiamente descritto in [49].

### 3.4.3 - Descrizione del modello numerico

Il flash-boiling (di seguito abbreviato in FB) negli iniettori GDI si manifesta a seguito della caduta di pressione che si ha quando il combustibile caldo è forzato attraverso i piccoli fori del nozzle ad elevata velocità, provocando il surriscaldamento del fluido. Quando la pressione nel nozzle scende al di sotto della pressione di saturazione del fluido (alla data temperatura e pressione), si origina il fenomeno del FB. Il surriscaldamento del combustibile provoca, infatti, l'immediato cambiamento di fase, a seguito delle variazioni di temperatura (variazioni limitate dai tempi caratteristici del processo di trasferimento di calore). Durante il cambiamento di fase, una frazione di combustibile si trasforma in vapore, generando delle bolle all'interno della fase liquida; la crescita delle bolle all'interno delle gocce è piuttosto rapida e le bolle esplodono istantaneamente producendo gocce finemente atomizzate con un aumento significativo della loro quantità di moto nella direzione radiale. Nel caso di FB occorre, pertanto, aggiungere le componenti di velocità radiale alle goccioline "secondarie".

Il modello di break-up proposto si basa sulla possibilità di introdurre nuovi "parcels" nei siti di break-up durante il processo di iniezione: in tal modo il codice può introdurre delle goccioline secondarie post break-up, ciascuna con distinte proprietà (componenti di velocità radiale, dimensioni e massa), calcolate utilizzando l'analisi di stabilità lineare, le leggi di conservazione e l'accrescimento delle bolle. In assenza di FB, le parcels principali non hanno componenti di velocità radiale dovute al flashing. Quando subiscono un break-up da FB, nuove parcels sono introdotte nella posizione  $x_p, y_p, z_p$  (con P=parcels principale), con velocità  $u_x + u_{xr}, u_y + u_{yr}, u_z + u_{zr}$  dove  $r$  si riferisce ora all'addizionale componente radiale di velocità legata al FB.

Il modello di breakup da flash-boiling, denominato *fbBreakup*, è stato sviluppato a partire dal solutore Euleriano-Lagrangiano di Open-FOAM, *sprayDyMFoam*. Il modello *fbBreakup* è in grado di simulare sia la rottura del sistema bolla-goccia a seguito dell'incorrere di flash-boiling, sia la rottura aerodinamica secondaria, tramite il modello Reitz-Diwakar.

L'ipotesi alla base del modello è che il breakup da flash-boiling sia dovuto alle oscillazioni che si instaurano lungo le superfici delle goccioline e delle bolle (Fig.3.56).

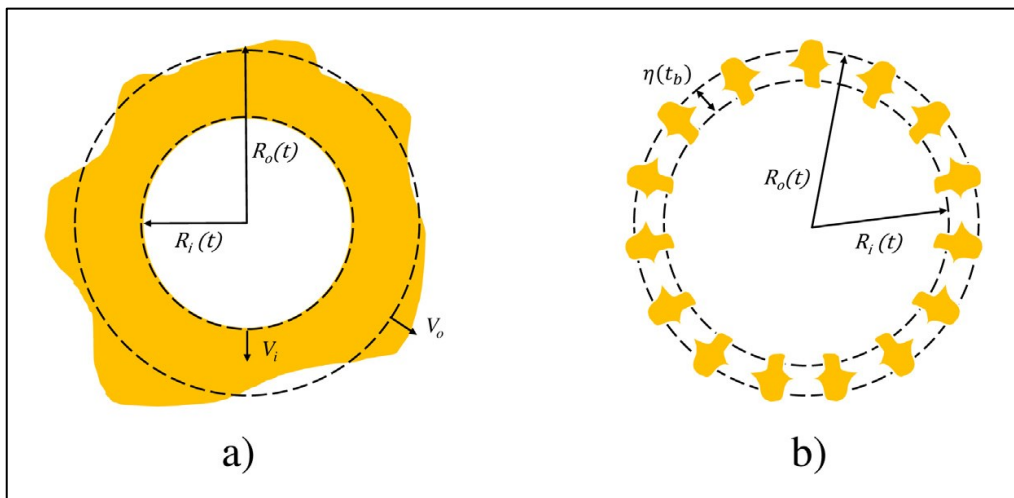


Fig.3.56 - Evoluzione temporale del sistema bolla-goccia.

Inizialmente, la bolla ha un diametro il cui valore è dato dal bilancio fra la tensione superficiale e le forze di pressione, con una superficie iniziale di instabilità di ampiezza arbitraria (ad esempio pari al 5% del diametro della goccia):

$$R_c = \frac{2\sigma}{P_{sat} - P_\infty} \quad (3.44)$$

La superficie di instabilità e la bolla continuano a crescere, andando a ridurre lo spessore di film liquido. L'atomizzazione avviene quando l'ampiezza dell'instabilità cresce oltre una lunghezza caratteristica dello spray,  $\eta_0$  [34]. Per il sistema bolla-goccia, il disturbo,  $\eta$ , crescente con un tasso  $\omega$ , è dato da:

$$\ln\left(\frac{\eta}{\eta_0}\right) = \int_0^t \omega dt \quad (3.45)$$

dove la lunghezza caratteristica,  $\eta_0$ , può essere assunta pari allo spessore di film liquido (cioè alla differenza fra il raggio della bolla ed il raggio della goccia). Assumendo che il disturbo iniziale sia proporzionale al diametro iniziale della goccia,  $R_{o,0}$ , è possibile formulare il seguente **criterio di break-up**:

$$BRK(t_b) = \frac{R_{o,0} e^{\int_0^{t_b} b\omega dt}}{R_o(t) - R_i(t)} = BRK_{crit} \quad (3.46)$$

Il tasso di crescita dell'instabilità,  $\omega$ , può essere determinato mediante analisi di instabilità di Rayleigh-Taylor per una superficie di interfaccia sferica, in cui vengono considerate soltanto le armoniche del primo ordine per stimare il tasso di crescita di instabilità del sistema bolla/goccia.

Restano da determinare ulteriori 4 incognite, vale a dire le dimensioni, il numero, la velocità e la distribuzione delle gocce secondarie. Per la distribuzione delle gocce secondarie è stata adottata una funzione di densità di probabilità (distribuzione  $\chi^2$ ), mentre le altre incognite possono essere ricavate applicando la conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia potenziale prima e dopo il break-up. Per la trattazione analitica completa del modello, denominato *fb sprayDyMFoam*, si rimanda a [50].

Il dominio di integrazione è costituito da un cilindro di diametro 90 mm e altezza 74.8 mm che riproduce la geometria interna della CVC utilizzata nella campagna sperimentale. La geometria è stata discretizzata mediante una mesh strutturata di 1 mm in ciascuna direzione e un raffinamento della mesh adattativo (AMR) basato sul gradiente di velocità [51], [52].

È stata, inoltre, condotta un'analisi di sensibilità della griglia di calcolo, adottando tre mesh: una griglia di base con AMR di livello 2 fino a una dimensione di 0.25 mm, una griglia fine con AMR di livello 3 e una mesh grossolana con AMR di livello 1.

Il framework euleriano del modello utilizza l'algoritmo PIMPLE per soluzione delle equazioni di governo, il modello di turbolenza RANS Standard k- $\epsilon$  e il metodo di integrazione temporale di Eulero con passo temporale variabile. Il framework Lagrangiano utilizza il metodo delle goccioline discrete (DDM). I dettagli completi del modello sono riportati in [50].

### 3.4.3 - Descrizione del modello numerico

Il confronto tra i risultati sperimentali e numerici è stato eseguito in termini di penetrazione assiale del getto, sia in fase liquida, tramite le immagini Mie scattering, sia vapore, grazie alla sottrazione delle immagini schlieren e Mie. Un esempio di sequenza di immagini schlieren (liquido + vapore) e le lunghezze di penetrazione sperimentali e numeriche del caso G\_SFB200 sono riportate in Fig.3.57.

La penetrazione sperimentale è definita come la massima penetrazione assiale di qualsiasi plume nella direzione dell'asse dell'iniettore, misurata a partire dalla punta dell'iniettore stesso e la penetrazione del liquido e del vapore sono state determinate rispettivamente con l'uso delle immagini Mie scattering e schlieren. Le penetrazioni numeriche di liquido e vapore sono state calcolate come la distanza assiale dall'iniettore oltre la quale è possibile trovare rispettivamente il 99% della massa liquida e una frazione di massa del combustibile di 0.001.

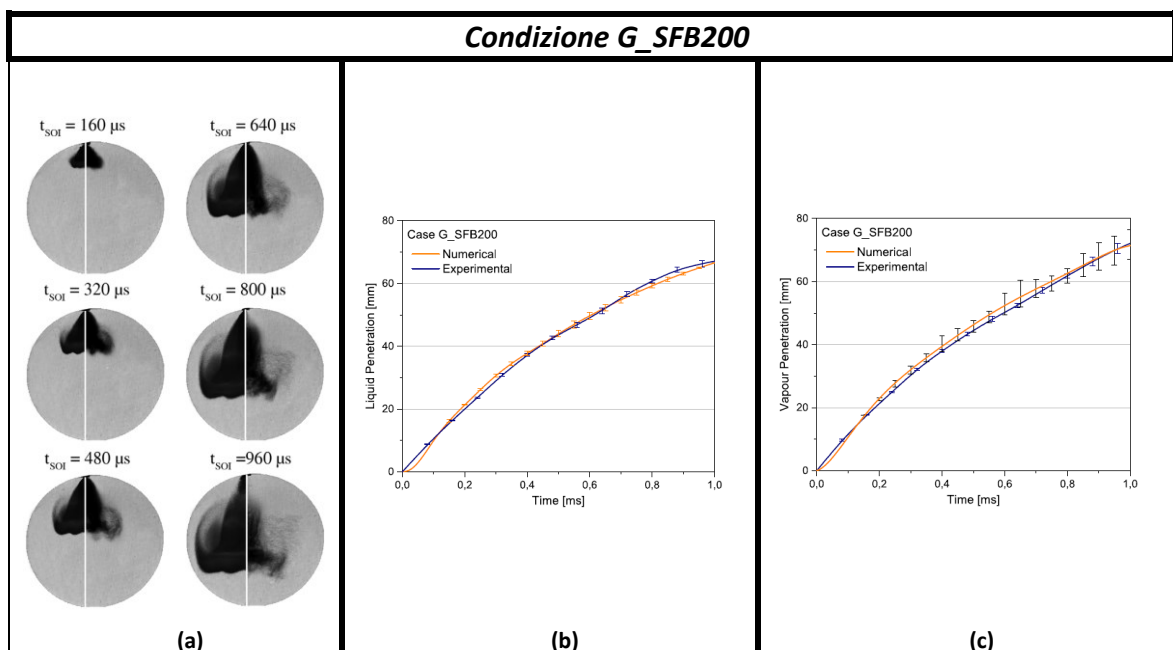


Fig.3.57 – Risultati numerico/sperimentali per la condizione G\_SFB200. (a) Confronto immagini numeriche della frazione in massa di combustibile (metà sinistra di ogni cerchio) e immagini sperimentali schlieren (metà destra di ogni cerchio) per la condizione G\_SFB200. (b) Penetrazioni numeriche e sperimentali fase liquida. (c) Penetrazioni numeriche e sperimentali fase vapore.

Sono state eseguite cinque ripetizioni consecutive per ciascuna condizione sperimentale per tenere conto delle variazioni da ciclo a ciclo e le barre di incertezza nei grafici rappresentano la varianza dal valore medio. L'incertezza dei risultati numerici è valutata secondo il criterio illustrato da Roache [53].

Le Fig.3.57(b) e Fig.3.57(c) mostrano un ottimo accordo tra le penetrazioni di liquido e vapore per tutta la durata di iniezione. Nel caso delle penetrazioni della fase vapore l'incertezza numerica è molto bassa fino a 0.5 ms dallo start dell'iniezione (SOI). Tuttavia, all'avanzare del tempo, l'ampiezza delle barre aumenta leggermente. Questo comportamento è probabilmente dovuto al modello di turbolenza utilizzato; infatti, mentre la penetrazione è inizialmente regolata principalmente dalla quantità di moto del getto, nelle ultime fasi dell'iniezione il trascinarsi dell'aria (quindi i moti turbolenti) influenza in modo significativo sia le goccioline liquide che la penetrazione dei vapori di combustibile.

La Fig.3.57(a) mostra la forma dello spray numerico rispetto alle immagini schlieren, per istanti diversi dopo il SOI. Per ogni istante di tempo, l'immagine è divisa in due semicerchi:

a sinistra è riportato lo spray simulato, rappresentato sovrapponendo una resa volumetrica (rendering) della frazione di massa del vapore di isoottano con la visualizzazione delle goccioline liquide, mentre a destra sono riportate le immagini schlieren. Si nota chiaramente l'interazione fra i singoli plumes che tendono a collassare in unico getto che si propaga verso la regione centrale della CVCC, con i profili dei singoli plumes non distinguibili l'uno dall'altro. Questo fenomeno è chiaramente imputabile all'incorrere del FB, che determina la formazione e successivo accrescimento e rottura di bolle di vapore: l'esplosione delle bolle comporta l'espansione radiale, quindi una maggiore interazione dei singoli plumes.

Il modello numerico è in grado di descrivere il comportamento del getto e di replicare la forma dello spray acquisita sperimentalmente, per tutta la durata del processo, catturando dettagliatamente le strutture tipiche di un getto in condizioni di FB.

La Fig.3.58 mostra i risultati relativi alla condizione G200. Anche per tale condizione, le penetrazioni numerico e sperimentali, sia per la fase liquida che per quella vapore, mostrano un ottimo accordo. La maggiore dimensione delle barre di errore sperimentali è da attribuire al fatto che, in tal caso, l'incertezza è stata stimata sulla base di due (anziché tre) dimensioni di griglia computazionale (0.5 e 0.25 mm). Per quanto riguarda la penetrazione del liquido, l'andamento delle curve sperimentale e numerica è pressoché sovrapposto fino a 0.8 ms dopo SOI; quando la lunghezza del liquido raggiunge un valore quasi stazionario, a causa del processo di vaporizzazione che diventa dominante, le due curve tendono ad allontanarsi lievemente.

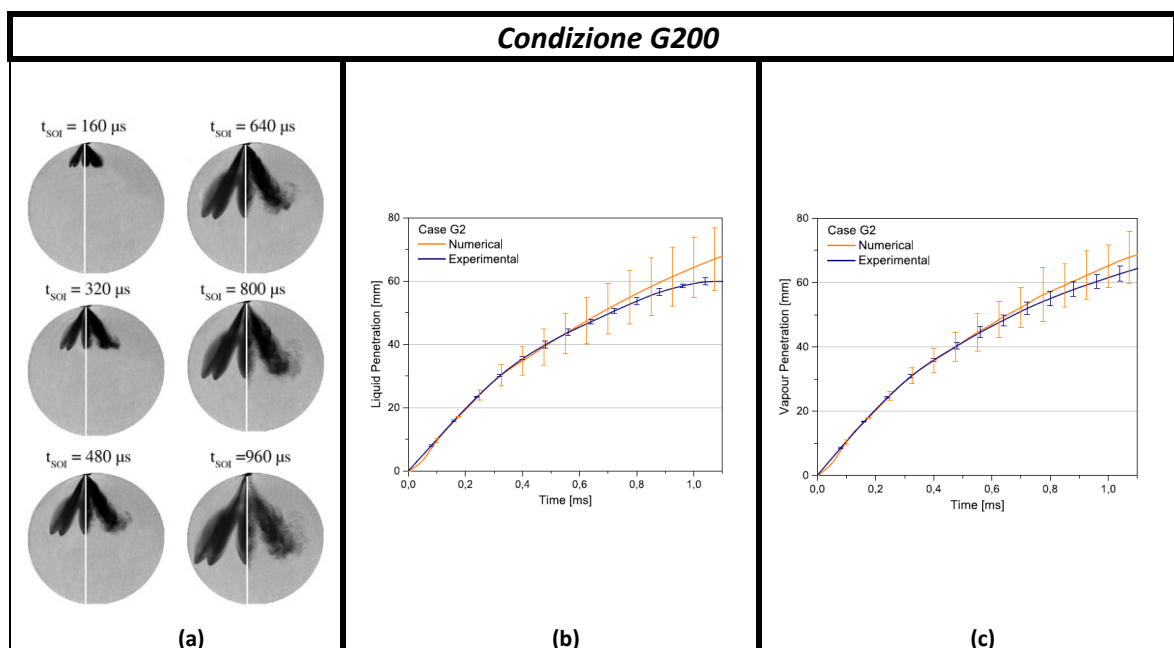


Fig.3.58 - Risultati numerico/sperimentali per la condizione G200. (a) Confronto immagini numeriche della frazione in massa di combustibile (metà sinistra di ogni cerchio) e immagini sperimentali schlieren (metà destra di ogni cerchio) per la condizione G200. (b) Penetrazioni numeriche e sperimentali fase liquida. (c) Penetrazioni numeriche e sperimentali fase vapore.

La Fig.3.58(a) mostra la forma dello spray numerico (sinistra) rispetto alle immagini schlieren (destra), per istanti diversi dopo il SOI. Il fenomeno del FB, in tal caso, è sensibilmente meno intenso rispetto al caso G\_SFB200 con lo spray che tende solo parzialmente a collassare. Alcuni plumes provenienti da diversi fori sono, in tal caso, ancora riconoscibili e separati fra di loro, a testimonianza di una minore espansione radiale (che a sua volta discende da una minore atomizzazione da FB). Anche in questo caso, il modello numerico dimostra una buona capacità di riprodurre la forma dello spray sperimentale.

La morfologia dello spray non varia significativamente al variare della pressione di iniezione (casi G\_SFB100, G\_SFB150 e G\_SFB200) ed a parità delle condizioni dell'ambiente, come mostrato in Fig.3.59(a), che riporta un confronto fra le immagini sperimentali schlieren (colonna destra) e quelle numeriche (colonna sinistra) dopo 640  $\mu$ s dopo SOI.

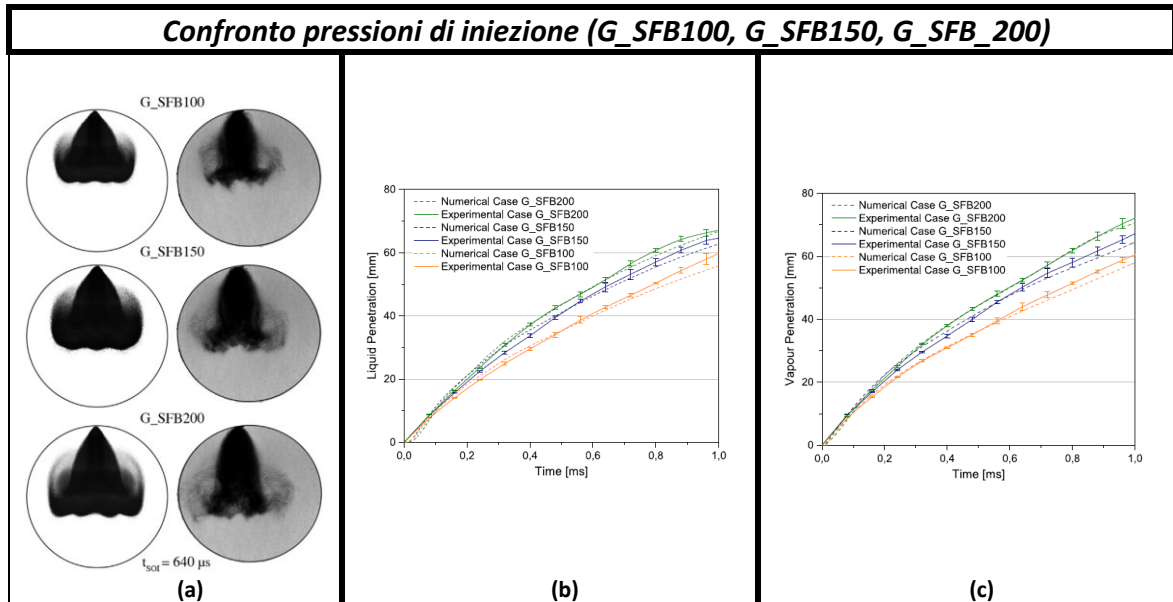


Fig.3.59 -Risultati numerico/sperimentali al variare della pressione di iniezione. (a) Confronto immagini numeriche della frazione in massa di combustibile (metà sinistra di ogni cerchio) e immagini sperimentali schlieren (metà destra di ogni cerchio) a  $t_{SOI}=640 \mu s$ . (b) Penetrazioni numeriche e sperimentali fase liquida. (c) Penetrazioni numeriche e sperimentali fase vapore.

Infatti, la morfologia dello spray dipende fortemente dall'incorrere del fenomeno di FB che si verifica, comunque, in tutti e tre i casi. Il codice numerico mostra risultati del tutto coerenti con le immagini schlieren, riproducendo fedelmente il comportamento e lo sviluppo dello spray in condizioni di FB.

Il risultato è confermato dall'andamento delle penetrazioni sia per la fase liquida (Fig.3.59(b)) che per quella vapore (Fig.3.59(c)). La sovrapposizione delle curve numeriche e sperimentali conferma l'accuratezza del codice nel catturare le caratteristiche macroscopiche dello spray durante l'intero processo di iniezione sia per la fase liquida che per quella vapore. Vale la pena sottolineare che l'approccio adottato è in grado di riprodurre questi diversi casi senza modificare alcun parametro nel modello, ma solo aggiornando la quantità di massa iniettata secondo le misure sperimentali.

### 3.4.4 - Conclusioni

In definitiva, l'attività svolta riguarda la caratterizzazione sperimentale e numerica di uno spray di isotano iniettato in condizioni di flash-boiling. In particolare, sulla base delle misure sperimentali condotte su immagini acquisite mediante le tecniche ottiche schlieren e Mie scattering è stato possibile validare un modello numerico sviluppato in ambiente OpenFOAM appositamente per catturare il meccanismo di rottura delle gocce a seguito del FB. Il lavoro ha permesso di trarre le seguenti conclusioni:

- il modello sviluppato è in grado di riprodurre correttamente le penetrazioni dello spray sia per quanto concerne la fase liquida che vapore, anche al variare delle condizioni dell'ambiente e delle pressioni di iniezione;

- in particolare, la morfologia dello spray è ricostruita fedelmente: grazie all'aggiunta della componente della velocità radiale, sono state riprodotte le espansioni dei singoli plumes causate dal FB nella zona immediatamente a valle delle sezioni di uscita dall'iniettore;
- il modello è in grado di riprodurre anche il collasso dello spray che si verifica esclusivamente in regime di completo FB ( $\frac{p_a}{p_s} < 0.3$ );
- in regime di completo FB, la pressione di iniezione gioca un ruolo marginale sulle penetrazioni, sia della fase liquida che gassosa. Il risultato, conseguito mediante l'analisi delle immagini sperimentali, è fedelmente riprodotto anche dal modello numerico.

Sviluppi futuri di un tale approccio numerico potrebbero riguardare l'implementazione di un modello di iniezione specifico che tenga conto della cavitazione e del FB che si verificano all'interno degli ugelli dell'iniettore: ciò consentirebbe di inizializzare in maniera ancor più accurata il solutore lagrangiano, prevedendo correttamente il diametro delle parcels da introdurre nel dominio.

## Indice delle figure

Fig.3.1 - Tecniche di iniezione indiretta ed indiretta del combustibile in camera di combustione [2]. .....	87
Fig.3.2 - Modalità di esercizio per i motori DI [3]. .....	88
Fig.3.3 - Tecniche di formazione della miscela [4]. .....	89
Fig.3.4 – Diagrammi di fase per una sostanza pura. L'area tratteggiata nel grafico di sinistra indica la regione del liquido surriscaldato metastabile. ....	91
Fig.3.5 – Profilo di pressione all'interno di un ugello [13].....	94
Fig.3.6 - I diversi regimi interni di flash-boiling [16].....	94
Fig.3.7 - Flusso attraverso un convergente e andamento delle grandezze che lo caratterizzano [20]. ....	96
Fig.3.8 - Schema di un'onda d'urto normale e variazione delle proprietà termodinamiche. ....	97
Fig.3.9 - Flusso supersonico attraverso una parete con angolo $\theta$ [18].....	98
Fig.3.10 – (a) Geometria dell'onda d'urto obliqua. (b) Onda d'urto distaccata ed obliqua. [18].....	99
Fig.3.11 - Riflessione regolare di un'onda d'urto obliqua su una parete [18]. ....	99
Fig.3.12 - Riflessione di Mach [18]. ....	100
Fig.3.13 - Riflessione di un'onda d'urto obliqua da un contorno a pressione costante [18]. ....	101
Fig.3.14 – Riflessione di un'onda di espansione da un contorno a pressione costante [18]. ....	101
Fig.3.15 - Intersezione fra due onde d'urto di diversa lunghezza [18].....	102
Fig.3.16 – Intersezione di Mach fra due onde d'urto [18]. ....	102
Fig.3.17 - Schema di un getto assial-simmetrico [22]. ....	103
Fig.3.18 – Struttura di un getto subsonico [19].....	104
Fig.3.19 - Struttura di un getto moderatamente espanso [19]. ....	105
Fig.3.20 - Struttura di un getto fortemente sottoespanso [23]. ....	105

Fig.3.21 - Struttura di un getto estremamente sotto espanso [24].....	106
Fig.3.22 - Workflow per l'allestimento di un apparato sperimentale per la caratterizzazione di uno spray.....	106
Fig.3.23 - Classificazione di iniettori in base alla direzione di sollevamento dello spillo [25].....	107
Fig.3.24 - Variazione dell'indice di rifrazione di un raggio luminoso che attraversa un mezzo.....	111
Fig.3.25 – Schema di deviazione di un raggio luminoso nell’attraversamento di un mezzo non omogeneo [26]. .....	112
Fig.3.26 – Schema del principio base di funzionamento delle tecniche schlieren e shadowgraph. ....	113
Fig.3.27 - Principio base di funzionamento della tecnica shadowgraph – Caso di uno spray di combustibile.....	114
Fig.3.28 - Principio base di funzionamento della tecnica shadowgraph – Caso di uno spray di combustibile.....	115
Fig.3.29 – Configurazione “z-type” schlieren [27].....	115
Fig.3.30 – Scatter di una radiazione luminosa incidente su una particella [28]. ....	116
Fig.3.31 - Momento di dipolo indotto provocato dall’interazione radiazione luminosa/particella [29]. .....	117
Fig.3.32 - Definizione dei parametri di scattering [30].....	119
Fig.3.33 – Distribuzione della luce diffusa a seguito dello scatter. (a) Diffusione di Rayleigh. (b) Diffusione di Mie [31]. .....	120
Fig.3.34 - Rappresentazione schematica del modello di Kelvin-Helmholtz con crescita delle perturbazioni sulla superficie del getto [33]. ....	125
Fig.3.35 - Rappresentazione schematica del modello di iniezione di "blob" [34].....	125
Fig.3.36 - Meccanismi di bag e stripping secondary breakup. ....	126
Fig.3.37 – Disegni CAD di particolari dell’iniettore. (a) Modello CAD della geometria esterna dell'iniettore. (b) Ricostruzione CAD delle geometrie delle sezioni di efflusso delle due testine intercambiabili. ....	129



Fig.3.38 - Profilo di corrente di eccitazione della bobina dell'iniettore.....	131
Fig.3.39 - Setup ottico della tecnica schlieren nella configurazione z-type. ....	131
Fig.3.40 - Procedura di processamento delle immagini.....	132
Fig.3.41 - Evoluzione della morfologia dello spray gassoso al variare della pressione di iniezione.....	134
Fig.3.42 – Effetto della variazione della pressione di iniezione. (a) Andamento temporale della penetrazione assiale. (b) Andamento temporale della velocità di penetrazione. ....	134
Fig.3.43 - Evoluzione della morfologia dello spray gassoso al variare della contro-pressione in camera.....	135
Fig.3.44 - Effetto della variazione della contro-pressione in camera. Andamento temporale della penetrazione assiale.....	136
Fig.3.45 - Diagramma di flusso della struttura del risolutore sviluppato, che riassume le operazioni eseguite in ogni fase di calcolo. ....	137
Fig.3.46 - Particolare del modello di simulazione numerica. (a) Modello CAD e condizioni al contorno. (b) Griglia di calcolo computazionale. ....	138
Fig.3.47 – Penetrazioni assiali sperimentali e numeriche vs tempo. ....	139
Fig.3.48 - Confronto immagini sperimentali e numeriche. (a) Case1. (b) Case2. ....	140
Fig.3.49 - Rendering 3D dello spray in termini di concentrazione di metano.....	141
Fig.3.50 – Struttura del getto all'interno dell'iniettore. (a) Evoluzione transitoria delle strutture sotto-espansive. (b) Struttura al raggiungimento della fase stazionaria. ....	141
Fig.3.51 - Evoluzione del getto in prossimità della sezione di uscita dell'iniettore. (a) Evoluzione transitoria delle strutture sotto-espansive. (b) Particolare delle strutture sotto-espansive: le isolinee rappresentano linee con lo stesso numero di Mach. ....	142
Fig.3.52 - Contorno Q-Criterion con mappa a falsi colori dell'energia cinetica turbolenta. ....	143
Fig.3.53 - Geometria dell'iniettore Spray G. ....	145
Fig.3.54 - Schema delle direzioni dei plumes rispetto all'obiettivo della fotocamera...	146
Fig.3.55 - Setup ottico della tecnica schlieren nella configurazione z-type. ....	147

Fig.3.56 - Evoluzione temporale del sistema bolla-goccia. ....	148
Fig.3.57 – Risultati numerico/sperimentali per la condizione G_SFB200. (a) Confronto immagini numeriche della frazione in massa di combustibile (metà sinistra di ogni cerchio) e immagini sperimentali schlieren (metà destra di ogni cerchio) per la condizione G_SFB200. (b) Penetrazioni numeriche e sperimentali fase liquida. (c) Penetrazioni numeriche e sperimentali fase vapore.....	150
Fig.3.58 - Risultati numerico/sperimentali per la condizione G200. (a) Confronto immagini numeriche della frazione in massa di combustibile (metà sinistra di ogni cerchio) e immagini sperimentali schlieren (metà destra di ogni cerchio) per la condizione G200. (b) Penetrazioni numeriche e sperimentali fase liquida. (c) Penetrazioni numeriche e sperimentali fase vapore. ....	151
Fig.3.59 -Risultati numerico/sperimentali al variare della pressione di iniezione. (a) Confronto immagini numeriche della frazione in massa di combustibile (metà sinistra di ogni cerchio) e immagini sperimentali schlieren (metà destra di ogni cerchio) a $t_{SOI}=640 \mu s$ . (b) Penetrazioni numeriche e sperimentali fase liquida. (c) Penetrazioni numeriche e sperimentali fase vapore. ....	152

## Indice delle tabelle

Tab.3.1 - Matrice delle condizioni sperimentali e numeriche.....	130
Tab.3.2 - Matrice delle condizioni iniziali numeriche.....	139
Tab.3.3 - Caratteristiche principali iniettore SprayG.....	145
Tab.3.4 - Matrice delle condizioni sperimentali/numeriche.....	145

## Riferimenti

- [1] A. Y. Deshmukh, G. Vishwanathan, M. Bode, H. Pitsch, M. Khosravi, and D. Van Bebbler, "Characterization of Hollow Cone Gas Jets in the Context of Direct Gas Injection in Internal Combustion Engines," SAE Tech. Pap., vol. 2018-April, pp. 1–18, 2018, doi: 10.4271/2018-01-0296.
- [2] J. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, Second edi. 2018.
- [3] A. Kalwar and A. Agarwal, "Overview, Advancements and Challenges in Gasoline Direct Injection Engine Technology," 2020, pp. 111–147.
- [4] O. Khayal, "GASOLINE DIRECT INJECTION SYSTEM AUTOMOBILES." 2019, doi: 10.13140/RG.2.2.22414.31045.
- [5] H. Guo, Y. Li, X. Lu, Z. Zhou, H. Xu, and Z. Wang, "Radial expansion of flash boiling jet and its relationship with spray collapse in gasoline direct injection engine," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 146, pp. 515–525, 2019.
- [6] W. Zeng, M. Xu, G. Zhang, Y. Zhang, and D. J. Cleary, "Atomization and vaporization for flash-boiling multi-hole sprays with alcohol fuels," *Fuel*, vol. 95, pp. 287–297, 2012.
- [7] B. Wang, S. Mosbach, S. Schmutzhard, S. Shuai, Y. Huang, and M. Kraft, "Modelling soot formation from wall films in a gasoline direct injection engine using a detailed population balance model," *Appl. Energy*, vol. 163, pp. 154–166, 2016.
- [8] A. Hajialimohammadi, D. Honnery, A. Abdullah, and M. A. Mirsalim, "Time resolved characteristics of gaseous jet injected by a group-hole nozzle," *Fuel*, vol. 113, pp. 497–505, 2013.
- [9] L. Allocca, A. Montanaro, G. Meccariello, F. Duronio, S. Ranieri, and A. De Vita, "Under-expanded gaseous jets characterization for application in direct injection engines: Experimental and numerical approach.," 2020.
- [10] C. E. Brennen, *Cavitation and bubble dynamics*. Cambridge university press, 2014.
- [11] E. Sher, T. Bar-Kohany, and A. Rashkovan, "Flash-boiling atomization," *Prog. energy Combust. Sci.*, vol. 34, no. 4, pp. 417–439, 2008.
- [12] D. D. Loureiro, J. Reutzsch, A. Kronenburg, B. Weigand, and K. Vogiatzaki, "Primary breakup regimes for cryogenic flash atomization," *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 132, p. 103405, 2020.
- [13] R. D. Oza and J. F. Sinnamon, "An experimental and analytical study of flash-boiling fuel injection," *SAE Trans.*, pp. 948–962, 1983.
- [14] S. K. Rachakonda, "Computational Exploration of Flash-Boiling Internal Flow and Near-Nozzle Spray," 2018.
- [15] R. D. Reitz, "A photographic study of flash-boiling atomization," *Aerosol Sci. Technol.*, vol. 12, no. 3, pp. 561–569, 1990.
- [16] B. S. Park and S. Y. Lee, "An experimental investigation of the flash atomization mechanism," *At. sprays*, vol. 4, no. 2, 1994.
- [17] C. Baumgarten, *Mixture formation in internal combustion engines*. Springer Science & Business Media, 2006.
- [18] J. Anderson, *EBOOK: Fundamentals of Aerodynamics (SI units)*. McGraw hill, 2011.
- [19] C. D. Donaldson and R. S. Snedeker, "A study of free jet impingement. part 1. mean properties of free and impinging jets," *J. Fluid Mech.*, vol. 45, no. 2, pp. 281–319, 1971, doi: 10.1017/S0022112071000053.

- [20] E. Franquet, V. Perrier, S. Gibout, and P. Bruel, “Free underexpanded jets in a quiescent medium: A review,” *Prog. Aerosp. Sci.*, vol. 77, pp. 25–53, 2015, doi: 10.1016/j.paerosci.2015.06.006.
- [21] M. L. Norman and K.-H. a. Winkler, “Supersonic Jets: Nonlinear features of supersonic jet flow may explain the mysterious stability of extragalactic jets,” *Los Alamos Sci.*, pp. 38–71, 1985.
- [22] A. Abdel-Rahman, “A review of effects of initial and boundary conditions on turbulent jets,” *WSEAS Trans. Fluid Mech.*, vol. 4, no. 5, pp. 257–275, 2010.
- [23] T. G. Keith and J. E. John, “Gas dynamics.” Pearson Education Inc London, 2006.
- [24] M. A. Saad, “Compressible fluid flow,” Englewood Cliffs, 1985.
- [25] A. Y. Deshmukh et al., “Simulation and Modeling of Direct Gas Injection through Poppet-type Outwardly-opening Injectors in Internal Combustion Engines,” 2019, pp. 65–115.
- [26] D. P. Mishra, *Experimental combustion: an introduction*. Crc Press, 2014.
- [27] G. S. Settles, *Schlieren and shadowgraph techniques: visualizing phenomena in transparent media*. Springer Science & Business Media, 2001.
- [28] J. I. Steinfeld, “Atmospheric chemistry and physics: from air pollution to climate change,” *Environ. Sci. Policy Sustain. Dev.*, vol. 40, no. 7, p. 26, 1998.
- [29] D. Hahn, “Light Scattering Theory,” 2004.
- [30] R. Zakaria, “Jet fuel spray characterisation using optical methods: an experimental study of high speed fuel injection systems in small rotary engines,” University of Warwick, 2011.
- [31] T. Uchikoshi, A. Itakura, C. Matsunaga, and T. Ishigaki, “UV Protection Mechanism and Property of Functional Ceramic Particles,” *Hyomen Kagaku*, vol. 35, pp. 45–49, 2014, doi: 10.1380/jsssj.35.45.
- [32] F. A. Williams, “Spray combustion and atomization,” *Phys. fluids*, vol. 1, no. 6, pp. 541–545, 1958.
- [33] R. D. Reitz, *Atomization and other breakup regimes of a liquid jet*. Princeton University, 1978.
- [34] R. ~D. Reitz, “Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays,” *At. Spray Technol.*, vol. 3, pp. 309–337, 1987.
- [35] M. Migliaccio, A. Montanaro, D. Paredi, T. Lucchini, L. Allocca, and G. D’Errico, “CFD Modeling and Validation of the ECN Spray G Experiment under a Wide Range of Operating Conditions,” *SAE Tech. Pap. Ser.*, vol. 1, 2019, doi: 10.4271/2019-24-0130.
- [36] M. Tao, L. Liang, Y. Wang, and E. Meeks, “Numerical modeling of spray formation under flash-boiling conditions,” 2020.
- [37] B. Mohan, J. Badra, J. Sim, and H. G. Im, “Coupled in-nozzle flow and spray simulation of Engine Combustion Network Spray-G injector,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 22, no. 9, pp. 2982–2996, 2021.
- [38] L. Nocivelli *et al.*, “Analysis of the spray numerical injection modeling for gasoline applications,” 2020.
- [39] V. Vuorinen *et al.*, “Large-eddy simulation of highly underexpanded transient gas jets,” *Phys. Fluids*, vol. 25, no. 1, 2013, doi: 10.1063/1.4772192.
- [40] V. Vuorinen, A. Wehrfritz, C. Duwig, and B. J. Boersma, “Large-eddy simulation on the effect of injection pressure and density on fuel jet mixing in gas engines,” *Fuel*, vol. 130, pp. 241–250, 2014, doi: 10.1016/j.fuel.2014.04.045.
- [41] A. Hamzehloo and P. G. Aleiferis, “LES and RANS modelling of under-expanded jets with

- application to gaseous fuel direct injection for advanced propulsion systems,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 76, no. January, pp. 309–334, 2019, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2019.01.017.
- [42] M. R. Yosri, J. S. Lacey, M. Talei, R. L. Gordon, and M. J. Brear, “Development of a verification methodology for large-eddy simulation of underexpanded natural gas jets,” *Proc. 21st Australas. Fluid Mech. Conf. AFMC 2018*, no. December, pp. 8–11, 2018.
- [43] A. Twellmeyer, F. Kopple, and B. Weigand, “Evaluating Different Measures to Improve the Numerical Simulation of the Mixture Formation in a Spark-Ignition CNG-DI-Engine,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 2017-March, no. March, 2017, doi: 10.4271/2017-01-0567.
- [44] M. Banholzer, W. Vera-Tudela, C. Traxinger, M. Pfitzner, Y. Wright, and K. Boulouchos, “Numerical investigation of the flow characteristics of underexpanded methane jets,” *Phys. Fluids*, vol. 31, no. 5, 2019, doi: 10.1063/1.5092776.
- [45] K. E. Matusik, D. J. Duke, A. L. Kastengren, N. Sovis, A. B. Swantek, and C. F. Powell, “High-resolution X-ray tomography of Engine Combustion Network diesel injectors,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 19, no. 9, pp. 963–976, 2018.
- [46] S. Carmignato, W. Dewulf, and R. Leach, *Industrial X-ray computed tomography*, vol. 10. Springer, 2018.
- [47] A. Kurganov and E. Tadmor, “New High-Resolution Central Schemes for Nonlinear Conservation Laws and Convection–Diffusion Equations,” *J. Comput. Phys.*, vol. 160, no. 1, pp. 241–282, 2000, doi: <https://doi.org/10.1006/jcph.2000.6459>.
- [48] F. Duronio, S. Ranieri, A. Di Mascio, and A. De Vita, “Simulation of high pressure, direct injection processes of gaseous fuels by a density-based OpenFOAM solver,” *Phys. Fluids*, vol. 33, no. 6, p. 66104, 2021.
- [49] A. Montanaro, L. Allocca, and M. Lazzaro, “Iso-Octane Spray from a GDI Multi-Hole Injector under Non- and Flash Boiling Conditions,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 2017-Octob, no. January 2019, 2017, doi: 10.4271/2017-01-2319.
- [50] F. Duronio, S. Ranieri, A. Montanaro, L. Allocca, and A. De Vita, “ECN Spray G injector: Numerical modelling of flash-boiling breakup and spray collapse,” *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 145, p. 103817, 2021.
- [51] A. Montanaro, L. Allocca, A. De Vita, S. Ranieri, F. Duronio, and G. Meccariello, “Experimental and Numerical Characterization of High-Pressure Methane Jets for Direct Injection in Internal Combustion Engines,” 2020, doi: 10.4271/2020-01-2124.
- [52] L. Di Angelo, F. Duronio, A. De Vita, and A. Di Mascio, “Cartesian mesh generation with local refinement for immersed boundary approaches,” *J. Mar. Sci. Eng.*, vol. 9, no. 6, p. 572, 2021.
- [53] P. J. Roache, “Quantification of uncertainty in computational fluid dynamics,” *Annu. Rev. Fluid Mech.*, 1997, doi: 10.1146/annurev.fluid.29.1.123.

## Capitolo 4

# Progettazione e realizzazione di un sistema per la caratterizzazione del processo di combustione di una miscela aria/gas

L'attività descritta nel presente Capitolo ha come obiettivo la progettazione, realizzazione e successivo utilizzo di un sistema di indagine sperimentale per l'analisi della combustione. L'attività sperimentale è stata svolta presso il Laboratorio Spray dell'Istituto STEMS – CNR di Napoli.

Lo studio del processo di combustione di una miscela richiede opportuni strumenti di indagine, a seconda dei parametri del processo che devono essere investigati. Fra di essi è possibile elencare pressioni e temperature di processo, velocità laminare del fronte di fiamma, composizione della miscela e dei prodotti di combustione, ....

La scelta di adeguati dispositivi è, pertanto, strettamente correlata agli obiettivi dell'indagine stessa. Il setup allestito, nello specifico, consente la misura della velocità laminare di fiamma e della pressione durante il processo di combustione, mediante l'utilizzo di trasduttori di misura e tecniche di indagine ottica.

Il combustibile utilizzato è metano, quale surrogato del gas naturale compresso, ma il sistema può essere facilmente modificato per poter utilizzare qualsiasi altro combustibile, liquido o gassoso.

Le fasi di progettazione, realizzazione ed utilizzo del sistema sono avvenute in parallelo e, più volte, è stato necessario apportare modifiche al setup sperimentale, sulla base dei risultati ottenuti dal suo impiego.

### 4.1 – Cenni di teoria della combustione

L'indagine sperimentale del processo di combustione richiede un preambolo sul fenomeno e sulle grandezze chimico-fisiche che lo governano. Il paragrafo 4.1.1 fornisce un'estrema sintesi sulle tipologie di combustione ed è il risultato dello studio di diversi testi di letteratura [1]–[3]. Nel paragrafo 4.1.2 vengono riassunte nozioni termodinamiche di base, ma necessarie per la corretta comprensione del fenomeno. Nel paragrafo 4.1.3 sono descritte le proprietà dell'aria e dei combustibili impiegati nei MCI, nozioni essenziali specialmente per la comprensione del meccanismo di formazione della miscela nelle indagini sperimentali condotte; segue, nel paragrafo 4.1.4, un cenno alla stechiometria delle reazioni di combustione. Nel paragrafo 4.1.5 sono introdotte due grandezze fondamentali del processo di combustione, vale a dire il potere calorifico e la temperatura di fine combustione. Nel paragrafo 4.1.6 è riportato un cenno sulla teoria della cinetica chimica del processo di combustione.

Infine, nel paragrafo 4.1.7 vengono trattate le fiamme premiscelate laminari ed in particolare definizione e metodologie di calcolo della velocità laminare di fiamma.

### 4.1.1 – Caratterizzazione delle fiamme

Il processo di combustione è una rapida reazione esotermica in fase gassosa in cui l'ossigeno rappresenta il reagente (ossidante). Una fiamma è la regione all'interno della quale avviene la reazione di combustione, che può propagarsi in modo subsonico attraverso lo spazio (si parla in tal caso di **deflagrazione**) oppure con velocità supersonica (**detonazione**); il movimento della fiamma rispetto al gas incombusto è una caratteristica fondamentale del processo.

L'esistenza di una fiamma che si propaga, implica che la reazione è limitata a una zona di spessore ridotto rispetto alle dimensioni dell'apparato - nel caso specifico, la camera di combustione del motore. Questa caratteristica di propagazione spaziale della fiamma è il risultato del forte accoppiamento tra reazione chimica, processi di trasporto di diffusione di massa e conduzione del calore e moto del fluido. La generazione di calore e specie attive accelera la reazione chimica; la fornitura di reagenti freschi, regolata dalla velocità di convezione, limita la reazione. Quando questi processi sono in equilibrio, si ottiene una fiamma stazionaria.

Le fiamme sono generalmente classificate in base ad alcune caratteristiche generali. La prima ha a che fare con la **composizione dei reagenti quando entrano nella zona di reazione**. Se il combustibile (sotto forma di vapore) e l'ossidante sono essenzialmente uniformemente miscelati insieme, la fiamma viene definita **premiscelata**. Se i reagenti non sono premiscelati e devono mescolarsi insieme nella regione in cui ha luogo la reazione, la fiamma viene detta **diffusiva**, poichè la miscelazione viene effettuata dalla diffusione di combustibile e aria nella zona di reazione.

Un secondo criterio di classificazione fa riferimento al **regime di moto del flusso** di gas attraverso la zona di reazione: laminare o turbolento. Nel **flusso laminare**, la miscelazione ed il trasporto avvengono attraverso processi molecolari. I flussi laminari si verificano solo con un basso numero di Reynolds, vale a dire il rapporto tra forze inerziali e viscosità. Nei **flussi turbolenti**, la miscelazione e il trasporto sono intensificati dal movimento macroscopico relativo di vortici, che sono la caratteristica dei flussi turbolenti (alto numero di Reynolds).

Un'ulteriore possibilità di classificazione delle fiamme prevede la loro distinzione in **stazionarie** o **non stazionarie**, a seconda che la struttura della fiamma stessa ed il suo movimento varino nel tempo.

Infine, un ultimo criterio riguarda la **fase iniziale dei reagenti**: gas, liquido o solido.

Le fiamme nei motori a combustione interna sono non stazionarie, come ovvia conseguenza del ciclo operativo del motore stesso. Sono, inoltre, fiamme turbolente: solo con un sostanziale aumento dei processi di trasporto laminare mediante una convezione turbolenta, le velocità di miscelazione e combustione e le velocità di propagazione della fiamma possono essere abbastanza veloci da far sì che il processo di combustione del motore si completi entro il tempo disponibile.

La fiamma in un motore ad accensione comandata è una *fiamma turbolenta non stazionaria e premiscelata*, con la miscela aria-combustibile, attraverso cui la fiamma si propaga, allo stato gassoso.

La struttura di questa fiamma premiscelata è illustrata in Fig.4.1. All'interno della sottile lamella di fiamma (circa 0,2 mm di spessore), i processi dominanti sono laminari, cioè governati dalla diffusione molecolare, come mostrato in Fig.4.1(a). Le reazioni di combustione che rilasciano l'energia chimica del combustibile avvengono nella zona di valle della fiamma (zona II). L'energia termica rilasciata viene condotta a monte nella zona I (zona di preriscaldamento), dove la temperatura della miscela aria-combustibile che non ha ancora reagito aumenta costantemente, ma viene anche portata a valle verso i gas bruciati ad alta



temperatura che fuoriescono della fiamma nella zona III. In effetti, la temperatura della miscela non bruciata deve essere aumentata al di sopra di una temperatura di accensione (ignition temperature),  $T_i$ , prima che possano verificarsi reazioni chimiche significative e rilascio di energia. Si noti che la struttura della fiamma illustrata mostra una miscela combustibile-aria incombusta che fluisce attraverso la fiamma da sinistra; l'osservatore si muove quindi con la fiamma.

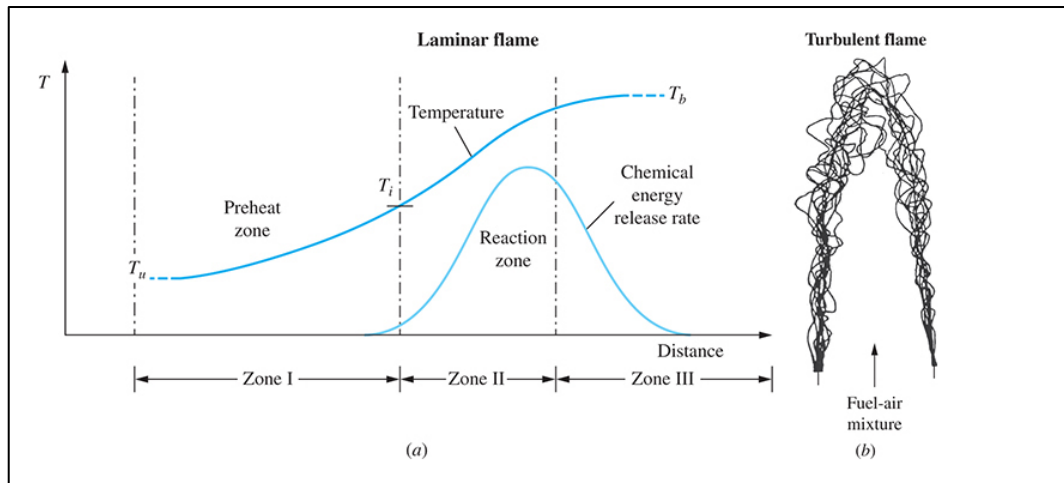


Fig.4.1 - Struttura di una fiamma premiscelata: (a) Profili di temperatura e di velocità di rilascio dell'energia chimica attraverso una fiamma laminare premiscelata; (b) realizzazioni multiple per breve esposizione di una fiamma premiscelata turbolenta [1].

All'interno del motore ad accensione comandata, la fiamma si propaga attraverso la camera di combustione spostandosi nella miscela incombusta davanti a essa. Questa fiamma è una fiamma turbolenta premiscelata. La Fig.4.1(b) mostra diverse realizzazioni in scala di tempo breve di una fiamma premiscelata turbolenta: la miscela aria-combustibile fluisce fuori dal tubo attraverso una lamella sottile "corrugata". Il movimento turbolento del fluido distorce e allunga questa lamella, producendo una "fiamma corrugata simile ad un fronte laminare". Localmente, in ciascun punto del fronte turbolento, si ha la stessa struttura della fiamma laminare mostrata in Fig.4.1(a).

Il processo di combustione in un motore diesel ad accensione comandata è, al contrario, prevalentemente una fiamma di diffusione turbolenta non stazionaria con il combustibile inizialmente nella fase liquida. La Fig.4.2 illustra la struttura di tale fiamma diffusiva.

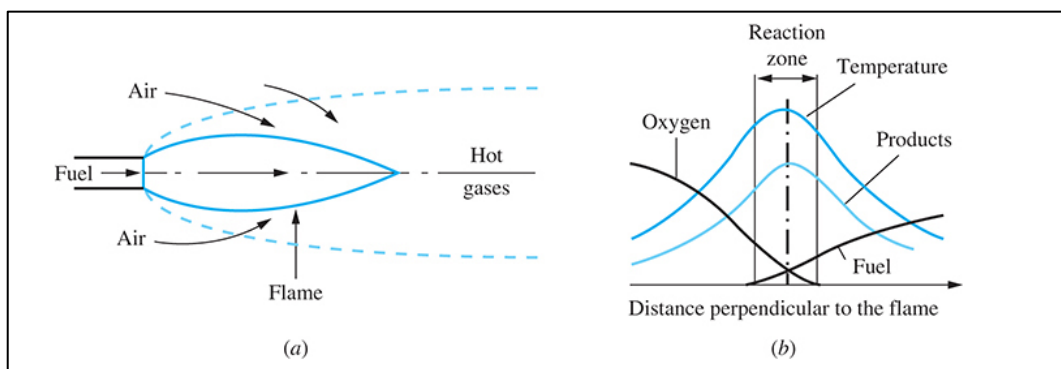


Fig.4.2 - Struttura di una fiamma diffusiva; (a) Schema di fiamma diffusiva; (b) Profili di concentrazione di combustibile, ossidante, prodotti e temperatura, attraverso la fiamma [1].

Nelle fiamme diffusive, il combustibile e l'aria sono inizialmente separati, come mostrato in Fig.4.2(a). Il vapore di combustibile - prodotto all'interno di ciascun getto di gasolio per effetto dell'evaporazione delle finissime goccioline di combustibile liquido e dell'elevata

temperatura in camera - fluisce all'interno della fiamma, mentre l'aria fluisce dall'esterno verso l'interno della fiamma stessa (Fig.4.2(b)).

La reazione chimica si verifica dove le temperature sono più elevate, cioè, dove c'è abbastanza aria per rilasciare completamente l'energia chimica del combustibile (composizione stechiometrica della miscela). I prodotti della combustione si diffondono all'esterno della fiamma diffusiva nell'aria circostante e all'interno dove il flusso di valle all'interno contorno spray/fiamma allontana anche questi prodotti dalla fiamma. Anche nel processo di combustione diesel, la fiamma diffusiva che circonda ogni spray di combustibile è turbolenta; la fiamma sottile è resa di forma irregolare (cioè corrugata) dal flusso turbolento. A livello locale mantiene, tuttavia, la struttura mostrata in Fig.4.2(b).

Le fiamme, siano esse premiscelate o diffusive, sono estremamente complesse da studiare perché comportano l'accoppiamento del *meccanismo chimico multi-specie* mediante il quale combustibile e ossidante reagiscono per formare prodotti, con il *processo di trasporto turbolento convettivo*. Il processo di combustione diesel è ancor più complicato di quello che avviene nel motore ad accensione comandata, perché sono coinvolti anche la vaporizzazione del combustibile liquido e il processo di miscelazione aria-combustibile.

#### 4.1.2 – Richiami di termodinamica

Le specie gassose che costituiscono i fluidi di lavoro nei motori a combustione interna (ad es. ossigeno, azoto, vapore di combustibile, anidride carbonica, vapore acqueo, ecc.) solitamente possono essere trattate come gas ideali. L'equazione di stato dei gas ideali può essere espressa nelle seguenti forme:

$$pV = mRT = m \frac{\tilde{R}}{M} T = n\tilde{R}T \quad (4.1)$$

dove:  $p$  è la pressione,  $V$  è il volume,  $m$  è la massa di gas,  $R$  è la costante specifica del gas,  $T$  è la temperatura,  $\tilde{R}$  è la costante universale dei gas,  $M$  è il peso molecolare ed  $n$  è il numero di moli.

Per la teoria della combustione è conveniente introdurre un'unità di massa basata sulla struttura molecolare della materia, cioè la mole. Il numero di moli contenute all'interno di un gas è dato da:

$$n = \frac{m}{M} \quad (4.2)$$

L'equazione (4.1) può quindi essere riscritta come:

$$pV = n\tilde{R}T \quad \text{oppure} \quad p = \rho RT \quad (4.3)$$

Altre due grandezze fondamentali per lo studio del processo di combustione sono l'energia interna e l'entalpia. L'energia interna (per unità di massa) di un gas è la somma delle energie cinetiche e potenziali delle particelle che lo compongono e, sebbene sia una funzione abbastanza complessa di altre variabili di stato, per un gas ideale può essere considerata dipendente esclusivamente della temperatura:

$$u = u(T) \quad (4.4)$$

Dato che l'entalpia (per unità di massa) è definita come la somma dell'energia interna e del prodotto fra pressione e volume:

$$h = u + pv \quad (4.5)$$

segue che anch'essa, per un gas ideale, è funzione esclusivamente della temperatura:

$$h = h(T) \quad (4.6)$$

Si definiscono, inoltre i calori specifici a volume e pressione costante per un gas ideale, rispettivamente:

$$c_v = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = \frac{dU}{dT} \quad (4.7)$$

$$c_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = \frac{dh}{dT} \quad (4.8)$$

Attraverso l'equazione di stato, si risale, quindi, alla relazione di Mayer:

$$c_p - c_v = R \quad (4.9)$$

Un'altra grandezza fondamentale per lo studio della combustione è il rapporto fra i calori specifici:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.10)$$

In generale, l'energia interna e l'entalpia di un gas ideale alla temperatura  $T$  sono correlate all'energia interna e all'entalpia ad una data temperatura di riferimento  $T_0$ , tramite le relazioni:

$$u = u_0 + \int_{T_0}^T c_v(T) dT \quad (4.11)$$

$$h = h_0 + \int_{T_0}^T c_p(T) dT \quad (4.12)$$

Dalla definizione di entropia:

$$dS = \frac{c_v}{T} dT + R \frac{dv}{v} = \frac{c_p}{T} dT - R \frac{dp}{p} \quad (4.13)$$

si può correlare l'entropia alle condizioni  $p$ ,  $v$  e  $T$  all'entropia relativa ad uno stato di riferimento  $p_0$ ,  $v_0$  e  $T_0$ :

$$s = s_0 + \int_{T_0}^T \frac{c_v}{T} dT + R \ln \frac{v}{v_0} \quad (4.14)$$

$$s = s_0 + \int_{T_0}^T \frac{c_p}{T} dT - R \ln \frac{p}{p_0} \quad (4.15)$$

Le proprietà  $u$ ,  $h$  ed  $s$  possono essere valutate per unità di massa o per unità di mole. Se riferite alla massa,  $c_v$ ,  $c_p$  e  $R$  hanno dimensioni J/(kgK). Se riferite alla mole, vengono indicate come  $\tilde{u}$ ,  $\tilde{h}$  e  $\tilde{s}$  ed i termini  $\tilde{c}_p$ ,  $\tilde{c}_v$  e  $\tilde{R}$  hanno dimensione J/(kmolK).

