



**Politecnico
di Torino**

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Analisi e Simulazione di un Autobus Urbano Ibrido
Pneumatico: Stima del Consumo di Combustibile**

Relatori:

Chiar.mo Prof. EZIO SPESSA

Chiar.mo Prof. ROBERTO FINESSO

Chiar.mo Ing. BERNARDO SESSA

Candidato:

GIUSEPPE COPPOLA

287263

Anno Accademico 2023/2024

Abstract

Oggigiorno, l'ibridizzazione dei veicoli è tra i principali temi di ricerca e sviluppo nel settore automotive. I veicoli ibridi, ed in particolare quelli ibridi elettrici, si stanno diffondendo sempre più sul mercato grazie al loro duplice obiettivo di ridurre sia il consumo di combustibile che le emissioni inquinanti. Tuttavia, la limitata vita utile delle batterie e l'elevato costo finale dei veicoli ibridi elettrici ne stanno limitando l'adozione su vasta scala.

Un'interessante alternativa all'ibrido elettrico è rappresentata dall'ibrido pneumatico che, a differenza delle altre soluzioni, offre il vantaggio di contenere la complessità, il peso e i costi aggiuntivi associati al processo di ibridizzazione del veicolo. Il principio di funzionamento del sistema ibrido pneumatico è simile a quello dell'ibrido elettrico. Durante le fasi di decelerazione, il propulsore termico recupera e immagazzina sotto forma di aria compressa l'energia cinetica del veicolo. Durante le fasi di stop, il propulsore termico viene spento completamente, mentre nelle successive fasi di accelerazione, l'aria compressa viene riutilizzata per azionare il propulsore termico o per accelerare il veicolo. Tale soluzione alternativa è teoricamente in grado di ridurre il consumo di combustibile, soprattutto se adottata su veicoli pesanti il cui ciclo di lavoro è caratterizzato da frequenti operazioni di Start&Stop.

La presente attività di tesi, sviluppata in stretta collaborazione con Teoresi Group S.p.a., si propone di analizzare le potenzialità dei diversi sistemi ibridi, concentrandosi in particolare sull'ibrido pneumatico per applicazioni heavy-duty. A tal proposito, sono state dettagliatamente approfondite le nuove modalità operative introdotte dal sistema ibrido pneumatico: la *Compressor Mode*, la *Pneumatic Motor Mode* e la *Air-Power Assist Mode* (o *Supercharged Mode*).

È stato inoltre sviluppato un modello Matlab/Simulink di un autobus urbano ibrido pneumatico, utilizzato successivamente per stimare e confrontare il risparmio di combustibile ottenibile su differenti cicli di guida.

Le simulazioni hanno confermato che la tecnologia ibrida pneumatica rappresenta una valida alternativa all'ibrido elettrico. In particolare, per gli autobus urbani, è stato dimostrato un risparmio di carburante variabile tra il 4 e il 24%, a seconda del ciclo di guida.

English Version

Hybrid vehicles and, in particular, hybrid electric vehicles are currently one of the main research and development topics in the automotive sector. Their dual goal of reducing fuel consumption and polluting emissions is encouraging their increased presence on the market. However, the limited lifespan of batteries, in addition to the high final cost, are limiting their wider adoption.

An interesting alternative to the electric hybrid is represented by the pneumatic hybrid which, unlike other solutions, offers the advantage of containing the complexity, weight, and additional costs associated with the vehicle hybridization process. The operating principle of the pneumatic hybrid system is similar to that of the electric hybrid. During deceleration phases, the internal combustion engine (ICE) recovers and stores the vehicle's kinetic energy in the form of compressed air. During stop phases, the thermal engine is completely turned off, while in the subsequent acceleration phases, the compressed air is reused to either crank the ICE or to accelerate the vehicle. This alternative solution is theoretically capable of reducing fuel consumption, especially if adopted on heavy-duty vehicles characterised by frequent Start&Stop operations.

This thesis activity, developed in close collaboration with Teoresi Group S.p.a., aims to analyse the potential of different hybrid systems, focusing in particular on the pneumatic hybrid for heavy-duty applications. In this regard, the new operating modes introduced by the pneumatic hybrid system have been thoroughly investigated: the Compressor Mode, the Pneumatic Motor Mode, and the Air-Power Assist Mode (or Supercharged Mode). A Matlab/Simulink model of a pneumatic hybrid urban bus was also developed, which was subsequently used to estimate and compare the fuel savings achievable on different driving cycles.

The simulations confirmed that pneumatic hybrid technology represents a valid alternative to the electric hybrid. In particular, for urban buses, a variable fuel saving between 4 and 24% was demonstrated, depending on the driving cycle.

Sommario

Abstract	ii
Elenco delle Figure	vii
Elenco delle Tabelle	xi
Capitolo 1 - Introduzione	1
1.1 Background	1
1.2 Motivazioni della tesi	4
1.3 Obiettivi della Tesi	6
1.4 Struttura della Tesi	7
Capitolo 2 - Propulsione Ibrida	8
2.1 Introduzione	8
2.2 Propulsione Ibrida Elettrica	11
2.2.1 Ibrido Serie	13
2.2.2 Ibrido Parallelo	14
2.2.3 Ibrido Serie-Parallelo (Combinato)	15
2.3 Propulsione Ibrida Meccanica	16
2.4 Propulsione Ibrida Idraulica	17
2.5 Propulsione Ibrida Pneumatica	20
2.6 Confronto	23
Capitolo 3 - Il Powertrain Ibrido Pneumatico	27
3.1 Introduzione	27
3.2 Analisi dello Stato dell'arte	28
3.2.1 Confronto dei diversi sistemi ibridi pneumatici	35
3.3 Principio di funzionamento	36
3.3.1 Compressor Mode	38
3.3.2 Pneumatic Motor Mode	41

3.3.3	Air-Power Assist Mode o Pneumatic Supercharged Mode	43
3.4	Ciclo di funzionamento 2 Tempi vs. 4 Tempi	45
Capitolo 4 - Analisi e Simulazione di un Autobus Urbano ibrido pneumatico		
	46
4.1	Introduzione	46
4.2	Descrizione del concept	47
4.2.1	Il principio di funzionamento	48
4.2.2	Caratteristiche del veicolo ibrido pneumatico	50
4.3	Panoramica del modello	54
4.3.1	Sottosistema “Drive Cycle”	58
4.3.2	Sottosistema “Vehicle”	60
4.3.3	Strategia di cambio marcia e Sottosistema “Gear Box”	63
4.3.4	Sottosistema “Pneumatic Hybrid Powertrain”	66
4.4	Risultati della simulazione e commento	71
4.4.1	Confronto dei risultati dei vari cicli di guida	76
4.5	Stima del consumo energetico di un motorino di avviamento elettrico	
	80
4.6	Stima della portata massica attraverso le valvole di aspirazione	81
Capitolo 5 - Conclusioni e raccomandazioni per lavori futuri		87
Bibliografia		90

Elenco delle Figure

Figura 1.1 - Emissioni di anidride carbonica per settore in UE dal 1990.	1
Figura 1.2 - Emissioni di gas serra nell'UE per tipo di trasporto.	2
Figura 2.1 - Diagramma di Ragone: potenza specifica rispetto all'energia specifica per i diversi sistemi di accumulo di energia.	9
Figura 2.2 - Esempio di un Veicolo Ibrido Elettrico.	12
Figura 2.3 – Configurazione Ibrido Serie.	14
Figura 2.4 - Configurazione Ibrido Parallelo.	15
Figura 2.5 - Configurazione Ibrido Serie-Parallelo (Combinato).	15
Figura 2.6 - Esempi di un sistema ibrido meccanico.	16
Figura 2.7 - Schema di un accumulatore idraulico.	17
Figura 2.8 - Principio di funzionamento di un sistema di propulsione ibrido idraulico.	18
Figura 2.9 - Schema ibrido idraulico parallelo.	19
Figura 2.10 - Schema ibrido idraulico serie.	19
Figura 2.11 - Schema propulsore ibrido pneumatico.	21
Figura 3.1 - Schema propulsore ibrido pneumatico Schechter.	28
Figura 3.2 – Esempio attuazione elettroidraulica delle valvole, Schechter.	29
Figura 3.3 - Schema propulsore ibrido pneumatico, Università della California – Los Angeles.	30
Figura 3.4 - Schema propulsore ibrido pneumatico, Università della California – Los Angeles.	31
Figura 3.5 - Schema propulsore ibrido pneumatico, Università della California – Los Angeles.	31

Figura 3.6 - Schema propulsore ibrido pneumatico, Lund Institute of Technology.	
Illustrazione della modalità compressore: I) Aspirazione aria fresca; II)	
Compressione dell'aria e caricamento del serbatoio di accumulo.	32
Figura 3.7 - Schema propulsore ibrido pneumatico, ETH di Zurigo.	33
Figura 3.8 - Schema propulsore ibrido pneumatico Brunel University.	34
Figura 3.9 – Diagramma doppio logaritmico p-V della Compressor Mode – 2 tempi.	
.....	39
Figura 3.10 - Diagramma doppio logaritmico p-V della Compressor Mode – 4 tempi.	
.....	40
Figura 3.11 - Diagramma doppio logaritmico p-V della Pneumatic Motor Mode – 2	
tempi.	41
Figura 3.12 - Diagramma doppio logaritmico p-V della Pneumatic Motor Mode – 4	
tempi.	43
Figura 3.13 - Diagramma doppio logaritmico p-V dell'Air-Power Assist Mode o	
Pneumatic Supercharged Mode.	44
Figura 4.1 - Schema del propulsore ibrido pneumatico in analisi.	47
Figura 4.2 – Diagramma fasatura valvole in modalità di funzionamento normale	
(Normal Firing Mode) e in Compressor Mode.	49
Figura 4.3 – Ciclo di funzionamento in modalità di funzionamento normale (Normal	
Firing Mode) e in Compressor Mode.	49
Figura 4.4 – Motorino di avviamento pneumatico.	52
Figura 4.5 – Schema approccio di tipo cinematico inverso (<i>Backward Kinematic</i>	
<i>Approach</i>).	54
Figura 4.6 - Flusso di informazioni in un modello cinematico inverso per il calcolo	
del consumo di carburante.	55

Figura 4.7 - Modello Matlab/Simulink di un autobus urbano ibrido pneumatico.	56
Figura 4.8 - Quasi Steady State Toolbox: QSS_TB.....	57
Figura 4.9 – Sottosistema “Drive Cycle”.....	59
Figura 4.10 – Schema forze agenti sul veicolo.	60
Figura 4.11 – Sottosistema “Vehicle”.....	63
Figura 4.12 – Algoritmo strategia di cambio marcia.	63
Figura 4.13 - Sottosistema “Gear Box”.....	65
Figura 4.14 – Sottosistema “Pneumatic Hybrid Powertrain”.	66
Figura 4.15 – Mappa del consumo specifico di carburante [kg/h].....	69
Figura 4.16 - Mappa del consumo specifico di carburante [g/kWh].....	70
Figura 4.17 - Ciclo di guida Braunschweig, diagramma Velocità [km/h] vs. Tempo [s].....	71
Figura 4.18 - Velocità di rotazione del motore convenzionale vs Velocità di rotazione in modalità ibrido pneumatico.....	72
Figura 4.19 – Coppia motrice vs Tempo.....	72
Figura 4.20 - Coppia frenante assorbita in Compressor Mode e Coppia frenante durante il ciclo di guida.	73
Figura 4.21 – Massa di aria immagazzinata ad ogni decelerazione.	73
Figura 4.22 – Massa di aria utilizzata dal motorino di avviamento pneumatico.	74
Figura 4.23 – Pressione serbatoio di accumulo dell’aria compressa vs Tempo.....	74
Figura 4.24 –Consumo di combustibile vs Tempo	75
Figura 4.25 - Grafico riduzione consumo di combustibile per i diversi cicli di guida.	78
Figura 4.26 – Grafico di dispersione Risparmio di combustibile vs Stop/km.	79
Figura 4.27 – Grafico di dispersione Risparmio di combustibile vs Idle.....	80

Figura 4.28 - Grafico andamento coefficiente di efflusso vs h/d	85
Figura 4.29 – Grafico andamento portata massica ideale ed effettiva vs h/d	85
Figura 4.30 – Grafico andamento portata massica effettiva in funzione dell'alzata, al variare della pressione di monte	86

Elenco delle Tabelle

Tabella 2.1 - Caratteristiche principali dei vari sistemi di accumulo dell'energia.....	11
Tabella 2.2 - Tabella di confronto vantaggi e svantaggi tra sistemi ibridi.....	24
Tabella 2.3 - Tabella di confronto del risparmio di carburante ottenibile con i diversi dispositivi ibridi.....	26
Tabella 3.1 - Tabella riepilogativa del risparmio di carburante dei sistemi ibridi pneumatici dei diversi gruppi di ricerca.	36
Tabella 4.1 – Caratteristiche tecniche Autobus Urbano.....	51
Tabella 4.2 – Caratteristiche tecniche propulsore termico.....	51
Tabella 4.3 – Caratteristiche tecniche del sistema di aspirazione e scarico.....	52
Tabella 4.4 – Caratteristiche tecniche motorino di avviamento pneumatico.	53
Tabella 4.5 - numero di avviamenti in funzione della pressione e della capienza del serbatoio di accumulo.....	53
Tabella 4.6 - Dati cicli di guida testati.	59
Tabella 4.7 – Punti di cambiata.....	64
Tabella 4.8 - Coppia frenante generata durante Compressor Mode.....	67
Tabella 4.9 - Quantità di aria compressa che può essere immagazzinata nel serbatoio durante Compressor Mode.	67
Tabella 4.10 – Portata di aria richiesta vs Pressione del motorino di avviamento pneumatico.	68
Tabella 4.11 – Tabella riassuntiva del consumo di combustibile (S-S: Start&Stop, C. O.: Cut-Off).	77
Tabella 4.12 – Dati valvole di aspirazione e condizioni dell'aria per la stima della portata massica.	83
Tabella 4.13 - Portata massica in funzione della pressione di monte.	84

Capitolo 1 - Introduzione

1.1 Background

Negli ultimi anni, si è manifestata una crescente sensibilità verso la sostenibilità ambientale e un maggior impegno nella riduzione delle emissioni inquinanti. Questo ha innescato una vera e propria rivoluzione nel settore dei trasporti, ed in particolare nel trasporto su strada, che ha messo in discussione i convenzionali propulsori a combustione interna. Questi ultimi, nonostante siano stati i pilastri della propulsione dei veicoli per decenni, sono oggi identificati tra i principali responsabili del cambiamento climatico e dell'inquinamento atmosferico.

Attualmente, emissioni di anidride carbonica (CO₂) derivanti dal settore dei trasporti rappresentano circa un quarto delle emissioni totali dell'Unione Europea (UE). Inoltre, come illustrato dalla Figura 1.1 [1], il settore dei trasporti è l'unico in cui le emissioni di CO₂ sono aumentate di circa il 33% nel corso degli ultimi tre decenni. [1]

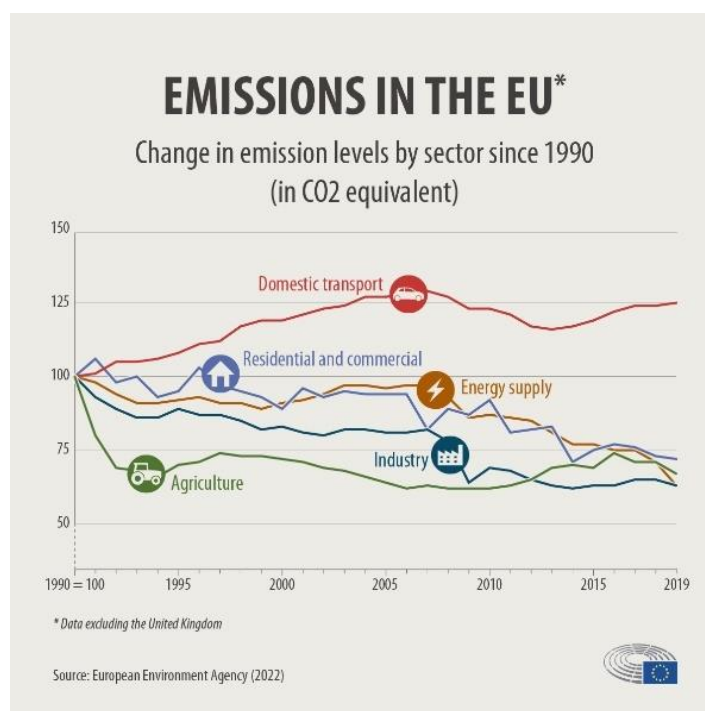


Figura 1.1 - Emissioni di anidride carbonica per settore in UE dal 1990.

Le emissioni di anidride carbonica provenienti dal settore dei trasporti variano significativamente a seconda della tipologia di trasporto. Come illustrato in Figura 1.2 [1], oltre il 70% di CO₂ è attribuibile soltanto al trasporto su strada, che comprende automobili, camion, autobus e moto. Di conseguenza, interventi mirati alla riduzione delle emissioni inquinanti prodotte da tale settore rivestono un ruolo di fondamentale importanza nell'ambito degli sforzi globali contro il cambiamento climatico.

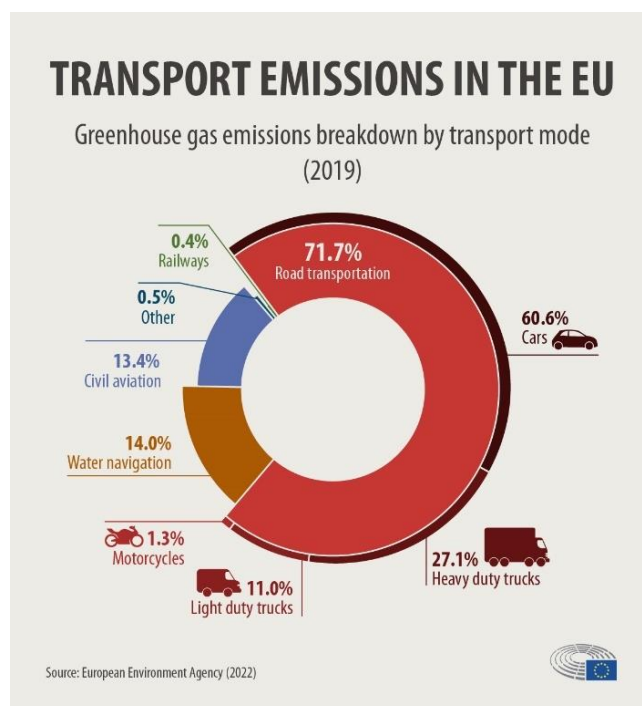


Figura 1.2 - Emissioni di gas serra nell'UE per tipo di trasporto.

In risposta alla crisi climatica, l'Unione Europea sta intensificando i suoi sforzi per ridurre le emissioni di GHG, in particolare di CO₂. Il Consiglio Europeo ha stabilito l'obiettivo di ridurre le emissioni di gas serra del 55% entro il 2030 rispetto ai livelli del 1990 e di raggiungere la neutralità climatica entro il 2050. [2] Tali obiettivi richiedono cambiamenti ambiziosi in tutti i settori, incluso quello dei trasporti.

Le politiche di fuel economy, finalizzate alla riduzione dei consumi dei veicoli equipaggiati con motori a combustione interna, stanno assumendo sempre maggiore importanza e attenzione. Poiché l'anidride carbonica è un sottoprodotto diretto delle reazioni di combustione di un generico idrocarburo, per ridurre la produzione è necessario diminuire il consumo di carburante.

L'introduzione di normative stringenti, unitamente all'aumento dei prezzi del carburante, sta obbligando i costruttori a sviluppare propulsori sempre più efficienti. In risposta a queste esigenze, sono nate diverse soluzioni tecnologiche che garantiscono minori consumi di combustibile e/o minori emissioni inquinanti, come ad esempio il Downsizing, il Downspeeding, l'Attuazione Variabile delle Valvole (VVA: Variable Valve Actuation), l'Iniezione Diretta di combustibile (Direct Fuel Injection), il Ricircolo dei Gas di Scarico (EGR: Exhaust Gas Recirculation), la CAI (Controlled Auto-Ignition), l'utilizzo di biocombustibili ed altre ancora.

In particolare, questa tesi si focalizza su una soluzione alternativa: l'ibridizzazione del propulsore.

La propulsione ibrida rappresenta una promettente soluzione per ridurre sia le emissioni inquinanti allo scarico del motore che il consumo di combustibile.

Nel campo dei propulsori ibridi, la tipologia più diffusa è quella dell'ibrido elettrico. Sebbene questa tecnologia aumenti l'efficienza dei propulsori convenzionali, presenta diverse problematiche, tra cui il maggior costo iniziale, l'aumento del peso e la limitata vita utile delle batterie. Oltre all'ibrido elettrico, sono attualmente in fase di studio altre soluzioni ibride alternative, come ad esempio l'ibrido meccanico, idraulico e pneumatico.

Il propulsore ibrido meccanico utilizza un volano per accumulare l'energia cinetica del veicolo, senza l'ausilio di un motore elettrico o delle relative batterie.

Il propulsore ibrido idraulico utilizza due serbatoi di accumulo (uno ad alta pressione e uno a bassa pressione) come sistema di stoccaggio dell'energia, insieme a un motore/pompa idraulico.

Il propulsore ibrido pneumatico, invece, non richiede una costosa fonte di propulsione aggiuntiva e funziona in modo simile all'ibrido elettrico. Durante la decelerazione del veicolo, il propulsore termico viene utilizzato come un compressore che converte l'energia cinetica posseduta dal veicolo in energia sotto forma di aria compressa che viene immagazzinata in un serbatoio di accumulo ad alta pressione.

Un modo per contenere la complessità e il costo aggiuntivo di ibridizzazione, e quindi aumentare l'attrazione dei clienti, è l'introduzione dell'ibrido pneumatico. Grazie all'elevata potenza specifica, l'ibrido pneumatico è in grado di recuperare ed

accumulare energia cinetica anche durante forti e frequenti frenate. Questo garantisce un notevole risparmio di combustibile, in particolare per i veicoli pesanti utilizzati in città o in aree urbane dove le condizioni operative richiedono ripetute e frequenti fasi di start e stop. In definitiva, l'ibrido pneumatico può essere una promettente alternativa ai veicoli tradizionali odierni e un serio concorrente del più noto ibrido elettrico.

1.2 Motivazioni della tesi

I propulsori ibridi pneumatici offrono vantaggi significativi rispetto ai sistemi ibridi elettrici, rappresentando una soluzione efficace per ridurre la complessità, il peso e i costi associati al processo di ibridizzazione. Sia l'ibridizzazione elettrica che quella pneumatica migliorano l'efficienza del propulsore convenzionale e consentono la frenata rigenerativa. I veicoli ibridi elettrici ottengono questo risultato tramite l'utilizzo di un motore elettrico aggiuntivo, batterie di accumulo, elettronica di potenza e, eventualmente, una frizione supplementare. Tuttavia, il peso aggiuntivo di questi componenti compensa parzialmente la riduzione del consumo di carburante per cui sono progettati. In [3], il peso aggiuntivo stimato per l'ibridizzazione elettrica di un autoveicolo avente massa pari a 1503 kg è di circa 170 kg.

Al contrario, i propulsori ibridi pneumatici non richiedono componenti aggiuntivi pesanti. Tale sistema sfrutta il motore convenzionale per tutte le funzionalità aggiuntive introdotte dall'ibridizzazione pneumatica, eliminando la necessità di un compressore supplementare o di un sistema di propulsione secondario da collegare alla trasmissione. Il minimo peso aggiuntivo di un sistema ibrido pneumatico deriva principalmente dal serbatoio di accumulo e dal sistema di attuazione delle valvole, che connette la camera di combustione al serbatoio in pressione. Inoltre, un sistema di accumulo dell'energia di questo tipo non è soggetto a invecchiamento precoce, una limitazione comune nelle batterie dei veicoli ibridi elettrici [4].

Dal punto di vista economico, i componenti aggiuntivi e i sistemi di accumulo energetico impiegati nei veicoli ibridi elettrici sono generalmente molto costosi. Nel caso dei sistemi ibridi pneumatici, l'unico componente che comporta significativi costi aggiuntivi è il sistema di attuazione variabile delle valvole, necessario per ottenere le

diverse modalità di funzionamento. Tuttavia, tali sistemi risultano essere significativamente più economici rispetto alle batterie e ai componenti elettrici, soprattutto se il numero di valvole ad azionamento variabile può essere ridotto.

I serbatoi di accumulo impiegati nei sistemi di propulsione ibridi pneumatici offrono una densità di potenza significativamente superiore rispetto alle batterie utilizzate nei veicoli ibridi elettrici. Questo consente di recuperare efficacemente l'energia di frenata anche su veicoli di grandi dimensioni e in condizioni di frenata intensa. Tuttavia, gli accumulatori pneumatici presentano una densità di energia relativamente bassa. Sebbene siano molto efficienti nell'immagazzinare l'energia di frenata, la loro capacità di accumulare energia in modo continuo è limitata. Pertanto, i veicoli che possono trarre il massimo vantaggio dal concetto di ibrido pneumatico sono principalmente quelli pesanti non a lunga percorrenza, che operano su percorsi programmati e fissi, caratterizzati da frequenti cicli di decelerazione e accelerazione, come autobus urbani, camion per la raccolta dei rifiuti e veicoli commerciali.

Per i veicoli pesanti a lunga percorrenza, le soluzioni ibride non offrono vantaggi significativi poiché le missioni prevedono generalmente una marcia a velocità costante, con rare opportunità di spegnere il motore termico o di recuperare l'energia cinetica durante la frenata. Di conseguenza, acquisiscono maggiore rilevanza le soluzioni miranti al miglioramento dell'efficienza del powertrain e all'utilizzo di combustibili rinnovabili.

La presente attività di tesi ha l'obiettivo di analizzare le potenzialità dei sistemi ibridi, soffermando l'attenzione sull'ibrido pneumatico. A tal proposito, è stato sviluppato un modello Matlab/Simulink di un autobus urbano, utilizzato successivamente per stimare e confrontare il risparmio di combustibile ottenibile su differenti cicli guida.

1.3 Obiettivi della Tesi

Questo lavoro di tesi è stato svolto in stretta collaborazione tra il Politecnico di Torino e Teoresi Group S.p.a.

Teoresi Group S.p.a., nata a Torino nel 1987, è oggi un'azienda internazionale con sedi in Europa e negli Stati Uniti. Da sempre partecipa attivamente alla progettazione e allo sviluppo di progetti hi-tech supportando i suoi clienti in ogni singola fase del progetto. Dallo sviluppo dell'idea progettuale al supporto operativo, ponendo particolare attenzione all'evoluzione tecnologica e alla sostenibilità ambientale e sociale. I settori innovativi in cui Teoresi è attiva quotidianamente comprendono la Smart Mobility, il mondo dell'Intelligenza Artificiale e le Scienze della Vita e molto altro.

In questa attività di tesi è stata condotta un'analisi sulle diverse tipologie di propulsione ibrida al fine di determinare un'alternativa sufficientemente competitiva con l'ibrido elettrico. In particolare, l'attenzione è stata focalizzata sul propulsore ibrido pneumatico installato ad un autobus cittadino.

Gli obiettivi di tale analisi sono:

- i. Fornire una visione dettagliata dei propulsori ibridi e degli ibridi pneumatici in particolare;
- ii. Studiare le nuove modalità operative introdotte dal propulsore ibrido pneumatico;
- iii. Sviluppare il modello Matlab/Simulink del sistema ibrido pneumatico applicato ad un autobus urbano;
- iv. Valutare e confrontare il risparmio di combustibile ottenibile su diversi cicli guida;

1.4 Struttura della Tesi

Il presente lavoro di tesi è strutturato come segue:

- **Capitolo 1:** Analizza il contesto, riepiloga le motivazioni e chiarisce gli obiettivi principali dell'attività svolta.
- **Capitolo 2:** Esamina i vantaggi derivanti dall'utilizzo dei motori ibridi e illustra in dettaglio i sistemi ibridi attualmente disponibili. Oltre al noto sistema ibrido elettrico, analizza anche i sistemi ibridi meccanici, idraulici e pneumatici, concludendo con un confronto tra questi sistemi.
- **Capitolo 3:** Fornisce una revisione della letteratura e dello stato dell'arte della ricerca sulla tecnologia ibrida pneumatica, presenta i principi di funzionamento e li analizza in modo teorico.
- **Capitolo 4:** Descrive il modello Matlab/Simulink di un autobus urbano ibrido pneumatico sviluppato nell'ambito di questa attività di tesi, valuta il risparmio di carburante idealmente ottenibile su diversi cicli di guida e commenta i risultati ottenuti.
- **Capitolo 5:** Presenta le conclusioni e i suggerimenti per future attività di ricerca.

