



UNIVERSITÁ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria dell'Innovazione del Prodotto

---

*Tesi di Laurea Magistrale*

TRASMISSIONI IDROMECCANICHE E  
IBRIDIZZAZIONE IDRAULICA  
Architetture e strategie di controllo

*Relatore:* Chiar.mo Prof. Alarico Macor

*Correlatore:* Dott. Nicola Andretta

*Laureando:* Roberto Pivetta

1207389

ANNO ACCADEMICO: 2019-2020



# Ringraziamenti

Giunto ormai al termine del mio cammino universitario, sento il bisogno di guardare indietro e pensare con gratitudine a tutti coloro che negli anni mi sono stati vicini.

Il primo pensiero di ringraziamento va a tre persone senza le quali questa tesi non esisterebbe: il mio relatore, il professore Alarico Macor, per avermi introdotto al mondo dell'oleodinamica ed avermi guidato con gentile disponibilità e grande competenza. Al correlatore Nicola Andretta, per il supporto e i consigli che mi hanno permesso di muovere i primi passi ed in seguito affinare le mie competenze nella modellazione AMESim. Un particolare ringraziamento va anche all'Ingegnere Antonio Rossetti, che con la sua approfondita conoscenza e competenza, ha permesso una svolta nel mio lavoro. A questi si aggiungono molti professori ed insegnanti che ho avuto la fortuna di incontrare durante il mio percorso di studi, la cui capacità di trasmettere passione e conoscenza è stata determinante per farmi arrivare qui.

Penso con riconoscenza anche ai miei compagni di studi, con i quali ho condiviso sia momenti conviviali, che interessanti discussioni tecniche. Grazie a loro questo cammino è stato molto più leggero e stimolante, permettendomi di crescere come uomo e come ingegnere.

Infine ringrazio tutte quelle persone che durante la mia vita sono state presenti e vicine, con cui ho condiviso gioie e dolori, che mi hanno supportato nei momenti difficili e guidato nelle scelte importanti: i miei genitori, Federica, i nonni, tutta la famiglia, i miei amici e compagni di strada, l'Ingegnere Federico Bordin e Giulia.



# Sommario

Questo lavoro affronta il tema dell'ibridizzazione idraulica delle trasmissioni idromeccaniche, una tipologia di CVT particolarmente adatta all'utilizzo su mezzi pesanti. Coppie elevate possono essere trasmesse senza interruzioni per tutto il range di funzionamento, a vantaggio del comfort e delle prestazioni. La variazione continua dei rapporti consente di disaccoppiare il motore dalle ruote e, sfruttando questo grado di libertà, è possibile mettere in atto strategie di gestione ottimale del powertrain, con lo scopo di minimizzare consumi ed emissioni. Una ulteriore possibilità di miglioramento dell'efficienza del powertrain è data dall'ibridizzazione idraulica del sistema. Poiché la trasmissione è dotata di un circuito idraulico può sembrare immediato e conveniente aggiungere degli accumulatori idro-pneumatici che permettano di recuperare parte dell'energia dispersa durante le frenate, tuttavia avere un effettivo vantaggio non è così scontato. Esistono varie soluzioni tecniche e diversi sistemi di controllo, ognuno con i propri vantaggi e svantaggi.

Lo scopo di questo lavoro è raccogliere in maniera ordinata le soluzioni di ibridizzazione presentate fino ad ora in letteratura, proporre alcune variazioni e valutarne la compatibilità con diversi schemi di trasmissioni idromeccaniche. Si vuole quindi stabilire, tramite simulazioni con casi applicativi reali, quali possano effettivamente portare una riduzione dei consumi e a che condizioni.



# Indice

|                                                        |             |
|--------------------------------------------------------|-------------|
| <b>Ringraziamenti</b>                                  | <b>iii</b>  |
| <b>Sommario</b>                                        | <b>v</b>    |
| <b>Elenco dei simboli</b>                              | <b>xvii</b> |
| <b>Introduzione</b>                                    | <b>1</b>    |
| <b>1 Trasmissioni per mezzi pesanti</b>                | <b>5</b>    |
| 1.1 Panoramica sulle trasmissioni CVT . . . . .        | 5           |
| 1.1.1 Trasmissioni CVT meccaniche . . . . .            | 5           |
| 1.1.2 Trasmissione idrostatica . . . . .               | 9           |
| 1.1.3 Trasmissione idromeccanica . . . . .             | 11          |
| 1.2 Powertrain elettrico . . . . .                     | 12          |
| 1.3 Veicoli ibridi . . . . .                           | 13          |
| 1.4 Requisiti trasmissioni per mezzi pesanti . . . . . | 13          |
| <b>2 Trasmissioni idromeccaniche</b>                   | <b>15</b>   |
| 2.1 Componenti principali del ramo meccanico . . . . . | 16          |
| 2.1.1 Rotismo epicicloidale . . . . .                  | 16          |
| 2.2 Componenti del ramo idrostatico . . . . .          | 19          |
| 2.2.1 Circuito di reintegro . . . . .                  | 19          |
| 2.2.2 Unità idrauliche . . . . .                       | 21          |
| 2.3 Modi di funzionamento . . . . .                    | 24          |
| 2.3.1 Hydrostatic mode . . . . .                       | 24          |
| 2.3.2 Additive mode . . . . .                          | 24          |
| 2.3.3 Recirculation mode . . . . .                     | 25          |
| 2.3.4 Full mechanical point . . . . .                  | 26          |
| 2.4 Classificazione e tipologie . . . . .              | 26          |

|          |                                                        |           |
|----------|--------------------------------------------------------|-----------|
| 2.5      | Input Coupled . . . . .                                | 27        |
| 2.5.1    | Funzionamento IC . . . . .                             | 28        |
| 2.5.2    | Dimensionamento IC . . . . .                           | 29        |
| 2.6      | Output Coupled . . . . .                               | 30        |
| 2.6.1    | Funzionamento OC . . . . .                             | 31        |
| 2.6.2    | Dimensionamento OC . . . . .                           | 32        |
| 2.7      | Input Coupled dual stage . . . . .                     | 33        |
| 2.7.1    | Funzionamento IC dual stage . . . . .                  | 34        |
| 2.7.2    | Dimensionamento IC dual stage . . . . .                | 35        |
| 2.8      | Compound Coupled . . . . .                             | 37        |
| 2.8.1    | Funzionamento Compound Coupled . . . . .               | 37        |
| 2.8.2    | Dimensionamento Compound Coupled . . . . .             | 38        |
| 2.9      | Confronto tra tipologie . . . . .                      | 39        |
| <b>3</b> | <b>Ibridizzazione idraulica</b>                        | <b>41</b> |
| 3.1      | Accumulatore idraulico . . . . .                       | 41        |
| 3.1.1    | Tipologie di accumulatori . . . . .                    | 42        |
| 3.1.2    | Relazioni di funzionamento e dimensionamento . . . . . | 43        |
| 3.2      | Architetture idrostatiche ibride . . . . .             | 44        |
| 3.2.1    | Ibridizzazione seriale . . . . .                       | 45        |
| 3.2.2    | Ibridizzazione parallela . . . . .                     | 46        |
| 3.2.3    | Altre soluzioni . . . . .                              | 47        |
| 3.3      | Architetture idromeccaniche ibride . . . . .           | 49        |
| 3.3.1    | Ibridizzazione idromeccanica parallela . . . . .       | 49        |
| 3.3.2    | Ibridizzazione idromeccanica seriale . . . . .         | 50        |
| 3.4      | Strategie di controllo . . . . .                       | 51        |
| 3.4.1    | Strategie di controllo <i>high level</i> . . . . .     | 52        |
| 3.4.2    | Controllo cilindrato in base al rapporto . . . . .     | 52        |
| 3.4.3    | Controllo cilindrato in coppia-pressione . . . . .     | 52        |
| 3.5      | Confronto con ibrido elettrico . . . . .               | 53        |
| 3.5.1    | Veicoli elettrici . . . . .                            | 55        |
| 3.5.2    | Ibrido elettrico seriale . . . . .                     | 55        |
| 3.5.3    | Ibrido elettrico parallelo . . . . .                   | 56        |
| 3.5.4    | Ibrido elettrico power-split . . . . .                 | 56        |

|          |                                                  |           |
|----------|--------------------------------------------------|-----------|
| <b>4</b> | <b>Progettazione trasmissioni idromeccaniche</b> | <b>59</b> |
| 4.1      | Veicolo di riferimento . . . . .                 | 59        |
| 4.2      | Cicli di lavoro . . . . .                        | 61        |
| 4.2.1    | Ciclo WLTC . . . . .                             | 61        |
| 4.2.2    | Ciclo Manhattan bus . . . . .                    | 62        |
| 4.3      | Progettazione sistema di recupero . . . . .      | 63        |
| 4.3.1    | Dimensionamento accumulatori . . . . .           | 63        |
| 4.3.2    | Sistema di accumulo parallelo . . . . .          | 64        |
| 4.3.3    | Sistema di accumulo in serie . . . . .           | 66        |
| 4.4      | Progettazione trasmissioni . . . . .             | 68        |
| 4.4.1    | Trasmissione OC . . . . .                        | 68        |
| 4.4.2    | Trasmissione Compound . . . . .                  | 70        |
| 4.4.3    | Trasmissione IC . . . . .                        | 71        |
| 4.4.4    | Trasmissione IC dual-stage . . . . .             | 72        |
| <b>5</b> | <b>Modellazione AMESim</b>                       | <b>75</b> |
| 5.1      | Modello trasmissione . . . . .                   | 76        |
| 5.1.1    | Modellazione macchine idrauliche . . . . .       | 76        |
| 5.1.2    | Modello del sistema di accumulo . . . . .        | 79        |
| 5.1.3    | Modello carichi del veicolo . . . . .            | 80        |
| 5.2      | Modello ICE . . . . .                            | 80        |
| 5.2.1    | Curva minimo consumo . . . . .                   | 81        |
| 5.3      | Sistema di controllo . . . . .                   | 82        |
| 5.3.1    | Pilota . . . . .                                 | 82        |
| 5.3.2    | Controllo motore a combustione . . . . .         | 83        |
| 5.3.3    | Controllo trasmissione . . . . .                 | 84        |
| 5.3.4    | Controllo sistema di recupero . . . . .          | 85        |
| <b>6</b> | <b>Analisi e confronto risultati</b>             | <b>87</b> |
| 6.1      | Test rendimenti trasmissioni . . . . .           | 87        |
| 6.2      | Ottimizzazione sistema di accumulo . . . . .     | 89        |
| 6.2.1    | Studio preliminare . . . . .                     | 90        |
| 6.2.2    | Ottimizzazione parametri . . . . .               | 91        |
| 6.3      | Test funzionamento sistemi ibridi . . . . .      | 92        |
| 6.3.1    | Ibrido in serie . . . . .                        | 92        |
| 6.3.2    | Ibrido parallelo . . . . .                       | 94        |

|                    |                                                |            |
|--------------------|------------------------------------------------|------------|
| 6.4                | Risultati cicli stradali . . . . .             | 95         |
| 6.4.1              | Rispetto del ciclo target . . . . .            | 96         |
| 6.4.2              | Gestione motore a combustione . . . . .        | 97         |
| 6.4.3              | Efficienza e consumi . . . . .                 | 98         |
| 6.5                | Confronto prestazioni sistemi ibridi . . . . . | 100        |
| 6.5.1              | Ibrido parallelo . . . . .                     | 101        |
| 6.5.2              | Ibrido seriale . . . . .                       | 102        |
| 6.5.3              | Considerazioni comparative . . . . .           | 104        |
| <b>Conclusioni</b> |                                                | <b>107</b> |
| <b>Appendice A</b> |                                                | <b>111</b> |