I fluidi di lavoro impiegati nei motori sono delle miscele di gas, che ai fini della trattazione, possono essere considerati ideali. La composizione di una miscela di gas ideali può essere espressa in termini delle seguenti proprietà, per ciascun componente:

- **pressione parziale**  $p_i$ , definita come la pressione che ciascun componente eserciterebbe se da solo occupasse il volume occupato dalla miscela alla data temperatura;
- **parti in volume**  $V_i/V$ , ossia la frazione del volume totale della miscela che ogni componente occuperebbe se separato dalla miscela, alla temperatura e alla pressione della miscela stessa;
- **frazione in massa**  $x_i$ , cioè la massa di ciascun componente  $m_i$ , divisa per la massa totale della miscela,  $m$ .
- **frazione molare**,  $\tilde{x}_i$ , cioè il numero di moli di ciascun componente  $n_i$ , diviso il numero totale di moli della miscela,  $n$ .

Dall'equazione dei gas perfetti segue:

$$\frac{p_i}{p} = \frac{V_i}{V} = x_i \frac{M}{M_i} = \tilde{x}_i \quad (4.16)$$

Le proprietà termodinamiche di miscele di gas ideali possono essere calcolate attraverso le seguenti relazioni:

Peso molecolare:

$$M = \frac{1}{n} \sum_i n_i M_i = \sum_i \tilde{x}_i M_i \quad (4.17)$$

Energia interna, entalpia ed entropia:

$$\text{su base massica} \quad u = \sum_i x_i u_i, \quad h = \sum_i x_i h_i, \quad s = \sum_i x_i s_i \quad (4.18)$$

$$\text{su base molare} \quad \tilde{u} = \sum_i \tilde{x}_i \tilde{u}_i, \quad \tilde{h} = \sum_i \tilde{x}_i \tilde{h}_i, \quad \tilde{s} = \sum_i \tilde{x}_i \tilde{s}_i \quad (4.19)$$

### 4.1.3 – Composizione dell'aria e combustibili per MCI

Nei motori endotermici i combustibili sono bruciati con aria atmosferica, vale a dire aria secca ed umidità.

L'**aria secca** è una miscela di gas che ha una composizione in volume di 20.95% ossigeno, 78.09% idrogeno, 0.93% argon e tracce di altri gas, quali anidride carbonica, neon, elio, metano, etc.

Nella combustione, l'ossigeno rappresenta il componente reattivo dell'aria. Generalmente è sufficientemente accurato considerare l'aria come composta da ossigeno al 21% e gas inerte al 79%, considerato come azoto (spesso chiamato azoto atmosferico). Per ogni mole di ossigeno in aria ci sono:

$$\frac{1 - 0.2095}{0.2095} = 3.773 \quad (4.20)$$

moli di azoto atmosferico. Il peso molecolare dell'aria è calcolato a partire da:

$$M = \sum_i \tilde{x}_i M_i \approx 29 \quad (4.21)$$

dove:

$$\begin{cases} \tilde{x}_{O_2} = 0.2095 & M_{O_2} = 32.998 \\ \tilde{x}_{N_2} = 0.7905 & M_{N_2} = 28.012 \end{cases} \quad (4.22)$$

Dato che l'azoto atmosferico contiene tracce di altre specie, il suo peso molecolare è leggermente diverso da quello dell'azoto molecolare. Nella trattazione che segue, si considera come azoto, l'azoto atmosferico, con un peso molecolare di 28.16. La densità dell'aria secca può essere ottenuta dall'equazione dei gas ideali:

$$p = \frac{m}{V} \frac{\tilde{R}}{M} T \rightarrow \rho = \frac{M p}{\tilde{R} T} = \frac{29 \cdot p(Pa)}{8314.3 \frac{J}{kmol \cdot K} \cdot T(K)} \quad (4.23)$$

Pertanto, la densità dell'aria secca ad una pressione di 1 atmosfera (101325 Pa) ed alla temperatura di 25°C (298.15 K) è pari a 1.184 kg/m<sup>3</sup>.

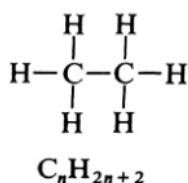
Nella realtà, l'aria contiene **vapore acqueo**, in una quantità che dipende dalla temperatura e dal grado di saturazione. Solitamente, la percentuale in massa di vapore acqueo varia dall'1% al 4% in condizioni estreme. L'*umidità relativa* confronta il contenuto di vapore acqueo dell'aria con quello necessario per saturare ed è definita come: "il rapporto tra la pressione parziale del vapore acqueo effettivamente presente e la pressione di saturazione alla stessa temperatura".

I **combustibili** principalmente impiegati nei motori a combustione interna sono miscele di idrocarburi, ottenuti dalla raffinazione del petrolio greggio. Sono principalmente costituiti da carbonio ed idrogeno.

Altri combustibili di interesse sono gli alcool (che contengono ossigeno) ed i combustibili gassosi (gas naturale e gas di petrolio liquefatto). Per un'adeguata comprensione dei meccanismi di combustione, è necessaria una conoscenza di base delle diverse classi di composti organici e della loro struttura molecolare:

### Composti alchilici:

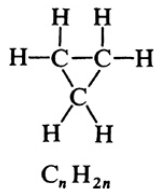
#### Paraffine (alcani)



Molecole di idrocarburi saturi a catena aperta a legame aperto - ovvero non è possibile aggiungere altro idrogeno. Per le molecole più grandi, esistono diversi isomeri (configurazioni a catena diritta e a catena ramificata), chiamati composti normali (n-) e iso, rispettivamente. Esempi: CH<sub>4</sub>, metano; C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, etano; C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, propano; C<sub>8</sub>H<sub>18</sub>, n-ottano o isoottano. Esistono diversi "isoottani", a seconda della posizione relativa dei rami. Molecole radicali carenti di un atomo di idrogeno prendono il nome metile, etile, propile, ecc.

---

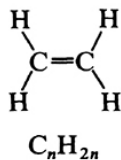
*Cicloparaffine o nafta (ciclo-alcani)*



Idrocarburi ad anello a legame singolo (senza doppio legame). Sono insaturi, poiché l'anello può essere rotto, quindi è possibile aggiungere ulteriore idrogeno. Esempi:  $\text{C}_3\text{H}_6$ , ciclopropano (anello con tre atomi di carbonio);  $\text{C}_4\text{H}_8$ , ciclobutano (anello a quattro atomi di carbonio);  $\text{C}_5\text{H}_{10}$ , ciclopentano (anello a cinque atomi di carbonio).

---

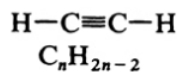
*Olefine (alcheni)*



Idrocarburi a catena aperta contenenti un doppio legame (quindi sono insaturi). Esempi:  $\text{C}_2\text{H}_4$ , etene (o etilene);  $\text{C}_3\text{H}_6$ , propene (o propilene);  $\text{C}_4\text{H}_8$ , butene (o butilene). Esistono strutture a catena diritta e ramificata.

---

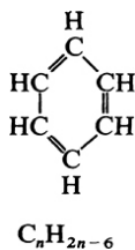
*Acetileni (alchini)*



Idrocarburi insaturi a catena aperta contenenti un triplo legame carbonio-carbonio. Il primo membro è acetilene,  $\text{H}-\text{C}\equiv\text{C}-\text{H}$ . I membri aggiuntivi della serie degli alchini comprendono molecole a catena aperta, simili agli alcheni superiori ma con ogni doppio legame sostituito da un triplo legame.

---

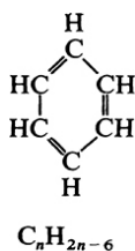
**Composti aromatici:**



L'elemento principale per gli idrocarburi aromatici è rappresentato dalla struttura ad anello del benzene ( $\text{C}_6\text{H}_6$ ). Questa struttura ad anello è molto stabile e può contenere gruppi  $-\text{CH}_2$  e  $-\text{CH}_3$  aggiuntivi nelle catene laterali e non mediante espansione dell'anello. Esempi:  $\text{C}_7\text{H}_8$ , toluene;  $\text{C}_8\text{H}_{10}$ , xilene (diverse disposizioni strutturali). Idrocarburi aromatici più complessi incorporano catene laterali alchiliche di etile, propile e più pesanti in una varietà di disposizioni strutturali.

---

**Alcoli:**



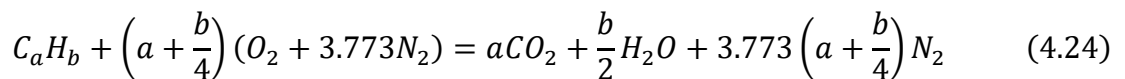
In questi composti organici, un gruppo ossidrilico ( $-\text{OH}$ ) è sostituito da un atomo di idrogeno. Così il metano diventa alcool metilico,  $\text{CH}_3\text{OH}$  (chiamato anche metanolo); l'etano diventa alcool etilico,  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  (etanolo); etc.

#### 4.1.4 – Stechiometria della combustione

In questo paragrafo vengono descritte le relazioni fra la composizione dei reagenti (combustibile ed aria) in una miscela di combustibile e la composizione dei prodotti. Poiché queste relazioni dipendono solo dalla conservazione della massa di ciascun elemento chimico nei reagenti, sono necessarie solo la composizione elementare relativa del combustibile e le proporzioni relative di combustibile e aria.

Se è presente una quantità sufficiente di ossigeno, un idrocarburo può essere completamente ossidato. Il carbonio presente nel combustibile viene quindi convertito in anidride carbonica e l'idrogeno in acqua.

Considerando il generico idrocarburo di composizione molecolare media  $C_aH_b$ , la reazione di combustione stechiometrica completa in aria può essere scritta:



L'equazione (4.24) mostra chiaramente che, quando i prodotti sono a temperatura relativamente bassa, l'azoto non è influenzato dalla reazione. Inoltre, l'equazione si riferisce alla sola composizione elementare delle specie di reagenti e prodotti: non indica il meccanismo chimico con cui procede la combustione, che è molto più complesso. L'equazione (4.24), infine, definisce solo i rapporti dei numeri davanti al simbolo per ciascuna specie chimica, ovvero si ottengono solo le proporzioni relative su base molare. Pertanto, la composizione del combustibile può anche essere scritta come  $CH_y$  con  $y = b/a$ . In definitiva, l'equazione (4.24) definisce le proporzioni stechiometriche (o chimicamente corrette) di aria e combustibile; ciò significa che c'è abbastanza ossigeno per la conversione di tutto il combustibile in prodotti completamente ossidati.

Il rapporto stechiometrico aria/combustibile o combustibile/aria dipende dalla composizione del combustibile:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \left(\frac{F}{A}\right)_s^{-1} = \frac{(1 + y/4)(32 + 3.773 \times 28.16)}{12.011 + 1.008y} = \frac{34.56(4 + y)}{12.011 + 1.008y} \quad (4.25)$$

L'equazione (4.25) evidenzia la dipendenza del rapporto aria/combustibile esclusivamente dalla composizione  $y$  del combustibile stesso.

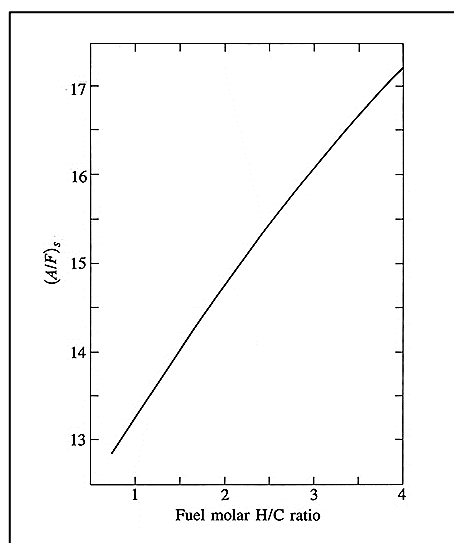
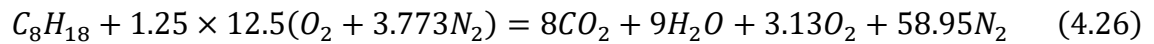


Fig.4.3 - Rapporto stechiometrico aria/combustibile per miscele di idrocarburi in funzione del rapporto molare H/C.

In Fig.4.3 è possibile notare la variazione del rapporto aria/combustibile stechiometrico in funzione della composizione del combustibile, con  $y$  che varia da 1 (benzene) a 4 (metano).

Miscela aria/combustibile in rapporto maggiore o minore di quello stechiometrico possono comunque essere bruciate. Con eccesso d'aria (o combustione povera di combustibile), l'aria in più compare nei prodotti in una forma essenzialmente invariata. Per esempio, la combustione di isotano con un eccesso d'aria del 25% (o, equivalentemente, con rapporto A/F di 1.25), fornisce:



Nel caso di difetto d'aria (o combustione ricca di combustibile), non c'è sufficiente ossigeno per ossidare completamente il carbonio e l'idrogeno del combustibile in  $CO_2$  e  $H_2O$ . I prodotti saranno, pertanto, una miscela di  $CO_2$  e  $H_2O$  con monossido di carbonio, idrogeno ed azoto. La composizione dei prodotti non può essere determinata dal solo bilancio degli elementi e deve essere fatta un'ulteriore ipotesi sulla composizione chimica delle specie dei prodotti.

Dato che la composizione dei prodotti di combustione varia significativamente nel caso di miscela ricca o magra e dato che il rapporto stechiometrico A/F dipende dalla composizione del combustibile, un parametro essenziale per definire la composizione della miscela è il rapporto fra l'effettivo rapporto combustibile/aria e il rapporto stechiometrico (o il suo inverso), vale a dire Il **rapporto di equivalenza combustibile aria**:

$$\phi = \frac{(F/A)_{actual}}{(F/A)_s} \quad (4.27)$$

L'inverso di  $\phi$  è detto **rapporto aria/combustibile relativo,  $\lambda$**  ed è dato da:

$$\lambda = \frac{(A/F)_{actual}}{(A/F)_s} \quad (4.28)$$

In definitiva si ha:

$\phi < 1$  (cioè  $\lambda > 1$ ) per miscele povere;

$\phi = 1$  (cioè  $\lambda = 1$ ) per miscele stechiometriche;

$\phi > 1$  (cioè  $\lambda < 1$ ) per miscele ricche.

#### 4.1.5 – Potere calorifico e temperatura di fine combustione adiabatica

In un processo di combustione, il combustibile e l'ossidante reagiscono e formano prodotti di composizione differente. La prima legge della termodinamica può essere utilizzata per mettere in relazione gli stati finali delle miscele che subiscono un processo di combustione e permette di determinare la **temperatura di fine combustione adiabatica**.

La prima legge della termodinamica mette in relazione le variazioni di energia interna (o entalpia) con le interazioni di trasferimento di calore e lavoro. Nell'applicare la prima legge a un sistema la cui composizione chimica varia, occorre prestare attenzione nel mettere in relazione gli stati di riferimento ai quali sono assegnati zero energia interna o entalpia per



ogni specie o gruppi di specie. Quando si verificano reazioni chimiche, la scelta di uno stato di riferimento in cui assumere pari a zero l'energia interna o l'entalpia non è del tutto libera. Si consideri un sistema di massa  $m$  che cambia la sua composizione da reagenti a prodotti mediante reazione chimica, come indicato in Fig.4.4.

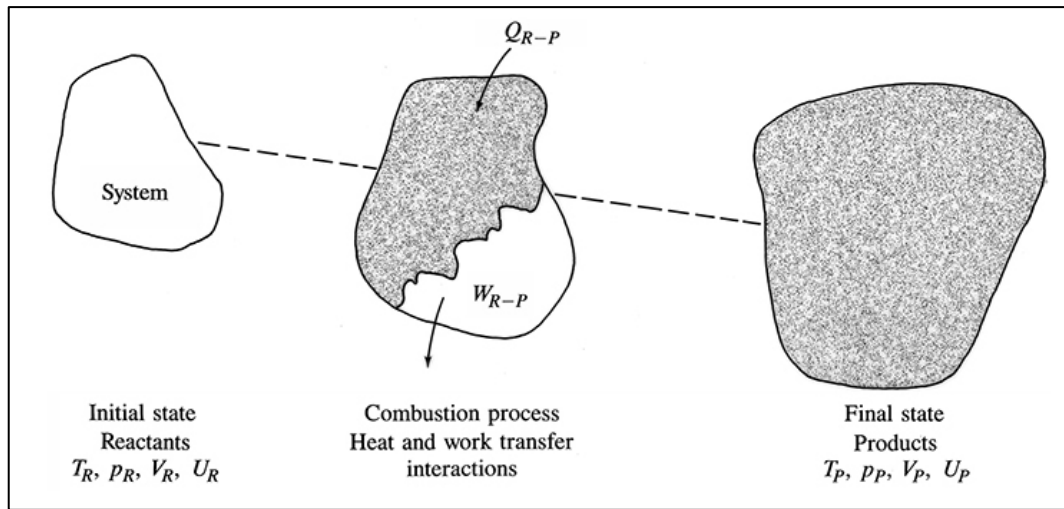


Fig.4.4 - Variazione del sistema da reagenti a prodotti per l'analisi della prima legge della termodinamica.

Applicando la prima legge della termodinamica al sistema, tra lo stato iniziale e finale, si ottiene:

$$Q_{R-P} - W_{R-P} = U_P - U_R \quad (4.29)$$

Il trasferimento di calore  $Q_{R-P}$  ed il trasferimento di lavoro  $W_{R-P}$  possono verificarsi ai confini del sistema. Per i loro segni, viene utilizzata la seguente convenzione: positivi per trasferimento di calore al sistema e lavoro compiuto dal sistema. Si consideri, dapprima, un processo a *volume costante*, dove la temperatura iniziale e finale sia la stessa  $T'$ . L'equazione (4.29) diventa:

$$Q_{R-P} = U'_P - U'_R = (\Delta U)_{V,T'} \quad (4.30)$$

L'energia interna del sistema è variata di una quantità pari a  $(\Delta U)_{V,T'}$ , che può essere misurata o calcolata. Dato che il processo di combustione è esotermico,  $Q_{R-P}$  e  $(\Delta U)_{V,T'}$  sono entrambi negativi; pertanto, l'energia interna del sistema diminuisce. Se l'equazione (4.30) è espressa in termini di mole di combustibile,  $(\Delta U)_{V,T'}$  è noto come aumento di energia interna a volume costante e  $-(\Delta U)_{V,T'}$  prende il nome di *calore di reazione a volume costante* alla temperatura  $T'$ .

Si consideri, quindi, un processo a *pressione costante*, dove la temperatura iniziale e finale sia la stessa  $T'$ . In questo caso, si può scrivere il lavoro:

$$W_{R-P} = \int_R^P p dV = p(V_P - V_R) \quad (4.31)$$

L'equazione (4.29) diventa:

$$Q_{R-P} - p(V'_P - V'_R) = U'_P - U'_R \quad (4.32)$$

che può essere anche riscritta come:

$$Q_{R-P} = H'_P - H'_R = (\Delta H)_{p,T'} \quad (4.33)$$

L'entalpia del sistema è variata di una quantità  $(\Delta H)_{p,T'}$ , che può essere misurata o calcolata. Di nuovo, per le reazioni di combustione,  $(\Delta H)_{p,T'}$  è una quantità negativa. Se l'equazione (4.33) è espressa in termini di mole di combustibile,  $(\Delta H)_{p,T'}$  è chiamato aumento di entalpia a pressione costante e  $-(\Delta H)_{p,T'}$  è noto come *calore di reazione a pressione costante* alla temperatura  $T'$ .

I due processi possono essere visualizzati su grafici, rispettivamente, di energia interna o entalpia in ordinata e temperatura in ascissa, come quello mostrato in Fig.4.5:

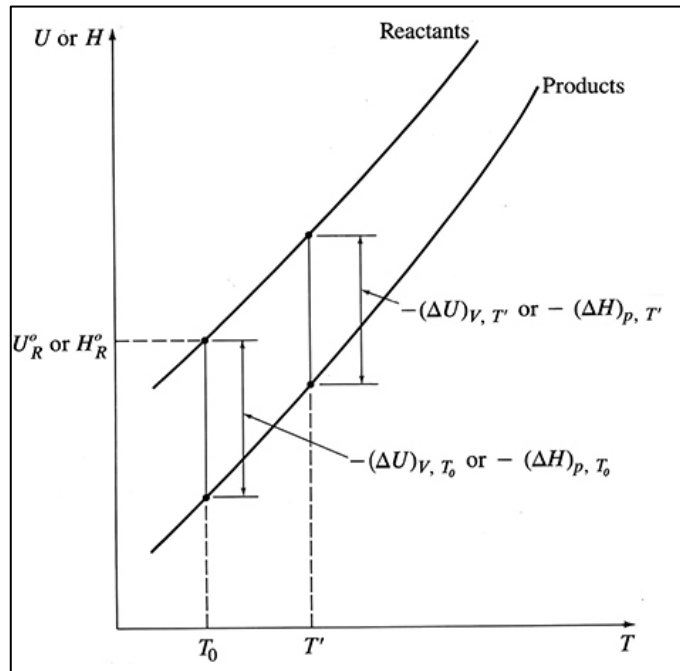


Fig.4.5 - Grafico dell'energia interna ( $U$ ) o entalpia ( $H$ ) di reagenti e prodotti in funzione della temperatura.

Se ad  $U$  (o ad  $H$ ) dei reagenti è arbitrariamente assegnato un valore  $U_R^o$  (o  $H_R^o$ ) ad una certa temperatura di riferimento  $T_0$ , il valore  $(\Delta U)_{V,T_0}$  o  $(\Delta H)_{p,T_0}$  fissa la correlazione fra  $U(T)$  o  $H(T)$ , rispettivamente, per i prodotti ed i reagenti. Si noti che la pendenza di tali curve (cioè il calore specifico a volume o pressione costante, se l'asse verticale è espresso per unità massa o di mole) aumenta all'aumentare della temperatura. Inoltre, l'ampiezza di  $(\Delta U)_{V,T'}$  o  $(\Delta H)_{p,T'}$  diminuisce all'aumentare della temperatura, dato che il  $c_v$  (o  $c_p$ ) dei prodotti è maggiore di quello dei reagenti.

La differenza fra gli aumenti di entalpia e di energia interna è data da:

$$(\Delta H)_{p,T'} - (\Delta U)_{V,T'} = p(V_P - V_R) \quad (4.34)$$

Soltanto se il volume di prodotti e reagenti nel processo a pressione costante è lo stesso,  $(\Delta H)_{p,T'}$  e  $(\Delta U)_{V,T'}$  sono uguali.

Inoltre, se tutte le specie di prodotti e reagenti sono gas ideali, l'equazione per i gas ideali permette di scrivere:

$$(\Delta H)_{p,T'} - (\Delta U)_{V,T'} = \tilde{R}(n'_P - n'_R)T' \quad (4.35)$$

Nel caso di combustione di un generico idrocarburo, uno dei prodotti, cioè l'acqua, può trovarsi alla fase liquida o gassosa. L'energia interna (o l'entalpia) dei prodotti nei processi a volume costante o a pressione costante descritti precedentemente in Fig.4.5, dipenderà ora dalle proporzioni relative dell'acqua nelle fasi gassosa e liquida.

I casi limite con acqua tutta alla fase liquida o gassosa sono mostrati in Fig.4.6(a):

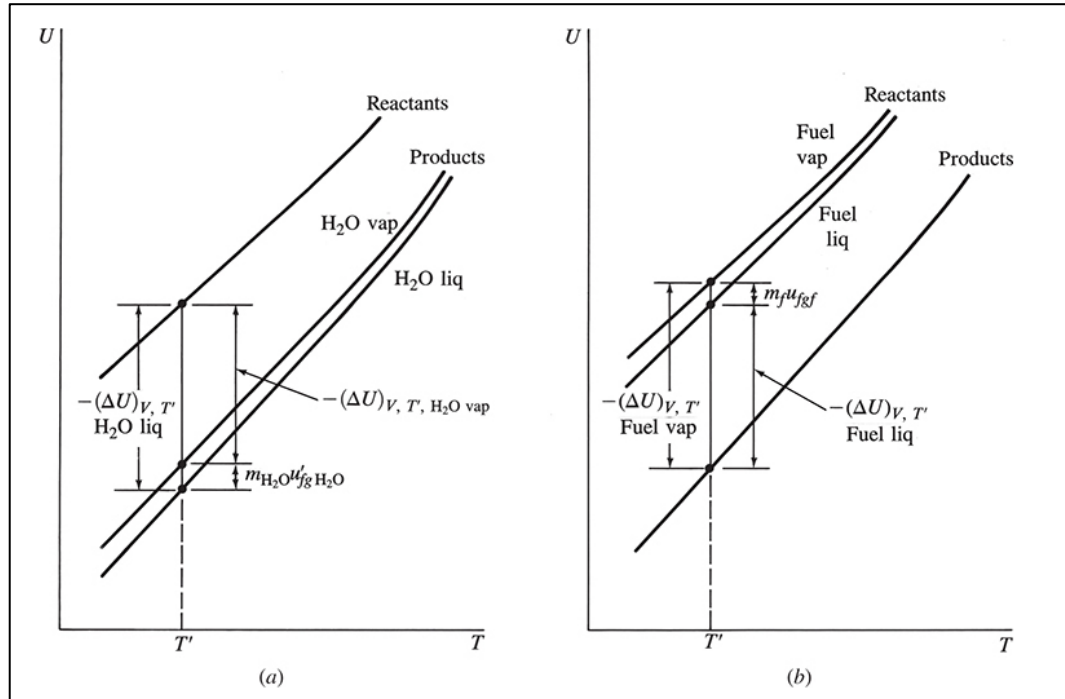


Fig.4.6 - Energia interna di reagenti e prodotti in funzione della temperatura. (a) Effetto dell'acqua nei prodotti come vapore o liquido. (b) Effetto del combustibile nei reagenti in fase vapore o liquida

La differenza di energia interna fra le curve è:

$$|(\Delta U)_{V, T', H_2O liq}| - |(\Delta U)_{V, T', H_2O vap}| = m_{H_2O} u'_{fg, H_2O} \quad (4.36)$$

dove,  $m_{H_2O}$  è la massa di acqua nei prodotti e  $u'_{fg, H_2O}$  è l'energia interna di vaporizzazione dell'acqua alla temperatura e pressione dei prodotti. In maniera simile, per l'entalpia:

$$|(\Delta H)_{p, T', H_2O liq}| - |(\Delta H)_{p, T', H_2O vap}| = m_{H_2O} h'_{fg, H_2O} \quad (4.37)$$

In alcuni casi, i reagenti possono contenere il combustibile allo stato liquido o gassoso. Le curve  $H - T$  o  $U - T$  per i reagenti con il combustibile allo stato liquido o gassoso sono differenti, come mostrato in Fig.4.6(b). La distanza verticale fra le due curve dei reagenti è  $m_f h'_{fgf}$  (o  $m_f u'_{fgf}$ ), dove il pedice  $f$  sta per "fuel".

Per i combustibili che sono singoli composti di idrocarburi o dove è nota la composizione precisa del combustibile, le energie interne o le entalpie dei reagenti e dei prodotti possono essere correlate attraverso le **entalpie di formazione** dei reagenti e dei prodotti. L'entalpia di formazione  $\Delta \tilde{h}_f^\circ$  di un composto chimico è l'incremento di entalpia associato alla reazione di formazione di una mole del dato composto a partire dai suoi componenti elementari, con ciascuna sostanza allo stato standard termodinamico, alla temperatura di interesse. Lo *stato standard* è lo stato ad una atmosfera di pressione ed alla temperatura presa in considerazione. Poiché i calcoli termodinamici vengono effettuati come differenza tra uno stato iniziale e uno finale, è necessario scegliere uno stato di riferimento a cui è possibile riferire tutti

gli altri stati termodinamici. Lo stato di riferimento più comune 298.15 K di temperatura e 1 atm di pressione.

Tutti gli elementi nel loro stato standard, quindi puri nella forma più stabile alla temperatura di interesse e alla pressione di stato-standard, hanno zero come valore di entalpia di formazione standard. L'entalpia di formazione standard è negativa se la reazione di formazione del composto è esotermica, mentre è positiva se la reazione di formazione del composto è endotermica.

I valori dell'entalpia di formazione delle diverse specie sono tabulati in funzione della temperatura ed espressi in kJ/mol. Per i composti inorganici, il riferimento primario sono le *tabelle termochimiche JANAF*. Queste tabelle riportano i valori del calore specifico molare a pressione costante, entropia standard, energia libera standard di Gibbs (chiamata energia libera nelle tabelle), entalpia standard, entalpia di formazione ed energia libera di formazione di Gibbs e costante di equilibrio (scala  $\log_{10}$ ) per la formazione di ogni specie chimica a partire dai suoi componenti elementari.

Per una data reazione di combustione, l'entalpia dei prodotti e dei reagenti è:

$$H_P^\circ = \sum_{\text{products}} n_i \Delta \tilde{h}_{f,i}^\circ \quad (4.38)$$

$$H_R^\circ = \sum_{\text{reactants}} n_i \Delta \tilde{h}_{f,i}^\circ \quad (4.39)$$

L'aumento di entalpia  $(\Delta H)_{p,T_0}$  è ottenuto dalla differenza fra le equazioni (4.38) e (4.39).

L'aumento di energia interna può essere ottenuto mediante l'equazione (4.34). Per i combustibili per cui non sia nota la composizione precisa, l'entalpia dei reagenti non può essere determinata a partire dalle entalpie di formazione delle singole specie. Pertanto, deve essere direttamente misurato il **potere calorifico del combustibile**.

Il potere calorifico di un combustibile  $Q_{HV}$  è l'energia (calore) che si può ricavare a pressione o volume costante ed alla temperatura standard dalla combustione completa dell'unità di massa di combustibile. Segue:

$$Q_{HVp} = -(\Delta H)_{p,T_0} \quad (4.40)$$

$$Q_{HVv} = -(\Delta U)_{v,T_0} \quad (4.41)$$

Per combustione completa si intende che tutto il carbonio è convertito in  $\text{CO}_2$ , tutto l'idrogeno è convertito in  $\text{H}_2\text{O}$  e tutto lo zolfo eventualmente presente è convertito in  $\text{SO}_2$ . Il potere calorifico è generalmente espresso in joule per chilogrammo o per chilo-mole di combustibile. Non è necessario specificare la quantità di ossidante miscelata con il combustibile, purché essa superi il requisito stechiometrico. Non ha importanza se l'ossidante è aria o ossigeno.

Per i combustibili contenenti idrogeno, è già stato detto che il fatto che l'acqua nei prodotti si trovi in fase liquida o gassosa, influenza il valore del calore di reazione.

Il termine *potere calorifico superiore (higher heating value)*  $Q_{HHV}$  viene utilizzato quando l'acqua che si forma nei prodotti è completamente condensata nella fase liquida.

Il termine *potere calorifico inferiore (lower heating value)*  $Q_{LHV}$  viene utilizzato quando l'acqua che si forma nei prodotti è completamente nella fase di vapore. I due valori di potere calorifico a pressione costante sono correlati come segue:

$$Q_{HHVp} = Q_{LHVp} + \left( \frac{m_{H_2O}}{m_f} \right) h_{fgH_2O} \quad (4.42)$$

dove  $\frac{m_{H_2O}}{m_f}$  è il rapporto fra la massa d'acqua prodotta e la massa di combustibile bruciato.

Un'espressione simile può essere ottenuta sostituendo  $h_{fgH_2O}$  con  $u_{fgH_2O}$  per un processo a volume costante.

Per la determinazione della temperatura adiabatica di fiamma occorre analizzare separatamente i due processi di combustione a volume costante e a pressione costante.

Per un **processo adiabatico a volume costante** si ha:

$$Q_{R-P} - W_{R-P} = U_P - U_R \rightarrow U_P - U_R = 0 \quad (4.43)$$

dove  $U_P$  e  $U_R$  sono valutate relativamente allo stesso stato di riferimento (ad esempio, le entalpie di C, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> e H<sub>2</sub> sono nulle a 298.15 K). Spesso, tuttavia, i dati sull'energia interna o l'entalpia per le specie e le miscele di reagenti e prodotti sono riferiti ad una certa temperatura di riferimento, T<sub>0</sub>, per esempio:  $U(T) - U(T_0)$ .

Dall'equazione:

$$U_P(T_0) - U_R(T_0) = (\Delta U)_{V,T_0} \quad (4.44)$$

e dalla (4.43), segue che:

$$[U_P(T) - U_P(T_0)] - [U_R(T) - U_R(T_0)] = -(\Delta U)_{V,T_0} \quad (4.45)$$

Relazione che correla gli stati dei prodotti con quelli dei reagenti.

Dato lo stato iniziale dei reagenti ( $T_R, V$ ), si può determinare lo stato finale dei prodotti ( $T_P, V$ ).

Per un **processo adiabatico a pressione costante** si ha:

$$Q_{R-P} - W_{R-P} = U_P - U_R \rightarrow H_P - H_R = 0 \quad (4.46)$$

ed in maniera analoga al caso isocoro, si giunge alla relazione:

$$[H_P(T) - H_P(T_0)] - [H_R(T) - H_R(T_0)] = -(\Delta H)_{p,T_0} \quad (4.47)$$

La temperatura finale dei prodotti in un processo di combustione adiabatico è denominata *temperatura adiabatica di fiamma*, a volume o pressione costante.

#### 4.1.6 – Cenni di cinetica chimica delle reazioni di combustione

Per le stime delle prestazioni nei motori è una buona approssimazione considerare i gas bruciati prodotti dalla combustione all'equilibrio chimico. Con ciò si intende che le reazioni chimiche con cui le singole specie nei gas bruciati reagiscono insieme, producono e rimuovono ciascuna specie a parità di velocità. Non si considera nessuna variazione netta della composizione delle specie.

Ad esempio, se la temperatura di una massa di anidride carbonica in un serbatoio viene sufficientemente aumentata, alcune delle molecole di CO<sub>2</sub> si dissociano in molecole di CO ed O<sub>2</sub>. Se la miscela di CO<sub>2</sub>, CO e O<sub>2</sub> è in equilibrio, le molecole di CO<sub>2</sub> si dissociano in CO e O<sub>2</sub> allo stesso ritmo con cui le molecole di CO e O<sub>2</sub> si ricombinano nelle proporzioni richieste per soddisfare l'equazione:



Nei prodotti di combustione di idrocarburi, le principali specie presenti a basse temperature sono  $N_2$ ,  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $O_2$ . A temperature più elevate (superiori a circa 2200 K), queste specie si dissociano e reagiscono a formare specie aggiuntive in quantità significative.

La seconda legge della termodinamica definisce il criterio per l'equilibrio chimico. Si consideri un sistema di sostanze che reagiscono chimicamente e che subiscono un processo a pressione e temperatura costante. In assenza di lavori di taglio (e lavori elettrici, gravità, movimento, capillarità), la prima legge fornisce:

$$\delta Q = dH \quad (4.49)$$

mentre, per la seconda legge:

$$\delta Q \leq TdS \quad (4.50)$$

Dalla combinazione delle precedenti equazioni, si ottiene:

$$dH - TdS \leq 0 \quad (4.51)$$

Dato che si sta considerando un processo a temperatura costante, si può passare a variazioni finite:

$$\Delta H - T\Delta S = \Delta G \leq 0 \quad (4.52)$$

Pertanto, le reazioni possono verificarsi (a pressione e temperatura costanti) solo se  $G$  (=  $H - TS$ ) per i prodotti è inferiore a  $G$  per i reagenti. Quindi all'equilibrio:

$$(\Delta G)_{p,T} = 0 \quad (4.53)$$

Si consideri, quindi, una miscela di gas ideali. Le specie reagenti e prodotti sono correlate dalla relazione:

$$\nu_a M_a + \nu_b M_b + \dots = \nu_l M_l + \nu_m M_m + \dots \quad \rightarrow \quad \sum_i \nu_i M_i = 0 \quad (4.54)$$

Dove  $\nu_i$  sono i coefficienti stechiometrici e, per convenzione, sono positivi per i prodotti e negativi per i reagenti. Se una quantità  $\delta n_a$  di  $M_a$  reagisce con una quantità  $\delta n_b$  di  $M_b$ , etc., produrrà una quantità  $\delta n_l$  di  $M_l$ ,  $\delta n_m$  di  $M_m$ , etc., per cui tali quantità saranno nelle proporzioni:

$$\delta n_i = \nu_i \delta n \quad (4.55)$$

La variazione di energia libera di Gibbs di una miscela di gas ideali, a pressione e temperatura costanti, al variare della composizione è data da:

$$(\Delta G)_{p,T} = \sum_i \tilde{\mu}_i \delta n_i = 0 \quad (4.56)$$

dove  $\delta n_i$  è la variazione del numero di moli della specie  $i$ -esima e  $\tilde{\mu}_i$  è il suo *potenziale chimico*, proprietà intensiva, definita come:

$$\tilde{\mu}_i = \left( \frac{\partial G}{\partial n_i} \right)_{p,T,n_j(j \neq i)} \quad (4.57)$$

Il potenziale chimico è anche pari all'ampiezza dell'energia libera specifica di Gibbs, che per un gas ideale vale:

$$\tilde{\mu}_i = \tilde{\mu}_i^\circ(T) + \tilde{R}T \ln \frac{p_i}{p_0} \quad (4.58)$$

dove,  $\tilde{\mu}_i^\circ$  è pari all'energia libera di Gibbs specifica di formazione (standard) e lo stato standard di pressione è generalmente 1 atm.

Sostituendo la (4.58) alla (4.56), all'equilibrio si ottiene:

$$\sum_i \left( \tilde{\mu}_i^\circ + \tilde{R}T \ln \frac{p_i}{p_0} \right) \delta n_i = 0 \quad (4.59)$$

oppure:

$$\sum_i \left( \tilde{\mu}_i^\circ + \tilde{R}T \ln \frac{p_i}{p_0} \right) \nu_i \delta n = 0 \quad (4.60)$$

Dividendo per  $\Delta n$  e riarrangiando i termini della (4.42), si ottiene:

$$\sum_i \left( \ln \frac{p_i}{p_0} \right)^{\nu_i} = - \frac{\sum_i (\tilde{\mu}_i^\circ \nu_i)}{\tilde{R}T} = - \frac{\Delta G^\circ}{\tilde{R}T} = \ln K_P \quad (4.61)$$

con  $K_P$  la costante di equilibrio a pressione costante:

$$K_P = \prod_i \left( \frac{p_i}{p_0} \right)^{\nu_i} \quad (4.62)$$

In molti database di reazioni chimiche (come le tabelle JANAF), per semplificare il calcolo delle costanti di equilibrio, sono tabellati, al variare della temperatura, i valori  $\log_{10}(K_P)_i$ , ossia le costanti di equilibrio di formazione di una mole di ciascuna specie a partire dagli elementi nel loro stato standard.

La costante di equilibrio per una specifica reazione è quindi data da:

$$\log_{10}(K_P)_{reaction} = \sum_i \nu_i \log_{10}(K_P)_i \quad (4.63)$$

L'effetto della pressione sulla composizione all'equilibrio può essere dedotto dalla (4.62); sostituendo le frazioni molari e la pressione della miscela, si ottiene:

$$\prod_i \left( \frac{p_i}{p_0} \right)^{\nu_i} = \prod_i \left( \tilde{x}_i \frac{p}{p_0} \right)^{\nu_i} = \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\sum_i \nu_i} \prod_i (\tilde{x}_i)^{\nu_i} \quad (4.64)$$

Se  $\sum_i \nu_i = 0$ , variazioni di pressione non hanno effetto sulla composizione. Se  $\sum_i \nu_i > 0$  (reazioni di dissociazione) le frazioni molari dei prodotti di dissociazione diminuiscono all'aumentare della pressione.

Viceversa, se  $\sum_i \nu_i < 0$  (reazione di ricombinazione).

Si può anche definire una costante di equilibrio basata sulla concentrazione,  $K_C$ :

$$K_C = \prod_i [M_i]^{\nu_i} \quad (4.65)$$

Le due costanti di equilibrio sono correlate da:

$$K_P = K_C (\tilde{R}T)^{\sum_i \nu_i} \quad (4.66)$$

Nello sviluppare le relazioni di equilibrio per una reazione non sono state date restrizioni sulla possibilità di equilibri simultanei. Si consideri una miscela di  $N$  gas reagenti, all'equilibrio. Se sono presenti  $C$  elementi chimici, la conservazione degli elementi fornirà  $C$  equazioni che correlano le concentrazioni delle  $N$  specie. Qualsiasi serie di reazioni chimiche ( $N - C$ ), ciascuna in equilibrio, che include ciascuna specie almeno una volta, fornirà quindi le equazioni aggiuntive necessarie per determinare la concentrazione di ciascuna specie nella miscela. Sfortunatamente, questo insieme completo di equazioni è un insieme di  $C$  equazioni lineari e  $(N - C)$  non lineari che è difficile da risolvere. Per tali sistemi complessi, si utilizzano metodi computerizzati standardizzati, come Chemkin. L'approccio adottato è quello di minimizzare esplicitamente l'energia libera di Gibbs della miscela reagente (a temperatura e pressione costanti) soggetta ai vincoli di conservazione della massa degli elementi. Uno stato termodinamico di una miscela di gas è comunemente specificato da una temperatura  $T$  e una pressione  $p$ . Si possono utilizzare anche altre coppie di variabili di stato: entalpia e pressione (utile per i processi di combustione a pressione costante); temperatura e volume; energia interna e volume (utile per processi di combustione a volume costante); entropia e pressione, entropia e volume (utile per compressioni ed espansioni isentropiche).

Per ciascuna composizione di reagente e coppia di variabili di stato termodinamiche, tali programmi calcolano:

- Proprietà della miscela termodinamica (ottenute dalla composizione di equilibrio e dall'appropriata regola della miscela di gas).
- Composizione di equilibrio, ossia le frazioni molari di ogni specie (che sono presenti in quantità significative).

Se un sistema è in equilibrio chimico o meno dipende dal fatto che le costanti di tempo delle reazioni chimiche siano brevi rispetto alle scale temporali con cui cambiano le condizioni del sistema (temperatura e pressione). I processi chimici nei motori spesso non sono in equilibrio. Esempi importanti di fenomeni di non equilibrio sono la zona di reazione alla fiamma in cui il combustibile viene ossidato e i meccanismi di formazione di inquinanti atmosferici. Tali processi di non equilibrio sono controllati dalle velocità con cui si verificano le reazioni chimiche reali che convertono i reagenti in prodotti. Le velocità con cui procedono le reazioni chimiche dipendono dalla concentrazione dei reagenti, dalla temperatura e dalla presenza di eventuali catalizzatori. Questo campo è chiamato cinetica chimica e di seguito verranno analizzate alcune delle sue relazioni di base.

La maggior parte delle reazioni chimiche di interesse nella combustione sono reazioni binarie, in cui due molecole reagenti,  $M_a$  e  $M_b$ , con la capacità di reagire insieme si scontrano e formano due molecole di prodotto,  $M_c$  e  $M_d$ , cioè:





Un esempio importante di una tale reazione è la fase di controllo della velocità nel processo mediante la quale si forma l'inquinante ossido nitrico, NO:



La (4.68) è una reazione del secondo ordine poiché i coefficienti stechiometrici dei reagenti  $\nu_a$  e  $\nu_b$  sono ciascuno unitario e la loro somma è pari a 2 (le uniche reazioni rilevanti del primo ordine sono i processi di decomposizione).

Anche le reazioni del terzo ordine sono importanti nella combustione. Esempi sono le reazioni di ricombinazione con cui specie radicali come H, O e OH si combinano durante la fase finale del processo di ossidazione del combustibile, ad esempio:



dove M è qualsiasi molecola (come N<sub>2</sub>) che prende parte alla collisione, che quindi trasporta l'energia in eccesso (come M\*).

La *legge di azione di massa* stabilisce che la velocità con cui vengono prodotte le specie di prodotto (anche la velocità con cui vengono rimosse le specie reagenti) è proporzionale al prodotto delle concentrazioni delle specie reagenti, con la concentrazione di ciascuna specie elevata alla potenza del suo coefficiente stechiometrico,  $\nu_i$ . Pertanto, per la reazione (48), la velocità di reazione  $R^+$  nella direzione avanti (+), dai reagenti ai prodotti, è data da:

$$R^+ = \frac{d[M_a]^+}{dt} = \frac{d[M_c]^+}{dt} = k^+[M_a][M_b] \quad (4.70)$$

Se la reazione può procedere anche nel verso opposto (-), cioè dai prodotti ai reagenti, la velocità di reazione  $R^-$  è data da:

$$R^- = -\frac{d[M_c]^-}{dt} = \frac{d[M_a]^-}{dt} = k^-[M_c][M_d] \quad (4.71)$$

I termini  $k^+$  e  $k^-$  rappresentano le costanti di velocità della reazione nelle due direzioni, per la data reazione.

La *velocità netta* di produzione dei prodotti o rimozione dei reagenti è, pertanto, data da:

$$R^+ - R^- = \frac{d[M_c]^+}{dt} + \frac{d[M_c]^-}{dt} = -\frac{d[M_a]^+}{dt} + \frac{d[M_a]^-}{dt} = k^+[M_a][M_b] - k^-[M_c][M_d] \quad (4.72)$$

Questi risultati possono essere formulati in maniera più generica come segue; ogni reazione può essere scritta come:

$$\sum_{i=1}^n \nu_{R_i} M_{R_i} = \sum_{i=1}^m \nu_{P_i} M_{P_i} \quad (4.73)$$

Dove  $\nu_i$  è il coefficiente stechiometrico della specie  $M_i$  ed i pedici  $R$  e  $P$  denotano rispettivamente reagenti e prodotti ( $n$  reagenti e  $m$  prodotti). Le velocità di reazione in avanti ed indietro sono date rispettivamente da:

$$R^+ = k^+ \prod_{i=1}^n [M_{R_i}]^{v_{R_i}} \quad (4.74)$$

$$R^- = k^- \prod_{i=1}^m [M_{P_i}]^{v_{P_i}} \quad (4.75)$$

La velocità netta di rimozione delle specie reagenti e di produzione dei prodotti sono rispettivamente date da:

$$-\frac{d[M_{R_i}]}{dt} = v_{R_i}(R^+ - R^-) \quad (4.76)$$

$$\frac{d[M_{P_i}]}{dt} = v_{P_i}(R^+ - R^-) \quad (4.77)$$

La costante  $k$  è ricavata dalla relazione di Arrhenius:

$$k = A e^{-\frac{E_A}{RT}} \quad (4.78)$$

dove  $A$  è denominata frequenza e può essere una (moderata) funzione della temperatura;  $E_A$  è l'energia di attivazione. Il termine esponenziale è denominato *fattore di Boltzmann* e definisce la frazione di tutte le collisioni che hanno un'energia maggiore dell'energia di attivazione, cioè energia sufficiente per rompere i legami molecolari e fare in modo che la reazione prenda il via.

All'equilibrio, le due velocità di reazione, in avanti e indietro, sono uguali e, pertanto:

$$\frac{k^+}{k^-} = \frac{[M_c][M_d]}{[M_a][M_b]} = K_c \quad (4.79)$$

dove  $K_c$  è la costante di equilibrio in funzione della concentrazione.

I meccanismi di reazione chimica più rilevanti nella combustione sono molto più complessi dei precedenti processi a velocità controllata. Tali meccanismi di solito comportano reazioni interdipendenti sia parallele che sequenziali.

La metodologia esaminata sopra rimane valida; tuttavia, si devono sommare algebricamente le velocità dirette e inverse di tutte le reazioni che producono (o rimuovono) una specie di interesse. In meccanismi così complessi, è spesso utile supporre che (alcune delle) specie o radicali intermedi reattivi siano stazionari. Cioè, questi radicali reagiscono così rapidamente una volta formati che le loro concentrazioni vengono mantenute in stato stazionario - in equilibrio - con le specie con cui reagiscono. La velocità netta con cui la loro concentrazione cambia nel tempo è impostata pari a zero.

#### 4.1.7 – Fiamme premiscelate laminari

La velocità di propagazione del fronte di fiamma rappresenta una grandezza di fondamentale interesse nel processo di combustione per MCI, in quanto essa è in grado di influenzare il valore all'anticipo di accensione, la dispersione ciclo-ciclo dei parametri termodinamici e la distanza di spegnimento della fiamma (distanza dalle pareti della camera alla quale la combustione si arresta, per effetto delle basse temperature delle pareti raffreddate).

Una fiamma premiscelata laminare può essere definita come un'onda di combustione che si propaga in regime di moto laminare attraverso una miscela nominalmente omogenea [4].

Per meglio comprendere la struttura di una fiamma laminare si introduce il bruciatore Bunsen (Fig.4.7(a)), dispositivo tradizionalmente impiegato per generare tale tipologia di fiamma. Il combustibile gassoso, proveniente dal sistema di alimentazione, entra attraverso un orifizio nella camera di miscelazione, in cui l'aria viene convogliata attraverso aperture regolabili dall'esterno.

L'area della sezione trasversale dell'orifizio del combustibile può essere regolata spostando uno spillo per mezzo di una vite di regolazione. In tal modo è possibile regolare la velocità del getto che entra nella camera di miscelazione, in maniera da ottimizzare la miscelazione aria/combustibile. La camera di miscelazione deve essere abbastanza lunga da generare un gas premiscelato emesso dal tubo di Bunsen nell'ambiente circostante. Se la velocità del flusso uscente è maggiore della velocità di combustione laminare (che verrà definita di seguito) si stabilisce un cono di fiamma di Bunsen nella parte superiore del tubo.

Ciò rappresenta una fiamma premiscelata stazionaria che si propaga normale a sé stessa, con velocità di combustione  $S_U$ , nella miscela non bruciata.

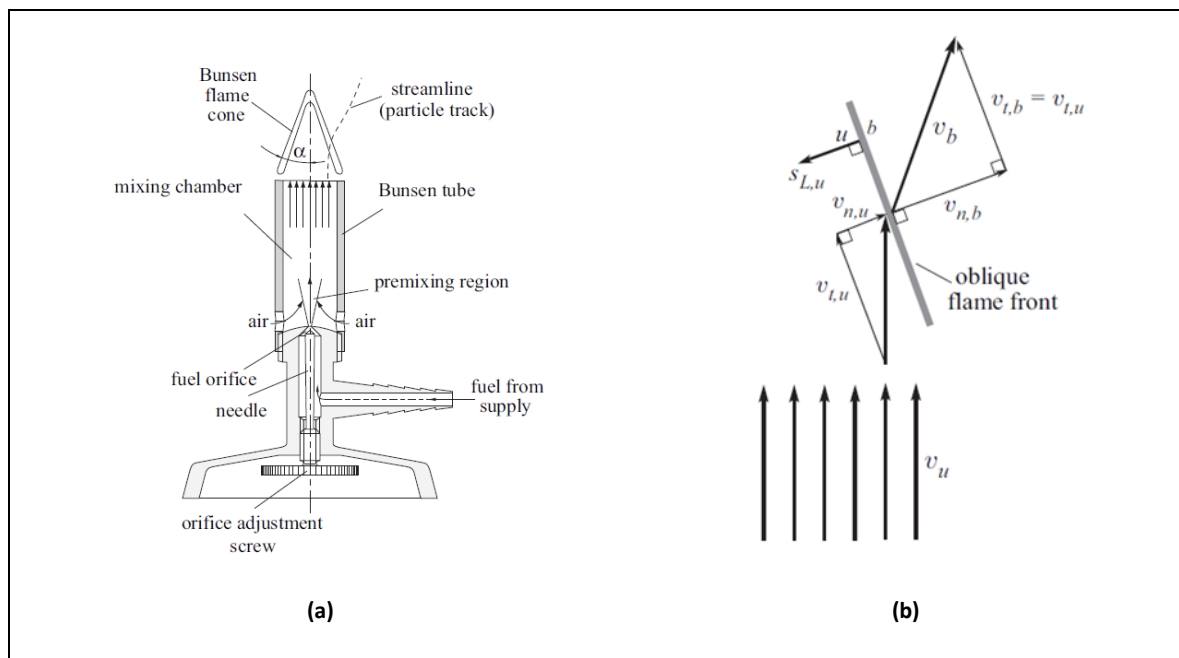


Fig.4.7 – (a) Schema del bruciatore Bunsen. (b) Bilancio cinematico per una fiamma premiscelata stazionaria obliqua [1].

Ai fini della seguente trattazione, la fiamma è assunta anche stazionaria, pertanto, a distanza sufficiente dal fronte di fiamma, la sua derivata nel tempo è nulla. Inoltre, si considera la fiamma “priva di dilatazioni” (unstretched), a differenza di quanto accade nel caso di fiamma sferica.

Il bilancio cinematico per una fiamma obliqua stazionaria è illustrato in Fig.4.7(b). Il vettore velocità del flusso della miscela non bruciata (pedice  $u$ ) in ingresso,  $v_u$ , è diviso in un componente tangenziale alla fiamma  $v_{t,u}$ , e in una componente normale al fronte di fiamma,  $v_{n,u}$ .

A causa dell'espansione termica all'interno del fronte di fiamma, nell'attraversare il fronte stesso, la componente della velocità normale aumenta, poiché, per l'equazione di continuità, la quantità di moto  $\rho v_n$  attraverso la fiamma deve essere la stessa nella miscela non bruciata e nel gas bruciato (pedice  $b$ ):

$$(\rho v_n)_u = (\rho v_n)_b \rightarrow v_{n,b} = v_{n,u} \frac{\rho_u}{\rho_b} \quad (4.80)$$

Infatti, la densità dei prodotti (gas bruciati) è molto inferiore a quella dei reagenti (gas incombusti) per effetto del riscaldamento della fiamma; dalla (4.80) risulta, pertanto, evidente che la velocità dei gas bruciati deve essere superiore alla velocità degli incombusti, il che significa che vi è una significativa accelerazione dei gas attraverso la fiamma.

La componente tangenziale della velocità non è influenzata dall'espansione del gas e, pertanto, rimane invariata:

$$v_{t,b} = v_{t,u} \quad (4.81)$$

Come risultato di ciò, il vettore velocità del gas bruciato,  $v_b$  punta in una direzione diversa rispetto a quella del flusso della miscela non bruciata.

In definitiva, dato che il fronte di fiamma è considerato stazionario, la velocità di combustione  $S_{L,u}$  rispetto alla miscela non bruciata deve essere uguale alla velocità del flusso della miscela non bruciata nella direzione normale al fronte di fiamma:

$$S_{L,u} = v_{n,u} \quad (4.82)$$

Indicando con  $\alpha$  l'angolo di cono della fiamma di Bunsen, la componente normale della velocità diventa  $v_{n,u} = v_u \sin\alpha$  e, pertanto, la (4.82) può essere riscritta come:

$$S_{L,u} = v_u \cdot \sin\alpha \quad (4.83)$$

Tale relazione permette di determinare la velocità di combustione per via sperimentale, attraverso la misura dell'angolo di cono  $\alpha$ , nelle condizioni in cui la velocità del flusso  $v_u$  sia uniforme attraverso l'uscita dal tubo di Bunsen. In caso contrario, anche l'angolo di fiamma varia con la distanza radiale, poiché la velocità di combustione  $S_{L,u}$  è essenzialmente costante.

Come premesso ad inizio paragrafo, la trattazione teorica che ha permesso di determinare la velocità di fiamma poggia sull'ipotesi di fronte privo di dilatazioni; tuttavia, nella presente indagine sperimentale, il fronte di fiamma si propaga in direzione radiale, in quanto la combustione è innescata fra gli elettrodi di una candela e non mediante becco di Bunsen. Per la determinazione della velocità laminare di fiamma occorre, pertanto, ricondursi ad una situazione di fiamma piana, priva di dilatazioni.