Capitolo 2 - Propulsione Ibrida

2.1 Introduzione

Attualmente, sebbene i propulsori dei veicoli siano in grado di raggiungere un'efficienza termica massima pari a circa il 30-40%, l'efficienza operativa media è notevolmente inferiore, soprattutto durante la guida urbana.

Un'alternativa agli attuali sistemi di propulsione è rappresentata dall'ibridazione dei veicoli. Secondo la Society of Automotive Engineers (SAE), un veicolo ibrido è definito come: "Un veicolo con due o più sistemi di accumulo di energia, entrambi i quali devono fornire potenza di propulsione, insieme o indipendentemente". [5] L'obiettivo dell'interazione tra questi due sistemi è combinare i loro vantaggi, cercando al contempo di eliminare o ridurre i rispettivi svantaggi.

Le principali caratteristiche che consentono ai veicoli ibridi di ottenere un minor consumo di combustibile rispetto ai veicoli convenzionali sono:

- Downsizing: impiegare motori di dimensioni ridotte e con un'efficienza superiore senza compromettere le prestazioni;
- Frenata rigenerativa: cattura l'energia che normalmente viene dispersa sotto forma di calore durante la decelerazione del veicolo e la converte in una forma di energia riutilizzabile;
- Start-Stop: riduce il consumo di carburante spegnendo il motore termico quando il veicolo è fermo, al fine di ridurre il tempo di funzionamento al minimo;
- Ottimizzazione dell'efficienza del motore a combustione interna: utilizza il propulsore termico principalmente nelle zone ad alto rendimento;

L'ibridizzazione dei veicoli può essere realizzata in vari modi. La tipologia più diffusa è quella dell'ibrido elettrico. Come suggerisce il nome, si basa sulla combinazione della propulsione convenzionale e di quella elettrica. Un veicolo ibrido elettrico è dotato di un motore a combustione interna tradizionale e di uno o più motori elettrici,

alimentati da un pacco batterie (ad esempio agli ioni di litio) o da condensatori elettrici a doppio strato (Electric Double Layer Capacitors: EDLC). Tuttavia, l'ibridizzazione elettrica non è l'unica alternativa, ma esistono diverse soluzioni innovative, tra cui:

- Ibrido di tipo Meccanico: utilizza un volano come sistema di accumulo dell'energia sotto forma di energia cinetica rotazionale;
- Ibrido di tipo Idraulico: impiega serbatoi di accumulo e uno o più motori/pompe idrauliche per convertire l'energia cinetica in energia idraulica;
- Ibrido di tipo Pneumatico: l'energia viene immagazzinata sotto forma di aria compressa all'interno di un serbatoio di accumulo ad alta pressione;

Il diagramma di Ragone, illustrato in Figura 2.1 [6], è un grafico utilizzato per confrontare le prestazioni dei diversi sistemi di accumulo di energia. Sull'asse delle ascisse è riportata la densità di energia (Wh/kg), che indica la quantità di energia che può essere immagazzinata o fornita, mentre sull'asse delle ordinate è riportata la densità di potenza (W/kg), che indica la velocità con cui l'energia può essere erogata. Pertanto, un punto sul diagramma di Ragone rappresenta la durata per la quale l'energia sull'asse orizzontale può essere erogata/immagazzinata alla potenza indicata sull'asse verticale. Lo scopo finale è identificare l'equilibrio tra densità di energia e densità di potenza che meglio si adatta all'applicazione prevista.

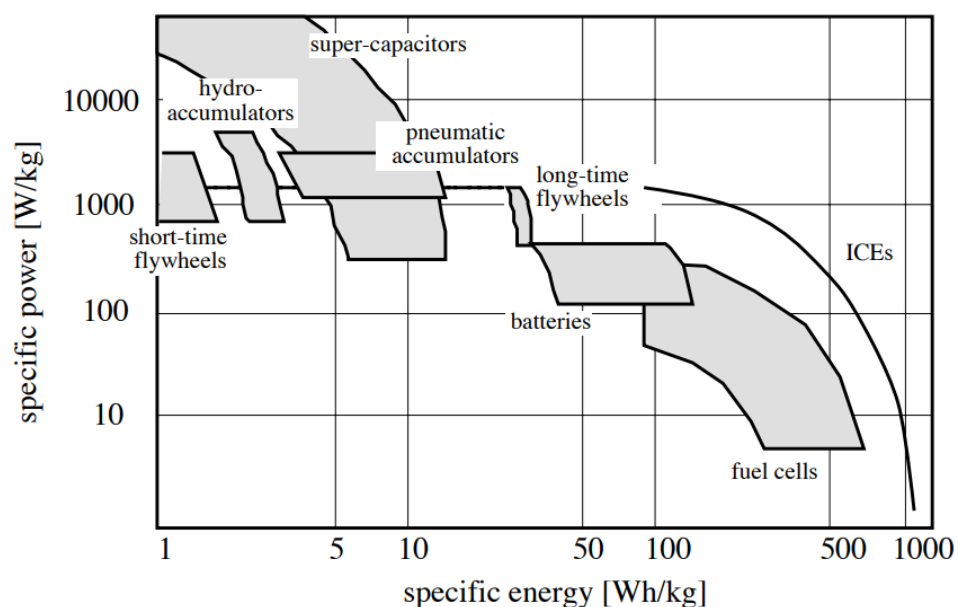


Figura 2.1 - Diagramma di Ragone: potenza specifica rispetto all'energia specifica per i diversi sistemi di accumulo di energia.

Dalla Figura 2.1 [6], si può osservare che le batterie utilizzate negli ibridi elettrici presentano generalmente un'elevata energia specifica (40 – 130 Wh/kg) e una bassa potenza specifica (120 – 430 W/kg). Infatti, si distinguono per la capacità di immagazzinare notevoli quantità di energia a un ritmo relativamente lento. Tuttavia, la limitata densità di potenza rappresenta uno svantaggio, soprattutto per le batterie di dimensioni ragionevoli, le quali non sono in grado di accettare una potenza frenante significativa. Di conseguenza, i dispositivi di stoccaggio dell'energia di tipo elettrochimici non sono attualmente adatti a fornire la quantità di potenza necessaria per accelerare i veicoli pesanti. [7] Nonostante i continui investimenti in ricerca e sviluppo, il costo e il peso delle batterie rimangono le principali limitazioni dell'ibrido elettrico. A tutto ciò si aggiunge la limitata durata che implica la necessità di sostituzioni periodiche, generando ulteriori costi a lungo termine.

Rispetto alle batterie, il potenziale dei sistemi di accumulo di energia con volano è paragonabile (ma solitamente inferiore) in termini di energia specifica (30 – 140 Wh/kg) e significativamente superiore (fino a 10 volte o più) in termini di potenza specifica (400 – 2000 W/kg).

Gli accumulatori idraulici, invece, sono caratterizzati da una minore densità di energia (2 – 4 Wh/kg) ma da una maggiore densità di potenza (900 – 8000 W/kg) rispetto alle batterie. Anche gli accumulatori pneumatici, così come gli altri sistemi di accumulo di energia appena citati, presentano una minore densità di energia (4 – 20 Wh/kg) e una maggiore densità di potenza (2000 – 5000 W/kg) rispetto alle batterie.

Gli ibridi a volano, idraulici e pneumatici rappresentano una promettente alternativa a basso costo agli ibridi elettrici. A differenza delle batterie, i rispettivi sistemi di accumulo dell'energia non richiedono modifiche complesse al veicolo, comportano un peso aggiuntivo inferiore e hanno un ciclo di vita più lungo, poiché le prestazioni dei sistemi di accumulo non sono degradate dalle operazioni di carica e scarica.

Gli aspetti principali dei vari sistemi di accumulo dell'energia appena discussi sono riassunti in Tabella 2.1.

	Ibrido Elettrico	Ibrido Meccanico	Ibrido Idraulico	Ibrido Pneumatico
Energia Specifica [Wh/kg]	40 – 130	30 – 140	2 – 4	4 – 20
Potenza Specifica [W/kg]	120 – 430	400 – 2000	900 – 8000	2000 – 5000
Invecchiamento / Durata	Durata limitata	Lunga durata	Lunga durata	Lunga durata
Massa aggiuntiva	Elevata	Inferiore rispetto alle batterie	Inferiore rispetto alle batterie	Inferiore rispetto alle batterie
Costo	Elevati costi di produzione e prezzo del prodotto finale	Più economico degli equivalenti componenti elettrici	Alto, ma non come le batterie	Costi aggiuntivi inferiori rispetto alle batterie

Tabella 2.1 - Caratteristiche principali dei vari sistemi di accumulo dell'energia.

2.2 Propulsione Ibrida Elettrica

I veicoli ibridi elettrici (Hybrid Electric Vehicles, HEVs), come illustrato in Figura 2.2 [8], utilizzano un motore a combustione interna (Internal Combustion Engine, ICE) in combinazione con uno o più motori elettrici azionati dall'energia elettrica immagazzinata nelle batterie. Questa combinazione consente di sfruttare sia i benefici della propulsione convenzionale che quelli della propulsione ibrida elettrica [6].

In particolare, abilita la frenata rigenerativa e consente al propulsore convenzionale di operare in condizioni ottimali in termini di carico e velocità. Durante la decelerazione, il motore/generatore elettrico trasforma l'energia cinetica del veicolo, che altrimenti verrebbe dissipata sotto forma di calore, in energia elettrica e la immagazzina in una batteria elettrochimica o in un sistema di accumulo elettrostatico (condensatore). L'energia di frenata recuperata può essere utilizzata sia per avviare il motore che per fornire potenza di propulsione nelle fasi iniziali di accelerazione del veicolo.

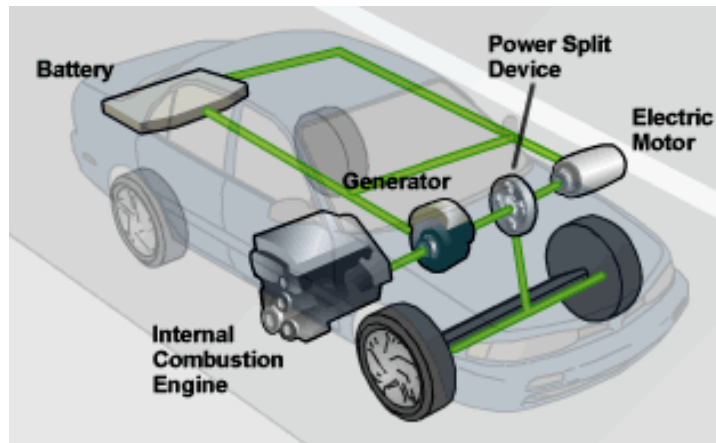


Figura 2.2 - Esempio di un Veicolo Ibrido Elettrico.

Tuttavia, i veicoli ibridi elettrici presentano alcuni svantaggi. Essi richiedono un sistema di propulsione aggiuntivo e l'impiego di batterie che sono voluminose, pesanti e hanno un ciclo di vita limitato, il che comporta un aumento del costo e del peso complessivo del veicolo. Inoltre, l'efficienza delle batterie è influenzata negativamente dalle basse temperature, e, a causa della limitata potenza specifica, le batterie non possono assorbire elevate potenze frenanti.

Le origini dei moderni veicoli ibridi risalgono alla fine del XIX secolo, anche se la loro diffusione è cresciuta in modo significativo verso la fine degli anni Novanta. Il pioniere dei veicoli ibridi prodotti in serie è stata la Toyota Prius, lanciata sul mercato giapponese nel 1997, seguita dalla Honda Insight nel 1999. Entrambi i modelli hanno segnato un notevole cambiamento in termini di mobilità ed efficienza energetica [9]. In seguito, il successo commerciale dei primi ibridi di serie prodotti da Toyota e Honda ha stimolato numerosi costruttori automobilistici a introdurre sul mercato una varietà di soluzioni ibride, offrendo opzioni innovative ed eco-sostenibili.

Un'analisi condotta da G. Fontaras et al. [8], ha riportato i risultati riguardanti il risparmio di carburante di due veicoli ibridi elettrici, la Toyota Prius e la Honda Civic. I dati, raccolti sia seguendo il protocollo del Nuovo Ciclo di Guida Europeo (NEDC) sia utilizzando il ciclo di guida reale Artemis, hanno evidenziato un risparmio di carburante del 60% e del 40% rispettivamente, in confronto ai veicoli tradizionali. Nel lavoro di Y. Louvigny et al. [10], invece, è stata documentata una riduzione di circa il 44% nel consumo di carburante per un autobus ibrido elettrico rispetto a uno convenzionale durante il New York City Cycle.

Nonostante il focus della ricerca e dello sviluppo sui veicoli ibridi si concentra principalmente sull'integrazione di sistemi ibridi elettrici, l'applicazione di tali tecnologie ai veicoli pesanti è ostacolata principalmente dalla notevole complessità e dagli elevati costi aggiuntivi. Tale valutazione è supportata dall'analisi condotta da Lajunen et al. [11], che ha evidenziato come il costo di acquisto di un autobus ibrido elettrico possa superare di circa 250.000 euro quello di un autobus convenzionale.

I veicoli ibridi elettrici sono classificati, in base al tipo di layout del powertrain, in:

- Ibrido Serie;
- Ibrido Parallelo;
- Ibrido Serie-Parallelo (Combinato);

Inoltre, esiste una quarta categoria che raggruppa tutte quelle architetture innovative che non possono essere adeguatamente classificate in nessuna delle tre categorie fondamentali. Per descrivere tali sistemi, viene talvolta utilizzato il termine "ibrido complesso".

La classificazione in questione dipende sostanzialmente dalla connessione tra il motore a combustione interna e il motore elettrico [6], [12].

Le peculiarità delle varie configurazioni saranno esaminate dettagliatamente nei paragrafi successivi.

2.2.1 Ibrido Serie

Nell'ibrido serie, il cui schema è illustrato in Figura 2.3 [13], solo il motore elettrico aziona le ruote del veicolo, mentre il motore a combustione interna (ICE) funziona come un range extender. L'ICE non è collegato direttamente alle ruote ma è connesso in serie con un generatore che converte l'energia meccanica prodotta dall'ICE in energia elettrica. Tale energia viene poi trasmessa al motore elettrico, il quale può utilizzarla per alimentare direttamente il veicolo o per ricaricare le batterie. In questo processo, l'energia fornita dall'ICE subisce due conversioni: prima da meccanica a elettrica, e successivamente da elettrica a meccanica [6].

I principali vantaggi di questa configurazione sono le dimensioni compatte e l'elevata efficienza del motore a combustione interna, che, essendo disaccoppiato dalle ruote, può operare sempre in corrispondenza delle zone a massima efficienza. Un ulteriore beneficio deriva dall'uso di una trasmissione che non richiede una frizione, semplificando il sistema e riducendo le perdite meccaniche.

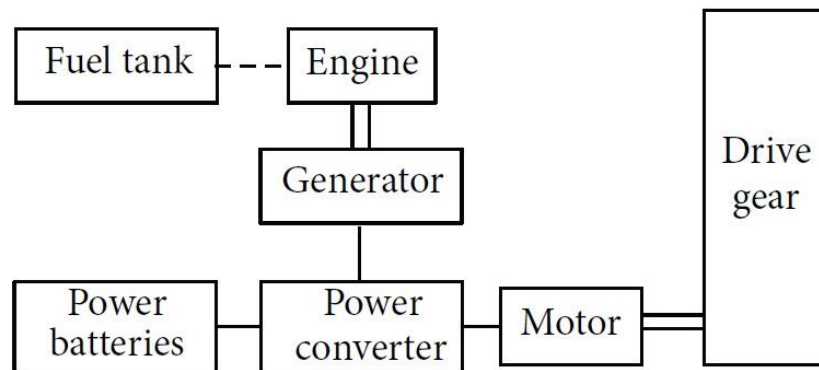


Figura 2.3 – Configurazione Ibrido Serie.

2.2.2 Ibrido Parallelo

Nella configurazione ibrido parallelo, illustrata in Figura 2.4 [13], sia il motore a combustione interna sia il motore elettrico possono azionare le ruote, sia indipendentemente sia simultaneamente. In questa configurazione, il motore a combustione interna è di dimensioni maggiori, mentre il motore elettrico è generalmente più piccolo e meno potente rispetto a quello utilizzato nella configurazione in serie.

I principali vantaggi dell'architettura parallela rispetto a quella in serie includono l'utilizzo di sole due macchine, poiché non è presente un generatore elettrico, e il fatto che l'energia prodotta dal motore a combustione interna non subisce mai una doppia conversione quando questo fornisce direttamente la potenza di trazione. Tuttavia, il controllo di un sistema di propulsione ibrido parallelo risulta più complesso rispetto a quello di un'architettura in serie [6].

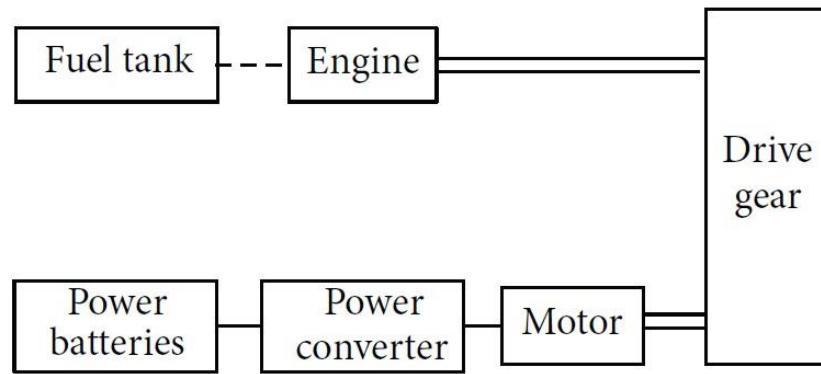


Figura 2.4 - Configurazione Ibrido Parallelo.

2.2.3 Ibrido Serie-Parallelo (Combinato)

La configurazione serie-parallelo, anche chiamata combinata, illustrata in Figura 2.5 [13], integra le architetture in serie e in parallelo tramite l'uso di una o più frizioni. Tale configurazione richiede un collegamento meccanico aggiuntivo rispetto all'ibrido in serie e un generatore elettrico aggiuntivo rispetto all'ibrido in parallelo. Il motore a combustione interna è collegato meccanicamente sia alle ruote che a un generatore, permettendo un flusso di potenza sia in parallelo che in serie. In questo modo, è possibile sfruttare i vantaggi di ciascuna configurazione: ad esempio, utilizzare l'architettura parallela per alte velocità e percorsi autostradali, e l'architettura in serie per velocità inferiori, scollegando il motore a combustione interna dalle ruote. Questa combinazione permette di ottimizzare le prestazioni e l'efficienza complessiva del sistema di trazione [12].

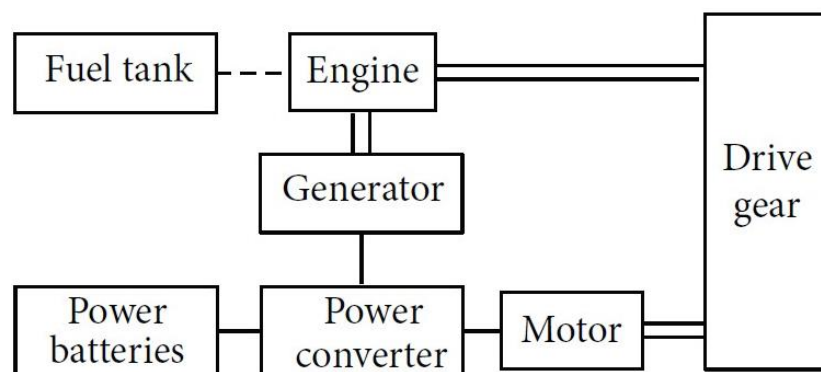


Figura 2.5 - Configurazione Ibrido Serie-Parallelo (Combinato).

2.3 Propulsione Ibrida Meccanica

I sistemi ibridi di tipo meccanico, illustrati in Figura 2.6 [14], utilizzano un volano come sistema di accumulo dell'energia, immagazzinata sotto forma di energia cinetica rotazionale, in luogo alle più diffuse batterie.

Durante la decelerazione, l'energia cinetica del veicolo viene trasferita al volano, aumentando così la sua velocità di rotazione. Il volano, incapsulato in un ambiente sottovuoto, continua a ruotare ad alta velocità anche quando il veicolo è fermo. Invece, durante la successiva accelerazione, l'energia cinetica immagazzinata nel volano viene restituita al veicolo, diminuendo così la velocità di rotazione del volano [15].

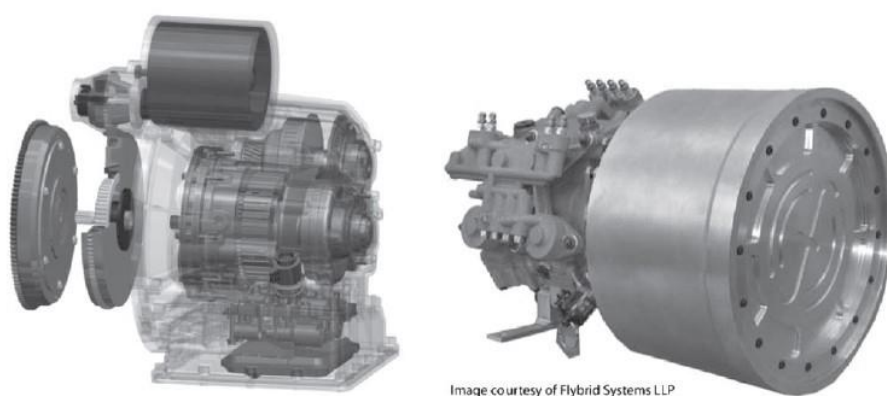


Figura 2.6 - Esempi di un sistema ibrido meccanico.

Il collegamento tra il volano e la driveline avviene tramite una trasmissione a variazione continua (CVT). Per disaccoppiare completamente il volano dalla trasmissione del veicolo quando necessario, viene integrata una frizione dedicata.

L'accumulatore meccanico a volano sostituisce la batteria tradizionale, occupando meno spazio, riducendo l'impatto sul layout del veicolo, e diminuendo il peso complessivo. Inoltre, non contiene acidi o materiali pericolosi, non risente delle variazioni di temperatura, ha generalmente una lunga durata e non richiede la doppia conversione dell'energia, da cinetica a elettrochimica e viceversa, come nell'ibrido elettrico. Tuttavia, la diffusione della tecnologia ibrida a volano è limitata dalla presenza di un corpo con grande massa che ruota a velocità molto elevate. Infatti, per motivi di sicurezza, la massa massima del volano installabile a bordo è limitata, il che influisce negativamente sia sulla potenza massima che sulla capacità energetica del sistema [6].

I veicoli ibridi dotati di un sistema di accumulo di tipo meccanico sono stati oggetto di numerosi studi. In un'analisi condotta da D. Cross et al. [16], è stata evidenziata una riduzione del consumo di carburante del 21,9% per un autoveicolo durante il ciclo di prova US-FTP75. Analogamente, C. Brockbank et al. [17], hanno presentato una riduzione del consumo di carburante del 33,95% per un autobus urbano durante il ciclo di prova "Millbrook London Transport Bus Test Cycle".

2.4 Propulsione Ibrida Idraulica

Il sistema di propulsione ibrido idraulico comprende un motore a combustione interna, una pompa/motore idraulico, un accumulatore ad alta pressione e un serbatoio a bassa pressione. L'accumulatore contiene il fluido idraulico e un gas, come azoto (N_2) o metano (CH_4), separati da una membrana, come illustrato in Figura 2.7 [6].

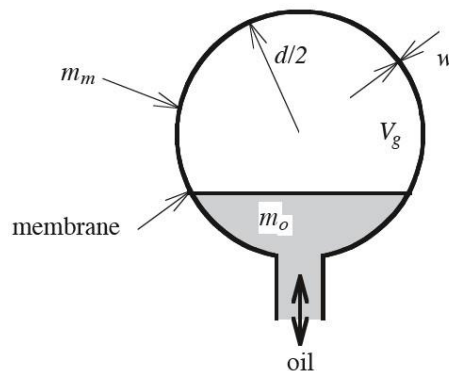


Figura 2.7 - Schema di un accumulatore idraulico.

In Figura 2.8 [10], è illustrato il principio di funzionamento di un sistema ibrido idraulico. Analogamente all'ibrido elettrico, durante la decelerazione del veicolo, la pompa idraulica assorbe l'energia cinetica, che altrimenti andrebbe persa sotto forma di calore, immagazzinandola nell'accumulatore idraulico sotto forma di fluido ad alta pressione. Durante la successiva accelerazione del veicolo, il motore idraulico riutilizza il fluido ad alta pressione per mettere in moto il veicolo.

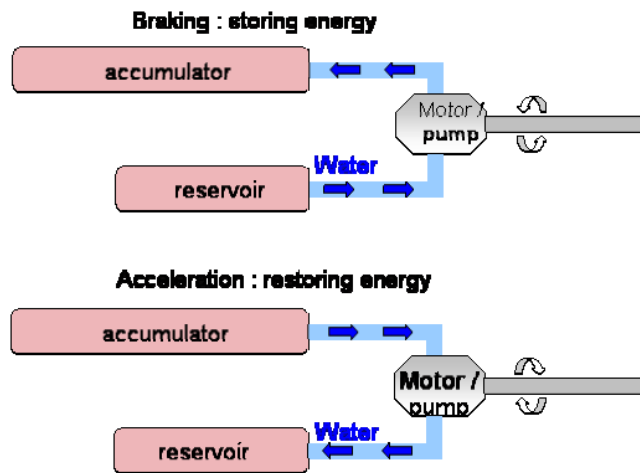


Figura 2.8 - Principio di funzionamento di un sistema di propulsione ibrido idraulico.

Il propulsore ibrido idraulico è caratterizzato da bassa energia specifica ma da una elevata potenza specifica. Tale caratteristica permette di immagazzinare l'energia di frenata anche in condizioni di frenata intensa, garantendo in questo modo un notevole risparmio di carburante, soprattutto nei percorsi urbani. Di conseguenza, veicoli che effettuano ripetuti arresti e avviamenti, come autobus urbani e camion per la raccolta dei rifiuti, sono particolarmente adatti a questa soluzione.

A differenza degli ibridi elettrici, uno dei vantaggi degli ibridi idraulici è che le prestazioni non vengono compromesse da frequenti cicli di carica e scarica. Tuttavia, il principale limite è la ridotta densità energetica e il conseguente limitato stoccaggio di energia.

L'ibrido idraulico è tipicamente classificato in due tipologie: ibrido idraulico parallelo e ibrido idraulico serie.

Nella configurazione ibrido idraulico parallelo, illustrata in Figura 2.9 [7], il motore/pompa idraulico è collegata all'albero di trasmissione tramite una trasmissione meccanica. Tale configurazione consente al veicolo di funzionare in maniera convenzionale quando il sistema è disattivato. In questo modo, il motore a combustione interna trasferisce la potenza direttamente alle ruote. Inoltre, il motore/pompa idraulico può essere utilizzato per assistere il motore a combustione interna durante le fasi di accelerazione del veicolo. Tuttavia, il funzionamento del propulsore termico nelle zone a bassa efficienza è inevitabile poiché è collegato direttamente alle ruote del veicolo.

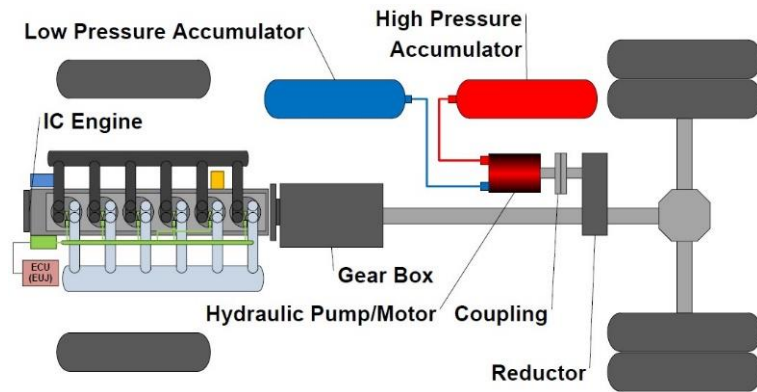


Figura 2.9 - Schema ibrido idraulico parallelo.