# Elenco delle figure

|      |                                                                       |    |
|------|-----------------------------------------------------------------------|----|
| 1.1  | Trasmissione CVT meccanica a puleggia . . . . .                       | 7  |
| 1.2  | Trasmissione CVT meccanica toroidale . . . . .                        | 8  |
| 1.3  | Trasmissione CVT meccanica a coni . . . . .                           | 8  |
| 1.4  | Trasmissioni CVT a geometria variabile . . . . .                      | 9  |
| 1.5  | Schema trasmissione idrostatica . . . . .                             | 9  |
| 1.6  | Schema a blocchi trasmissione idromeccanica . . . . .                 | 11 |
| 1.7  | Esempi di trasmissioni idromeccaniche . . . . .                       | 12 |
| 2.1  | Trasmissione Fendt Vario del 1996 . . . . .                           | 16 |
| 2.2  | Rotismo epicicloidale . . . . .                                       | 16 |
| 2.3  | Esempi di rotismi epicicloidali . . . . .                             | 17 |
| 2.4  | Configurazioni rotismo epicicloidale semplice . . . . .               | 18 |
| 2.5  | Esempi di rotismi epicicloidali composti . . . . .                    | 18 |
| 2.6  | Circuito oleodinamico della trasmissione idromeccanica . . . . .      | 19 |
| 2.7  | Pompa a pistoncini assiali a piastra inclinata . . . . .              | 21 |
| 2.8  | Pompa a pistoncini assiali a corpo inclinato . . . . .                | 22 |
| 2.9  | Hydrostatic mode . . . . .                                            | 24 |
| 2.10 | Additive mode . . . . .                                               | 25 |
| 2.11 | Power recirculation mode (PRM) . . . . .                              | 25 |
| 2.12 | Funzionamento al full mechanical point . . . . .                      | 26 |
| 2.13 | Classificazione delle tipologie di trasmissioni power-split . . . . . | 27 |
| 2.14 | Schema IC semplice . . . . .                                          | 27 |
| 2.15 | Diagramma funzionamento IC . . . . .                                  | 28 |
| 2.16 | Schemi OC . . . . .                                                   | 31 |
| 2.17 | Diagramma funzionamento OC . . . . .                                  | 32 |
| 2.18 | Schema IC dual stage . . . . .                                        | 33 |
| 2.19 | Diagrammi funzionamento IC dual stage . . . . .                       | 35 |
| 2.20 | Schema Compound . . . . .                                             | 37 |

|      |                                                                        |    |
|------|------------------------------------------------------------------------|----|
| 3.1  | Tipologie di accumulatori . . . . .                                    | 42 |
| 3.2  | Accumulatore a sacca . . . . .                                         | 43 |
| 3.3  | Schema trasmissione idrostatica ibrida in serie . . . . .              | 45 |
| 3.4  | Schema trasmissione idrostatica ibrida in parallelo . . . . .          | 46 |
| 3.5  | Schema trasmissione ibrida blended . . . . .                           | 47 |
| 3.6  | Schema idrostatica ibrida di Ho e Ahn . . . . .                        | 48 |
| 3.7  | Schemi OC con ibridizzazione parallela . . . . .                       | 49 |
| 3.8  | Schemi OC con ibridizzazione seriale . . . . .                         | 50 |
| 3.9  | Trasmissione power-split con ibridizzazione idraulica . . . . .        | 51 |
| 3.10 | Densità di potenza vs densità di energia sistemi di recupero . . . . . | 54 |
| 3.11 | Schema veicolo elettrico a batterie . . . . .                          | 55 |
| 3.12 | Schema veicolo elettrico ibrido seriale . . . . .                      | 55 |
| 3.13 | Schema veicolo elettrico ibrido parallelo . . . . .                    | 56 |
| 3.14 | Schema veicolo elettrico power split . . . . .                         | 57 |
| 4.1  | Veicolo e motorizzazione di riferimento . . . . .                      | 59 |
| 4.2  | Curve di coppia e potenza del Cursor 9 . . . . .                       | 60 |
| 4.3  | Profilo di velocità WLTC hybrid 3a city cycle . . . . .                | 62 |
| 4.4  | Profilo di velocità del Manhattan bus cycle . . . . .                  | 63 |
| 4.5  | Diagrammi di Sankey qualitativi delle energie . . . . .                | 63 |
| 4.6  | Schema ibrido parallelo . . . . .                                      | 65 |
| 4.7  | Schema ibrido seriale . . . . .                                        | 66 |
| 4.8  | Modalità di funzionamento OC ibrida in serie . . . . .                 | 70 |
| 4.9  | Modalità di funzionamento IC ibrida in serie . . . . .                 | 73 |
| 5.1  | Schema generico completo del modello AMESim . . . . .                  | 75 |
| 5.2  | Modello pompa reale . . . . .                                          | 77 |
| 5.3  | Grafico rendimenti macchina idraulica . . . . .                        | 79 |
| 5.4  | Relazione volume-peso degli accumulatori . . . . .                     | 80 |
| 5.5  | Mappa del consumo specifico dell'ICE . . . . .                         | 81 |
| 5.6  | Curva di minimo consumo dell'ICE . . . . .                             | 82 |
| 5.7  | Schema del controllore pilota . . . . .                                | 83 |
| 5.8  | Schema controllo dell'ICE . . . . .                                    | 83 |
| 5.9  | Schema controllo della trasmissione . . . . .                          | 84 |
| 6.1  | Curva di tractive-effort . . . . .                                     | 87 |
| 6.2  | Curve di rendimento delle trasmissioni idromeccaniche . . . . .        | 88 |

|      |                                                                            |     |
|------|----------------------------------------------------------------------------|-----|
| 6.3  | Sensitività dei parametri su consumo energetico . . . . .                  | 91  |
| 6.4  | Energia consumata dalla trasmissione al variare di $V_0$ e $p_0$ . . . . . | 92  |
| 6.5  | Grafici funzionamento S-OC . . . . .                                       | 93  |
| 6.6  | Grafici funzionamento P-OC . . . . .                                       | 94  |
| 6.7  | Confronto RMS errore di velocità . . . . .                                 | 96  |
| 6.8  | Velocità target ed effettiva della S-OC sul Manhattan bus cycle .          | 97  |
| 6.9  | Funzionamento ICE durante i cicli stradali . . . . .                       | 98  |
| 6.10 | Confronto efficienze globali delle trasmissioni su ciclo . . . . .         | 99  |
| 6.11 | Confronto consumi totali rilevati . . . . .                                | 99  |
| 6.12 | Scomposizione energia frenante dei powertrain P-HHV . . . . .              | 101 |
| 6.13 | Energia in ingresso al sistema di recupero P-HHV . . . . .                 | 102 |
| 6.14 | Scomposizione energia frenante del powertrain S-HHV . . . . .              | 103 |
| 6.15 | Energia in ingresso al sistema di recupero S-HHV . . . . .                 | 103 |
| 6.16 | Confronto frenata rigenerativa . . . . .                                   | 104 |



# Elenco delle tabelle

|     |                                                                 |     |
|-----|-----------------------------------------------------------------|-----|
| 1.1 | Efficienza delle principali CVT meccaniche . . . . .            | 6   |
| 4.1 | Scheda tecnica IVECO Urbanway 12 m . . . . .                    | 60  |
| 4.2 | Scheda tecnica Cursor 9 EURO VI 265 kW . . . . .                | 60  |
| 4.3 | Classi veicoli WLTC . . . . .                                   | 61  |
| 4.4 | Dati principali dei cicli stradali . . . . .                    | 62  |
| 4.5 | Dimensionamento trasmissione OC . . . . .                       | 69  |
| 4.6 | Dimensionamento trasmissione Compound . . . . .                 | 71  |
| 4.7 | Dimensionamento trasmissione IC . . . . .                       | 72  |
| 4.8 | Dimensionamento IC dual stage . . . . .                         | 74  |
| 5.1 | Principali parametri idromeccanica nel modello AMESim . . . . . | 76  |
| 5.2 | Parametri modello veicolo . . . . .                             | 80  |
| 6.1 | Matrice parametri DOE central composite . . . . .               | 90  |
| 6.2 | Risultati del ciclo Manhattan . . . . .                         | 95  |
| 6.3 | Risultati del ciclo WLTC . . . . .                              | 96  |
| 6.4 | Incremento efficienza nel Manhattan bus cycle . . . . .         | 100 |
| 6.5 | Incremento efficienza nel ciclo WLTC . . . . .                  | 100 |



# Elenco dei simboli

|            |                                                                       |
|------------|-----------------------------------------------------------------------|
| $\alpha$   | Parzializzazione della cilindrata dell'unità idraulica                |
| $\Delta p$ | Differenza di pressione                                               |
| $\omega_i$ | Velocità angolare del componente $i$                                  |
| $\tau$     | Rapporto di trasmissione dato da $\frac{\omega_{out}}{\omega_{in}}$   |
| $i_r$      | Rapporto di riduzione rotismi del sistema di ibridizzazione parallela |
| $n_i$      | Velocità di rotazione in rev/min                                      |
| $Q_f$      | Portata di fuga                                                       |
| $Q_i$      | Portata volumetrica del componente $i$                                |
| $T_i, M_i$ | Coppia del componente $i$                                             |
| $V_i$      | Cilindrata della macchina idraulica $i$                               |
| COMP       | Trasmissione idromeccanica Compound Coupled                           |
| CVT        | <i>Continuous variable transmission</i>                               |
| ECU        | <i>Engine control unit</i> , unità di controllo motore                |
| FMP        | <i>Full mechanical point</i>                                          |
| IC         | Trasmissione idromeccanica Input Coupled                              |
| ICds       | Trasmissione idromeccanica Input Coupled dual stage                   |
| ICE        | <i>Internal combustion engine</i> , motore a combustione interna      |
| OC         | Trasmissione idromeccanica Output Coupled                             |

P-HHV *Parallel hydraulic hybrid vehicle*, veicolo ibrido idraulico con architettura in parallelo

PMR *Power-mass ratio*, rapporto potenza-massa del veicolo

PRM *Power recirculation mode*

S-HHV *Serial hydraulic hybrid vehicle*, veicolo ibrido idraulico con architettura in serie

WLTC *Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycles*

WLTP *Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures*

# Introduzione

Tra le sfide più grandi che la nostra società deve affrontare si trova certamente quella dell'inquinamento e il surriscaldamento globale. Il tenore di vita sempre più elevato, l'aumento della popolazione e il diffondersi dell'industrializzazione anche negli stati meno sviluppati, porta ad una preoccupante crescita del consumo energetico e delle emissioni inquinanti. Come si può garantire a tutti uno standard di vita correttamente elevato, pur riducendo il nostro impatto ambientale? La soluzione sta nell'usare nel modo più efficiente possibile l'energia a nostra disposizione. Questa sfida è diventata parte integrante dell'ingegneria meccanica, tanto che difficilmente si può pensare ad una qualsiasi macchina che non sia associata ad una misura di efficienza e consumo energetico.

Il settore del trasporto su terra, sebbene non sia la principale causa di emissioni, sicuramente non è parte trascurabile. Diventa essenziale quindi massimizzare il rendimento del powertrain di ogni veicolo, specialmente quelli pesanti che percorrono un chilometraggio elevato.

La soluzione a cui attualmente si sta rivolgendo gran parte del settore automotive è l'elettrificazione totale o parziale del powertrain, tuttavia l'utilizzo di questa tecnologia su mezzi pesanti è meno immediato, date le grandi potenze in gioco e l'affidabilità a lungo termine richiesta, fattori che costringerebbero ad utilizzare pacchi batterie enormi, con costi di acquisto e manutenzione elevati. Sembra quindi probabile che la motorizzazione a combustione interna e trasmissione di potenza rimarrà, in questo campo, la soluzione più vantaggiosa e sfruttata ancora a lungo.

Considerando quindi un powertrain che comprenda un motore a combustione, ridurre i consumi e le emissioni richiede, oltre all'efficientamento dei singoli componenti, una strategia di gestione globale che punti a tenere il motore nel suo regime ottimale, pur garantendo le performance richieste dal ciclo di lavoro. Per raggiungere questo obiettivo la trasmissione deve avere un numero molto elevato di rapporti discreti, o ancora meglio, la possibilità di variare in maniera

continua il rapporto. Tale tipologia di trasmissioni è definita *continuous variable transmission* (CVT).

Un'altra strategia valida per ridurre i consumi è la frenata rigenerativa, che consiste nel recuperare l'energia cinetica dissipata in calore durante la frenata, immagazzinandola sotto diverse forme, per poi rilasciarla quando necessario. Uno dei principali punti di forza dei powertrain elettrici è proprio la capacità di effettuare la frenata rigenerativa utilizzando il motore elettrico come generatore e accumulando l'energia in sistemi di batterie o condensatori. La grande diffusione di questa tecnologia non deve far dimenticare che ne esistono anche altre, che soprattutto su mezzi pesanti possono risultare molto vantaggiose. Sistemi di recupero puramente meccanici, che sfruttano un volano per l'accumulo di energia cinetica, possono essere molto semplici da implementare e garantire un piccolo risparmio a fronte di un minimo investimento. Un'altra tecnologia promettente è l'utilizzo di sistemi di recupero idro-pneumatici, in cui fluido in pressione viene pompato in appositi accumulatori durante la fase della frenata, per poi essere rilasciato durante l'accelerazione.