La velocità di combustione laminare può, quindi, essere ridefinita come la velocità alla quale si muove un fronte di fiamma monodimensionale non dilatato, rispetto alla velocità del gas in cui si sta propagando [5] (Fig.4.8):

$$S_u = S_s - S_g \quad (4.84)$$

con  $S_u (= S_{L,u})$  la velocità laminare di fiamma (non dilatata),  $S_s$  la velocità laminare di fiamma dilatata e  $S_g$  la velocità dei gas incombusti immediatamente davanti al fronte di fiamma.

È possibile pervenire ad un'ulteriore definizione di velocità laminare di fiamma, riformulando l'equazione (4.80), come segue:

$$\rho_u S_u A_f = \rho_u v_u A_f = \rho_b v_b A_f \quad (4.85)$$

dove  $A_f$  rappresenta l'area del fronte di fiamma.

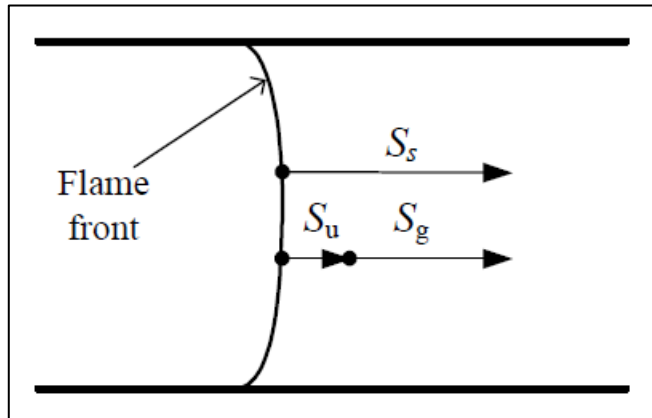


Fig.4.8 – Fiamma laminare premiscelata all'interno di un condotto [5].

Dato che la velocità laminare di fiamma rappresenta la velocità con cui il fronte di fiamma sta propagando all'interno dei gas incombusti, è il secondo termine della (4.85) può essere visto come la velocità con cui i gas incombusti stanno bruciando. Definita  $m$  la massa di gas, con i pedici  $b$  e  $u$  ad indicare combustibili ed incombusti, è possibile scrivere:

$$\rho_u S_u A_f = - \frac{dm_u}{dt} \quad (4.86)$$

Combinando la (4.85) e la (4.86), in termini di velocità di formazione dei gas combustibili, si ottiene in definitiva:

$$S_u = \frac{1}{A_f \rho_u} \frac{dm_b}{dt} \quad (4.87)$$

Dalla (4.87) risulta ancor più evidente come la velocità di combustione laminare sia una caratteristica intrinseca del combustibile e dipende esclusivamente dalle reazioni chimiche e dai fenomeni di trasporto nelle condizioni di interesse; per una data temperatura, pressione, composizione della miscela e percentuale di gas combustibili, si ottiene un unico valore di velocità di combustione, indipendente dalle condizioni di flusso.

L'equazione (4.87), inoltre, risulta estremamente utile per comprendere i diversi metodi utilizzati per il calcolo della velocità laminare di fiamma; tali metodi possono essere classificati in due distinte tipologie [6]:

1. Metodi basati su fiamme stazionarie, in cui la fiamma è generata al becco di un bruciatore, all'interno del quale viene alimentata una miscela continua di combustibile e ossidante a velocità costante. Possono essere impiegate diverse tipologie di bruciatore (Bruciatore Bunsen, Bruciatore a fiamma piatta, Bruciatore a flusso termico, Bruciatore controcorrente) e la velocità può essere determinata con diversi approcci a seconda del grado di accuratezza desiderato;
2. Metodi basati su fiamme non-stazionarie che si basano sull'impiego di fiamme che si espandono sfericamente all'interno di un recipiente di combustione e possono generalmente essere ulteriormente suddivisi in:
  - a. metodi a pressione costante (CPM), come il metodo delle bolle di sapone
  - b. metodi a volume costante (CVM): ne esistono due diverse tipologie:
    - i. Metodo basato sulla traccia di pressione nel tempo: utilizza l'aumento di pressione registrato tramite apposito trasduttore durante

l'evento di combustione per determinare la frazione di massa bruciata, che può essere correlata alla velocità di combustione tramite un bilancio termochimico. Questo metodo richiede che la pressione e la temperatura dei gas incombusti che circondano la fiamma aumentino uniformemente;

- ii. Metodo di pre-pressione: quando il raggio della fiamma è piccolo rispetto al raggio dell'involucro dove viene investigata la combustione, la pressione e la temperatura a monte della fiamma possono essere considerate costanti. In tal caso, acquisendo le immagini dell'evoluzione del fronte sferico mediante opportuna tecnica ottica (e.g., schlieren o shadowgraph) è possibile misurare la variazione del raggio di fiamma nel tempo. La velocità della fiamma può essere ricavata dalla derivata temporale del raggio stesso.

Quest'ultimo è il metodo che è stato impiegato ai fini della presente indagine sperimentale ed ulteriori dettagli sono contenuti nei successivi paragrafi.

## 4.2 – Descrizione del setup sperimentale

Il paragrafo presenta una descrizione del setup sperimentale allestito per investigare il processo di combustione di una miscela gassosa. In 4.2.1 è descritta la configurazione della camera di combustione a volume costante. In 4.2.2 sono descritti l'apparato di alimentazione dei gas ed il principio di realizzazione della miscela. Seguono, in 4.2.3 e 4.2.4, la descrizione dei trasduttori di pressione e del sistema di innesco, necessari rispettivamente per monitorare i parametri di processo ed accendere la miscela. In 4.2.5 viene, infine, brevemente richiamata la tecnica di indagine ottica utilizzata, vale a dire la tecnica schlieren, già ampiamente descritta nel Capitolo 3.

### 4.2.1 – Setup della CVCC

La camera di combustione a volume costante (CVCC) è la medesima utilizzata per la caratterizzazione del processo di iniezione di cui il Capitolo 3. Tuttavia, data la necessità di investigare un processo di natura differente, è stato necessario introdurre componenti hardware differenti sulla camera stessa. Il layout definitivo della CVCC è schematicamente illustrato in Fig.4.9:

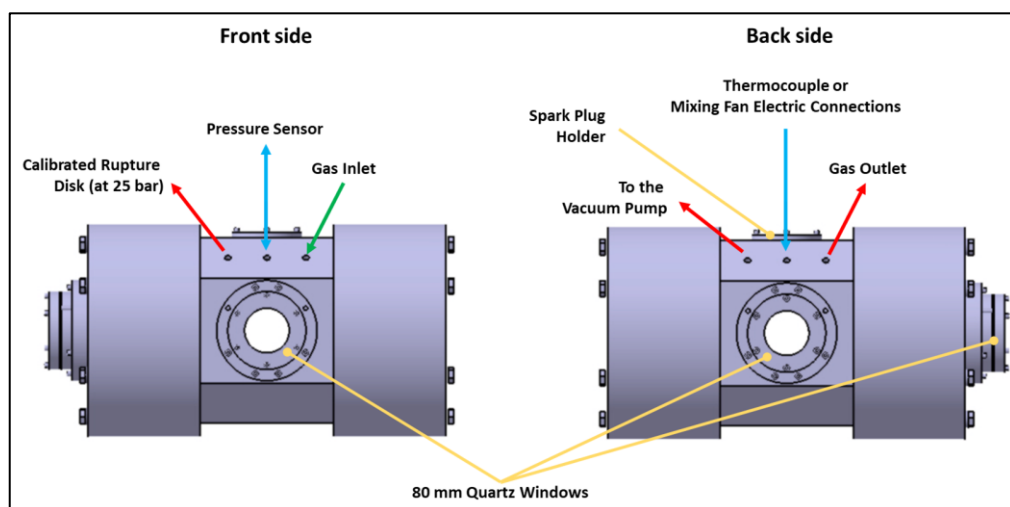


Fig.4.9 - Vista anteriore (sx) e posteriore (dx) della CVCC e della strumentazione.

In particolare, i sei fori filettati della camera sono stati impiegati per l'installazione di tutti i dispositivi necessari per l'alimentazione e l'innesco della miscela, per la misura dei parametri termodinamici e per la messa in sicurezza dell'apparato:

- Due fori sono collegati alla linea di alimentazione dei gas e svuotamento dei prodotti della combustione.
- Un foro è collegato ad una pompa di vuoto, necessaria sia per accelerare la pulizia della camera dai gas di combustione, sia per portare l'ambiente interno in condizioni sub-atmosferiche quando necessario per la formazione della miscela mediante legge di Dalton (cfr. Paragrafo 4.2.2).
- Un foro è stato utilizzato per il montaggio di un diaframma di rottura in acciaio inox AISI 316L, tarato a 20 bar. La presenza del disco di rottura è fondamentale per motivi di sicurezza: qualora la pressione all'interno della camera durante il processo di combustione dovesse superare il valore di taratura, la rottura del disco permetterebbe l'evacuazione dei gas evitando eventuali danni ai quarzi. La scelta della pressione di rottura è, pertanto, correlata allo spessore dei quarzi.
- Un ulteriore foro è stato impiegato in un primo momento per il montaggio di una termocoppia per la lettura della temperatura in camera. Nelle fasi di allestimento del setup è stato deciso di rinunciare alla lettura della temperatura e di utilizzare il foro per il passaggio dei collegamenti elettrici di due ventole alloggiato all'interno della camera per favorire l'omogenizzazione della miscela.
- Un foro è stato utilizzato per il posizionamento del trasduttore di pressione per la misura della pressione istantanea durante il processo di combustione.

Infine, nella parte superiore della camera è collocata la boccola per l'alloggiamento della candela.

#### 4.2.2 – Sistema di alimentazione del gas

L'adduzione dei gas per la formazione della miscela aria/combustibile all'interno della camera è avvenuta mediante un impianto di alimentazione da centrale gas esterna al laboratorio, controllato da remoto attraverso un software dedicato che consente la gestione di quattro tipi di gas. Lo schema del sistema di gestione è riportato in Fig.4.10:

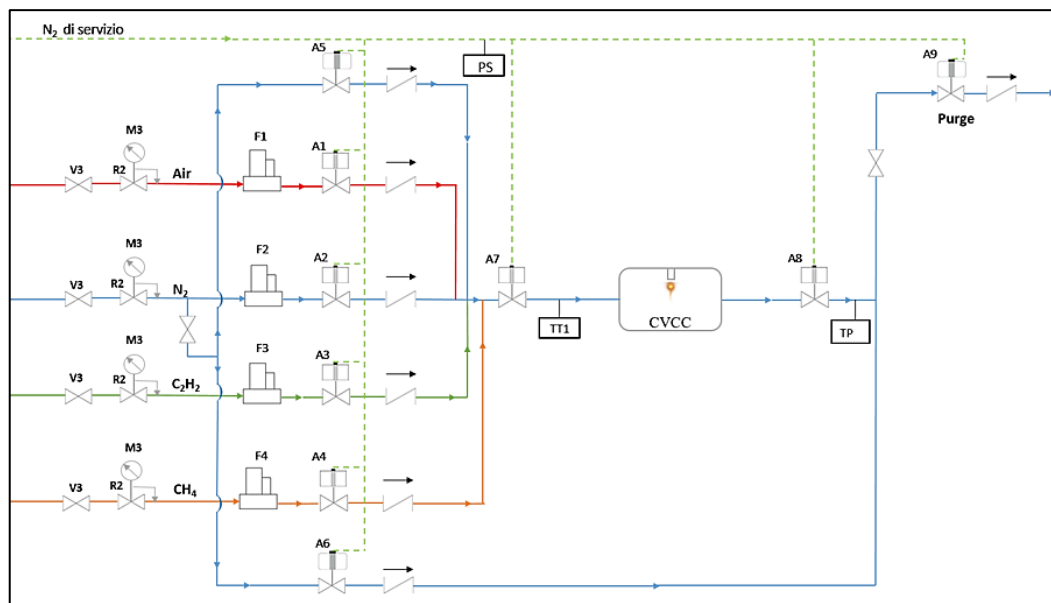


Fig.4.10 - Schema della linea di adduzione dei gas in camera.

Le linee di alimentazione dei gas, attraverso una serie di tubi e valvole, convergono in un quadro di regolazione, mediante il quale è possibile determinare la quantità precisa di ogni componente necessario per la formazione della miscela. Il sistema è dotato di flussimetri (F1, F2, F3, F4) e regolatori di pressione, attraverso i quali è possibile regolare e misurare la di gas. Ai fini dell'indagine sperimentale, sono stati utilizzati tre gas di processo, quindi tre distinti regolatori di pressione:

- N°1 regolatore di pressione per metano con pressione regolabile 0 – 8 bar;
- N°1 regolatore di pressione per ossigeno con pressione regolabile 0 – 8 bar;
- N°1 regolatore di pressione per azoto con pressione regolabile 0 – 8 bar.

Il software consente la lettura della portata volumetrica di gas misurata mediante i flussimetri. Tuttavia, non è stato necessario ricorrere a tale informazione, in quanto la miscela è stata realizzata attraverso la legge di Dalton, quindi tramite la misura della pressione parziale dei singoli gas mediante opportuno trasduttore di pressione (TP nello schema). Le valvole A1-A7, azionate mediante azoto di servizio, sono deputate al transito dei gas in camera, mentre la valvola A9 ne consente lo svuotamento (operazione di “purge”).

La preparazione della miscela è stata effettuata mediante la legge delle pressioni parziali (*legge di Dalton*), secondo cui la pressione totale di una miscela gassosa è uguale alla somma delle pressioni parziali esercitate da ogni singolo componente (nello specifico combustibile ed aria):

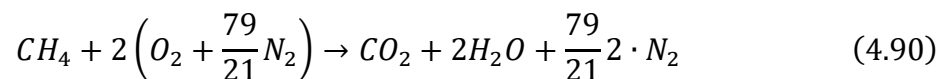
$$p_{mix} = p_{comb} + p_{aria} \quad (4.88)$$

Per una miscela aria e metano alle temperature e pressioni di riempimento della CVCC del presente lavoro, il comportamento può essere considerato quello di gas ideale. Poiché la CVCC è relativamente rigida, il suo volume non cambia; inoltre, con un'appropriata procedura di riempimento, anche la temperatura della miscela non cambierà in modo apprezzabile. In definitiva, la pressione parziale di ogni singolo componente della miscela sarà correlata alla frazione molare del componente *i*-esimo ed alla pressione totale della miscela. Per una miscela costituita da un singolo combustibile ed aria:

$$p_{fuel} = \frac{n_{fuel}}{n_{fuel} + n_{aria}} p_{mix} \quad (4.89)$$

Il combustibile impiegato è metano (Methane 3.5, grado di purezza superiore a 99.95%), mentre per quanto riguarda il comburente sono state percorse due strade distinte, al fine di valutare gli effetti dell'adduzione di più specie gassose sull'omogeneità della miscela:

- Utilizzo di bombola di aria compressa, 79%N<sub>2</sub> – 21%O<sub>2</sub> (di seguito indicata come **MISCELA 1**); in tal caso la reazione di combustione completa in condizioni stechiometriche è data da:



da cui, stabilita la pressione in CVCC, è possibile determinare le pressioni parziali dei componenti:

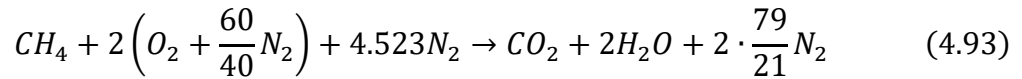
$$p_{CH_4} = y_{CH_4} p_{mix} \quad (4.91)$$

$$p_{aria} = y_{aria} p_{mix} \quad (4.92)$$

- Utilizzo di due bombole separate per la formazione del comburente (di seguito indicata come **MISCELA 2**): una bombola di azoto ed una bombola con una



miscela costituita dal 60% N<sub>2</sub> e 40% O<sub>2</sub> in volume. In tal caso, la reazione di combustione completa in condizioni stechiometriche è data da:



In maniera analoga al caso precedente, fissata la pressione totale, è possibile determinare le pressioni parziali dei singoli gas.

In ogni caso, prima di poter realizzare la miscela all'interno della CVCC è necessario che le condizioni iniziali all'interno della camera siano note; in altri termini, occorre sapere quale gas ed a quale pressione esso sia presente all'interno della camera prima di iniziare il riempimento. A tale proposito, prima di ogni prova la camera è stata flussata con gas (N<sub>2</sub> nel caso della prima miscela, aria compressa per la seconda), in maniera tale da eliminare eventuali residui di combustioni precedenti e conoscere con esattezza la pressione iniziale all'interno della CVCC.

Inoltre, dato che le prove sono state effettuate con una pressione totale della miscela pari a 2 bar, per la stechiometria è necessario lavorare anche con pressioni parziali dei gas sub-atmosferiche. Per questo motivo, è stata collegata alla CVCC una pompa di vuoto (massimo vuoto dell'ordine di 0.5 bar).

Come meglio descritto nel Paragrafo seguente, per ciascuna miscela sono state utilizzate due distinte strategie di riempimento, al fine di valutare l'effetto della sequenza di introduzione dei gas sull'omogeneità della miscela.

Ulteriore parametro influente ai fini dell'omogenizzazione della miscela è il tempo di miscelamento, governato dalla legge di diffusione di Fick:

$$J = -D \frac{\partial C}{\partial z} \quad (4.94)$$

dove  $D$  rappresenta il coefficiente di diffusività di un gas all'interno di un altro gas (m<sup>2</sup>/s),  $J$  è la velocità di diffusione (kg/s) e  $\frac{\partial C}{\partial z}$  il gradiente di concentrazione molare.

In generale, la conoscenza del coefficiente di diffusione fornisce indicazioni sulla velocità con cui le molecole di gas diffondono. Una stima del coefficiente di diffusività può essere ottenuta ricorrendo alla teoria cinetica dei gas; per un gas ideale, è stato sperimentalmente ottenuto [7]:

$$D \propto \frac{T^{\frac{3}{2}}}{p} \quad (4.95)$$

con  $T$  e  $p$  rispettivamente temperatura e pressione. Partendo dall'equazione (4.95), è possibile determinare un tempo caratteristico di diffusione, come:

$$\tau = \frac{L^2}{D} \quad (4.96)$$

con  $L$  una lunghezza caratteristica del processo che in tal caso è il percorso più lungo che i gas devono percorrere per miscelarsi (altezza della CVCC). Mediante la equazione (4.96), una volta noti i coefficienti di diffusività dei singoli gas (noti da letteratura) è stato possibile calcolare il minimo tempo di attesa necessario per l'omogenizzazione della miscela.

Per tenere conto di tutti i parametri di incertezza insiti nell'applicazione dell'equazione (4.96) sono state condotte prove anche a tempi differenti.

### 4.2.3 – Misura della pressione di processo

La misura della pressione all'interno della CVCC durante il processo di combustione consente di ottenere informazioni inerenti all'evoluzione del processo. Tale misura richiede l'impiego di trasduttori di pressione dinamici, in grado di seguire le repentine variazioni di pressione con elevata frequenza di campionamento (dell'ordine dei kHz). I trasduttori dinamici di pressione possono a loro volta essere suddivisi in [8], [9]:

- **Trasduttori piezoresistivi:** si basano sull'*effetto piezoresistivo* che si verifica quando la resistenza elettrica di un materiale cambia in risposta ad una deformazione meccanica applicata. Tipicamente, il sensore è in materiale semiconduttore (silicio), per il quale l'effetto piezoresistivo è dovuto principalmente a cambiamenti a livello atomico nel materiale stesso. Quando viene applicata la sollecitazione, la massa effettiva media dei portatori di carica nel materiale aumenta o diminuisce (a seconda della direzione della sollecitazione, dell'orientamento cristallografico e della direzione del flusso di corrente). Questo cambiamento determina la variazione resistività del semiconduttore. Quando i piezoresistori sono posizionati in configurazione a ponte di Wheatstone e collegati a un diaframma sensibile alla pressione, la variazione di resistenza viene convertita in un'uscita di tensione proporzionale alla pressione applicata. Possono essere utilizzati anche per misure statiche di pressione assoluta.
- **Trasduttori piezoelettrici:** si basano sull'*effetto piezoelettrico*, per il quale ogni volta che si esercita una pressione meccanica su un materiale cristallino (tipicamente, monocristallini come quarzo, fosfato di gallio, ... o materiali ceramici sintetici) su di esso si sviluppa un potenziale elettrico/carica elettrostatica: in altri termini, se sottoposto ad uno stress meccanico, il cristallo si riorienta formando una polarizzazione interna la quale provoca la generazione di una carica elettrostatica sulla faccia del cristallo proporzionale alla sollecitazione applicata. Attraverso un apposito circuito elettrico è possibile tradurre il moto delle cariche, in una differenza di potenziale che, una volta misurata, consente di risalire alla pressione. I sensori piezoelettrici presentano un'elevata impedenza di uscita e bassi livelli di segnale e, pertanto, tipicamente richiedono amplificatori di carica/segnale nella catena di misura. Inoltre, tutti i trasduttori di pressione piezoelettrici hanno un roll-off intrinseco a bassa frequenza e ciò li rende inutilizzabili per misure di pressione statica.

Entrambe le tipologie di trasduttore possono essere utilizzate a temperatura elevata (superiore ai 120 °C), ma per impieghi in ambienti in cui elevate temperature dovessero mantenersi per tempi prolungati, è necessario provvedere a raffreddare il sensore, mediante apposito circuito.

Nel presente lavoro sono stati confrontati due trasduttori di pressione, un piezoelettrico (AVL GU21D) ed un piezoresistivo (**Kulite ETL-CS-190**), con l'obiettivo di scegliere quello più idoneo per la realizzazione del setup sperimentale.

Il **Kulite ETL-CS-190** è un trasduttore piezoresistivo estremamente robusto, adatto per elevate temperature e, pertanto, ideale per la misurazione della combustione in ambienti motore. Il trasduttore presenta un amplificatore integrato ad alta frequenza che consente l'impiego fino a 150 KHz. Lo schema del trasduttore e le principali caratteristiche sono riportati in Fig.4.11:

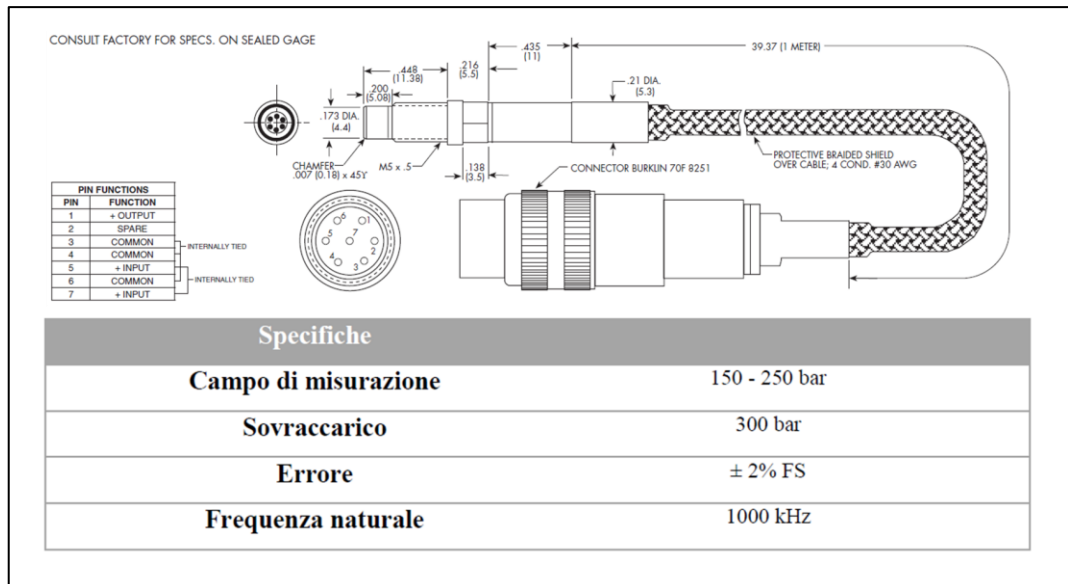


Fig.4.11 - Schema e specifiche tecniche del trasduttore Kulite ETL-CS-190 [10].

Il secondo trasduttore, **AVL GU21D**, è un piezoelettrico appositamente progettato per la misure di pressione dinamica all'interno del cilindro. La sua peculiarità risiede nella possibilità di operare ad elevate temperature, senza la necessità di un sistema di raffreddamento esterno. Lo schema del trasduttore e le principali caratteristiche sono riportati in Fig.4.12:

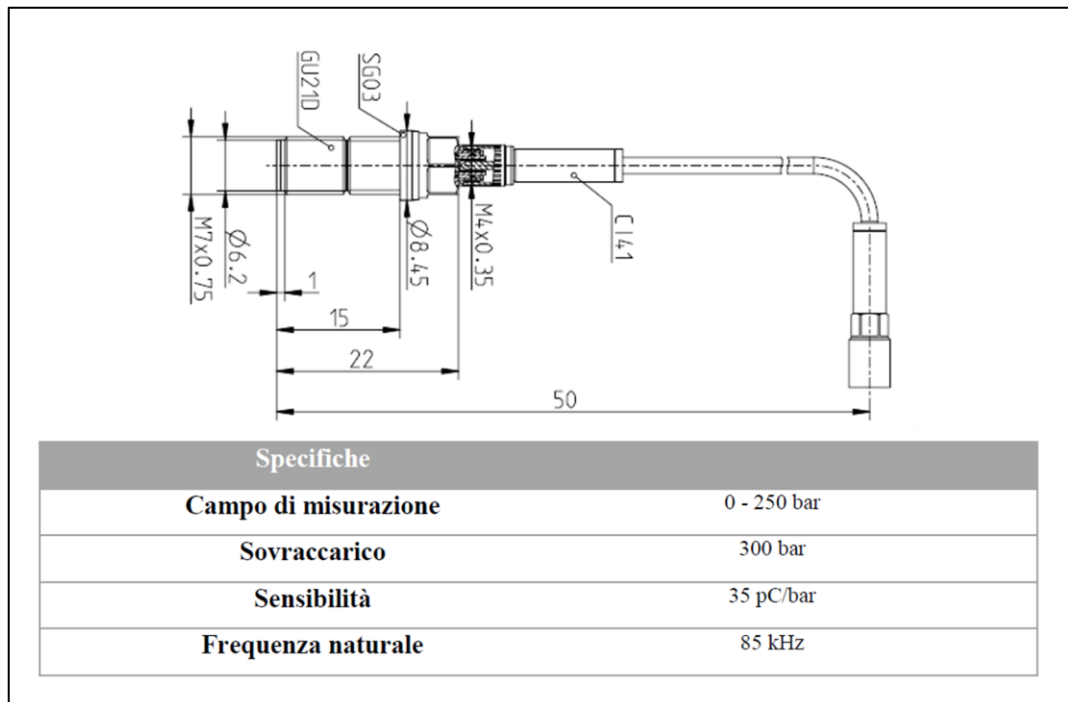


Fig.4.12 - Schema e specifiche tecniche del trasduttore AVL GU21D [11].

A seguito di successive prove preliminari, entrambi i trasduttori sono stati in grado di rilevare la variazione di pressione indotta all'interno della camera all'avanzare del processo di combustione. In particolare, i valori misurati dai due traduttori presentano differenze inferiori al 5%. Tuttavia, è stato scelto il trasduttore Kulite ETL-CS-190, per i seguenti motivi:

- Non richiede l'impiego di un amplificatore esterno (maggiore semplicità del layout sperimentale);
- Trattandosi di un piezoresistivo, qualora fosse necessario, può consentire anche misure di pressione statica: in altri termini, può essere utilizzato anche per confrontare i valori di pressione all'interno della camera prima dell'innesco del processo (come verifica della pressione letta dal manometro sulla linea di alimentazione per la realizzazione della miscela tramite legge di Dalton).

#### 4.2.4 – Sistema di innesco

Il sistema di innesco della miscela è costituito dall'insieme candela-boccola di adattamento alla CVCC. Infatti, per poter introdurre la candela quanto più possibile al centro della CVCC, è stato necessario progettare e realizzare un'apposita boccola di adattamento, da inserire nell'alloggiamento superiore della camera ed al cui interno disporre la candela, garantendo al contempo la tenuta della pressione all'interno della camera stessa (assenza di leakage di miscela).

Il disegno tecnico della boccola di adattamento è mostrato in Fig.4.13:

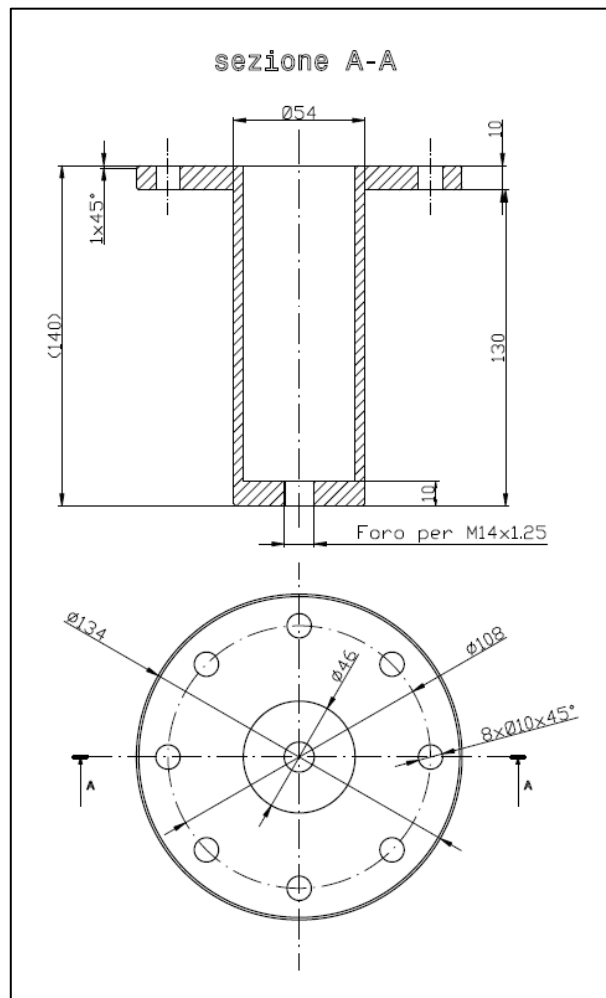


Fig.4.13 - Disegno tecnico della boccola di adattamento della candela alla CVCC.

Per il fissaggio della candela all'interno della boccola è stata sfruttata l'estremità filettata del dispositivo di innesco mentre, per garantire la tenuta, date le esigue pressioni in gioco, è stato sufficiente disporre nastro in teflon attorno ai filetti. Per accertarsi della tenuta idraulica

del sistema sono, comunque, state condotte prove di tenuta, in assenza di combustione. L'accensione della miscela è avvenuta per mezzo di una candela commerciale (Champion RC9YCC) per motori ad accensione comandata di piccola/media cilindrata, comandata manualmente da remoto ed alimentata in tensione (12 V) mediante alimentatore esterno. Il corrispondente segnale in corrente è mostrato in Fig.4.14:

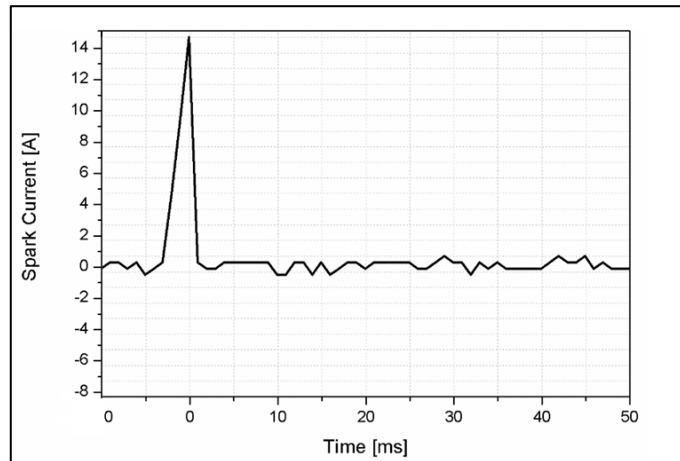


Fig.4.14 - Segnale in corrente di alimentazione della candela.

Il segnale in corrente mostrato in Fig.4.14 è stato misurato mediante pinza amperometrica e presenta un valore di picco di 15 A ed una durata di 3 ms.

#### 4.2.5 –Setup ottico per l’acquisizione delle immagini

La tecnica ottica utilizzata per l’acquisizione delle immagini della combustione è la shadowgraph, nella configurazione a “Z”. Il principio fisico alla base della tecnica di indagine ottica è lo stesso della tecnica schlieren, già ampiamente descritto nel Capitolo 3, ossia la rifrazione della luce dovuta all’attraversamento di un mezzo non omogeneo; tuttavia i due metodi ottici presentano delle differenze [12].

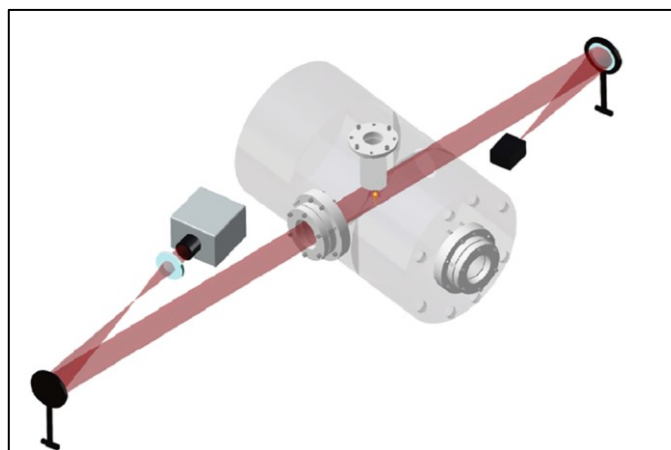


Fig.4.15 – Setup ottico della tecnica shadowgraph.

Innanzitutto, dalla tecnica shadowgraph non si ottiene un’immagine ottica focalizzata, bensì un’ombra dell’oggetto analizzato. Inoltre, nel caso di tecnica shadowgraph non si ha più la presenza della lametta (“knife-edge”). Infine, il livello di luminosità in un’immagine schlieren è proporzionale alla derivata prima dell’indice di rifrazione, mentre la tecnica shadowgraph risponde alla derivata seconda. In altre parole, l’immagine schlieren raffigura l’angolo di deflessione, mentre nello shadowgraph si rappresenta lo spostamento del raggio luminoso risultante dalla deflessione.

Lo schema del setup ottico è mostrato in Fig.4.15: la strumentazione utilizzata è la stessa di quella impiegata per la tecnica schlieren (per ulteriori dettagli si rimanda al Capitolo 3) salvo l'assenza della lametta:

Una fiamma che si propaga avrà il gradiente di densità più netto vicino alla superficie della fiamma, dove il gas incombusto reagisce. Pertanto, la posizione della superficie della fiamma può essere identificata dal forte gradiente di densità di ciascuna immagine, mediante la suddetta tecnica ottica.

## 4.3 – Campagna di indagine sperimentale

La presente attività sperimentale ha due obiettivi ben delineati:

1. Progettare e realizzare “ex-novo” un apparato sperimentale idoneo allo studio del processo di combustione. A tal proposito, è stato necessario condurre una serie di prove sperimentali, al variare di diversi parametri, per poter scegliere adeguati dispositivi di misura e ridurre al minimo l'incertezza sulla omogeneità e composizione della miscela. In tal caso, il parametro di riferimento è la traccia di pressione registrata, mediante trasduttore dinamico, all'interno della CVCC. A tal proposito, è bene premettere sin da subito che il valore di pressione di picco registrata alla fine di ciascun evento di combustione non è mai stato quello che ci aspetterebbe da calcoli teorici. A titolo d'esempio, per una combustione di una miscela stechiometrica aria/metano, a partire da una contropressione in camera di 2 bar e dalla temperatura di 293 K, ci si aspetterebbe una pressione di picco a fine combustione di circa 15/16 bar [1], risultato mai ottenuto nella presente indagine. La ragione di ciò è stata attribuita sostanzialmente al layout della camera: la forma non sferica (né tantomeno assial simmetrica) e la posizione della candela, non consentono la completa propagazione del fronte di fiamma all'interno dell'intera camera. In altri termini, il fronte si spegne per contatto con le pareti fredde della camera, prima ancora che tutta la massa aria/combustibile sia bruciata. Questo aspetto rimane un limite del presente apparato e possibili soluzioni sono presentate nel Paragrafo relativo alle conclusioni. Sebbene il delta di pressione misurato nelle indagini non sia sufficientemente elevato per giustificare una combustione completa, è comunque un parametro fondamentale per stabilire gli effetti di una modifica delle condizioni iniziali di prova sul processo di combustione stesso.
2. Verificare che il setup implementato sia in grado di fornire informazioni di interesse per lo studio del processo. A tal proposito, è stata condotta una misura della velocità laminare del fronte di fiamma ed il suo valore è stato confrontato con i dati prelevati dalla letteratura.

Nel presente paragrafo viene, quindi, illustrata la metodologia adottata sia per testare l'apparato sperimentale, sia per l'acquisizione dei parametri di combustione e la matrice di prove sperimentali condotte (4.3.1). In 4.3.2 vengono, quindi, illustrati i principali risultati ottenuti.

### 4.3.1 – Metodologia di investigazione

Ai fini della presente indagine, è stato fondamentale poter misurare la pressione all'interno della CVCC per diverse condizioni di prova. In particolare, la variazione di pressione durante il processo di combustione è stata misurata a partire da una contropressione in camera di 2 bar e al variare dei seguenti parametri:

- Composizione della miscela: al fine di valutare gli effetti dell'adduzione di più specie gassose sull'omogeneità della miscela, sono stati utilizzati due comburenti distinti:
  - **MISCELA 1:**  $\text{CH}_4 + (79\%\text{N}_2 - 21\%\text{O}_2)$ ;
  - **MISCELA 2:**  $\text{CH}_4 + \text{N}_2 + (60\%\text{N}_2 - 40\%\text{O}_2)$ .
- Sequenza di riempimento dei gas in camera: per valutare gli effetti delle diverse densità e diffusività dei gas sulla composizione finale della miscela, sono state utilizzate diverse sequenze di riempimento per ciascuna miscela:
  - **Seq1A:** flussaggio con  $79\%\text{N}_2 - 21\%\text{O}_2$  e vuoto fino a 0.5 bar → riempimento con  $79\%\text{N}_2 - 21\%\text{O}_2$  fino a 1.0 bar → riempimento con  $\text{CH}_4$  fino a 1.19 bar → riempimento con  $79\%\text{N}_2 - 21\%\text{O}_2$  fino a 2.0 bar;
  - **Seq1B:** flussaggio con  $79\%\text{N}_2 - 21\%\text{O}_2$  e vuoto fino a 0.5 bar → riempimento con  $\text{CH}_4$  fino a 0.69 bar → riempimento con  $79\%\text{N}_2 - 21\%\text{O}_2$  fino a 2.0 bar;
  - **Seq2A:** flussaggio con  $\text{N}_2$  e vuoto fino a 0.5 bar → riempimento con  $\text{N}_2$  fino a 1.0 bar → riempimento con  $\text{CH}_4$  fino a 1.19 bar → riempimento con  $\text{N}_2$  fino a 1.55 bar → riempimento con  $60\%\text{N}_2 - 40\%\text{O}_2$  fino a 2.0 bar;
  - **Seq2B:** flussaggio con  $\text{N}_2$  e vuoto fino a 0.5 bar → riempimento con  $\text{CH}_4$  fino a 0.69 bar → riempimento con  $60\%\text{N}_2 - 40\%\text{O}_2$  fino a 1.6 bar → riempimento con  $\text{N}_2$  fino a 2.0 bar.
- Tempo di attesa necessario per ottenere una miscela meno stratificata e più omogenea possibile.

Il valore di picco di pressione registrata durante il processo di combustione è stato considerato il parametro di riferimento per la valutazione dell'efficacia del processo stesso: al valore di pressione massima maggiore è stato attribuito il significato di processo più efficiente. In definitiva, al termine di questa prima campagna di prove è stato possibile individuare la miglior combinazione dei suddetti parametri, da cui ripartire per le successive indagini sperimentali mirate alla determinazione della velocità laminare di fiamma.

La Tab.4.1 riporta le diverse combinazioni delle condizioni operative, con evidenziata quella scelta per le successive misure di velocità laminare di fiamma (di seguito LBV= *Laminar Burning Velocity*):

	MISCELA 1 $\text{CH}_4 + (79\%\text{N}_2 - 21\%\text{O}_2)$			MISCELA 2 $\text{CH}_4 + \text{N}_2 + (60\%\text{N}_2 - 40\%\text{O}_2)$		
<b>Pressione Iniziale in CVCC</b>	2 bar (ass)					
<b>Rapporto di equivalenza, <math>\phi</math></b>	1.0					
<b>Sequenza di riempimento</b>	Seq1A	Seq1B		Seq2A	Seq2B	
<b>Tempo di attesa</b>	6 min	10 min	15 min	15 min	25 min	60 min

Tab.4.1 - Matrice delle prove sperimentali. Evidenziate le condizioni iniziali utilizzate per le misure della velocità laminare di fiamma.

Come anticipato in precedenza, la LBV è stata determinata tramite un metodo a volume costante, in particolare quello basato sulla misura del raggio di un fronte di fiamma sferico nel tempo, a partire da una sequenza di immagini shadowgraph. Le ipotesi alla base del modello sono le seguenti [13]:

- La miscela non ancora combusta inizialmente deve essere in stato di quiete ed è, pertanto, necessario garantire un tempo adeguato di miscelamento e di assestamento della miscela all'interno della camera;

- La pressione e la temperatura iniziale devono essere uniformi;
- All'interno della camera deve essere verificato il principio di conservazione della massa e del volume;
- Il processo risulta essere adiabatico; ciò implica l'assenza di scambi termici con l'esterno, dal momento che non vi è alcun apporto di calore nel sistema. Inoltre, questo richiede che non vi sia alcuno scambio di calore di tipo radiante da o verso il fronte di fiamma;
- Il fronte di fiamma è sottile e separa di netto la regione dei gas combustibili da quella caratterizzata da gas non ancora interessati dalla combustione. In realtà, il fronte di fiamma presenta uno spessore non sempre trascurabile e ciò può essere fonte di errore quando la fiamma è piccola, ossia in via di sviluppo;
- L'innesco avviene al centro della camera, a partire dal quale inizia la propagazione del fronte in maniera simmetrica, con forma sferica;
- L'equilibrio chimico è raggiunto immediatamente dietro rispetto al fronte di fiamma;
- Non si verifica alcuna dissociazione nella zona dei gas incombusti.

Fra tutte le ipotesi di partenza per l'applicazione del metodo, l'unica che non è stata possibile assumere in maniera rigorosa è quella relativa al posizionamento della candela al centro della camera. Questo è il motivo per cui il fronte tendeva ad estinguersi prima ancora che si potesse registrare il picco di pressione a seguito della combustione dei gas. Tuttavia, dato che il metodo scelto è applicabile proprio nei primi istanti di aumento della pressione, si può ragionevolmente assumere che negli istanti iniziali il fronte abbia forma sferica. Il posizionamento della candela di accensione al centro della camera richiede modifiche hardware al sistema che potranno essere prese in considerazione nell'ottica di sviluppi futuri.

La velocità di combustione laminare è definita come la velocità alla quale un fronte di fiamma 1D piano si muove rispetto alla velocità del gas in cui si sta propagando. Tuttavia, dato che nel caso in esame il fronte di fiamma è un fronte sferico che si propaga in direzione radiale, per la determinazione della velocità laminare di fiamma occorre ricondursi ad una situazione di fiamma piana, priva di dilatazioni, applicando opportune correzioni. In tal caso, la velocità laminare di fiamma può essere determinata mediante l'equazione:

$$S_u = S_s^0 \frac{\rho_b}{\rho_u} \quad (4.97)$$

con  $S_s^0$  la velocità di fiamma non dilatata e  $\rho_b$  e  $\rho_u$  le densità rispettivamente dei gas bruciati e non bruciati, determinate mediante apposito software (nello specifico l'open-tool GASEQ). La velocità di fiamma non dilatata può essere determinata a partire da  $S_s$ , vale a dire la velocità di fiamma dilatata, che può essere calcolata, a partire dalle immagini shadowgraph acquisite, come la derivata temporale del raggio del fronte di fiamma sferico,  $r_f$ :

$$S_s = \frac{dr_f}{dt} \quad (4.98)$$

Per tenere in conto del fatto che il fronte di fiamma non è perfettamente sferico, per ciascuna sequenza temporale è stato considerato un raggio medio: una volta individuato il centro della sfera C, posto fra gli elettrodi della candela, sono stati misurati 3 raggi, posti a 90° gradi tra di loro, come illustrato in Fig.4.16:



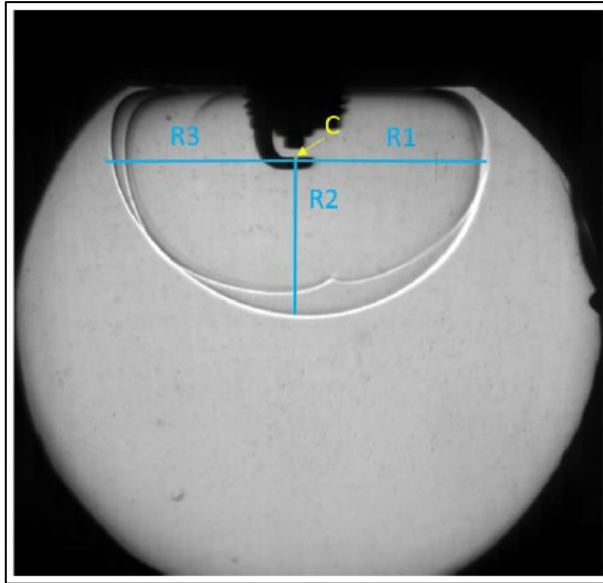


Fig.4.16 - Metodologia per la misurazione del raggio medio del fronte di fiamma.

Il raggio del fronte sferico viene quindi calcolato come la media dei 3 valori per ciascuna sequenza:

$$r_f = \frac{R_1 + R_2 + R_3}{3} \quad (4.99)$$

Per tenere in conto della forma sferica del fronte e ricondursi ad un fronte di fiamma piano, viene definito il “flame stretch ratio” (alla lettera, velocità di stiramento della fiamma) come la derivata temporale lagrangiana del logaritmo dell'area  $A$  di un elemento infinitesimale della superficie. Nella CVCC, durante il processo a pressione costante, la velocità di stiramento della fiamma sferica,  $\alpha$ , è uniforme e può essere calcolato come:

$$\alpha = \frac{d(\ln A)}{dt} = \frac{1}{A} \frac{dA}{dt} = \frac{2}{r_f} \frac{dr_f}{dt} = \frac{2}{r_f} S_S \quad (4.100)$$

La velocità di stiramento è quindi calcolabile in qualsiasi istante di tempo a partire dal raggio. Fra la velocità dilatata, quella non dilatata ed il flame stretch ratio, esiste una correlazione lineare, funzione della lunghezza di Markstein,  $L_M$  [14]]:

$$S_S^0 = S_S + L_M \alpha \quad (4.101)$$

Non essendo nota  $L_M$ , si può comunque ricorrere ad un metodo di estrapolazione lineare per la determinazione di  $S_S^0$ , ottenendolo come l'intercetta di  $S_S$  per  $\alpha = 0$  sul grafico  $S_S - \alpha$ . In definitiva, sostituendo i valori nell'equazione (4.97) si determina il valore univoco di velocità laminare di fiamma,  $S_u$ .

### 4.3.2 – Analisi dei risultati

Nel presente paragrafo sono riportati i risultati della campagna di prove sperimentali. Quest'ultimi sono organizzati in due sezioni, di cui la prima riguarda le misure della pressione durante il processo di combustione, informazione essenziale per la realizzazione ed ottimizzazione del setup sperimentale; la seconda sezione è, invece, quella relativa alla

determinazione della velocità laminare di fiamma, con l'obiettivo di dimostrare la capacità dell'apparato di determinare grandezze utili allo studio del processo di combustione.

### Misure di pressione

Una prima campagna di prove è stata effettuata per valutare gli effetti della composizione della miscela e della sequenza di riempimento sulla traccia di pressione all'interno della CVCC. La Fig.4.17 mostra l'andamento del delta di pressione in funzione del tempo per le due miscele e le due sequenze di riempimento:

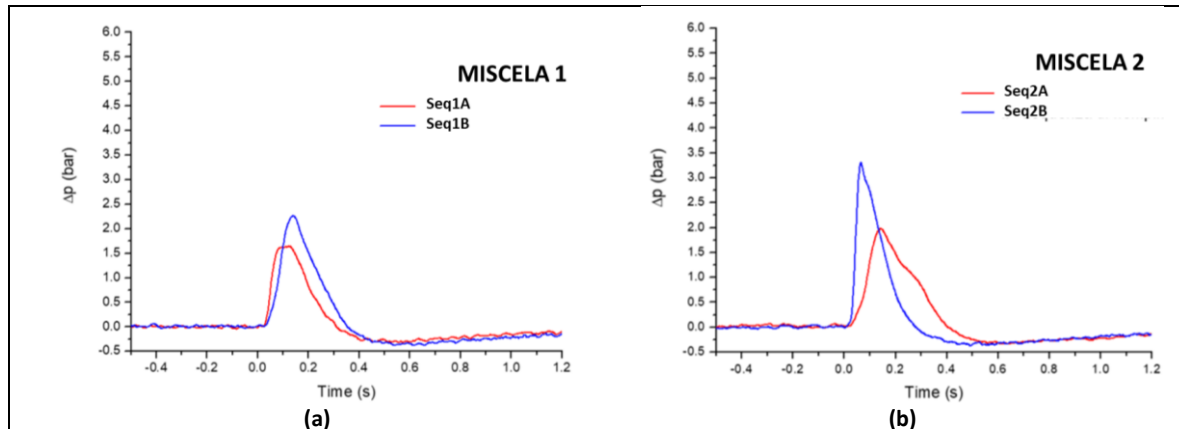


Fig.4.17 - Effetto della sequenza di riempimento sulla variazione di pressione durante il processo di combustione. (a) Miscela1. (b) Miscela 2.

Nel caso della prima miscela (Fig.4.17(a)) si ha un aumento della pressione di fine combustione nel caso della Seq1B, vale a dire quella in cui il metano viene introdotto in camera prima dell'immissione di tutto il comburente. Ciò è stato attribuito ad una migliore omogeneizzazione della miscela, dovuta al fatto che viene immesso nella camera prima il gas a densità inferiore, vale a dire  $\text{CH}_4$ . La successiva immissione dell'aria, che presenta densità superiore, provoca la nascita di moti turbolenti all'interno della CVCC, che favoriscono l'omogeneizzazione della miscela.

La Fig.4.17(b), analogamente, mostra la traccia di pressione per le due sequenze con riferimento alla seconda miscela. Anche in tal caso la variazione di pressione maggiore registrata è quella relativa alla seconda sequenza di riempimento, caratterizzata dall'introduzione di metano prima dell'immissione della restante parte di comburente. Per tale motivo, nelle successive prove sperimentali, è stata scelta, per entrambe le miscele, la Seq2B.

Inoltre, nel caso della MISCELA 2, per entrambe le sequenze di riempimento, si ottiene una pressione di fine combustione maggiore rispetto alla MISCELA 1, risultato che, già in via preliminare, ha suggerito di optare sulla MISCELA 2 per le successive misure di velocità laminare.

Una seconda campagna di misura di pressione è stata effettuata, per ciascuna miscela, al variare del tempo di attesa prima dell'innesco della combustione.

L'indagine ha come obiettivo quello di individuare il miglior compromesso in termini di tempo di attesa per l'omogeneizzazione e massima pressione raggiungibile al termine del processo di combustione.

I risultati per le due miscele sono mostrati in Fig.4.18. I tempi di attesa sono differenti per le due miscele ed il valore minore rappresenta il minimo tempo al di sotto del quale la combustione non ha inizio, mentre l'ultimo il tempo oltre il quale non sono stati registrati ulteriori aumenti di pressione.

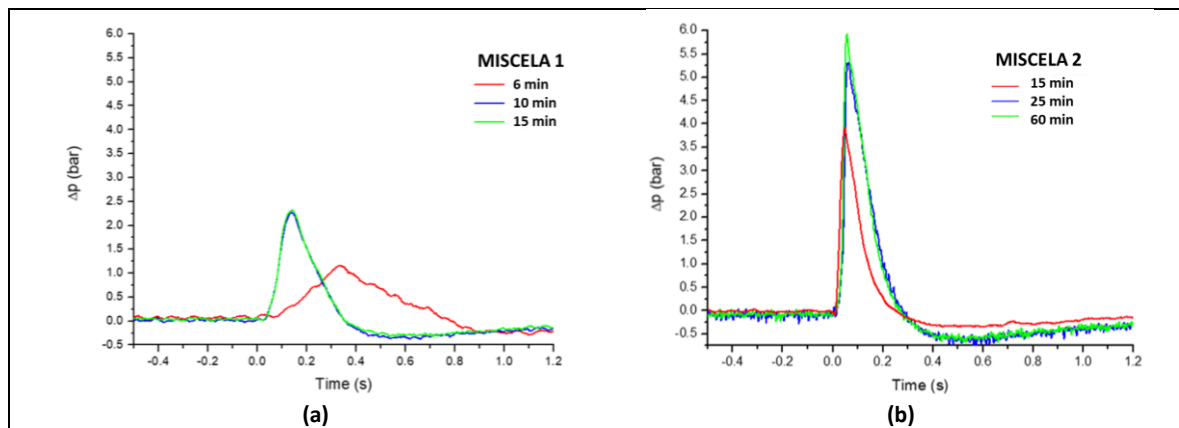


Fig.4.18 - Effetto del tempo di attesa sulla variazione di pressione durante il processo di combustione. (a) Miscela 1. (b) Miscela 2.

Per la MISCELA 1 (Fig.4.18(a)) un tempo di attesa di circa 6 minuti è stato sufficiente per innescare la combustione tramite la candela. Tuttavia, in tal caso, la traccia di pressione mostra un lento avanzamento della combustione accompagnato da un delta di pressione estremamente basso, sintomi di una rapida estinzione della fiamma. Aumentando il tempo di attesa a 10 minuti, la pressione cresce più rapidamente, per raggiungere valori di picco superiori rispetto al caso precedente. Un ulteriore aumento del tempo di attesa non comporta modifiche sostanziali della traccia di pressione.

La Fig.4.18(b) mostra gli andamenti della pressione in funzione del tempo, relativi ai tre tempi di attesa utilizzati per la MISCELA 2. Osservando il grafico, le tre curve mostrano un andamento pressoché simile, a meno del valore della pressione di picco, che risulta essere maggiore all'aumentare del tempo di attesa. Tuttavia, anche in tal caso, passando da 25 a 60 minuti di attesa, il beneficio in termini di pressione di picco risulta essere marginale (inferiore a 0.7 bar).

Infine, a conferma dei risultati ottenuti al variare della sequenza di riempimento, indipendentemente dal tempo di attesa, la massima pressione di picco si ha sempre per la combustione della MISCELA 2.

In definitiva, la prima campagna di prove sperimentali ha permesso di determinare la miscela, la strategia di riempimento ed i tempi di attesa per i quali la pressione di fine combustione risulti essere maggiore. È bene rimarcare anche in questo contesto che la traccia di pressione è fortemente influenzata dalla configurazione del setup sperimentale: il mancato innesco al centro della camera e la particolare geometria della CVCC, infatti, determinano il prematuro spegnimento della fiamma che impatta le pareti della camera prima ancora che tutta la miscela incombusta possa bruciare. Ciò determina dei valori della pressione di fine combustione inferiori rispetto a quelli attesi. Pertanto, non è possibile operare un confronto dei risultati ottenuti con i valori di pressione di picco di altri studi sperimentali presenti in letteratura. Per poter operare un paragone dei risultati occorre individuare una grandezza il cui valore non risenta del layout sperimentale. A tale proposito, il calcolo della velocità laminare di fiamma mediante il metodo descritto in precedenza si presta al suddetto confronto.

#### Misure della velocità laminare di fiamma

Le misure della velocità laminare di fiamma sono state effettuate per la combinazione di parametri per cui la pressione di fine combustione sia risultata massima, vale a dire Miscela 2 (stechiometrica), Seq2B e tempo di attesa di 25 minuti, con pressione iniziale della miscela in CVCC di 2 bar.