Nella configurazione ibrido idraulico serie, mostrata in Figura 2.10 [7], il motore a combustione interna non è collegato meccanicamente alle ruote, bensì alla pompa idraulica, e l'intera trasmissione convenzionale è sostituita da un circuito idraulico aggiuntivo. In questo caso, la potenza propulsiva per azionare le ruote è fornita dal fluido ad alta pressione contenuto negli accumulatori. A differenza dell'ibrido idraulico parallelo, questa configurazione consente al motore convenzionale di operare nei punti di massima efficienza poiché viene eliminato il collegamento diretto tra il motore e i componenti della trasmissione.

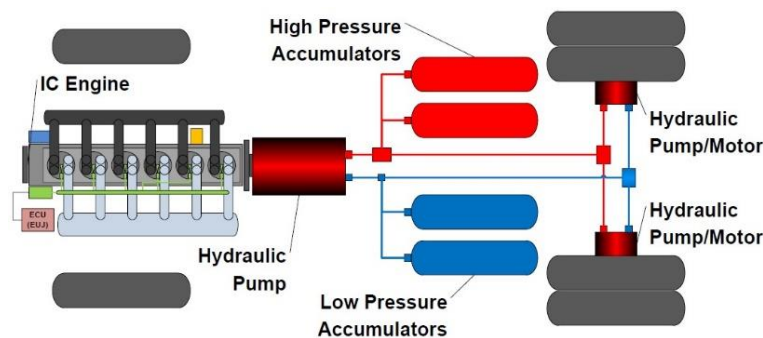


Figura 2.10 - Schema ibrido idraulico serie.

I principali campi di applicazione dell'ibrido idraulico includono veicoli pesanti come camion, autobus urbani e SUV. Questa tecnologia permette di aumentare l'efficienza del propulsore, ridurre il consumo di carburante e diminuire le emissioni inquinanti, suscitando interesse nel campo della ricerca.

Y. Louvigny et al. [10] hanno esaminato e confrontato la riduzione del consumo di carburante di autovetture, SUV e autobus urbani con propulsore ibrido idraulico rispetto alle loro controparti convenzionali ed elettriche. Per le autovetture e i SUV,

l'analisi è stata condotta utilizzando il New European Drive Cycle (NEDC), mentre per gli autobus urbani è stato utilizzato il New York City Cycle (NYCC).

L'autovettura convenzionale ha mostrato un consumo di carburante di 5,5 l/100 km, mentre il veicolo ibrido idraulico corrispondente ha mostrato un consumo di carburante di 5,3 l/100 km, traducendosi in una riduzione di circa il 3,7%.

Per il SUV convenzionale, il consumo di carburante è stato di 13,22 l/100 km, mentre il SUV ibrido idraulico ha registrato un consumo di 12,7 l/100 km, con una riduzione di circa il 3,9%.

L'autobus urbano convenzionale ha mostrato un consumo di carburante di 101,3 l/100 km, mentre l'autobus ibrido idraulico corrispondente ha mostrato un consumo di carburante di 70,5 l/100 km, traducendosi in una riduzione di circa il 30,4%.

Invece, S. Baseley et al. di Bosch Rexroth [18], hanno esaminato camion della spazzatura e carrelli elevatori dotati di un sistema ibrido idraulico durante cicli di prova estremamente brevi, osservando una riduzione del consumo di carburante fino al 30%.

2.5 Propulsione Ibrida Pneumatica

Rispetto ad altre configurazioni ibride, l'ibrido pneumatico, mostrato in Figura 2.11 [6], rappresenta una soluzione relativamente semplice ed economica. Diversamente dai propulsori ibridi elettrici e idraulici, gli ibridi pneumatici non necessitano di un sistema di propulsione supplementare. Gli unici componenti aggiuntivi richiesti sono un serbatoio di accumulo di aria ad alta pressione e una valvola nella testata del motore convenzionale, utilizzata per regolare il flusso d'aria tra la camera di combustione e il serbatoio di accumulo. Il concetto centrale del funzionamento del propulsore ibrido pneumatico consiste nell'utilizzare il motore a combustione interna sia come propulsore convenzionale che come motore/pompa pneumatico. Questa configurazione consente la frenata rigenerativa, l'eliminazione dei punti di funzionamento del motore meno efficienti (come il minimo e i carichi molto bassi) e l'implementazione di un motore ridimensionato e sovralimentato.

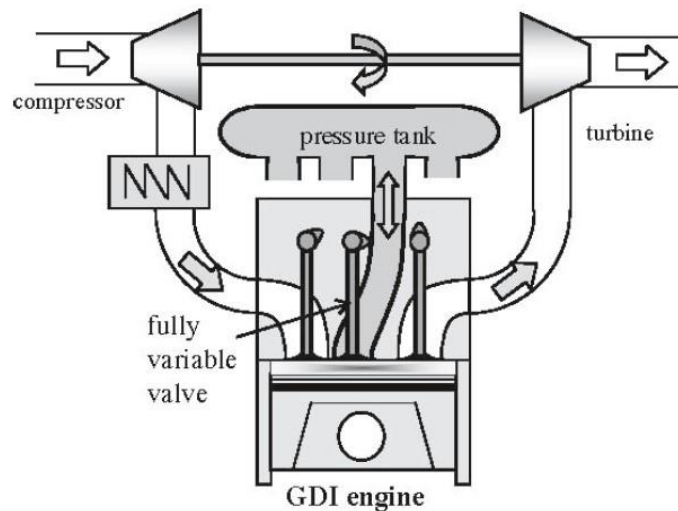


Figura 2.11 - Schema propulsore ibrido pneumatico.

Oltre al tradizionale funzionamento a combustione interna, con il propulsore ibrido pneumatico possono essere introdotte alcune nuove modalità operative: *compressor mode* (modalità compressore pneumatico), *pneumatic motor mode* (modalità motore pneumatico) e *air power assist* o *pneumatic supercharged mode* (modalità servoassistita o sovralimentata pneumatica).

La *compressor mode* viene impiegata per recuperare energia durante la decelerazione del veicolo. In questa fase, il motore a combustione interna funziona come un compressore, assorbendo e convertendo l'energia cinetica in energia potenziale sotto forma di aria compressa, che viene immagazzinata nel serbatoio ad alta pressione.

Durante la successiva accelerazione del veicolo, il motore a combustione interna opera in modalità *pneumatic motor mode*, utilizzando l'aria pressurizzata nel serbatoio per avviare il motore o accelerare il veicolo.

Nella terza modalità di funzionamento, la modalità *air power assist* o *pneumatic supercharged mode*, l'aria compressa immagazzinata nel serbatoio viene utilizzata per sovralimentare il motore quando è richiesta una coppia maggiore, migliorando la guidabilità e riducendo i periodi di turbo-lag dovuti all'accelerazione relativamente lenta del turbocompressore.

Durante i periodi in cui non è richiesta energia al motore, come al minimo e durante il rilascio del pedale dell'acceleratore, il motore a combustione interna può essere completamente spento. Questo permette di azzerare il consumo di carburante e, conseguentemente, l'eliminazione delle emissioni di gas di scarico durante tali fasi.

Grazie all'elevata potenza specifica, il propulsore ibrido pneumatico, analogamente al propulsore ibrido idraulico, è in grado di immagazzinare l'energia di frenata anche in condizioni di frenata intensa e senza subire degrado delle prestazioni a causa di frequenti cicli di carica e scarica. Ciò consente un notevole risparmio di carburante, particolarmente significativo per i veicoli pesanti utilizzati in aree urbane, dove le condizioni operative richiedono frequenti ed elevate coppie di arresto e avvio. Inoltre, per gli autobus urbani e i veicoli commerciali, l'aria compressa che aziona l'impianto frenante e permette il funzionamento delle apparecchiature pneumatiche, come l'apertura e la chiusura delle porte, attualmente prodotta da un compressore azionato dal motore, potrebbe essere sostituita dall'aria ad alta pressione immagazzinata nel serbatoio di accumulo.

Le caratteristiche dell'ibrido pneumatico sono uniche e non riscontrabili nelle altre tipologie di sistemi ibridi. Pertanto, lo sfruttamento di tali sinergie si traduce in un sistema di propulsione con miglioramenti significativi e simultanei nel consumo di carburante, nelle emissioni e nelle prestazioni. Il potenziale dell'ibrido pneumatico in termini di risparmio di carburante è stato oggetto di studio da parte di numerosi gruppi di ricerca.

Una delle prime analisi è stata condotta nel 1999 da M. M. Schechter [19], la quale ha esaminato un veicolo di circa 1300 kg equipaggiato con un motore a benzina da 2 litri. Lo studio ha evidenziato una riduzione dei consumi di carburante di circa il 50%.

Nel 2003, Thai et al. [20] hanno condotto l'analisi su un modello di ibrido pneumatico più avanzato. I risultati hanno indicato una riduzione del consumo di carburante di circa il 64% e il 12% rispetto al veicolo convenzionale, rispettivamente nel ciclo di prova cittadino e in quello autostradale.

Nel 2009, X. Wang et al. [21] hanno modellato e analizzato un camion per la raccolta dei rifiuti dotato di un motore da 10.8 litri, equipaggiato con un sistema ibrido pneumatico e provvisto di un serbatoio di accumulo da 280 litri. L'analisi, condotta su diversi cicli guida, ha evidenziato un risparmio di combustibile compreso tra il 4 e il 18%.

Sempre nel 2009, C. Dönitz et al. dell'ETH di Zurigo [22], hanno esaminato il potenziale risparmio di carburante derivante dall'impiego del propulsore ibrido pneumatico abbinato ad un motore aspirato da 2,0 litri. La ricerca ha mostrato una

riduzione del consumo di carburante di oltre il 30% rispetto al medesimo motore standard nel ciclo di guida MVEG-95.

Nel 2010, Trajkovic et al. [23], hanno sviluppato un modello ibrido pneumatico di un tipico autobus urbano da 15000 kg. L'analisi, basata sul ciclo di guida cittadino Braunschweig Test Cycle, ha mostrato una riduzione del consumo di carburante pari al 28%.

In seguito, S. Trajkovic et al. [24] hanno analizzato l'impatto dello stesso modello ibrido pneumatico su 10 cicli di guida differenti, evidenziando una variazione nel risparmio di carburante che va dall'8% al 58,8%.

Nel 2011, C. Y. Lee et al. della Brunel University [25], hanno introdotto un nuovo concetto di ibrido pneumatico per autobus urbani e veicoli commerciali, denominato Brunel Regenerative Engine Braking Device (RegenEBD). Nel caso dell'autobus urbano, lo studio ha evidenziato un risparmio di carburante del 6,2% durante il ciclo di guida MLTB (Millbrook London Transport Bus).

2.6 Confronto

Come discusso nei paragrafi precedenti, un promettente approccio per mitigare le emissioni e ridurre il consumo di carburante nel settore dei trasporti è l'adozione di veicoli ibridi.

L'ibridizzazione dei veicoli può essere realizzata in modi diversi. Ciascuna configurazione presenta sia vantaggi che svantaggi, ma tutte condividono il medesimo obiettivo: combinare i benefici dei motori a combustione interna con quelli di altre tipologie di propulsori, al fine di migliorarne l'efficienza complessiva.

Questo paragrafo presenta una sintesi dei principali aspetti distintivi dei vari sistemi ibridi. In particolare, la Tabella 2.2 fornisce un confronto dei principali vantaggi e svantaggi riscontrabili tra tali sistemi.

	Ibrido Elettrico	Ibrido Meccanico	Ibrido Idraulico	Ibrido Pneumatico
Vantaggi	<p>Punto di funzionamento ottimale;</p> <p>Riduzione dei consumi di carburante e delle emissioni;</p> <p>In grado di immagazzinare notevoli quantità di energia;</p>	<p>Assenza di acidi o materiali pericolosi;</p> <p>Non influenzato dalle temperature;</p> <p>Nessun cambiamento di stato energetico;</p>	<p>Frenata rigenerativa;</p> <p>Prestazioni non degradate;</p>	<p>Frenata rigenerativa;</p> <p>Prestazioni non degradate;</p> <p>Downsizing e sovralimentazione;</p> <p>Riduzione turbo-lag;</p> <p>Nessun sistema di propulsione aggiuntivo;</p>
Svantaggi	<p>Sistema di propulsione supplementare;</p> <p>Influenzato dalla bassa temperatura;</p> <p>Incapace di accettare un'elevata potenza frenante;</p>	<p>Complessità e sicurezza;</p> <p>Limiti di massa del volano;</p> <p>Limiti massimi di potenza e capacità energetica;</p>	<p>Bassa energia specifica;</p> <p>Stoccaggio continuo limitato;</p>	<p>Bassa energia specifica;</p> <p>Stoccaggio continuo limitato;</p> <p>Isolamento termico del serbatoio;</p>

Tabella 2.2 - Tabella di confronto vantaggi e svantaggi tra sistemi ibridi.

La Tabella 2.3 presenta una sintesi del potenziale risparmio di carburante ottenibile con i diversi dispositivi ibridi rispetto ai corrispondenti veicoli convenzionali. È tuttavia fondamentale sottolineare che i risultati non sono direttamente comparabili a causa delle differenze nelle ipotesi di base adottate nelle varie ricerche.

Sistema ibrido	Motore	Massa Veicolo	Dimensione sistema di stoccaggio	Risparmio di carburante	Ciclo di prova
Ibrido Meccanico [16]	/	2000 kg Automobile	Volano (5 kg)	21,9 %	US-FTP75
	110 kW Diesel	8500 kg Autobus urbano	Volano in fibra di carbonio (18 kg)	33,95 %	MLTB
Ibrido Idraulico [10], [18]	56 kW Diesel	1235 kg Automobile	Alta pressione 40 litri Bassa pressione 18 litri	3,7 %	NEDC
	102 kW Benzina	1785 kg SUV	Alta pressione 110 litri Bassa pressione 54 litri	3,9 %	NEDC
	205 kW Diesel	15281 kg Autobus urbano	Alta pressione 280 litri Bassa pressione 130 litri	30,4 %	NYCC
	85 kW	Carrello elevatore 10000 kg	Alta pressione 20 litri Bassa pressione 20 litri	30 %	Test personalizzato
	200 kW	Camion raccolta rifiuti 25000 kg	Alta pressione 50 litri Bassa pressione 35 litri	30 %	Test personalizzato
Ibrido Pneumatico [19], [20], [21], [22], [23], [24], [25]	2 litri Benzina	1360 kg Automobile	Serbatoio Alta pressione 36,2 litri	50 %	Ciclo di guida in città di 45 secondi
	2,5 litri Benzina	1531 kg Automobile	Serbatoio Alta pressione 65 litri	64 %	FTP-75 Cittadino
				12 %	FTP-75 Autostradale
	10,8 litri Diesel	Camion raccolta rifiuti	Serbatoio Alta pressione 280 litri	4-18 %	Diversi cicli di prova
	2 litri Benzina	1550 kg Automobile	Serbatoio Alta pressione 30 litri	34 %	MVEG-95
12 litri Diesel	15000 kg Autobus urbano	Serbatoio Alta pressione 40 litri	28 %	Braunschweig	

	12 litri Diesel	15000 kg Autobus urbano	Serbatoio Alta pressione 60 – 570 litri	8 – 58 %	10 diversi cicli di prova
	7,25 litri Diesel	16500 kg Autobus urbano	Serbatoio Alta pressione 151 litri	6,2 %	MLTB

Tabella 2.3 - Tabella di confronto del risparmio di carburante ottenibile con i diversi dispositivi ibridi

In conclusione, emerge che ciascun sistema ibrido presenta un insieme unico di vantaggi e svantaggi.

La selezione del sistema ibrido ottimale è un processo estremamente complesso e dipende strettamente dalle specifiche dell'applicazione e dalle esigenze operative del veicolo.

Questa tesi si è concentrata sull'approfondimento del sistema ibrido pneumatico, ritenuto una soluzione efficace per contenere la complessità, il peso e i costi aggiuntivi associati al processo di ibridizzazione dei veicoli.

Al fine di valutare le potenzialità di un propulsore ibrido pneumatico, è stato sviluppato un modello Matlab/Simulink di un autobus urbano, utilizzato per stimare e confrontare il risparmio di combustibile ottenibile su differenti cicli guida.

Capitolo 3 - Il Powertrain Ibrido Pneumatico

3.1 Introduzione

Il sistema ibrido pneumatico rappresenta un'alternativa a basso costo rispetto al più diffuso ibrido elettrico. A differenza di altri sistemi ibridi, non necessita di un sistema di propulsione aggiuntivo. Gli unici componenti supplementari richiesti sono un serbatoio di accumulo per l'aria compressa e una valvola posizionata nella testata del motore convenzionale, utilizzata per regolare il flusso d'aria tra la camera di combustione e il serbatoio di accumulo.

Il principio di funzionamento del motore ibrido pneumatico si basa sull'utilizzo del motore a combustione interna sia come propulsore convenzionale che come motore/pompa pneumatico, per comprimere l'aria atmosferica e immagazzinarla in un serbatoio ad alta pressione durante la decelerazione del veicolo. L'aria compressa accumulata può essere impiegata per riavviare il motore convenzionale dopo una fermata, per accelerare il veicolo o per sovralimentare il motore, permettendo di raggiungere carichi più elevati quando necessario.

Questa configurazione consente la frenata rigenerativa, elimina i punti di funzionamento del motore meno efficienti (come il minimo e i carichi molto bassi) e consente l'implementazione di un motore ridimensionato e sovralimentato.

L'ibridazione pneumatica di un motore a combustione interna è applicabile sia ai motori ad accensione comandata (Spark Ignition, SI) che a quelli ad accensione spontanea (Compression Ignition, CI) [22].

3.2 Analisi dello Stato dell'arte

Nel panorama scientifico, il potenziale del sistema ibrido pneumatico è stato oggetto di numerosi studi da parte di vari gruppi di ricerca.

Una delle prime analisi è stata condotta nel 1999 da M. M. Schechter [19]. Schechter ha proposto una nuova idea di propulsione, secondo la quale il motore a combustione interna convenzionale può operare anche come motore/pompa pneumatico attraverso l'installazione di una testata modificata. Come illustrato in Figura 3.1, questa testata integra una nuova valvola, denominata valvola di carica, che mette in comunicazione la camera di combustione con il serbatoio di accumulo dell'aria compressa.

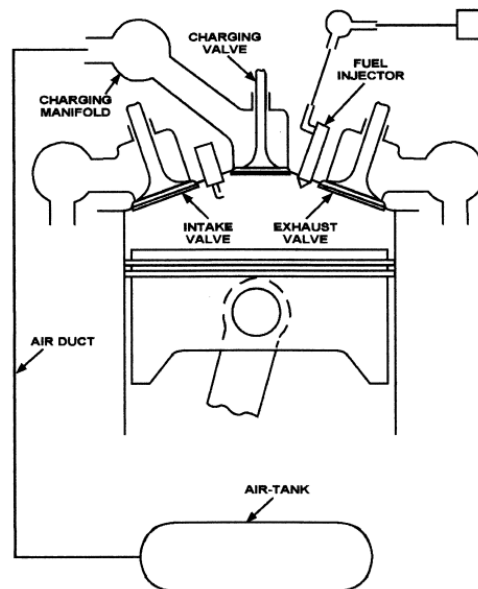


Figura 3.1 - Schema propulsore ibrido pneumatico Schechter.

Per abilitare il funzionamento ibrido pneumatico, il motore convenzionale necessita di un sistema di attuazione delle valvole capace di modificare rapidamente gli istanti di apertura e chiusura, garantire una rapida apertura e chiusura e disattivare selettivamente alcune valvole quando necessario. A tale scopo, è stato utilizzato un sistema che impiega l'azionamento elettroidraulico.

Un esempio di sistema di azionamento elettroidraulico delle valvole, privo di camme e molle, è illustrato in Figura 3.2.

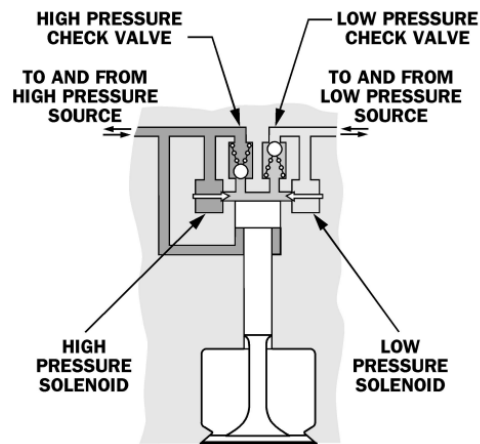


Figura 3.2 – Esempio attuazione elettroidraulica delle valvole, Schechter.

Schechter, nella sua analisi, ha esaminato un veicolo di circa 1300 kg, equipaggiato con un motore a benzina da 2 litri e un serbatoio di accumulo per l'aria compressa da 36,2 litri. Il veicolo è stato testato su un ciclo di guida cittadino avente una durata di 45 secondi, durante il quale è stato evidenziato un risparmio di carburante pari a circa il 50%.

Nel 2000, nel suo secondo articolo [26], Schechter ha ulteriormente approfondito i principi fondamentali della frenata rigenerativa abbinata all'ibrido pneumatico, evidenziandone i suoi vantaggi rispetto ai sistemi ibridi elettrici. Ha inoltre descritto l'analisi termodinamica dei cicli ideali, comprendendo i calcoli delle efficienze del ciclo e le pressioni medie indicate prodotte durante le fasi di frenata e accelerazione.

Nonostante il modello di simulazione utilizzato fosse di natura estremamente elementare, i risultati sono serviti come indicatore del potenziale dell'ibridazione pneumatica e hanno spinto altri team di ricerca a sviluppare ulteriormente tale idea.

Nel 2003, C. Tai et al., dell'Università della California – Los Angeles [20], hanno presentato ed esaminato un modello più avanzato di veicolo ibrido pneumatico, illustrato in Figura 3.3. La ricerca ha esplorato il potenziale risparmio di carburante di un sistema ibrido pneumatico combinato con un motore ad accensione comandata da 2,5 litri, dotato di un sistema di attuazione delle valvole di tipo elettroidraulico, utilizzato su un'autovettura da 1531 kg. Per questo veicolo è stato selezionato un serbatoio di accumulo dell'aria compressa da 65 litri.

I risultati hanno mostrato una riduzione del consumo di carburante pari a circa il 64% nel ciclo di prova FTP cittadino e del 12% nel ciclo FTP autostradale, rispetto al veicolo convenzionale.

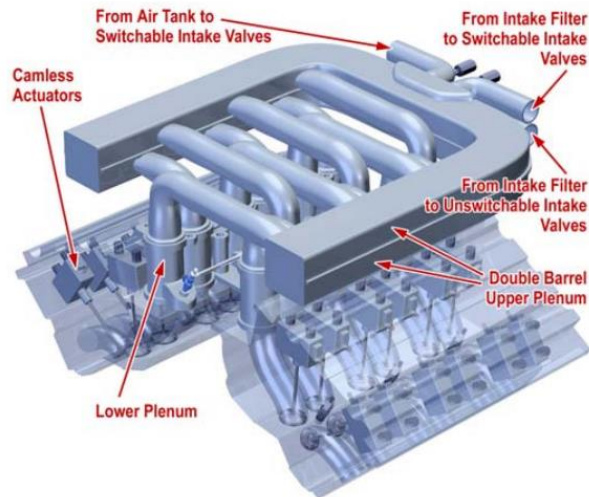


Figura 3.3 - Schema propulsore ibrido pneumatico, Università della California – Los Angeles.

Nel 2008, H. Kang et al., dell'Università della California - Los Angeles [27], hanno pubblicato la loro ricerca sul sistema ibrido pneumatico per applicazioni heavy-duty. Il propulsore oggetto di analisi è stato un motore diesel Volvo MD11, che è stato opportunamente modificato per ospitare il sistema ibrido pneumatico abbinato al sistema di attuazione idraulico delle valvole. Lo schema del modello è illustrato in Figura 3.4.

Inoltre, con tale analisi, è stato dimostrato che il sistema ibrido pneumatico può:

- (i) comprimere l'aria nel serbatoio di accumulo controllando la fasatura delle valvole;
- (ii) generare potenza positiva utilizzando l'aria compressa dal serbatoio di accumulo senza iniettare carburante;

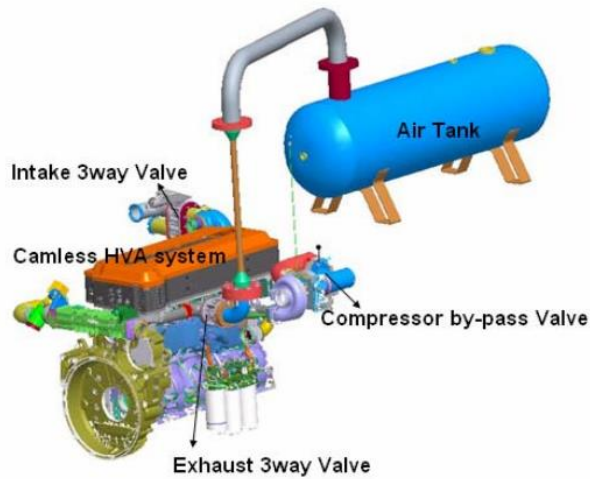


Figura 3.4 - Schema propulsore ibrido pneumatico, Università della California – Los Angeles.

Nel 2009, Wang et al. [21], appartenenti allo stesso gruppo di ricerca dell'Università della California – Los Angeles, hanno pubblicato un articolo che presenta l'analisi e la modellazione di un veicolo per la raccolta dei rifiuti dotato di un motore diesel da 10,8 litri modificato in modo tale da funzionare anche come ibrido pneumatico.

Come illustrato in Figura 3.5, ulteriori modifiche hanno riguardato la sostituzione del treno valvole convenzionale con un treno valvole ad azionamento idraulico e l'aggiunta di un serbatoio di accumulo per l'aria compressa da 280 litri.

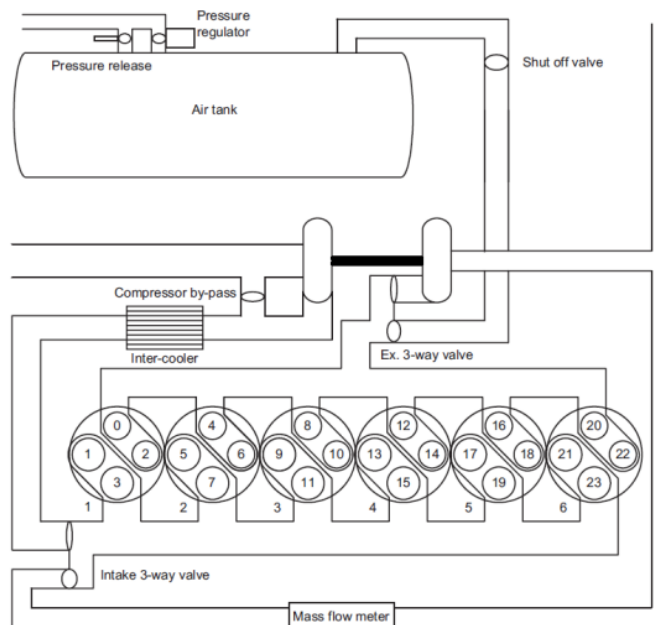


Figura 3.5 - Schema propulsore ibrido pneumatico, Università della California – Los Angeles.

Il sistema in esame è stato modellato mediante l'impiego del software di simulazione GT-POWER, che ha permesso la generazione delle corrispondenti mappe motore. Queste ultime sono state poi impiegate per simulare il risparmio di carburante potenzialmente ottenibile per un veicolo adibito alla raccolta dei rifiuti, attraverso una serie di cicli di guida. In base al ciclo di guida specifico, la simulazione ha evidenziato un risparmio di carburante variabile tra il 4% e il 18% rispetto a un veicolo dotato di un motore diesel tradizionale.

Nel 2007, S. Trajkovic et al., del "Lund Institute of Technology" [28], hanno convertito un singolo cilindro di un motore diesel Scania in un cilindro ibrido pneumatico e successivamente testato in laboratorio. Ulteriori modifiche hanno interessato la valvola di aspirazione, che è stata adattata in modo tale da funzionare come valvola di carica. La configurazione proposta è illustrata in Figura 3.6.