Considerando l'applicazione in powertrain di veicoli pesanti ed offroad, tra le CVT, la trasmissione idromeccanica si rivela particolarmente adatta, per via dell'alta densità di potenza, l'elevata coppia trasmessa in maniera continua, per l'efficienza e l'affidabilità garantita dai componenti. A questa trasmissione, data la presenza di un ramo idraulico, pare immediato associare una tecnologia di ibridizzazione idraulica tramite accumulatore, che potrebbe portare un discreto miglioramento del rendimento, a fronte di un investimento ed un aumento della complessità limitato. In realtà però, bisogna considerare che esistono numerose soluzioni, architetture e strategie di controllo, che possono portare a differenti vantaggi e svantaggi.

Lo scopo di questo lavoro è analizzare l'ibridizzazione idraulica della trasmissione idromeccanica, cercando di valutare dalla letteratura quali possano essere le migliori soluzioni, proponendo anche alcune varianti. Le considerazioni fatte saranno poi validate con risultati sperimentali da simulazioni. Nel primo capitolo saranno descritte le trasmissioni CVT e alcune tecnologie di ibridizzazione, con particolare attenzione alla compatibilità con mezzi pesanti, cercando di capire per quale motivo la trasmissione idromeccanica sia molto indicata per questo campo applicativo. Nel secondo capitolo saranno trattate nel dettaglio le diverse tipologie di trasmissioni idromeccaniche, il loro funzionamento e la procedura di dimensionamento, mentre nel terzo sarà analizzata l'ibridizzazione idraulica, le

architetture e la loro implementazione. Nel capitolo 4, tenendo come riferimento un autobus urbano di 12 metri, saranno progettate quattro tipologie di trasmissioni (IC, IC dual-stage, OC, Compound), la versione ibrida parallela di tutte queste e la versione ibrida seriale della OC e la Compound. Nei capitoli successivi saranno descritti i dettagli della modellazione AMESim e i risultati della simulazione fatta su cicli stradali, nella maniera più realistica possibile, da cui si trarranno considerazioni sulle performance delle varie soluzioni.



# Capitolo 1

## Trasmissioni per mezzi pesanti

In questo capitolo sarà presentata una breve panoramica sulle CVT e su alcune tecnologie di efficientamento del powertrain, con particolare attenzione alle possibilità di utilizzo nel campo dei mezzi pesanti e offroad.

### 1.1 Panoramica sulle trasmissioni CVT

Le trasmissioni CVT permettono una variazione continua del rapporto di trasmissione all'interno di un certo range di progetto. Questo grado di libertà aggiuntivo permette di disaccoppiare il regime del motore dalla velocità alle ruote, cosa che con una trasmissione a rapporti discreti non è fattibile in maniera ottimale, nemmeno aumentando il numero di marce. Il motore a combustione può essere tenuto ad un regime di rotazione ottimale, secondo la potenza richiesta, mentre il veicolo può seguire la velocità richiesta dal ciclo. L'assenza di cambio marcia comporta anche una trasmissione della coppia più uniforme e senza interruzioni nel range di velocità. I vantaggi dati dalle trasmissioni CVT sembrano piuttosto evidenti, tuttavia presentano anche alcune limitazioni, che ne hanno impedito una diffusione capillare.

Le tipologie principali di CVT sono: CVT meccaniche, idrostatiche e idromeccaniche power-split. Segue una breve trattazione sul funzionamento, i componenti, i vantaggi e gli svantaggi di queste tecnologie.

#### 1.1.1 Trasmissioni CVT meccaniche

Le CVT meccaniche permettono la variazione continua del rapporto di trasmissione utilizzando elementi meccanici. Le tecnologie esistenti sono diverse:

- CVT a puleggia, a catena o cinghia
- CVT toroidali
- CVT coniche
- CVT con elementi a geometria variabile

In linea generale le CVT meccaniche sono dotate di elevata efficienza (vedi Tabella 1.1), tuttavia hanno densità di potenza basse e forti limitazioni sulla coppia massima trasferibile. Per questo motivo si prestano ad essere utilizzate su veicoli leggeri e risultano poco adatte ai mezzi pesanti, che data l'elevata massa e inerzia, spesso richiedono molta coppia alle ruote a bassa velocità.

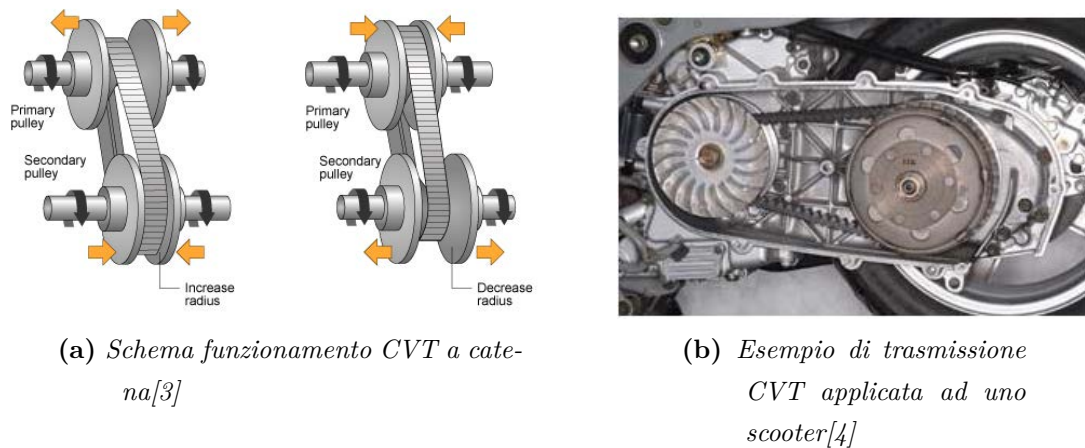
| Tecnologia CVT | Efficienza |
|----------------|------------|
| Steel belt     | 90-95 %    |
| Rubber belt    | 90-97 %    |
| Toroidal       | 70-94 %    |
| Epicyclic      | 85-93 %    |

**Tabella 1.1:** *Range di efficienza delle principali CVT meccaniche, tratto da Kluger e Fussner [1]*

In seguito una breve panoramica delle principali e più usate tecnologie (tratta da Renius e Resch [2] e Kluger e Fussner [1]).

### CVT a puleggia

Questa tipologia di variatore continuo è composta da due pulegge connesse da una cinghia o da una catena. Una puleggia è connessa all'albero motore e l'altra all'albero condotto. Il rapporto di trasmissione è dato dal rapporto tra i raggi delle pulegge, perciò variando questi parametri è possibile variare anche il rapporto di trasmissione (Figura 1.1). Le pulegge si compongono di due tronchi di cono con base minore al centro e da un dispositivo che controlla meccanicamente, idraulico o elettronico che controlla la distanza tra le due metà. Il diametro effettivo della puleggia dipende quindi dalla distanza tra i due tronchi di cono. Poiché la distanza tra gli alberi delle pulegge e la lunghezza della cinghia non cambia, occorre variare contemporaneamente i diametri delle pulegge per mantenere costante la tensione.



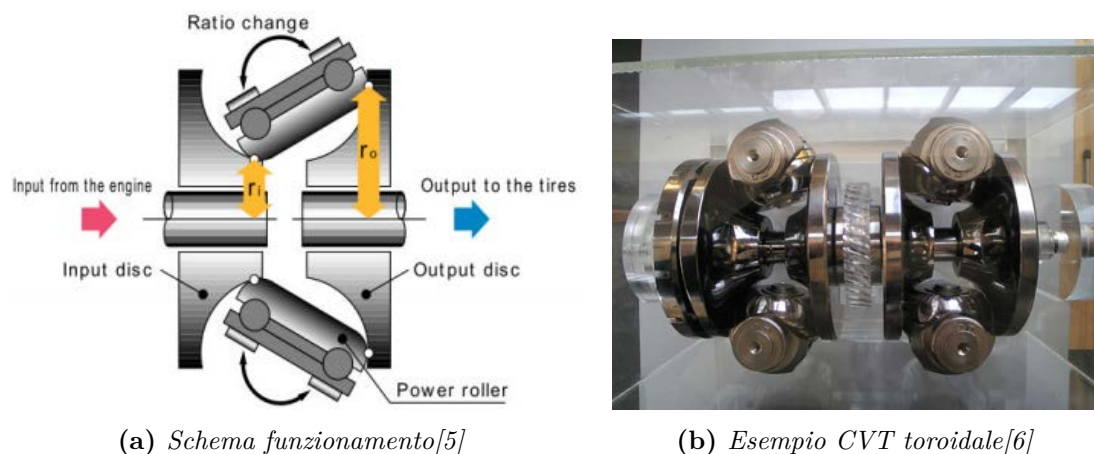
**Figura 1.1:** *Trasmissione CVT meccanica a puleggia*

Come collegamento tra le pulegge può essere utilizzata una cinghia trapezoidale in materiale elastomerico, eventualmente rinforzata in acciaio, o una catena. In base all'elemento e alla tecnologia utilizzata la trasmissione della forza può avvenire o attraverso la tensione della cinghia elastomerica, oppure per la compressione degli elementi di cui è composta la cinghia metallica.

La coppia massima trasferibile dipende dall'attrito della cinghia (o catena) sulla superficie della puleggia e dalla forza con cui è compressa. Se viene superata la forza di attrito si hanno slittamenti che abbassano l'efficienza e compromettono la trasmissione di coppia. Un altro limite alla potenza trasmissibile è dato dalla tensione massima della cinghia.

### CVT toroidali

La trasmissione CVT toroidale è composta da due dischi a forma di tronco di cono a contatto sulla base minore, sagomati in maniera tale che la parte centrale entri all'interno del foro centrale di un toroide disposto ortogonalmente agli assi dei coni. Dei due dischi uno è connesso all'albero motore e l'altro all'albero condotto. Il toroide contiene dei rulli che sono a contatto con entrambi i dischi e trasmettono così il moto rotatorio. Variando l'inclinazione dei rulli rispetto all'asse dei coni, varia il diametro delle sezioni circolari di contatto, in questo modo varia anche il rapporto di trasmissione (vedi Figura 1.2). Il vantaggio di questa tipologia di CVT è che possono essere trasmesse coppie più elevate rispetto a CVT a cinghia o catena. La densità di potenza è quindi più elevata, anche se l'efficienza risulta più bassa a causa delle maggiori perdite dovute a slittamento, che si verificano

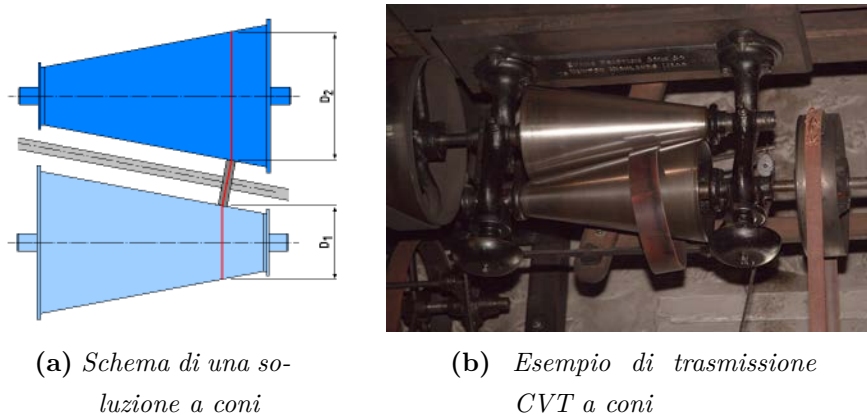


**Figura 1.2:** *Trasmissione CVT meccanica toroidale*

soprattutto in condizioni di alto carico a bassa velocità. Anche questa tipologia perciò risulta poco adatta all'applicazione su mezzi pesanti.