La velocità laminare di fiamma è stata calcolata mediante il metodo ampiamente descritto in 4.3.1, che consiste nella misura del raggio del fronte di fiamma a partire da immagini

sperimentali acquisite mediante tecnica ottica shadowgraph. Per garantire la ripetibilità delle misure, sono state effettuate tre prove consecutive (previo flussaggio della CVCC fra una prova e la successiva). La Fig.4.19 mostra un esempio delle immagini acquisite per i primi istanti temporali del processo di combustione (il tempo zero corrisponde all'istante di innesco della candela, SOC= "Start Of Combustion"):

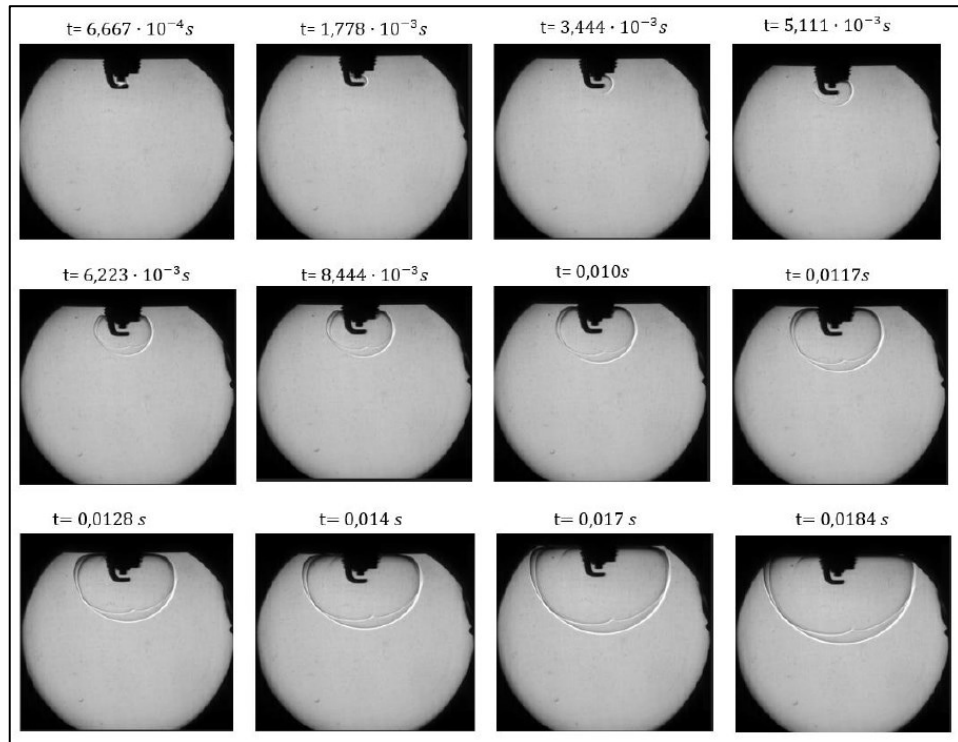


Fig.4.19 - Immagini shadowgraph dell'evoluzione temporale del fronte di fiamma sferico all'interno della CVCC.

Le misure del raggio sono state condotte fintanto che il fronte di fiamma non impattasse le pareti della camera, con conseguente spegnimento (circa 0.028 s dopo il SOC). Per ciascuna delle tre prove, è stato misurato il raggio per i diversi frames acquisiti ed è stata calcolata la velocità di combustione laminare mediante l'extrapolazione lineare descritta in 4.3.1, come mostrato in Fig.4.20. Nel grafico ciascun valore corrisponde al valor medio, mentre le barre verticali rappresentano la deviazione standard.

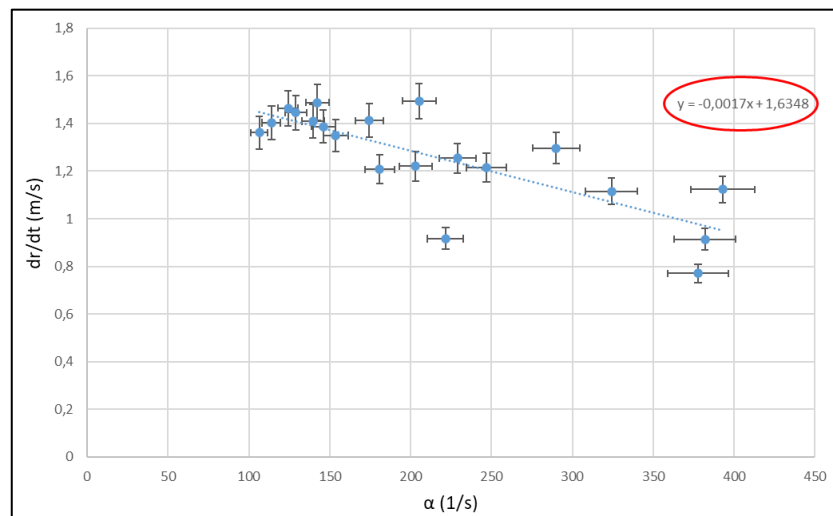


Fig.4.20 - Andamento della velocità di fiamma in funzione dello stretch rate. La LBV si ottiene moltiplicando il valore della velocità per cui la retta di estrapolazione interseca l'asse delle ordinate (stretch rate pari a zero) per il rapporto di densità.

Il valore di LBV determinato nelle condizioni di prova è ottenuto moltiplicando il valore della velocità per cui la retta di estrapolazione interseca l'asse delle ordinate (stretch rate pari a zero) per il rapporto di densità:

$$LBV = 1.611 \cdot \frac{\rho_b}{\rho_u} = 21.6 \frac{cm}{s} \quad (4.102)$$

Il risultato è stato confrontato con quello ottenuto in una precedente campagna sperimentale condotta per valutare la dipendenza della LBV per una miscela aria/metano dalle condizioni termodinamiche e dal rapporto di miscela [15]. In tale lavoro, la LBV ottenuta a partire da condizioni analoghe a quelle utilizzate nel caso in esame è pari a 28 cm/s.

Tale differenza è stata attribuita, oltre che alla diversa metodologia di calcolo impiegata, a due importanti fattori, vale a dire la differenza nella posizione degli elettrodi e l'ipotesi di propagazione sferica del fronte di fiamma.

## 4.4 – Conclusioni e sviluppi futuri

La presente attività ha come obiettivo primario quello di allestire un setup sperimentale idoneo alla caratterizzazione del processo di combustione di una miscela aria/combustibile e di dimostrarne la capacità di fornire informazioni e misure per lo studio e l'ottimizzazione del processo. L'attività è stata sospesa in concomitanza con il termine del corso di Dottorato del candidato, ma le prove condotte hanno, comunque, permesso di trarre alcune considerazioni preliminari:

- Il setup allestito è sufficientemente robusto e sicuro per poter investigare il processo di combustione di una miscela aria/metano.
- L'insieme della strumentazione di misura ed il setup ottico adottato (shadowgraph nella configurazione z-type) hanno consentito rispettivamente la misura della pressione durante il processo di combustione e l'acquisizione di immagini del processo.
- La misura della pressione, sebbene i valori acquisiti siano inferiori rispetto a quanto ci si possa aspettare dalla teoria, ha, comunque, permesso di determinare la miscela, la strategia di riempimento ed i tempi di attesa più opportuni per le successive indagini.
- Il mancato innesco al centro della camera di combustione e la particolare geometria della stessa sono, quasi certamente, la causa della minore pressione che viene raggiunta nella CVCC durante il processo, essendo, di fatto, causa del prematuro spegnimento della fiamma, la quale impatta le pareti della camera prima ancora che tutta la miscela incombusta possa bruciare.
- Un confronto dei risultati acquisiti è stato possibile solo sulla base di un parametro il cui valore risenta in maniera meno evidente del layout sperimentale, vale a dire la velocità laminare di fiamma laminare.
- Il valore della LBV determinato mediante il metodo descritto è, comunque, leggermente inferiore a quanto rilevato dalla letteratura; tale discrepanza è stata attribuita alla diversa metodologia di calcolo impiegata, alla differenza nella posizione degli elettrodi ed all'ipotesi, assunta nel presente lavoro, di propagazione sferica del fronte di fiamma.

In ottica di sviluppi futuri della presenta attività, certamente occorre limitare il fenomeno dello spegnimento prematuro della fiamma: la presenza di due elettrodi spostati al centro

della camera, piuttosto che la collocazione di una candela in corrispondenza della parete superiore della stessa, potrebbero favorire la simmetria durante l'espansione del fronte di fiamma, ritardandone lo spegnimento. Ciò andrebbe ad avvalorare anche l'assunzione di ipotesi di fronte di fiamma che si propaga con forma sferica.

In accordo con quanto è stato affermato anche per gli andamenti della pressione ottenuta, modifiche a livello della geometria interna della camera potrebbero favorire, insieme ad un'accensione che avviene al centro della camera, l'evoluzione della combustione e di conseguenza, migliorare i valori ottenuti sia della pressione di picco raggiunta durante il processo, sia della LBV.

Infine, una volta ottimizzato, lo stesso setup può essere modificato ed adattato per studiare la combustione di altri vettori gassosi (quale ad esempio l'idrogeno o gas di sintesi), ma anche di natura liquida (bio-combustibili).

## Indice delle figure

Fig.4.1 - Struttura di una fiamma premiscelata: (a) Profili di temperatura e di velocità di rilascio dell'energia chimica attraverso una fiamma laminare premiscelata; (b) realizzazioni multiple per breve esposizione di una fiamma premiscelata turbolenta [1]. .....	164
Fig.4.2 - Struttura di una fiamma diffusiva; (a) Schema di fiamma diffusiva; (b) Profili di concentrazione di combustibile, ossidante, prodotti e temperatura, attraverso la fiamma [1]. .....	164
Fig.4.3 - Rapporto stechiometrico aria/combustibile per miscele di idrocarburi in funzione del rapporto molare H/C. ....	170
Fig.4.4 - Variazione del sistema da reagenti a prodotti per l'analisi della prima legge della termodinamica. ....	172
Fig.4.5 - Grafico dell'energia interna (U) o entalpia (H) di reagenti e prodotti in funzione della temperatura.....	173
Fig.4.6 - Energia interna di reagenti e prodotti in funzione della temperatura. (a) Effetto dell'acqua nei prodotti come vapore o liquido. (b) Effetto del combustibile nei reagenti in fase vapore o liquida .....	174
Fig.4.7 – (a) Schema del bruciatore Bunsen. (b) Bilancio cinematico per una fiamma premiscelata stazionaria obliqua [1]. .....	182
Fig.4.8 – Fiamma laminare premiscelata all'interno di un condotto [5].....	184
Fig.4.9 - Vista anteriore (sx) e posteriore (dx) della CVCC e della strumentazione. ....	185
Fig.4.10 - Schema della linea di adduzione dei gas in camera. ....	186
Fig.4.11 - Schema e specifiche tecniche del trasduttore Kulite ETL-CS-190 [10]. ....	190
Fig.4.12 - Schema e specifiche tecniche del trasduttore AVL GU21D [11]. ....	190
Fig.4.13 - Disegno tecnico della boccola di adattamento della candela alla CVCC.....	191
Fig.4.14 - Segnale in corrente di alimentazione della candela.....	192
Fig.4.15 – Setup ottico della tecnica shadowgraph.....	192
Fig.4.16 - Metodologia per la misurazione del raggio medio del fronte di fiamma. ....	196

Fig.4.17 - Effetto della sequenza di riempimento sulla variazione di pressione durante il processo di combustione. (a) Miscela1. (b) Miscela 2. ....	197
Fig.4.18 - Effetto del tempo di attesa sulla variazione di pressione durante il processo di combustione. (a) Miscela1. (b) Miscela 2.....	198
Fig.4.19 - Immagini shadowgraph dell'evoluzione temporale del fronte di fiamma sferico all'interno della CVCC.....	199
Fig.4.20 - Andamento della velocità di fiamma in funzione dello stretch rate. La LBV si ottiene moltiplicando il valore della velocità per cui la retta di estrapolazione interseca l'asse delle ordinate (stretch rate pari a zero) per il rapporto di densità. ....	199



## Indice delle tabelle

Tab.4.1 - Matrice delle prove sperimentali. Evidenziate le condizioni iniziali utilizzate per le misure della velocità laminare di fiamma. ....	194
---	-----

## Riferimenti

- [1] J. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, Second edi. 2018.
- [2] N. Peters, “Combustion theory,” RWTH Aachen Univ. (CEFRC Summer Sch., 2010).
- [3] S. R. Turns, “An introduction to combustion, concepts and applications mcgraw-hill,” New York, 1996.
- [4] W. C. Strahle, *An introduction to combustion*. Routledge, 2020.
- [5] S. Marshall and S. Marshall, “Measuring laminar burning velocities,” Oxford University, UK, 2010.
- [6] N. Hinton, “Measuring laminar burning velocities using constant volume combustion vessel techniques,” Oxford University, UK, 2014.
- [7] J. Warnatz, U. Maas, and R. Dibble, *Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*. 2006.
- [8] D. P. Mishra, *Experimental combustion: an introduction*. Crc Press, 2014.
- [9] S. Carter, A. Ned, J. Chivers, and A. Bemis, “Selecting piezoresistive vs. piezoelectric pressure transducers,” *Kulite Semicond. Prod. Inc*, 2016.
- [10] Kulite ETL-CS-190, “Miniature ruggedized automotive 5vdc output is ® pressure transducer,” vol. 190, no. M. p. 8251, 2000.
- [11] AVL GU21D, “Pressure Sensor Datasheet,” no. May, 2011.
- [12] A. Davidhazy, “Introduction to shadowgraph and schlieren imaging,” 2006.
- [13] C. C. M. Luijten, E. Doosje, and L. P. H. de Goey, “Accurate analytical models for fractional pressure rise in constant volume combustion,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 48, no. 6, pp. 1213–1222, 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2008.12.020>.
- [14] P. Clavin, “Dynamic behavior of premixed flame fronts in laminar and turbulent flows,” *Prog. energy Combust. Sci.*, vol. 11, no. 1, pp. 1–59, 1985.
- [15] M. I. Hassan, K. T. Aung, and G. M. Faeth, “Measured and Predicted Properties of Laminar Premixed Methane / Air Flames at Various Pressures,” vol. 550, pp. 539–550, 1998.

## Capitolo 5

# Progettazione e realizzazione di un sistema per l'analisi di spray di acqua in condizioni supercritiche

I fluidi supercritici (SCF – *SuperCritical Fluids*) sono utilizzati in molte applicazioni industriali principalmente grazie alle loro particolari proprietà di trasferimento di calore e solvatazione. Inoltre, le proprietà termofisiche di un SCF dipendono fortemente dalla temperatura e dalla pressione di esercizio e possono essere semplicemente variate regolando questi parametri [1]. Le tecnologie basate sui fluidi supercritici, in particolare l'anidride carbonica supercritica (SC CO<sub>2</sub>) e l'acqua supercritica (SCW), riguardano un'ampia varietà di applicazioni industriali ed hanno mostrato progressi significativi negli ultimi anni. Alcuni esempi di applicazioni industriali basate sull'utilizzo di fluidi supercritici riguardano:

- industria alimentare, come solventi di estrazione per prodotti naturali (decaffeinizzazione del caffè, deodorazione dei tappi di sughero, produzione di coloranti e aromi naturali, eliminazione di pesticidi, estrazione di lipidi, la sterilizzazione di latte e succhi di frutta, ...) [2];
- cosmetica e farmaceutica, come solventi di estrazione per prodotti naturali;
- industria dei polimeri e delle materie plastiche, come solventi e/o agenti plastificanti per migliorare le caratteristiche chimico-fisiche delle materie plastiche, ma anche per il riciclaggio chimico dei rifiuti plastici [3];
- industria chimica e petrolchimica, come mezzo di reazione per la catalisi di composti organici (es. reforming di biomasse) [4];
- settori tessili, come agenti essiccanti e detergenti [5] e microelettronica [6], per la pulizia dei wafer di silicio, grazie alla loro capacità di dissolvere facilmente i solventi organici;
- settore energetico, come mezzo per il trasferimento di calore nei sistemi di refrigerazione (condizionatori di veicoli e pompe di calore), come fluido di processo in impianti a vapore (ciclo Rankine supercritico), sia a gas (specie in cicli Brayton supercritici per reattori nucleari) nel processo di cattura e sequestro della CO<sub>2</sub>, nella produzione di celle a combustibile, come reagente nella transesterificazione per la produzione di biodiesel [7].

Altre applicazioni promettenti dei SCF riguardano il settore dei motori a combustione interna, in cui l'iniezione del combustibile in condizioni supercritiche all'interno della camera di combustione porta ad un miglioramento della miscelazione aria-combustibile, con conseguente riduzione delle emissioni di inquinanti sia nei motori ad accensione comandata [8] che ad accensione spontanea [9].

Inoltre, sono stati condotti studi sull'iniezione di acqua o vapore in camera di combustione, nell'ottica di riduzione delle emissioni di NO<sub>x</sub> e di particolato. L'iniezione di acqua all'interno del cilindro verso la fine della combustione può potenzialmente comportare un aumento della pressione, quindi del lavoro utile di espansione, comportando al contempo una riduzione della temperatura all'interno del cilindro, quindi una minore velocità di

trasferimento del calore attraverso le pareti. Iniettando acqua in condizioni supercritiche, si possono evitare le perdite di carico dovute al calore latente di vaporizzazione e la conseguente diminuzione dell'efficienza [10].

Un problema quando si opera con acqua supercritica è legato alla perdita di calore per conduzione, convezione e irraggiamento, insieme alla quantità di energia necessaria per riscaldare il fluido oltre la temperatura supercritica [11].

A titolo d'esempio, il riscaldamento dell'acqua da 20 °C a 500 °C richiede un apporto termico di circa 2860 kJ/kg a 210 bar (pressione non supercritica) e di circa 3020 kJ/kg a 270 bar (sopra la pressione supercritica) [12].

A seconda dell'applicazione, esistono diversi modi per fornire tale apporto di calore al fluido, inclusi bagni ad immersione, riscaldatori a contatto resistivi, forni radiativi e così via.

Yin et al. [13] hanno condotto un'indagine sperimentale per studiare le caratteristiche di trasferimento di calore di acqua supercritica all'interno di tubi disposti verticalmente, con flusso diretto verso l'alto. L'acqua è stata pressurizzata da una pompa a stantuffo ad alta pressione mentre la temperatura supercritica è stata raggiunta mediante un sistema di riscaldamento elettrico (capacità di riscaldamento complessiva di 840 kW).

Chen et al. [14] hanno sviluppato un sistema lab-scale di circolazione naturale (o termosifone) basato su CO<sub>2</sub> supercritica per studiare il comportamento del trasferimento di calore del fluido. Per quanto riguarda la parte riscaldante, un tubo in acciaio inox è stato inserito all'interno un cilindro di rame avvolto da resistenze elettriche, collegate ad una sorgente elettrica in corrente continua (DC) (tensione variabile da 0 a 220 V). Per garantire il corretto riscaldamento del tubo, nello spazio tra il tubo interno e il cilindro di rame è stato applicato del gel di silice termo-conduttivo.

Tuttavia, i riscaldatori a contatto resistivi richiedono spesso elevata potenza e tempi lunghi per raggiungere condizioni super critiche [15]. Un'altra possibilità risiede nel metodo di riscaldamento ad induzione (IH – “Induction Heating”) che consente un controllo rapido e preciso della temperatura del fluido.

Recentemente Park et al. [16] hanno progettato e testato un dispositivo ad induzione elettromagnetica per applicazioni di pulizia di wafer semiconduttori mediante acqua in condizioni di vapore surriscaldato (temperatura superiore a 200°C e 3 bar di pressione). Hanno scoperto che, rispetto ai tradizionali dispositivi di riscaldamento resistivi, l'uso del metodo ad induzione ha comportato una riduzione sia del consumo energetico che del tempo di riscaldamento, consentendo anche una capacità di controllo della temperatura più precisa e una distribuzione uniforme del calore sulla superficie dell'oggetto riscaldato. Sebbene i risultati del lavoro evidenzino l'efficienza dei dispositivi ad induzione nella generazione di vapore surriscaldato ad alte temperature, non sono stati trovati in letteratura lavori in cui i sistemi IH siano stati utilizzati per riscaldare un fluido al di sopra della condizione supercritica.

L'attività di questo capitolo riguarda la realizzazione di un sistema innovativo, veloce ed efficiente per riscaldare e pressurizzare un fluido al di sopra delle condizioni critiche. Il sistema è in grado di riscaldare e pressurizzare direttamente liquidi e gas mediante induzione elettromagnetica, senza ricorrere ad altre fonti energetiche come scambiatori di calore o riscaldatori resistivi a contatto. Analisi numeriche preliminari hanno permesso di approfondire le conoscenze sul tema e di indirizzare le scelte di progetto dell'apparato su dispositivi ad induzione di una determinata potenza. Una volta in funzione, il dispositivo è stato testato per raggiungere pressione e temperatura supercritiche per l'acqua e, mediante opportune tecniche di indagine ottica, sono state acquisite delle prime immagini di uno spray di SCW.

L'attività è stata svolta in collaborazione con STEMS nell'ambito del Progetto EXTREME - innovative technologies for EXTREMely Efficient spark ignited engines, finanziato dal MIUR - "Ministero dell'Istruzione dell'Università e della Ricerca".

## 5.1 – Richiami teorici fluidi supercritici e riscaldamento ad induzione

### 5.1.1 - Proprietà dei fluidi supercritici

La conoscenza delle proprietà dei fluidi supercritici e dei principali fenomeni di trasferimento del calore consentono di trarre conclusioni importanti sul modo migliore per trasferire calore al fluido, al fine di oltrepassare la temperatura critica. Il punto critico di un fluido identifica la fine della linea di saturazione liquido-vapore, cioè la curva che separa la regione liquida da quella gassosa. Nel punto critico non ci sono più distinzioni tra le due fasi; quindi, entrambe le fasi sono caratterizzate dalla stessa pressione, temperatura e densità. Per pressioni superiori e temperature inferiori ai valori critici il fluido è detto "fluido compresso"; viceversa per pressioni inferiori e temperature superiori ai valori critici il fluido è surriscaldato.

Quando la pressione e la temperatura superano entrambe i valori critici, il fluido è in condizioni supercritiche. Per l'acqua la temperatura e la pressione supercritiche sono rispettivamente 373.95 °C e 220.64 bar, come illustrato nel diagramma di fase mostrato in Fig.5.1:

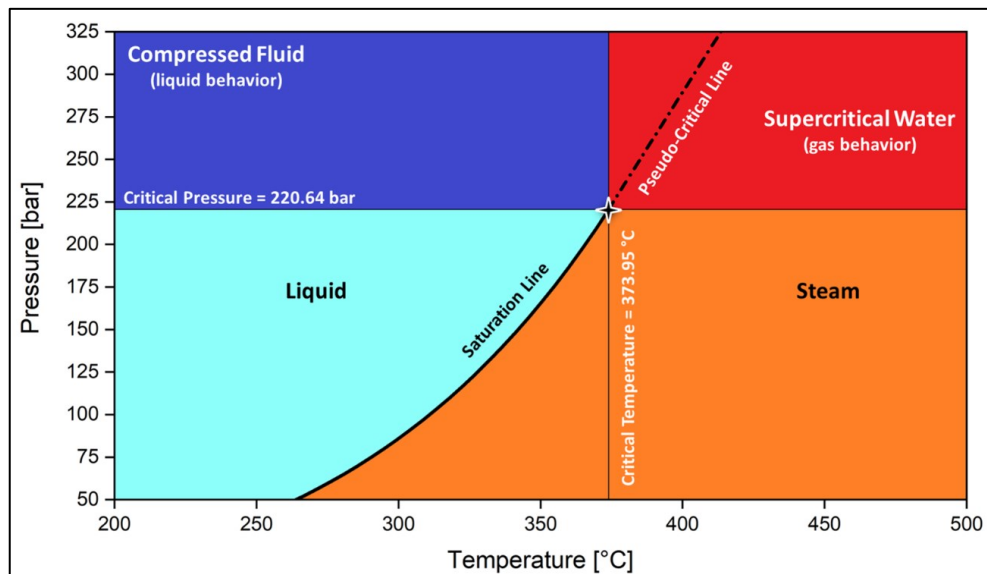


Fig.5.1 – Diagramma di fase pressione-temperatura acqua

Un fluido supercritico non è quindi né un liquido né un gas, ma un fluido monofase in uno stato intermedio tra le due fasi. Le proprietà termofisiche di un fluido supercritico possono essere continuamente variate da un comportamento di tipo liquido ad uno di tipo gassoso, senza attraversare la linea di saturazione, evitando così il cambio di fase. Tuttavia, sebbene non vi sia più separazione di fase nella regione supercritica, è possibile identificare una linea pseudo-critica. Quest'ultima è la linea che unisce i punti pseudocritici, cioè i punti a pressione superiore al valore critico (pressione pseudocritica) e a temperatura superiore a quella critica (temperatura pseudocritica) e corrispondente al massimo valore del calore specifico a pressione costante a tale pressione. Inoltre, all'aumentare della pressione,

aumenta anche la temperatura pseudocritica e il valore di picco del calore specifico diminuisce, come mostrato in Tab.5.1.

Per l'acqua, la stima della temperatura pseudocritica,  $T_{pc}$ , a diverse pressioni,  $p$ , può essere ottenuto dalle seguenti equazioni [17]:

$$T_{pc} = 3.719p + 291.92 \quad \text{per } 22.1 \leq p \leq 26.0 \quad (5.1)$$

$$T_{pc} = 3.306p + 302.68 \quad \text{per } 26.0 \leq p \leq 31.1 \quad (5.2)$$

Pressione (bar)	Temperatura pseudocritica (°C)	Calore Specifico (kJ/kg°C)
250	384,89	76,44
270	391,94	43,93
300	401,86	27,03

Tab.5.1 - Valori di temperatura pseudocritica (calcolata con le Eq.1 e Eq.2) e capacità termica specifica al variare della pressione.

Di conseguenza, mentre in prossimità del punto critico le variazioni delle proprietà sono estremamente marcate e repentine, in prossimità della linea pseudo-critica tali variazioni sono molto più graduali [18], come mostrato in Fig.5.2 e Fig.5.3.

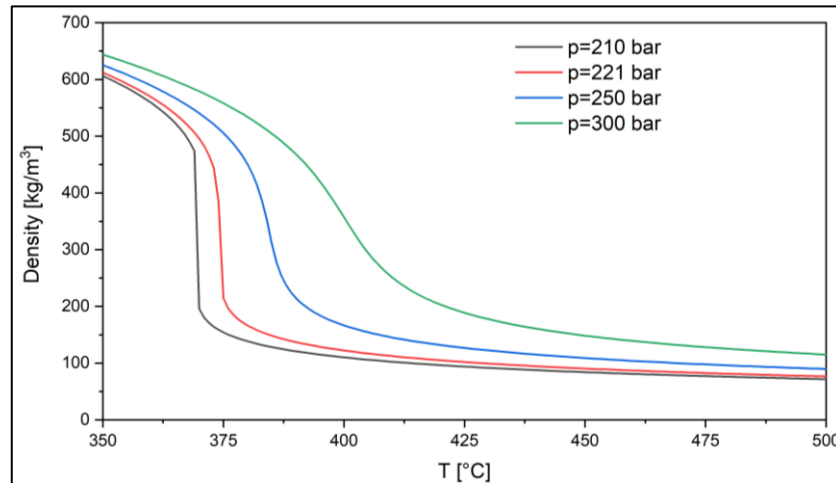


Fig.5.2 – Variazione di densità al variare della temperatura per l'acqua a diverse pressioni subcritiche e supercritiche.

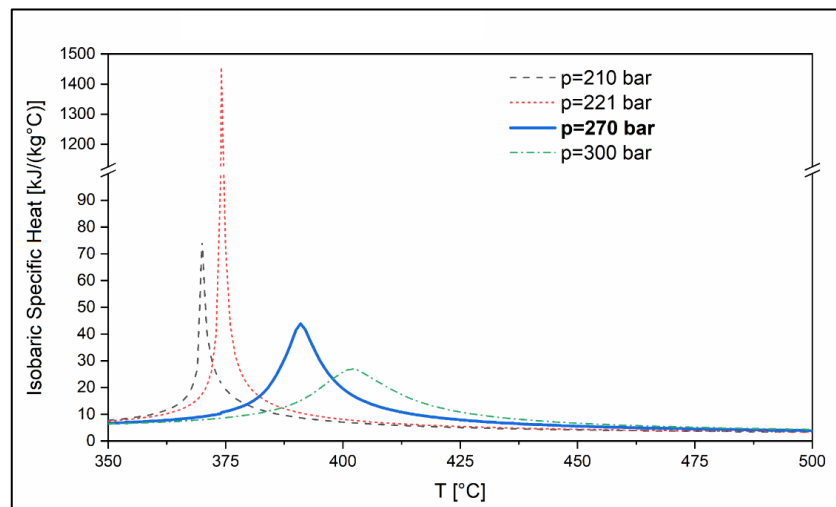


Fig.5.3 - Variazione del calore specifico a pressione costante rispetto alle variazioni di temperatura per l'acqua a diverse pressioni subcritiche e supercritiche.

Per un dato valore di pressione supercritica, ad esempio 270 bar, un aumento della temperatura porta ad una diminuzione della densità e della conducibilità termica e ad un aumento della viscosità cinematica, come mostrato in Fig.5.4. Tali variazioni sono più pronunciate vicino al punto pseudo-critico. Il calore specifico a pressione costante ed il numero di Prandtl aumentano avvicinandosi al punto pseudo-critico, raggiungendo un picco in questo punto per poi diminuire all'aumentare della temperatura. Per valori di pressione più elevati, le variazioni delle proprietà termofisiche diventano meno evidenti, come ulteriormente evidenziato in Fig.5.2 e Fig.5.3.

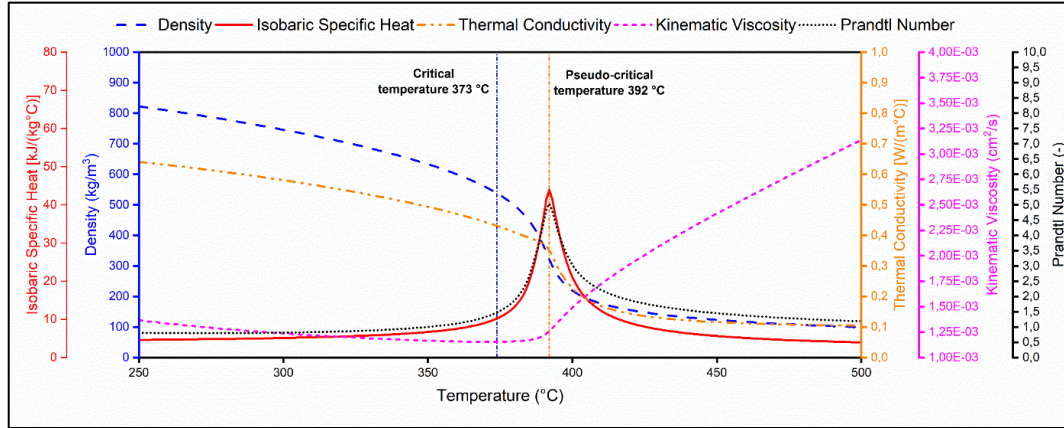


Fig.5.4 - Variazione delle proprietà termofisiche dell'acqua a 270 bar di pressione, vicino il punto pseudo-critico.

Per lo sviluppo del dispositivo di riscaldamento ad induzione, oggetto della presente attività, è importante comprendere il processo di trasferimento del calore verso un flusso che scorre attraverso un condotto. Il flusso termico convettivo tra una parete metallica e l'acqua che scorre al suo interno può essere calcolato come:

$$\dot{q} = h \cdot (T_w - T_b) \quad (5.3)$$

dove  $T_w$  è la temperatura della parete,  $T_b$  è la temperatura della massa di fluido e  $h$  è il coefficiente di scambio termico, che per una parete cilindrica è definita come:

$$h = \frac{k \cdot Nu}{D} \quad (5.4)$$

dove  $D$  è il diametro interno del condotto,  $k$  è la conducibilità termica del fluido e  $Nu$  è il numero di Nusselt. Per i calcoli ingegneristici il numero di Nusselt può essere stimato dalle equazioni di tipo Dittus-Boelter, vale a dire:

$$Nu_D = constant \cdot Re_D^m \cdot Pr^n \quad (5.5)$$

Dove  $Re_D$  e  $Pr$  sono rispettivamente i numeri di Reynolds e Prandtl, definiti come:

$$Re_D = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (5.6)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (5.7)$$

con  $\rho$  la densità del fluido,  $c_p$  il calore specifico a pressione costante,  $v$  la velocità del fluido e  $\mu$  la viscosità dinamica.

Il processo di scambio termico per l'acqua supercritica può mostrare un comportamento profondamente diverso rispetto ad un fluido convenzionale, principalmente a causa della variazione del coefficiente di scambio termico (HTC), in un piccolo intervallo di temperatura. In particolare, si possono individuare tre diverse modalità di trasferimento del calore [18]:

- *Trasferimento di calore normale.* Si verifica lontano da punti critici e pseudocritici ed è simile al trasferimento di calore convettivo per fluidi subcritici. L'HTC può essere calcolato con le equazioni di Dittus-Boelter.
- *Trasferimento di calore migliorato.* Valori più alti dell'HTC si osservano vicino ai punti pseudo-critici. Flussi di calore inferiori e pressioni del fluido più elevate portano ad un aumento del picco HTC.
- *Trasferimento di calore deteriorato.* Valori inferiori dell'HTC si verificano per flussi di calore elevati e valori di portata massica bassi, principalmente a causa delle forze di galleggiamento che influenzano la formazione dello strato limite vicino alla parete riscaldata. Questo provoca un aumento della temperatura delle pareti del tubo che può danneggiare il tubo in pressione stesso. Il deterioramento dell'HTC è stato osservato principalmente per orientamento verticale del condotto e flusso del fluido supercritico diretto dal basso verso l'alto.

Esistono diverse correlazioni empiriche per la stima dell'HTC migliorato e deteriorato. Sfortunatamente, possono essere applicate solo per geometrie semplici. Tuttavia, anche la sola conoscenza di questi fenomeni anomali di scambio termico consente di ottenere informazioni importanti per lo sviluppo del dispositivo di riscaldamento dell'acqua supercritica. Le principali conclusioni che si possono trarre sono:

1. Una volta raggiunte le condizioni supercritiche, si prevede che il riscaldamento del fluido oltre la temperatura pseudocritica sia molto più lento, a causa delle drastiche variazioni delle proprietà termofisiche.
2. Per sfruttare il miglior trasferimento di calore in prossimità delle condizioni pseudocritiche, può essere conveniente operare a pressioni supercritiche inferiori, indipendentemente dalle condizioni di prova. La pressione può essere ulteriormente aumentata una volta raggiunta la temperatura di esercizio.
3. Il deterioramento del trasferimento di calore può essere evitato utilizzando un dispositivo di riscaldamento verticale e dirigendo il flusso verso il basso.
4. Un aumento della portata massica determina sia una riduzione dello scambio termico deteriorato sia un aumento della turbolenza. Infatti, flussi di massa più elevati portano ad un aumento della diffusione turbolenta che a sua volta migliora il trasferimento di calore dalla parete alla massa di fluido.

In generale, un aumento della turbolenza per mezzo di geometrie appositamente progettate porta ad un aumento del trasferimento di calore.

### 5.1.2 – Riscaldamento ad induzione elettromagnetica: teoria ed applicazioni

Il riscaldamento a induzione è un metodo senza contatto per riscaldare metalli e altri materiali elettricamente conduttivi, basato principalmente sull'induzione elettromagnetica, ma che coinvolge anche il trasferimento di calore e fenomeni metallurgici [19].

Grazie al rapido trasferimento di calore, alla possibilità di riscaldare solo una parte specifica di un pezzo, alle ridotte dispersioni termiche e al ridotto impatto ambientale rispetto



ad altre fonti di calore, il riscaldamento ad induzione trova applicazioni in diversi campi come il trattamento termico di materiali metallici ( ad esempio tempra, rinvenimento e distensione, ricottura, ...), riscaldamento per la formatura a caldo di materiali metallici (ad esempio estrusione, piegatura, ...), industria alimentare (ad esempio cucine a induzione) e via discorrendo [20]. Tra le altre applicazioni, il riscaldamento a induzione può essere utilizzato anche per riscaldare indirettamente un fluido, come l'acqua, che scorre all'interno di un conduttore metallico [21].

Il riscaldamento ad induzione consiste nell'indurre correnti elettriche (ovvero correnti parassite) in un materiale da riscaldare, di seguito denominato “pezzo”, posto all'interno di una spira con molteplici avvolgimenti (di seguito “spira”). Quando una tensione a frequenza alternata viene applicata ad una spira di induzione, una corrente alternata inizierà a fluire nel circuito della spira, generando nelle sue vicinanze un campo magnetico variabile nel tempo caratterizzato dalla stessa frequenza della corrente nella spira (legge di Ampere).

Per la legge di Faraday, questo campo magnetico variabile induce, a sua volta, correnti parassite nel pezzo, con la stessa frequenza e direzione opposta alla corrente che scorre nella spira, come mostrato in Fig.5.5.

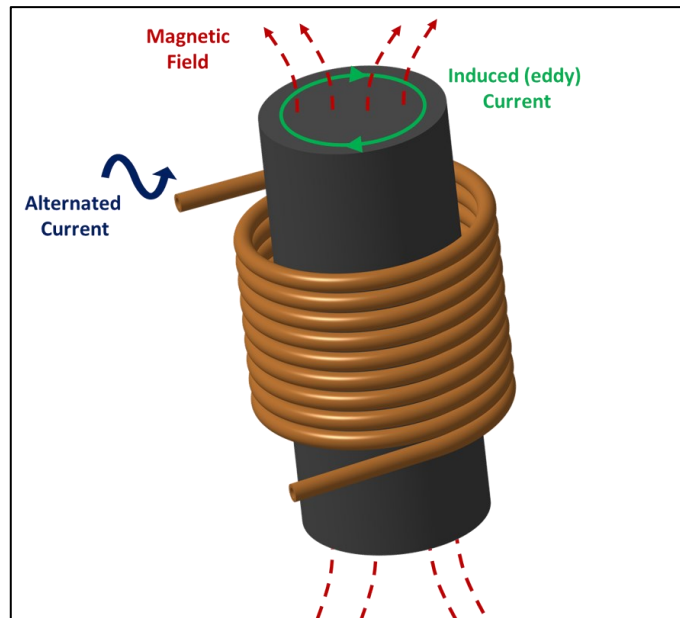


Fig.5.5 - Illustrazione schematica del fenomeno di riscaldamento ad induzione elettromagnetica.

Il pezzo non è altro che un conduttore, caratterizzato dalla propria resistenza elettrica,  $R$ . Quando le correnti parassite fluiscono nel pezzo, la potenza elettrica viene dissipata per effetto Joule ( $P = I^2R$ ), producendo il riscaldamento del pezzo stesso. Maggiori sono la corrente e la resistenza, maggiore è la potenza persa e quindi più calore viene prodotto.

La densità delle correnti parassite alternate all'interno del pezzo non è uniforme ma è maggiore in superficie, mentre diminuisce spostandosi all'interno del materiale, per il fenomeno denominato “effetto pelle”. La profondità del riscaldamento può essere valutata a partire dalla “profondità dell’effetto pelle” (nota anche come “profondità del riscaldamento”, o, con notazione anglosassone “skin depth”), spesso definita come la profondità alla quale si verifica circa l'86% del riscaldamento dovuto alla resistenza del flusso di corrente [22]. Lo skin depth,  $\delta$  [m], dipende dalla frequenza della corrente alternata,  $F$  [Hz], e dalla resistività elettrica,  $\rho$  [ $\Omega\text{m}$ ], e dalla permeabilità magnetica relativa,  $\mu_r$  [-] del pezzo, e può essere stimato (in metri) mediante la relazione [20]:

$$\delta = 503 \sqrt{\frac{\rho}{\mu_r F}} \quad (5.8)$$

A causa delle variazioni con la temperatura di resistività elettrica e permeabilità magnetica di un materiale, la profondità della pelle può variare durante il processo di riscaldamento. In generale,  $\delta$  diminuisce con un aumento sia della frequenza che della temperatura.

Quando il pezzo da riscaldare è di materiale ferromagnetico, la velocità di trasferimento del calore aumenta a causa delle perdite per isteresi, causate dall'attrito tra i dipoli magnetici quando il pezzo è sottoposto a un campo magnetico variabile. Quando la temperatura del pezzo raggiunge il valore di Curie, il materiale diventa non magnetico e non verrà più trasferito calore a causa delle perdite per isteresi.

Infine, il riscaldamento ad induzione comporta anche fenomeni di scambio termico, ovvero energia trasferita per conduzione, convezione e irraggiamento. In primo luogo, il calore viene trasferito dalla superficie ad alta temperatura del pezzo verso il nucleo a bassa temperatura mediante conduzione, seguendo la legge di Fourier:

$$\dot{q}_{cond} = -k_{wp} \nabla T \quad (5.9)$$

dove  $\dot{q}_{cond}$  è il flusso di calore di conduzione e  $k_{wp}$  è la conduttività termica del materiale che costituisce il pezzo. Successivamente, si ha un trasferimento di calore convettivo tra il pezzo e l'aria dell'ambiente circostante (dispersioni termiche) da un lato e l'acqua all'interno del pezzo stesso, dall'altro. Infine, la trasmissione del calore per irraggiamento avviene solo per temperature molto elevate; ai fini della presente attività, questa componente è piccola e può essere trascurata.

Un sistema di riscaldamento ad induzione richiede un alimentatore che converta la corrente fornita dalla linea in una corrente ad alta frequenza necessaria per creare il campo elettromagnetico all'interno della bobina di induzione. Un tipico diagramma a blocchi di un alimentatore per riscaldamento a induzione è mostrato in Fig.5.6:

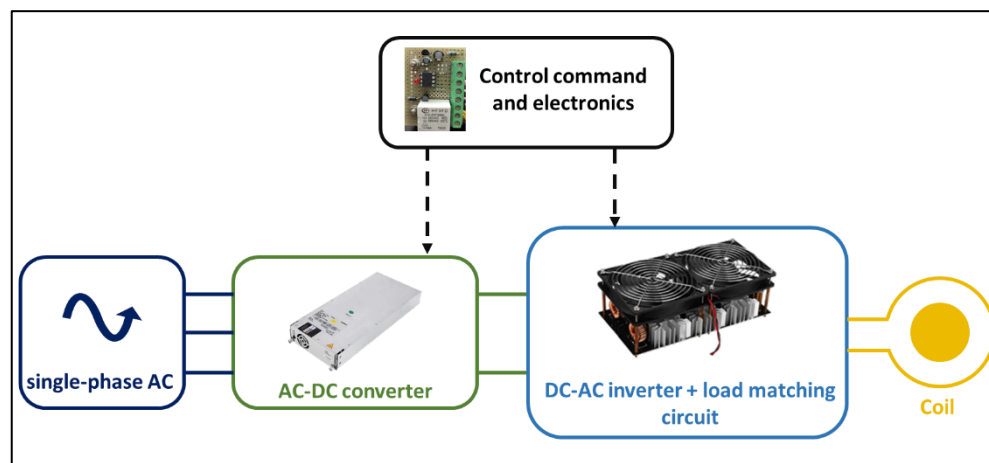


Fig.5.6 – Diagramma schematico di un sistema di riscaldamento ad induzione.

In primo luogo, la corrente monofase alternata proveniente dalla rete (230 V, 50 Hz in Italia) viene convertita da un raddrizzatore in una tensione continua (DC). Quindi, un inverter trasforma la CC in una CA monofase a frequenza più elevata che viene quindi adattata ai requisiti della spira mediante componenti di adattamento del carico ("load matching circuit"). La regolazione dei parametri elettrici è affidata ad un'unità di controllo che consente di ottenere il grado di riscaldamento desiderato.

Dalla teoria del riscaldamento ad induzione si possono trarre alcune utili considerazioni per la progettazione dell'intero sistema:

- Il calcolo della profondità di riscaldamento,  $\delta$ , consente di scegliere correttamente la frequenza richiesta per il sistema di riscaldamento ad induzione.
- Scegliendo un materiale ferromagnetico è possibile beneficiare di un ulteriore trasferimento di calore per perdite di isteresi.
- Per evitare il surriscaldamento della superficie del pezzo e scongiurare eventuali danni meccanici è necessario un apposito sistema di controllo.

## 5.2 - Progettazione del sistema di riscaldamento ad induzione

La progettazione e realizzazione del sistema per l'analisi di spray di acqua in condizioni supercritiche ha richiesto una serie di considerazioni preliminari, specialmente per la scelta del dispositivo ad induzione elettromagnetica deputato al riscaldamento del fluido [23]. In primo luogo, è stato necessario stimare grossolanamente la potenza richiesta al dispositivo, in modo da orientare la scelta verso una determinata tipologia di prodotto (5.2.1). A valle di tale stima, è stata effettuata un'indagine numerica preliminare per stabilire con maggiore accuratezza la potenza richiesta per il dispositivo ad induzione (5.2.2). Infine, è stato possibile scegliere tutti i componenti per la pressurizzazione dell'acqua ed i dispositivi di misura e controllo dei parametri di processo (5.2.3). La scelta della geometria e del materiale costituente il corpo da riscaldare è stata effettuata da altri stakeholders del progetto e, pertanto, esula dalla seguente trattazione. Tuttavia, sulla base dei disegni esecutivi del componente, è stato possibile risalire alle informazioni necessarie per le seguenti analisi preliminari.

### 5.2.1 – Stima della potenza richiesta

In commercio è disponibile un'ampia gamma di riscaldatori ad induzione, i cui costi dipendono dal tipo di applicazione e dalla potenza richiesta. Di fatto, nella prima fase di implementazione dell'apparato sperimentale, la scelta del dispositivo di riscaldamento è stata dettata principalmente da considerazioni economiche. Per questo, è stato necessario effettuare calcoli preliminari per determinare la potenza necessaria per riscaldare il pezzo. Una stima approssimativa della potenza richiesta per riscaldare un pezzo metallico,  $P_{wp}$  [W], in un dato intervallo di tempo fino a raggiungere il valore di temperatura desiderato può essere ottenuta attraverso la seguente equazione [20]:

$$P_{wp} = mc_p \frac{T_f - T_i}{t} \quad (5.10)$$

dove  $m$  è la massa del pezzo [kg],  $c_p$  è il calore specifico [J/(kg°C)],  $T_f$  e  $T_i$  sono rispettivamente la temperatura media finale ed iniziale della superficie del pezzo [°C], e  $t$  è il tempo di riscaldamento [s].

È opportuno notare che l'equazione (5.10) non fornisce informazioni sulla potenza necessaria per riscaldare l'acqua fino alle condizioni supercritiche, ma solo per la superficie del pezzo.

Inoltre,  $P_{wp}$  non rappresenta la potenza richiesta ai terminali della spira di induzione,  $P_{coil}$ , che è diversa a causa delle perdite elettriche e termiche:

$$P_{coil} = \frac{P_{wp}}{\eta_{el}\eta_{th}} \quad (5.11)$$

Dall'equazione (5.10) è possibile ricavare il tempo necessario per riscaldare il pezzo ad un dato valore di temperatura, per una specifica potenza del riscaldatore ad induzione. Il componente da riscaldare è realizzato in acciaio AISI 1040 e, dai disegni esecutivi, è stato possibile risalire alla sua massa (0.382 kg). Per tener conto della variazione del calore specifico con la temperatura, il calcolo della potenza è stato effettuato a diversi intervalli di temperatura, come mostrato nella Tab.5.2:

Range of Temperature [°C]	Specific Heat Capacity [kJ/(kg°C)]
26 – 150	0,486
150 – 200	0,515
200 -250	0,528
250 – 300	0,548
300 – 350	0,569
350 – 400	0,586
400 – 450	0,624
450 – 500	0,649
550 – 600	0,708

Tab.5.2 - Calore Specifico dell'acciaio AISI 1040 al variare della temperatura.

Scegliendo un sistema di riscaldamento ad induzione da 2.5 kW di potenza, il tempo stimato per riscaldare il pezzo sopra i 600 °C è di circa 50 secondi.

L'equazione (5.10) può essere utilizzata per stimare la potenza richiesta solo per semplici geometrie del pezzo (ad es. cilindri o forme quadrate). Inoltre, è importante chiarire che la potenza indotta nel pezzo non è costante durante il processo di riscaldamento, ma varia in funzione della variazione di resistività e permeabilità magnetica. Ad ogni modo, questo calcolo preliminare ha permesso di indirizzare la ricerca del dispositivo ad induzione verso un range di potenza dell'ordine di 2500 W. Prima di acquistare uno specifico dispositivo ad induzione, è stata effettuata una simulazione numerica con l'obiettivo di ottenere una stima più precisa della i tempi di riscaldamento.

### 5.2.2 – Indagine numerica del processo di riscaldamento

L'indagine numerica del processo di riscaldamento è stata effettuata per scegliere il valore di potenza appropriato per il dispositivo ad induzione. Sono stati confrontati tre diversi dispositivi con potenza massima rispettivamente di 1.0, 2.5 e 4.0 kW. I risultati numerici possono, inoltre, fornire informazioni sulla tempo di salita della temperatura durante il processo di riscaldamento. La conoscenza accurata della temperatura sulla superficie del pezzo, della sua distribuzione all'interno del materiale e della velocità con cui si registra l'aumento di temperatura, sono informazioni fondamentali per stabilire un'adeguata procedura per portare l'acqua nelle condizioni supercritiche, evitando danneggiamenti o rotture del pezzo.

Le simulazioni numeriche sono state effettuate utilizzando la piattaforma CENOS [24], che integra due software open source, vale a dire Salome [25] per la creazione di geometrie e mesh e Paraview [26] per il post-processing dei risultati, e descrive il processo di riscaldamento ad induzione attraverso un modello numerico “multiphysics”, elettromagnetico-termico, estremamente accurato [27], [28].

Il primo passo per la simulazione è stato creare i modelli CAD del pezzo e della bobina di induzione (Fig.5.7(a)).

Mentre la geometria del pezzo è nota, per la bobina è stato necessario scegliere un dispositivo di riscaldamento a induzione per il quale fossero disponibili informazioni sulla

geometria stessa. A tal proposito, è stata scelta la bobina di un dispositivo ad induzione commerciale da 2.5 kW, per il quale fossero noti i parametri geometrici.

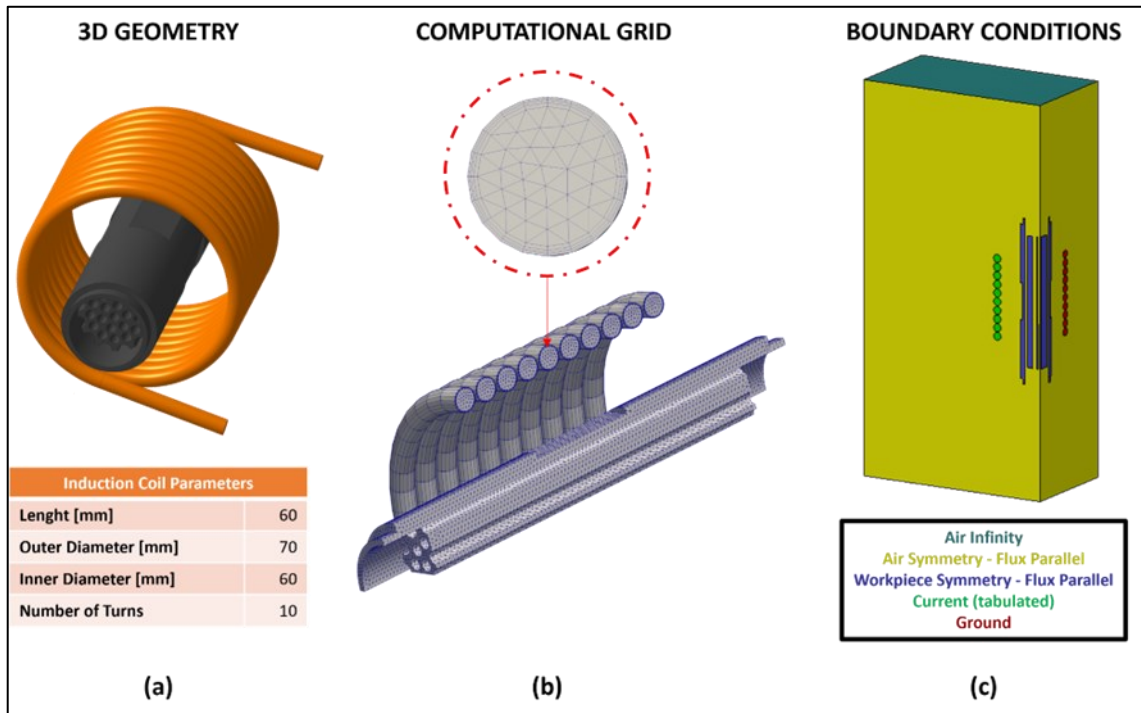


Fig.5.7 - Configurazione del modello numerico. (a) geometria 3D completa; (b) Mesh con vista ingrandita degli strati viscosi sulla superficie della bobina; (c) Condizioni elettromagnetiche al contorno e condizioni iniziali implementate per la simulazione.

Una volta modellata la geometria, è stata creata la mesh computazionale. Grazie alla simmetria del corpo da riscaldare e della spira, è stato possibile realizzare la mesh di un quarto della geometria completa, riducendo considerevolmente il tempo di calcolo: il dominio computazionale è stato discretizzato con un totale di 360'000 elementi tetraedrici, giusto compromesso tra la necessità di modellare tutti i dettagli della geometria del pezzo e quella di non superare la capacità di calcolo massima consentita della workstation utilizzata. Particolare attenzione è stata prestata alla dimensione della griglia sulle superfici sia del pezzo in lavorazione che della bobina dell'induttore, in maniera tale da simulare correttamente l'elevata densità delle correnti dovute all'effetto pelle. A tale proposito, sono stati creati diversi strati di elementi più piccoli scegliendo l'ipotesi "Strati viscosi" nella creazione della sub-mesh. Lo spessore totale dello strato viscoso è stato assunto pari a 1.5 volte  $\delta$  (a sua volta calcolato mediante l'equazione (5.8) pari a 0.118 mm), secondo quanto riportato sulla documentazione online di CENOS [24].

La griglia computazionale e i dettagli degli strati viscosi sono mostrati nella Fig.5.7(b). La mesh è stata quindi importata nell'ambiente CENOS, dove sono state definite la fisica e le condizioni al contorno (BC), come mostrato in Fig.5.7(c) e riportato in Tab.5.3.

Il materiale del corpo riscaldato è acciaio al carbonio medio e le sue proprietà termiche ed elettromagnetiche dipendono dalla temperatura. Per la stima della permeabilità effettiva, il software consente di considerare la risposta del materiale alla variazione del campo elettromagnetico (ovvero la curva  $B - H$ , con  $B$  densità di flusso magnetico e  $H$  intensità di campo magnetico).

L'uso delle curve  $B(H)$  nella definizione del materiale, tuttavia, aumenta notevolmente il tempo di calcolo computazionale. Come riportato nella guida del software, è possibile, però, sostituire il legame  $B(H)$  con un valore di permeabilità costante, calcolando il campo elettrico massimo nel pezzo [24].

Simulation Parameters	
Frequency [kHz]	35
Simulation End Time [s]	30
Time Step	Adaptive
Workpiece Parameters	
Material	Medium Carbon Steel (linearized H, T dependent)
Thermal BC	Convection
Initial Surface Temperature [°C]	22
Inductor Parameters	
Material	Copper (constant properties)
Electromagnetic BC	Current Source (tabulated)

Tab.5.3 – Parametri della simulazione e condizioni al contorno.

Questo può essere fatto eseguendo una simulazione puramente elettromagnetica, senza analisi termica, per l'intero tempo di riscaldamento. Quindi, il campo elettrico massimo può essere stimato da:

$$H = \frac{B}{\mu_r \mu_0} \quad (5.12)$$

in cui,  $B$  è la massima densità di flusso magnetico,  $\mu_r$  è il valore di permeabilità magnetica relativa più basso, risultato della simulazione numerica, e  $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \text{ H/m}$  è la permeabilità magnetica del vuoto.

Quindi, è possibile costruire il grafico  $\mu(H)$  per il dato materiale, a partire dalle proprietà del materiale (dato di input del software), e convertire  $B(H)$  in  $\mu(H)$ , come mostrato in Fig.5.8. Infine, entrando nel grafico in FIGURA con il valore del massimo campo elettrico calcolato con l'equazione (5.12), si può valutare  $\mu_r$ .

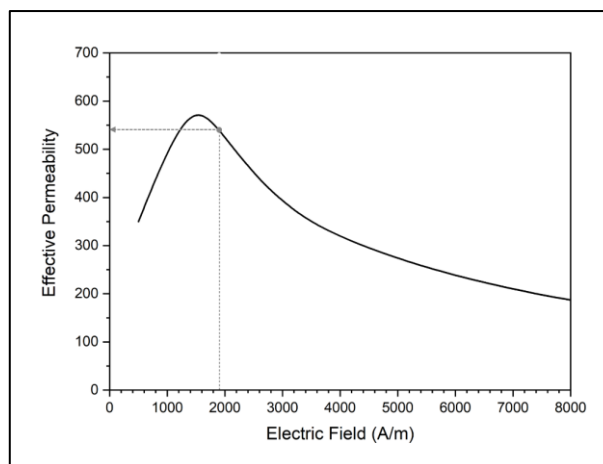


Fig.5.8 - Permeabilità magnetica in funzione del campo elettrico per la stima del valore corretto di  $\mu_r$ .