I risultati della ricerca hanno evidenziato un'efficienza di rigenerazione pari a circa il 33%.

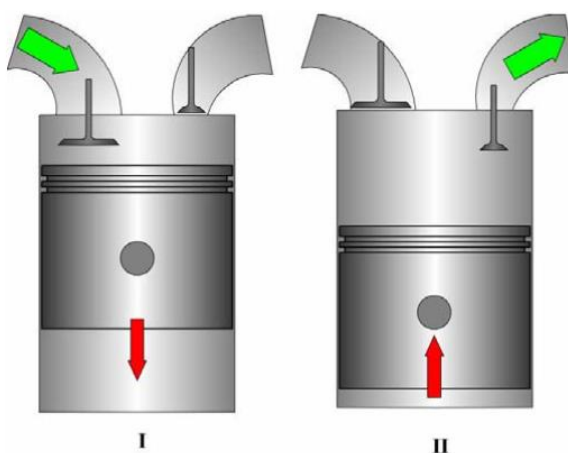


Figura 3.6 - Schema propulsore ibrido pneumatico, Lund Institute of Technology. Illustrazione della modalità compressore: I) Aspirazione aria fresca; II) Compressione dell'aria e caricamento del serbatoio di accumulo.

Nel 2008, Trajkovic et al. [29], hanno pubblicato un secondo articolo riguardante lo stesso motore ibrido pneumatico. In questo lavoro, è stata analizzata e descritta l'influenza di una nuova geometria della valvola di carico sull'efficienza di rigenerazione. La nuova valvola di carico, caratterizzata da un diametro della testa maggiore, ha permesso di ridurre la caduta di pressione attraverso la valvola stessa, incrementando così l'efficienza di rigenerazione dal 33% al 48%.

Più tardi, nel 2010, Trajkovic et al. [23] hanno simulato il funzionamento di un modello di veicolo ibrido pneumatico mediante il software Matlab/Simulink, al fine di valutare il consumo di carburante. Dall'analisi è emerso che per un tipico autobus urbano da 15000 kg, dotato di un serbatoio di accumulo da 40 litri e che percorre il ciclo di prova Braunschweig, è possibile ottenere una riduzione del consumo di carburante pari a circa il 28%.

Inoltre, il modello è stato testato su 10 diversi cicli di guida, mostrando un risparmio di carburante variabile tra l'8% e il 59%, a seconda del ciclo di guida. Le simulazioni hanno confermato che il consumo di carburante varia notevolmente a seconda delle condizioni di guida [24].

Nel 2009, L. Guzzella et al., dell'ETH di Zurigo [22], hanno proposto un nuovo concetto di motore ibrido pneumatico che prevede l'impiego di una valvola di carico ad azionamento variabile, mentre, come illustrato in Figura 3.7, le valvole di aspirazione e scarico rimangono azionate dall'albero a camme. Questa configurazione comporta una riduzione della complessità e dei costi rispetto a un sistema che utilizza valvole con azionamento completamente variabile.

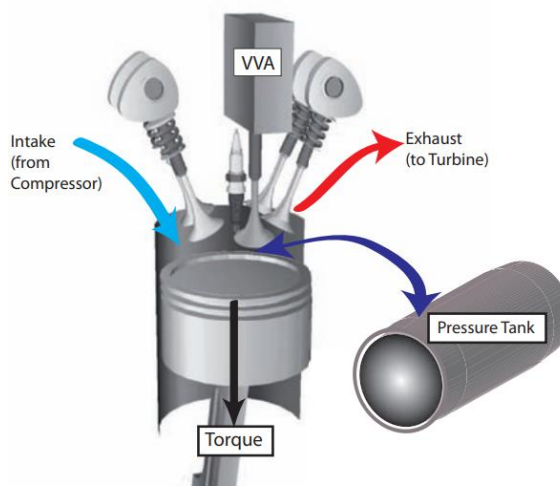


Figura 3.7 - Schema propulsore ibrido pneumatico, ETH di Zurigo.

Inoltre, è stato analizzato il potenziale risparmio di carburante ottenibile grazie alla combinazione del sistema ibrido pneumatico e del downsizing per un veicolo con massa pari a 1550 kg. In particolare, lo studio ha riportato una riduzione del consumo di carburante del 34% sul ciclo di guida MVEG-95 (Motor Vehicle Emissions Group). La ricerca ha anche evidenziato che tale soluzione, richiedendo un minor numero di

valvole ad azionamento variabile, ha il potenziale per essere più efficiente in termini di costi rispetto ai motori pneumatici ibridi con valvole ad azionamento variabile e ai sistemi di propulsione ibridi elettrici.

Nel 2011, C. Y. Lee et al., della Brunel University [25], hanno presentato un nuovo concetto di ibrido pneumatico per autobus urbani e veicoli commerciali, il “Brunel Regenerative Engine Braking Device”, anche chiamato RegenEBD. A differenza di altre soluzioni, il RegenEBD richiede l'uso di un sistema ad azionamento variabile solo sulle valvole di aspirazione. Un'ulteriore modifica riguarda l'installazione di un motorino di avviamento pneumatico che sfrutta l'aria compressa per riavviare il propulsore termico e realizzare operazioni di Start&Stop rigenerative. La configurazione proposta è illustrata in Figura 3.8.

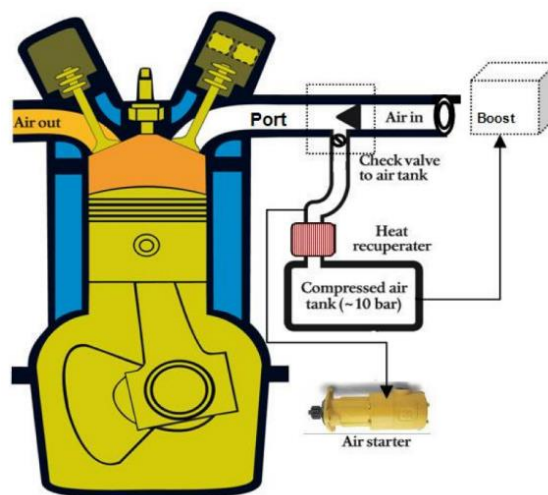


Figura 3.8 - Schema propulsore ibrido pneumatico Brunel University.

Inoltre, per valutare l'impatto sul consumo di combustibile, i ricercatori della Brunel University hanno modellato il sistema ibrido pneumatico proposto utilizzando il software di simulazione Ricardo WAVE. Il modello in esame è costituito da un sistema ibrido pneumatico abbinato ad un motore diesel da 7,25 litri utilizzato su un autobus urbano da 16500 kg. I risultati ottenuti hanno evidenziato un risparmio di carburante del 6,2% durante il ciclo di guida MLTB (Millbrook London Transport Bus).

3.2.1 Confronto dei diversi sistemi ibridi pneumatici

La Tabella 3.1 confronta, in termini di risparmio di combustibile, i sistemi ibridi pneumatici dei diversi gruppi di ricerca discussi nei paragrafi precedenti. È tuttavia fondamentale sottolineare che i risultati non sono direttamente comparabili a causa delle differenze nelle ipotesi di base adottate nelle varie ricerche. Nonostante ciò, la tabella offre una stima indicativa del risparmio di carburante che potrebbe essere idealmente raggiunto con tali sistemi.

Gruppo di ricerca	Veicolo	Sistema ibrido pneumatico	Dimensione del serbatoio	Risparmio di carburante	Ciclo di prova
M. M. Schechter	Auto: 1360 Kg Motore: 2 litri, Benzina	Valvola di aspirazione, scarico e carico ad azionamento variabile	36,2 litri	50 %	Ciclo di guida cittadino da 45 secondi
Università della California	Auto: 1531 kg Motore: 2,5 litri, Benzina	Sistema di attuazione delle valvole di tipo elettroidraulico	65 litri	64 %	FTP-75 City
				12 %	FTP-75 Highway
	Camion dei rifiuti Motore: 10,8 litri, Diesel	Sistema di attuazione delle valvole di tipo idraulico	280 litri	4 - 18 %	Diversi cicli di prova
Lund Institute	Autobus urbano: 15000 kg Motore: 12 litri, Diesel	Sistema di attuazione delle valvole di tipo idraulico	40 litri	28 %	Braunschweig
	Autobus urbano: 15000 kg Motore: 12 litri, Diesel	Una delle valvole di aspirazione esistenti viene convertita in valvola di carico	60 – 570 litri	8 – 58 %	10 diversi cicli di prova

ETH Zurigo	Auto: 1550 Kg Motore: 2 litri, Benzina	Valvole di aspirazione e scarico comandate da albero a camme Valvola di carico ad azionamento variabile	30 litri	34 %	MVEG-95
Brunel University Londra	Autobus urbano: 16500 kg Motore: 7,25 litri, Diesel	Sistema ad azionamento variabile solo sulle valvole di aspirazione Motorino di avviamento pneumatico	151 litri	6,2 %	MLTB

Tabella 3.1 - Tabella riepilogativa del risparmio di carburante dei sistemi ibridi pneumatici dei diversi gruppi di ricerca.

In sintesi, dai primi anni duemila in poi, la ricerca sulla propulsione ibrida pneumatica ha fatto significativi progressi, che hanno portato alla creazione di diversi concepts. Secondo quanto riportato nella Tabella 3.1, il risparmio di carburante può variare significativamente, dal 4% al 64%, a seconda del tipo di veicolo e del ciclo di guida impiegato. Questi risultati forniscono un quadro generale delle potenziali efficienze energetiche ottenibili con questa tecnologia ibrida.

3.3 Principio di funzionamento

Il funzionamento del sistema ibrido pneumatico si basa su un principio innovativo. Tale sistema si avvale di un motore a combustione interna che assume una doppia funzione: quella di propulsore tradizionale e quella di motore/pompa pneumatico. Durante le fasi di decelerazione del veicolo, l'aria atmosferica viene aspirata nei cilindri, compressa e immagazzinata in un serbatoio di accumulo ad alta pressione. L'aria compressa accumulata nel serbatoio può essere utilizzata in vari modi. Può essere impiegata per riavviare il propulsore convenzionale dopo una sosta, per dare un

boost al veicolo durante l'accelerazione, o per incrementare la potenza del motore, permettendo in questo modo di raggiungere carichi più elevati quando necessario.

Oltre al tradizionale funzionamento a combustione interna, il propulsore ibrido pneumatico si distingue per l'introduzione di alcune nuove modalità operative:

- *Compressor Mode* (Modalità Compressore Pneumatico);
- *Pneumatic Motor Mode* (Modalità Motore Pneumatico);
- *Air Power Assist* o *Pneumatic Supercharged Mode* (Modalità Servoassistita o Sovralimentata Pneumatica);

La *Compressor Mode* viene impiegata per recuperare energia durante la decelerazione del veicolo. In questa fase, il motore a combustione interna funziona come un compressore, assorbendo e convertendo l'energia cinetica in energia potenziale sotto forma di aria compressa, che viene immagazzinata nel serbatoio ad alta pressione.

Durante la successiva accelerazione del veicolo, il motore a combustione interna opera in modalità *Pneumatic Motor Mode*, utilizzando l'aria pressurizzata nel serbatoio per avviare il motore o accelerare il veicolo.

Nella terza modalità di funzionamento, la modalità *Air Power Assist* o *Pneumatic Supercharged Mode*, l'aria compressa immagazzinata nel serbatoio viene utilizzata per sovralimentare il motore quando è richiesta una coppia maggiore, migliorando la guidabilità e riducendo i periodi di turbo-lag dovuti all'accelerazione relativamente lenta del turbocompressore.

Inoltre, durante i periodi in cui non è richiesta energia al motore, come al minimo o durante il rilascio del pedale dell'acceleratore, il motore a combustione interna può essere completamente spento. Questo permette di azzerare il consumo di carburante e, conseguentemente, l'eliminazione delle emissioni di gas di scarico.

Nei paragrafi che seguiranno, verrà fornita una descrizione approfondita delle diverse modalità di funzionamento del sistema.

3.3.1 Compressor Mode

Uno dei principali limiti dei motori a combustione interna è l'irreversibilità del ciclo termodinamico, cioè, la non possibilità di rigenerare aria e carburante dai prodotti della combustione applicando una coppia inversa all'albero motore. Di conseguenza, l'energia cinetica di un veicolo che utilizza un motore a combustione interna convenzionale non può essere recuperata e convertita in energia chimica durante le fasi di decelerazione o frenata.

Invece, i sistemi di propulsione ibrida offrono soluzioni a questa limitazione. Uno di questi è il propulsore ibrido pneumatico, che consente di recuperare l'energia cinetica di frenata, altrimenti dissipata sotto forma di calore, convertendola in energia potenziale sotto forma di aria compressa, immagazzinata in un serbatoio ad alta pressione.

Tutto ciò è possibile abilitando la *Compressor Mode*. Con questa modalità, il motore a combustione interna viene utilizzato come un compressore volumetrico a stantuffo a 2 o a 4 tempi e contribuisce a migliorare l'efficienza energetica.

- **Compressor Mode 2 tempi:**

Il ciclo di funzionamento della *Compressor Mode*, illustrato in Figura 3.9 [6], si compone di quattro fasi: aspirazione, compressione, carica del serbatoio di accumulo ed espansione.

Durante le fasi di decelerazione del veicolo, il motore a combustione interna applica una coppia frenante alle ruote che permette di assorbire e convertire l'energia cinetica in energia potenziale sotto forma di aria compressa.

La coppia frenante prodotta della *Compressor Mode* può essere variata modificando contemporaneamente sia la fasatura della valvola di carica che quella della valvola di aspirazione. Come illustrato in Figura 3.9, il ciclo rappresentato con linea tratteggiata fornisce una coppia frenante inferiore rispetto a quello rappresentato con linea continua.

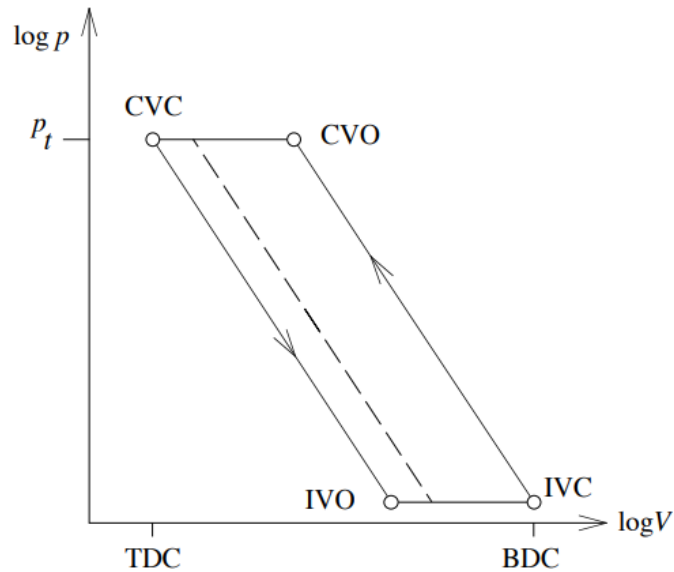


Figura 3.9 – Diagramma doppio logaritmico p-V della Compressor Mode – 2 tempi.

- Corsa di aspirazione:** La *Compressor Mode* inizia con una corsa di aspirazione. La valvola di aspirazione si apre quando il pistone si trova al punto morto superiore (TDC: Top Dead Centre) o poco dopo e porta aria fresca al cilindro, per poi chiudersi quando il pistone raggiunge il punto morto inferiore (BDC: Bottom Dead Centre).
- Corsa di compressione:** l'aria intrappolata nel cilindro viene compressa mentre il pistone si allontana dal punto morto inferiore. Durante tale corsa tutte le valvole sono chiuse.
- Carica del serbatoio:** la valvola di carica si apre (CVO: Charge Valve Opening) e l'aria compressa viene trasferita dal cilindro al serbatoio di accumulo. La tempistica della chiusura della valvola di carica (CVC: Charge Valve Closing) determina la coppia frenante. La massima coppia frenante si raggiunge se la CVC è in corrispondenza del punto morto superiore. Se però si lascia aperta la valvola di carica per un periodo più lungo, la coppia frenante si riduce perché la pressione del serbatoio tenderebbe a spingere il pistone verso il basso.

3.3.2 Pneumatic Motor Mode

Durante le ripartenze del veicolo, il motore a combustione interna opera in modalità *Pneumatic Motor Mode*, utilizzando l'aria pressurizzata nel serbatoio per avviare il motore o accelerare il veicolo.

Durante la *Pneumatic Motor Mode* non viene iniettato carburante.

- **Pneumatic Motor Mode 2 tempi:**

Il ciclo di funzionamento, illustrato in Figura 3.11 [6], è composto da tre fasi: carica del cilindro, espansione e scarico.

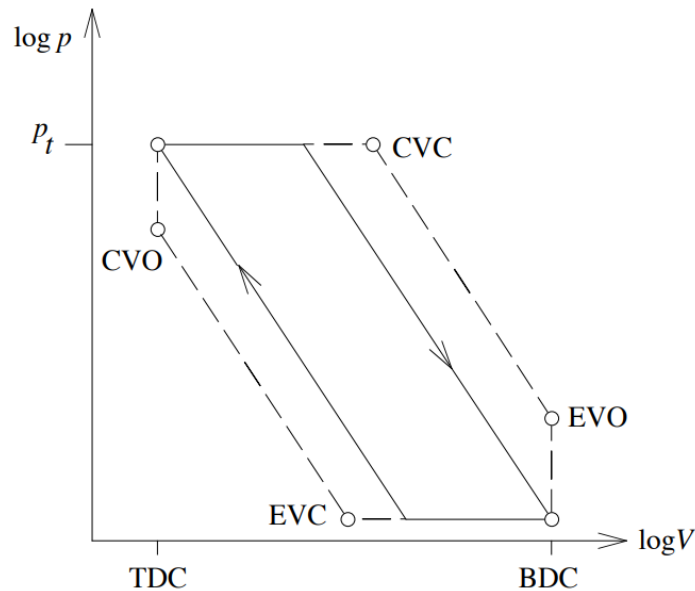


Figura 3.11 - Diagramma doppio logaritmico p-V della *Pneumatic Motor Mode* – 2 tempi.

Carica del cilindro: la valvola di carica si apre (CVO: Charge Valve Opening) e l'aria compressa viene trasferita dal serbatoio di accumulo al cilindro. La tempistica della chiusura della valvola di carica (CVC: Charge Valve Closing) dipende dalla coppia richiesta dal conducente. Aumentando il tempo di apertura della valvola di carica, si aumenta la quantità di aria pressurizzata caricata nel cilindro, che a sua volta determina un aumento della coppia prodotta.

Corsa di espansione: la corsa di espansione è quella che produce il lavoro del ciclo. L'aria ad alta pressione contenuta all'interno del cilindro esercita una forza sul pistone che lo spinge verso il punto morto inferiore e, al tempo stesso, si espande. La corsa di espansione termina in corrispondenza del punto morto inferiore, a quel punto si apre la valvola di scarico (EVO: Exhaust Valve Opening).

Corsa di scarico: Il pistone si muove dal punto morto inferiore verso il punto morto superiore e l'aria intrappolata nel cilindro viene scaricata in atmosfera attraverso la valvola di scarico. La tempistica della chiusura della valvola di scarico è selezionata in modo tale che quando il pistone raggiunge il punto morto superiore, l'aria intrappolata nel cilindro viene compressa allo stesso livello della pressione del serbatoio.

- **Pneumatic Motor Mode 4 tempi:**

Anche in questo caso, il ciclo di funzionamento, illustrato in Figura 3.12 [22], è analogo a quello di un motore a combustione interna convenzionale, con l'eccezione che non avviene alcuna iniezione di combustibile. La distinzione principale riguarda la corsa di espansione, durante la quale viene iniettata aria compressa nel cilindro per generare una coppia positiva.

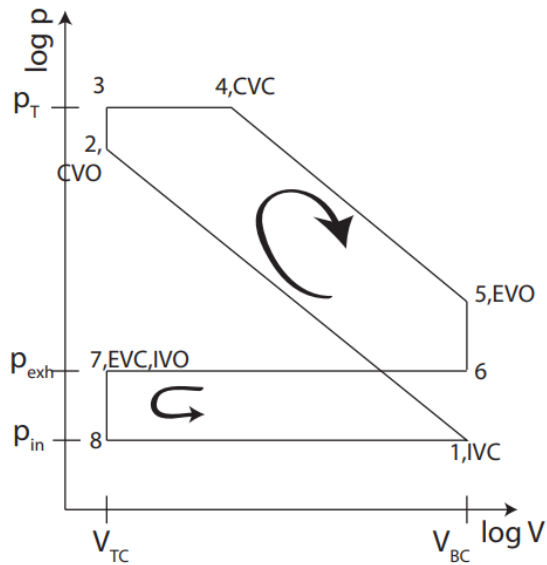


Figura 3.12 - Diagramma doppio logaritmico p-V della Pneumatic Motor Mode – 4 tempi.

3.3.3 Air-Power Assist Mode o Pneumatic Supercharged Mode

Con la modalità *Air-Power Assist*, o anche chiamata *Pneumatic Supercharged Mode*, l'aria compressa immagazzinata nel serbatoio viene utilizzata per sovralimentare il motore quando è richiesta una coppia maggiore, migliorando la guidabilità e riducendo i periodi di turbo-lag, che sono dovuti dall'accelerazione relativamente lenta del turbocompressore.

Il ciclo di funzionamento, illustrato in Figura 3.13 [6], è composto da diverse fasi: aspirazione, prima compressione, sovralimentazione, seconda compressione, combustione, espansione e scarico.

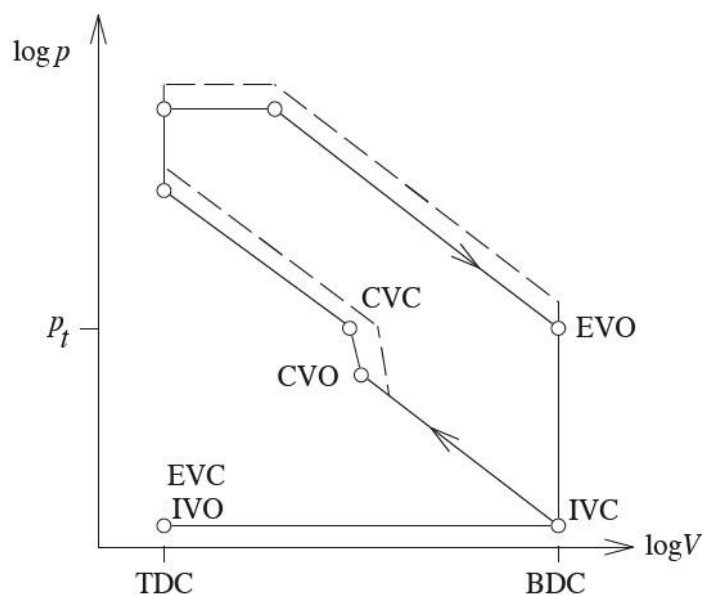


Figura 3.13 - Diagramma doppio logaritmico p-V dell'Air-Power Assist Mode o Pneumatic Supercharged Mode.

Il ciclo di funzionamento della *Air-Power Assist Mode* è molto simile a quello di un motore a combustione interna convenzionale, in particolare durante le corse di aspirazione e scarico. Tuttavia, la principale differenza tra un ciclo e l'altro risiede nella corsa di compressione. In particolare, quest'ultima è composta da tre fasi:

1. Dopo la chiusura della valvola di aspirazione (IVC: Intake Valve Closing), inizia una prima compressione che porta l'aria all'interno del cilindro fino ad una pressione inferiore a quella del serbatoio;
2. Successivamente, la valvola di carica si apre (CVO: Charge Valve Opening), consentendo all'aria aggiuntiva di fluire dal serbatoio ad alta pressione alla camera di combustione, e poi si richiude (CVC: Charge Valve Closing);
3. Dopo la chiusura della valvola di carica, si avrà una seconda corsa di compressione;

L'iniezione di aria pressurizzata durante la corsa di compressione permette di ridurre il turbo-lag che può verificarsi nei veicoli dotati di un turbocompressore di grandi dimensioni. Un turbocompressore di grandi dimensioni implica un'elevata inerzia delle parti rotanti che, di conseguenza, comporta un periodo di turbo-lag elevato. L'iniezione di aria compressa nel cilindro permette di incrementare la massa d'aria presente al suo interno. Questo, a sua volta, consente di bruciare una quantità maggiore di carburante e quindi di generare una coppia motrice più elevata.

3.4 Ciclo di funzionamento 2 Tempi vs. 4 Tempi

Nel contesto dei sistemi ibridi pneumatici, la modalità di attuazione delle valvole motore riveste un ruolo cruciale, influenzando non solo la complessità e i costi del sistema, ma anche il suo ciclo di funzionamento.

Tradizionalmente, il sistema ibrido pneumatico è stato concepito come un sistema in cui tutte le valvole del motore dovrebbero essere azionate in modo completamente variabile. Questo consentirebbe sia la modalità di combustione a quattro tempi che le modalità ibride pneumatiche a due tempi. Tuttavia, questa configurazione comporta un aumento sia in termini di complessità che di costi.

Di recente, alcuni ricercatori hanno proposto modalità di funzionamento pneumatiche che operano secondo un ciclo a quattro tempi. In pratica, è stata introdotta l'idea di implementare cicli a quattro tempi sia per le operazioni di combustione che per quelle ibride pneumatiche, offrendo così un'alternativa meno complessa e più conveniente dal punto di vista economico.

Ad esempio, Dönitz et al. [30] hanno presentato una soluzione in cui le valvole di aspirazione e di scarico rimangono azionate dall'albero a camme, mentre solo la valvola di carica è completamente variabile. In questo modo, sia il ciclo motore che i cicli di funzionamento pneumatici operano in modalità a quattro tempi. Questa configurazione è conosciuta come configurazione con albero a camme fisso, mentre quando l'azionamento di tutte le valvole è completamente variabile, si parla di configurazione completamente variabile.

Lee et al. [31] hanno proposto una soluzione completamente priva di valvole ad azionamento variabile. In questo modello, durante il funzionamento delle modalità ibride pneumatiche, una serie di valvole posizionate nel collettore di aspirazione regola il flusso da o verso il serbatoio di accumulo. Questo approccio elimina del tutto la necessità di un azionamento completamente variabile delle valvole, riducendo così i costi di produzione al minimo.

È importante sottolineare che le modalità pneumatiche a due tempi sono possibili solo per la configurazione completamente variabile, mentre le modalità pneumatiche a quattro tempi sono possibili anche per la configurazione ad albero a camme fisso.

Capitolo 4 - Analisi e Simulazione di un Autobus Urbano ibrido pneumatico

4.1 Introduzione

La propulsione ibrida pneumatica consente di ridurre il consumo di carburante di un veicolo principalmente grazie alle operazioni di Start&Stop e di frenata rigenerativa. Con tale sistema ibrido è possibile recuperare efficacemente l'energia di frenata anche su veicoli di grandi dimensioni e in condizioni di frenata intensa. Tuttavia, la sua capacità di immagazzinare energia in modo continuo è limitata.

Di conseguenza, i veicoli che possono trarre il massimo vantaggio dal concetto di ibrido pneumatico sono principalmente quelli pesanti non destinati a lunghe percorrenze, che operano su percorsi programmati e fissi, caratterizzati da frequenti cicli di decelerazione e accelerazione, come autobus urbani, camion per la raccolta dei rifiuti e veicoli commerciali.

In questo capitolo verrà analizzato il nuovo concetto di ibrido pneumatico introdotto da C. Y. Lee et al. della Brunel University e descritto in [25], [32], [33].

L'analisi si concentrerà su un motore diesel Yuchai YC6A da 7,25 litri, comunemente utilizzato negli autobus urbani, convertito in ibrido pneumatico. A differenza di altre soluzioni, tale sistema ibrido richiede l'adozione di un sistema ad azionamento variabile (Variable Valve Actuation, VVA) solo per una valvola di aspirazione e l'implementazione di un motorino di avviamento pneumatico che sfrutta l'aria compressa per riavviare il propulsore termico e realizzare le operazioni di Start&Stop rigenerativo.

Inoltre, verrà descritto e analizzato il modello Matlab/Simulink di un autobus urbano ibrido pneumatico sviluppato nell'ambito di questa attività di tesi. Successivamente, questo modello sarà utilizzato per stimare e confrontare il risparmio di combustibile ottenibile su otto differenti cicli guida.