### CVT a coni

La trasmissione CVT a coni sfrutta la variazione di diametro lungo l'asse di un cono. Può essere composta da un singolo cono, o da due o più coni posizionati in opposizione. Un corpo volvente, spostandosi sulla generatrice del cono e rimanendo sempre a contatto permette la trasmissione del moto. Il rapporto di riduzione è dato dalle sezioni circolari con cui è a contatto l'elemento volvente. In alternativa all'elemento volvente può essere utilizzata anche una cinghia che avvolge e collega le due sezioni circolari dei coni. Essendo meno performante del-

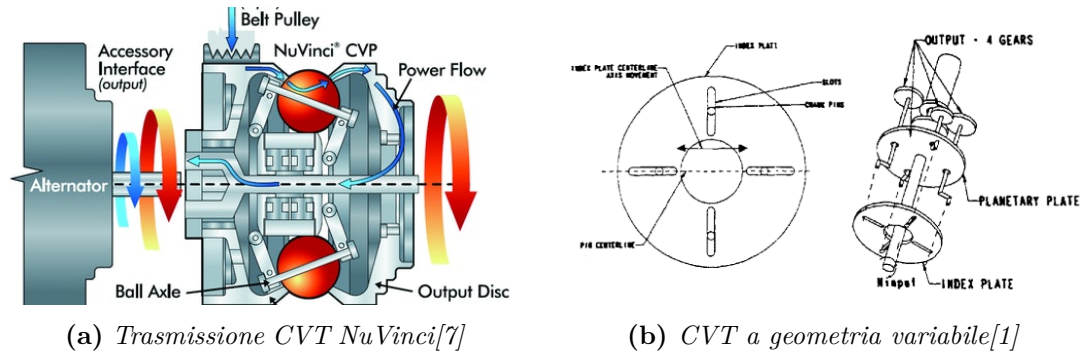


**Figura 1.3:** *Trasmissione CVT meccanica a coni[6]*

le altre tipologie questa soluzione non ha avuto particolare diffusione nel settore automotive, e ovviamente ancora meno per quanto riguarda i mezzi pesanti.

### CVT a geometria variabile

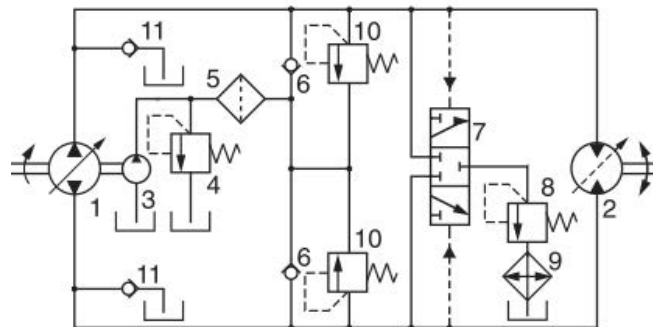
Questa categoria comprende diverse soluzioni tecniche basate su particolari rotismi (spesso epicicloidali) a geometria variabile.



**Figura 1.4:** Esempi di trasmissioni CVT a geometria variabile

### 1.1.2 Trasmissione idrostatica

La trasmissione CVT idrostatica trasmette la potenza dal motore a combustione alle ruote, attraverso l'impiego di un fluido, tipicamente olio. Le trasmissioni



**Figura 1.5:** Schema del circuito idraulico di una trasmissione idrostatica[2]

CVT idrostatiche sono formate dalla combinazione di almeno una pompa idraulica e almeno un motore idraulico. Almeno una delle due unità deve essere a cilindrata variabile[2]. Il circuito idraulico completo è riportato in Figura 1.5. All'unità 1 che lavora come pompa, è connesso il motore a combustione, mentre

all'unità 2 (motore) l'albero in uscita che va al differenziale. Queste unità sono collegate in circuito chiuso, a cui si aggiungono tutti gli altri elementi necessari al funzionamento, alla sicurezza e al mantenimento delle condizioni ottimali dell'olio. Per una descrizione dettagliata del circuito si rimanda al paragrafo 2.2.1.

### Equazioni base di funzionamento

La potenza in uscita dal motore a combustione viene convertita dalla pompa in potenza idraulica e in seguito dal motore viene riconvertita in potenza meccanica all'asse. Le equazioni che permettono il bilanciamento ideale delle forze meccaniche e idrauliche, relativamente alla coppia della pompa ( $T_p$ ) e del motore ( $T_m$ ), sono:

$$T_p = \frac{\Delta p \cdot V_p}{2\pi} \quad (1.1)$$

$$T_m = \frac{\Delta p \cdot V_m}{2\pi} \quad (1.2)$$

Il bilancio della portata tra le unità è dato da:

$$Q = \alpha \cdot n \cdot V = \frac{\omega \cdot \alpha \cdot V}{2\pi} \quad (1.3)$$

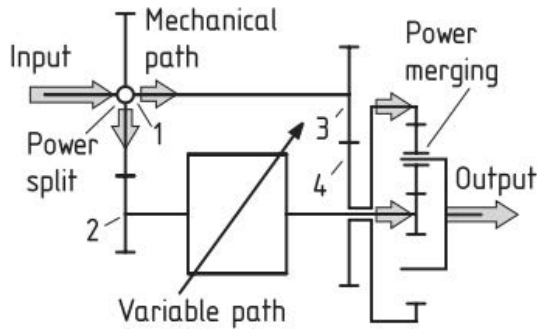
Risulta perciò che il rapporto ideale di trasmissione è:

$$\tau = \frac{n_m}{n_p} = \frac{V_p}{V_m} \quad (1.4)$$

I valori effettivi sono in realtà penalizzati dalle consistenti perdite del circuito oleodinamico.

### Campo di applicazione

I vantaggi di questa tipologia di trasmissione sono l'elevata densità di potenza e coppia trasmissibile e l'ottimo controllo della velocità in uscita, che varia in maniera continua e fluida. Il comfort di utilizzo è perciò molto elevato e la semplicità e robustezza dei componenti garantisce un buon grado di affidabilità. La doppia conversione di energia attraverso il ramo idraulico è soggetta a perdite volumetriche e idromeccaniche importanti, motivo per cui l'efficienza della trasmissione idrostatica è piuttosto bassa (valori che nelle condizioni ottimali arrivano a 70-80%[8], ma che in cicli reali sono anche più bassi). Per quanto la perdita possa essere parzialmente recuperata da una gestione ottimale del motore a combustione, non risulta economicamente vantaggioso su mezzi pesanti che richiedono elevate potenze.



trasmissioni più performanti permette di avere un ritorno economico sull'investimento iniziale e sulla manutenzione. Applicazioni ideali sono trattori agricoli di taglia medio-grande, autobus urbani, mezzi per carico-scarico merci.



(a) *Trattore Fendt 1000 Vario*[11]



(b) *Trasmissione idromeccanica ZF eccom 6.0*[12]

**Figura 1.7:** *Esempi di trasmissioni idromeccaniche*

## 1.2 Powertrain elettrico

Un veicolo elettrico si caratterizza per l'utilizzo di un motore elettrico con collegato un sistema per fornire energia. Questa definizione comprende diverse tecnologie: da veicoli totalmente elettrici, a sistemi ibridi che utilizzino in maniera combinata differenti fonti di energia.

I motori elettrici sono macchine ideali per applicazioni su veicoli: hanno elevata efficienza, massima coppia alla partenza, consumo nullo da fermi. Inoltre tramite l'utilizzo di una buona elettronica ed inverter che variano la tensione di alimentazione, è possibile variare la velocità di funzionamento in maniera continua, senza l'utilizzo di trasmissioni meccaniche. Per quanto riguarda il recupero di energia dalla frenata è possibile facilmente utilizzare il motore come generatore convertendo l'energia cinetica in energia elettrica inviata alle batterie [13].

Per quanto le macchine elettriche abbiano caratteristiche ideali, risulta più problematico invece il sistema di accumulo dell'energia. Con le tecnologie attuali e la densità di potenza garantita dalle moderne batterie, powertrain interamente elettrici sono soluzioni che possono essere vantaggiose per veicoli leggeri, soprattutto in campo automobilistico[14]. Veicoli pesanti con potenze elevate invece richiederebbero un pacco batterie di peso ed ingombro proibitivo, con tempi di

ricarica molto lunghi. Inoltre in applicazioni offroad non è possibile avere la garanzia della presenza di stazioni di ricarica adatte nelle vicinanze. Per questo motivo sono state sviluppate soluzioni ibride elettriche, che permettono di sfruttare i vantaggi dell'elettrificazione e l'autonomia garantita dal motore a combustione. Tali tecnologie saranno descritte nella Sezione 3.5.

## 1.3 Veicoli ibridi

Secondo Wouk [15]: «Si definisce veicolo ibrido, un veicolo nel quale l'energia per la propulsione durante il ciclo di lavoro è resa disponibile da due o più fonti, convertitori o sistemi di immagazzinamento». Spesso la fonte primaria di energia è il motore a combustione, combinato con diverse modalità a fonti di energia secondaria, che possono fornire potenza alternativa o aggiuntiva nelle diverse fasi del ciclo. Spesso la ricarica della fonte secondaria può avvenire durante la frenata, recuperando l'energia cinetica che altrimenti sarebbe dissipata dai freni sotto forma di calore. In tal caso si parla di frenata rigenerativa.

Esistono diverse tecnologie di ibridizzazione, basate su diversi tipi di energie e sistemi di accumulo-rilascio, le principali, relativamente all'ambito trattato in questo lavoro sono:

**Ibridizzazione elettrica** Al motore a combustione viene accoppiato un motore-generatore elettrico alimentato da batterie o supercondensatori.

**Ibridizzazione meccanica** L'energia può essere accumulata e rilasciata sotto forma di energia cinetica immagazzinata tramite sistemi di volani.

**Ibridizzazione idraulica** L'energia ricavata dalla frenata può essere convertita in energia fluidodinamica ed immagazzinata tramite fluido in pressione pompato in un apposito accumulatore idraulico.

## 1.4 Requisiti trasmissioni per mezzi pesanti

Si riassumono ora le caratteristiche e specifiche fondamentali che deve garantire un powertrain ed in particolare una trasmissione di un veicolo pesante ad elevata potenza:

**Elevata densità di potenza** La trasmissione deve garantire elevata potenza per un peso ed ingombro il più possibile contenuto, per non penalizzare le prestazioni del mezzo

**Elevata coppia** Per vincere le inerzie dovute alle masse importanti di veicolo e carico è necessaria elevata coppia anche a bassi regimi. Tale coppia deve essere inoltre fornita in maniera fluida e continua per non interrompere il ciclo di lavoro

**Comfort** Mezzi pesanti e offroad sono utilizzati dagli operatori in maniera continuativa per periodi molto lunghi. Per questo la guida deve essere il più possibile facile e confortevole.

**Affidabilità** Questa categoria di mezzi deve montare componenti che garantiscano elevata affidabilità e minima manutenzione. Ogni fermo macchina spesso si traduce in una perdita economica sostanziale per gli utilizzatori.

**Alto rendimento** Dato che le potenze in gioco sono elevate è essenziale che il powertrain sia estremamente efficiente, altrimenti in termini assoluti i consumi e le emissioni possono essere molto penalizzati, con una ricaduta economica ed ambientale importante.

Tra le trasmissioni CVT descritte in questo capitolo, la trasmissione idromeccanica può soddisfare pienamente tutti questi requisiti, tanto che è una delle prime scelte per quanto riguarda le macchine da lavoro offroad ad elevate potenze. Integrare questa soluzione con una tecnologia di ibridizzazione idraulica potrebbe essere una soluzione implementabile in maniera economica, che porterebbe però significativi aumenti di rendimento e conseguenti diminuzione dei consumi e delle emissioni.