Nelle prime fasi dell'indagine l'unica informazione disponibile dai datasheet dei dispositivi commerciali è stata la potenza complessiva (ovvero 1000, 2500 e 4000 W).

Tuttavia, il software utilizza le equazioni di Maxwell – e le loro derivazioni – per il calcolo dei parametri elettromagnetici dovuti al riscaldamento ad induzione, in cui non è possibile utilizzare come input il valore di potenza. Al contrario, il software permette di inserire come dato di ingresso la corrente che circola nella spira. Sono stati, pertanto, calcolati i valori di corrente di ingresso in modo tale che il livello di potenza complessiva sia mantenuto stabile al valore massimo. Sebbene la potenza indotta nel pezzo vari durante il processo di riscaldamento, l'assunzione di potenza costante consente comunque di valutare l'impatto

dell'aumento del livello di potenza sui valori e sulle distribuzioni di temperatura. Infatti, dato che il dispositivo ad induzione viene utilizzato per riscaldare l'acqua contenuta nel corpo riscaldato mediante trasferimento di calore per conduzione, maggiore è la temperatura e più rapido è il suo tempo di salita e più efficiente è il processo di riscaldamento. Allo stesso tempo, tuttavia, se la temperatura raggiunge valori eccessivi in brevissimo tempo, il pezzo potrebbe danneggiarsi irreversibilmente, o addirittura rompersi, per gli effetti combinati di alta temperatura e pressione [29].

Infine, la durata della simulazione è stata fissata a 30 secondi (tempo considerato ragionevolmente breve ai fini del presente lavoro) e la temperatura massima consentita sulla superficie del pezzo è stata assunta di 600 °C, valore ritenuto sufficientemente sicuro dal punto di vista delle sollecitazioni meccaniche e termiche.

La Fig.5.9 mostra l'andamento della temperatura massima sulle superfici del pezzo in funzione del tempo per i tre diversi livelli di potenza scelti (1.0, 2.5 e 4.0 kW), calcolata mediante il modello numerico.

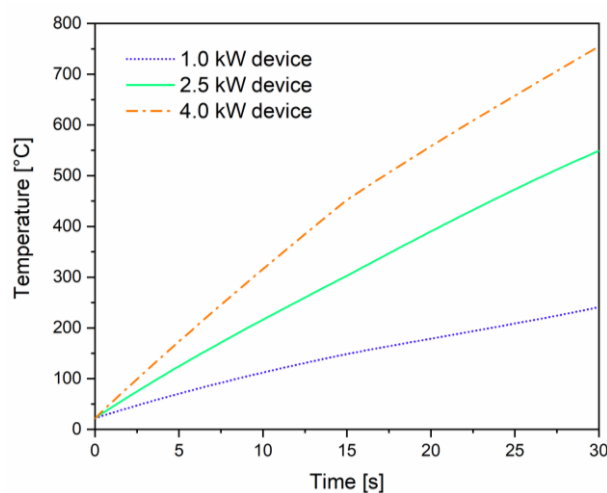


Fig.5.9 - Temperatura massima sulla superficie del pezzo in funzione del tempo per le tre diverse potenze (1.0, 2.5 e 4.0 kW).

Utilizzando un dispositivo da 1.0 kW, l'aumento della temperatura è piuttosto lento e la temperatura massima dopo 30 secondi di riscaldamento è inferiore a 250 °C. La temperatura massima raggiunta con il dispositivo da 2.5 kW è di circa 550 °C. Infine, utilizzando il dispositivo da 4.0 kW, il pezzo richiede circa 22 secondi per salire fino al valore massimo consentito di temperatura. Con 4.0 kW, al termine della simulazione (30 s), si raggiungono circa 750 °C. Sebbene il dispositivo da 4.0 kW consenta di raggiungere temperature elevate in tempi più brevi rispetto a quelli da 2.5 kW, quest'ultimo consente comunque di raggiungere temperature prossime al massimo in tempi ragionevolmente brevi ma con una maggiore possibilità di controllo. Per questo motivo, è stato scelto il sistema di riscaldamento ad induzione da 2.5 kW.

Un'altra informazione che si può estrarre dai risultati numerici riguarda la distribuzione della temperatura nel pezzo, in quanto il riscaldamento dell'acqua avverrà principalmente per fenomeni di conduzione termica. La differenza di temperatura in direzione radiale influirà principalmente sul tempo necessario per il riscaldamento dell'acqua. La variazione di temperatura in senso longitudinale, invece, comporta una distribuzione disomogenea della temperatura dell'acqua che occupa l'intero volume del pezzo.

La Fig.5.10 mostra la mappa a falsi colori della temperatura dopo 30 s di riscaldamento con riferimento al dispositivo da 2.5 kW. Il campo di temperatura non è uniforme né sulla superficie del pezzo (Fig.5.10(a)), né all'interno del pezzo, cioè in direzione longitudinale Fig.5.10(b) e radiale (Fig.5.10(c)).

Le temperature più elevate vengono raggiunte in corrispondenza del centro della bobina di induzione, il che significa che la posizione del pezzo all'interno della bobina influenza fortemente il campo di temperatura. Al termine del processo di riscaldamento, entrambe le estremità del pezzo si trovano ad una temperatura di circa 200 °C, con conseguente riscaldamento non uniforme dell'acqua all'interno del corpo riscaldato. Le differenze di temperatura in direzione radiale sono meno evidenti. Ad esempio, per la sezione A-A, la differenza tra temperatura massima e minima al termine della simulazione è di 135 °C.

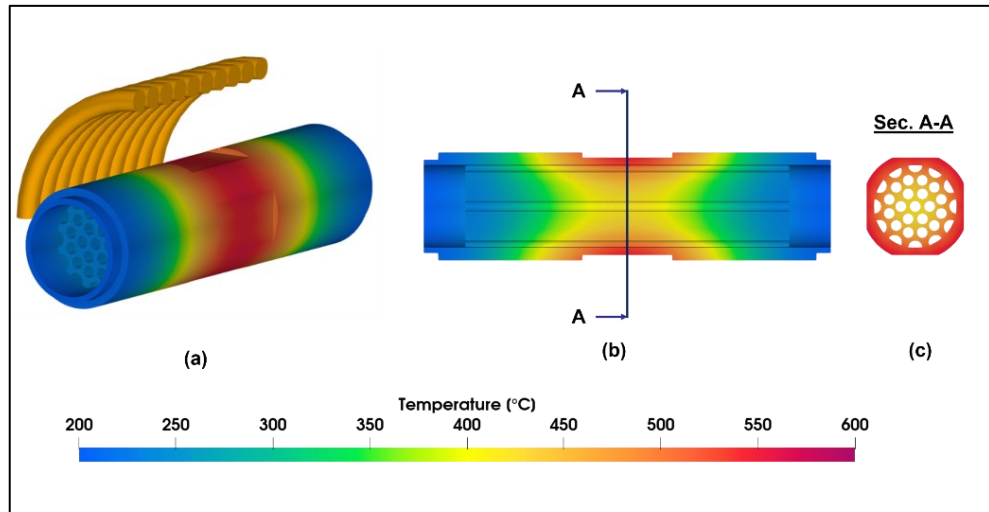


Fig.5.10 - Campo di temperatura al termine della simulazione (30 s) per il dispositivo da 2.5 kW. (a) temperatura sulla superficie esterna del pezzo; (b) Distribuzione della temperatura sulla sezione longitudinale; (c) Distribuzione della temperatura sulla sezione trasversale A-A.

I risultati della simulazione numerica suggeriscono che per migliorare l'uniformità del campo di temperatura in direzione longitudinale, una soluzione potrebbe essere quella di disporre due dispositivi collegati in serie. Per questo motivo è stata condotta un'ulteriore simulazione numerica, inserendo nel modello un'ulteriore bobina di induzione, simulando la presenza di due riscaldatori ad induzione da 2.5 kW ciascuno.

Le differenze di temperatura lungo la direzione longitudinale cambiano drasticamente nei due casi. A titolo di esempio, la Fig.5.11 mostra i valori di temperatura nei punti indicati dalla linea tratteggiata, per entrambe le simulazioni, dopo 30 secondi di riscaldamento.

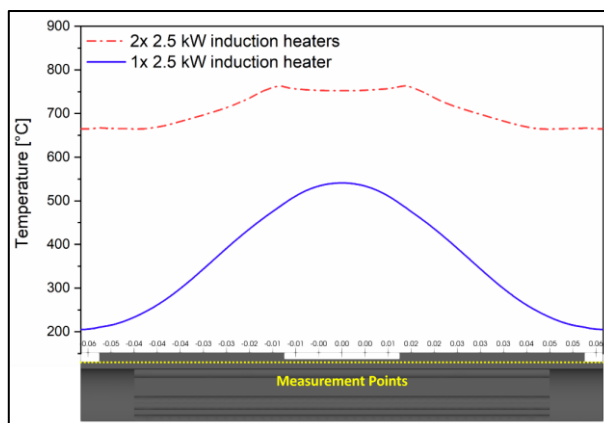


Fig.5.11 - Temperatura in corrispondenza dei "Measurement Points" calcolata utilizzando rispettivamente uno o due dispositivi ad induzione.

Nel caso di singolo riscaldatore ad induzione, la differenza di temperatura tra il punto centrale e quello esterno è di 336 °C, valore che si riduce a soli 87 °C nella configurazione



con due induttori. Ciò significa che con l'impiego di due dispositivi è possibile ottenere un notevole miglioramento in termini di uniformità di temperatura sulla superficie del pezzo.

Tale miglioramento si ritrova anche all'interno del pezzo, come confermato dalla Fig.5.12(a), che mostra la distribuzione della temperatura nella sezione longitudinale per la configurazione con due bobine di induzione, al termine del processo di riscaldamento. Anche in direzione radiale il gradiente di temperatura con due bobine è piuttosto contenuto, con una differenza massima di circa 150 °C (Fig.5.12(b)).

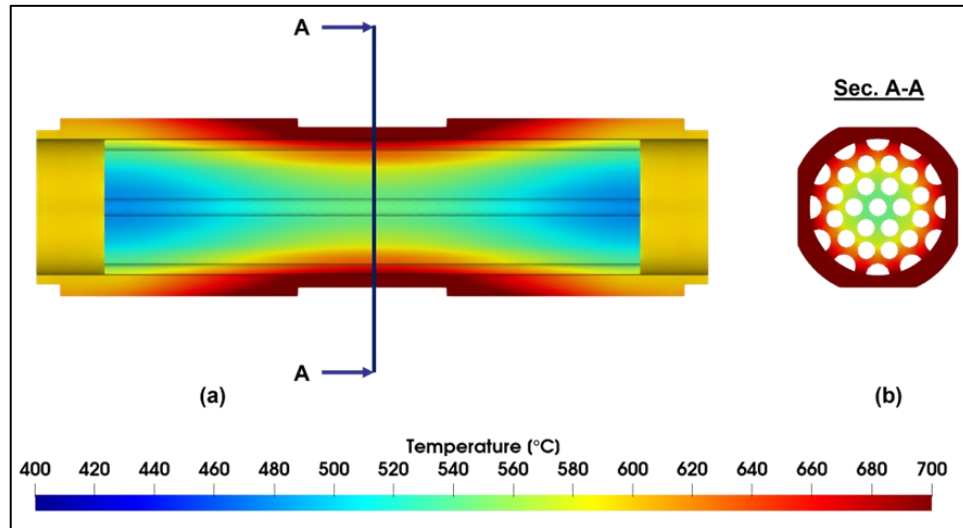


Fig.5.12 - Campo di temperatura al termine della simulazione (30 s) nel caso di 2 dispositivi da 2.5 kW ciascuno. (a) Distribuzione della temperatura sulla sezione longitudinale; (c) Distribuzione della temperatura sulla sezione trasversale A-A.

Tuttavia, la Fig.5.12(a) mostra anche che, a parità di tempo di riscaldamento (30 s), la temperatura massima finale è notevolmente più alta nel caso di due sistemi di induzione, raggiungendo valori di oltre 700 °C; ciò, a sua volta, significa una maggiore velocità di riscaldamento, con possibilità di danneggiare il pezzo se il processo non venga opportunamente controllato. È, pertanto, necessaria una strategia di controllo adeguata per monitorare la temperatura massima ed evitare danni al pezzo. Le simulazioni numeriche, tuttavia, non considerano la presenza di acqua all'interno del pezzo. Sia con uno che con due riscaldatori, potrebbe accadere che la temperatura superficiale sia molto più alta della temperatura dell'acqua all'interno del pezzo. A questo proposito, la simulazione numerica è essenziale per identificare i punti di temperatura più elevati raggiunti sulla superficie durante il processo di riscaldamento, e dove sarà opportuno monitorare la temperatura, come mostrato in **FIGURA**:

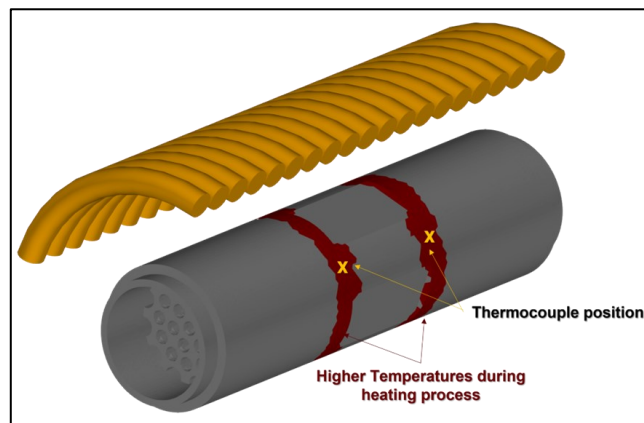


Fig.5.13 - Punti a temperatura più elevata durante il processo di riscaldamento.

In definitiva, le simulazioni numeriche hanno fornito indicazioni fondamentali per la scelta del dispositivo di riscaldamento ad induzione. Poiché l'apparato sperimentale deve garantire il raggiungimento delle condizioni supercritiche per l'acqua, senza danneggiare il pezzo, in tempi brevi ed evitando un riscaldamento disomogeneo del fluido, è stata scelta la configurazione con due riscaldatori da 2.5 kW. La soluzione, infatti, consente di riscaldare il pezzo in un tempo molto più breve, pur garantendo un riscaldamento più uniforme del pezzo stesso, quindi dell'acqua al suo interno.

### 5.2.3 – Descrizione dell'apparato sperimentale

Il diagramma schematico dell'apparato sperimentale realizzato per raggiungere condizioni supercritiche per l'acqua è presentato in Fig.5.14:

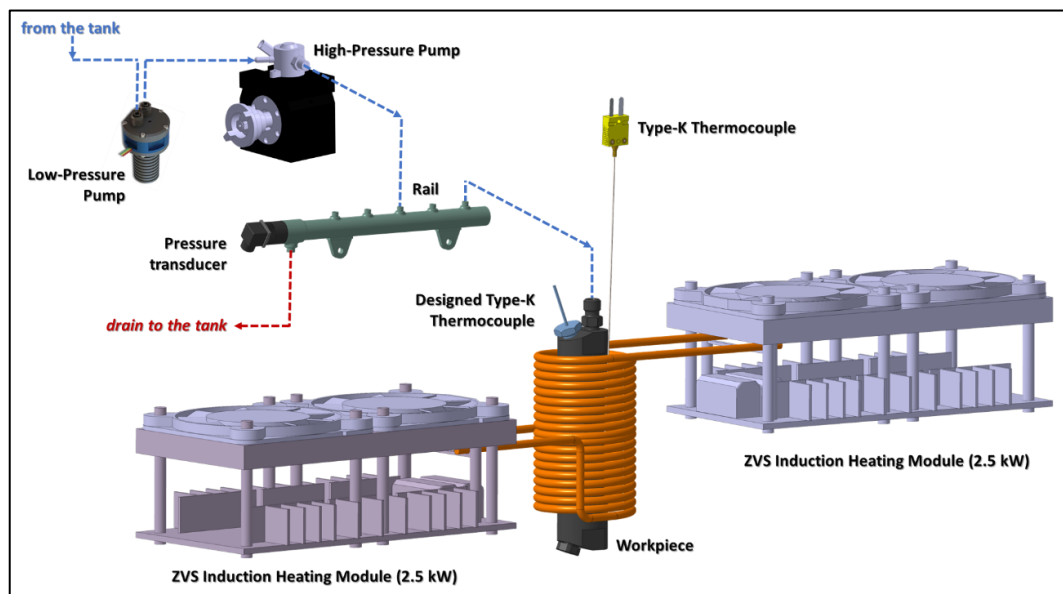


Fig.5.14 - Principali componenti dell'apparato sperimentale per il riscaldamento tramite induzione elettromagnetica.

Il sistema comprende sia i dispositivi necessari per la pressurizzazione del fluido che per il suo riscaldamento. Per completare il sistema ed evitare danneggiamenti o rotture del corpo riscaldato (“workpiece” in Fig.5.14) è stato progettato un apposito sistema di controllo della temperatura per i dispositivi ad induzione.

Il sistema di pressurizzazione dell'acqua è derivato da applicazioni automobilistiche e consiste nel classico sistema di alimentazione common rail utilizzato nei veicoli alimentati a gasolio e per il quale una pompa ad alta pressione fornisce il fluido ad un volume comune (per l'appunto il common-rail). Il circuito idraulico è composto da un serbatoio di acqua, una pompa di bassa pressione, una pompa di alta pressione ed è ampiamente in grado di raggiungere e mantenere valori di pressione supercritici (oltre 220 bar).

In realtà, la pompa ad alta pressione non è progettata per lavorare con acqua e, pertanto, sorge un problema di lubrificazione. A tal riguardo, è stato implementato un circuito di lubrificazione separato e le indagini sperimentali sono state condotte per tempi di prova limitati. Inoltre, per limitare la presenza di particelle estranee, è stata scelta acqua demineralizzata come fluido di lavoro.

L'acqua viene convogliata alla pompa di alta pressione mediante un'ulteriore pompa brushless a bassa pressione (pressione max 8 bar, portata max 2,4 l/min), idonea per liquidi a bassa viscosità.

La pompa ad alta pressione, azionata per mezzo di un albero a camme alloggiato in una cambox dedicata e azionato da un motore elettrico a velocità variabile, riceve acqua a circa

4 bar per poi innalzare la pressione al valore di setpoint desiderato. L'acqua in pressione viene convogliata all'interno del common rail, in cui un regolatore di pressione elettronico ed un trasduttore di pressione consentono rispettivamente l'impostazione e la lettura del valore di pressione impostato tramite una centralina elettronica realizzata ad hoc.

Il sistema common rail opera nella sezione a bassa temperatura del circuito idraulico ed è in grado di mantenere la pressione al setpoint nonostante la densità dell'acqua vari sensibilmente durante il processo di riscaldamento.

Il common rail è collegato al workpiece tramite un tubo in acciaio ad alta pressione. La tenuta idraulica all'interno del volume è garantita mediante O-ring metallici. Infine, il fluido supercritico è convogliato all'iniettore mediante un tubo in acciaio di adeguata lunghezza e sezione.

Il sistema di riscaldamento è costituito da due dispositivi ad induzione elettromagnetica che sviluppano una potenza elettrica massima di 2.5 kW ciascuno. Le bobine di induzione tendono a riscaldarsi quando la corrente scorre: per evitare il loro surriscaldamento è prevista un'unità di raffreddamento ad acqua.

Le temperature durante il processo di riscaldamento sono monitorate attraverso due termocoppie di tipo K. Una prima termocoppia è posta esternamente sul corpo del pezzo, nel punto più sollecitato termicamente e tenuta fissa mediante un nastro di materiale isolante, per rilevare la temperatura della superficie e quindi evitare danneggiamenti e rotture. Una seconda termocoppia (Fig.5.15), realizzata su misura per adattarsi al sistema e supportare l'alta pressione interna, misura, invece, la temperatura del fluido all'interno del workpiece. Questa seconda termocoppia prevede una sezione di controllo che accende/spegne il sistema di riscaldamento al raggiungimento del valore impostato della temperatura.

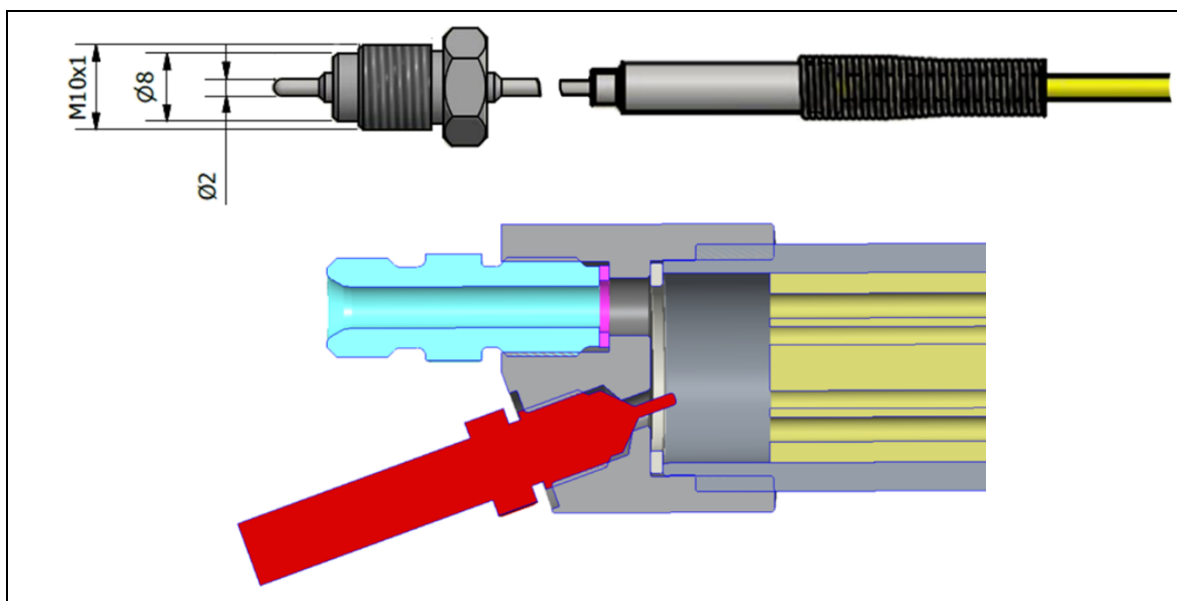


Fig.5.15 - Termocoppia di tipo K per la misurazione della temperatura dell'acqua all'interno del workpiece e vista in sezione dell'attacco al processo (unità in mm).

Per il fissaggio della termocoppia al corpo del riscaldatore, è necessario far fronte a due problematiche distinte:

- le elevate temperature in gioco richiedono la scelta di materiali adeguati, che non subiscano deformazioni o dilatazioni termiche nel dato campo di valori di temperatura, non soltanto per il sensore (termocoppie di tipo k commerciali)

consentono la misura di temperature ben più elevate), ma anche per l'elemento di fissaggio;

- il sensore, una volta fissato, deve garantire la tenuta del fluido al suo interno, facendo fronte alle elevate pressioni in gioco

Per tali motivazioni, è stato ritenuto opportuno scegliere un attacco al processo di tipo filettato, con corpo metallico direttamente saldato sullo stelo. La temperatura e la pressione massima di esercizio sono rispettivamente di 600°C e 350 bar.

La temperatura è, quindi, misurata all'interno del corpo riscaldato, che è posto comunque ad una certa distanza rispetto alla punta dell'iniettore, dove non è stato possibile posizionare un sensore di misura. Per garantire il raggiungimento della temperatura di setpoint quanto più in prossimità del foro di uscita dell'iniettore è stato inserito un riscaldatore elettrico a contatto nella parte terminale del corpo iniettore (Fig.5.16).

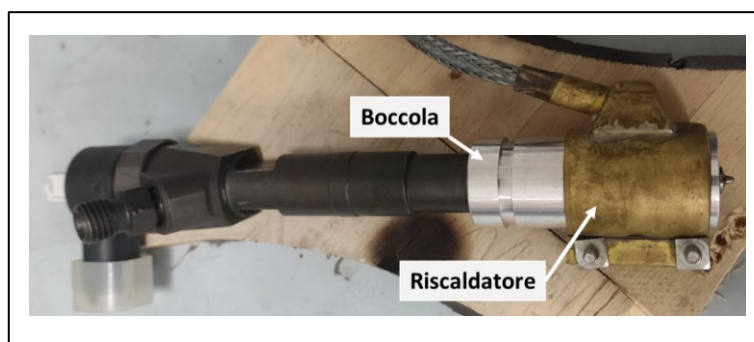


Fig.5.16 - Particolare di montaggio del riscaldatore a contatto su boccia realizzata ad hoc.

Si tratta di un collare percorso da corrente elettrica che ha permesso di effettuare un ulteriore riscaldamento dell'acqua immediatamente a monte della sezione di uscita dell'iniettore. Per consentire il montaggio del riscaldatore e garantirne il corretto funzionamento (adesione delle pareti riscaldante/riscaldata) è stato necessario realizzare una boccia di adattamento. Inoltre, per ridurre le dispersioni termiche dovute alle differenze di temperatura tra la superficie del pezzo e l'ambiente è necessario un rivestimento in materiale isolante in grado di resistere alle alte temperature. Il materiale isolante è costituito da coperta realizzata con lana isolante per alte temperature, in grado di operare fino a 1300°C, con elevate proprietà isolanti (conduttività termica 0.48 W/mK @ 1200°C). Le immagini dell'evoluzione dello spray sono state acquisite mediante le due tecniche schlieren e Mie-scattering, già ampiamente descritte nel Capitolo 3 (Fig.5.17)

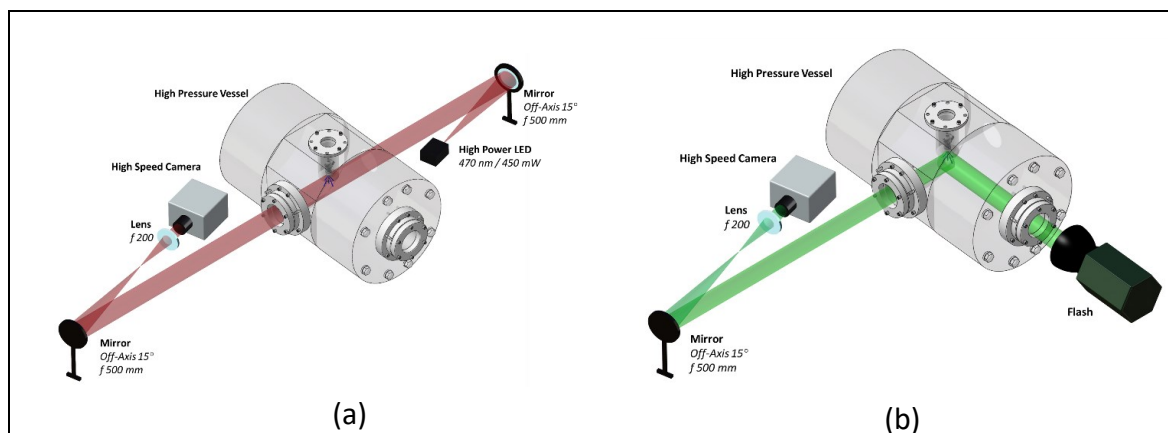


Fig.5.17 - Layout sperimentale per la visualizzazione del getto di acqua. (a) Layout per la tecnica ottica schlieren in configurazione "z-type". (b) Layout sperimentale per la visualizzazione tramite Mie scattering.

In particolare:

- la tecnica schlieren (Fig.5.17(a)), sensibile alle variazioni di densità che si manifestano all'interfaccia fra l'acqua iniettata e l'aria che costituisce l'ambiente di iniezione, consente la visualizzazione del getto, senza discernere le due fasi, liquida e gassosa.
- la tecnica Mie scattering (Fig.5.17(b)), che sfrutta la teoria della diffusione elastica alla Mie, consente la visualizzazione della sola fase liquida dello spray.

## 5.3 – Risultati della campagna sperimentale

Una volta allestito, il setup sperimentale è stato testato con l'obiettivo di dimostrare l'effettiva capacità di portare l'acqua oltre le condizioni supercritiche. A tal riguardo, sono state condotte due distinte campagne di misura. Anzitutto, è stata misurata temperatura all'interno del workpiece per verificare la ripetibilità del sistema (5.3.1).

In secondo luogo, sono state acquisite immagini dell'evoluzione dello spray, per valutare qualitativamente l'evoluzione della morfologia del getto al variare delle condizioni termodinamiche (5.3.2). I risultati delle due campagne di prova sono presentati nei seguenti paragrafi.

### 5.3.1 – Misure sperimentali di temperatura

Una prima campagna di misure sperimentali è stata condotta per verificare la capacità e la ripetibilità del sistema di ottenere acqua oltre le condizioni supercritiche, ovvero 270 bar di pressione e oltre 390°C di temperatura.

La temperatura dell'acqua all'interno del workpiece durante il processo di riscaldamento,  $T_w$ , è stata misurata per mezzo di una termocoppia; la temperatura sulla superficie del pezzo,  $T_{wp}$ , parametro di controllo del processo, è stata misurata per mezzo di una termocoppia a contatto.

In primo luogo, l'acqua è pressurizzata attraverso il sistema common-rail descritto in precedenza: la pressione del fluido aumenta fino al set point, al raggiungimento del quale vengono manualmente attivati i dispositivi di riscaldamento ad induzione.

Le temperature dell'acqua e della superficie del pezzo sono state monitorate mediante dei controllori di temperatura, deputati anche all'accensione/spegnimento dei dispositivi.

I tempi di aumento della temperatura dell'acqua e della superficie del pezzo sono stati registrati, mediante gli stessi controllori di temperatura, per tre ripetizioni, al fine di garantire la ripetibilità della misurazione.

Tra un processo di riscaldamento ed il seguente sono stati rispettati i ripristini di temperatura del pezzo e dell'acqua fino alla temperatura ambiente.

I risultati delle misurazioni sperimentali sono riportati nella Tab.5.4 e Fig.5.18.

	t (s)				
	0	8	100	114	140
$T_{wp}$ (°C)	37.8	57.2	379.9	406.9	430.3
$T_w$ (°C)	34.5	35	377.4	390.0	409.5

Tab.5.4 – Evoluzione temporale delle temperature dell'acqua e della superficie del pezzo.

Il grafico in Fig.5.18 mostra i valori medi di temperatura durante il processo di riscaldamento. Le barre di errore riportate sul grafico si riferiscono alla deviazione standard dei valori medi per entrambi i valori di temperatura registrati lungo l'intero ciclo di misure.

Il dispositivo di riscaldamento ha permesso di raggiungere una temperatura dell'acqua di oltre 430 °C in un tempo relativamente breve (come mostrato nella Tab.5.4) con elevata ripetibilità, come evidenziato dalle barre di errore (deviazione standard massima inferiore a 3 °C sia per la temperatura superficiale che per quella dell'acqua).

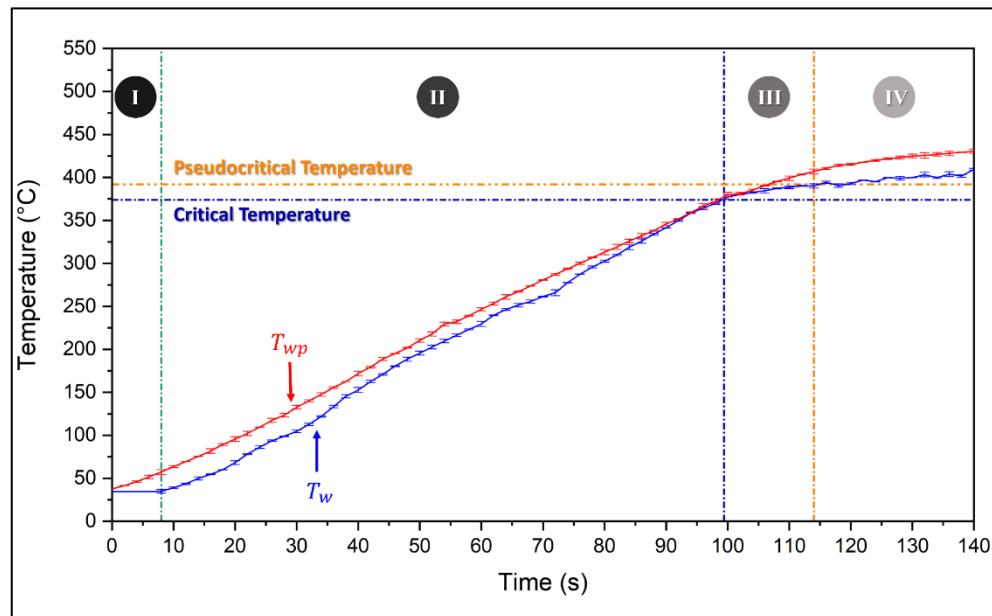


Fig.5.18 - Temperatura dell'acqua e della superficie del workpiece in funzione del tempo.

Il grafico in Fig.5.18 mostra chiaramente quattro diverse fasi di riscaldamento:

- **Fase I (fase transitoria):** durante i primi 8 secondi,  $T_w$  è rimasta pressoché costante, mentre  $T_{wp}$  è aumentata linearmente. Questo può essere attribuito all'"effetto pelle" per cui la maggior parte del calore durante la fase iniziale è stata prodotta ad una profondità  $\delta$ . Solamente quando il calore è stato trasferito per conduzione dalla superficie ad alta temperatura verso l'interno del pezzo, l'acqua ha cominciato a riscaldarsi. A causa del fenomeno del ritardo di conduzione, al termine di questa fase la differenza di temperatura tra acqua e pezzo è di circa 22°C.
- **Fase II:** sia  $T_w$  che  $T_{wp}$  mostrano un andamento quasi lineare. In questa fase il trasferimento di calore tra il workpiece e l'acqua è molto efficiente, come evidenziato dalla pendenza della curva dell'acqua. In circa 90 secondi l'acqua aumenta la sua temperatura di oltre 340°C (Tab.5.4) con  $T_{wp}$  che non supera mai  $T_w$  di oltre 20-25°C. Il brusco aumento di  $T_w$  si interrompe al raggiungimento della temperatura critica. Inoltre, la quasi linearità della curva della  $T_{wp}$  è esemplificativo del fatto che i due dispositivi ad induzione stanno funzionando alla loro massima potenza.
- **Fase III:** le due temperature continuano a mantenere una crescita lineare ma, mentre la curva di superficie varia leggermente la sua pendenza, la curva dell'acqua subisce una marcata diminuzione di pendenza, come evidenziato dalla separazione delle due curve mostrata in Fig.5.18. Questo comportamento è attribuito alla variazione delle proprietà termodinamiche che si verificano al raggiungimento della temperatura supercritica. Infatti, come evidenziato in Fig.5.18, una volta superata la temperatura critica, nonostante vi sia un aumento del calore specifico, la densità e

la conducibilità termica diminuiscono molto rapidamente. Durante questa fase,  $T_w$  aumenta di circa 13°C in 14 secondi (Tab.5.4), raggiungendo il valore pseudo-critico, ovvero 392°C.

- **Fase IV:** al di sopra della temperatura pseudocritica, lo scambio termico tra la superficie del pezzo e l'acqua mostra un drastico deterioramento. La curva della temperatura dell'acqua subisce un'ulteriore riduzione della pendenza. In oltre 25 secondi,  $T_w$  aumenta di solo circa 19 °C, raggiungendo una temperatura massima di 409.5 °C (Tab.5.4). L'andamento della curva dell'acqua dimostra la difficoltà nello scambio di calore al di sopra della condizione supercritica a causa della brusca diminuzione della conducibilità termica e del calore specifico. Inoltre, durante questa fase, la curva della temperatura dell'acqua mostra un andamento fluttuante, vale a dire che in certi istanti di tempo l'acqua si tende a raffreddare.

Con l'obiettivo di indagare ulteriormente sul meccanismo di trasferimento di calore durante queste quattro fasi, è stata calcolata la velocità di crescita della temperatura ed il suo andamento rispetto al tempo è mostrato in Fig.5.19:

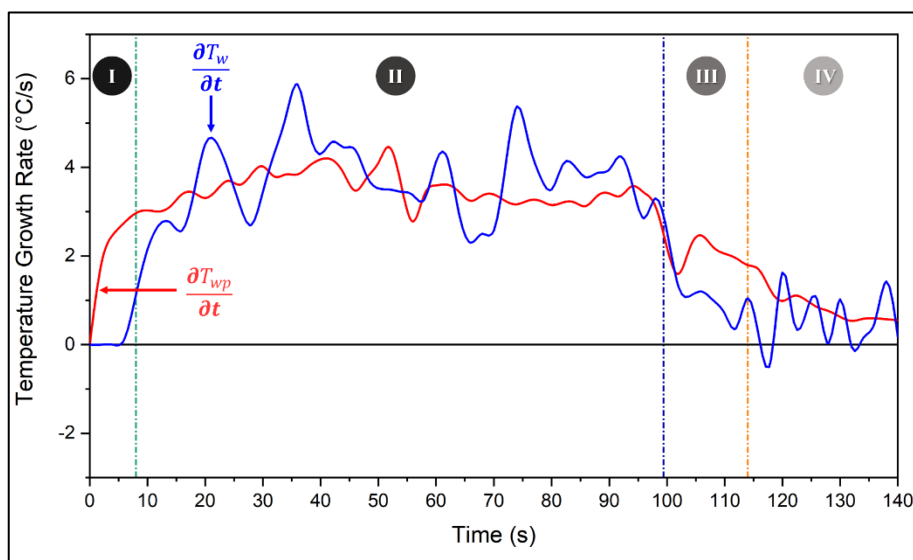


Fig.5.19 – Velocità di crescita della temperatura dell'acqua e della superficie del workpiece in funzione del tempo.

Nella prima fase la temperatura dell'acqua e della superficie iniziano ad aumentare. Durante la seconda fase la velocità di crescita, seppur altalenante, è piuttosto elevata sia per  $T_{wp}$  (valore medio 3.5 °C/s) che per  $T_w$  (valore medio 3.7 °C/s). Le ultime due fasi sono caratterizzate da una forte e continua riduzione del tasso di crescita sia sulla superficie del pezzo che per l'acqua. Questo comportamento, riscontrato già in studi precedenti [13], è attribuito al verificarsi di fenomeni di pseudo-ebollizione per cui alcuni strati d'acqua in prossimità della superficie riscaldata possono subire un'ebollizione simile all'ebollizione che avviene a pressione subcritica, determinando un deterioramento del trasferimento di calore che a sua volta rallentata l'aumento della temperatura sia per la superficie del pezzo che per l'acqua. Infatti, i valori negativi del tasso di crescita della temperatura dell'acqua evidenziano il raffreddamento del fluido in certi istanti di tempo durante lo stadio IV. Pertanto, se la temperatura dell'acqua dovesse aumentare ulteriormente, sarebbe necessario raggiungere una temperatura della superficie ben più elevata.

Ciò può essere ottenuto o attendendo un tempo di riscaldamento sufficiente oppure ricorrendo a dispositivi ad induzione di maggiore potenza.

Infine, le fluttuazioni della velocità di crescita della temperatura sono attribuite al meccanismo di trasferimento del calore tra il pezzo e l'acqua intrinsecamente non stazionario. Inoltre, vi sono sicuramente scambi termici tra la superficie del pezzo e l'aria ambiente che contribuiscono a tali fluttuazioni. Un più efficiente isolamento delle superfici di scambio termico verso l'esterno potrebbe contribuire ad appiattire la curva della velocità di crescita della temperatura.

### 5.3.2 – Acquisizione e visualizzazione delle immagini dello spray

Una volta dimostrata la capacità del sistema di riscaldare il fluido all'interno del workpiece oltre la temperatura critica, sono state acquisite immagini dell'evoluzione dello spray di acqua iniettata in ambiente. A tal proposito, sono state caratterizzate quattro distinte geometrie di polverizzatore per un iniettore automotive di derivazione diesel: multiforo con 4 fori (MH), a pernetto (HC), monoforo con diametro 0.95 mm (SH\_0.95) e monoforo con diametro 1.40 mm (SH\_1.40). Sono state effettuate prove a parità di pressione di iniezione (270 bar), al variare della temperatura. Il massimo valore di temperatura dell'acqua all'interno della non è stato lo stesso per ciascun polverizzatore. Infatti, a seguito di problemi di tenuta del polverizzatore o del corpo riscaldato, soltanto in un caso (polverizzatore SH\_0.95) è stato possibile raggiungere valori superiori alla temperatura critica dell'acqua. In tutte le altre condizioni, non sono stati mai raggiunti valori superiori alla temperatura critica. In Tab.5.5 è riportata la matrice delle condizioni sperimentali investigate:

Polverizzatore	Pressione Iniezione [bar]	Temperatura dell'acqua [°C]
MH	270	25 – T <sub>max</sub>
HC		25 – T <sub>max</sub>
SH_0.95		25 – 400
SH_1.40		25 – T <sub>max</sub>

Tab.5.5 – Matrice delle condizioni sperimentali investigate.

Al variare della geometria del polverizzatore, cambia drasticamente la morfologia del getto di acqua. La Fig.5.20 mostra un esempio di variazione della morfologia dello spray, acquisita mediante tecnica schlieren, al variare della geometria del polverizzatore, a condizioni di temperatura ambiente. Nel caso di iniettore MH, lo spray mostra distintamente l'evoluzione laterale dei 4 getti all'uscita di ciascun foro. Il polverizzatore HC genera, invece, un unico cono d'acqua internamente vuoto (da qui l'acronimo "hollow cone" per iniettori di tale tipologia). Infine, nel caso di SH\_0.95 è possibile osservare un unico getto quasi assial-simmetrico, a meno di una deriva dello spray verso destra in prossimità della sezione di uscita, dovuta, molto probabilmente, ad un difetto nella lavorazione di foratura del terminale dell'iniettore.

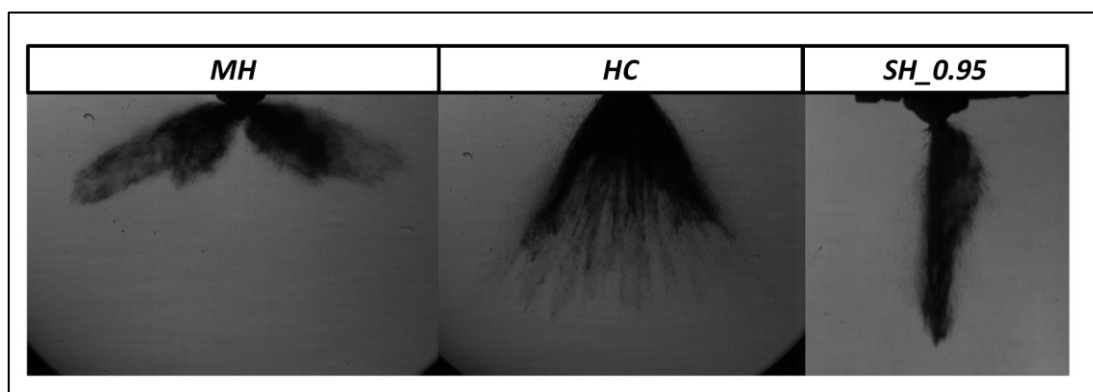


Fig.5.20 - Morfologia dello spray al variare della geometria del polverizzatore (pinj=270 bar, Ty=25°C). Immagini schlieren.



La Fig.5.21 mostra, invece, gli effetti della variazione di temperatura sulla morfologia del getto, nel caso di iniettore multiforo, MH (Fig.5.21(a)) ed iniettore a pernetto, HC, (Fig.5.21(b)).

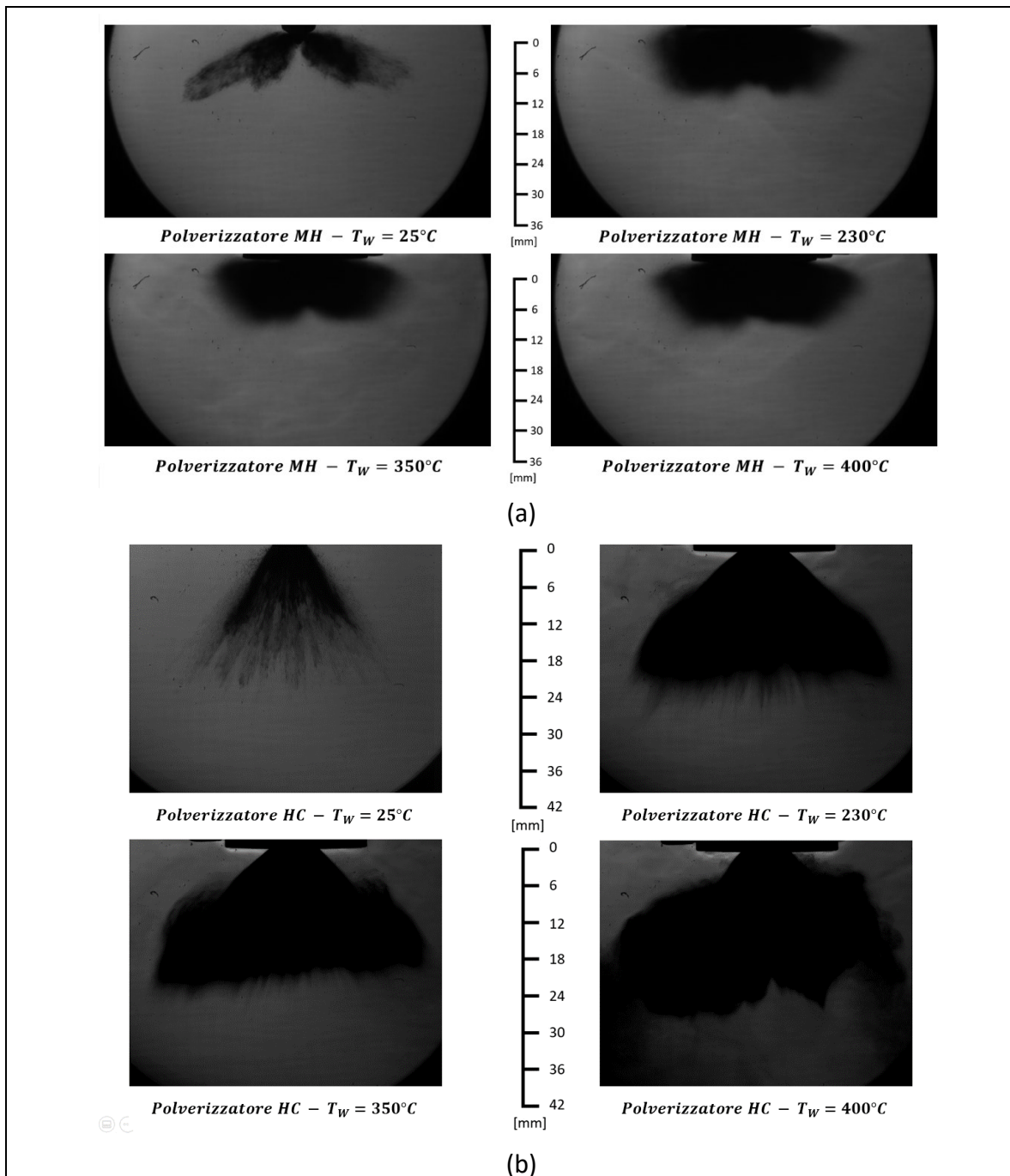


Fig.5.21 - Effetto della temperatura dell'acqua sulla morfologia del getto. (a) Polverizzatore MH. (b) Polverizzatore HC. Immagini schlieren.

In entrambi i casi, si nota come all'aumentare della temperatura dell'acqua la forma del getto varia drasticamente: in particolare, si registra una maggiore espansione radiale dello spray.

Tuttavia, le elevate sezioni di efflusso del fluido e, nel caso del polverizzatore multiforo, l'interazione fra i singoli getti, non consentono di interpretare correttamente gli effetti della variazione della temperatura di iniezione sulla morfologia dello spray.

A tal proposito, è stato ritenuto di interesse effettuare una campagna di prove su polverizzatori monoforo. Inoltre, sono state acquisite sequenze di immagini anche con la tecnica Mie scattering, con l'obiettivo di visualizzare esclusivamente la fase liquida, per verificare, in tal modo, la presenza o meno di solo vapore all'uscita del polverizzatore. La Fig.5.22 mostra un confronto delle immagini acquisite mediante le due tecniche, per due diverse temperature di iniezione, con riferimento al polverizzatore monoforo SH\_0.95.

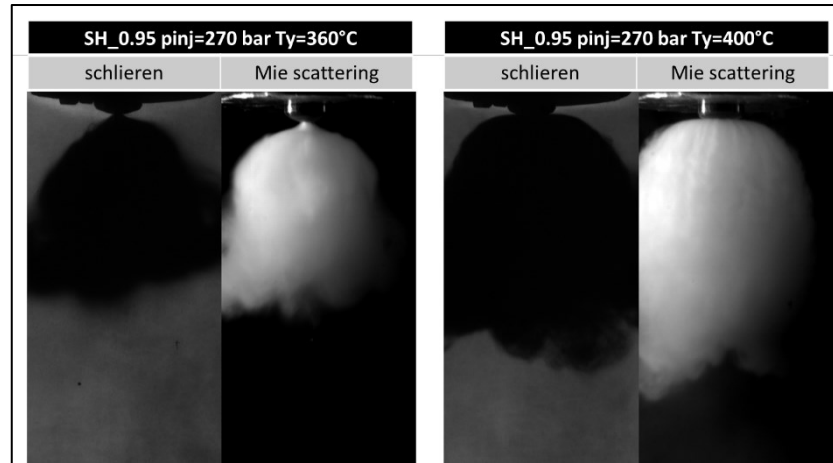


Fig.5.22 - Confronto della morfologia del getto (polverizzatore SH\_0.95) al variare della temperatura dell'acqua, mediante tecniche schlieren e Mie scattering.

È possibile notare ancora una volta una maggiore espansione radiale all'aumentare della temperatura. Tale effetto è attribuito a fenomeni di evaporazione da “flash-boiling” nella sezione di uscita dell'iniettore. Quando l'acqua calda viene iniettata in aria a temperatura ambiente, la grande differenza di temperatura determina l'ebollizione dell'acqua e l'esplosione delle bolle prodotte che porta all'espansione delle gocce di liquido. L'espansione è tanto più marcata quanto maggiore è la differenza di temperatura.

Tuttavia, confrontando le immagini schlieren e Mie per una stessa condizione di prova, emerge un'ulteriore considerazione. A tal proposito, la Fig.5.23 mostra un confronto a parità di condizioni termodinamiche fra immagini schlieren e Mie scattering dopo 277 microsecondi dall'inizio dell'iniezione, per il polverizzatore SH\_1.40.

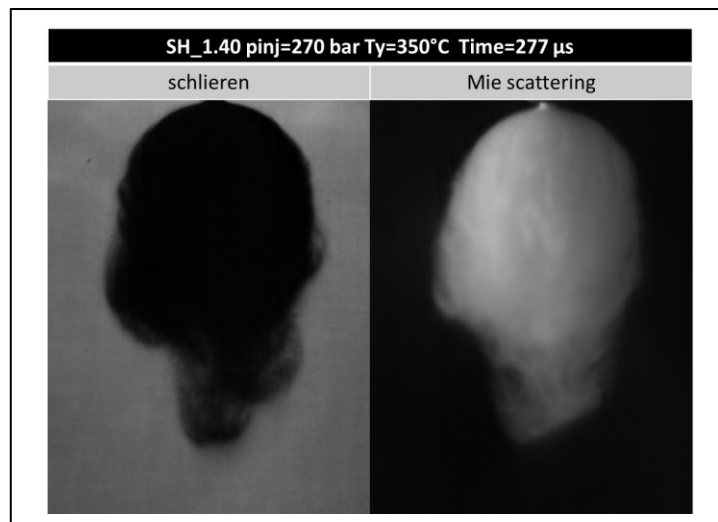


Fig.5.23 - Confronto della morfologia del getto (polverizzatore SH\_1.40) mediante tecniche schlieren e Mie scattering. pinj=270 bar, Ty=350°C.

Il fatto che la morfologia del getto rimanga sostanzialmente invariata, nonostante l'impiego di due tecniche ottiche differenti, evidenzia che il fluido all'uscita del polverizzatore sia ancora in fase prevalentemente liquida. Qualora, infatti, nella sezione di uscita si avesse un fluido in condizioni supercritiche, mediante la tecnica Mie scattering non sarebbe possibile osservarlo (la tecnica consente la visualizzazione della sola fase liquida).

Ciò, con ogni probabilità, è da imputare al fatto che, non appena inizia l'alzata dello spillo dell'iniettore, parte del fluido a monte del foro di iniezione condensa già all'interno del polverizzatore, per effetto della repentina riduzione di pressione.

In conclusione, sebbene l'acqua all'interno del workpiece si trovi in condizioni supercritiche, come verificato mediante la lettura della pressione e della temperatura, le immagini sperimentali non permettono di concludere che alla punta dell'iniettore la temperatura dell'acqua sia ancora superiore alla temperatura critica. A tal proposito, in ottica di sviluppi futuri dell'attività, sarà opportuno aumentare la temperatura già all'interno del workpiece e limitare eventuali fenomeni di condensazione all'interno del polverizzatore, aumentando il riscaldamento alla punta dell'iniettore stesso.

## 5.4 - Conclusioni e sviluppi futuri

L'attività di cui il presente capitolo è volta alla progettazione e realizzazione di un apparato sperimentale per riscaldare e pressurizzare un fluido (nello specifico acqua) oltre le condizioni critiche. Lo studio teorico dei meccanismi di scambio termico in condizioni supercritiche è stato fondamentale per la scelta di un sistema di riscaldamento ad induzione elettromagnetica, estremamente veloce ed affidabile. La teoria dell'induzione elettromagnetica e il ricorso ad un'analisi di tipo numerico (multi-physics) hanno permesso di scegliere il dispositivo più adatto in termini di potenza. Una volta realizzato l'apparato, è stata misurata la temperatura della superficie del workpiece e dell'acqua, per testare l'efficienza e la ripetibilità dell'intero sistema. Inoltre, sono state acquisite immagini di spray iniettati mediante quattro diversi polverizzatori, al fine di valutare la variazione delle condizioni termodinamiche sulla morfologia del getto.

Dalle misure di temperatura sono state tratte le seguenti conclusioni:

- il sistema si è rivelato ampiamente efficace nel raggiungere le condizioni supercritiche desiderate per l'acqua all'interno del workpiece; in particolare, è stato possibile raggiungere una temperatura dell'acqua di 410 °C in circa due minuti.
- L'uso dei dispositivi di derivazione common-rail si è rivelato un modo molto efficiente per pressurizzare l'acqua al di sopra della pressione supercritica e mantenere questo valore anche quando la densità dell'acqua variava durante il processo di riscaldamento.
- Il grafico della temperatura dell'acqua e della superficie del workpiece rispetto al tempo ha mostrato chiaramente quattro diversi stadi di riscaldamento. Per quanto riguarda la temperatura dell'acqua, dopo un primo transitorio, questa ha iniziato ad aumentare fino a raggiungere la temperatura critica in circa 90 secondi. Un ulteriore aumento della temperatura fino al valore pseudo-critico ( $\Delta T < 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ) ha richiesto un tempo di riscaldamento di 14 secondi. Infine, il riscaldamento oltre la temperatura supercritica ha richiesto lunghi tempi di riscaldamento (25 secondi per un aumento della temperatura dell'acqua di 19 °C).

In conclusione, i due dispositivi ad induzione si sono rivelati una soluzione tecnica ed economica conveniente per riscaldare l'acqua al di sopra della temperatura critica. Tuttavia, è necessario sottolineare alcune problematiche che possono derivare dall'uso continuato dei dispositivi nel tempo:

- L'apparecchiatura comprende dispositivi propriamente progettati per funzionare con gasolio. Utilizzando tali dispositivi con acqua, potrebbero verificarsi problemi di corrosione e ossidazione che porterebbero a malfunzionamenti che potrebbero ridurre la durata dei dispositivi common-rail. Nonostante tali problemi non siano stati riscontrati durante le indagini condotte, questa eventualità deve essere considerata nell'ottica di molteplici cicli di pressurizzazione e riscaldamento. Un problema potrebbe risiedere nella mancanza di lubrificazione della pompa common-rail e del regolatore di pressione. Una soluzione plausibile potrebbe essere l'aggiunta di additivi chimici in quantità tali da non alterare le proprietà chimico-fisiche dell'acqua, pur assicurando la giusta lubrificazione.
- I successivi cicli di riscaldamento e raffreddamento del pezzo in acciaio al carbonio potrebbero portare a cedimenti strutturali e fessurazioni del pezzo stesso. A tal proposito, potrebbe essere opportuno scegliere un materiale diverso per il workpiece, in grado di sopportare i continui cicli di riscaldamento e raffreddamento (maggiore tensione limite).
- Date le difficoltà di riscaldamento dell'acqua al di sopra delle condizioni pseudocritiche, si potrebbe considerare la possibilità di utilizzare dispositivi di maggiore potenza.