4.2 Descrizione del concept

Il motore diesel Yuchai YC6A a sei cilindri da 7,25 litri, comunemente utilizzato per la propulsione di autobus e veicoli commerciali, è stato convertito per funzionare come ibrido pneumatico. La Figura 4.1 [32] mostra lo schema di uno dei sei cilindri di questo motore ibrido.

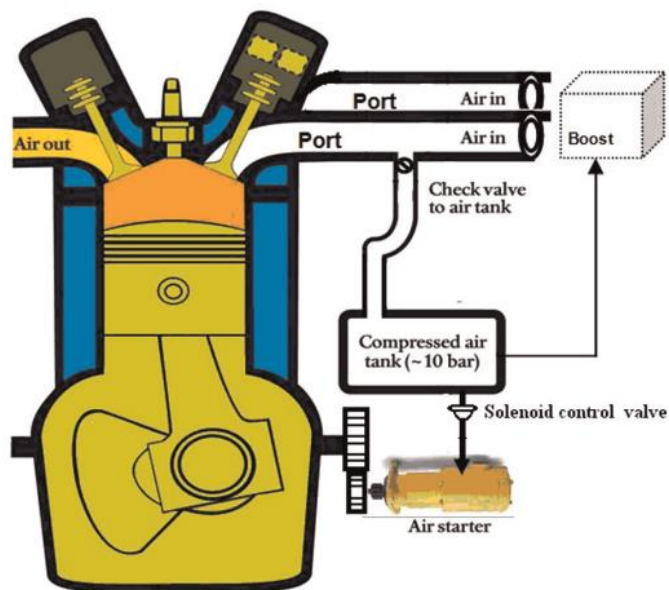


Figura 4.1 - Schema del propulsore ibrido pneumatico in analisi.

Il motore ibrido pneumatico proposto è dotato di un condotto di aspirazione modificato e di un sistema di attuazione variabile delle valvole (Variable Valve Actuation, VVA) applicato esclusivamente a una valvola di aspirazione. Il condotto di aspirazione modificato ospita una valvola a farfalla e una valvola di non ritorno (*Check valve to air tank*) che lo collega al serbatoio di accumulo dell'aria compressa. Completa il modello un motorino di avviamento pneumatico che sfrutta l'aria compressa immagazzinata nel serbatoio di accumulo per riavviare il propulsore termico.

Quando il motore funziona come un normale propulsore a combustione interna (*Normal Firing Mode*), la valvola a farfalla rimane completamente aperta. Mentre, durante il funzionamento in *Compressor Mode*, non si ha iniezione di carburante in camera di combustione e la valvola a farfalla rimane completamente chiusa per impedire la fuoriuscita dell'aria compressa dal collettore di aspirazione.

Tutti i cilindri del motore sono dotati delle stesse valvole e degli stessi condotti di aspirazione e scarico, come illustrato in Figura 4.1.

Il principale vantaggio di questa soluzione risiede nella possibilità di implementarla senza apportare sostanziali modifiche, mantenendo sia il motore che il sistema di trasmissione esistenti, senza compromettere il normale funzionamento del motore convenzionale.

4.2.1 Il principio di funzionamento

Le Figure 4.2 e 4.3 [32] mostrano rispettivamente il diagramma della fasatura delle valvole e il ciclo di funzionamento in modalità di funzionamento normale (*Normal Firing Mode*) e in *Compressor Mode*.

Durante la modalità di funzionamento normale, sia le valvole di aspirazione che quelle di scarico si aprono e si chiudono seguendo i rispettivi profili di alzata predefiniti. Anche la valvola di aspirazione azionata dal sistema VVA (nota come valvola di carica) segue esattamente lo stesso profilo di alzata della valvola di aspirazione standard. La valvola a farfalla, invece, rimane completamente aperta.

Durante la decelerazione e la frenata del veicolo, il motore a combustione interna funziona come un compressore volumetrico alternativo, assorbendo e convertendo l'energia cinetica in energia potenziale sotto forma di aria compressa. Questa aria viene poi immagazzinata in un serbatoio di accumulo ad alta pressione.

In questi casi, il motore funziona in modalità *Compressor Mode* e l'iniezione di carburante in camera di combustione viene disattivata.

La *Compressor Mode* inizia con una corsa di aspirazione. In tutti i cilindri, le valvole di aspirazione si aprono quando il pistone si trova al punto morto superiore (TDC: Top Dead Centre) o poco dopo, permettendo l'ingresso di aria fresca nel cilindro, e si richiudono quando il pistone raggiunge il punto morto inferiore (BDC: Bottom Dead Centre). L'aria intrappolata nel cilindro viene compressa mentre il pistone si muove dal punto morto inferiore verso il punto morto superiore. Durante tale corsa, la valvola a farfalla rimane chiusa mentre la valvola di carica si apre, in modo che l'aria

compressa possa essere trasferita dal cilindro al serbatoio di accumulo. Quando il pistone raggiunge il punto morto superiore, tutte le valvole vengono chiuse. Durante il moto del pistone dal punto morto superiore verso il punto morto inferiore, l'aria compressa intrappolata nel cilindro si espande fino a raggiungere la pressione atmosferica. Successivamente, le valvole di aspirazione si aprono, dando inizio a un nuovo ciclo.

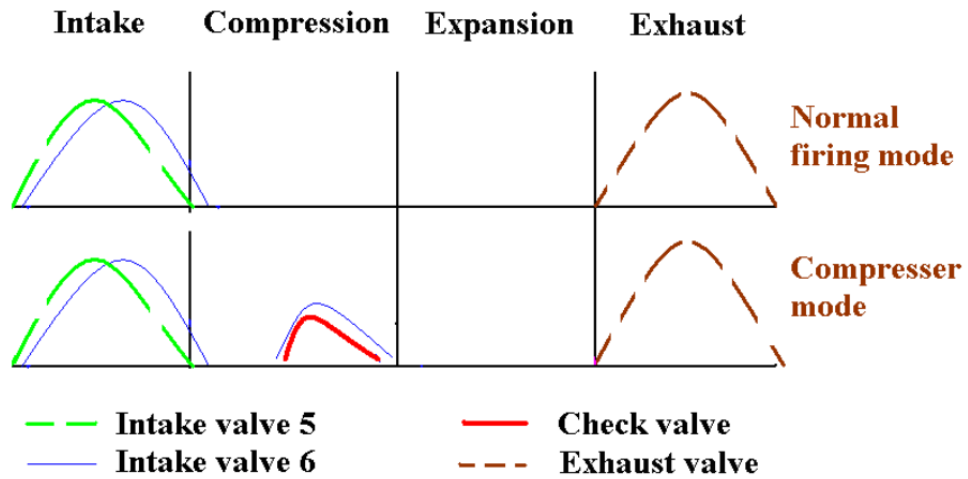


Figura 4.2 – Diagramma fasatura valvole in modalità di funzionamento normale (Normal Firing Mode) e in Compressor Mode.

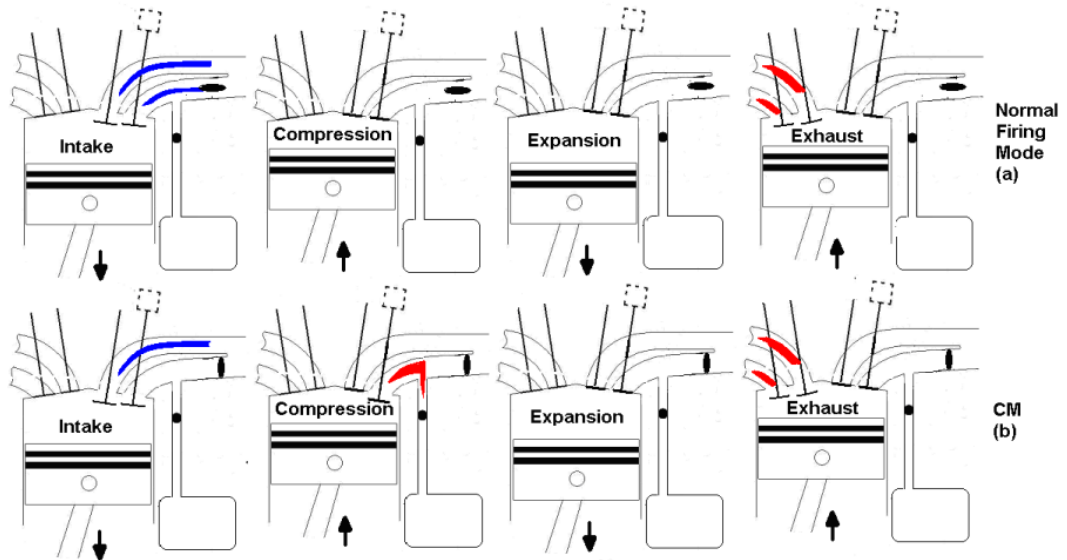


Figura 4.3 – Ciclo di funzionamento in modalità di funzionamento normale (Normal Firing Mode) e in Compressor Mode.

Durante le fasi di stop, il motore a combustione interna può essere completamente spento. Questo permette di azzerare il consumo di carburante e, conseguentemente, di eliminare le emissioni di gas di scarico.

Durante l'accelerazione del veicolo, il motore a combustione interna può operare in modalità *Pneumatic Motor Mode*, utilizzando l'aria compressa immagazzinata nel serbatoio per riavviare il motore o accelerare il veicolo. Tuttavia, per abilitare tale modalità di funzionamento è necessario sostituire le valvole di non ritorno con sei elettrovalvole bidirezionali, che permettono di trasferire l'aria compressa nei cilindri durante la corsa di aspirazione. In questo modo, l'aria ad alta pressione riempie la camera di combustione e spinge il pistone verso il punto morto inferiore, producendo una coppia positiva. Per abilitare questa modalità, è necessario sincronizzare con precisione l'apertura delle elettrovalvole bidirezionali e l'ordine di accensione dei cilindri. La corretta tempistica garantisce che l'aria compressa venga immessa nei cilindri al momento giusto, ottimizzando la produzione di coppia e l'efficienza del sistema. La gestione di questo processo, però, richiede una strategia di controllo complessa.

Per ragioni di semplicità, è stato deciso di utilizzare un motorino di avviamento pneumatico controllato da un'elettrovalvola, che sfrutta l'aria compressa prodotta durante la *Compressor Mode* per riavviare il propulsore termico e realizzare le operazioni di Start&Stop rigenerativo.

Rispetto all'uso diretto dell'aria compressa per l'avviamento del motore, l'impiego di un motorino di avviamento pneumatico è molto più semplice e facile da implementare, in quanto non richiede l'installazione di elettrovalvole e controlli sofisticati.

4.2.2 Caratteristiche del veicolo ibrido pneumatico

I veicoli che possono trarre il massimo vantaggio dal concetto di ibrido pneumatico sono principalmente quelli pesanti, utilizzati per percorsi brevi e predefiniti, caratterizzati da frequenti fasi di decelerazione e accelerazione. Pertanto, l'analisi si concentra su un autobus urbano, le cui caratteristiche principali sono elencate nella Tabella 4.1 [32].

Caratteristiche Veicolo		
Massa	16500 kg	
Area frontale	5.69 m ²	
Raggio ruote	0.508 m	
Coefficiente di resistenza aerodinamica	0.5	
Coefficiente di resistenza al rotolamento	0.013	
Efficienza di trasmissione	0.98	
Rapporto di trasmissione	Prima marcia:	6.9
	Seconda marcia:	4.13
	Terza marcia:	2.45
	Quarta marcia:	1.49
	Quinta marcia:	1
	Rapporto di trasmissione al ponte:	5.125

Tabella 4.1 – Caratteristiche tecniche Autobus Urbano.

I dati tecnici del motore e le specifiche delle varie valvole sono riassunti rispettivamente nella Tabella 4.2 e nella Tabella 4.3 [32].

Caratteristiche Propulsore Termico	
Modello	YUCHAI YC-6A Series
Cilindrata	7,25 l
Numero di cilindri	6
Alesaggio del cilindro	105 mm
Corsa del pistone	132 mm
Cilindrata unitaria	1143 cm ³
Volume di spazio morto	69 cm ³
Cilindrata totale di un cilindro	1212 cm ³
Rapporto di compressione	17,5:1

Tabella 4.2 – Caratteristiche tecniche propulsore termico.

Caratteristiche sistema di aspirazione e scarico

Valvole di aspirazione	2
Diametro	32,5 mm
Massima alzata	9,6 mm
Valvole di scarico	2
Diametro	29,5 mm
Massima alzata	9,7 mm
Valvole a farfalla	1
Diametro	32,4 mm
Valvole di non ritorno	1
Diametro	25,4 mm

Tabella 4.3 – Caratteristiche tecniche del sistema di aspirazione e scarico.

Per riavviare il motore in seguito ad una sosta, è stato scelto di utilizzare un motorino di avviamento pneumatico Ingersoll Rand SS175, illustrato in Figura 4.4 [34]. Le specifiche di questo componente sono dettagliate nella Tabella 4.4 [34].

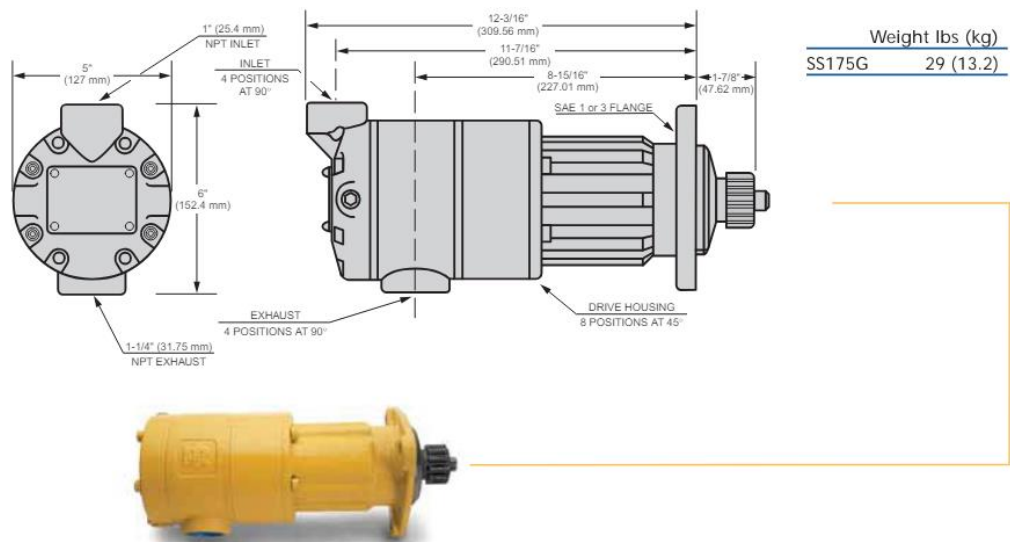


Figura 4.4 – Motorino di avviamento pneumatico.

Pressione [bar]	Coppia di spunto [Nm]	Velocità di rotazione [rpm]	Potenza massima [kW]	Portata [l/s]
6,2	42	2500	7	142
8,3	54	2700	10	189
10,3	70	2800	13	236

Tabella 4.4 – Caratteristiche tecniche motorino di avviamento pneumatico.

La Tabella 4.4 riassume la portata di aria richiesta dal motorino di avviamento pneumatico in funzione della pressione del serbatoio di accumulo dell'aria compressa. Invece, la Tabella 4.5 [34] mostra il numero di avviamenti possibili in funzione della pressione e della capienza del serbatoio di accumulo.

Numero di avviamenti									
Pressione Massima Serbatoio [bar]	20	17	26	35	44	52	61	70	79
	18	15	23	31	38	46	53	61	69
	16	13	20	26	33	39	46	52	59
	14	11	16	22	27	33	38	44	49
	12	9	13	17	22	26	31	35	39
	10	7	10	13	16	20	23	26	29
	8	4	7	9	11	13	15	17	20
	6	2	3	4	5	7	8	9	10
	151	227	302	378	454	529	605	680	
Dimensione Serbatoio [litri]									

Tabella 4.5 - numero di avviamenti in funzione della pressione e della capienza del serbatoio di accumulo.

Seguendo le raccomandazioni del produttore del motorino di avviamento pneumatico, è stato selezionato un serbatoio di accumulo dell'aria compressa da 151 litri. Supponendo un tempo di avviamento di circa un secondo, il motorino di avviamento pneumatico è in grado di fornire un massimo di due avviamenti quando la pressione dell'aria nel serbatoio è pari a 6 bar.

4.3 Panoramica del modello

Per stimare il consumo di carburante dell'autobus ibrido pneumatico, descritto nei paragrafi precedenti, è stato adottato un approccio di tipo cinematico inverso, noto come *Backward Kinematic Approach*, illustrato in Figura 4.5 [35]. Questo metodo richiede la conoscenza anticipata dell'intero ciclo di guida, a partire dal quale viene calcolata la forza di trazione necessaria per muovere il veicolo. Successivamente, lavorando a ritroso, si determina la coppia motrice richiesta e, infine, si stima il consumo di combustibile.

La velocità di rotazione del motore, invece, può essere facilmente determinata attraverso semplici relazioni cinematiche che coinvolgono la velocità di rotazione delle ruote e i rapporti di trasmissione delle marce inserite.

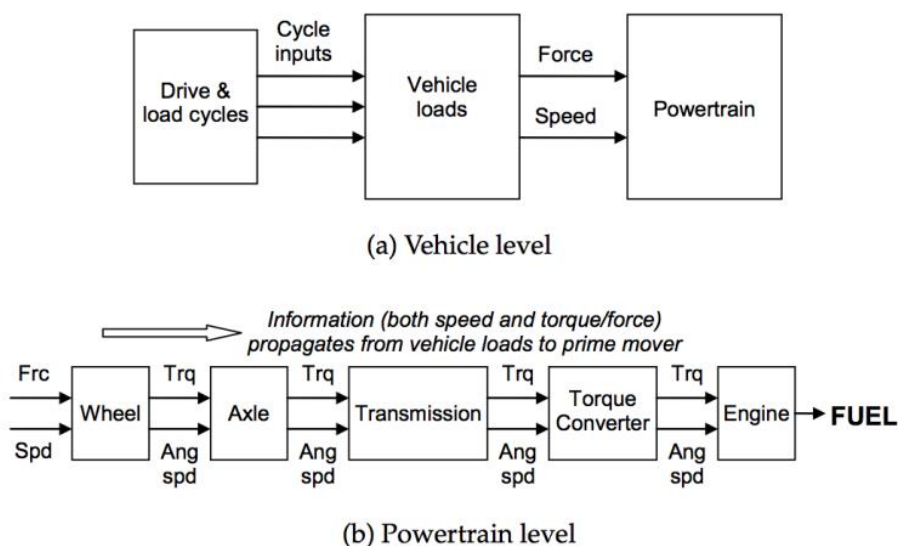


Figura 4.5 – Schema approccio di tipo cinematico inverso (*Backward Kinematic Approach*).

Dopo aver determinato la coppia motrice (o la *Brake Mean Effective Pressure*, BMEP) e la velocità di rotazione del motore, è possibile risalire al consumo istantaneo e totale di carburante, confrontando tali parametri con la mappa del consumo specifico di combustibile del propulsore in esame, come mostrato in Figura 4.6 [35].

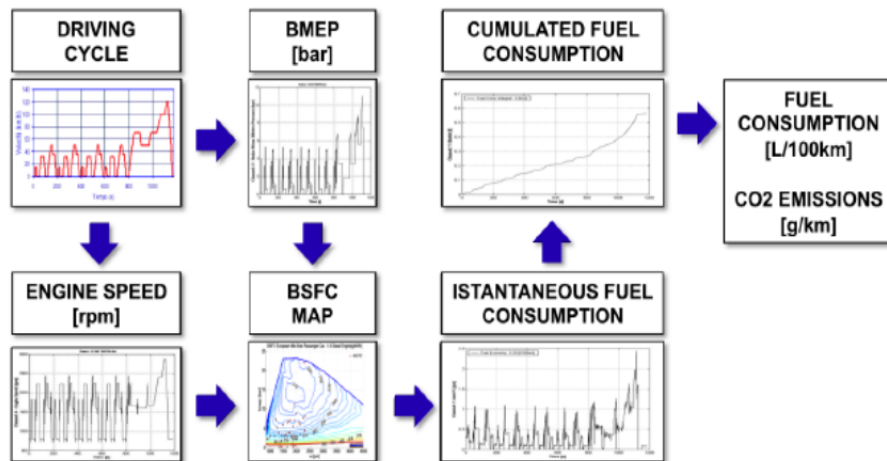


Figura 4.6 - Flusso di informazioni in un modello cinematico inverso per il calcolo del consumo di carburante.

Questo approccio, tuttavia, trascura tutti i fenomeni dinamici e considera le condizioni transitorie come il susseguirsi di n condizioni stazionarie in cui il motore opera sempre a regime. Inoltre, presuppone che il veicolo sia perfettamente in grado di seguire il profilo di velocità imposto dal ciclo di guida. Pertanto, in ogni istante, la velocità di rotazione delle ruote e del motore sarà determinata attraverso il rapporto di trasmissione della marcia inserita e il rapporto finale al ponte.

$$\omega_{wheel}(t) = \frac{1}{3,6} \cdot \frac{v(t)}{R} \quad \left[\frac{rad}{s} \right] \quad (4.1)$$

$$\omega_e(t) = \omega_{wheel}(t) \cdot \tau_i \cdot \tau_{fd} \quad \left[\frac{rad}{s} \right] \quad (4.2)$$

Dove:

- $\omega_{wheel}(t)$: velocità di rotazione delle ruote;
- $\omega_e(t)$: velocità di rotazione dell'albero motore;
- $v(t)$: velocità del veicolo, espressa in $\frac{km}{h}$;
- R : raggio ruota, espresso in m ;
- τ_i : rapporto di trasmissione marcia;
- τ_{fd} : rapporto di trasmissione al ponte;

Per analizzare e quantificare il potenziale risparmio di carburante ottenibile grazie all'utilizzo del motore ibrido pneumatico, nell'ambito di questa attività di tesi è stato sviluppato un modello di un autobus urbano ibrido pneumatico utilizzando il software Matlab/Simulink. Le simulazioni effettuate su tale modello, rappresentato in Figura 4.7, consentono di descrivere il comportamento del veicolo in esame e permettono una comparazione delle sue prestazioni energetiche in funzione dei vari cicli di guida adottati.

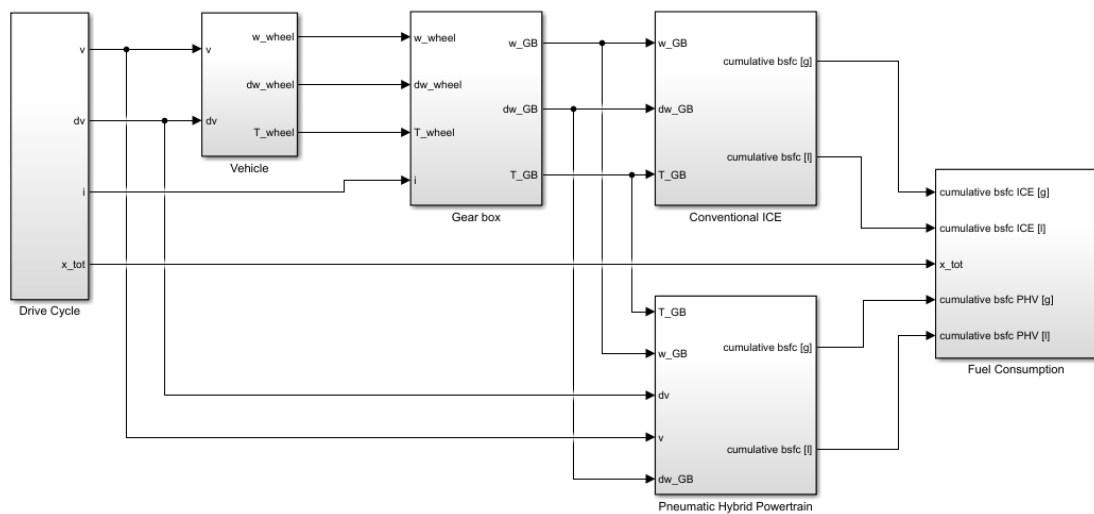


Figura 4.7 - Modello Matlab/Simulink di un autobus urbano ibrido pneumatico.

L'ingresso del modello è rappresentato dal sottosistema "Drive Cycle", il quale genera i profili di velocità (v), di accelerazione (dv), della marcia inserita (i) e la distanza totale del ciclo di guida desiderato (x_{tot}).

La velocità (v) e l'accelerazione (dv), a loro volta, costituiscono gli input del sottosistema successivo, denominato "Vehicle". In questo sottosistema viene descritta la dinamica longitudinale del veicolo e viene quindi calcolata la velocità di rotazione delle ruote (w_{wheel}), la rispettiva accelerazione (dw_{wheel}) e la coppia alla ruota (T_{wheel}). Queste ultime grandezze, insieme al numero di marcia inserita (i), rappresentano gli input del sottosistema "Gear Box", all'interno del quale viene calcolata la velocità di rotazione (w_{GB}), l'accelerazione (dw_{GB}) e la coppia (T_{GB}) in corrispondenza dell'albero di trasmissione.

La coppia in corrispondenza dell'albero di trasmissione è poi utilizzata nel sottosistema "Conventional ICE" e nel sottosistema "Pneumatic Hybrid Powertrain",

dove viene combinata con la velocità di rotazione del motore (w_e), per calcolare il consumo di carburante istantaneo e totale.

Infine, il sottosistema “Fuel Consumption” converte i dati di consumo in litri per cento chilometri (l/100km) e chilometri per litro (km/l).

Tale modello è stato sviluppato utilizzando il *Quasi Steady State Toolbox* (QSS_TB) [36] dell’ETH di Zurigo, arricchito con nuovi sottosistemi specifici per il veicolo in analisi, assenti nella versione originale del toolbox.

Il QSS_TB, illustrato in Figura 4.8, è una libreria di blocchi Matlab/Simulink che descrivono i principali componenti di un veicolo. Questo strumento permette di modellare veicoli e vari sistemi di propulsione in modo rapido ed efficiente. A tal proposito, è stato utilizzato in diversi progetti di ricerca e nel testo " Vehicle Propulsion Systems - Introduction to Modeling and Optimization" dell'ETH di Zurigo [6].

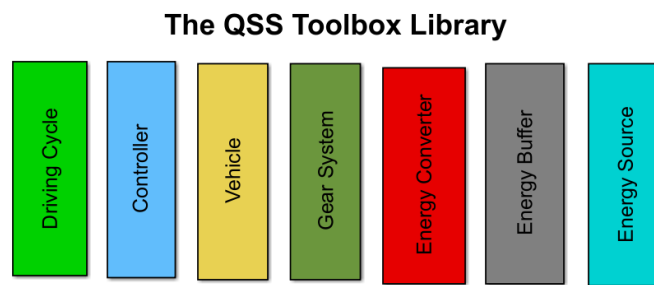


Figura 4.8 - Quasi Steady State Toolbox: QSS_TB.

Il QSS_TB è in grado di calcolare i parametri fondamentali del veicolo, come la velocità di rotazione dell’albero motore, l’accelerazione del veicolo, la coppia motrice, la resistenza al rotolamento, la resistenza aerodinamica, il consumo di carburante del veicolo, ecc.

I vari parametri del veicolo e del gruppo propulsore, tra cui la massa del veicolo, l'area frontale, il diametro delle ruote, le mappe del consumo specifico di combustibile del motore, i rapporti di trasmissione e i dati del ciclo di guida, possono essere definiti nei diversi blocchi del modello, in base al tipo di veicolo da analizzare.

4.3.1 Sottosistema “Drive Cycle”

Studiare come cambiano le prestazioni del veicolo al variare delle condizioni di test è di fondamentale importanza. Questo permette di esaminare l’impatto di parametri come l'accelerazione, la velocità media e il rapporto stop/km sul consumo di carburante. Pertanto, nella presente attività di tesi, l’autobus urbano ibrido pneumatico è stato analizzato utilizzando otto diversi cicli di guida:

1. Braunschweig City Driving Cycle;
2. New York Bus Cycle;
3. New York Composite Cycle;
4. Manhattan Bus Cycle;
5. Orange Country Bus (OC Bus) Cycle;
6. Central Business District (CBD);
7. Japanese Transient Mode (JE05);
8. Millbrook London Transport Bus (MLTB);

Gli otto cicli di guida sono stati selezionati in modo tale da simulare le condizioni di guida tipiche dei contesti urbani in cui gli autobus sono utilizzati. Nella Tabella 4.6 sono riportati i parametri principali degli otto cicli di guida scelti.