## Capitolo 2

# Trasmissioni idromeccaniche

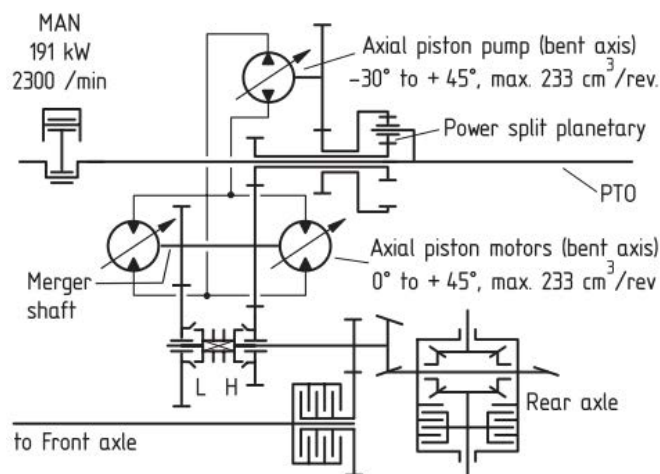
Secondo la definizione di Kress [16], in uno dei primi studi sull'argomento, le trasmissioni idromeccaniche sono dispositivi di trasmissione dell'energia in cui l'energia meccanica all'input è convertita in energia meccanica e idrostatica e in seguito riconvertita in meccanica all'output. La potenza che arriva dal motore viene divisa su un ramo idrostatico, la parte CVT della trasmissione, e su un ramo meccanico. Il rendimento globale della trasmissione è dato quindi dalla media delle efficienze dei rami pesata sulla potenza, secondo:

$$\eta_{tot} = \frac{\eta_m \cdot P_m + \eta_h \cdot P_h}{P_m + P_h} \quad (2.1)$$

Grazie alla quota di potenza trasmessa attraverso il ramo meccanico ad alta efficienza, si può mediare lo scarso rendimento che caratterizza la trasmissione idrostatica, ottenendo valori globali superiori all'85%[9]. La presenza del circuito oleodinamico permette di mantenere tutti i vantaggi tipici di una trasmissione idrostatica: continuità del trasferimento di coppia, alta densità di potenza, variazione continua del rapporto. Sebbene, valutando esclusivamente la trasmissione, il rendimento sia leggermente inferiore ad una power-shift meccanica, la possibilità di avere un grado di libertà aggiuntivo nel controllo del motore a combustione interna, permette di sviluppare criteri di gestione ottimizzati, che portano ad efficienze del powertrain comparabili, se non superiori al powertrain tradizionale con trasmissione meccanica[10].

A titolo di esempio in Figura 2.1 è illustrato lo schema della prima trasmissione idromeccanica commercializzata con successo dalla Fendt per il trattore Favorit 926, nel 1996.

In seguito saranno trattati i componenti principali, le modalità di funzionamento e la classificazione più diffusa delle diverse tipologie di idromeccanica.



**Figura 2.1:** *Schema della trasmissione Fendt Vario del 1996[2]*

## 2.1 Componenti principali del ramo meccanico

Il ramo meccanico trasmette la potenza con elevata efficienza. La presenza di diversi rotismi semplici o complessi, con l'eventuale aggiunta di frizioni e altri organi di controllo meccanici, permette alla trasmissione di lavorare con più rapporti di velocità, migliorandone le prestazioni. Elemento chiave di questo insieme è la presenza di almeno un rotismo epicicloidale, che consente di utilizzare in maniera combinata i due rami, idraulico e meccanico.

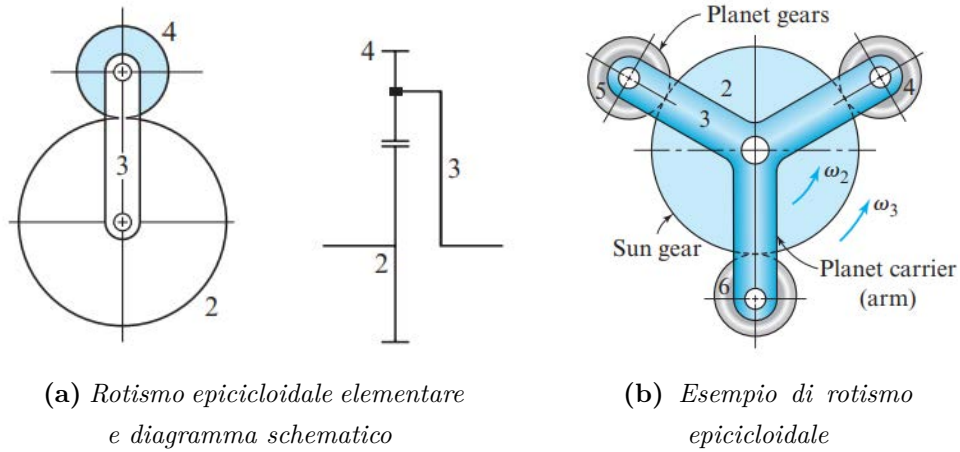
### 2.1.1 Rotismo epicicloidale



**Figura 2.2:** *Rotismo epicicloidale [17]*

Si dice rotismo epicicloidale un sistema di rotismi in cui una o più ruote esterne ruotano attorno ad una ruota centrale[18]. Si tratta di un meccanismo molto diffuso in ambito meccanico, utilizzato spesso come riduttore di velocità, come differenziale o all'interno di cambi automatici. Il riduttore epicicloidale

semplice riportato in Figura 2.3b, detto anche *planetary gear*, è composto da una ruota centrale detta *sun gear* (in Figura 2.3a numero 2), una o più ruote che vi girano attorno chiamate *planet gears* (4), un portatreno che connette il centro del *sun* ai *planet*, detto *carrier* (3). Spesso i *planet gears* ingranano su una corona esterna detta *ring gear*. Il funzionamento cinematico del rotismo è possibile a partire da un *planet gear*, tuttavia solitamente ne vengono utilizzati tre o quattro a distanza angolare uguale, in maniera tale da distribuire ed equilibrare il carico.

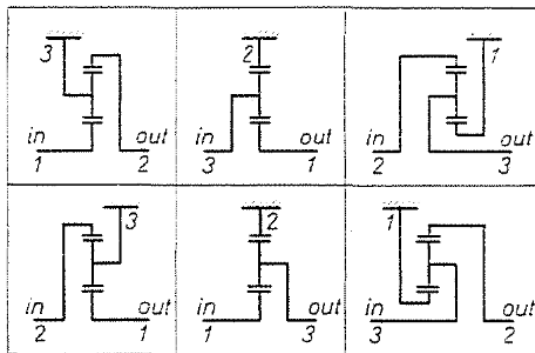


**Figura 2.3:** Esempi di rotismi epicicloidali, tratti da [18]

In assenza di vincoli il rotismo epicicloidale ha due gradi di libertà, questo permette di utilizzare questo meccanismo come riduttore (vincolando un elemento), come differenziale e come meccanismo combinatore. Quest'ultima funzione risulta fondamentale per le trasmissioni power-split, poiché permette di ricombinare la potenza dei due rami e poi trasmetterla all'uscita. Per calcolare i rapporti di riduzione e le relazioni tra le velocità dei componenti un approccio conveniente è quello di considerare il *carrier* fermo, ottenendo così un rotismo ordinario con rapporto  $i_0$ . Tale ragionamento può essere esteso a tutti i casi considerando le velocità di rotazione relative al *carrier*. In questo modo si ottiene l'equazione (2.2), detta relazione di Willis, che può essere utilizzata per ricavare le relazioni cinematiche tra i componenti del rotismo.

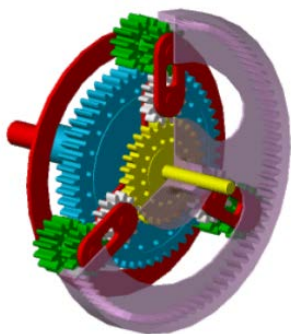
$$i_0 = \frac{\omega_S}{\omega_R} = -\frac{z_R}{z_S} = \frac{\omega_S - \omega_C}{\omega_R - \omega_C} \quad (2.2)$$

Le possibili combinazioni ottenibili con un rotismo epicicloidale semplici sono sei (vedi Figura 2.4), tre in base a quale elemento si vincola, moltiplicate per due in base a quale albero si usa come ingresso o uscita. A queste se ne aggiunge una settima in presa diretta, con ingresso e uscita solidali.

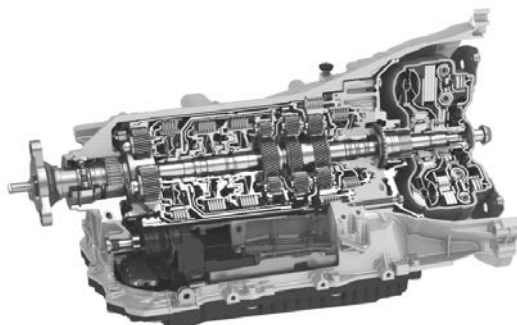


**Figura 2.4:** *Schemi delle sei configurazioni possibili con un rotismo epicicloidale semplice, secondo Levai Z [19]*

Nella pratica, data la difficoltà tecnica di invertire ingresso e uscita, risulta impossibile utilizzare tutte queste combinazioni, si arriva ad un massimo di due. Se si vogliono perciò ottenere diversi rapporti di riduzione in un cambio si utilizzano rotismi epicicloidali composti, formati da più rotismi collegati tra loro in diversi modi. È possibile utilizzare configurazioni composte da più pianeti che ingranano tra loro, o connessi tramite albero, ottenendo così strutture multi-stage, che permettono elevati rapporti di riduzione, alta densità di potenza e grande flessibilità (esempi in Figura 2.5). Quest'ultimo fattore risulta molto vantaggioso



**(a)** *Rotismo di Ravigneaux, composto da un unico ring e due serie di satelliti collegati da un unico portatreno*



**(b)** *Trasmissione automatica ZF a 8 rapporti, che utilizza una serie di rotismi epicicloidali multi-stage [20]*

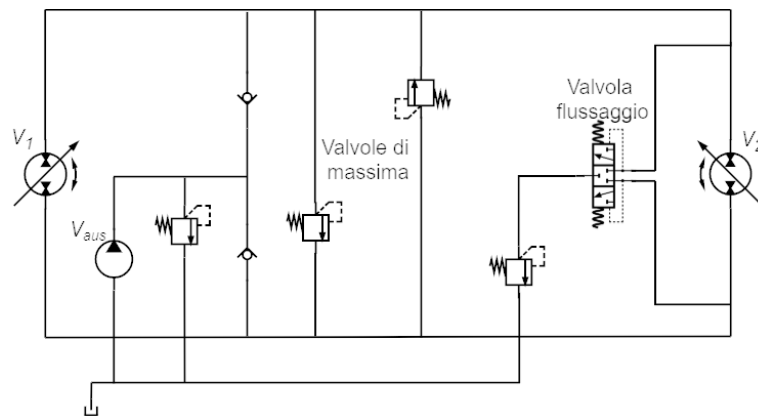
**Figura 2.5:** *Esempi di rotismi epicicloidali composti*

nell'utilizzo in trasmissioni power-split: sfruttando un rotismo epicicloidale composto, le potenze dei due rami possono essere ricombinate in maniera differente, ottenendo così configurazioni più complesse, che estendono il range di rapporti

tramite cambi marcia sincroni e fluidi (si vedano trasmissioni IC dual stage e Compound coupled, nelle sezioni 2.7 e 2.8).

## 2.2 Componenti del ramo idrostatico

Il ramo idrostatico che consente la variazione continua del rapporto deve essere dotato di macchine idrauliche a cilindrata variabile molto efficienti in tutto il range di funzionamento. Il circuito deve inoltre provvedere alle funzioni di filtraggio dell'olio, mantenimento della temperatura, reintegro delle perdite, messa in sicurezza da pressioni oltre il limite tollerato.



**Figura 2.6:** *Circuito oleodinamico della trasmissione idromeccanica*

### 2.2.1 Circuito di reintegro

Il circuito oleodinamico all'interno della trasmissione idromeccanica è un circuito chiuso, cioè la portata in uscita alla pompa viene inviata direttamente al motore. Perché questo circuito possa funzionare correttamente e in maniera affidabile nel tempo, occorre che siano aggiunti alcuni elementi per svolgere le seguenti funzioni:

**Raffreddamento olio** Durante il funzionamento del circuito gran parte dell'energia dissipata viene trasferita all'olio in forma di calore. Devono essere impiegati quindi metodi di raffreddamento ed eventualmente aggiunto uno scambiatore di calore per mantenere la temperatura nel regime ottimale ed evitare la degradazione dell'olio.

**Filtraggio** Circolando all'interno del circuito l'olio raccoglie i detriti metallici causati dall'usura dei componenti, a cui si aggiunge la morchia che si forma

per la degradazione dell'olio. Occorre quindi che ci sia un sistema di pulizia e filtraggio del fluido.

**Reintegro delle perdite** Eventuali perdite di olio del circuito devono essere reintegrate dalla riserva nel serbatoio.

**Pressione minima ramo bassa** La pressione minima del ramo di bassa pressione deve essere tenuta al di sopra di un certo valore  $p_{min}$ , per evitare di scendere sotto i valori di tensione di vapore dell'olio ed avere cavitazione.