Eventuali sviluppi futuri dell'apparato sperimentale dovranno, pertanto, essere volti a risolvere i problemi di cui sopra.

Per quanto riguarda lo studio del processo di iniezione di acqua, le immagini della morfologia del getto al variare delle condizioni termodinamiche, acquisite mediante le tecniche schlieren e Mie scattering, hanno evidenziato i seguenti aspetti:

- La morfologia dello spray varia sensibilmente al variare della geometria del polverizzatore: 4 getti distinti nel caso di iniettore MH; un cono internamente vuoto per il polverizzatore HC e, infine, un unico getto assialsimmetrico per l'iniettore SH\_0.95.
- Indipendentemente dalla tipologia di polverizzatore, la morfologia dello spray varia drasticamente all'aumentare della temperatura. Tale variazione si manifesta come una sempre maggiore espansione radiale dello spray, già evidente nelle immagini schlieren relative ai polverizzatori MH ed HC, ma ancor più marcata nelle immagini relative alla morfologia dello spray SH\_0.95 acquisite mediante la tecnica Mie scattering. L'espansione radiale del getto è attribuita a fenomeni di flash-boliling nella sezione di uscita del getto che comporta l'esplosione di bolle di vapore con conseguente dilatazione laterale dello spray.
- Contrariamente a quanto ci si sarebbe potuto aspettare, non ci sono sostanziali differenze in termini di morfologia dello spray fra le immagini schlieren e Mie. Infatti, qualora nella sezione di uscita il fluido fosse stato in condizioni supercritiche, la tecnica Mie, in grado di discriminare esclusivamente la fase liquida, non avrebbe dovuto acquisire le immagini del getto. In altri termini, sebbene il fluido all'interno del workpiece sia a temperature superiori rispetto a quella critica, nella sezione di uscita dell'iniettore torna repentinamente in fase

liquida. Ciò è da attribuire a fenomeni di condensazione, non solo immediatamente all'uscita dell'iniettore, ma, con ogni probabilità, anche all'interno del polverizzatore.

Nell'ottica di sviluppi futuri della presente attività, sarebbe interessante analizzare il comportamento dello spray se iniettato all'interno di un ambiente riscaldato, così da limitare i fenomeni di condensazione e valutare effettivamente la variazione della morfologia di un getto di fluido in condizioni supercritiche.

## Indice delle figure

Fig.5.1 – Diagramma di fase pressione-temperatura acqua .....	208
Fig.5.2 – Variazione di densità al variare della temperatura per l'acqua a diverse pressioni subcritiche e supercritiche. ....	209
Fig.5.3 - Variazione del calore specifico a pressione costante rispetto alle variazioni di temperatura per l'acqua a diverse pressioni subcritiche e supercritiche. ....	209
Fig.5.4 - Variazione delle proprietà termofisiche dell'acqua a 270 bar di pressione, vicino il punto pseudo-critico. ....	210
Fig.5.5 - Illustrazione schematica del fenomeno di riscaldamento ad induzione elettromagnetica. ....	212
Fig.5.6 – Diagramma schematic di un sistema di riscaldamento ad induzione. ....	213
Fig.5.7 - Configurazione del modello numerico. (a) geometria 3D completa; (b) Mesh con vista ingrandita degli strati viscosi sulla superficie della bobina; (c) Condizioni elettromagnetiche al contorno e condizioni iniziali implementate per la simulazione. ....	216
Fig.5.8 - Permeabilità magnetica in funzione del campo elettrico per la stima del valore corretto di $\mu_r$ . ....	217
Fig.5.9 - Temperatura massima sulla superficie del pezzo in funzione del tempo per le tre diverse potenze (1.0, 2.5 e 4.0 kW). ....	218
Fig.5.10 - Campo di temperatura al termine della simulazione (30 s) per il dispositivo da 2.5 kW. (a) temperatura sulla superficie esterna del pezzo; (b) Distribuzione della temperatura sulla sezione longitudinale; (c) Distribuzione della temperatura sulla sezione trasversale A-A. ....	219
Fig.5.11 - Temperatura in corrispondenza dei “Measurement Points” calcolata utilizzando rispettivamente uno o due dispositivi ad induzione. ....	219
Fig.5.12 - Campo di temperatura al termine della simulazione (30 s) nel caso di 2 dispositivi da 2.5 kW ciascuno. (a) Distribuzione della temperatura sulla sezione longitudinale; (c) Distribuzione della temperatura sulla sezione trasversale A-A. ....	220
Fig.5.13 - Punti a temperatura più elevata durante il processo di riscaldamento. ....	220

Fig.5.14 - Principali componenti dell'apparato sperimentale per il riscaldamento tramite induzione elettromagnetica. ....	221
Fig.5.15 - Termocoppia di tipo K per la misurazione della temperatura dell'acqua all'interno del workpiece e vista in sezione dell'attacco al processo (unità in mm). ....	222
Fig.5.16 - Particolare di montaggio del riscaldatore a contatto su boccola realizzata ad hoc. ....	223
Fig.5.17 - Layout sperimentale per la visualizzazione del getto di acqua. (a) Layout per la tecnica ottica schlieren in configurazione "z-type". (b) Layout sperimentale per la visualizzazione tramite Mie scattering. ....	223
Fig.5.18 - Temperatura dell'acqua e della superficie del workpiece in funzione del tempo. ....	225
Fig.5.19 - Velocità di crescita della temperatura dell'acqua e della superficie del workpiece in funzione del tempo. ....	226
Fig.5.20 - Morfologia dello spray al variare della geometria del polverizzatore (pinj=270 bar, Ty=25°C). Immagini schlieren. ....	227
Fig.5.21 - Effetto della temperatura dell'acqua sulla morfologia del getto. (a) Polverizzatore MH. (b) Polverizzatore HC. Immagini schlieren. ....	228
Fig.5.22 - Confronto della morfologia del getto (polverizzatore SH_0.95) al variare della temperatura dell'acqua, mediante tecniche schlieren e Mie scattering. ....	229
Fig.5.23 - Confronto della morfologia del getto (polverizzatore SH_1.40) mediante tecniche schlieren e Mie scattering. pinj=270 bar, Ty=350°C. ....	229

## Indice delle tabelle

Tab.5.1 - Valori di temperatura pseudocritica (calcolata con le Eq.1 e Eq.2) e capacità termica specifica al variare della pressione. ....	209
Tab.5.2 - Calore Specifico dell'acciaio AISI 1040 al variare della temperatura.....	215
Tab.5.3 – Parametri della simulazione e condizioni al contorno. ....	217
Tab.5.4 – Evoluzione temporale delle temperature dell’acqua e della superficie del pezzo. ....	224
Tab.5.5 – Matrice delle condizioni sperimentali investigate. ....	227



## Riferimenti

- [1] Ž. Knez *et al.*, “Industrial applications of supercritical fluids: A review,” *Energy*, vol. 77, no. December, pp. 235–243, 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.07.044.
- [2] Ž. Knez, M. Pantić, D. Cör, Z. Novak, and M. Knez Hrnčić, “Are supercritical fluids solvents for the future?,” *Chem. Eng. Process. - Process Intensif.*, vol. 141, no. April, 2019, doi: 10.1016/j.cep.2019.107532.
- [3] I. Vollmer *et al.*, “Beyond Mechanical Recycling: Giving New Life to Plastic Waste,” *Angew. Chemie - Int. Ed.*, vol. 59, no. 36, pp. 15402–15423, 2020, doi: 10.1002/anie.201915651.
- [4] I. A. Makaryan, A. Y. Kostin, and I. V Sedov, “Application of Supercritical Fluid Technologies in Chemical and Petrochemical Industries (Review),” *Pet. Chem.*, vol. 60, no. 3, pp. 244–254, 2020, doi: 10.1134/S0965544120030135.
- [5] A. N. Amenaghawon, C. L. Anyalewechi, H. S. Kusuma, and M. Mahfud, “Applications of supercritical carbon dioxide in textile industry,” in *Green Sustainable Process for Chemical and Environmental Engineering and Science: Supercritical Carbon Dioxide as Green Solvent*, Inamuddin, A. M. Asiri, and A. M. Isloor, Eds. Elsevier Inc., 2019, pp. 329–346.
- [6] R. Kohli, “Applications of supercritical carbon dioxide for removal of surface contaminants,” in *Developments in Surface Contamination and Cleaning: Applications of Cleaning Techniques*, vol. 11, R. Kohli and K. L. Mittal, Eds. Elsevier Inc., 2018, pp. 209–249.
- [7] J. Han *et al.*, “Off-Design Analysis of a Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycle with Ambient Air as the Cold Source Driven by Waste Heat from Gas Turbine,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 42, no. 16, pp. 1321–1331, 2021, doi: 10.1080/01457632.2020.1794620.
- [8] M. Sens and M. Rieß, “Fundamental Investigations about Heated Fuel Injection on SI Engines,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 2018-37-00, no. May, pp. 1–16, 2018, doi: 10.4271/2018-37-0003.
- [9] J. Xia, Q. Zhang, Z. Huang, D. Ju, and X. Lu, “Experimental study of injection characteristics under diesel’s sub/trans/supercritical conditions with various nozzle diameters and injection pressures,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 215, no. May, p. 112949, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.112949.
- [10] A. Cantiani, A. Viggiano, and V. Magi, “How to improve SI engine performances by means of supercritical water injection,” 2019.
- [11] V. T. Kilic, E. Unal, and H. V. Demir, “High-efficiency flow-through induction heating,” *IET Power Electron.*, vol. 13, no. 10, pp. 2119–2126, 2020, doi: 10.1049/iet-pel.2019.1609.
- [12] E. W. Lemmon, M. L. Huber, and M. O. McLinden, “NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1,” 2013. [Online]. Available: [https://tsapps.nist.gov/publication/get\\_pdf.cfm?pub\\_id=912382](https://tsapps.nist.gov/publication/get_pdf.cfm?pub_id=912382).
- [13] F. Yin, T. K. Chen, and H. X. Li, “An investigation on heat transfer to supercritical water in inclined upward smooth tubes,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 27, no. 9, pp. 44–52, 2006, doi: 10.1080/01457630600846018.
- [14] L. Chen, X. R. Zhang, and B. L. Deng, “Near-Critical Natural Circulation Flows Inside an Experimental Loop: Stability Map and Heat Transfer,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 37, no. 3–4, pp. 302–313, 2016, doi: 10.1080/01457632.2015.1052680.
- [15] B. R. Pinkard *et al.*, “Supercritical water gasification: practical design strategies and operational challenges for lab-scale, continuous flow reactors,” *Heliyon*, vol. 5, no. 2, p. e01269, 2019, doi: 10.1016/j.heliyon.2019.e01269.

- [16] S. M. Park, E. Jang, J. S. Park, J. H. Kim, J. H. Choi, and B. K. Lee, “Optimal design of high-frequency induction heating apparatus for wafer cleaning equipment using superheated steam,” *Energies*, vol. 13, no. 23, 2020, doi: 10.3390/en13236196.
- [17] A. Muftuoglu and A. Teyssedou, “Experimental study of abrupt discharge of water at supercritical conditions,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 55, no. May, pp. 12–20, 2014, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2014.02.009.
- [18] I. Pioro and S. Mokry, “Thermophysical Properties at Critical and Supercritical Conditions,” in *Heat Transfer - Theoretical Analysis, Experimental Investigations and Industrial Systems*, A. Belmiloudi, Ed. IntechOpen, 2011, pp. 573–592.
- [19] S. Zinn and L. Semiatin, *Elements of Induction Heating: Design, Control, and Applications*. ASM International, 1988.
- [20] V. Rudnev, D. Loveless, and R. L. Cook, *Handbook of Induction Heating*, 2nd Ed. CRC Press, 2018.
- [21] J. S. Curran and A. M. Featherstone, “Electric-Induction Fluid Heaters.,” *Power Eng. J.*, vol. 2, no. 3, pp. 157–160, 1988, doi: 10.1049/pe:19880029.
- [22] R. E. Haimbaugh, *Induction Heat Treating Process Analysis*. ASM International, 2015.
- [23] A. Montanaro, L. Allocca, S. Ranieri, and C. Beatrice, “Computational-experimental framework for realizing a novel apparatus for supercritical water by induction heating,” *Heat Transf. Eng.*, pp. 1–18, 2022.
- [24] “Power controlled simulation · CENOS Documentation.” <https://documentation.cenos-platform.com/docs/explained/power-control> (accessed Oct. 04, 2021).
- [25] “Salome Platform - The open-source platform for numerical simulation.” [Online]. Available: <https://www.salome-platform.org/>.
- [26] “ParaView - Open-source, multi-platform data analysis and visualization application.” [Online]. Available: <https://www.paraview.org/>.
- [27] V. Geža, M. Ščepanskis, and A. Eimuss, “Simulation of scanning induction hardening for spline shaft,” in *30th ASM Heat Treating Society Conference and Exposition*, 2019, vol. 1, no. February, pp. 43–47.
- [28] M. N. Strakova, A. Eimuss, V. Geža, M. Ščepanskis, and M. Hellriegel, “Does 3D-Printed Coil Perform Better for Induction Hardening and How to Predict the Performance Based on Numerical Simulation?,” in *Heat Treat 2021: Extended Abstracts from the 31st Heat Treating Society Conference and Exposition*, 2021, vol. 84161, pp. 66–70, doi: 10.31399/asm.cp.ht2021exabp0066.
- [29] R. G. Budynas, J. K. Nisbett, and J. E. Shigley, *Mechanical Engineering Design*, 9th ed. New York: McGraw-Hill, 2011.

## Capitolo 6

# Caratterizzazione idraulica e analisi di spray imaging da iniettore di tipo common-rail per applicazioni GCI

La presente attività sperimentale nasce da una collaborazione fra il Laboratorio Spray dell'Istituto STEMS del CNR di Napoli e l'Università di Bologna ed è volta alla caratterizzazione dinamica ed all'analisi delle grandezze macroscopiche di uno spray iniettato mediante iniettore multiforo di derivazione diesel, ma nel presente contesto investigato per applicazioni in motori per accensione spontanea di benzina (GCI – “Gasoline Compression Ignition”). In 6.1 è riportata una breve premessa sullo stato dell'arte della tecnologia GCI; seguono, rispettivamente in 6.2 e 6.3, le descrizioni delle attività di caratterizzazione dinamica e delle grandezze macroscopiche dello spray, organizzate in due distinti sottoparagrafi, vale a dire descrizione del setup sperimentale e metodologia adottata e risultati ottenuti.

### 6.1 – Stato dell'arte motori GCI

L'accensione di benzina per compressione rappresenta una tecnica di combustione avanzata che sfrutta la buona volatilità e l'elevata temperatura di autoaccensione della benzina e l'alto rapporto di compressione (CR) del motore diesel per aumentare l'efficienza termica e garantire al contempo minori emissioni di particolato (PM) ed ossidi di azoto ( $\text{NO}_x$ ), rispetto allo stesso motore alimentato con gasolio [1].

Infatti, sebbene i moderni motori diesel siano più efficienti ed emettano minori quantità di monossido di carbonio (CO) ed idrocarburi incombusti (HC) allo scarico rispetto ai motori ad accensione comandata, emettono comunque maggiori quantità di PM e  $\text{NO}_x$ , gas tossici per la salute umana e dannosi per l'ambiente. Per controllare le emissioni di  $\text{NO}_x$  e PM, un motore diesel richiede un sistema avanzato di post-trattamento dei gas di scarico che prevede l'installazione simultanea a bordo veicolo di un filtro antiparticolato per gasolio (“DPF” – *Diesel Particulate Filter*) ed un convertitore SCR (*Selective Catalytic Reduction*) per la riduzione selettiva catalitica degli ossidi di azoto, che aumenta notevolmente la complessità del sistema e il costo totale del veicolo. Le emissioni di PM e  $\text{NO}_x$  dei motori ad accensione spontanea possono essere controllate migliorando la miscelazione aria-combustibile, aumentando la turbolenza in camera prima dell'inizio della combustione. Rispetto al gasolio, la benzina ha maggiore volatilità, ritardo di accensione più lungo e maggiore resistenza all'autoaccensione (basso numero di cetano), caratteristiche che favoriscono una miscelazione migliore e più omogenea con l'aria comburente prima dell'inizio della combustione. In definitiva, i motori GCI possono sfruttare le suddette proprietà della benzina all'interno di motori ad accensione spontanea per garantire una sostanziale riduzione delle emissioni di PM e  $\text{NO}_x$  senza compromettere l'efficienza complessiva del motore. La possibilità di impiego di benzina a basso numero di ottano (RON di circa 70), più economica della tradizionale RON95, renderebbe l'impiego di tale tecnologia conveniente anche dal punto di vista economico [2].

Mazda nel 2017 ha lanciato la SkyActive-X, la prima autovettura con motore ad accensione per compressione alimentato a benzina [3].

I motori GCI operano con combustione omogenea completamente premiscelata (come i motori SI) a basso carico, con combustione parzialmente premiscelata (come i motori GDI) a medio carico e con combustione diffusiva (come i motori diesel) in condizioni di carico elevato. Nei motori GCI è, pertanto, essenziale migliorare il livello di stratificazione del combustibile all'aumentare del carico del motore, poiché il ritardo di accensione diminuisce all'aumentare del carico stesso. A seconda delle condizioni operative del motore, il livello di stratificazione del combustibile influisce in modo significativo sull'autoaccensione, l'efficienza e la stabilità di combustione, e sulle emissioni. La stratificazione del combustibile può essere ottenuta e controllata variando la strategia ed i parametri termodinamici di iniezione [4]. Strategie di iniezione multipla vengono utilizzate nei motori GCI per ottenere una combustione stabile ed un livello di stratificazione idoneo del combustibile [5].

Tuttavia, esistono alcune problematiche che inibiscono la diffusione della tecnologia GCI, fra cui problemi di accensione a freddo, condizioni di funzionamento “al minimo” (“idle condition”), elevate emissioni di CO e HC e stabilità del processo di combustione a basso carico, che possono comunque essere risolti ottimizzando il processo di combustione [2].

Alla stregua di tutti i processi di combustione, anche la combustione GCI dipende fortemente dalla strategia di iniezione e dalle caratteristiche dello spray iniettato in camera di combustione. In particolare, è di fondamentale importanza stabilire la pressione di iniezione ottimale per garantire il giusto compromesso fra costo e complessità del sistema di iniezione (minori pressioni) e adeguata atomizzazione del combustibile e miscelazione della carica (elevata pressione). A tal riguardo, lo studio delle caratteristiche macroscopiche dello spray, quali lunghezza di penetrazione assiale e radiale ed angolo di cono dei singoli getti e dello spray, e delle caratteristiche dinamiche, quali portata istantanea e massa complessivamente iniettata, al variare della pressione e della strategia di iniezione e della contropressione all'interno del cilindro, è di fondamentale importanza per l'ottimizzazione della combustione GCI.

Lo studio in esame ha, pertanto, come obiettivo la caratterizzazione dinamica e la misura delle grandezze macroscopiche di uno spray di benzina commerciale RON95 iniettato mediante iniettore multiforo di derivazione diesel. Le prove sono state condotte al variare della pressione di iniezione, della contropressione nell'ambiente di iniezione e per diverse strategie di iniezione, in termini di tempo di energizzazione dell'iniettore (“ET” – Energizing Time) e, nel caso di iniezione doppia, di tempo che intercorre fra due eventi successivi di iniezione (“DT” – Dwell Time).

## 6.2 - Caratterizzazione dinamica

La caratterizzazione dinamica dell'iniettore consiste nella misura della portata istantanea e della massa complessivamente iniettata al variare di parametri termodinamici, quale la pressione di iniezione, e del profilo di eccitazione dell'iniettore, vale a dire per diverse strategie di iniezione (durata e numero di iniezioni successive). Nel paragrafo 6.2.1 viene descritto il setup sperimentale allestito per la caratterizzazione dinamica, mentre nel paragrafo 6.2.2 è descritto nel dettaglio il principio di funzionamento del misuratore di portata; nel paragrafo 6.2.3 viene dapprima illustrata la metodologia sperimentale con la relativa matrice delle prove condotte e successivamente vengono mostrati alcuni risultati ottenuti.

## 6.2.1 – Setup sperimentale

La Fig.6.1 mostra lo schema del setup sperimentale utilizzato per la caratterizzazione dinamica, costituito dalla catena di comando e controllo dell'iniettore, dal circuito idraulico per l'alimentazione del combustibile e dal misuratore di portata.

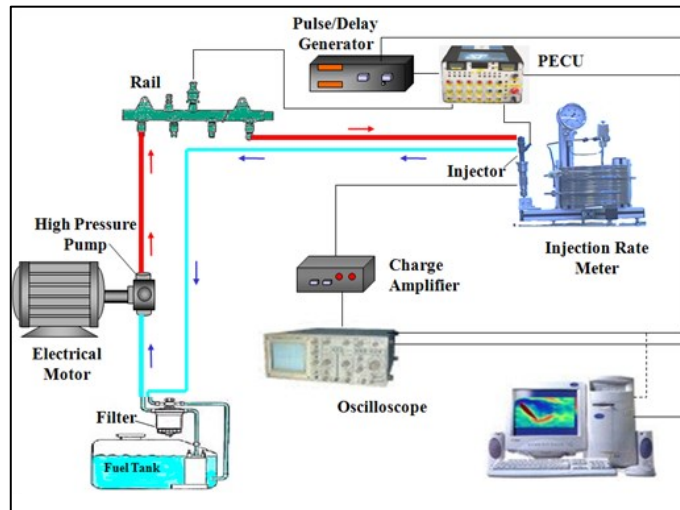


Fig.6.1 - Schema di impianto per la caratterizzazione dinamica

Il combustibile utilizzato nell'indagine sperimentale è benzina commerciale RON95. Il circuito di pressurizzazione della benzina è costituito dal serbatoio del combustibile, un filtro, una pompa di bassa pressione ed una pompa di alta pressione, di tipo common rail, azionata per mezzo di un motore elettrico. Il combustibile ad alta pressione è, quindi, convogliato all'interno di un common-rail su cui un trasduttore di pressione consente la lettura della pressione di iniezione. La regolazione della pressione di iniezione è deputata ad un regolatore di pressione montato direttamente sulla pompa di alta. L'iniettore oggetto di studio è un multiforo (sette plumes) di derivazione diesel.

Un segnale esterno TTL abilita l'unità elettronica di controllo (ECU – Electronic Control Unit), adibita al comando e gestione dell'iniezione, ed il regolatore di pressione collocato sul rail. Il comando elettrico all'iniettore è di tipo "peak-and-hold" ed un esempio di segnale elettrico è mostrato in Fig.6.2:

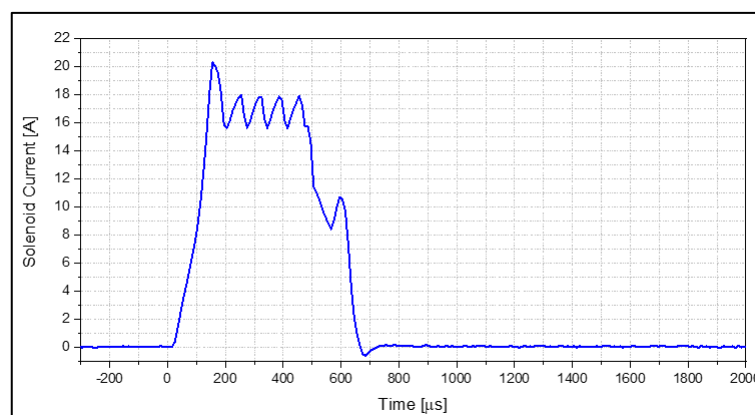


Fig.6.2 – Esempio di profilo di corrente di eccitazione dell'iniettore per  $ET = 600 \mu s$

Il segnale è caratterizzato da un valore di "apertura" di circa 17.7 A e 450 μs di durata, seguito da un valore di "mantenimento" di circa 9 A. L'iniettore è collocato nel dispositivo di misura mediante apposita boccia di adattamento.

## 6.2.2 - Misuratore di portata: principio fisico

Le misure di portata sono state effettuate mediante un misuratore di portata istantanea AVL, funzionante secondo il principio del tubo di Bosch [6], mostrato in Fig.6.3:

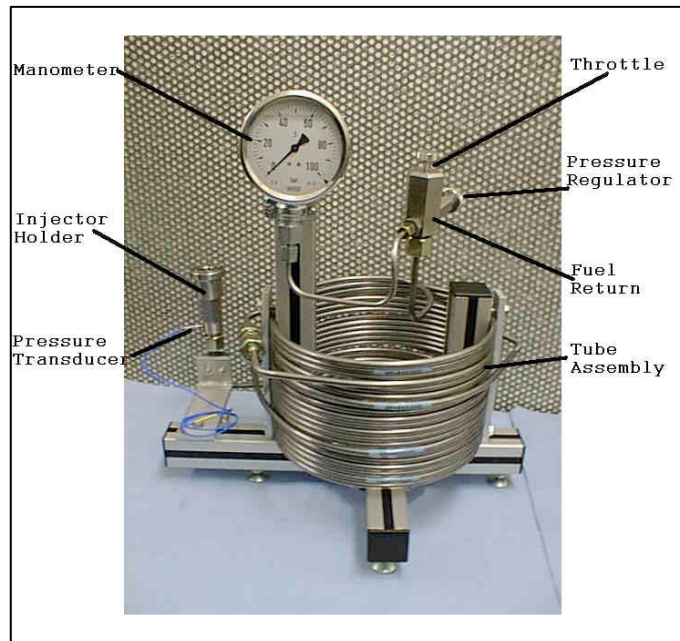


Fig.6.3 - Misuratore di portata istantanea

Il dispositivo è costituito da una lunga tubazione in acciaio di diametro interno costante, riempita di combustibile mantenuto a pressione costante (circa 50bar) per mezzo di una valvola tarata posta all'estremo. All'inizio della tubazione vi è l'adattatore per il posizionamento dell'iniettore. Nella camera d'iniezione, posta immediatamente a valle del nozzle, un trasduttore piezoelettrico (GM12D-AVL) amplificato ("charge amplifier" AVL 3057-V01) rileva le variazioni istantanee di pressione dovute all'immissione di combustibile. Da qui la necessità di una valvola di regolazione che mantenga valori di pressione sufficientemente elevati, in modo da evitare fenomeni di cavitazione nel polverizzatore. Questo fenomeno potrebbe infatti falsare le misure di pressione realizzate nella cameretta di iniezione.

La tubazione ha una lunghezza complessiva,  $L$ , di 18m, ottenuta congiungendo quattro sezioni di diametro interno costante pari a 4mm, diametro esterno 8mm e lunghezza variabile: due da 6m e due da 3m. Una tubazione lunga è vantaggiosa perché aumenta il tempo di riflessione ( $2L/a$ ) dell'onda d'urto indotta dall'iniezione di combustibile e riduce le probabilità che l'onda riflessa interferisca con onde prodotte da successive iniezioni. Alla fine del condotto calibrato è presente una valvola regolatrice del flusso che determina la pressione nel tubo ottimale ai fini di evitare l'interferenza tra le nuove onde di pressione e quelle riflesse. Essa mantiene costante la pressione nel sistema di misura facendo defluire l'eccesso di combustibile proveniente dalle successive iniezioni. Tutto il combustibile è iniettato nel condotto di misura.

La quantità iniettata è direttamente proporzionale alla variazione di pressione misurata ed è fornita dalla relazione seguente:

$$\dot{q} = \frac{\Delta p_{gauge} \cdot A_{tube}}{a \cdot \rho} \cdot 10^5 \quad (6.1)$$

dove:

- $\dot{q}$  è la quantità istantanea iniettata di combustibile [ $\text{mm}^3/\text{s}$ ];
- $\Delta p_{gauge}$  è la variazione di pressione rilevata dal traduttore nella camera di allagamento a valle dell'iniettore [bar];
- $A_{tube}$  è l'area della sezione interna della tubazione [ $\text{mm}^2$ ];
- $a$  è la velocità di propagazione delle onde di pressione, ovvero è la velocità del suono nel fluido [m/s];
- $\rho$  è la densità del fluido [kg/l];
- $10^5$  è un fattore moltiplicativo che tiene conto delle unità di misura.

La portata è quindi legata alla variazione di pressione rilevata dal trasduttore, attraverso parametri legati alla geometria del sistema di misura e alle caratteristiche chimico-fisiche del combustibile. Nota la portata volumetrica istantanea  $\dot{q}$ , è facile calcolare la quantità totale iniettata [ $\text{mm}^3$ ] durante l'intervallo di iniezione [ $t_{i-inj}, t_{f-inj}$ ] come:

$$Q = \int_{t_{i-inj}}^{t_{f-inj}} \dot{q} \cdot dt \quad (6.2)$$

e allo stesso modo è possibile calcolare la portata massica [mg/s]:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{q}$$

e quindi la massa totale iniettata [mg]:

$$M = \int_{t_{i-inj}}^{t_{f-inj}} \dot{m} \cdot dt \quad (6.3)$$

### 6.2.3 - Metodologia e risultati

Le misure della portata istantanea e della massa complessivamente iniettata sono state effettuate al variare della pressione di iniezione e del profilo di eccitazione dell'iniettore per due diverse strategie di iniezione:

1. Iniezione singola, al variare della durata dell'iniezione (ET – “Energizing Time”);
2. Iniezione doppia, a parità di ET ed al variare del tempo fra i due eventi di iniezione (DT – “dwell time”).

Nel caso dell'iniezione doppia, nel seguito ci si riferisce al primo evento di iniezione con il termine “pilot”, al secondo evento con il termine “main”.

Per garantire la ripetibilità dei risultati sono state effettuate tre misurazioni per ogni condizione di prova. Ciascuna misurazione è il risultato della media di 100 eventi successivi di iniezione; il risultato registrato dall'oscilloscopio è, pertanto, il segnale elettrico in uscita dal trasduttore di pressione, mediato sui 100 eventi consecutivi.

Mediante apposito script di Matlab (cfr. Appendice A) sono state quindi calcolate la portata istantanea e la massa complessivamente iniettata. Il valore di quest'ultima è stato, infine, confrontato con il valore di massa complessivamente iniettata misurato con un'operazione di pesatura tramite bilancia di precisione.

La Tab.6.1 mostra la matrice delle prove sperimentali condotte ai fini della presente attività:

<b>Pinj (bar)</b>	<b>350,500,700</b>
<b>Iniezione singola ET (ms)</b>	<b>350; 600</b>
<b>Iniezione doppia ET-DT-ET (ms)</b>	<b>350-Minimo DT-350; 350-700-350; 350-1000-350</b>

Tab.6.1 – Matrice delle prove di caratterizzazione dinamica (EVI).

Con il termine “Minimo DT” si intende il minimo tempo di attesa (Dwell Time) per avere due eventi di iniezione consecutivi e distinti, garantendo in pratica allo spillo dell’iniettore di chiudersi alla fine della prima iniezione per poi riaprirsi per la seconda iniezione. In pratica per tempi inferiori al minimo dwell time l’iniettore risponde non con due eventi distinti ma con un’unica grande iniezione.

In Tab.6.2 e Tab.6.3 sono riportati i risultati delle prove effettuate, rispettivamente nel caso di iniezione singola ed iniezione doppia, in termini di massa iniettata per ogni singola iniezione e durata effettiva dell’evento:

ET [ $\mu$ s]	P <sub>inj</sub> [bar]	Q <sub>AVL</sub> [mg/stroke]	T <sub>eff</sub> [ $\mu$ s]
350	350	1.9676	390
	500	2.7876	376.67
	700	3.9902	346.67
600	350	8.0858	850.0023
	500	12.2570	899.9993
	700	17.4427	956.6650

Tab.6.2 - Risultati della misurazione della massa complessivamente iniettata - Iniezione Singola.

ET-DT-ET [ $\mu$ s]	P <sub>inj</sub> [bar]	Q <sub>AVL</sub> [mg/stroke]			T <sub>eff</sub> [ $\mu$ s]	
		Total	Pilot	Main	Pilot	Main
350-300 *-350	700	13.3680	4.2278	9.1402	410	650
350-700-350		6.8571	4.0347	2.8224	360	340
350-1000-350		8.2062	4.3057	3.9005	410	460
350-350*-350	500	7.1242	2.6954	4.4288	366.6667	460
350-700-350		3.8872	2.5531	1.3341	350	300
350-1000-350		5.3120	2.7212	2.5907	370	400
350-350*-350	350	4.3383	1.8694	2.4689	386.667	370
350-700-350		3.0755	2.0097	1.0658	386.6667	340
350-1000-350		3.5999	1.9434	1.6565	380	340

Tab.6.3 - Risultati della misurazione della massa complessivamente iniettata - Iniezione Doppia.

I grafici in Fig.6.4 e Fig.6.5 mostrano un esempio di risultati di misurazione di portata istantanea, rispettivamente nel caso di iniezione singola (600  $\mu$ s) ed iniezione doppia (350-1000-350  $\mu$ s) per le tre diverse pressioni di iniezione.

Nei grafici, l'area sottesa a ciascuna curva di portata rappresenta la quantità di combustibile totalmente iniettata. Dalle curve si evince come l’inizio dell’iniezione è pressoché indipendente dalla pressione di iniezione, con la portata che tende a raggiungere un valore stabile e costante in circa 350 – 400  $\mu$ s per ogni condizione; al contrario, il ritardo alla chiusura dello spillo dell’iniettore, a parità di ET, cresce al crescere della pressione di iniezione.



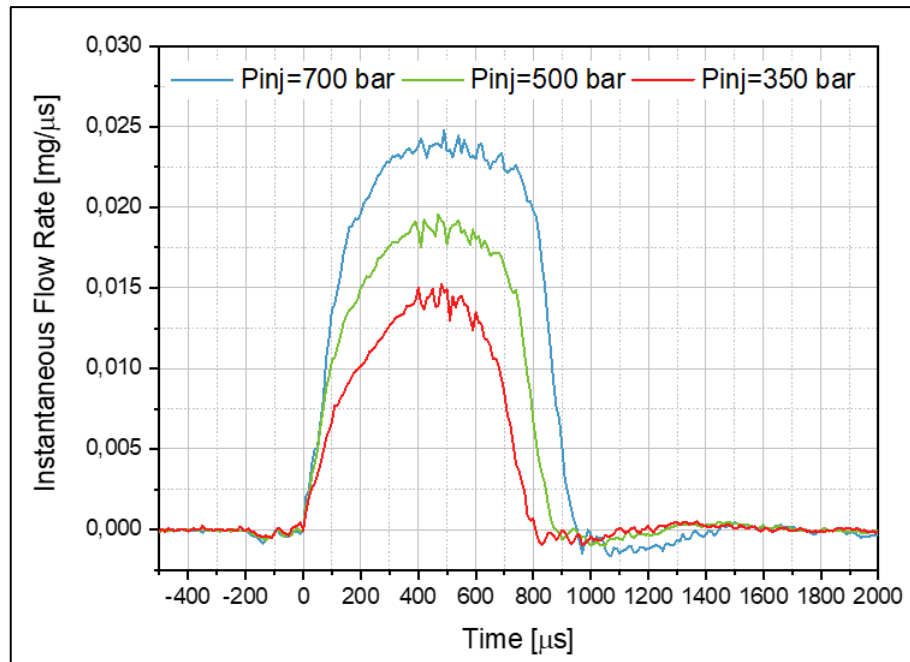


Fig.6.4 - Esempio di risultati di misura della portata istantanea. Iniezione singola  $ET=600 \mu s$ .

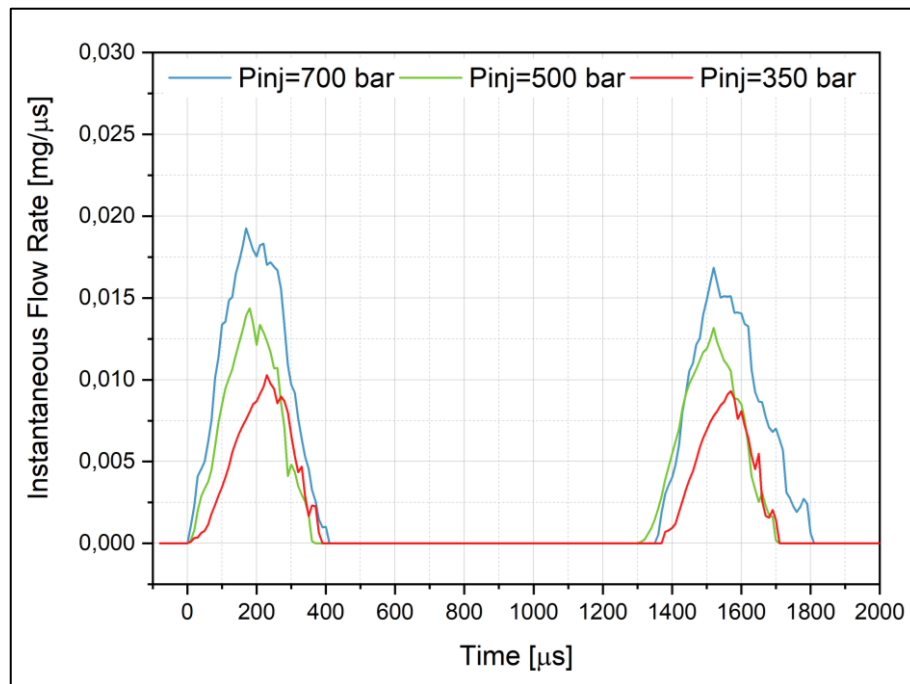


Fig.6.5 - Esempio di risultati di misura della portata istantanea. Iniezione doppia 350-1000-350  $\mu s$ .

### 6.3 - Caratterizzazione delle grandezze macroscopiche dello spray

L'acquisizione di immagini di uno spray di combustibile con elevata risoluzione spaziotemporale consente la misura indiretta delle grandezze macroscopiche, quali penetrazione assiale e/o radiale, angolo del getto e/o del singolo plume, al variare dei parametri di iniezione. Ai fini della presente indagine, le misure sono state condotte a partire da immagini sperimentali del getto che evolve all'interno di una camera quiescente acquisite mediante tecnica di visualizzazione basata sullo scattering alla Mie.

In 6.3.1 viene descritto il setup sperimentale allestito per le prove sperimentali, mentre nel paragrafo 6.3.2 viene dapprima illustrata la metodologia sperimentale con la relativa matrice delle prove condotte e successivamente vengono mostrati alcuni risultati ottenuti. Non viene descritta la tecnica di indagine ottica Mie scattering, già ampiamente illustrata nel Capitolo 3.

### 6.3.1 – Setup Sperimentale

L'apparato sperimentale allestito per la caratterizzazione delle grandezze macroscopiche dello spray è costituito dalla stessa catena di comando e controllo dell'iniettore e dallo stesso circuito idraulico per l'alimentazione del combustibile impiegate nel caso della caratterizzazione dinamica.

Le prove sono state effettuate all'interno di una camera a volume costante e le immagini dell'evoluzione dello spray sono state acquisite mediante la tecnica di indagine ottica di Mie scattering, mediante i device già ampiamente descritti nel Capitolo 3.

Il setup sperimentale adottato per l'iniezione all'interno della camera e per l'impiego della tecnica ottica è mostrato in Fig.6.6:

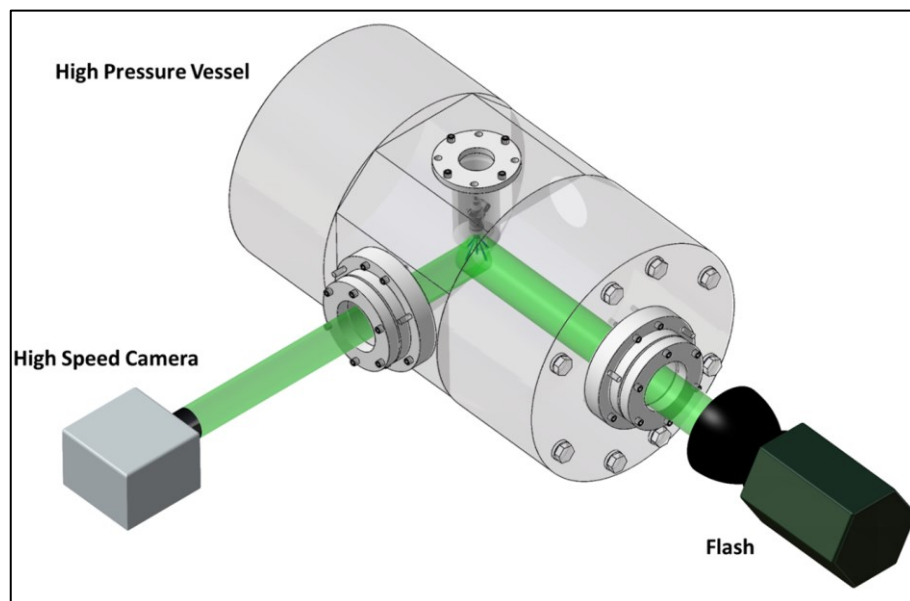


Fig.6.6 - Layout sperimentale per la visualizzazione dello spray di benzina tramite Mie scattering.

La camera quiescente a volume costante è resa otticamente accessibile mediante tre finestre al quarzo. All'interno della camera è possibile replicare condizioni simil-motoristiche: in particolare, è possibile variare la contro-pressione attraverso l'introduzione di un gas inerte in pressione. Per poter aumentare la densità dell'ambiente di iniezione, mantenendo al contempo valori di pressione non eccedenti i limiti strutturali della camera (in particolare degli accessi ottici), è stato scelto esafluoruro di zolfo ( $SF_6$ ) come gas. Quest'ultimo, infatti, ha una densità a temperatura e pressione ambiente di circa 6 volte maggiore rispetto all'azoto e ciò ha consentito di raggiungere densità in camera dell'ordine dei  $50 \text{ kg/m}^3$  con pressione di  $SF_6$  di soli 8.4 bar.

Per la visualizzazione delle immagini mediante tecnica di indagine Mie scattering è stato necessario illuminare lo spray mediante una sorgente luminosa ad elevata intensità: nello specifico, lo spray di benzina è stata illuminato con una sorgente a luce pulsata (flash). L'iniettore è montato in direzione perpendicolare al percorso della radiazione luminosa. Il montaggio dell'iniettore all'interno della camera è reso possibile per mezzo di una boccia (porta-iniettore), progettata per la specifica applicazione. Le immagini sono state acquisite

mediante una telecamera ad elevata risoluzione spazio-temporale (Photron FASTCAM SA4) sincronizzata sia con il sistema di iniezione che con la sorgente luminosa. La telecamera è stata disposta in linea con l'asse dell'iniettore (a differenza di come mostrato nella Fig.6.6), in maniera tale da visualizzare l'evoluzione radiale dei singoli getti dello spray.

### 6.3.2 - Metodologia e risultati

La caratterizzazione delle grandezze macroscopiche dello spray ha previsto la misura della penetrazione radiale e dell'angolo di cono, per i singoli "plumes" in uscita dall'iniettore, al variare della pressione di iniezione, della densità in camera (quindi, della contropressione nell'ambiente di iniezione) e della strategia di iniezione (singola e doppia iniezione). Per ciascuna condizione di prova, sono stati registrati 5 successivi eventi di iniezione, al fine di verificare la ripetibilità delle misure.

Le immagini acquisite sono state quindi processate, mediante il software Image-Pro Plus e mediante le routines descritte in [7], per misurare le principali grandezze macroscopiche caratterizzanti l'evoluzione spazio-temporale dello spray:

- Penetrazione del getto, definita come la massima distanza in direzione radiale tra il foro di uscita del singolo getto ed il tip dello spray.  
I risultati sono espressi sia in termini di penetrazione dei singoli plumes per i cinque eventi di iniezione, sia come valor medio per ciascun getto ("Mean per Plume" in Fig.6.7), sia come valore mediato su tutti i getti ("Mean All Plumes" in Fig.6.7), con i corrispettivi valori di deviazione standard.

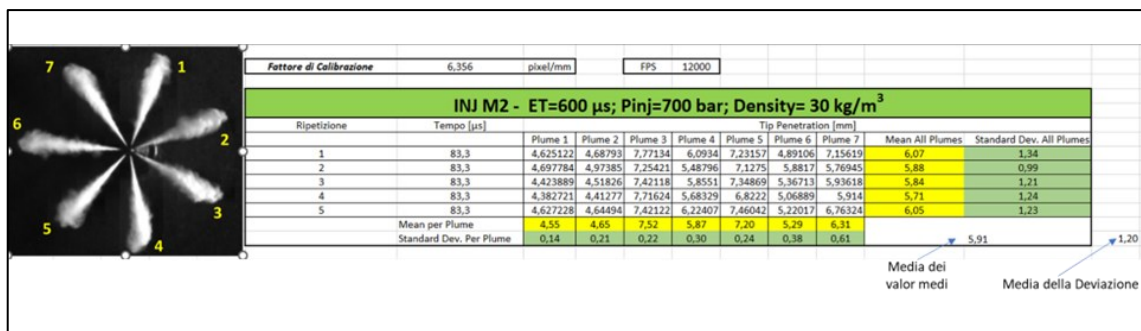


Fig.6.7 - Esempio dei risultati di penetrazione radiale.

- Angolo di cono, definito come l'angolo fra le tangenti esterne alla superficie del getto, misurate a circa la metà della sua penetrazione per un singolo istante temporale, quando il getto è completamente sviluppato.

La Tab.6.4 mostra la matrice delle prove sperimentali condotte ai fini della presente attività:

<b>Pinj (bar)</b>	<b>350,500,700</b>
<b>Pamb (bar)</b>	<b>1.67; 5; 8.4</b>
<b>Tamb (°C)</b>	<b>25</b>
<b>Iniezione Singola ET (ms)</b>	<b>600</b>
<b>Iniezione doppia ET-DT-ET (ms)</b>	<b>350-700-350</b>

Tab.6.4 - Matrice delle prove di caratterizzazione delle grandezze macroscopiche dello spray

Per garantire il giusto compromesso fra le dimensioni della finestra di acquisizione ed un'adeguata risoluzione temporale per tutte le condizioni di prova, è stato necessario utilizzare due differenti obiettivi per la fotocamera, a seconda della densità dell'ambiente di

iniezione. L'impiego di due differenti obiettivi ha comportato due differenti settaggi del sistema di acquisizione:

- Per le densità di 30 e 50 kg/m<sup>3</sup> (ossia Pamb rispettivamente di 5 ed 8.4 bar) è stato utilizzato un obiettivo da 92 mm, realizzando una risoluzione spaziale di 6.356 pixel/mm con una frequenza di acquisizione di 12000 fps cui corrisponde un time step tra due immagini consecutive di 83.3 μs.
- Per la densità di 10 kg/m<sup>3</sup> (ossia Pamb di 1.67 bar) è stato utilizzato un obiettivo da 25 mm realizzando una risoluzione spaziale è di 1.775 pixel/mm con una frequenza di acquisizione di 22500 fps cui corrisponde un time step tra due immagini consecutive di 44.4 μs.

La Fig.6.8 mostra una sequenza di immagini acquisite mediante tecnica Mie scattering per iniezione singola, ET di 600 μs, pressione di iniezione di 700 bar e densità di 50 kg/m<sup>3</sup>. Dalla figura si nota una forte anisotropia dei singoli plumes dello spray che, inevitabilmente, si ripercuoterà anche nelle misure di penetrazione.

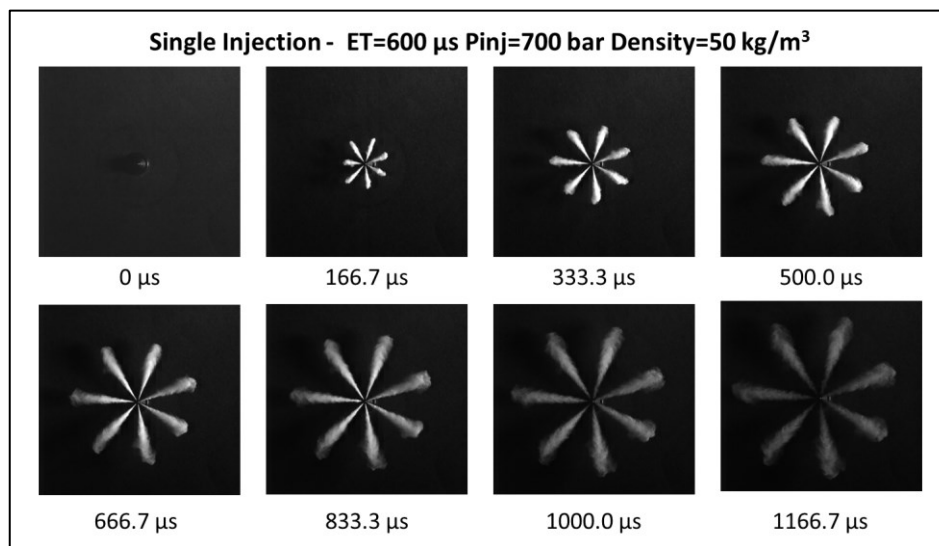


Fig.6.8 - Sequenza Mie dell'evoluzione dello spray per iniezione singola ET=600 μs, Pinj=700 bar, densità di 50 kg/m<sup>3</sup>.

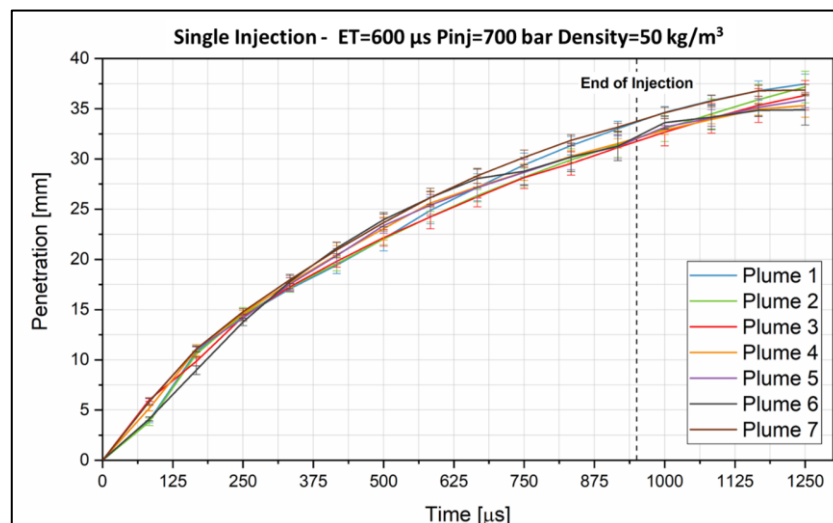


Fig.6.9 - Esempio di risultati di misura della penetrazione per iniezione singola ET=600 μs, Pinj=700 bar. Confronto plume-to-plume per densità di 50 kg/m<sup>3</sup>.

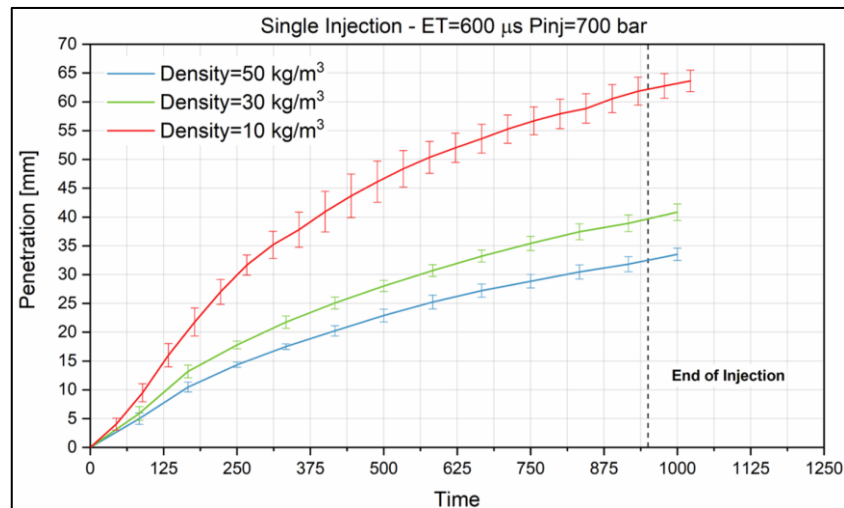


Fig.6.10 - Esempio di risultati di misura della penetrazione per iniezione singola ET=600 μs, Pinj=700 bar. Effetto della variazione della densità in camera.

Il grafico in Fig.6.9 mostra un esempio dei risultati di misurazione della penetrazione, nel caso di iniezione singola, ET pari a 600 μs e pressione di iniezione di 700 bar, per ciascun getto. La linea tratteggiata rappresenta l'istante di tempo in cui termina l'iniezione, valore determinato nella campagna di misura della portata istantanea: infatti, sebbene l'iniettore risulti fisicamente chiuso, il singolo getto continua ad avanzare in camera per effetto della quantità di moto. Le misure sono state interrotte nel momento in cui non sia stato più possibile distinguere lo spray all'interno della camera. In Fig.6.9 ciascuna curva è relativa al valor medio della penetrazione di ciascun getto per le cinque successive sequenze acquisite, nel caso di densità in camera di 50 kg/m³. Le barre d'errore rappresentano lo scarto quadratico medio (deviazione standard). Come anticipato, la forte anisotropia della fase iniziale determina penetrazioni leggermente discordi fino a circa 250 μs dallo start del processo di iniezione.

La Fig.6.10 mostra, invece, un esempio dell'effetto della contropressione (densità) del gas in camera, sempre nel caso di iniezione singola, ET pari a 600μs e pressione di iniezione di 700 bar. In tal caso, le singole curve rappresentano la penetrazione mediata sui 7 getti e sulle cinque sequenze acquisite.

Infine, la Fig.6.11 mostra un esempio della variazione dell'angolo di cono per i singoli plumes, al variare della pressione di iniezione, nella situazione iniezione singola, ET= 600μs e densità di 50 kg/m3.

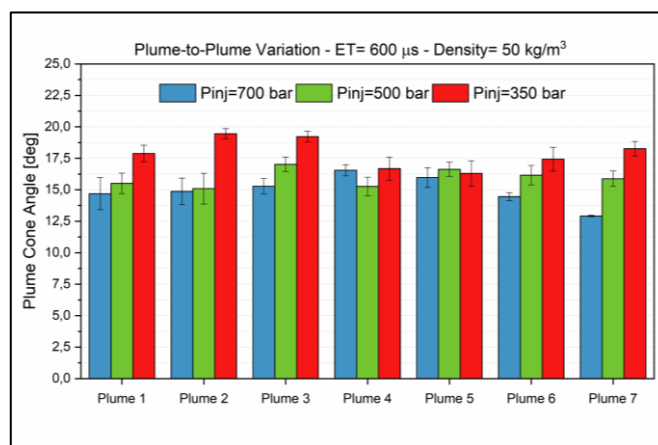


Fig.6.11 - Esempio di risultati di misura dell'angolo di cono. Iniezione singola ET=600 μs, densità=50 kg/m3.

## 6.4 - Conclusioni e sviluppi futuri

L'attività di ricerca presentata in questo Capitolo riguarda la completa caratterizzazione di uno spray di benzina iniettato da un sistema Common Rail per applicazioni in motori ad accensione per compressione di benzina.

Le indagini sperimentali sono state condotte nel laboratorio Spray dell'Istituto STEMS del CNR di Napoli ed hanno permesso di misurare la portata massica e l'evoluzione dello spray in varie condizioni di pressione di iniezione, ET e contropressione all'interno dell'ambiente di iniezione (CVC).

In primo luogo, è stata calcolata la portata massica per ciascuna delle pressioni di iniezione investigate (350, 500 e 700 bar). I risultati ottenuti hanno permesso di concludere che l'inizio dell'iniezione è pressoché indipendente dalla pressione di iniezione, con la portata che raggiunge un valore di plateau nello stesso intervallo di tempo per tutte pressioni investigate.

La pressione di iniezione ha, invece, effetto sul ritardo alla chiusura dello spillo dell'iniettore che, a parità di ET, cresce al crescere della pressione stessa.

Le immagini sperimentali acquisite mediante la tecnica ottica Mie scattering hanno evidenziato una forte anisotropia nella morfologia del getto, specialmente nei primi istanti di evoluzione dello spray: la forte anisotropia della fase iniziale determina penetrazioni leggermente discordi dei singoli plumes fino a circa 250  $\mu\text{s}$  dallo start del processo di iniezione.

Nell'ottica di sviluppi futuri della presente attività, i dati sperimentali raccolti saranno utilizzati dal gruppo di ricerca dell'Università di Bologna per la validazione di un modello CFD sviluppato per simulare l'evoluzione di un getto di benzina iniettato ad elevatissima pressione e con strategie di iniezione multipla. In particolare, per la sua validazione, verranno confrontate le misure di penetrazione numeriche e sperimentali e la morfologia complessiva del getto.