Ciclo di Guida	Dist. [km]	Time [s]	Vel. media $\left[\frac{km}{h}\right]$	Vel. max $\left[\frac{km}{h}\right]$	Idle [%]	Accel. max $\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Decel. max $\left[\frac{m}{s^2}\right]$	N. stop	$\frac{Stop}{km}$
Braunschweig	10.87	1740	22.50	58.20	25.34	2.42	3.58	30	2.76
New York Bus	0.99	600	6.00	49.57	65.52	0.31	0.22	12	12.12
New York Composite	4.02	1029	14.10	57.99	33.14	2.07	1.96	21	5.22
Manhattan Bus	3.33	1089	11.00	40.88	35.98	0.22	0.27	21	6.31
OC Bus	10.53	1909	19.90	65.39	21.27	1.82	2.29	32	3.04

CBD	3.30	560	21.20	32.19	17.65	0.89	2.24	14	4.24
JE05	13.90	1829	27.40	87.49	25.19	1.59	1.83	15	1.08
MLTB	8.97	2282	14.15	48.75	31.16	1.50	2.23	46	5.13

Tabella 4.6 - Dati cicli di guida testati.

Il sottosistema “Drive Cycle”, illustrato in Figura 4.9, genera graficamente e numericamente i profili di velocità, di accelerazione, della marcia inserita e dello spazio totale percorso dal veicolo. Adottando un approccio Quasi Stazionario (*Quasi Steady State*), l’accelerazione istantanea e lo spazio totale percorso dal veicolo sono rispettivamente calcolati per differenziazione e integrazione numerica nel tempo della velocità.

In accordo con l’approccio Quasi Stazionario, i profili di velocità vengono generati come successione di intervalli di durata pari a 1 secondo, in cui la velocità si mantiene costante. Un intervallo di ampiezza minore aumenta sicuramente la precisione dei risultati ma appesantisce e rallenta la simulazione.

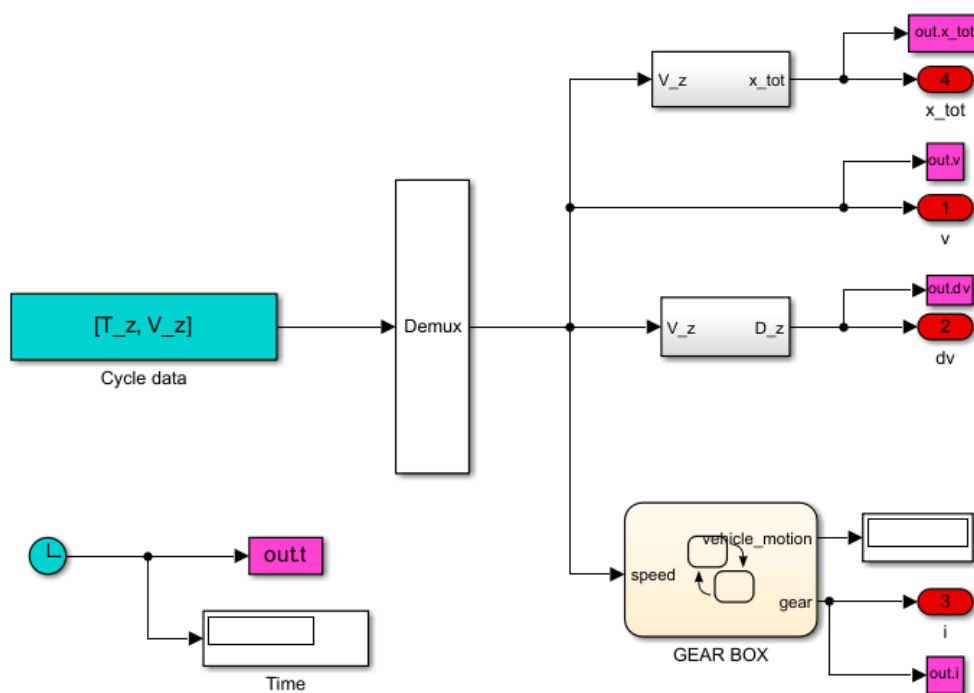


Figura 4.9 – Sottosistema “Drive Cycle”.

4.3.2 Sottosistema “Vehicle”

L’analisi energetica di qualsiasi veicolo parte sempre dalla descrizione del suo moto. In questa attività di tesi, il modello realizzato analizza solo la dinamica longitudinale del veicolo, in quanto la dinamica trasversale influenza in modo trascurabile l’efficienza energetica.

Per analizzare gli aspetti dinamici del veicolo si adottano tre ipotesi semplificative:

- Perfetta aderenza tra le ruote e la piattaforma stradale;
- Variazione di massa trascurabile;
- Moto rettilineo;

In Figura 4.10 [37] sono illustrate tutte le forze che agiscono sul veicolo durante il moto.

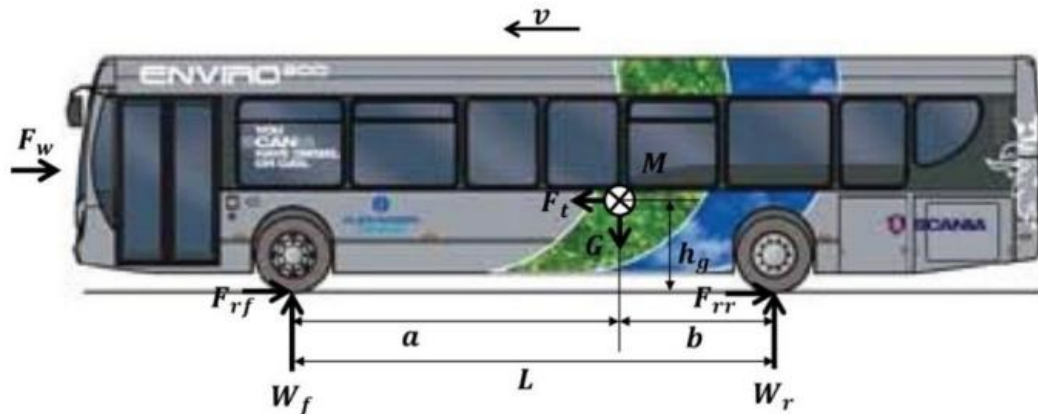


Figura 4.10 – Schema forze agenti sul veicolo.

Applicando il secondo principio della dinamica, l’equazione che governa il moto longitudinale del veicolo è la seguente:

$$M \cdot \frac{d}{dt} v(t) = F_t(t) - F_w(t) - F_r(t) - F_g(t) \quad (4.3)$$

Tale equazione può essere riscritta per isolare la forza di trazione alle ruote $F_t(t)$:

$$F_t(t) = M \cdot \frac{d}{dt} v(t) + F_w(t) + F_r(t) + F_g(t) \quad (4.4)$$

Dove:

- M : massa del veicolo;
- $v(t)$: velocità del veicolo;
- $F_t(t)$: forza di trazione alle ruote;
- $F_w(t)$: resistenza aerodinamica;
- $F_r(t)$: resistenza al rotolamento;
- $F_g(t)$: resistenza dovuta alla pendenza;

Tale forza assume valore positivo quando il veicolo accelera e valore negativo quando decelera.

La resistenza aerodinamica $F_w(t)$ è espressa con la seguente equazione:

$$F_w(t) = \frac{1}{2} \cdot \rho_{air} \cdot c_w \cdot A_f \cdot v(t)^2 \quad (4.5)$$

Dove:

- ρ_{air} : densità dell'aria;
- c_w : coefficiente di resistenza aerodinamica;
- A_f : area frontale;
- $v(t)$: velocità del veicolo;

La resistenza al rotolamento $F_r(t)$ e la resistenza accidentale dovuta all'inclinazione della piattaforma stradale $F_g(t)$ sono date dalle seguenti equazioni:

$$F_r(t) = M \cdot g \cdot \mu_r \cdot \cos(\alpha) \quad (4.6)$$

$$F_g(t) = M \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (4.7)$$

Dove:

- M : massa del veicolo;
- g : accelerazione di gravità;
- μ_r : coefficiente di resistenza al rotolamento;
- α : inclinazione strada;

In questa ricerca vengono considerati solo percorsi orizzontali, quindi $\alpha = 0$ e di conseguenza anche il valore della resistenza accidentale dovuta alla pendenza $F_g(t)$ è uguale a zero.

Le forze che agiscono sul veicolo durante il moto sono espresse dalle equazioni (4.5), (4.6) e (4.7) ed essendo note le caratteristiche del veicolo sono tutte determinabili. Dalla (4.4) è possibile quindi determinare la forza di trazione alle ruote $F_t(t)$ che, moltiplicata per il raggio delle ruote r_{wheel} , consente di calcolare la coppia sviluppata alle ruote $T_{wheel}(t)$:

$$T_{wheel}(t) = F_t(t) \cdot r_{wheel} \quad (4.8)$$

La Figura 4.11 mostra l'implementazione Simulink delle equazioni appena descritte.

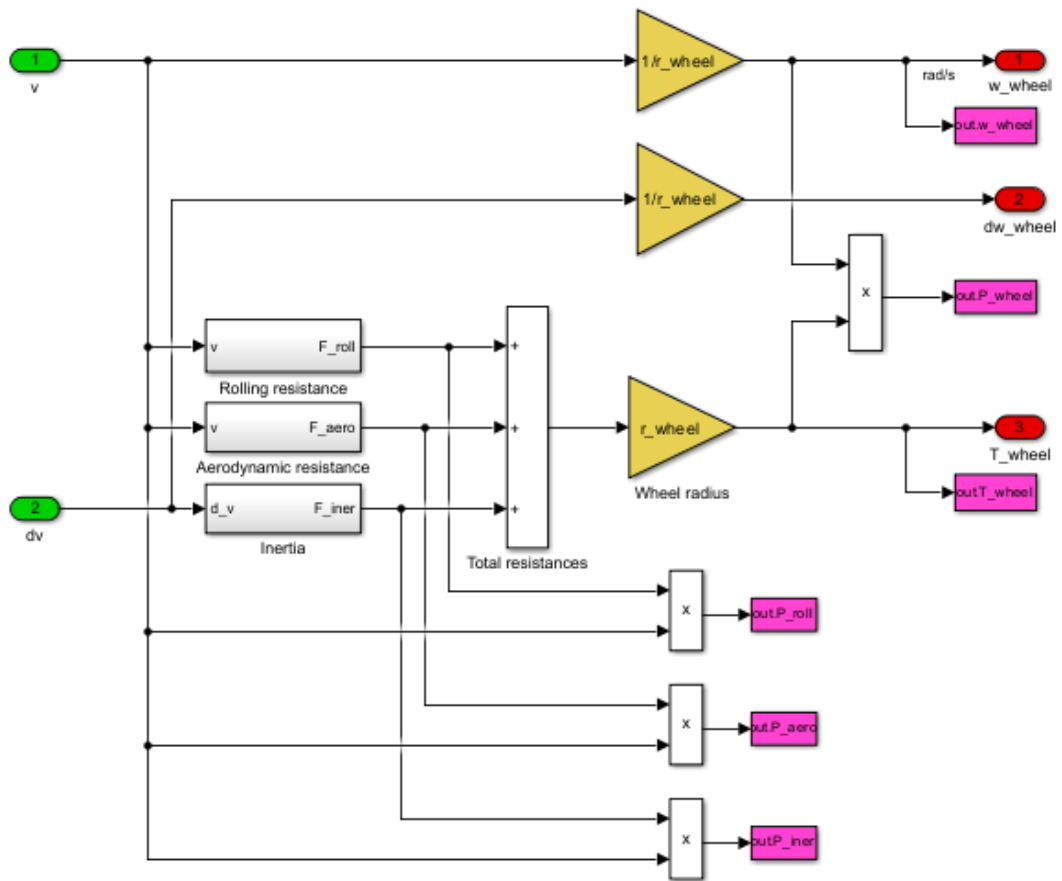


Figura 4.11 – Sottosistema “Vehicle”.

4.3.3 Strategia di cambio marcia e Sottosistema “Gear Box”

La strategia di cambio marcia adottata è uguale per ogni ciclo di guida selezionato e si basa sull’implementazione di un semplice algoritmo che determina, istante per istante, il numero di marcia da inserire in base alla velocità del veicolo. Il diagramma di flusso (*Flow Chart*) che descrive questo algoritmo è rappresentato nella Figura 4.12.

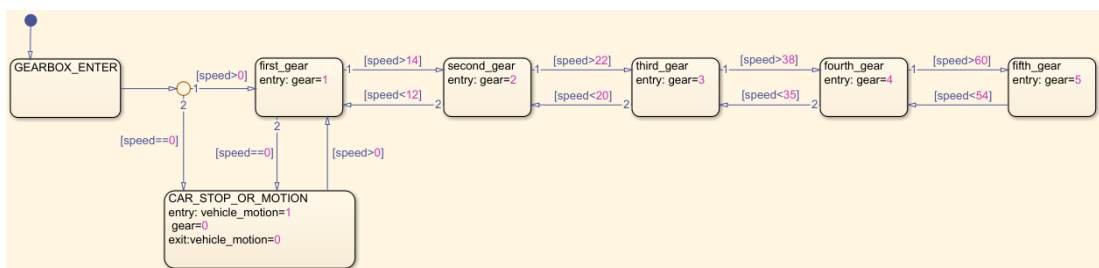


Figura 4.12 – Algoritmo strategia di cambio marcia.

In questa attività di tesi si è considerato il comportamento di un guidatore “ideale”. I punti di cambiata, mostrati in Tabella 4.7, sono stati selezionati in base al numero di giri del motore per garantire che quest’ultimo operi sempre all’interno del range di massimo rendimento.

	Gear Shift	Speed [km/h]
Up-Shift	1 – 2	14
	2 – 3	22
	3 – 4	38
	4 – 5	60
Down-Shift	5 – 4	54
	4 – 3	35
	3 – 2	20
	2 – 1	12

Tabella 4.7 – Punti di cambiata.

Una volta determinato il numero di marcia, si risale al relativo rapporto di trasmissione utilizzando la funzione definita nel modello mostrato in Figura 4.13.

Le equazioni che descrivono il comportamento della trasmissione del veicolo sono le seguenti:

$$T_{GB}(t) = \frac{T_{wheel}(t)}{\tau_{i(t)} \cdot \eta_{GB}} \quad (4.9)$$

$$\omega_e(t) = \omega_{wheel}(t) \cdot \tau_{i(t)} \cdot \tau_{fd} \quad (4.10)$$

$$\alpha_e(t) = \alpha_{wheel}(t) \cdot \tau_{i(t)} \cdot \tau_{fd} \quad (4.11)$$

Dove:

- $T_{GB}(t)$: coppia in corrispondenza dell’albero di trasmissione;
- $\omega_e(t)$: velocità di rotazione del motore;
- $\alpha_e(t)$: accelerazione rotazionale del motore;
- $T_{wheel}(t)$: coppia alle ruote;

- $\tau_{i(t)}$: rapporto di trasmissione marcia;
- η_{GB} : rendimento di trasmissione
- τ_{fd} : rapporto di trasmissione al ponte;
- $\omega_{wheel}(t)$: velocità di rotazione delle ruote;
- $\alpha_{wheel}(t)$: accelerazione rotazionale ruote;

La Figura 4.13 mostra l'implementazione Simulink delle equazioni appena descritte.

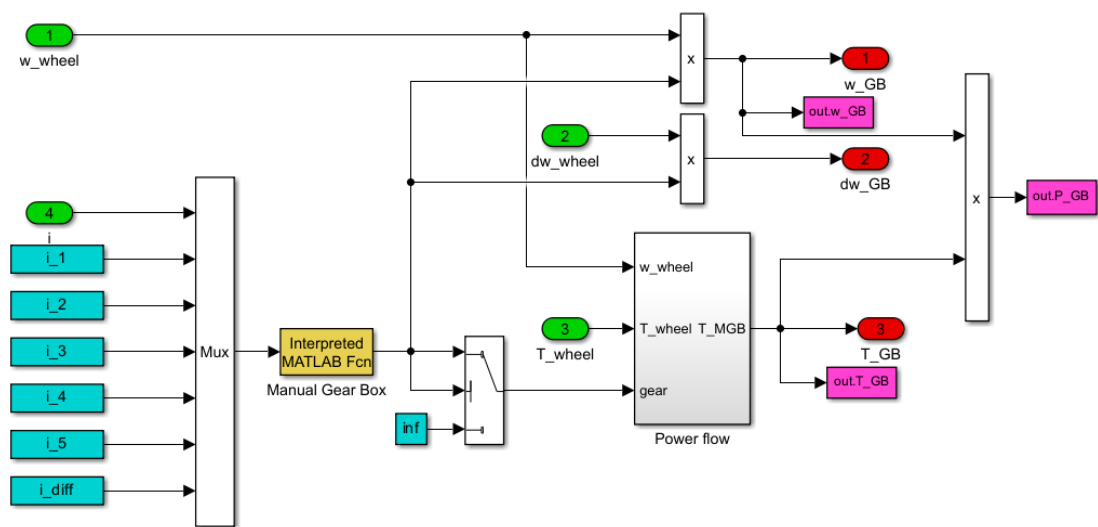


Figura 4.13 - Sottosistema "Gear Box".

Per risalire alla coppia motrice richiesta al motore $T_e(t)$ si utilizza la seguente equazione:

$$T_e(t) = T_{GB}(t) + I_e \cdot \alpha_e(t) \quad (4.12)$$

Dove:

- I_e : inerzia rotazionale del motore;
- $\alpha_e(t)$: accelerazione rotazionale del motore;

4.3.4 Sottosistema “Pneumatic Hybrid Powertrain”

Il sottosistema denominato “Pneumatic Hybrid Powertrain”, illustrato in Figura 4.14, simula il comportamento del sistema ibrido pneumatico e include un algoritmo di controllo che attiva la *Compressor Mode* durante le fasi di decelerazione del veicolo, ma solo quando la coppia frenante richiesta dal ciclo di guida è maggiore della coppia frenante che il motore è in grado di generare in *Compressor Mode*.

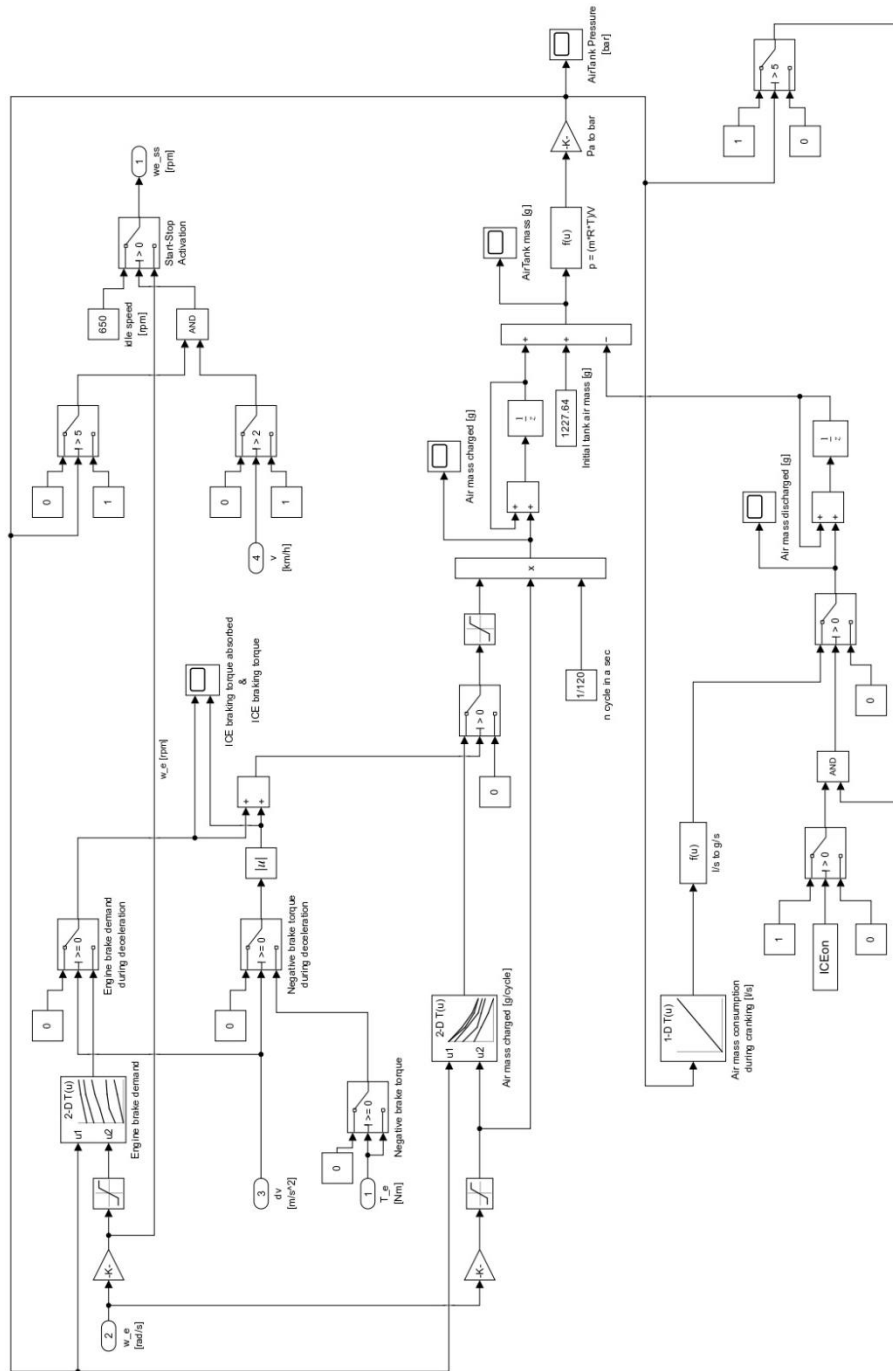


Figura 4.14 – Sottosistema “Pneumatic Hybrid Powertrain”.

Le mappe che rappresentano rispettivamente la coppia frenante che il motore può generare e la quantità di aria compressa che può essere immagazzinata nel serbatoio durante la *Compressor Mode*, sono riportate nelle Tabelle 4.8 e 4.9 [33]. I dati contenuti in tali tabelle derivano da una serie di simulazioni stazionarie eseguite durante il funzionamento in modalità *Compressor Mode*, come descritto in [33].

Pressione serbatoio [bar]	Coppia frenante generata [Nm]				
	100 rpm	500 rpm	1000 rpm	1500 rpm	2000 rpm
4	-72,06	-85,05	-104,80	-126,30	-140,70
5	-66,85	-77,91	-97,33	-114,10	-134,90
6	-61,38	-71,64	-87,66	-111,00	-129,20
7	-56,74	-66,00	-83,26	-107,60	-123,60

Tabella 4.8 - Coppia frenante generata durante Compressor Mode.

Pressione serbatoio [bar]	Quantità di aria compressa che può essere immagazzinata [g/ciclo]				
	100 rpm	500 rpm	1000 rpm	1500 rpm	2000 rpm
4	3,12	3,16	2,84	2,38	1,79
5	2,28	2,45	2,20	1,67	1,42
6	1,79	1,93	1,60	1,45	1,09
7	1,60	1,59	1,37	1,24	0,80

Tabella 4.9 - Quantità di aria compressa che può essere immagazzinata nel serbatoio durante Compressor Mode.

La velocità di rotazione del motore e la pressione dell'aria nel serbatoio sono gli input per due tabelle, denominate *2D-Lookup tables*, che producono rispettivamente due output: la coppia frenante che il motore può generare e la quantità di aria compressa immagazzinata.

La pressione del serbatoio di accumulo è un indicatore per decidere se attivare o meno la modalità Start&Stop. A tal proposito, questa pressione è costantemente monitorata

durante l'intero ciclo di guida e il motore viene spento solo se la pressione del serbatoio supera il valore minimo di 5 bar, necessario per riavviare il motore a combustione interna.

Per riavviare il motore dopo una sosta, è stato scelto di utilizzare un motorino di avviamento pneumatico Ingersoll Rand SS175. La portata di aria utilizzata durante ciascuna operazione di riavvio, mostrata in Tabella 4.10 [34], dipende dalla pressione del serbatoio e viene calcolata considerando un periodo di avviamento di 1 secondo.

Pressione [bar]	Coppia di spunto [Nm]	Velocità di rotazione [rpm]	Potenza massima [kW]	Portata [l/s]
6,2	42	2500	7	142
8,3	54	2700	10	189
10,3	70	2800	13	236

Tabella 4.10 – Portata di aria richiesta vs Pressione del motorino di avviamento pneumatico.

Il serbatoio di accumulo viene considerato come un volume di controllo che scambia massa solo con il cilindro. Nell'analisi si assume che lo stoccaggio e lo scarico dell'aria avvengano a temperatura costante e che la temperatura dell'aria nel serbatoio sia uguale alla temperatura ambiente. Di conseguenza, la pressione dell'aria nel serbatoio di accumulo è descritta dall'equazione di stato dei gas ideali:

$$p = \frac{(m_i + m_c - m_s) \cdot R \cdot T}{V} \quad (4.13)$$

Dove:

- m_i : massa di aria iniziale;
- m_c : massa di aria caricata durante la *Compressor Mode*;
- m_s : massa di aria scaricata per riavviare il propulsore termico;
- R : costante universale dei gas, uguale a $287 \frac{J}{kg \cdot K}$;

- T : temperatura ambiente, uguale a 300 K;
- V : volume del serbatoio, uguale a 151 litri;

In definitiva, con tale sistema ibrido pneumatico, il consumo di carburante del veicolo può essere ridotto spegnendo il motore quando il veicolo è fermo e interrompendo l'iniezione di carburante durante le fasi di decelerazione, mediante l'implementazione della *Compressor Mode*.

Noti gli andamenti della coppia sviluppata dal motore e della relativa velocità angolare è possibile risalire al consumo specifico di combustibile, correlando tali dati con la mappa dei consumi, illustrata in Figura 4.15 o 4.16.

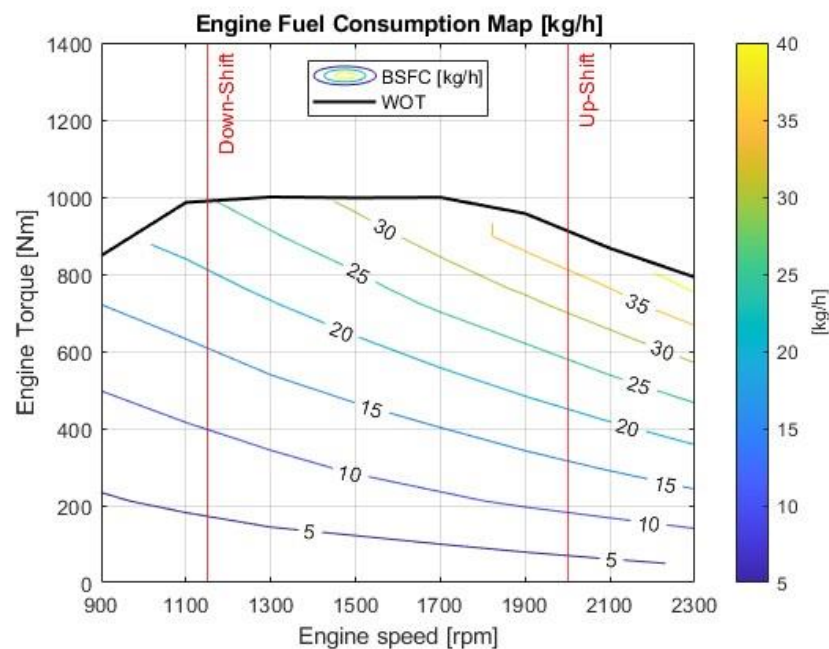


Figura 4.15 – Mappa del consumo specifico di carburante [kg/h].