**Protezione da sovrappressioni** Se la pressione sale oltre valori limite  $p_{max}$  il sistema può essere danneggiato, occorrono quindi delle valvole di massima che permettano di scaricare la sovrappressione dal ramo di alta al ramo di bassa.

**Simmetria del circuito** I rami di bassa e alta devono poter essere invertiti in base alle esigenze di funzionamento (per esempio retromarcia o frenata).

Si dota quindi il circuito di una pompa ausiliaria ( $V_{aus}$  in Figura 2.6) di cilindrata minore della principale. Tale pompa invia la sua portata  $Q'$  al ramo di bassa pressione, tramite una delle due valvole unidirezionali (l'altra è infatti bloccata dalla pressione maggiore del ramo di alta). Per far uscire la portata in eccesso  $Q'$  dal ramo di minima si utilizza una valvola 3/3, detta valvola di flussaggio che, comandata dalla differenza di pressione dei rami, collega quello di bassa allo scarico. Per evitare che la pressione scenda sotto il valore minimo si pone in seguito alla valvola di flussaggio una valvola di contro-pressione, che funzionando da resistenza tiene  $p_{min}$  attorno ai 15-20 bar. Si inserisce inoltre una valvola limitatrice tarata attorno a valori poco superiori (circa 50 bar). Con questa soluzione si integra al circuito principale uno ausiliario, che spilla una portata per la filtrazione ed il raffreddamento, inoltre si vanno a reintegrare eventuali piccole perdite e si impedisce alla pressione minima di assumere valori troppo bassi. Generalmente la pompa ausiliaria deve garantire una portata di circa il 20 % rispetto al circuito principale. Questo causa inevitabilmente un assorbimento di energia, tuttavia risulta in prima approssimazione trascurabile rispetto ai consumi del circuito principale.

Per proteggere il circuito da valori di pressione troppo elevati ogni ramo viene dotato di una valvola di massima (tarata sul valore di  $p_{max}$  del circuito) che è collegata all'altro ramo. In questo modo se ci sono sovrappressioni su un ramo, viene scaricata portata sull'altro ramo, mantenendo così la pressione sotto

il valore massimo ed evitando la cavitazione sul ramo di bassa. Questo sistema permette inoltre di mantenere la simmetria del circuito, in cui i rami di minima e massima possono essere invertiti in base alle esigenze.

### 2.2.2 Unità idrauliche

Nel circuito oleodinamico di una trasmissione idromeccanica devono essere presenti necessariamente almeno due macchine idrauliche, in maniera che una possa funzionare da pompa e l'altra da motore. Per garantire la variazione continua del rapporto tali unità devono essere dotate di un controllo a cilindrata variabile molto preciso, inoltre devono poter lavorare a pressioni elevate (per avere la massima densità di potenza della trasmissione). Il rendimento del ramo idraulico dipende quasi interamente dal rendimento di queste due macchine, motivo per cui devono essere molto efficienti, al fine di non dissipare elevate quote di potenza. Un altro fattore decisivo è la compattezza e densità di potenza: trovandosi su un sistema mobile il volume e il peso diventano limiti molto stringenti.

L'unica tipologia di pompa reversibile che corrisponde alle caratteristiche e requisiti sopra elencati è la pompa volumetrica a pistoncini assiali [21]. In particolare ne esistono due tipologie che verranno descritte in seguito [22].

#### Pompa a pistoncini assiali a piastra inclinata

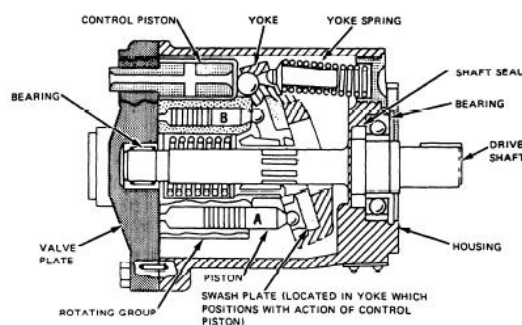
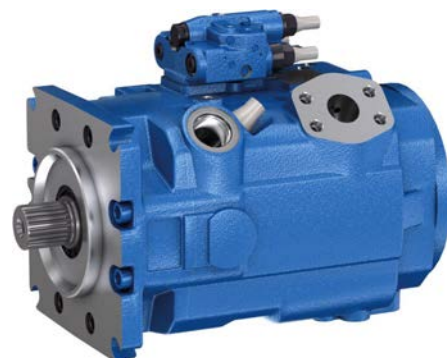


Figure 4-13.—In-line axial piston pump.

(a) Schema componenti [23]

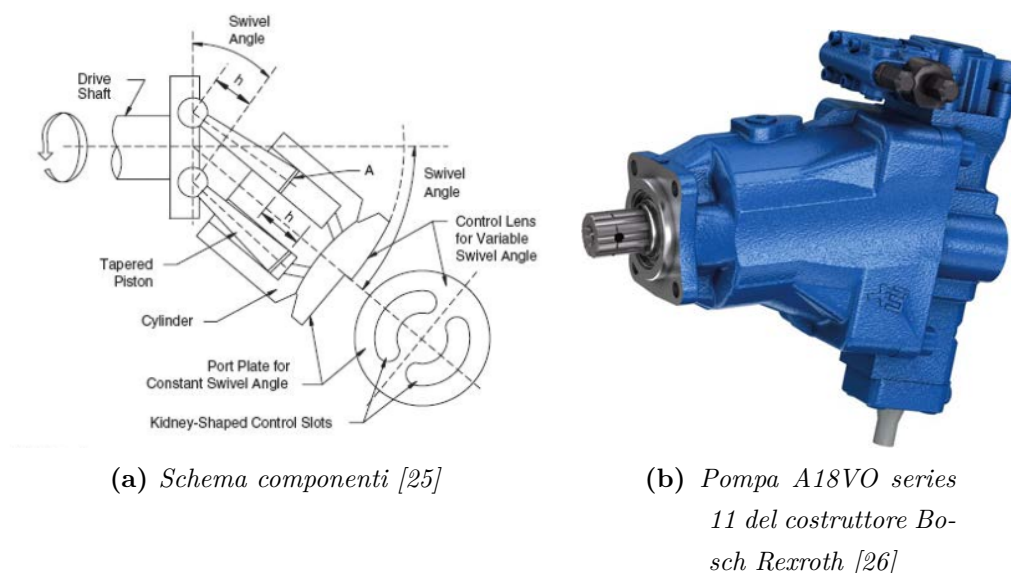


(b) Pompa A15VO series  
1x del costruttore Bo-  
sch Rexroth [24]

**Figura 2.7:** Pompa a pistoncini assiali a piastra inclinata, detta anche *in-line axial piston pump*

In questa tipologia di macchina reversibile, l'azione pompante è data dalla variazione di volume causata dallo scorrimento di una serie di pistoncini dentro il blocco cilindri messo in rotazione dall'albero motore. La base dei pistoni è collegata ad una piastra inclinata. Durante la rotazione il pistone segue l'inclinazione della piastra andando così a compiere ad ogni giro un moto lineare alternato all'interno della cavità. Durante il funzionamento da pompa la porta di aspirazione è posizionata in maniera tale che i pistoni ci passino nella fase in cui si allontanano aumentando il volume, mentre la mandata nella fase di riavvicinamento, in cui il volume si riduce. Per il funzionamento come motore idraulico si ha invece l'opposto: il fluido ad alta pressione entra nella fase di aumento di volume, trasmettendo forza ai pistoni che viene convertita in coppia all'albero. La cilindrata massima è determinata dall'alesaggio dei cilindri, dal numero e dalla corsa massima dei pistoncini. Agendo sull'inclinazione della piastra tramite pistoncini di controllo (Figura 2.7) è possibile regolare la cilindrata dell'unità, con la possibilità inoltre di invertirla, variando il funzionamento da pompa a motore.

### Pompa a pistoncini assiali a corpo inclinato



**Figura 2.8:** Pompa a pistoncini assiali a corpo inclinato, detta anche *bent-axis piston pump*

Le pompe a corpo inclinato sono formate da un albero motore che termina in una piastra (non inclinata) a cui sono connesse le basi dei pistoni e il corpo, che comprende il blocco cilindri e le porte di aspirazione e mandata della pompa

(Figura 2.8). La rotazione viene trasmessa dall'albero ai pistoncini e al corpo. Poiché vi è una certa inclinazione tra il corpo e l'albero motore, ad ogni giro i pistoncini compiono un ciclo di moto lineare all'interno del proprio cilindro. Variando l'inclinazione del corpo si può regolare in maniera efficace la cilindrata. Si tratta di macchine molto performanti ed efficienti, tuttavia non permettono il funzionamento a cilindrata invertita.

### Equazioni e rendimenti

Idealmente una qualsiasi pompa volumetrica eroga una portata di fluido pressurizzato dipendente esclusivamente dal regime di rotazione  $n$  e dalla cilindrata  $V$ , tenendo conto dell'eventuale parzializzazione  $\alpha$ .

$$Q_{id} = \alpha n V \quad (2.3)$$

La coppia ideale necessaria all'albero è pari a:

$$M_{id} = \frac{\Delta p \cdot V}{2\pi} \quad (2.4)$$

I valori reali di portata erogata e di coppia necessaria all'albero sono penalizzati da diversi fattori, di cui si tiene conto con due parametri: rendimento volumetrico  $\eta_v$  e idromeccanico  $\eta_{hm}$ .

**Perdite volumetriche** Nonostante le tolleranze geometriche delle macchine idrauliche di buona qualità siano molto strette, durante il funzionamento piccole quote di portata  $Q_f$  trafilano attraverso gli organi in moto relativo. Questo comporta che portata reale alla mandata della pompa sia leggermente minore di quella elaborata. Allo stesso modo la portata elaborata dal motore idraulico sarà leggermente inferiore alla portata in ingresso. La portata di fuga  $Q_f$  cresce con l'aumento del salto di pressione. L'incidenza delle perdite volumetriche è quantificata dal rendimento volumetrico  $\eta_v$ .

**Perdite idromeccaniche** Comprendono tutte le tipologie di perdite idrauliche e meccaniche, che vanno ad aumentare la coppia necessaria all'albero della pompa (rispetto al caso ideale) o al contrario diminuire la coppia disponibile all'albero del motore. L'effetto delle perdite idromeccaniche è quantificato dal rendimento  $\eta_{hm}$ .

## 2.3 Modi di funzionamento

Le trasmissioni power-split sono dispositivi complessi, in cui la potenza può distribuirsi e combinarsi in vari modi in base alla configurazione dei rotismi, delle macchine idrauliche e del rapporto di trasmissione erogato. Secondo quanto detto in precedenza la trasmissione è tanto più efficiente tanta meno potenza passa per il ramo idrostatico.

Si trattano in seguito le diverse modalità di funzionamento note, secondo Ramdan e Stelson [27], da cui sono anche stati tratti gli schemi riportati in questa Sezione 2.3. L'efficienza globale è stata calcolata in prima approssimazione, stimando un rendimento fisso dei due rami, 60 % per l'idrostatico e 95 % per il meccanico.

### 2.3.1 Hydrostatic mode

Quando la potenza viene trasferita esclusivamente attraverso il ramo idrostatico, la trasmissione lavora in *hydrostatic mode* (Figura 2.9). In questo caso il funzionamento è identico a quello di una trasmissione idrostatica, l'efficienza è determinata esclusivamente dal ramo idraulico, ossia dai rendimenti delle macchine idrauliche. In questa modalità non si sfrutta il più performante ramo meccanico, motivo per cui non si possono raggiungere efficienze elevate.