## Appendice A

Di seguito si riporta lo script Matlab appositamente sviluppato per la conversione del segnale in tensione in uscita dall'oscilloscopio relativo alla misura della portata istantanea e della massa complessivamente iniettata, nel caso di utilizzo del misuratore di Bosch. Lo script consente di ottenere in formato Excel i dati di portata e di massa iniettata, a partire dai file in uscita dall'oscilloscopio relativi alle tre misurazioni successive, previa selezione manuale dei punti di inizio e fine iniezione ("cursor mode").

```
clc; clear all; close all;

%-----Opening .TEK, oscilloscope output-----%
filenameA=uigetfile('*.csv'); filenameB=uigetfile('*.csv');
filenameC=uigetfile('*.csv');
M=readmatrix(filenameA);          N=readmatrix(filenameB);
O=readmatrix(filenameC);

%-----Original Data (Voltage Signal)-----%
xA1=M(:,1); yA=M(:,2);
xB1=N(:,1); yB=N(:,2);
xC1=O(:,1); yC=O(:,2);

%-----Drift Correction (Pressure Sensor Systematic Error)-
-----%
media=mean(yA(1:1000));
M1=M(:,2)-media;
y1A=M1;

mediaB=mean(yB(1:1000));
N1=N(:,2)-mediaB;
y1B=N1;

mediaC=mean(yC(1:1000));
O1=O(:,2)-mediaC;
y1C=O1;

%-----Pressure Conversion-----%

time=10; %Sensor Calibration Factor

a1=y1A*time*0.00001;    pA=a1*10^5;

a1B=y1B*time*0.00001;    pB=a1B*10^5;

a1C=y1C*time*0.00001;    pC=a1C*10^5;

%-----Noise Correction TEK#1-----%
fig=figure('Name','Start & End of Injection TEK1');
plot(xA1,pA,'r')
ylim padded
```

```

hold on;
yline(0);
title('Start & End of Injection TEK1')
xlabel('Time')
ylabel('Pressure')
% Cursor mode activation
datacursormode on
dcm_obj1 = datacursormode(fig);
% Set update function
set(dcm_obj1)
% Wait while the user to click
disp('Set Start and End times of Injection')
pause
% Export cursor to workspace
info_struct1 = getCursorInfo(dcm_obj1);
time_array1=sort(cell2mat(arrayfun(@(S
getCursorInfo(dcm_obj1), 'Uniform', 0)));
SOI1=time_array1(1);
EOI1=time_array1(2);
pA_filter=pA;
for i=1:SOI1
    pA_filter(i)=0;
end
for i=EOI1:length(xA1)
    pA_filter(i)=0;
end
close(fig)
fig_corr=figure('Name','Pressure Correction');
plot(xA1,pA_filter,'r')
close(fig_corr)
physical_duration1=(xA1(EOI1)-xA1(SOI1))*10^6;
% disp('Injection duration [us] for TEK1 is:')
% disp(physical_duration1)

%-----Noise Correction TEK#2-----%
fig2=figure('Name','Start & End of Injection TEK1');
plot(xB1,pB,'b')
ylim padded
hold on;
yline(0);
title('Start & End of Injection TEK2')
xlabel('Time')
ylabel('Pressure')
% Cursor mode activation
datacursormode on
dcm_obj2 = datacursormode(fig2);
% Set update function
set(dcm_obj2)
% Wait while the user to click
disp('Set Start and End times of Injection')
pause

```

S.DataIndex,



```

% Export cursor to workspace
info_struct2 = getCursorInfo(dcm_obj2);
time_array2=sort(cell2mat(arrayfun(@(S
getCursorInfo(dcm_obj2), 'Uniform', 0)));
SOI2=time_array2(1);
EOI2=time_array2(2);
pB_filter=pB;
for i=1:SOI2
    pB_filter(i)=0;
end
for i=EOI2:length(xB1)
    pB_filter(i)=0;
end
close(fig2)
fig2_corr=figure('Name','Pressure Correction');
plot(xB1,pB_filter,'r')
close(fig2_corr)
physical_duration2=(xB1(EOI2)-xB1(SOI2))*10^6;
% disp('Injection duration [us] for TEK2 is:')
% disp(physical_duration2)

%-----Noise Correction TEK#3-----%
fig3=figure('Name','Start & End of Injection TEK3');
plot(xC1,pC,'m')
ylim padded
hold on;
yline(0);
title('Start & End of Injection TEK3')
xlabel('Time')
ylabel('Pressure')
% Cursor mode activation
datacursormode on
dcm_obj3 = datacursormode(fig3);
% Set update function
set(dcm_obj3)
% Wait while the user to click
disp('Set Start and End times of Injection')
pause
% Export cursor to workspace
info_struct3 = getCursorInfo(dcm_obj3);
time_array3=sort(cell2mat(arrayfun(@(S
getCursorInfo(dcm_obj3), 'Uniform', 0)));
SOI3=time_array3(1);
EOI3=time_array3(2);
pC_filter=pC;
for i=1:SOI3
    pC_filter(i)=0;
end
for i=EOI3:length(xC1)
    pC_filter(i)=0;
end

```

S.DataIndex,

S.DataIndex,

```

close(fig3)
fig3_corr=figure('Name','Pressure Correction');
plot(xC1,pC_filter,'r')
close(fig3_corr)
physical_duration3=(xC1(EOI3)-xC1(SOI3))*10^6;
% disp('Injection duration [us] for TEK3 is:')
% disp(physical_duration3)
duration_matrix=[physical_duration1      physical_duration2
physical_duration3];
duration=mean(duration_matrix);
disp('Averaged Injection Duration [us] is:')
disp(duration)

% %-----Flow Rate Calculation-----%
pho=0.72; %Gasoline Density
a=1161; %Speed of sound for gasoline (computed from
measurements)
pho_a=pho*a;
s=12.56; %Tube section

psum=cumsum(pA_filter);
cum_volum_flow_rate=psum*s/pho_a; %Volumetric flow rate
[mm3/stroke]
cum_flow_rate=cum_volum_flow_rate*pho;
L=length(cum_flow_rate);
flow_rate=cum_flow_rate(L);
%
psumB=cumsum(pB_filter);
cum_volum_flow_rateB=psumB*s/pho_a; %Volumetric flow rate
[mm3/stroke]
cum_flow_rateB=cum_volum_flow_rateB*pho;
LB=length(cum_flow_rateB);
flow_rateB=cum_flow_rateB(LB);
%
psumC=cumsum(pC_filter);
cum_volum_flow_rateC=psumC*s/pho_a; %volumetric flow rate
[mm3/stroke]
cum_flow_rateC=cum_volum_flow_rateC*pho;
LC=length(cum_flow_rateC);
flow_rateC=cum_flow_rateC(LC);
%
MF_matrix=[flow_rate flow_rateB flow_rateC];
mean_FR=mean(MF_matrix);
disp('Averaged Flow Rate [mg/stroke] is:')
disp(mean_FR)

%-----Final Plots-----%
figure('Name','TEK #1');
subplot(2,2,1)
plot(xA1,yA);

```

```

        hold on;
        yline(0);
        ylim padded;
        title('Voltage [V]')
        xlabel('Time')
        ylabel('Voltage')
subplot(2,2,2)
    plot(xA1,pA)
    hold on;
    yline(0);
    ylim padded;
    title('Pressure Derive Correction')
    xlabel('Time')
    ylabel('Pressure [bar]')
subplot(2,2,3)
    plot(xA1,pA_filter)
    hold on;
    yline(0);
    ylim padded;
    hold on;
    yline(0);
    title('Pressure Filter')
    xlabel('Time')
    ylabel('Pressure [bar]')
subplot(2,2,4)
    plot(xA1,cum_flow_rate)
    hold on;
    yline(0);
    ylim padded;
    title('Injected Mass versus Time')
    xlabel('Time')
    ylabel('Cumulative Flow Rate [mg]')
    dim = [.3 .4 .5 .6];
    str = sprintf('Mass Flow Rate=%f',flow_rate);

annotation('textbox',dim,'String',str,'FitBoxToText','on')
%
figure('Name','TEK #2');
subplot(2,2,1)
    plot(xB1,yB);
    hold on;
    yline(0);
    ylim padded;
    title('Voltage')
    xlabel('Time')
    ylabel('Voltage')
subplot(2,2,2)
    plot(xB1,pB)
    hold on;
    yline(0);
    ylim padded;

```

```

        title('Pressure Derive Correction')
        xlabel('Time')
        ylabel('Pressure [bar]')
subplot(2,2,3)
        plot(xB1,pB_filter)
        hold on;
        yline(0);
        ylim padded
        hold on;
        yline(0);
        title('Pressure Filter')
        xlabel('Time')
        ylabel('Pressure [bar]')
subplot(2,2,4)
        plot(xB1,cum_flow_rateB)
        hold on;
        yline(0);
        ylim padded
        title('Injected Mass versus Time')
        xlabel('Time')
        ylabel('Cumulative Flow Rate [mg]')
        dim = [.3 .4 .5 .6];
        str = sprintf('Mass Flow Rate=%f',flow_rateB);

annotation('textbox',dim,'String',str,'FitBoxToText','on')

figure('Name','TEK #3');
subplot(2,2,1)
        plot(xC1,yC);
        hold on;
        yline(0);
        ylim padded;
        title('Voltage')
        xlabel('Time')
        ylabel('Voltage')
subplot(2,2,2)
        plot(xC1,pC)
        hold on;
        ylim padded;
        title('Pressure Derive Correction')
        xlabel('Time')
        ylabel('Pressure [bar]')
subplot(2,2,3)
        plot(xC1,pC_filter)
        hold on;
        yline(0);
        ylim padded
        hold on;
        yline(0);
        title('Pressure Filter')
        xlabel('Time')

```

```

        ylabel('Pressure [bar]')
subplot(2,2,4)
plot(xC1,cum_flow_rateC)
hold on;
yline(0);
ylim padded
title('Injected Mass versus Time')
xlabel('Time')
ylabel('Cumulative Flow Rate [mg]')
dim = [.3 .4 .5 .6];
str = sprintf('Mass Flow Rate=%f',flow_rateC);

annotation('textbox',dim,'String',str,'FitBoxToText','on')

%Excel Conversion (for not filtered data)
ist_flow_rateA=(pA*s/a)./10;
ist_flow_rateB=(pB*s/a)./10;
ist_flow_rateC=(pC*s/a)./10;
SOL=[ist_flow_rateA ist_flow_rateB ist_flow_rateC];
MEAN_ist_FR=mean(SOL,2);
massA=(pA*s/a);
massB=(pB*s/a);
massC=(pC*s/a);
SOL1=[massA massB massC];
MEAN_mass=mean(SOL1,2);
SOL2=[cum_flow_rate cum_flow_rateB cum_flow_rateC];
MEAN_cum_FR=mean(SOL2,2);
x_sec=xA1*10^6;
toExcel=[x_sec MEAN_mass MEAN_ist_FR MEAN_cum_FR];

```

## Indice delle figure

Fig.6.1 - Schema di impianto per la caratterizzazione dinamica .....	240
Fig.6.2 – Esempio di profilo di corrente di eccitazione dell'iniettore per $ET = 600 \mu s$	240
Fig.6.3 - Misuratore di portata istantanea .....	241
Fig.6.4 - Esempio di risultati di misura della portata istantanea. Iniezione singola $ET=600 \mu s$ .....	244
Fig.6.5 - Esempio di risultati di misura della portata istantanea. Iniezione doppia 350-1000-350 $\mu s$ . .....	244
Fig.6.6 - Layout sperimentale per la visualizzazione dello spray di benzina tramite Mie scattering.....	245
Fig.6.7 - Esempio dei risultati di penetrazione radiale. ....	246
Fig.6.8 - Sequenza Mie dell'evoluzione dello spray per iniezione singola $ET=600 \mu s$ , $P_{inj}=700 \text{ bar}$ , densità di $50 \text{ kg/m}^3$ . ....	247
Fig.6.9 - Esempio di risultati di misura della penetrazione per iniezione singola $ET=600 \mu s$ , $P_{inj}=700 \text{ bar}$ . Confronto plume-to-plume per densità di $50 \text{ kg/m}^3$ .....	247
Fig.6.10 - Esempio di risultati di misura della penetrazione per iniezione singola $ET=600 \mu s$ , $P_{inj}=700 \text{ bar}$ . Effetto della variazione della densità in camera. ....	248
Fig.6.11 - Esempio di risultati di misura dell'angolo di cono. Iniezione singola $ET=600 \mu s$ , densità= $50 \text{ kg/m}^3$ .....	248

## Indice delle tabelle

Tab.6.1 – Matrice delle prove di caratterizzazione dinamica (EVI).....	242
Tab.6.2 - Risultati della misurazione della massa complessivamente iniettata - Iniezione Singola.....	243
Tab.6.3 - Risultati della misurazione della massa complessivamente iniettata - Iniezione Doppia.....	243
Tab.6.4 - Matrice delle prove di caratterizzazione delle grandezze macroscopiche dello spray.....	246

## Riferimenti

- [1] H. Hao, F. Liu, Z. Liu, and F. Zhao, "Compression ignition of low-octane gasoline: Life cycle energy consumption and greenhouse gas emissions," *Appl. Energy*, vol. 181, pp. 391–398, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.08.100>.
- [2] G. Kalghatgi and B. Johansson, "Gasoline compression ignition approach to efficient, clean and affordable future engines," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 232, no. 1, pp. 118–138, 2018, doi: [10.1177/0954407017694275](https://doi.org/10.1177/0954407017694275).
- [3] "MAZDA: SKYACTIV-X | We are Engineers." [Online]. Available: <https://www.mazda.com/en/innovation/mazda-stories/engineers/skyactiv-x/>.
- [4] V. S. Solanki, N. N. Mustafi, and A. K. Agarwal, "Prospects of Gasoline Compression Ignition (GCI) Engine Technology in Transport Sector," in *Advanced Combustion Techniques and Engine Technologies for the Automotive Sector*, A. P. Singh, N. Sharma, R. Agarwal, and A. K. Agarwal, Eds. Singapore: Springer Singapore, 2020, pp. 77–110.
- [5] A. B. Dempsey, S. J. Curran, and R. M. Wagner, "A perspective on the range of gasoline compression ignition combustion strategies for high engine efficiency and low NOx and soot emissions: Effects of in-cylinder fuel stratification," *Int. J. Engine Res.*, vol. 17, no. 8, pp. 897–917, 2016, doi: [10.1177/1468087415621805](https://doi.org/10.1177/1468087415621805).
- [6] W. Bosch, "The Fuel Rate Indicator: A New Measuring Instrument For Display of the Characteristics of Individual Injection," *SAE Trans.*, vol. 75, pp. 641–662, 1967, Accessed: Nov. 08, 2022. [Online]. Available: <http://www.jstor.org/stable/44553433>.
- [7] L. Allocca, A. Montanaro, and G. Meccariello, "Effects of the Ambient Conditions on the Spray Structure and Evaporation of the ECN Spray G," Apr. 2019, doi: <https://doi.org/10.4271/2019-01-0283>.



## Capitolo 7

# Caratterizzazione idraulica di un iniettore alimentato ad idrogeno

La presente attività sperimentale è inquadrata nel contesto di impiego di idrogeno come combustibile per motori endotermici finalizzata alla caratterizzazione dinamica di un iniettore H<sub>2</sub> a bassa/media pressione. In particolare, è stato necessario progettare e realizzare un apposito apparato sperimentale, costituito dalla linea di alimentazione del gas, dal misuratore di portata e dall'elettronica di comando ed acquisizione delle misure. Una volta realizzato il setup è stato possibile condurre misure di portata istantanea e massa complessivamente iniettata.

L'attività sperimentale è stata svolta presso il Laboratorio Spray di STEMS, nell'ambito di una collaborazione con una nota azienda costruttrice di iniettori.

Il Capitolo è strutturato come segue: in 7.1 viene fornita una panoramica sull'utilizzo del vettore idrogeno come combustibile e sullo stato dell'arte dei motori a combustione interna alimentati ad H<sub>2</sub>. Segue, nel paragrafo 7.2, la descrizione del setup sperimentale realizzato per la misura della portata massica di gas iniettata mediante un iniettore di derivazione gas naturale compresso. Quindi, in 7.3 si riportano i risultati ottenuti per i primi test effettuati e si analizzano le future possibilità di impiego del setup allestito.

### 7.1 – Idrogeno come combustibile per MCI

I motori a combustione interna alimentati a idrogeno (H<sub>2</sub>-ICE) stanno riscuotendo un crescente interesse nel settore dei trasporti, specialmente per applicazioni heavy-duty (HD), che attualmente vede nei motori a gasolio la stragrande maggioranza delle applicazioni. La Tab.7.1 mostra un confronto fra le diverse tecnologie alternative ai tradizionali veicoli HD alimentati a gasolio.

	Biocombustibili	H <sub>2</sub> -ICE	FCEV	BEV
<b>Emissioni CO<sub>2</sub></b>	Dipendono dalla fonte del biocombustibile	Zero, se si utilizza blue/green H <sub>2</sub>	Zero, se si utilizza blue/green H <sub>2</sub>	Dipendono dalla fonte; zero per energia elettrica da rinnovabile
<b>Emissioni Inquinanti</b>	Emissioni di NOx e PM paragonabili con diesel	Basse emissioni di NOx se si utilizza SCR	Zero	Zero
<b>Efficienza WtW</b>	≈ 20%	≈ 30% con H <sub>2</sub> da rinnovabile	≈ 35% con H <sub>2</sub> da rinnovabile	≈ 75-85% a seconda dalla fonte di energia
<b>Costi Veicolo</b>	Stesso CAPEX degli attuali diesel	CAPEX simile a quello degli attuali diesel con l'aggiunta del serbatoio per H <sub>2</sub>	Elevato CAPEX per la presenza di FC, batterie e serbatoio H <sub>2</sub>	Elevato CAPEX per la presenza di batterie di elevata capacità (densità energetica)
<b>Tempo di rifornimento</b>	< 15 min a seconda del serbatoio	< 15-30 min a seconda del serbatoio (350 - 700 bar)	< 15-30 min a seconda del serbatoio (350 - 700 bar)	3+ ore a seconda del sistema di ricarica (slow to fast charging)
<b>Costi infrastruttura di ricarica</b>	Possono sfruttare l'infrastruttura esistente	Richiedono infrastruttura di distribuzione e ricarica	Richiedono infrastruttura di distribuzione e ricarica	Richiedono infrastruttura di ricarica

Prestazioni in Confronto ai veicoli HD diesel

Elevate ■ Medio-Alte ■ Medio-Basse ■ Basse ■

Tab.7.1 - Confronto fra le diverse tecnologie per veicoli HD - Elaborazione da [1].

Data l'assenza di carbonio nella struttura chimica dell'idrogeno, dal suo processo di combustione non vengono prodotte emissioni di inquinanti carboniosi, quali idrocarburi incombusti e particolato solido, ma soprattutto di CO<sub>2</sub>. Secondo gli standard stabiliti dall'UE, un veicolo si qualifica come ad "emissioni zero" se soddisfa i seguenti criteri [2]: "Per un veicolo pesante senza o con motore a combustione interna, le sue emissioni devono essere inferiori a 1 gCO<sub>2</sub>/kWh, come definito in conformità al regolamento (CE) n. 595/2009 e relative misure di attuazione, o inferiori ad 1 gCO<sub>2</sub>/km come definito ai sensi del Regolamento (CE) n. 715/2007 del Parlamento europeo e del Consiglio e delle relative misure di attuazione".

Da questo punto di vista i motori ad idrogeno rappresenterebbero l'unica tecnologia di motori a combustione interna che possa essere definita ad emissioni zero. Inoltre, l'idrogeno come combustibile nei motori endotermici può portare ad una significativa riduzione delle emissioni di NO<sub>x</sub>, se utilizzato con semplici sistemi di trattamento dei gas di scarico assieme a strategie di combustione ultra-magra, potenzialmente realizzabili grazie al suo ampio range di infiammabilità e alto potere calorifico inferiore, temperatura di autoaccensione, velocità di fiamma e numero di ottano (RON > 130). Il funzionamento del motore con una miscela aria/idrogeno ultra-magra permette anche di ottenere un'elevata efficienza termica, paragonabile all'efficienza complessiva dei veicoli FC. Inoltre, rispetto ai propulsori FC, gli H<sub>2</sub>-ICE non richiedono idrogeno altamente purificato, con conseguente riduzione dei costi di produzione del combustibile, né tantomeno due distinti sistemi di stoccaggio di energia a bordo veicolo, vale a dire un serbatoio per il gas in pressione ed un pacco batterie per l'energia elettrica, con ovvia riduzione anche dei costi di investimento per l'acquisto del veicolo (CAPEX) [3].

Inoltre, rispetto ai veicoli BEV, la tecnologia H<sub>2</sub>-ICE può trarre vantaggio dal costo ridotto dell'utilizzo delle strutture e dei processi di produzione esistenti per le tecnologie di motori a combustione interna a gas e/o a gasolio convenzionali, già maturi ed economicamente vantaggiosi [4].

Tutti questi fattori consentirebbero ai H<sub>2</sub>-ICE di diventare un'alternativa competitiva e sostenibile alle attuali tecnologie di propulsione per impieghi HD, entro un margine di tempo relativamente breve.

### 7.1.1 – Proprietà chimico-fisiche dell'idrogeno

Per comprendere appieno potenzialità e difficoltà associate all'impiego di idrogeno come combustibile nei motori a combustione interna è necessario analizzare nel dettaglio le sue proprietà chimico-fisiche, assai diverse da quelle dei tradizionali combustibili fossili, come evidenziato in Tab.7.2:

Proprietà	Idrogeno	Metano	Benzina	Gasolio
Potere Calorifico Inferiore [MJ/kg]	119.9	50	44.5	42.5
Densità (@ 1 bar & 273 K) [kg/m <sup>3</sup> ]	0.089	0.72	730 – 780	830
Densità Energetica Volumetrica (@ 1 bar & 273 K) [MJ/m <sup>3</sup> ]	10.7	33	33x10 <sup>3</sup>	35x10 <sup>3</sup>
Temperatura di Autoaccensione [K]	853	813	623	523
Minima Energia di Innesco in aria (@ 1 bar, condizioni stechiometriche) [mJ]	0.02	0.29	0.24	0.24
Rapporto A/F stechiometrico	34.4	17.2	14.7	14.5
Velocità Laminare di Fiamma (@ 1 bar, 298 K, condizioni stechiometriche) [m/s]	1.85	0.38	0.37 – 0.43	0.37 – 0.43
Coefficiente di Diffusività in aria (@ 1 bar & 273 K) [m <sup>2</sup> /s]	8.5x10 <sup>-6</sup>	1.9x10 <sup>-6</sup>	-	-
Limite di Infiammabilità in aria [vol%]	4 - 76	5.3 - 15	1 - 7.6	0.6 - 5.5
Numero di Ottano	130+	120+	86 - 94	-
Numero di Cetano	-	-	13 - 17	40 - 55

Tab.7.2 - Proprietà dell'idrogeno come combustibile in confronto ai combustibili tradizionali [2], [5].

In primo luogo, in condizioni atmosferiche l'idrogeno ha bassa densità, inferiore di un ordine di grandezza rispetto al metano nelle stesse condizioni, per effetto della sua bassa massa molecolare. Di conseguenza, anche la sua **densità energetica volumetrica**, nonostante l'elevato valore di potere calorifico inferiore, risulta estremamente limitata. Ciò significa che, rispetto ad altri combustibili, è necessaria una maggiore quantità di idrogeno per produrre la stessa quantità di energia necessaria per far funzionare un veicolo. Per aumentare il contenuto energetico dell'idrogeno è necessario, pertanto, aumentare la pressione di stoccaggio all'interno dei serbatoi a bordo veicolo. Ad esempio, se compresso a 350 bar, alla temperatura di 273 K, la sua densità aumenta fino a 31 kg/m<sup>3</sup> e con essa il contenuto energetico volumetrico sale a 3700 MJ/m<sup>3</sup> [6].

L'**intervallo di infiammabilità** dell'idrogeno in aria è estremamente ampio (4 – 76% in volume) e ciò può rappresentare una problematica dal punto di vista della sicurezza in quanto, in caso di perdite accidentali, ha più possibilità di essere acceso in presenza di una sorgente di innesco, rispetto a tutti gli altri combustibili. Tuttavia, essendo la sua densità di un ordine di grandezza inferiore rispetto a quella dell'aria, l'H<sub>2</sub> tende a stratificare rapidamente verso l'alto, mitigando, almeno in parte, il rischio di incendio. Da un punto di vista prettamente motoristico, al contrario, l'ampio range di infiammabilità rappresenta un punto di forza in quanto consente di poter impiegare tecniche di combustione ultra-magra per ridurre significativamente i consumi (maggior rendimento termico) limitando i problemi di combustione incompleta tipici di tali tecniche di combustione [7].

L'elevato **numero di ottano** (RON>130) e l'alta **temperatura di autoaccensione** dell'idrogeno sono caratteristiche estremamente positive da un punto di vista motoristico, in quanto consentono di ottenere elevati rapporti di compressione senza incorrere in problemi di autoaccensione o detonazione. La temperatura di autoaccensione di un combustibile è definita come la minima temperatura necessaria per avviare una combustione autosostenuta per una miscela aria/combustibile quando non sia presente una fonte esterna di innesco. Tale parametro è, dunque, di grande rilevanza in quanto consente di determinare il massimo rapporto di compressione del motore, a sua volta connesso al rendimento termico,  $\eta_{th}$ , mediante la correlazione:

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{cr}\right)^{c_p/c_v - 1} \quad (7.1)$$

dove  $cr$  è il rapporto di compressione.

Poiché la temperatura di autoaccensione dell'idrogeno è di oltre 580°C, il motore può essere progettato per lavorare con elevati rapporto di compressione, quindi con elevati valori di rendimento termodinamico [8]. Tuttavia, il massimo rapporto di compressione ottenibile è limitato da un'altra proprietà, vale a dire la minima energia di innesco, definita come la quantità minima di energia necessaria per accendere la miscela aria-combustibile.

Come si può vedere dalla Tab.7.2, in condizioni ambiente ed in rapporto stechiometrico con l'aria, l'idrogeno ha un'**energia minima di accensione** molto inferiore rispetto ai combustibili tradizionali. Ad esempio, quando la concentrazione di idrogeno nell'aria è compresa fra il 22 ed il 26% in volume, l'energia minima di accensione è di circa 0.017 mJ [9].

La bassa energia richiesta per la sua accensione conferisce all'idrogeno il vantaggio di una pronta e rapida accensione all'interno del cilindro, anche per miscele estremamente magre.

Di contro, un valore basso di tale parametro può portare al rischio di accensione anticipata, "backfiring" e detonazione della miscela aria-idrogeno ad opera di hot-spots o residui di gas di combustione all'interno del cilindro. L'accensione anticipata è caratterizzata dalla combustione durante la fase di compressione prima ancora che l'accensione prevista; ciò si

traduce in una perdita di controllo della fase della combustione, problemi di detonazione e possibili guasti meccanici del motore [10].

L'idrogeno, inoltre, presenta una piccola **distanza di spegnimento** ("quenching distance"), definita come la distanza effettiva dalla parete interna del cilindro alla quale la fiamma di combustione si arresta. Di conseguenza, è lecito aspettarsi gradienti di temperatura più elevati in prossimità delle pareti della camera di combustione, con conseguenti maggiori perdite di calore per scambio termico con le pareti. La piccola distanza di spegnimento e l'elevata velocità di fiamma dell' $H_2$ , inoltre, possono portare a problemi di ritorno di fiamma ("backfire") attraverso la valvola di aspirazione che può provocare un aumento della pressione nel collettore con conseguente danneggiamento del sistema di aspirazione [6].

Infine, l' $H_2$  presenta **elevata diffusività**, quindi elevata capacità di miscelamento uniforme con l'aria durante la formazione della miscela. Inoltre, la rapida dispersione in aria scongiura ulteriormente i rischi associati ad un'eventuale perdita dal serbatoio.

### 7.1.2 – Motori a combustione interna alimentati ad idrogeno

Le proprietà chimico-fisiche dell'idrogeno lo rendono particolarmente idoneo come alternativa ai tradizionali combustibili di origine fossile utilizzati nei MCI, sia ad accensione spontanea che comandata. Una classificazione delle tecnologie di  $H_2$ -ICE può essere fatta a seconda che l'idrogeno sia introdotto a cavallo del fungo valvola di aspirazione (PFI) o direttamente all'interno del cilindro (DI), come schematicamente mostrato in Fig.7.1:

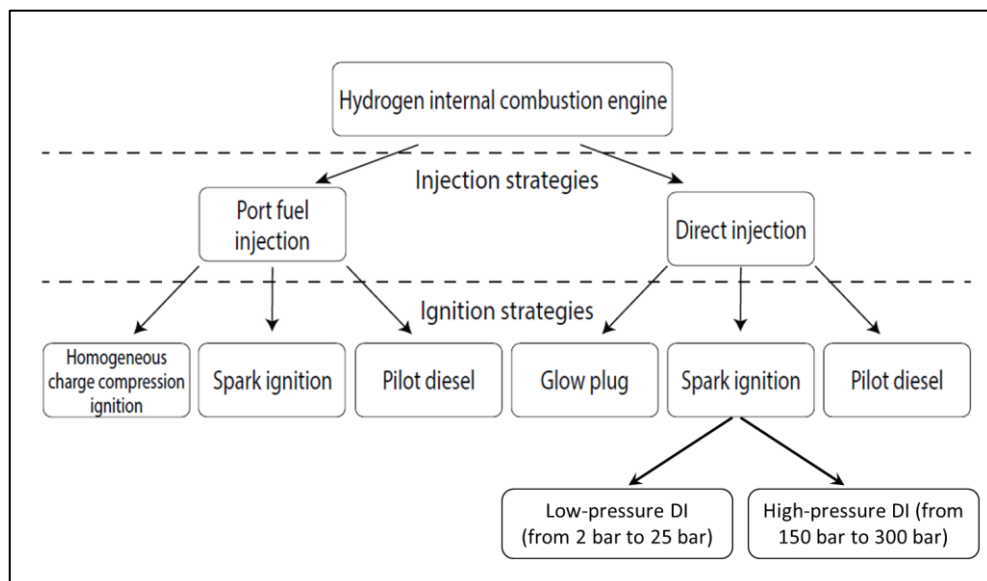


Fig.7.1 - Classificazione delle tecnologie di  $H_2$ -ICE in base alla tecnica di introduzione del combustibile. Elaborazione da [10].

Una volta all'interno del cilindro e miscelato con l'aria comburente, esistono diverse possibilità di innesco della miscela, fra cui innesco tramite candela tradizionale o candeletta preriscaldata ("glow plug"), iniezione pilota di gasolio ed accensione per compressione ("dual fuel") o autoaccensione per compressione ("homogeneous charge compression ignition").

#### H<sub>2</sub>-ICE a iniezione indiretta

L'introduzione di idrogeno durante la corsa di aspirazione mediante iniezione a monte valvola è una tecnica già ampiamente utilizzata nei motori ad accensione comandata. Da un punto di vista tecnico, sarebbe estremamente semplice – oltre che economico – modificare

un tradizionale motore PFI a benzina, sostituendo il sistema di alimentazione ed iniezione con uno progettato per lavorare con un combustibile gassoso. Tuttavia, nel caso di iniezione indiretta, tutti i suddetti fenomeni di preaccensione, detonazione e backfiring dovuti alla bassa energia minima di accensione ed alla distanza di spegnimento possono manifestarsi.

Inoltre, come per ogni sistema PFI, introducendo il combustibile nel collettore di aspirazione si sottrae spazio all'aria aspirata, con conseguente riduzione del coefficiente di riempimento, quindi di potenza. Nel caso di combustibile gassoso, la riduzione del coefficiente di riempimento è anche maggiore rispetto ai combustibili liquidi, per effetto della minore densità del gas.

Infine, il maggiore lavoro richiesto nella fase di compressione comporta minore efficienza e potenza rispetto al caso di iniezione diretta. In Fig.7.2 sono illustrate alcune possibili alternative di motori PFI alimentati a idrogeno, a seconda delle diverse strategie di accensione della miscela, come descritte in [10].

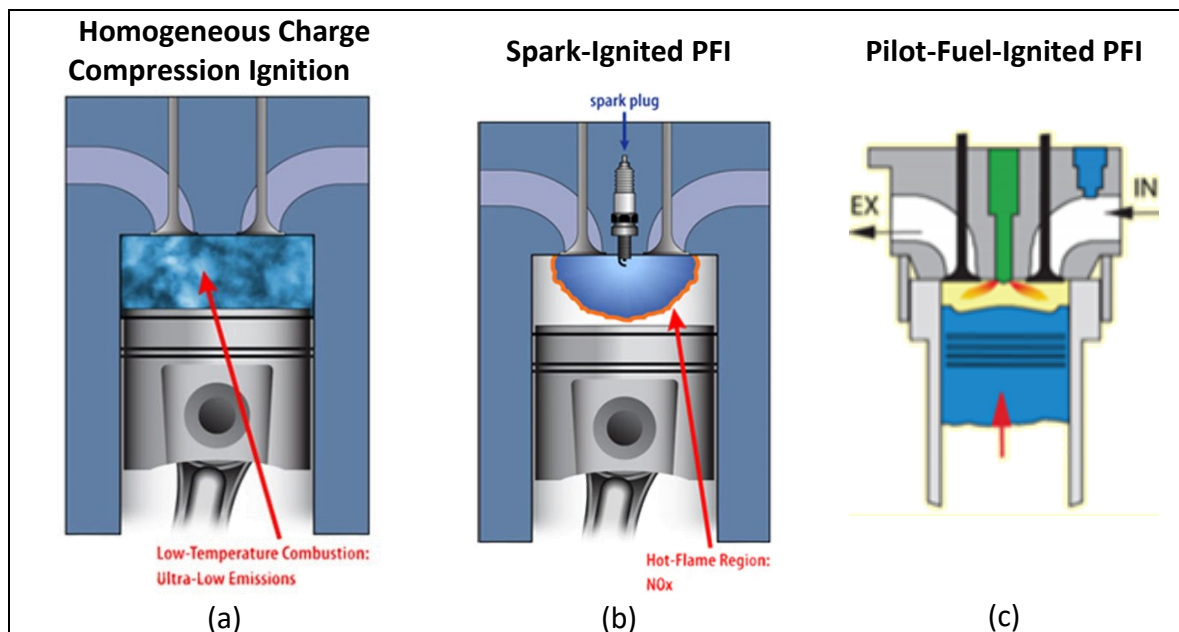


Fig.7.2 - Motori PFI a idrogeno. (a) Accensione per compressione di una miscela omogenea. (b) Motori PFI con innesco tramite candela. (c) Motori PFI con accensione tramite fiamma pilota.

1. **Homogeneous Charge Compression Ignition.** L'idrogeno si presta particolarmente bene ad essere impiegato in motori ad accensione per compressione a carica omogenea, grazie alla sua elevata diffusività che permette di realizzare in maniera estremamente efficace una miscela omogenea con l'aria comburente. La possibilità di realizzare miscele omogenee ultra-magre consente, inoltre, di ridurre notevolmente le emissioni di ossidi di azoto, mantenendo un rendimento elevato. Tuttavia, l'effettiva implementazione di una tale modalità di combustione è limitata dall'elevato rapporto di compressione richiesto per innescare la miscela e dalla rapida crescita di pressione all'interno del cilindro con conseguenti elevate perdite di calore attraverso le pareti [11].
2. **Spark-Ignited PFI.** I motori PFI a idrogeno con accensione tramite candela rappresentano certamente la soluzione più semplice da implementare, data la maturità della tecnologia, già ampiamente utilizzata anche nel caso di gas naturale compresso [12]. In tali motori possono essere implementate sia strategie di combustione magra che stechiometrica; in quest'ultimo caso, l'impiego simultaneo del convertitore catalitico trivalente e del ricircolo dei gas di scarico consente di

ottenere emissioni di  $\text{NO}_x$  praticamente nulle. Tuttavia, data l'elevata temperatura di fine combustione dell'idrogeno in rapporto stechiometrico con l'aria, si registrano elevate perdite di calore attraverso le pareti del cilindro. L'utilizzo di miscele magre, se da un lato comporta una diminuzione di potenza, dall'altro contribuisce a limitare le perdite di calore e permette di aumentare il rapporto fra i calori specifici a pressione e volume costante della miscela, con conseguente aumento del rendimento termico (come da equazione 7.1). Tuttavia, le maggiori problematiche di tale tecnologia risiedono nei seguenti fenomeni:

- **Pre-Ignition:** la preaccensione della miscela è il fenomeno di combustione prematura che si può verificare durante la fase di compressione a seguito dell'inizio della combustione prima della fase di aspirazione della scintilla, a causa di contatto della miscela con superfici calde quali la candela, le valvole di scarico, gas residuo o particelle di olio caldo rimanenti da precedenti eventi di combustione nonché carica residua del precedente ciclo. La preaccensione è più pronunciata quando nel caso di miscela stechiometrica e per velocità e carico del motore elevati;
  - **Backfiring:** il ritorno di fiamma è un fenomeno in cui la carica di idrogeno-aria fresca brucia durante la corsa di aspirazione, solitamente nel collettore di aspirazione. La principale differenza tra ritorno di fiamma e la preaccensione è l'istante in cui si verifica l'anomalia: la preaccensione avviene durante la fase di compressione con le valvole di aspirazione già chiuse; il ritorno di fiamma si verifica con le valvole di aspirazione aperte e ciò provoca combustione ed aumento di pressione nel collettore di aspirazione, che può danneggiare o distruggere il sistema di aspirazione.
3. **Pilot-Fuel-Ignited PFI:** Nei motori Pilot-Fuel-Ignited PFI (anche detti "dual-fuel") l'accensione avviene mediante la compressione di una quantità pilota di gasolio, tipicamente iniettata verso il punto morto superiore. Ovviamente, tale tecnologia non permette di beneficiare di tutti i vantaggi in termini di emissioni allo scarico derivanti dall'impiego di idrogeno: infatti, data la necessità di impiegare una certa quantità di gasolio per garantire l'innesco della miscela, saranno sempre presenti emissioni di particolato solido ed ossidi di azoto, in quantità dipendenti dalla quantità di combustibile pilota introdotto. Tuttavia, potendo essere alimentati anche esclusivamente con gasolio, i motori dual-fuel presentano elevata autonomia e non presentano criticità legate all'eventuale mancanza di infrastrutture di ricarica di  $\text{H}_2$ . Da un punto di vista motoristico, tale tecnologia presenta le stesse problematiche di pre-accensione già analizzate nel caso di accensione tramite candela.

### **Motori a idrogeno a iniezione diretta**

Nei motori ad iniezione diretta l'idrogeno viene introdotto direttamente all'interno del cilindro o durante la fase di compressione, ad elevata pressione (fino a 250 bar), o durante la corsa di aspirazione, a bassa (2 -8 bar) o media pressione (<25 bar). L'iniezione diretta di idrogeno in camera di combustione consente di scongiurare i problemi di riduzione del coefficiente di riempimento e di combustione anomala tipici dei motori a iniezione indiretta.

Sia i problemi di ritorno di fiamma che quelli di preaccensione possono essere evitati iniettando il combustibile quando le valvole di aspirazione sono quasi completamente chiuse, riducendo così il tempo di esposizione della miscela con i punti caldi all'interno della camera. Tuttavia, rispetto ai motori PFI, sono richieste elevate pressioni di iniezione, con conseguenti problemi di autonomia a bordo veicolo. Inoltre, dato che il combustibile è

gassoso, possono manifestarsi problemi di tenuta idraulica dell'iniettore ed il suo danneggiamento a causa della mancata lubrificazione ad opera del combustibile stesso. In Fig.7.3 sono illustrate alcune possibili alternative di motori ad iniezione diretta alimentati a idrogeno, a seconda delle diverse strategie di accensione della miscela, come descritte in [10].

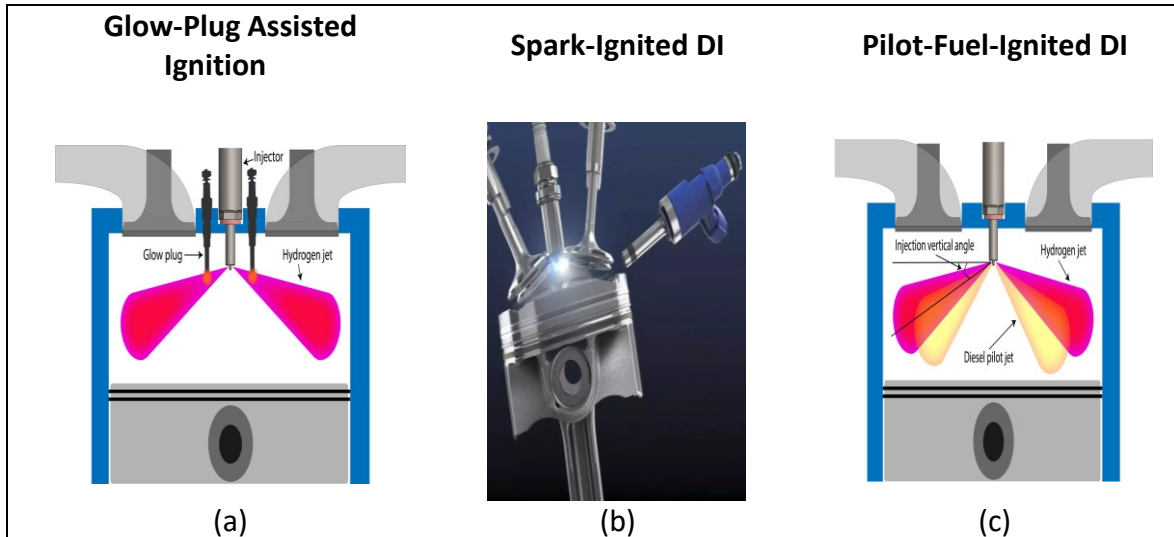


Fig.7.3 - Motori DI a idrogeno. (a) Accensione assistita tramite superficie calda. (b) Motori a iniezione diretta con innesco tramite candela. (c) Motori ad iniezione diretta con accensione tramite fiamma pilota.

1. **Glow-Plug Assisted Ignition.** Con il termine “glow-plug” si intende un elemento elettrico riscaldato situato all’interno della camera di combustione, come ad esempio le candele di preriscaldamento presenti nei motori diesel per assistere la combustione a motore freddo, durante l’accensione. Nel caso di motori ad idrogeno, la superficie calda deve garantire l’innesco della miscela ad ogni ciclo ed affinché ciò avvenga è richiesta una temperatura di tali superfici di circa 1300 K. Sebbene diversi studi abbiano attestato che tale tecnologia sia potenzialmente in grado di ridurre le emissioni di NO<sub>x</sub> rispetto ad un tradizionale motore diesel, si registrano problemi associati agli elevati consumi di idrogeno (basso rendimento) ed alla durabilità della superficie riscaldata che è comunque esposta ad elevata temperatura.
2. **Spark-Ignited DI.** I motori ad iniezione diretta ed accensione comandata di idrogeno rappresentano la tecnologia più promettente, sebbene richieda la completa re-ingegnerizzazione del motore, data la contestuale presenza della candela e dell’iniettore all’interno del cilindro. Il principale vantaggio risiede nella versatilità del motore in termini di regolazione del carico, semplicemente variando parametri quali pressione e durata dell’iniezione ed orientamento dell’iniettore. In particolare, variando l’istante di inizio iniezione è possibile realizzare sia miscele omogenee (stechiometriche e non) sia stratificate, a seconda del carico, limitando consumi ed emissioni di ossidi di azoto per ogni condizione operativa. Inoltre, specialmente per bassi e medi carichi, l’aumento della pressione di iniezione consente un miglioramento della miscelazione aria/combustibile con conseguenti effetti benefici sul processo di combustione [13].
3. **Pilot-Fuel-Ignited DI.** Tale tecnologia è del tutto simile a quella vista nel caso di iniezione indiretta, con la differenza che l’idrogeno viene ora introdotto

direttamente all'interno del cilindro, richiedendo, pertanto, maggiori pressioni di iniezione. L'iniezione della quantità pilota di gasolio avviene appena prima dell'iniezione diretta di idrogeno, con l'obiettivo di creare un ambiente ad elevata temperatura per favorire l'innescio del combustibile gassoso ed ottenere una combustione di tipo diffusivo, analoga a quella che si ha nei motori ad accensione per compressione. Con tale modalità di combustione è, potenzialmente, possibile aumentare notevolmente il rapporto di compressione del motore senza incorrere nella detonazione, mantenendo in tal modo rendimenti del tutto comparabili con quelli degli attuali motori a gasolio. Per l'iniezione dei due combustibili all'interno del cilindro si hanno due possibilità:

- a. Due iniettori, uno per l'idrogeno ed uno per il gasolio, affacciati direttamente in camera di combustione, con la complessità di dover trovare spazio per entrambi;
- b. Un unico iniettore integrato con spillo concentrico che consente di iniettare in maniera indipendente (flussi separati) sia il gasolio che il gas, con ovvie complessità di natura tecnologica e di tenuta idraulica.

### **Sistema di iniezione nei H2-ICE DI**

Nonostante le diverse possibilità di impiego di idrogeno come combustibile per i MCI, ad oggi non esistono soluzioni commercialmente disponibili in quanto la tecnologia non è ancora sufficientemente matura.

In particolare, i suddetti problemi di preaccensione e di ritorni di fiamma tendono a ridurre notevolmente la potenza massima ottenibile ed il rendimento termodinamico del motore. Per ridurre al massimo il rischio di fenomeni di combustione anomala è necessario intervenire opportunamente sulla struttura del motore, intervenendo su una serie di dispositivi, fra i quali: candele, iniettori, valvole di scarico, sistema di raffreddamento del motore (in modo da ridurre la presenza di "punti caldi") e sistema di ventilazione del carter del motore [14].

Dal punto di vista dell'introduzione di idrogeno in camera di combustione, alla luce di quanto descritto nel paragrafo precedente, la soluzione più promettente risiede nella sua iniezione diretta, in maniera tale da contenere la riduzione del coefficiente di riempimento e da evitare le problematiche di preaccensioni e ritorni di fiamma nel collettore di aspirazione.

Tuttavia, uno dei maggiori ostacoli allo sviluppo di H2-ICE ad iniezione diretta risiede nella mancata disponibilità di iniettori di idrogeno ad elevata pressione [15]. In particolare, il breve tempo a disposizione per il corretto miscelamento aria/gas in camera di combustione, richiede adeguate portate di idrogeno per ogni condizione operativa, ottenibili agendo sui parametri di iniezione, in primis pressione e durata. Di seguito sono elencati i requisiti operativi di base per un iniettore di idrogeno [6]:

- Breve **tempo di percorrenza**, definito come il tempo impiegato per spostare lo spillo dell'iniettore da una posizione di alzata massima alla successiva. Riducendo al minimo tale parametro è possibile massimizzare la portata massica media durante il processo di iniezione.
- Elevata **rapidità di risposta**, definita come il tempo che intercorre tra l'azionamento elettrico ed il movimento fisico iniziale dello spillo dell'iniettore. Per motori caratterizzati da elevate velocità di rotazione (quali i motori SI) non è possibile tollerare un tempo di risposta dell'iniettore lento.
- **Durata di iniezione**, che deve essere adeguatamente controllata per garantire un preciso valore del rapporto di miscela.



- Minime **perdite idrauliche** (“leakage”): a causa della sua elevata diffusività, l'idrogeno può permeare facilmente nei materiali. Eventuali perdite di idrogeno attraverso le tenute dell'iniettore verso la camera di combustione possono comportare significativi errori nella corretta formazione della miscela (rapporto aria/combustibile), rischio di preaccensione durante la fase di compressione, spreco di combustibile durante la fase di scarico e riduzione del coefficiente di riempimento durante la fase di aspirazione.
- Elevata **durabilità**: il basso potere lubrificante dell'idrogeno comporta rilevanti problematiche di usura per attrito degli organi dell'iniettore, con ripercussioni sul tempo di vita dello stesso. Inoltre, la bassa viscosità dell'idrogeno comporta una riduzione della resistenza interna allo smorzamento dello spillo dell'iniettore. Ciò, in primo luogo, può provocare il rimbalzo dello spillo che, a sua volta, comporta iniezioni successive non desiderate (l'iniettore continua a far fluire gas, sebbene dovrebbe essere in posizione di chiusura). Inoltre, in fase di chiusura lo spillo tende ad impattare sulla sede con maggiore quantità di moto, provocandone il danneggiamento. L'impiego di lubrificanti secchi o di rivestimenti a basso attrito sulle superfici rappresentano possibili soluzioni a tale problematica [10].

In conclusione, per garantire un efficiente miscelamento aria/combustibile nei H2-ICE ad iniezione diretta e per poter regolare adeguatamente il carico, è necessario iniettare una quantità precisa di idrogeno in ogni ciclo termodinamico. Tuttavia, ciò rappresenta un elemento di sfida nella progettazione degli iniettori, per tutte le problematiche sopra elencate. La caratterizzazione dinamica dell'iniettore, cioè la misura di portata istantanea e massa complessivamente iniettata, rappresenta un'indagine di fondamentale importanza, in quanto consente di testare un prototipo di iniettore senza necessariamente installarlo su motore.

## 7.2 – Setup sperimentale per la caratterizzazione idraulica

L'indagine sperimentale della presente attività è volta alla caratterizzazione dinamica di un iniettore gas a bassa/media pressione.

In particolare, è stato necessario progettare e realizzare un apposito apparato sperimentale, costituito dalla linea di alimentazione del gas, dal misuratore di portata e dall'elettronica di comando ed acquisizione delle misure.

Il layout dell'apparato sperimentale è schematicamente illustrato in Fig.7.4.

### 7.2.1 - Linea di alimentazione del gas

Il sistema di alimentazione del gas è costituito da un serbatoio in pressione contenente idrogeno collegato all'iniettore tramite una linea che prevede la presenza di un regolatore di pressione, un serbatoio di accumulo ed un trasduttore di pressione.

Il regolatore di pressione ha il compito di ridurre la pressione del gas in bombola alla pressione di iniezione desiderata. A tal proposito, è stato scelto il modello HPI 600 di Harris Speciality Gas Equipment, regolatore di pressione a singolo stadio con pressione massima in ingresso di 300 bar e massima pressione in uscita di 100 bar. Data la comprimibilità, ma soprattutto la bassa densità, dell'idrogeno, per limitare le fluttuazioni della pressione di iniezione fra i successivi eventi, è stato installato un serbatoio di accumulo in acciaio di adeguate dimensioni fra il regolatore di pressione e l'iniettore.

Un trasduttore di pressione (JUMO MIDAS type 401001, 0 – 60 bar pressione relativa) installato appena a monte dell'iniettore, consente una lettura più accurata della pressione di iniezione.

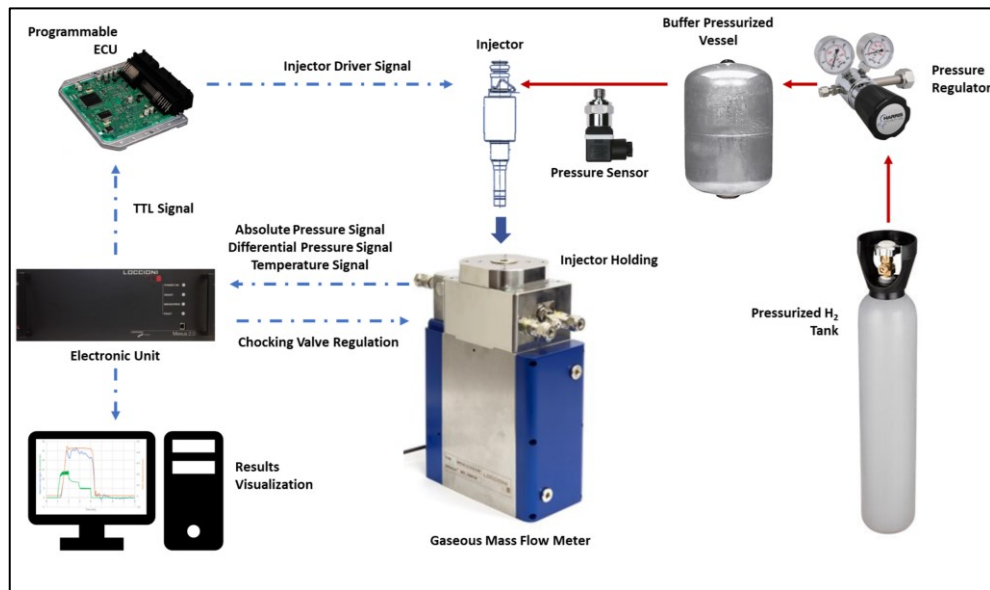


Fig.7.4 - Layout schematico dell'apparato sperimentale per la caratterizzazione idraulica di un iniettore gas.

Il gas è iniettato mediante un iniettore prototipale a pernetto di tipo “inwardly opening”, per applicazioni heavy-duty, con pressione massima di iniezione di circa 25 bar. Non è possibile fornire ulteriori informazioni sul dispositivo, in quanto protetto da accordo di riservatezza.

Il montaggio dell'iniettore sul dispositivo di misura della portata istantanea ha richiesto la progettazione e la realizzazione di un'apposita boccola di calettamento e di una forchetta per il bloccaggio dell'iniettore stesso. I disegni esecutivi sono riportati in Fig.7.5 e Fig.7.6:

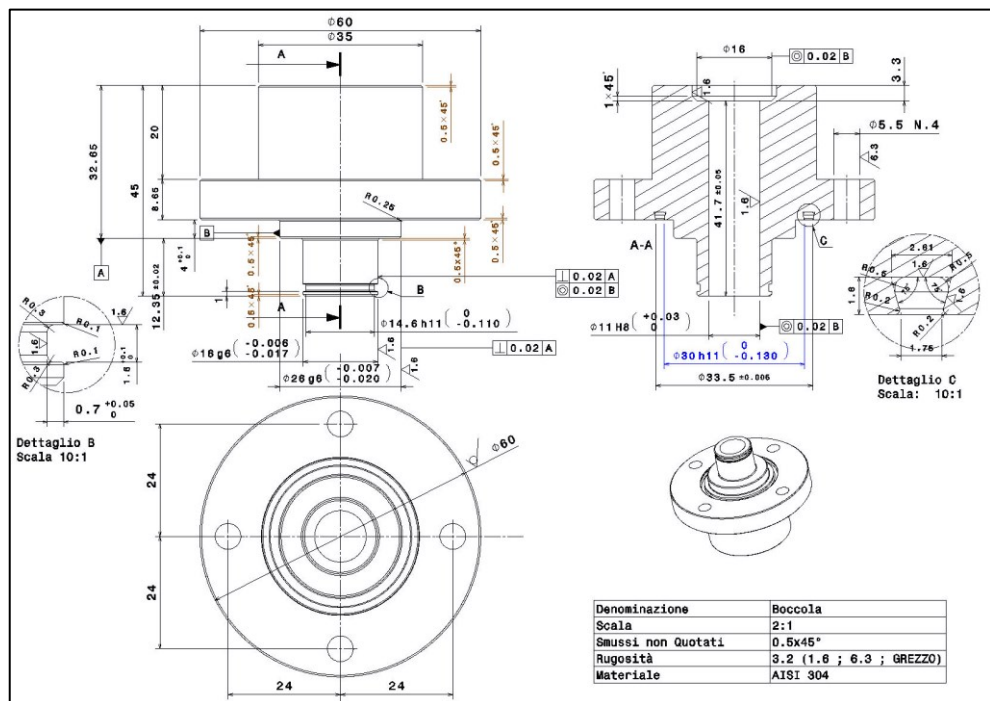


Fig.7.5 - Disegno esecutivo boccola di adattamento iniettore-misuratore di portata.

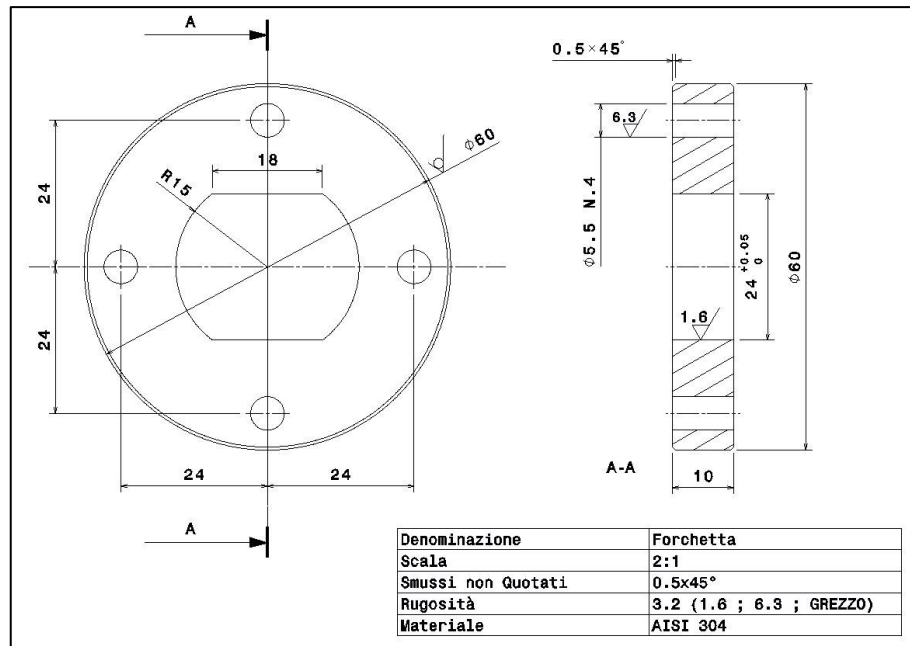


Fig.7.6 - Disegno esecutivo della forchetta di bloccaggio dell'iniettore al misuratore di portata.