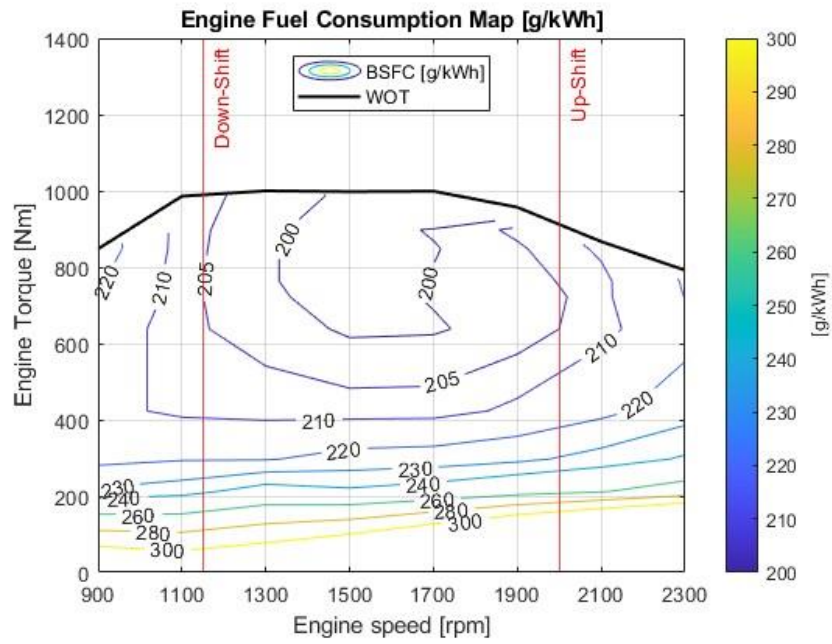


Figura 4.16 - Mappa del consumo specifico di carburante [g/kWh].

Eseguendo un'interpolazione della coppia sviluppata dal motore e della relativa velocità angolare, sfruttando una *2D-Lookup table*, si ottiene una funzione del tipo:

$$c_s = f(T_e, \omega_e) \quad (4.14)$$

che descrive il consumo specifico del motore nelle diverse condizioni di funzionamento.

4.4 Risultati della simulazione e commento

Il paragrafo seguente presenta i risultati ottenuti dalla simulazione. Per semplicità, si è scelto di riportare i grafici inerenti ad un solo ciclo di guida di riferimento, il Braunschweig City Driving Cycle, illustrato in Figura 4.17. Si tratta di un ciclo di guida che simula la guida urbana di un autobus.

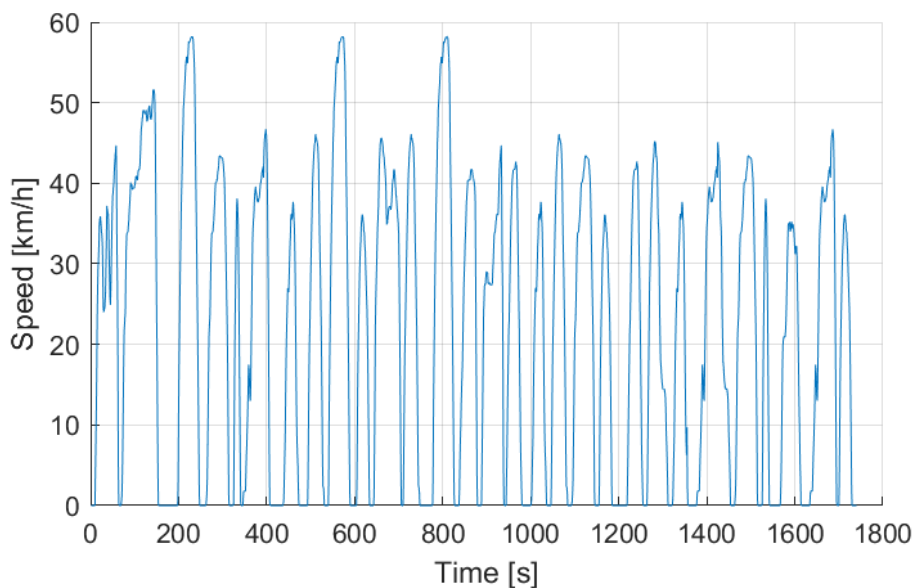


Figura 4.17 - Ciclo di guida Braunschweig, diagramma Velocità [km/h] vs. Tempo [s].

La Figura 4.18 mostra il profilo della velocità di rotazione del motore sia durante il funzionamento convenzionale che durante il funzionamento ibrido pneumatico. La differenza tra queste due modalità di funzionamento si osserva quando la velocità del ciclo di guida è nulla, cioè quando il veicolo è fermo. In tali fasi, infatti, il sistema ibrido pneumatico permette di spegnere il propulsore termico e azzerare il consumo di combustibile.

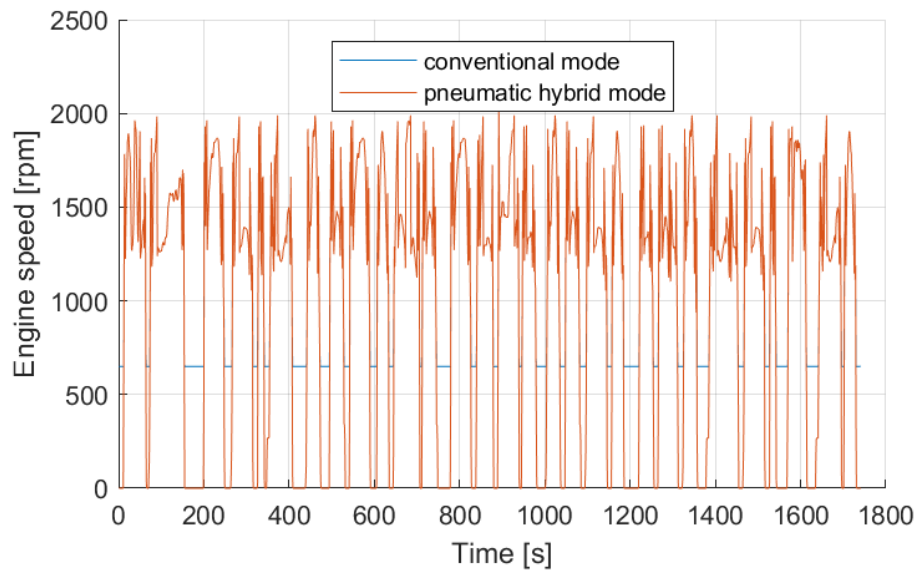


Figura 4.18 - Velocità di rotazione del motore convenzionale vs Velocità di rotazione in modalità ibrido pneumatico.

La Figura 4.19 mostra l'andamento della coppia richiesta al motore. Mentre, la Figura 4.20 mette a confronto la coppia frenante che può essere assorbita in *Compressor Mode* e la coppia frenante richiesta al motore durante l'intero ciclo di guida, entrambe espresse in valore assoluto.

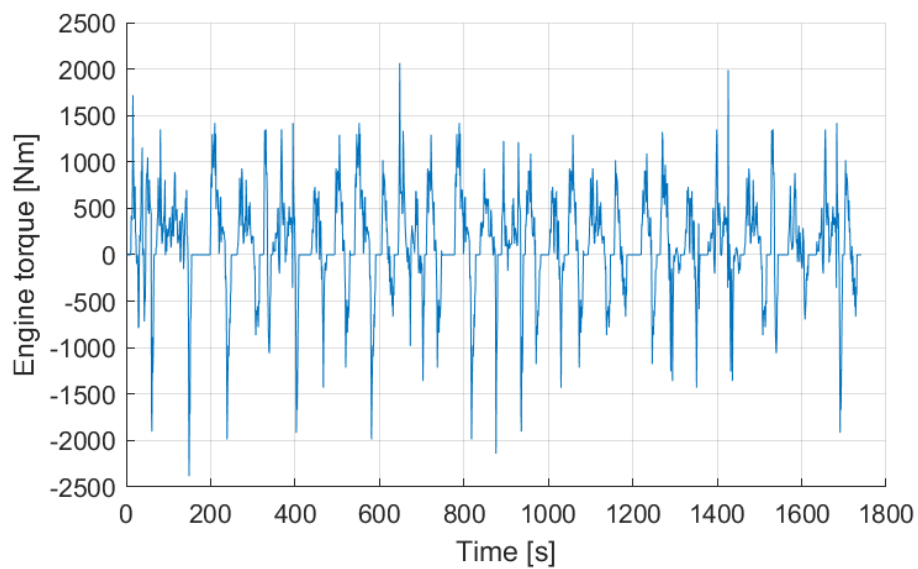


Figura 4.19 – Coppia motrice vs Tempo.

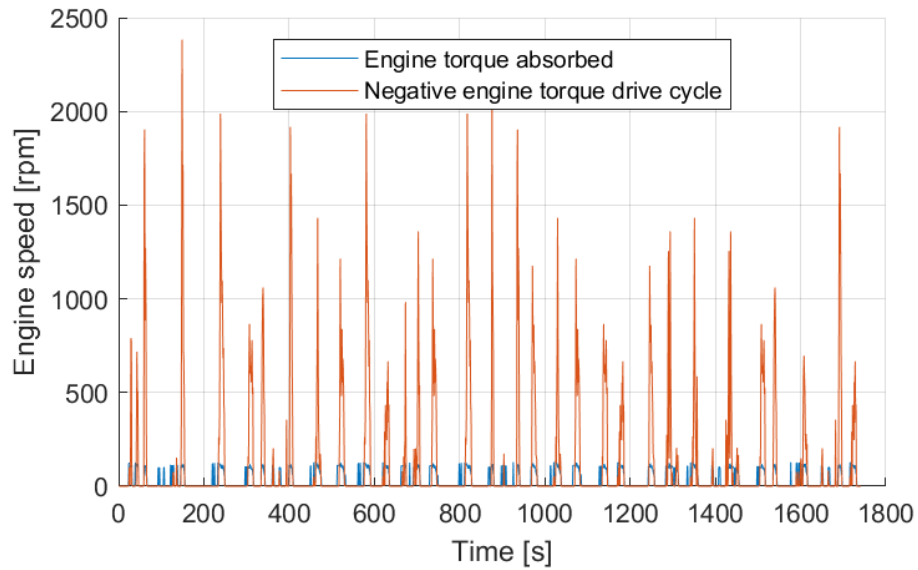


Figura 4.20 - Coppia frenante assorbita in Compressor Mode e Coppia frenante durante il ciclo di guida.

La Figura 4.21 e la Figura 4.22 mostrano rispettivamente la quantità di aria compressa che viene immagazzinata nel serbatoio e riutilizzata dal motorino di avviamento pneumatico durante il funzionamento del sistema ibrido.

L'aria viene aspirata e compressa nel serbatoio quando il veicolo è in fase di decelerazione e soltanto quando la coppia frenante richiesta dal ciclo di guida è superiore alla coppia frenante che può essere assorbita abilitando la *Compressor Mode*.

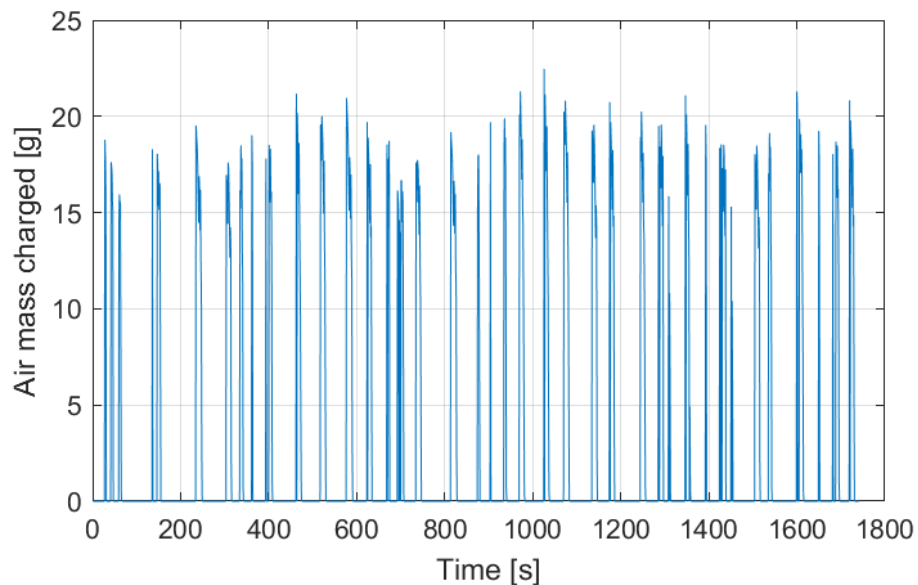


Figura 4.21 – Massa di aria immagazzinata ad ogni decelerazione.

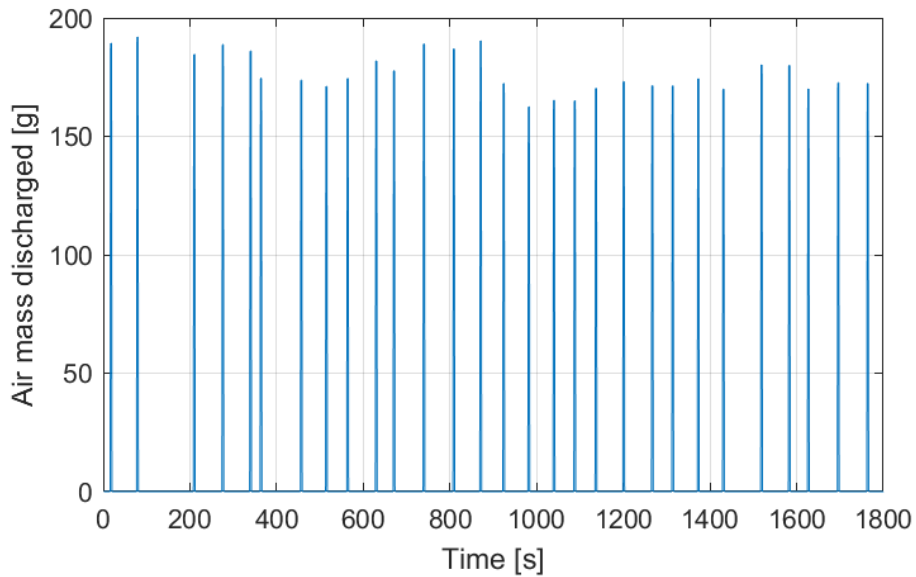


Figura 4.22 – Massa di aria utilizzata dal motorino di avviamento pneumatico.

La Figura 4.23 mostra l'andamento della pressione all'interno del serbatoio di accumulo dell'aria compressa, in seguito alle operazioni di carica e scarica, considerando una pressione iniziale di 7 bar.

Come si può notare dal grafico, il valore minimo di 5 bar, necessario per riavviare il motore a combustione interna, non viene mai superato. Di conseguenza, il motore termico può essere riavviato a valle di ogni sosta.

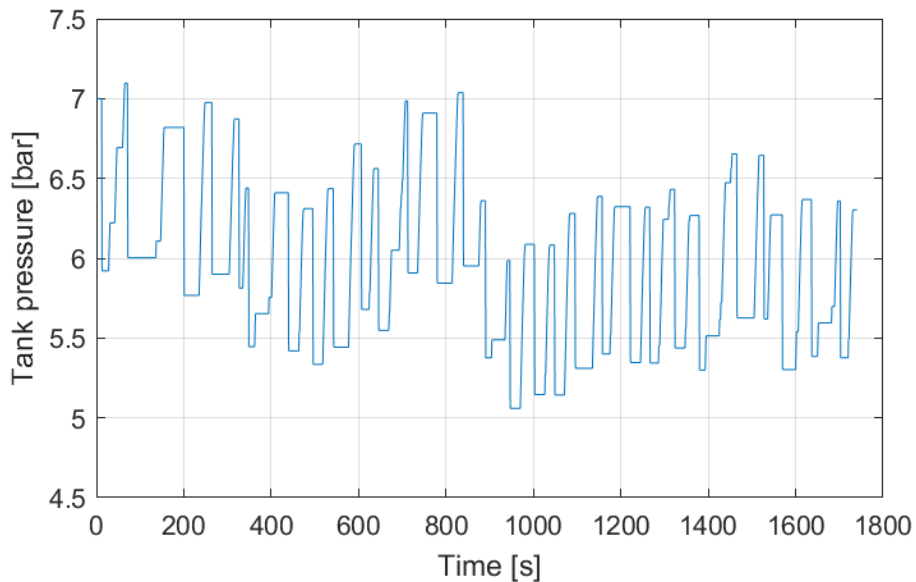


Figura 4.23 – Pressione serbatoio di accumulo dell'aria compressa vs Tempo.

Interpolando linearmente la mappa del consumo specifico di combustibile al variare dei punti motore si ottiene la portata istantanea di combustibile consumata lungo tutto il ciclo, che integrata sull'intero ciclo fornisce il quantitativo in grammi di massa di combustibile complessivamente consumato.

La Figura 4.24 confronta il consumo complessivo di combustibile dell'autobus convenzionale con quello relativo all'autobus urbano ibrido pneumatico.

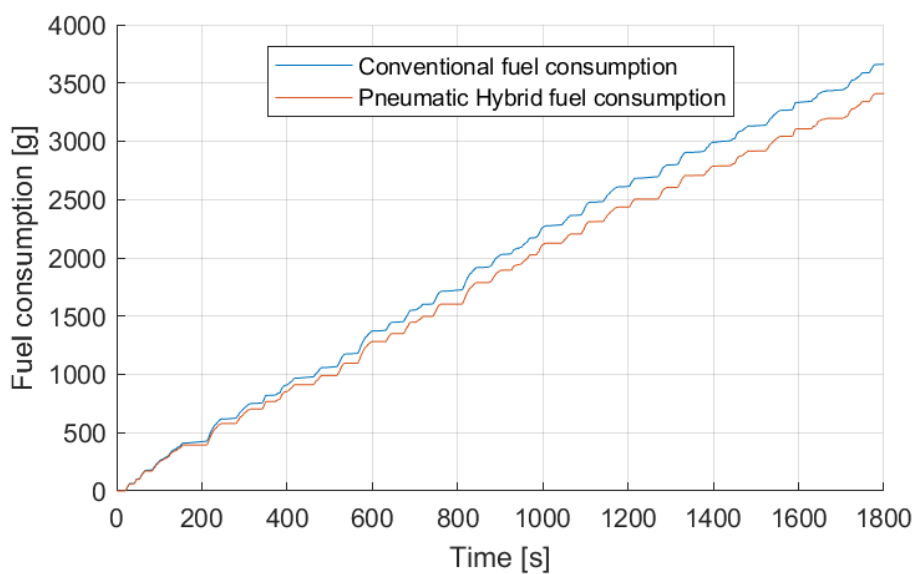


Figura 4.24 –Consumo di combustibile vs Tempo

Il grafico mostrato in Figura 4.24 evidenzia chiaramente i benefici in termini di riduzione del consumo di combustibile ottenuti grazie all'adozione di un sistema ibrido pneumatico rispetto a un motore termico tradizionale. L'andamento in blu indica il consumo di combustibile dell'autobus urbano tradizionale. Mentre, la curva di consumo dell'autobus urbano ibrido pneumatico è di colore rosso e si mantiene costantemente al di sotto di quella blu. Questo risultato dimostra come l'integrazione della tecnologia ibrida pneumatica possa contribuire in modo rilevante alla sostenibilità e all'efficienza dei veicoli, riducendo significativamente la dipendenza dal combustibile fossile.

4.4.1 Confronto dei risultati dei vari cicli di guida

In questo paragrafo viene valutato il risparmio di combustibile ottenibile grazie al sistema ibrido pneumatico implementato su un autobus urbano lungo otto differenti cicli di guida.

Per un diretto confronto del consumo di combustibile dell'autobus urbano ibrido pneumatico viene inizialmente analizzato il suo comportamento in modalità puramente termica e successivamente quello in modalità ibrida pneumatica.

I risultati ottenuti per i diversi cicli di guida sono riassunti nella Tabella 4.11.

Ciclo di guida	Sistema di Propulsione		Aria caricata [g]	Aria scaricata [g]	Consumo di combustibile			Delta [%]
					[kg]	$\left[\frac{\text{litri}}{100 \text{ km}} \right]$	$\left[\frac{\text{km}}{\text{l}} \right]$	
Braunschweig City	Tradizionale		/		3,66	40,34	2,489	/
	Ibrido Pneumatico	S-S	5007,67	5129,95	3,50	38,57	2,59	- 4,39
		S-S + C. O.			3,41	37,55	2,66	- 6,91
New York Bus	Tradizionale		/		0,56	67,47	1,48	/
	Ibrido Pneumatico	S-S	1284,93	1604,25	0,43	52,58	1,90	- 22,07
		S-S + C. O.			0,42	51,17	1,95	- 24,16
New York Composite	Tradizionale		/		1,39	41,22	2,43	/
	Ibrido Pneumatico	S-S	1598	1099	1,30	38,70	2,58	- 6,13
		S-S + C. O.			1,27	37,72	2,65	- 8,51
Manhattan Bus	Tradizionale		/		1,41	50,87	1,97	/
	Ibrido Pneumatico	S-S	3086	3291	1,26	45,53	2,20	- 10,50
		S-S + C. O.			1,24	44,53	2,25	- 12,46

OC Bus	Tradizionale		/		3,70	42,06	2,38	/
	Ibrido Pneumatico	S-S	5419	5465	3,52	40,09	2,49	- 4,68
		S-S + C. O.			3,39	38,56	2,59	- 8,34
CBD	Tradizionale		/		1,23	44,77	2,23	/
	Ibrido Pneumatico	S-S	1151	1494	1,18	43,06	2,32	- 3,82
		S-S + C. O.			1,18	42,85	2,33	- 4,29
JE-05	Tradizionale		/		3,40	29,34	3,41	/
	Ibrido Pneumatico	S-S	3256	2928	3,24	27,98	3,58	- 4,65
		S-S + C. O.			2,85	24,6	4,06	- 16,14
MLTB	Tradizionale		/		3,42	45,60	2,19	/
	Ibrido Pneumatico	S-S	7239	7519	3,18	42,42	2,36	- 6,97
		S-S + C. O.			3,12	41,72	2,40	- 8,51

Tabella 4.11 – Tabella riassuntiva del consumo di combustibile (S-S: Start&Stop, C. O.: Cut-Off).

Le simulazioni hanno confermato come i consumi che sperimentano i veicoli durante il moto variano notevolmente a seconda delle condizioni di guida. Inoltre, hanno confermato la capacità del sistema di propulsione ibrido pneumatico di ridurre il consumo di combustibile. In particolare, per un autobus urbano ibrido pneumatico è stato dimostrato un risparmio di carburante variabile tra il 4 e il 24%, a seconda del ciclo di guida adottato, dimostrando una maggiore efficienza energetica rispetto ai sistemi di propulsione tradizionali.

Dalla Tabella 4.11 si evince che il risparmio di combustibile più elevato si ottiene con il ciclo di guida New York Bus (24,16 %) mentre quello più basso (4,29%) si ottiene con il Central Business District (CBD).

Questa differenza è attribuibile alla percentuale di inattività, che è massima nel caso del ciclo di guida New York Bus (65,52%) e minima (17,65%) nel caso del Central Business District (CBD), tra tutti i cicli di guida esaminati.

Tuttavia, molti motori attuali già utilizzano tecnologie che interrompono l'iniezione del carburante durante la decelerazione. Di conseguenza, la percentuale di carburante che può essere effettivamente risparmiata è quella derivante dalle operazioni di Start&Stop rigenerativo.

La Figura 4.25 fornisce una visione più chiara della riduzione del consumo di combustibile, mettendo in risalto sia l'effetto dello Start&Stop rigenerativo che del Cut-Off.

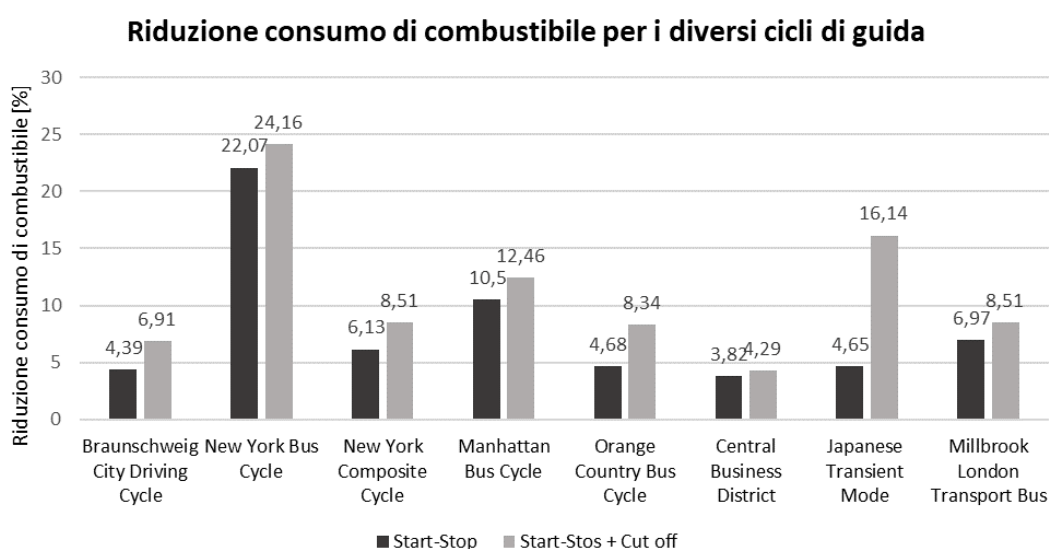


Figura 4.25 - Grafico riduzione consumo di combustibile per i diversi cicli di guida.

Confrontando i dati, ad eccezione del Japanese Transient Mode (JE-05), si può chiaramente concludere che gran parte della riduzione del consumo di carburante può essere attribuita allo Stop&Start rigenerativo, poiché il contributo derivante dalla frenata rigenerativa è piuttosto modesto.

La Figura 4.26 illustra come la riduzione del consumo di carburante sia correlata alla frequenza delle fermate nei vari cicli. Come si può osservare dal grafico di dispersione sottostante, i dati presentano una correlazione piuttosto forte. Ciò può essere spiegato dal fatto che ogni sosta è accompagnato da un funzionamento ibrido pneumatico e da un periodo di inattività, che contribuiscono entrambi alla riduzione del consumo di combustibile. Pertanto, all'aumentare delle fermate aumenta la riduzione di combustibile.

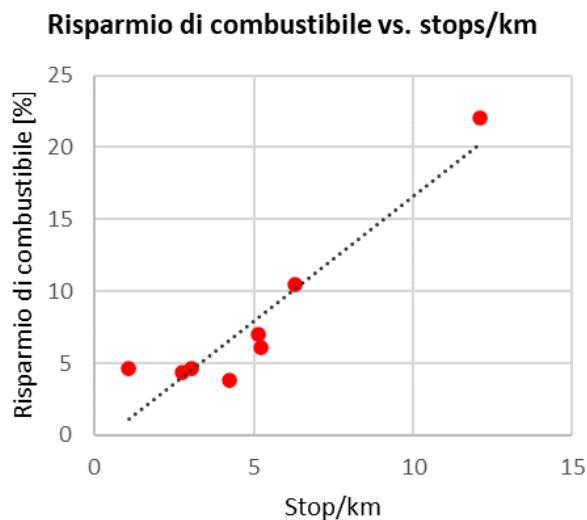


Figura 4.26 – Grafico di dispersione Risparmio di combustibile vs Stop/km.

Il ciclo di guida New York Bus mostra, in accordo con la Figura 4.26, la più alta riduzione di consumo di combustibile e ha, infatti, il più alto rapporto di fermate per chilometro.

La Figura 4.27 illustra la relazione tra la riduzione del consumo di carburante e la durata della sosta. Non sorprende notare che la riduzione del consumo di carburante aumenta all'aumentare del periodo di sosta.

Con il propulsore ibrido pneumatico, il motore può essere completamente spento durante i periodi di sosta, eliminando così i periodi di minimo e di conseguenza il consumo di carburante.

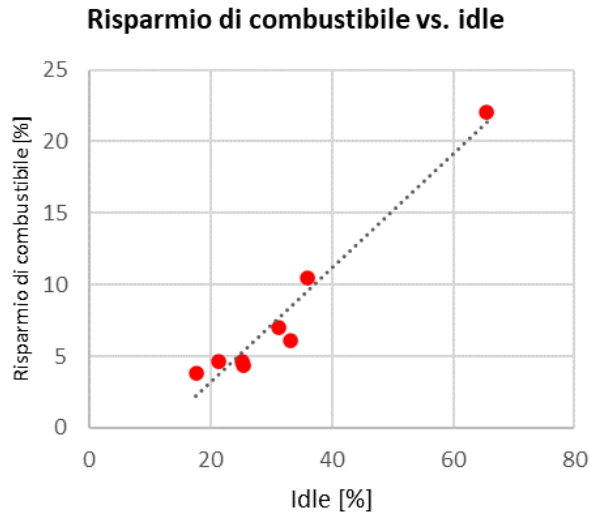


Figura 4.27 – Grafico di dispersione Risparmio di combustibile vs Idle.