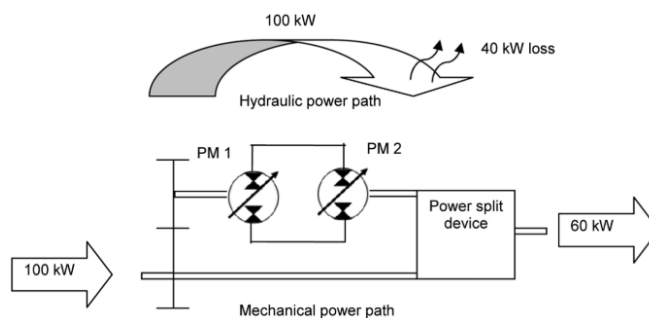
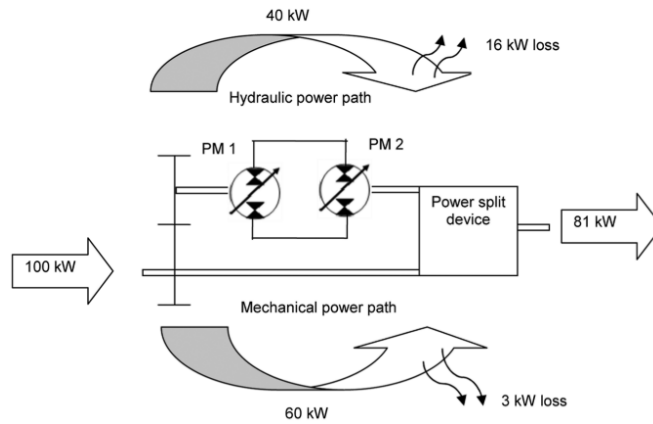


Figura 2.9: *Hydrostatic mode*

### 2.3.2 Additive mode

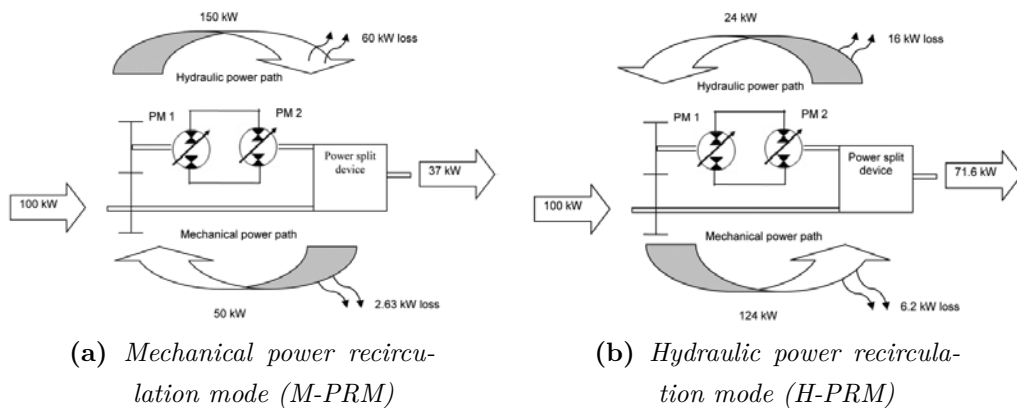
In *additive mode* (Figura 2.10) la potenza in input viene suddivisa tra ramo idraulico e ramo meccanico, per poi essere sommata all'uscita. Il funzionamento in questa modalità è da ricercare poiché l'efficienza sarà compresa tra quella del ramo idraulico e quella del ramo meccanico, cioè con valori medio-alti. Ovviamente

tanto maggiore è la quota di potenza trasmessa attraverso il ramo meccanico tanto minore sarà l'energia dissipata.



**Figura 2.10:** *Additive mode*

### 2.3.3 Recirculation mode



**Figura 2.11:** *Power recirculation mode (PRM)*

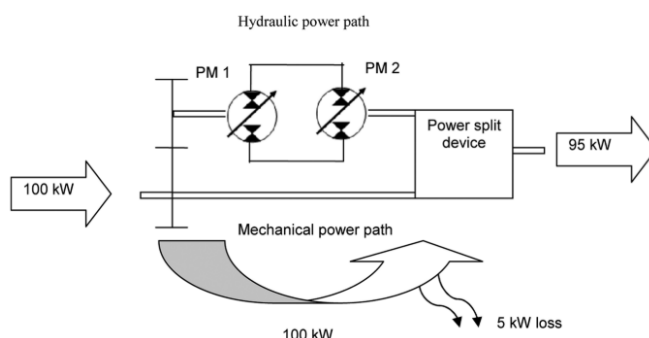
Nella *power recirculation mode* (PRM) una quota di potenza ricircola in uno dei due rami e viene poi ritrasferita nell'altro ramo, assumendo su quest'ultimo valori anche più elevati della potenza erogata dal motore a combustione. Possiamo distinguere due casi, a seconda che la potenza ricircoli nel ramo meccanico e si sommi alla potenza in arrivo al ramo idraulico (*Mechanical power recirculation mode* M-PRM, in Figura 2.11a) oppure il contrario (*Hydraulic power recirculation mode* H-PRM, in Figura 2.11b). Il ricircolo di potenza non è una situazione ottimale e comporta in entrambi i casi delle perdite aggiuntive. Tuttavia risulta evidente che in M-PRM la quota di potenza che passa nel ramo idraulico a bassa

efficienza può essere davvero elevata (più della potenza espressa dal motore a combustione) causando perdite consistenti. In H-PRM la potenza ricircola nel ramo idraulico e sommandosi al ramo meccanico ne determina una potenza trasmessa elevata. L'alta efficienza della parte meccanica però permette di limitare l'energia dissipata.

In sintesi possiamo affermare che la *power recirculation mode* deve essere preferibilmente evitata, soprattutto se si tratta di M-PRM. Il funzionamento in H-PRM può essere invece tollerato, anche se non rappresenta una condizione ottimale.

### 2.3.4 Full mechanical point

Quando la trasmissione si trova a funzionare nell'intorno del *full mechanical point* (FMP) (Figura 2.12) la potenza viene trasferita per la quasi totalità attraverso il ramo meccanico. Per quanto visto finora è evidente che il FMP è la condizione operativa a massima efficienza. Nella fase di progettazione occorre perciò fare in modo che il veicolo si trovi più frequentemente possibile nell'intorno del FMP, massimizzando così il rendimento sul ciclo di lavoro.

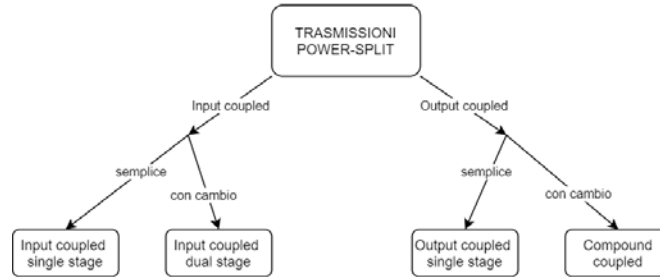


**Figura 2.12:** Funzionamento al *full mechanical point*

## 2.4 Classificazione e tipologie

Le trasmissioni idromeccaniche e più in generale le power-split, vengono suddivise in due principali categorie: Input Coupled (IC) e Output Coupled (OC)[16]. Nelle IC l'accoppiamento tra il ramo meccanico ed idraulico avviene all'ingresso della trasmissione, mentre nelle OC all'uscita. Una ulteriore suddivisione può essere fatta in base alla complessità e quantità di rotismi epicicloidali utilizzati: nelle trasmissioni single stage è presente un solo rotismo epicicloidale semplice, mentre

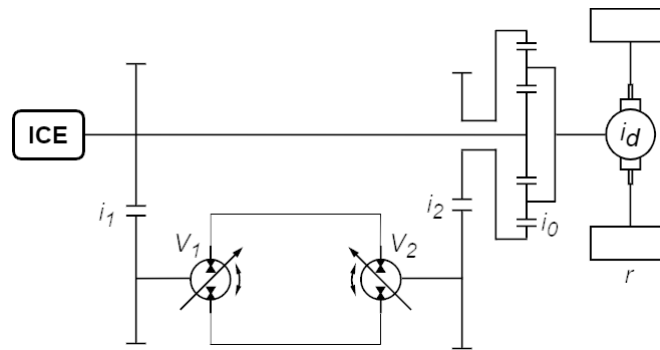
utilizzando diversi rotismi che permettono uno o più cambi di velocità, abbiamo le trasmissioni IC dual stage e OC compound. Ogni tipologia presenta poi diverse configurazioni, in base a come vengono collegati gli alberi ai rotismi epicicloidali. In Figura 2.13 è presentato uno schema riassuntivo delle tipologie principali.



**Figura 2.13:** *Classificazione delle tipologie di trasmissioni power-split*

Saranno trattati in seguito il funzionamento, la progettazione, vantaggi e svantaggi delle diverse tipologie, conoscenze che sono fondamentali per una successiva valutazione e studio delle possibilità di ibridizzazione.

## 2.5 Input Coupled

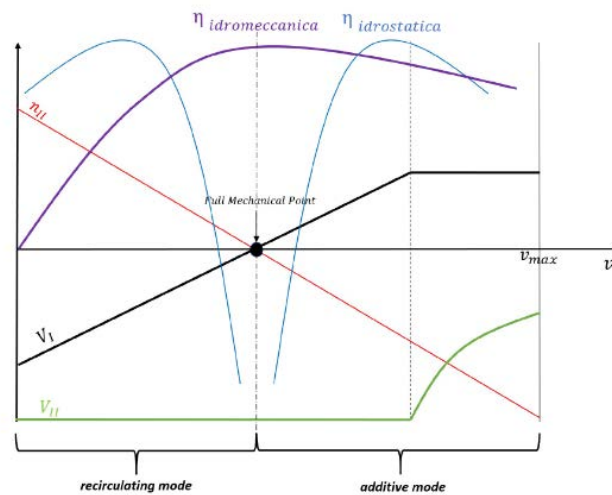


**Figura 2.14:** *Schema costruttivo semplificato di un tipico layout di trasmissione IC semplice*

Nella trasmissione IC semplice l'accoppiamento dei rami avviene all'ingresso della trasmissione, le potenze vengono poi ricombinate da un rotismo epicicloidale semplice all'uscita. Sono possibili sei configurazioni in base a come vengono connessi gli alberi al rotismo epicicloidale. A titolo di esempio di consideri la configurazione in Figura 2.14: l'albero motore è connesso al *sun* e con rapporto fisso all'unità primaria, mentre l'unità secondaria ingrana con il *ring* e il *carrier* funge da uscita, trasmettendo moto e coppia al differenziale.

### 2.5.1 Funzionamento IC

Lo stazionamento del veicolo avviene in *power recirculation mode*: il primario funge da motore e il secondario da pompa, le macchine idrauliche sono completamente aperte e le loro portate sono perfettamente bilanciate, facendo così circolare l'olio e disperdendo la potenza del motore a veicolo fermo. Alla partenza il primario viene gradualmente chiuso, frenando il secondario connesso al *ring* e trasmettendo perciò la coppia al *carrier* e alle ruote. All'aumentare della velocità del veicolo la potenza che ricircola attraverso il ramo idraulico diminuisce, la cilindrata del primario (motore) viene ridotta e il *ring* rallenta. Ad un certo punto la velocità del *ring* e la parzializzazione del primario saranno nulle (salvo piccole variazioni per contrastare le perdite delle macchine idrauliche), la potenza viene interamente trasferita attraverso il ramo meccanico. Ci troviamo nella condizione di FMP, con la massima efficienza globale della trasmissione. Si noti che in tale



**Figura 2.15:** *Diagramma qualitativo del funzionamento di una IC semplice, sono riportate le cilindrata, i rendimenti e la velocità dell'unità secondaria al variare della velocità del veicolo*

condizione il ramo idraulico ha un rendimento che tende a valori negativi molto elevati, tuttavia la quota di potenza che vi transita è bassissima e quindi non vi è una penalizzazione dell'efficienza globale. Superato il FMP la trasmissione funziona in *additive mode*: l'unità primaria lavora come pompa incrementando gradualmente la cilindrata e la secondaria da motore a cilindrata costante. Un ulteriore aumento della velocità, dopo che la pompa ha raggiunto completa apertura, può essere ottenuto parzializzando il secondario. Le parzializzazioni delle

unità idrauliche i rendimenti e la velocità del ring sono riportate nel diagramma qualitativo in Figura 2.15.

### 2.5.2 Dimensionamento IC

Nel dimensionamento di una trasmissione idromeccanica intervengono numerose variabili, solo per menzionarne alcune si ricordano: le diverse configurazioni possibili, i rapporti di riduzione al differenziale e tra i rotismi, il rapporto dell'epicicloidale, le cilindrata delle macchine idrauliche. È evidente che le soluzioni che possono soddisfare un dato problema progettuale sono molto numerose. Risulta difficile stabilire una procedura di progettazione univoca e valida per tutti i casi. Data la complessità, il numero di variabili e le diverse prestazioni da valutare, il dimensionamento potrebbe essere considerato come un problema di ottimizzazione multi-obiettivo. In effetti molti studi sono stati condotti in questa direzione: in Macor e Rossetti [28] si è risolto il problema di dimensionamento ottimizzando l'efficienza media della trasmissione, in un successivo lavoro [29] si è massimizzato il rendimento e contemporaneamente minimizzato l'ingombro delle unità idrauliche, infine in [30] la validità della metodologia è stata estesa alle diverse configurazioni a tre alberi elaborandone una formulazione analitica continua.