La boccola di adattamento ha la funzione di garantire il corretto inserimento dell'iniettore all'interno del dispositivo di misura della portata. Inoltre, essa deve garantire la tenuta idraulica del gas in pressione durante le misure. A tal proposito è stata prevista la presenza di due anelli elastici atti a garantire la tenuta sia in direzione assiale che radiale, collocati in sedi appositamente previste sulla boccola.

La forchetta di Fig.7.6 assolve alla funzione di bloccaggio dell'iniettore: questa è garantita mediante collegamento tramite barra filettata e dadi fra la boccola di adattamento e la forchetta stessa, come mostrato in Fig.7.7.

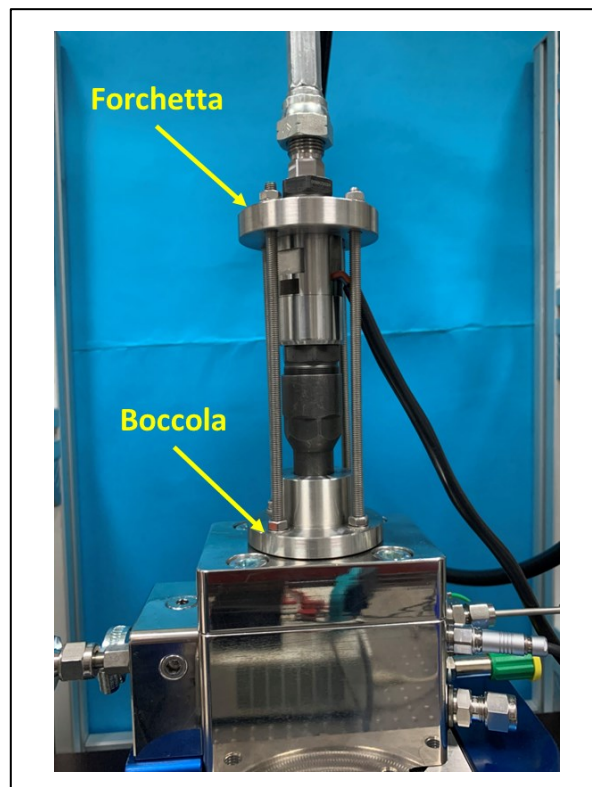


Fig.7.7 - Particolare del montaggio iniettore/Mexus.

## 7.2.2 - Misuratore di portata: principio di funzionamento

Il dispositivo utilizzato per la caratterizzazione dinamica dell'iniettore è il Mexus 2.0, strumento sviluppato dall'azienda Loccioni inizialmente per la misura di portata di combustibili liquidi, successivamente modificato per consentire la stessa misura anche per combustibili gassosi. Si tratta di un dispositivo in grado di misurare sia la quantità complessivamente iniettata, sia la portata istantanea (injection rate) per ogni singolo evento di iniezione.

La portata di ogni singolo colpo viene misurata analizzando l'aumento di pressione dovuto all'iniezione in una camera di misura riempita dello stesso fluido oggetto di analisi. Da questa camera avviene uno scarico continuo del fluido attraverso una valvola tarata, la cui funzione è quella di regolazione della contropressione all'interno della camera. La valvola è controllata mediante un apposito motore passo-passo, integrato all'interno del dispositivo.

L'iniezione del combustibile gassoso, dunque, avviene all'interno di un volume costante con il gas che fuoriesce costantemente dalla valvola di misura. Le ipotesi alla base del modello fisico di funzionamento sono:

- Flusso zero-dimensionale (pressione e temperatura uniformi:  $p = p_0$  e  $T = T_0$ );
- Condizioni di bloccaggio della portata nella sezione di uscita della valvola di misura. Affinché tale ipotesi sia verificata è necessario che il rapporto fra la pressione all'interno Mexus e la pressione a valle dell'orifizio di misura sia almeno pari a 2. In altri termini, dato che la sezione di uscita della valvola di misura si trova in un ambiente a pressione atmosferica, non è possibile effettuare misure se la contropressione all'interno del dispositivo è inferiore a 2 bar.
- Adiabaticità;
- Gas ideale.

Alla luce di tali ipotesi, si applichi l'equazione di continuità al volume di controllo rappresentato in Fig.7.8, coincidente con la camera di misura all'interno del Mexus:

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (7.2)$$

dove  $\dot{m}_{in}$  e  $\dot{m}_{out}$  rappresentano rispettivamente la portata massica di gas in ingresso ed in uscita ed  $M$  la massa complessiva contenuta nel volume di controllo.

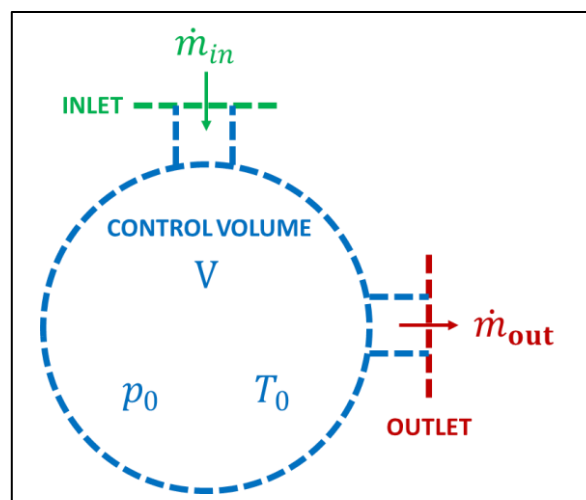


Fig.7.8 - Volume di controllo del modello fisico del Mexus.

Dall'ipotesi di bloccaggio della portata si ha:

$$\dot{m}_{out} = AC_D \frac{p_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (7.3)$$

dove:

- $A$  è l'area della sezione trasversale dell'orifizio di scarico;
- $C_D$  è il "discharge coefficient";
- $R$  è la costante specifica del gas;
- $p_0$  è la pressione all'interno della camera di misura;
- $T_0$  è la temperatura all'interno della camera di misura;
- $k = \frac{c_p}{c_v}$  è il rapporto fra i calori specifici a pressione e volume costante.

Per le ipotesi di adiabaticità del flusso e di modello zero-dimensionale, inoltre:

$$pT^{\frac{k-1}{k}} = cost. = p_0 T_0^{\frac{k-1}{k}} \quad (7.4)$$

Sostituendo le equazioni (7.3) e (7.4) in (7.2), dopo qualche passaggio matematico elementare è possibile ottenere:

$$\dot{m}_{in} = \frac{V}{kRT} \frac{dp}{dt} + AC_D \frac{p}{\sqrt{RT}} \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (7.5)$$

dove  $V$  è il volume di controllo. Essendo costanti il volume di controllo,  $V$ , la sezione trasversale,  $A$ , ed il discharge coefficient,  $C_D$ , e, per un dato fluido, anche  $R$  e  $k$ , la precedente equazione può essere riscritta:

$$\dot{m}_{in} = C_1 \frac{dp(t)}{dt} + C_2 p(t) \quad (7.6)$$

avendo definito:

- $C_1 = \frac{V}{kRT}$ ;
- $C_2 = \frac{AC_D}{\sqrt{RT}} \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ ;
- $p = p(t)$ .

Per determinare la portata istantanea occorre, pertanto, determinare i valori di  $C_1$  e  $C_2$ .  $C_1$  è determinabile a partire dalla conoscenza della temperatura in camera, misurabile mediante apposita termocoppia.

$C_2$  viene, invece, calcolata durante la fase di scarica dell'iniettore, vale a dire quando quest'ultimo risulta chiuso fra un'iniezione e la successiva, ossia quando la portata è nulla:

$$\dot{m}_{in} = 0 \rightarrow C_2 = -C_1 \frac{1}{p(t)} \frac{dp(t)}{dt} \quad (7.7)$$

In altri termini, per la determinazione di  $C_2$  occorre misurare la variazione di pressione nel tempo dovuta al gas iniettato all'interno della camera. Tuttavia, in virtù della comprimibilità del gas, le variazioni di pressione all'interno della camera risultano estremamente basse. Per tale motivo, occorre disporre di due sensori di pressione:

- un trasduttore piezoresistivo per la lettura della pressione assoluta;
- un trasduttore piezoelettrico ad elevata sensibilità per la misura della pressione dinamica.

Per ciascun evento  $j$ -esimo di iniezione, misurando la pressione  $p_j$  e noti  $C_1^j$  e  $C_2^j$  è possibile determinare la portata istantanea:

$$\dot{m}_{in}^j = C_1^j \frac{dp^j}{dt} + C_2^j p^j \quad (7.8)$$

Integrando la curva della (7.8) per la durata dell'iniezione, si ottiene la quantità iniettata per ciascun evento di iniezione.

Il Mexus consente, pertanto, la misura della portata istantanea e della massa complessivamente iniettata a partire dalla misura di pressione e temperatura all'interno della camera. All'interno della camera è possibile regolare il valore di contropressione, direttamente attraverso l'iniezione del fluido di misura. La regolazione della contropressione è correlata all'apertura della sezione trasversale dell'orifizio di misura, regolata mediante motore passo-passo. Una volta raggiunta la contropressione di setpoint, è possibile iniziare la campagna di misura per il dato valore di pressione di iniezione.

In Tab.7.3 sono riportate le principali caratteristiche del Mexus.

<b>Range di Misura</b>	0.8 – 100 mg/colpo	
<b>Accuratezza</b>	0.1 mg/colpo (fino a 20 mg/colpo)	0.4 mg/colpo (oltre 20 mg/colpo)
<b>Risoluzione</b>	0.01 mg/colpo	
<b>Frequenza di Iniezione</b>	5 – 50 Hz	
<b>Numero massimo di iniezioni per ciclo di misura</b>	10	
<b>Contropressione in camera</b>	2 – 100 bar	
<b>Frequenza di acquisizione</b>	1 MHz	

Tab.7.3 - Principali caratteristiche del Mexus.

### 7.2.3 – Elettronica di comando ed acquisizione

L'elettronica di controllo del Mexus è costituita da un rack standard da 19 pollici, mostrato in Fig.7.9., contenente tutto l'hardware necessario per l'acquisizione dei dati in tempo reale.



Fig.7.9 - Rack contenente la componentistica hardware deputata al controllo del misuratore di portata.

Al rack devono essere fisicamente connessi i due trasduttori di pressione, la termocoppia, il motore passo-passo, la centralina su cui è implementata la logica di comando dell'iniezione ed il PC sul quale è installato il software per l'analisi dei dati. Per la gestione del sistema di iniezione è stata impiegata un'unità di controllo elettrico programmabile ("Programmable Electronic Control Unit" – PECU), realizzata presso l'Istituto Motori. Si tratta di una centralina a "software aperto", in grado di fornire all'iniettore la corrente di eccitazione per la durata prevista. La centralina è fisicamente connessa al rack, dal quale riceve un segnale TTL di attivazione. La legge del segnale elettrico al variare della pressione di iniezione e della durata dell'evento è stata fornita direttamente dal costruttore ed è soggetta ad accordo di riservatezza.

A titolo di esempio si riporta in Fig.7.10 il segnale elettrico di comando per singola iniezione con tempo di energizzazione ("ET" – Energizing Time) di 5 ms.

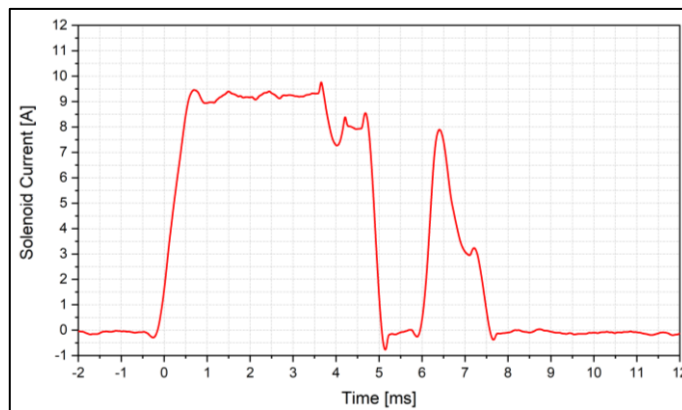


Fig.7.10 - Profilo di corrente di eccitazione dell'iniettore – ET = 5 ms.

La logica di controllo è di tipo "peak and hold", con un valore di picco di poco inferiore a 10 A, seguito da un valore di "mantenimento" di circa 8 A; tuttavia, ad 1 ms dalla fine dell'iniezione, è possibile notare un'ulteriore eccitazione dalla durata di circa 1.5 ms. Tale impulso ha la funzione di "frenatura" durante la fase di chiusura e serve ad evitare rimbalzi dello spillo che provocherebbero significative variazioni colpo-a-colpo della quantità iniettata. La centralina di comando dell'iniettore è sincronizzata direttamente con l'unità di controllo del Mexus; quest'ultimo viene utilizzato in modalità "generazione interna", vale a dire che è l'unità di controllo stessa a generare il segnale TTL da inviare alla centralina, la quale a sua volta comanda l'iniettore mediante il segnale di comando in essa implementato. Tale logica di controllo è schematicamente illustrata in Fig.7.11:

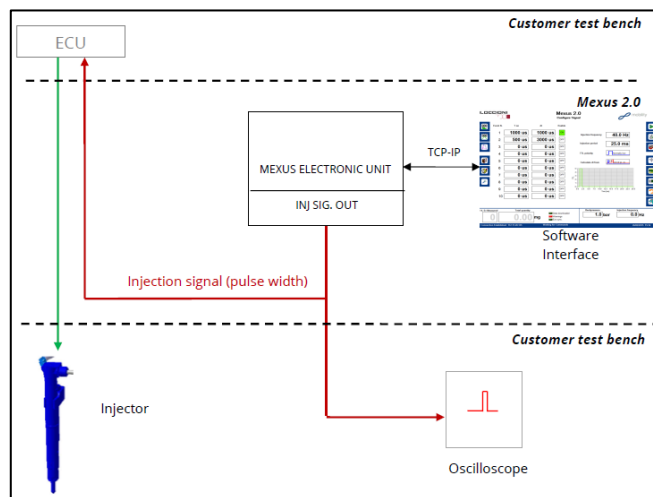


Fig.7.11 - Tipico setup per l'impiego in modalità standalone del Mexus.

Il software per il comando e l'analisi dei risultati è stato interamente sviluppato da Loccioni in ambiente LabView e consente sia la visualizzazione in tempo reale dei risultati sia il loro salvataggio in formati editabili tramite Excel.

Il software presenta un'interfaccia grafica "user-friendly", la cui finestra principale è mostrata in Fig.7.12

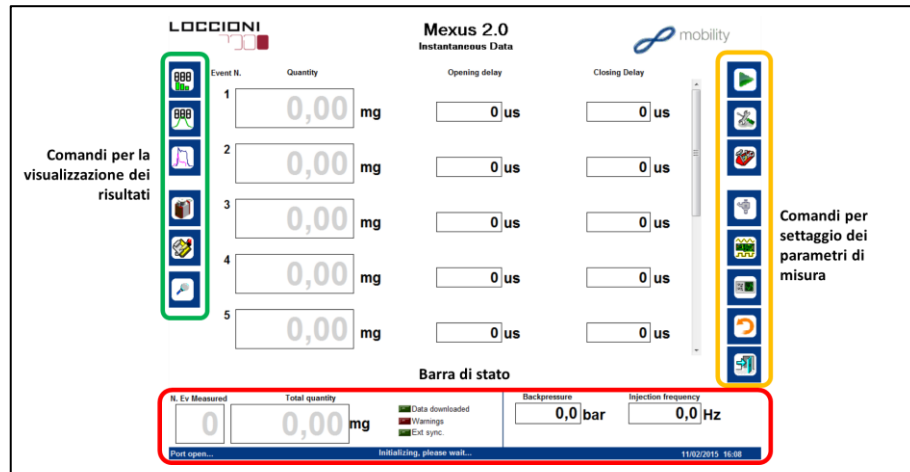


Fig.7.12 - Struttura del software di acquisizione delle misure di portata.

Ai lati della finestra principale sono riportati tutti i comandi, accessibili mediante apposito bottone, collocati secondo una logica ben precisa:

- sulla sinistra sono collocati i comandi per l'accesso alle finestre di visualizzazione di grafici e risultati numerici;
- sulla destra sono collocati i comandi per modificare i parametri di misura, da inviare direttamente al Mexus.

In basso è presente una barra di stato che, oltre a consentire la visualizzazione in tempo reale del numero di eventi per ciascuna misura, della portata complessivamente misurata, della contropressione nella camera di misura e della frequenza di iniezione, contiene informazioni sullo stato del dispositivo e spie luminose per segnalare eventuali errori e/o warnings del Mexus. La strategia ed i parametri di iniezione vengono regolati mediante il menu "Configure Signal" (Fig.7.13).

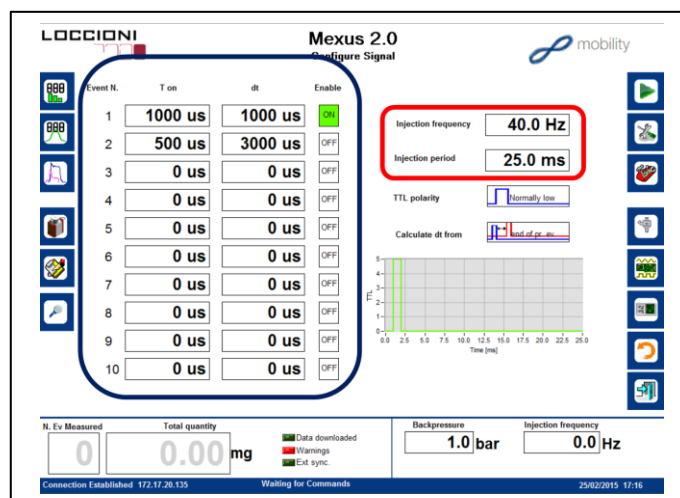


Fig.7.13 - Finestra grafica del menu "Configure Signal" nella quale è possibile impostare il numero di iniezioni ed il dwell time (rettangolo blu) e la frequenza di iniezione (rettangolo rosso).



Per quanto riguarda la scelta della strategia di iniezione, è possibile impostare fino a 10 eventi di iniezione successivi, con i rispettivi dwell time. Inoltre, nello stesso menu è possibile scegliere la frequenza di iniezione o la sua durata (ovviamente i due parametri non sono indipendenti, ma uno l'inverso dell'altro).

L'impostazione dei parametri di misura viene effettuata all'interno del menu "Measure settings", la cui schermata è illustrata in Fig.7.14:

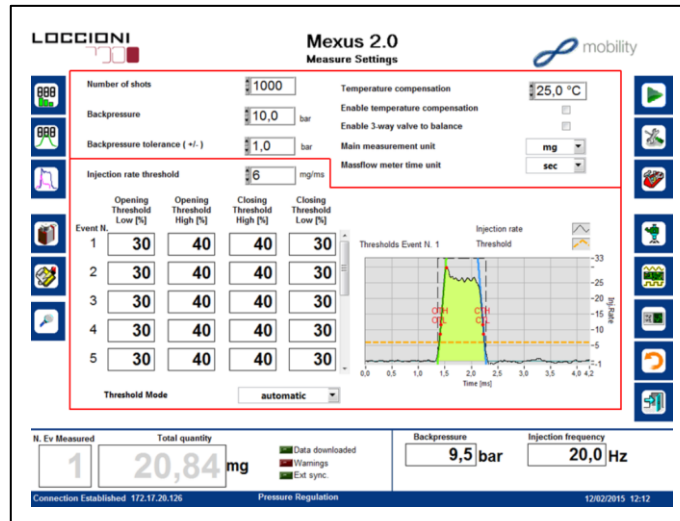


Fig.7.14 - Finestra grafica del menu " Measure settings " nella quale è possibile impostare i parametri per la misurazione.

Nella parte alta della finestra è possibile selezionare il numero di iniezioni da acquisire per ciascuna campagna di misurazione (sulla base dei quali verranno, poi, calcolati i valori statistici delle misure), la contropressione all'interno del volume di misura e la tolleranza per la regolazione della contropressione.

La parte bassa del menu consente la scelta del metodo mediante il quale viene calcolato l'inizio ed il termine del singolo evento di iniezione, fondamentale per il calcolo della quantità di gas complessivamente iniettata. La massa complessivamente iniettata, infatti, è definita come l'integrale della portata istantanea ("injection rate") fra il punto di inizio e fine dell'evento. Nello specifico, è stata scelta la modalità "Automatic Threshold" che consente di individuare la durata dell'evento mediante cinque parametri definiti dall'utente: un valore di soglia dell'injection rate al di sotto del quale non viene individuato nessun evento e quattro parametri che rappresentano le percentuali del massimo locale delle curve di portata istantanea. L'algoritmo di calcolo prevede due passaggi: l'individuazione della massima portata istantanea per ogni evento ed il calcolo dell'inizio e della fine dell'iniezione. Ulteriori dettagli sugli algoritmi implementati nel software sono riportati nel manuale del dispositivo.

Per avviare la campagna di misura è opportuno seguire i seguenti step:

- Attendere la scritta "Waiting for commands" nella barra di stato;
- Selezionare il numero di shots da acquisire, la contropressione e la tolleranza sul suo valore;
- Selezionare la strategia di iniezione;
- Attivare l'iniezione (tramite tasto "Injector On")
- Avviare la misurazione (mediante tasto "Start Measure"). Prima di procedere con l'acquisizione, il software provvede alla regolazione della contropressione all'interno del volume di misura: soltanto una volta che tale valore di pressione si sia stabilizzato (entro il range di tolleranza impostato), il software procede con la

campagna di misura. Al termine del numero di shots impostati l'acquisizione si arresta ed è possibile procedere con la visualizzazione dei risultati.

I risultati possono essere visualizzati direttamente all'interno dello stesso software, oppure esportati per la loro elaborazione tramite altri programmi (e.g., Excel, OriginPro, ...). In ogni caso, i dati di output possono essere classificati in tre tipologie:

1. Dati istantanei (tasto "Instantaneous Data" su software): quantità iniettata e ritardo all'apertura ed alla chiusura dell'iniettore rispetto al comando elettrico per ogni singolo evento di iniezione rilevato.
2. Dati statistici (tasto "Statistical Data" su software): per il numero di shots acquisiti, valore medio, massimo e minimo e deviazione standard della quantità iniettata, valor medio, massimo e minimo del ritardo all'apertura ed alla chiusura e deviazione standard.
3. Informazioni shot-to-shot, relative cioè alla quantità iniettata per singolo colpo.

### 7.3 – Risultati e sviluppi futuri

La caratterizzazione dinamica di un iniettore heavy-duty, originariamente progettato per iniettare gas naturale, ma adattato per l'iniezione di idrogeno è stata condotta al variare del tempo di energizzazione del solenoide ("Energizing Time" – ET).

La Tab.7.4 mostra la matrice delle prove condotte all'interno del Laboratorio Spray dell'Istituto STEMS:

<b>Pressione di Iniezione [bar]</b>	22
<b>Contropressione [bar]</b>	4
<b>Energizing Time (ET) [ms]</b>	3, 5 e 8

Tab.7.4 - Matrice delle prove sperimentali di flow rate

Le curve di porta istantanea e la massa complessivamente iniettata nelle tre campagne di misura, acquisite mediante il software del Mexus, sono riportate rispettivamente in Fig.7.15 e Tab.7.5:

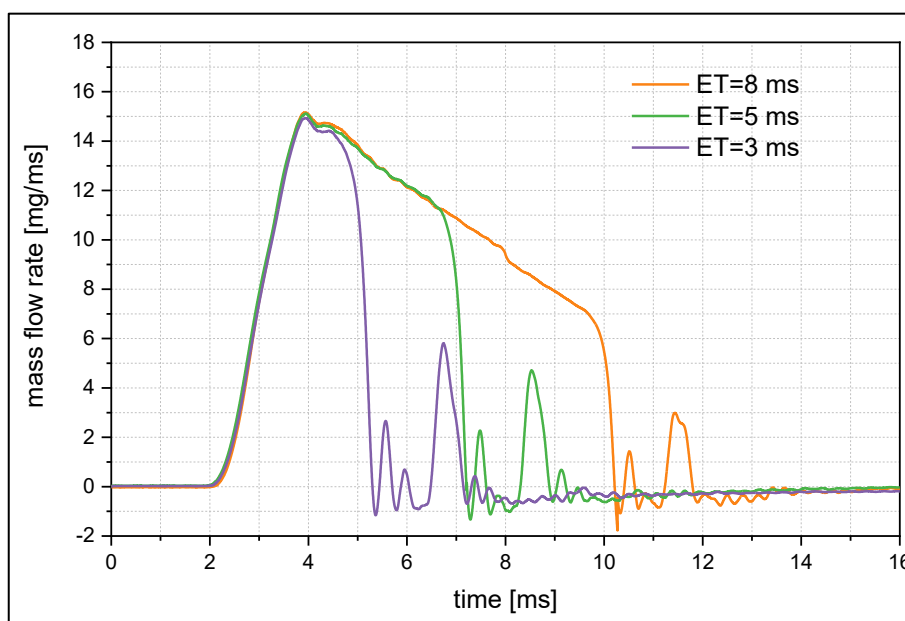


Fig.7.15 – Portata istantanea al variare del tempo di energizzazione.

Energizing Time	Quantità Complessivamente Iniettata
ET=3 ms	31.58 mg
ET=5 ms	57.29 mg
ET=8 ms	83.37 mg

Tab.7.5 - Massa complessivamente iniettata al variare dell'ET.

Come è lecito aspettarsi, all'aumentare della durata di iniezione aumenta la massa complessivamente iniettata, passando da 31.58 mg nel caso di ET=3 ms a 83.37 mg per la durata di 8 ms. Dato che le prove sono state condotte a parità di pressione di iniezione, la massima portata massica, corrispondente all'istante in cui lo spillo dell'iniettore è alla massima alzata, rimane pressoché invariata e pari a circa 15 mg/ms per tutti gli ET.

Tuttavia, analizzando il grafico in Fig.7.15 si notano almeno due anomalie nelle curve di flow rate:

1. Una volta trascorso il tempo di energizzazione, le curve di portata presentano delle oscillazioni, anche sostanziali, attorno allo zero, non interpretabili come rumore di misura. Sebbene generalmente il tempo di apertura meccanico dell'iniettore sia sempre leggermente maggiore di quello elettrico (c'è, cioè, un ritardo tra la chiusura meccanica e la disenergizzazione del solenoide), in tal caso le oscillazioni, oltre a protrarsi per tempi lunghi se confrontati con l'ET, presentano anche valori di portata istantanea abbastanza elevati. Ciò è stato attribuito al rimbalzo continuo fino alla chiusura definitiva dello spillo dell'iniettore durante la fase di chiusura;
2. A testimonianza di un'anomalia di funzionamento dell'iniettore, c'è anche il fatto che, una volta raggiunta la massima portata istantanea, quest'ultima tende a decrescere con il tempo, anziché rimanere costante, come se lo spillo dell'iniettore tendesse a riportarsi immediatamente in posizione di chiusura. A riprova di ciò, la pendenza delle curve di portata si mantiene uguale nei tre casi investigati, a testimoniare la ripetibilità di tale fenomeno.

Risulta evidente che sarebbe opportuno condurre ulteriori indagini sperimentali per giustificare un tale comportamento, utilizzando un altro iniettore della stessa tipologia di quello caratterizzato nella presente attività.

In definitiva, la presente attività sperimentale è stata condotta ai fini della caratterizzazione dinamica di un iniettore a idrogeno a bassa/media pressione, per applicazioni motoristiche.

In particolare, è stato necessario progettare e realizzare un apposito apparato sperimentale, costituito dalla linea di alimentazione del gas, dal misuratore di portata e dall'elettronica di comando ed acquisizione delle misure. Una volta realizzato il setup è stato possibile condurre misure di portata istantanea e massa complessivamente iniettata, al variare del tempo di energizzazione dell'iniettore stesso. L'analisi delle curve di flow rate ha evidenziato delle anomalie di funzionamento dell'iniettore stesso (oscillazioni nelle curve di portata istantanea e decrescita della portata istantanea).

Risulta evidente la necessità di studiare un dispositivo gemello di quello analizzato nel presente studio per comprendere se tali anomalie siano da attribuire ad un danneggiamento dell'iniettore, oppure ad altre motivazioni.

Inoltre, nei mesi successivi alla presente attività, verranno caratterizzati sia dal punto di vista dinamico, che di morfologia dello spray, ulteriori iniettori H<sub>2</sub>. A tal proposito, si è già proceduto alla progettazione e realizzazione delle boccole di adattamento e bloccaggio dell'iniettore del presente studio e di un ulteriore iniettore, sia sul Mexus che sulla camera a volume costante all'interno della quale verranno condotte le analisi di imaging dello spray. I disegni esecutivi di tali componenti sono riportati in Fig.7.16, Fig.7.17 e Fig.7.18.

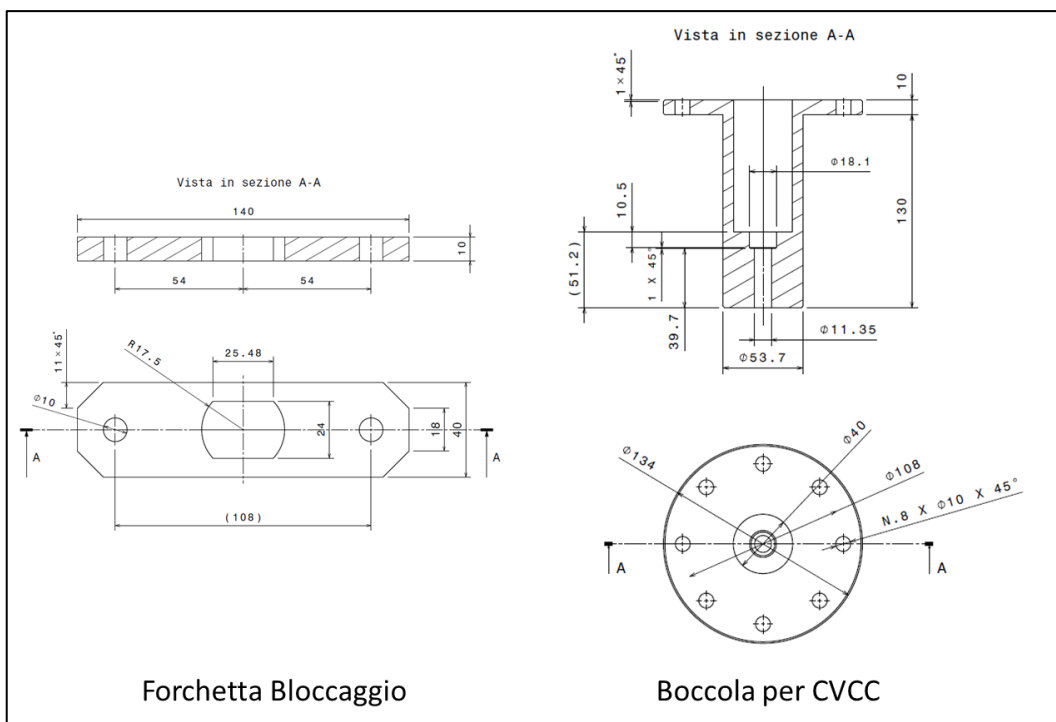


Fig.7.16 – Disegni esecutivi dei dispositivi di montaggio per l'iniettore della presente attività all'interno della CVCC.

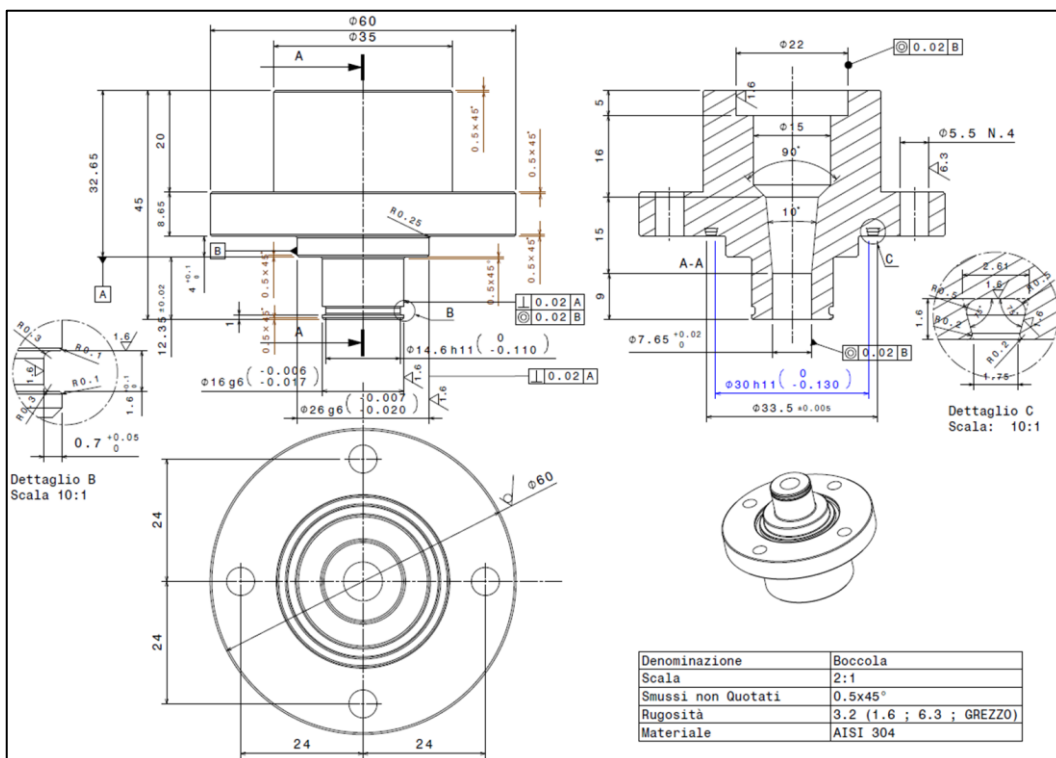


Fig.7.17 - Disegno esecutivo boccola di adattamento iniettore-misuratore di portata per nuovo iniettore.

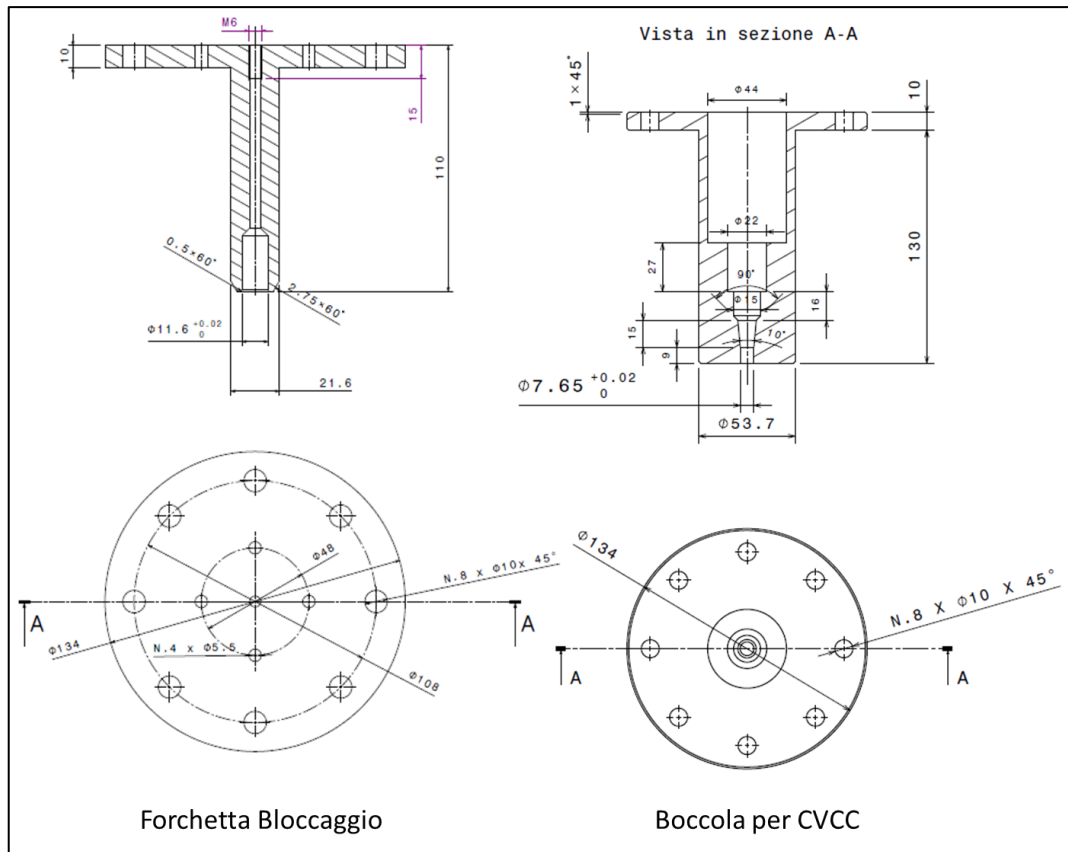


Fig.7.18 - Disegni esecutivi dei dispositivi di montaggio per il nuovo iniettore all'interno della CVCC.

## Indice delle figure

Fig.7.1 - Classificazione delle tecnologie di H <sub>2</sub> -ICE in base alla tecnica di introduzione del combustibile. Elaborazione da [10].	263
Fig.7.2 - Motori PFI a idrogeno. (a) Accensione per compressione di una miscela omogenea. (b) Motori PFI con innesco tramite candela. (c) Motori PFI con accensione tramite fiamma pilota.	264
Fig.7.3 - Motori DI a idrogeno. (a) Accensione assistita tramite superficie calda. (b) Motori a iniezione diretta con innesco tramite candela. (c) Motori ad iniezione diretta con accensione tramite fiamma pilota.	266
Fig.7.4 - Layout schematico dell'apparato sperimentale per la caratterizzazione idraulica di un iniettore gas.	269
Fig.7.5 - Disegno esecutivo boccola di adattamento iniettore-misuratore di portata.	269
Fig.7.6 - Disegno esecutivo della forchetta di bloccaggio dell'iniettore al misuratore di portata.	270
Fig.7.7 - Particolare del montaggio iniettore/Mexus.	270
Fig.7.8 - Volume di controllo del modello fisico del Mexus.	271
Fig.7.9 - Rack contenente la componentistica hardware deputata al controllo del misuratore di portata.	273
Fig.7.10 - Profilo di corrente di eccitazione dell'iniettore – ET = 5 ms.	274
Fig.7.11 - Tipico setup per l'impiego in modalità standalone del Mexus.	274
Fig.7.12 - Struttura del software di acquisizione delle misure di portata.	275
Fig.7.13 - Finestra grafica del menu "Configure Signal" nella quale è possibile impostare il numero di iniezioni ed il dwell time (rettangolo blu) e la frequenza di iniezione (rettangolo rosso).	275
Fig.7.14 - Finestra grafica del menu " Measure settings " nella quale è possibile impostare i parametri per la misurazione.	276
Fig.7.15 – Portata istantanea al variare del tempo di energizzazione.	277
Fig.7.16 – Disegni esecutivi dei dispositivi di montaggio per l'iniettore della presente attività all'interno della CVCC.	279

Fig.7.17 - Disegno esecutivo boccola di adattamento iniettore-misuratore di portata per nuovo iniettore. ....	279
Fig.7.18 - Disegni esecutivi dei dispositivi di montaggio per il nuovo iniettore all'interno della CVCC.....	280

## Indice delle tabelle

Tab.7.1 - Confronto fra le diverse tecnologie per veicoli HD - Elaborazione da [1]. ...	260
Tab.7.2 - Proprietà dell'idrogeno come combustibile in confronto ai combustibili tradizionali [2], [5].	261
Tab.7.3 - Principali caratteristiche del Mexus.	273
Tab.7.4 - Matrice delle prove sperimentali di flow rate.	277
Tab.7.5 - Massa complessivamente iniettata al variare dell'ET.	278



## Riferimenti

- [1] “How hydrogen combustion engines can contribute to zero emissions | McKinsey.” [Online]. Available: <https://www.mckinsey.com/industries/automotive-and-assembly/our-insights/how-hydrogen-combustion-engines-can-contribute-to-zero-emissions>.
- [2] Z. Stępień, “A Comprehensive Overview of Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engines: Achievements and Future Challenges,” *Energies*, vol. 14, no. 20, 2021, doi: 10.3390/en14206504.
- [3] S. K. Dash, S. Chakraborty, M. Roccotelli, and U. K. Sahu, “Hydrogen Fuel for Future Mobility: Challenges and Future Aspects,” *Sustainability*, vol. 14, no. 14, 2022, doi: 10.3390/su14148285.
- [4] C. Bekdemir, E. Doosje, and X. Seykens, “H2-ICE Technology Options of the Present and the Near Future,” 2022.
- [5] M. Al-Baghdadi, “An Overview of Hydrogen as an Alternative Fuel,” vol. 6, pp. 1–22, 2020, doi: 10.32545/encyclopedia202006.0003.v1.
- [6] I. T. D. M. F. Fauzan, “Review of Hydrogen Fuel for Internal Combustion Engines,” *J. Mech. Eng. Res. Dev.*, vol. 42, pp. 35–46, 2019, doi: 10.26480/jmerd.03.2019.35.46.
- [7] M. Talibi, P. Hellier, and N. Ladommatos, “The effect of varying EGR and intake air boost on hydrogen-diesel co-combustion in CI engines,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 9, pp. 6369–6383, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.11.207>.
- [8] W. W. Pulkrabek, “Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, 2nd Ed.,” *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 126, no. 1, p. 198, 2004, doi: 10.1115/1.1669459.
- [9] L. M. Das, “Hydrogen-fueled internal combustion engines,” in *Compendium of Hydrogen Energy*, F. Barbir, A. Basile, and T. N. Veziroğlu, Eds. Oxford: Woodhead Publishing, 2016, pp. 177–217.
- [10] H. L. Yip *et al.*, “A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion,” *Appl. Sci.*, vol. 9, no. 22, 2019, doi: 10.3390/app9224842.
- [11] K. J. Lee, Y. R. Kim, C. H. Byun, and J. T. Lee, “Feasibility of compression ignition for hydrogen fueled engine with neat hydrogen-air pre-mixture by using high compression,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 38, no. 1, pp. 255–264, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.10.021>.
- [12] C. M. White, R. R. Steeper, and A. E. Lutz, “The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 31, no. 10, pp. 1292–1305, 2006, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2005.12.001>.
- [13] Y. Takagi, H. Mori, Y. Mihara, N. Kawahara, and E. Tomita, “Improvement of thermal efficiency and reduction of NOx emissions by burning a controlled jet plume in high-pressure direct-injection hydrogen engines,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 41, pp. 26114–26122, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.08.015>.
- [14] C. Acar and I. Dincer, “The potential role of hydrogen as a sustainable transportation fuel to combat global warming,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 45, no. 5, pp. 3396–3406, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.10.149>.
- [15] A. Welch *et al.*, “Challenges in Developing Hydrogen Direct Injection Technology for Internal Combustion Engines,” 2008, doi: 10.4271/2008-01-2379.

# Capitolo 8

## Conclusioni

Il Capitolo riassume i principali risultati degli studi e delle indagini condotte durante l'attività di ricerca svolta negli anni del Dottorato, argomento di questo lavoro di tesi.

### 8.1 – Preambolo

L'attività di ricerca svolta nel corso del Dottorato ha come linea guida ed obiettivo principale l'indagine di alcune delle possibilità concrete per guidare la transizione energetica verso le “net zero emission” al 2050 nel settore dei trasporti.

Come ampiamente descritto nel capitolo introduttivo, infatti, non può esistere un'unica soluzione in grado di risolvere tutte le problematiche di inquinamento locale ed emissione di gas climalteranti in un contesto tanto energivoro quale quello dei trasporti. Inevitabilmente occorre vagliare una serie di possibilità che, seppur solo parzialmente risolutive, rappresentano l'unica possibilità concreta per la mitigazione delle emissioni nel breve/medio orizzonte temporale.

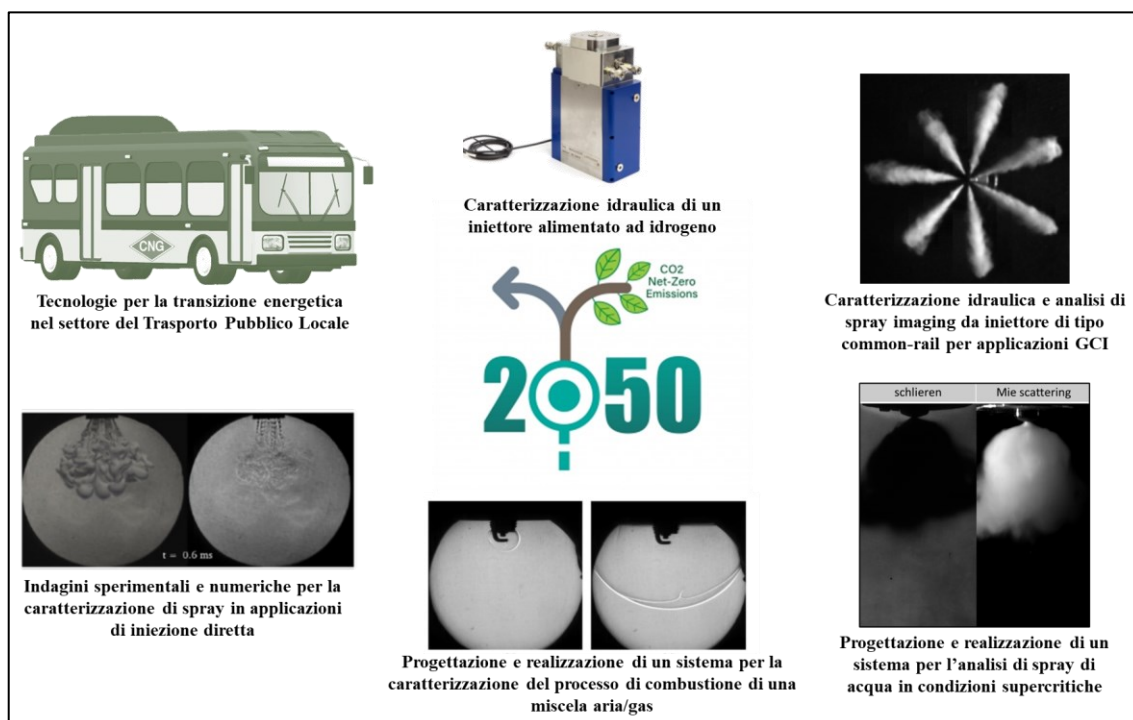


Fig.8.1 – Riepilogo delle attività di ricerca argomento del lavoro di tesi.

Le diverse possibilità coinvolgono sia il ricorso ad una serie di azioni atte a modificare il comportamento della popolazione in merito ad un più opportuno utilizzo dei sistemi di trasporto, favorendo modalità di trasporto collettivo (shift modale) e forme di mobilità attiva, sia azioni mitiganti che richiedono il ricorso a sistemi di trasporto innovativi, a ridotto impatto ambientale. Il ricorso a tecnologie meno impattanti dal punto di vista ambientale dipende fortemente dal grado di maturità tecnologica. A tal proposito, il raggiungimento dell'obiettivo NZE al 2050 richiede una rapida diffusione di tecnologie attualmente disponibili e, contestualmente, lo sviluppo di nuove tecnologie, ancora in fase prototipale e

non ancora presenti sul mercato. In particolare, l'International Environmental Agency (IEA) ha stimato che il contenimento delle emissioni di GHG al 2030 potrà essere conseguito per la maggior parte ricorrendo a tecnologie già disponibili sul mercato, ma che dovranno essere ottimizzate e sviluppate con l'obiettivo di ridurre le emissioni. Un'altra grande percentuale di riduzione di emissioni di gas serra proverrà da tecnologie attualmente ancora in via di sviluppo, che richiederanno ingenti investimenti economici da parte degli stakeholders, configurando uno scenario di trasporto sostanzialmente diverso rispetto all'attuale, specialmente nel contesto urbano.

In questo contesto si inseriscono tutte le attività presentate in questo lavoro di tesi, schematicamente riepilogate in Fig.8.1.

## 8.2 – Risultati delle attività

Nel paragrafo vengono presentati i principali risultati ottenuti ed i potenziali sviluppi di ciascuna delle attività argomento del lavoro di tesi.

### 8.2.1 - Tecnologie per la transizione energetica nel settore del Trasporto Pubblico Locale

L'attività riguarda la valutazione delle alternative tecnologiche per la riduzione delle emissioni del parco veicoli delle aziende del trasporto pubblico locale su scenari a breve e lungo termine. I risultati di una valutazione tecnico/economico/ambientale hanno evidenziato la necessità di sostituire repentinamente gli autobus a gasolio, specialmente quelli conformi alle normative euro più datate, con soluzioni a ridotto impatto che spaziano da autobus a gas fino ad autobus elettrici, ciascuna caratterizzata dai propri pro e contro.

Nel breve/medio termine le tecnologie che prevedono l'impiego di gas naturale possono rappresentare una soluzione, specialmente per lunghe percorrenze. Per questo motivo, tale soluzione ha destato l'interesse di diverse aziende di TPL, fra cui un'azienda abruzzese per conto della quale è stata condotta un'analisi di natura tecnico/economica/ambientale mirata alla sostituzione di autobus a gasolio con autobus a gas ed alla realizzazione dell'infrastruttura di ricarica. I risultati dell'analisi hanno evidenziato come la sostituzione di parte dei veicoli a gasolio con autobus a gas nel parco veicoli dell'azienda possa effettivamente ridurre l'impatto ambientale e potenzialmente diminuire i costi di esercizio.

Per quanto riguarda l'infrastruttura di ricarica, fra le diverse possibilità investigate, quella di stazione di gas naturale stoccato allo stato gassoso e distribuito mediante due distinte pompe di rifornimento si è rilevata non solo la più conveniente in termini economici, ma anche la più efficiente in termini di tempi e gestione della ricarica degli autobus.

### 8.2.2 - Indagini sperimentali e numeriche per la caratterizzazione di spray in applicazioni di iniezione diretta

L'attività ha come argomento lo studio di motori ad iniezione diretta ed accensione comandata, alimentati a benzina (motori GDI) o a gas naturale (motori CNG-DI). In particolare, l'attenzione è rivolta al processo di iniezione, deputato al corretto miscelamento aria/combustibile all'interno del motore, a sua volta responsabile del successivo evento di combustione. Al riguardo, a valle di approfonditi studi teorici sui fenomeni che coinvolgono l'iniezione ad alta pressione di combustibili liquidi e gassosi, sono state condotte indagini di natura numerico/sperimentale per determinare le grandezze fondamentali di uno spray di combustibile ed ottimizzare il processo stesso.

Una prima attività ha avuto come argomento lo studio degli effetti dei parametri termodinamici e geometrici su uno spray gassoso iniettato tramite un iniettore multi-foro ad

alta pressione per applicazioni CNG-DI. L'acquisizione di misure sperimentali ha permesso la validazione di un algoritmo CFD utilizzabile come strumento predittivo delle caratteristiche dello spray sia all'interno dei fori dell'iniettore, sia immediatamente a valle degli stessi, zone altrimenti difficilmente investigabili da un punto di vista sperimentale. In particolare, è stato possibile concludere che un aumento del rapporto di pressione monte/valle comporta un aumento della lunghezza della zona dello spray a maggiore concentrazione di metano (quindi non infiammabile), mentre influenza poco la morfologia complessiva dello spray. Al contrario, lo sviluppo radiale ed assiale del getto, quindi le caratteristiche di miscelamento, sono particolarmente influenzati da forma e dimensione degli ugelli.

Una seconda attività ha riguardato la caratterizzazione sperimentale e numerica di uno spray di isotano iniettato in condizioni di flash-boiling, per applicazioni GDI. In particolare, sulla base delle misure sperimentali condotte su immagini acquisite mediante le tecniche ottiche schlieren e Mie scattering è stato possibile validare un modello numerico sviluppato in ambiente OpenFOAM che ha permesso di riprodurre fedelmente la morfologia di uno spray anche in condizioni di breakup da flash-boiling. Anche in tal caso, il modello numerico permette di ottenere informazioni sul comportamento dello spray in zone difficilmente investigabili sperimentalmente e di prevedere il comportamento del getto al variare delle condizioni termodinamiche.

### 8.2.3 - Progettazione e realizzazione di un sistema per la caratterizzazione del processo di combustione di una miscela aria/gas

L'attività, che ha come obiettivo lo studio del processo di combustione all'interno di una camera a volume costante (CVC), ha riguardato la progettazione, realizzazione e messa in opera di un sistema di indagine sperimentale idoneo alla misura di alcuni parametri caratterizzanti il processo, fra cui la velocità laminare di fiamma e la traccia di pressione.

Il setup allestito necessita di ulteriori sviluppi per permettere il completo sviluppo del processo di combustione. Infatti, a causa dello spegnimento del fronte di fiamma causato dalla asimmetria della CVC, la traccia di pressione acquisita è risultata inferiore rispetto a quanto ci si possa aspettare dalla teoria. Per quanto riguarda, invece, la determinazione della velocità laminare di fiamma è stato adottato un metodo meno sensibile ai parametri geometrici della camera che ha portato a misurare un valore coerente con precedenti attività di ricerca documentate in letteratura.

### 8.2.4 - Progettazione e realizzazione di un sistema per l'analisi di spray di acqua in condizioni supercritiche

L'attività ha riguardato la progettazione, realizzazione e messa in servizio di un setup sperimentale per l'iniezione di fluidi in condizioni supercritiche e la successiva acquisizione di immagini dello spray, per applicazioni di iniezione diretta di acqua nei MCI, come tecnica di riduzione delle emissioni di  $\text{NO}_x$  ed aumento del rendimento termico. Il setup allestito ha visto coinvolto l'utilizzo di un innovativo e particolarmente efficiente dispositivo di riscaldamento ad induzione elettromagnetica assieme ad un sistema di iniezione di tipo common rail.

Immagini della morfologia del getto al variare delle condizioni termodinamiche sono state acquisite mediante due tecniche ottiche: la tecnica schlieren per la visualizzazione sia della fase vapore che liquida e la tecnica Mie scattering per la visualizzazione della sola fase liquida. Le immagini hanno mostrato come, oltre a dipendere fortemente dalla geometria del polverizzatore utilizzato, la morfologia dello spray varia drasticamente all'aumentare della

temperatura, mostrando una sempre maggiore espansione radiale del getto. Ciò è stato attribuito al manifestarsi di fenomeni di flash-boiling nella sezione di uscita del getto che comporta l'esplosione di bolle di vapore con conseguente dilatazione laterale dello spray.

### 8.2.5 - Caratterizzazione idraulica e analisi di spray imaging da iniettore di tipo common-rail per applicazioni GCI

L'attività riguarda la caratterizzazione dinamica e la misura delle grandezze macroscopiche di uno spray iniettato mediante iniettore multiforo di derivazione diesel, per applicazioni in motori per accensione spontanea di benzina (GCI – “Gasoline Compression Ignition”). È stata, quindi, misurata la portata massica al variare della pressione e della durata di iniezione, sia per un'iniezione singola che doppia, tramite misuratore di portata basato sul principio fisico del tubo di Bosch. Quindi, sono state acquisite immagini sperimentali dello spray mediante la tecnica ottica Mie scattering che hanno evidenziato una forte anisotropia nella morfologia del getto. I dati sperimentali raccolti saranno utilizzati in futuro per la validazione di un modello CFD sviluppato per simulare l'evoluzione di un getto di benzina iniettato ad elevatissima pressione e con strategie di iniezione multipla.

### 8.2.6 - Caratterizzazione idraulica di un iniettore alimentato ad idrogeno

L'attività si inserisce nel contesto di ricerca di vettori energetici innovativi per motori a combustione interna, in particolare sull'impiego di idrogeno come combustibile per la trazione. Per determinare la portata iniettata mediante un iniettore di derivazione gas naturale, è stato progettato e realizzato un apposito apparato sperimentale. Il dispositivo di misura è stato utilizzato per determinare la portata istantanea e la massa complessivamente iniettata al variare del tempo di energizzazione dello spillo.

I risultati della campagna di misure hanno evidenziato alcune anomalie legate, con molte probabilità, ad un malfunzionamento elettrico e/o meccanico dell'iniettore stesso.