4.5 Stima del consumo energetico di un motorino di avviamento elettrico

In questo paragrafo viene stimato il consumo di combustibile richiesto da un motorino di avviamento elettrico per ogni accensione del propulsore termico.

L'equazione che restituisce il quantitativo di carburante consumato m_f per ogni accensione è la seguente:

$$m_f = \frac{E_s \cdot \frac{\eta_d}{\eta_e \cdot \eta_{al} \cdot \eta_{ch}}}{PCI} \quad (4.15)$$

Dove:

- E_s : energia utilizzata dal motorino di avviamento;
- η_d : dissipazione interna della batteria, pari a 1,25;
- η_e : rendimento del motore termico, pari a 0,30;
- η_{al} : rendimento alternatore, pari a 0,50;
- η_{ch} : rendimento di carica della batteria, pari a 0,60;

- *PCI*: potere calorifico inferiore, pari a 42,4 MJ/kg;

Considerando l'utilizzo di una batteria 12 V da 1000 A, e presupponendo un tempo di avviamento di 1 secondo, l'energia utilizzata dal motorino di avviamento elettrico è pari a:

$$E_s = 1000 A \cdot 12 V \cdot 1 s = 12 kJ \quad (4.16)$$

Secondo l'equazione (4.15), per ogni avviamento del motore sono necessari circa 4 grammi di carburante per ricaricare la batteria al valore iniziale.

Inoltre, assumendo un consumo di combustibile al minimo pari a 0,33 g/s, è possibile determinare la durata minima di una sosta al di sopra della quale risulta conveniente arrestare e riavviare il propulsore termico piuttosto che lasciarlo acceso.

$$t_{min} = \frac{m_f}{0,33} = \frac{4}{0,33} \cong 12 \text{ secondi} \quad (4.17)$$

4.6 Stima della portata massica attraverso le valvole di aspirazione

In questo paragrafo viene stimata la portata massica di aria attraverso le valvole di aspirazione in funzione della pressione di monte.

Per comprendere meglio il funzionamento del sistema ibrido pneumatico, è necessario esaminare il flusso di aria tra il serbatoio di accumulo e il cilindro durante le fasi di riempimento e scarico.

La modellazione della dinamica dei gas è complessa e va oltre lo scopo di questa tesi. Pertanto, l'analisi è stata condotta utilizzando un approccio semplificato basato sulle seguenti ipotesi:

- **Flusso ideale:** gas che segue l'equazione di stato dei gas perfetti con viscosità nulla, e calori specifici c_v e c_p costanti;
- **Moto unidimensionale:** tutte le grandezze (velocità, temperatura, pressione) hanno lo stesso valore in ogni punto della generica sezione normale al flusso;
- **Flusso adiabatico:** flusso senza scambi di calore tra fluido e pareti del condotto di passaggio;

Sotto queste ipotesi, la portata massica teorica può essere espressa come:

$$G = \rho_1 * A_v * c * \phi \quad (4.18)$$

Dove:

- $\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1}$, Densità nella sezione a monte;
- A_v , Area di riferimento;
- $c = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_1}$, Velocità del suono a monte;
- $\phi = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)}$, se $p_2 > p_c$, Condizioni Subsoniche;
- $\phi = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2 \cdot (\gamma-1)}}$, se $p_2 \leq p_c$, Condizioni Soniche;
- $p_c = p_1 * \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$, Pressione critica;

Tuttavia, la portata massica reale G' è sempre inferiore a quella ideale G , siccome le perdite di efflusso attraverso la porta della valvola non sono trascurabili.

Per confrontare la portata reale con quella ideale viene introdotto il coefficiente di efflusso K_v , che esprime l'efficienza fluidodinamica della valvola al variare dell'alzata.

Allora, la portata massica effettiva può essere espressa come:

$$G' = K_v * G = \rho_1 * (K_v * A_v) * c * \phi = \rho_1 * A_{eff} * c * \phi \quad (4.19)$$

A seconda del valore di alzata, si possono avere delle condizioni di efflusso differenti:

- $A_v = \frac{\pi}{4} * d^2$, **Grandi alzate**;
- $A_v = \pi * d * h$, **Piccole e Medie alzate**;
- Passaggio da medie ad alte alzate quando: $h = \frac{d}{4}$;

In Tabella 4.12 sono riassunti i dati utilizzati per tale stima.

DATI			
Pressione a monte (serbatoio)	$p_1:$	6	<i>bar</i>
Pressione a valle (camera di combustione)	$p_2:$	0.9	<i>bar</i>
Indice adiabatico	$\gamma:$	1.4	/
Densità	$\rho_1:$	6.9686	$\frac{kg}{m^3}$
Diametro valvola	$d:$	32.5	<i>mm</i>
Alzata massima	$h_{max}:$	9.6	<i>mm</i>
Costante caratteristica aria	$R:$	287	$\frac{J}{kg * K}$
Temperatura a monte	$T_1:$	300	<i>K</i>
Velocità del suono nelle condizioni di ristagno	$c = \sqrt{\gamma * R * T_1}$	347.19	$\frac{m}{s}$

Tabella 4.12 – Dati valvole di aspirazione e condizioni dell'aria per la stima della portata massica.

Siccome la pressione critica $p_c = 3,17 \text{ bar}$ è maggiore della pressione $p_2 = 0,9 \text{ bar}$, allora, la portata massica reale sarà data dalla seguente equazione:

$$G = \rho_1 * A_{eff} * c * \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2 * (\gamma - 1)}} \quad (4.20)$$

I risultati della stima, al variare della pressione di monte, sono riassunti numericamente nella Tabella 4.13 e graficamente nella Figura 4.28, 4.29 e 4.30.

Portata massica in funzione della pressione di monte										
					6 bar		8 bar		10 bar	
h [mm]	h/d	K_v	A_v [mm ²]	A_{eff} [mm ²]	G [g/s]	G' [g/s]	G [g/s]	G' [g/s]	G [g/s]	G' [g/s]
1,0	0,03	0,052	102,101	5,309	142,78	7,42	190,37	9,89	237,97	12,37
1,6	0,04	0,087	163,362	14,212	228,45	19,87	304,60	26,50	380,75	33,12
2,2	0,06	0,122	224,623	27,404	314,12	38,32	418,82	51,09	523,53	63,87
2,8	0,08	0,157	285,884	44,883	399,79	62,76	533,05	83,68	666,31	104,61
3,4	0,10	0,192	347,146	66,652	485,46	93,20	647,28	124,27	809,10	155,34
4,0	0,12	0,227	408,407	92,708	571,12	129,64	761,50	172,86	951,88	216,07
4,6	0,14	0,257	469,668	120,986	656,79	169,19	875,73	225,58	1094,66	281,98
5,2	0,16	0,288	530,929	153,013	742,46	213,97	989,95	285,30	1237,44	356,63
5,8	0,17	0,318	592,190	188,790	828,13	264,01	1104,18	352,01	1380,23	440,01
6,4	0,19	0,349	653,451	228,315	913,80	319,28	1218,41	425,71	1523,01	532,14
7,0	0,21	0,380	714,712	271,590	999,47	379,80	1332,63	506,40	1665,79	633,00
7,6	0,23	0,401	775,973	311,276	1085,14	435,29	1446,86	580,39	1808,57	725,49
8,2	0,25	0,422	829,576	350,318	1160,10	489,89	1546,80	653,19	1933,51	816,49
8,8	0,27	0,443	829,576	367,858	1160,10	514,42	1546,80	685,89	1933,51	857,37
9,4	0,28	0,464	829,576	385,397	1160,10	538,95	1546,80	718,60	1933,51	898,25
9,7	0,29	0,475	829,576	394,167	1160,10	551,21	1546,80	734,95	1933,51	918,69

Tabella 4.13 - Portata massica in funzione della pressione di monte.

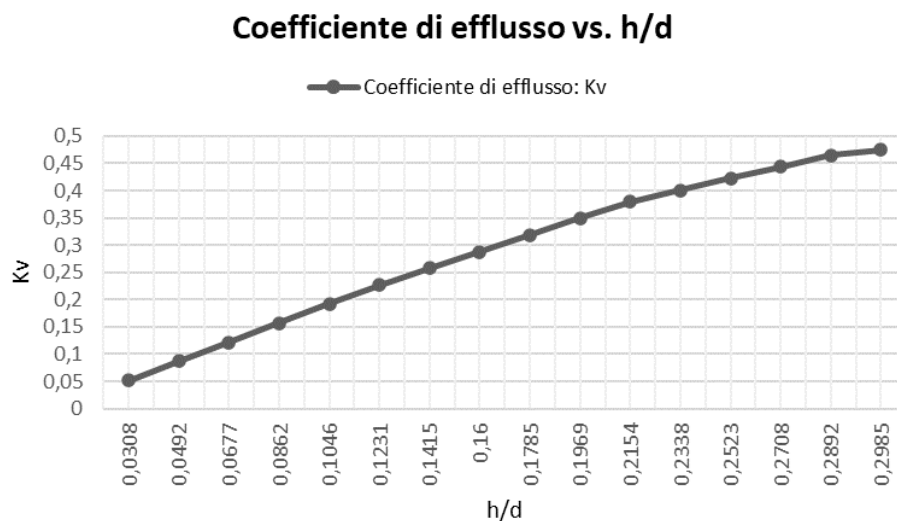


Figura 4.28 - Grafico andamento coefficiente di efflusso vs h/d.

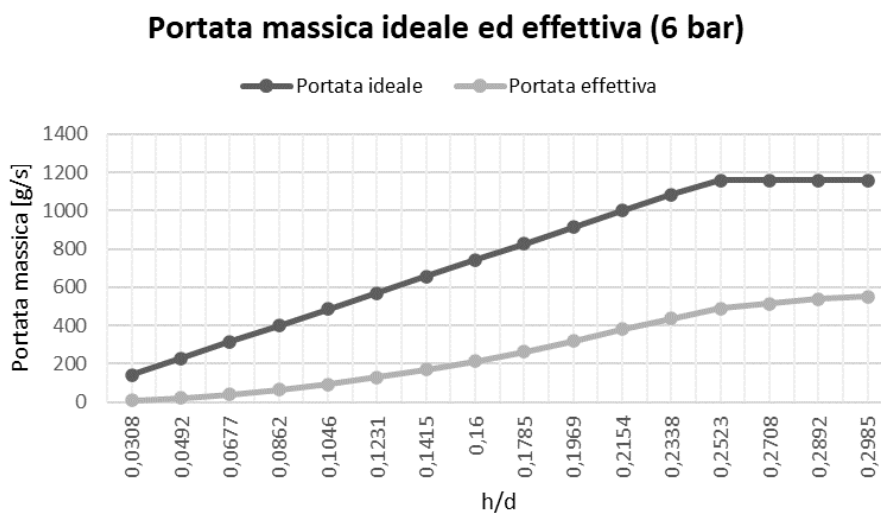


Figura 4.29 – Grafico andamento portata massica ideale ed effettiva vs h/d.

Dalla Figura 4.29 si può evincere che al di sopra di una certa alzata, la portata massica si mantiene circa costante. Questo fenomeno può essere spiegato dal fatto che alle grandi alzate l'area effettiva risulta essere quasi costante.

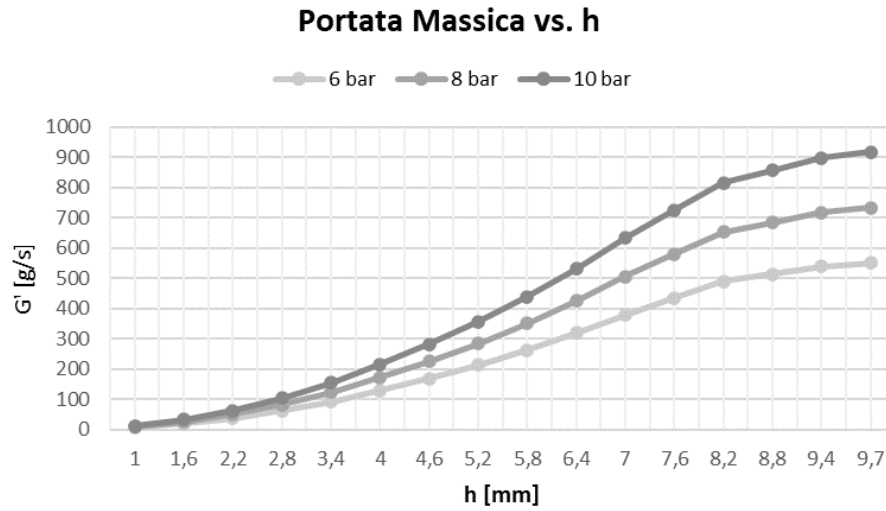


Figura 4.30 – Grafico andamento portata massica effettiva in funzione dell'alzata, al variare della pressione di monte.

Come ci si aspettava, osservando la Figura 4.20, la portata massica aumenta all'aumentare dell'alzata valvola e della pressione di monte per via di un delta di pressione più grande.

Capitolo 5 - Conclusioni e raccomandazioni per lavori futuri

Il lavoro presentato in questa tesi, sviluppata in stretta collaborazione con Teoresi Group S.p.a., ha avuto l'obiettivo di analizzare e illustrare le potenzialità dei diversi sistemi ibridi, concentrandosi in particolare sull'ibrido pneumatico per applicazioni heavy-duty.

Il sistema ibrido pneumatico, a differenza delle altre soluzioni, offre il vantaggio di ridurre il consumo di combustibile e le emissioni inquinanti contenendo la complessità, il peso e i costi aggiuntivi associati al processo di ibridizzazione del veicolo. Tuttavia, il principale vantaggio risiede nella possibilità di non apportare sostanziali modifiche al powertrain, mantenendo sia il motore che il sistema di trasmissione esistenti, senza compromettere il normale funzionamento del motore convenzionale.

Tale sistema si avvale di un motore a combustione interna che assume una doppia funzione: quella di propulsore tradizionale e quella di motore/pompa pneumatico. Durante le fasi di decelerazione del veicolo, l'aria atmosferica viene aspirata nei cilindri, compressa e immagazzinata in un serbatoio di accumulo ad alta pressione.

Successivamente, può essere impiegata per riavviare il propulsore convenzionale dopo una sosta, per ridurre i transitori dovuti al turbo lag, o per incrementare la potenza del motore durante l'accelerazione, permettendo in questo modo di raggiungere carichi più elevati quando necessario.

Per comprendere appieno il suo principio di funzionamento, è stata condotta un'analisi teorica delle nuove modalità operative introdotte dal propulsore ibrido pneumatico, cioè: la *Compressor Mode* (modalità compressore pneumatico), la *Pneumatic Motor Mode* (modalità motore pneumatico) e la *Air-Power Assist Mode* o *Pneumatic Supercharged Mode* (modalità servoassistita o sovralimentata pneumatica).

Inoltre, è stato analizzato il nuovo concetto di ibrido pneumatico introdotto da C. Y. Lee et al. della Brunel University e descritto in [25], [32], [33].

A differenza di altre soluzioni, tale sistema ibrido pneumatico richiede l'adozione di un sistema ad azionamento variabile (Variable Valve Actuation, VVA) solo per una valvola di aspirazione e l'implementazione di un motorino di avviamento pneumatico

che sfrutta l'aria compressa per riavviare il propulsore termico e realizzare le operazioni di Start&Stop rigenerativo.

Per analizzare il potenziale risparmio di carburante ottenibile con il motore ibrido pneumatico, nella tesi è stato sviluppato un nuovo modello di un autobus urbano utilizzando il software Matlab/Simulink, capace di simulare il veicolo su otto diversi cicli di guida.

Le simulazioni effettuate su tale modello hanno consentito di descrivere, graficamente e numericamente, il comportamento del veicolo in esame, permettendo una comparazione delle sue prestazioni energetiche in funzione dei vari cicli di guida adottati.

I risultati ottenuti dalle simulazioni hanno dimostrato un risparmio di carburante variabile tra il 4 e il 24%, a seconda del ciclo di guida considerato. Il risparmio di combustibile più elevato si ottiene con il ciclo di guida New York Bus (24,16 %) mentre quello più basso (4,29%) si ottiene con il Central Business District (CBD).

Inoltre, è emerso che gran parte della riduzione del consumo di carburante può essere attribuita allo Start&Stop rigenerativo, poiché il contributo della frenata rigenerativa risulta piuttosto modesto. Questi risultati indicano che il sistema ibrido pneumatico è particolarmente efficiente nei cicli di guida caratterizzati da frequenti arresti e ripartenze, tipici della guida urbana.

In conclusione, la ricerca condotta suggerisce che l'adozione del sistema ibrido pneumatico nei veicoli non a lunga percorrenza, che operano su percorsi programmati e fissi, caratterizzati da frequenti cicli di decelerazione e accelerazione, come autobus urbani, camion per la raccolta dei rifiuti e veicoli commerciali, potrebbe rappresentare un ulteriore passo verso una mobilità urbana più sostenibile.

Tuttavia, i risultati presentati in questa tesi rappresentano solo la base di partenza per future ricerche, in quanto vi sono ancora numerose questioni meritevoli di essere ulteriormente esplorate.

Ad esempio, si raccomanda l'implementazione di test sperimentali sul motore, al fine di confermare l'accuratezza del modello Matlab/Simulink delineato nel Capitolo 4.

Inoltre, è consigliabile estendere lo studio a tipologie di veicoli differenti da quelli pesanti, in modo tale da verificare l'applicabilità del modello ad una gamma più ampia di veicoli.

Sarebbe altresì auspicabile un'analisi dettagliata dei parametri operativi, quali il volume del serbatoio di accumulo, la fasatura delle valvole, ecc.

Dal punto di vista economico, per ridurre ulteriormente i costi legati all'ibridizzazione dei veicoli, si potrebbe considerare l'utilizzo dell'aria compressa per avviare direttamente il motore, eliminando così la necessità del motorino di avviamento pneumatico attualmente utilizzato.

Infine, sarebbe opportuno investigare gli effetti che porterebbe l'impiego dell'aria compressa sulla diminuzione del turbo-lag e sul miglioramento della risposta del motore durante i transitori.

Bibliografia

- [1] “<https://www.europarl.europa.eu/topics/en/article/20190313STO31218/co2-emissions-from-cars-facts-and-figures-infographics> - CO2 emissions from cars: facts and figures.”
- [2] “https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal/transport-and-green-deal_en - Transport and the Green Deal: Providing efficient, safe and environmentally friendly transport.”
- [3] O. Sundström, L. Guzzella, and P. Soltic, “Optimal Hybridization in Two Parallel Hybrid Electric Vehicles using Dynamic Programming,” *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 41, no. 2, 2008, doi: 10.3182/20080706-5-kr-1001.00781.
- [4] L. Serrao, Z. Chehab, Y. Guezennec, and G. Rizzoni, “An aging model of Ni-MH batteries for hybrid electric vehicles,” in *2005 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, VPPC*, 2005. doi: 10.1109/VPPC.2005.1554536.
- [5] E. D. Tate, M. O. Harpster, and P. J. Savagian, “The electrification of the automobile: From conventional hybrid, to plug-in hybrids, to extended-range electric vehicles,” in *SAE Technical Papers*, 2008. doi: 10.4271/2008-01-0458.
- [6] L. Guzzella and A. Sciarretta, *Vehicle propulsion systems: Introduction to modeling and optimization*, vol. 9783642359132. 2013. doi: 10.1007/978-3-642-35913-2.
- [7] P. Mrdja, N. Miljic, S. J. Popovic, M. Kitanovic, and V. Petrovic, “Assesment of Fuel Economy Improvement Potential for a Hydraulic Hybrid Transit Bus,” *Proceedings Green Design Conference*, 2012.
- [8] “<https://www.fueleconomy.gov/feg/hybridtech.shtml> - How Hybrids Work”.
- [9] “https://en.wikipedia.org/wiki/Hybrid_electric_vehicle#History - Hybrid electric vehicle”.
- [10] Yannick Louvigny, Jonathan Nzisabira, and Pierre Duysinx, “ANALYSIS OF HYDRAULIC HYBRID VEHICLES AND ECONOMICAL COMPARISON WITH HYBRID ELECTRIC VEHICLES,” *EET-2007 European Ele-Drive Conference Brussels, Belgium*, 2007, Accessed: Oct. 17, 2023. [Online]. Available: <https://orbi.uliege.be/bitstream/2268/4401/1/EET2007.pdf>

- [11] A. Lajunen and T. Lipman, "Lifecycle cost assessment and carbon dioxide emissions of diesel, natural gas, hybrid electric, fuel cell hybrid and electric transit buses," *Energy*, vol. 106, 2016, doi: 10.1016/j.energy.2016.03.075.
- [12] K. T. Chau and Y. S. Wong, "Overview of power management in hybrid electric vehicles," *Energy Convers Manag*, vol. 43, no. 15, 2002, doi: 10.1016/S0196-8904(01)00148-0.
- [13] R. Liu, D. Shi, and C. Ma, "Real-time control strategy of Elman neural network for the parallel hybrid electric vehicle," *J Appl Math*, vol. 2014, 2014, doi: 10.1155/2014/596326.
- [14] K. Van Berkel, S. Rullens, T. Hofman, B. Vroemen, and M. Steinbuch, "Topology and flywheel size optimization for mechanical hybrid powertrains," *IEEE Trans Veh Technol*, vol. 63, no. 9, 2014, doi: 10.1109/TVT.2014.2312646.
- [15] Sasa Trajkovic, Per Tunestål, and Bengt Johansson, "The Pneumatic Hybrid Vehicle - A New Concept for Fuel Consumption Reduction," Lund University, 2010.
- [16] D. Cross and C. Brockbank, "Mechanical hybrid system comprising a flywheel and CVT for motorsport and mainstream automotive applications," in *SAE Technical Papers*, 2009. doi: 10.4271/2009-01-1312.
- [17] C. Brockbank and C. Greenwood, "Fuel economy benefits of a flywheel & CVT based mechanical hybrid for city bus and commercial vehicle applications," *SAE Int J Commer Veh*, vol. 2, no. 2, 2010, doi: 10.4271/2009-01-2868.
- [18] S. Baseley, C. Ehret, E. Greif, and M. G. Kliffken, "Hydraulic hybrid systems for commercial vehicles," in *SAE Technical Papers*, 2007. doi: 10.4271/2007-01-4150.
- [19] M. M. Schechter, "New cycles for automobile engines," in *SAE Technical Papers*, 1999. doi: 10.4271/1999-01-0623.
- [20] C. Tai, T. C. Tsao, M. B. Levin, G. Barta, and M. M. Schechter, "Using camless valvetrain for air hybrid optimization," in *SAE Technical Papers*, 2003. doi: 10.4271/2003-01-0038.
- [21] X. Wang, T. C. Tsao, C. Tai, H. Kang, and P. N. Blumberg, "Modeling of compressed air hybrid operation for a heavy duty diesel engine," *J Eng Gas Turbine Power*, vol. 131, no. 5, 2009, doi: 10.1115/1.3078788.

- [22] C. Dönitz, I. Vasile, C. Onder, and L. Guzzella, “Realizing a concept for high efficiency and excellent driveability: The downsized and supercharged hybrid pneumatic engine,” in *SAE Technical Papers*, 2009. doi: 10.4271/2009-01-1326.
- [23] Sasa Trajkovic, Per Tunestal, and Bengt Johansson, “Vehicle Driving Cycle Simulation of a Pneumatic Hybrid Bus Based on Experimental Engine Measurements,” *SAE Technical Paper*, 2010.
- [24] S. Trajkovic, P. Tunestål, and B. Johansson, “A simulation study quantifying the effects of drive cycle characteristics on the performance of a pneumatic hybrid bus,” in *American Society of Mechanical Engineers, Internal Combustion Engine Division (Publication) ICE*, 2010, pp. 605–618. doi: 10.1115/ICEF2010-35093.
- [25] C. Y. Lee, H. Zhao, and T. Ma, “Pneumatic regenerative engine braking technology for buses and commercial vehicles,” *SAE Int J Engines*, vol. 4, no. 3, 2011, doi: 10.4271/2011-01-2176.
- [26] M. M. Schechter, “Regenerative compression braking - A low cost alternative to electric hybrids,” in *SAE Technical Papers*, 2000. doi: 10.4271/2000-01-1025.
- [27] H. Kang *et al.*, “Demonstration of Air-Power-Assist (APA) engine technology for clean combustion and direct energy recovery in heavy duty application,” in *SAE Technical Papers*, 2008. doi: 10.4271/2008-01-1197.
- [28] S. Trajkovic, P. Tunestål, B. Johansson, U. Carlson, and A. Höglund, “Introductory study of variable valve actuation for pneumatic hybridization,” in *SAE Technical Papers*, 2007. doi: 10.4271/2007-01-0288.
- [29] S. Trajkovic, P. Tunestål, and B. Johansson, “Investigation of different valve geometries and valve timing strategies and their effect on regenerative efficiency for a pneumatic hybrid with variable valve actuation,” *SAE Int J Fuels Lubr*, vol. 1, no. 1, 2009, doi: 10.4271/2008-01-1715.
- [30] C. Donitz, I. Vasile, C. H. Onder, and L. Guzzella, “Modelling and optimizing two- and four-stroke hybrid pneumatic engines,” *SAE Technical Paper*, 2009.
- [31] C. Y. Lee, H. Zhao, and T. Ma, “A Low Cost Air Hybrid Concept,” *Oil & Gas Science and Technology – Revue de l’Institut Français du Pétrole*, vol. 65, no. 1, 2010, doi: 10.2516/ogst/2009089.
- [32] C. Y. Lee, H. Zhao, and T. Ma, “Analysis of a novel mild air hybrid engine technology, RegenEBD, for buses and commercial vehicles,” *International*

Journal of Engine Research, vol. 13, no. 3, 2012, doi:
10.1177/1468087412437507.

- [33] Cho-Yu Lee and Hua Zhao, "COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF AIR HYBRID ENGINE CONCEPTS," Brunel University, 2011. Accessed: Jun. 14, 2024. [Online]. Available: <http://bura.brunel.ac.uk/handle/2438/9205>
- [34] "Ingersoll Rand - Engine Starting System." [Online]. Available: https://www.fajarmasmurni.com/public/assets/files/Engine_Starting_SS175_SS350.pdf
- [35] F. Millo, L. Rolando, and M. Andreat, "Numerical Simulation for Vehicle Powertrain Development," in *Numerical Analysis - Theory and Application*, 2011. doi: 10.5772/24111.
- [36] L. Guzzella and A. Amstutz, "The QSS Toolbox Manual." 2005. [Online]. Available: <https://idsc.ethz.ch/research-guzzella-onder/downloads.html>
- [37] R. Bao, "The architecture of pneumatic regenerative systems for the diesel engine," 2015.

Ringraziamenti

Desidero ringraziare tutte le persone che, con il loro supporto, mi sono state vicine durante questo meraviglioso percorso di studio.

In primo luogo, un sentito ringraziamento al mio relatore, il Prof. Ezio Spessa, e al mio correlatore, il Prof. Roberto Finesso, che mi hanno seguito, con infinita pazienza, in ogni fase della stesura di questo elaborato.

Un ringraziamento speciale va anche al mio tutor aziendale, l'Ing. Bernardo Sessa, per il suo tempo, il suo supporto e le sue preziose osservazioni durante l'intera attività di tesi.

Desidero inoltre ringraziare tutti i miei colleghi e amici, che con il loro incoraggiamento e il loro sostegno mi sono sempre stati vicini.

Ringrazio infinitamente i miei genitori, Gerardo e Giovanna, e mio fratello Nicola. Grazie perché senza di voi tutto questo non sarebbe stato possibile.

Un grazie di cuore a mia nonna Nicolina e a tutti i miei nonni che oggi non possono essere qui con me, ma che mi stanno guardando da lassù con tanto orgoglio.

Infine, un ringraziamento speciale alla persona che mi è stata accanto ogni giorno, Martina, per il suo amore, la sua comprensione e il suo incessabile sostegno.