Lo scopo di questo lavoro però non si focalizza sull'ottimizzazione della fase progettuale, bensì sul funzionamento e i possibili vantaggi dell'ibridizzazione del powertrain. Per questo motivo per ogni diversa tipologia di trasmissione verrà riportata la procedura suggerita da Carl et al. [31]. Tali equazioni permettono un dimensionamento corretto per garantire il funzionamento della trasmissione e il rispetto delle specifiche di ciclo, anche se non è detto che le soluzioni raggiunte siano ottimali.

Sono riportate in seguito le equazioni che permettono il dimensionamento degli rapporti e dei componenti idraulici principali della IC:

- Il rapporto del rotismo epicicloidale ordinario  $i_0$  viene calcolato in base alla velocità di FMP desiderata per avere la massima efficienza. In tale punto il *ring* è fermo e il *sun* gira alla velocità del motore a combustione

$$i_0 = -\frac{z_R}{z_S} = 1 - \frac{\omega_S}{\omega_C} = 1 - \frac{\pi \cdot n_{ice} \cdot r}{v_{FMP} \cdot i_d} \quad (2.5)$$

- Il rapporto  $i_1$  definisce la velocità di rotazione dell'unità primaria, è dato quindi dal rapporto tra la velocità massima consentita a tale unità e il

regime di rotazione del motore

$$i_1 = \frac{\omega_1}{\omega_{ice}} = \frac{n_1}{n_{ice}} \quad (2.6)$$

- Il rapporto  $i_2$  stabilisce la velocità massima della macchina idraulica secondaria. Tale condizione si raggiunge alla velocità massima del veicolo

$$i_2 = \frac{\omega_2}{\omega_R} = \frac{\frac{\pi}{30} \cdot n_2}{\frac{v_{max}}{r} \cdot i_d} \quad (2.7)$$

- La cilindrata della macchina idraulica secondaria  $V_2$  è determinata dalla coppia massima necessaria alla partenza e la pressione massima consentita al sistema idraulico (tarata dalle valvole di massima)

$$V_2 = \frac{20\pi \cdot M_r}{i_d \cdot i_2 \left(1 + \frac{1}{i_0}\right) \Delta p_{max}} \quad (2.8)$$

- La cilindrata dell'unità primaria  $V_1$  si ricava dal bilanciamento delle portate che tra macchine idrauliche che deve sussistere a veicolo fermo

$$V_1 = V_2 \cdot \frac{i_2}{i_0 \cdot i_1} \quad (2.9)$$

Per la scelta delle macchine idrauliche occorre seguire un procedimento iterativo: si ipotizza una velocità massima consentita e si tramite le formule riportate si ricavano le cilindrato. Si verifica quindi dai cataloghi dei costruttori se esiste una macchina che possa soddisfare i requisiti di velocità massima, pressione e cilindrata. In caso affermativo si è trovata una soluzione valida di dimensionamento, in caso contrario occorre modificare l'ipotesi iniziale, fino a rientrare nelle specifiche di macchine esistenti.

## 2.6 Output Coupled

Nelle trasmissioni OC l'accoppiamento tra il ramo idraulico e meccanico avviene all'uscita della trasmissione. Sono possibili sei diverse configurazioni in base alla scelta della combinazione di collegamento degli alberi con il rotismo epicicloidale. Si consideri come esempio illustrativo la configurazione in Figura 2.16b dove il motore a combustione è connesso al *sun*, il differenziale al *carrier* e l'unità primaria al *ring*. L'unità secondaria è connessa con rapporto fisso all'albero di uscita che collega *carrier* al differenziale.

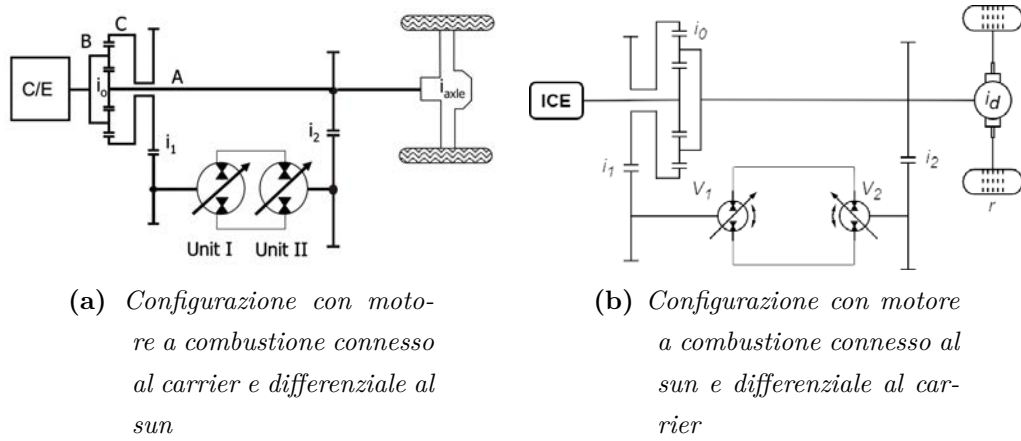


Figura 2.16: schemi costruttivi di due OC

### 2.6.1 Funzionamento OC

A veicolo fermo il primario ha cilindrata nulla mentre il secondario è completamente aperto. Il *ring* tutta la potenza del motore viene trasferita al *ring* e all'unità primaria (che però non elabora portata), mentre il *carrier* rimane fermo. Alla partenza l'unità primaria, che funge da pompa, incrementa la sua cilindrata con l'aumentare della velocità, mentre il motore rimane a cilindrata massima. La trasmissione funziona quindi in *additive mode*. Una volta raggiunta la massima apertura della pompa primaria per aumentare la velocità viene parzializzata la cilindrata del motore. La potenza trasferita dal ramo idraulico diminuisce e il *ring* ruota rallenta, trasferendo più potenza attraverso il ramo meccanico. Al raggiungimento del FMP il *ring* è fermo e il secondario ha cilindrata nulla (salvo piccole variazioni per contrastare le perdite delle unità idrauliche). Il ramo idraulico ha rendimenti che tendono a valori negativi elevati, poiché le macchine idrauliche operano in condizioni sfavorevoli; tuttavia la quasi totalità della potenza viene trasferita attraverso il ramo meccanico. In questo intorno quindi la trasmissione ha il massimo rendimento globale. Per aumentare ulteriormente la velocità la trasmissione deve operare in *power recirculation mode*: l'unità secondaria funzionando da pompa inverte la cilindrata aumentandola gradualmente, mentre la primaria funge da motore. In questa modalità il rendimento della trasmissione ha un brusco calo. Nella progettazione si cerca quindi di far ricadere tale fase a velocità usate molto di rado, o addirittura si dimensiona in maniera tale da porre il FMP alla velocità massima, evitando che la trasmissione entri in *power recirculation mode*.



occorre alla velocità massima del veicolo

$$i_2 = \frac{\omega_2}{\omega_C} = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot r}{30 \cdot v_{max} \cdot i_d} \quad (2.12)$$

- La cilindrata dell'unità secondaria si ricava la coppia massima necessaria alle ruote alla partenza

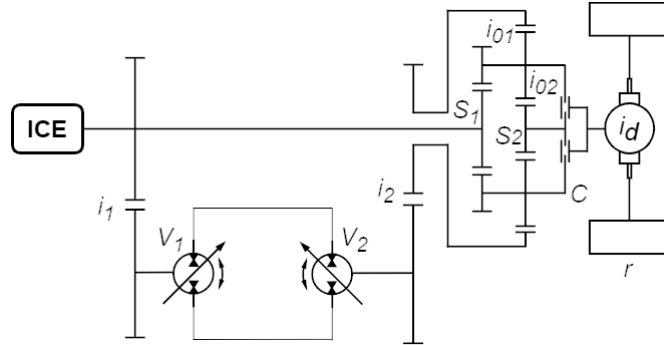
$$V_2 = \frac{20\pi \cdot M_r}{i_d \cdot i_2 \cdot \Delta p_{max}} \quad (2.13)$$

- La cilindrata della macchina primaria si ricava dalla coppia massima erogata dal motore alla partenza

$$V_1 = \frac{20\pi \cdot M_{ice} \cdot i_0}{\Delta p_{max} \cdot i_1} \quad (2.14)$$

Per la scelta delle macchine idrauliche occorre seguire un procedimento iterativo identico a quanto descritto per la trasmissione IC semplice: dalla velocità massima stabilita a priori si ricavano le cilindrata, si cambia l'ipotesi di partenza fino a trovare macchine esistenti a catalogo.

## 2.7 Input Coupled dual stage



**Figura 2.18:** Schema costruttivo IC dual stage

La trasmissione IC dual stage si differenzia dalla single stage per via del particolare rotismo epicicloidale con due possibili alberi di uscita: il *carrier* C e il *sun* S2. Nella configurazione in Figura 2.18 il motore a combustione è connesso direttamente al *sun* S1, a cui è vincolata anche l'unità primaria tramite il rapporto fisso  $i_1$ . L'unità secondaria è connessa al *ring* tramite il rapporto  $i_2$ . Un sistema di frizioni permette di ingaggiare l'albero di uscita desiderato in base al range di velocità. Il particolare funzionamento del rotismo epicicloidale a due stadi

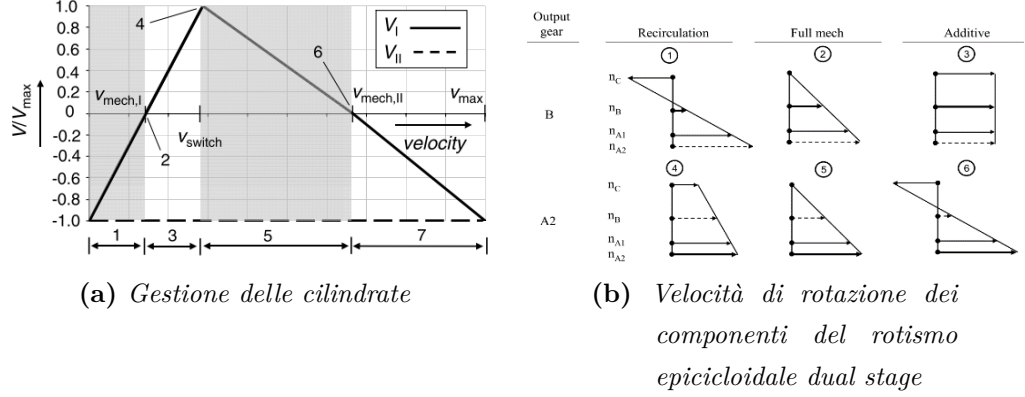
permette ad una certa velocità  $v_s$  (o più correttamente ad un certo rapporto di riduzione  $\tau_s$ ) un cambio di marcia sincrono, che può essere effettuato in maniera agevole senza bisogno di fermarsi.

### 2.7.1 Funzionamento IC dual stage

Per velocità inferiori a  $v_s$  il *carrier* C è connesso all'output, mentre il *sun* S2 non è ingaggiato. In questa configurazione la trasmissione funziona in maniera simile a quanto già visto per una IC single stage. Durante lo stazionamento le macchine idrauliche sono completamente aperte con un bilancio esatto della portata e la potenza del motore viene dissipata facendo circolare l'olio. Per accelerare il veicolo l'unità primaria, che funge da motore, riduce la cilindrata, frenando la secondaria e quindi il *ring*; la coppia viene in questo modo trasferita alla *carrier* C e alle ruote. La trasmissione funziona così in *power recirculation mode* finché il *ring* non si ferma e l'unità primaria raggiunge cilindrata nulla (tranne piccole variazioni per contrastare le perdite volumetriche delle unità). Si raggiunge così il primo FMP (FMP1), in cui tutta la potenza viene trasferita attraverso il ramo meccanico. Nonostante i bassi rendimenti della parte idraulica, dominati dalle elevate perdite, la trasmissione ha in questo intorno un massimo locale di efficienza totale. Superato il FMP1 la velocità viene aumentata in *additive mode*: il primario inverte e aumenta la cilindrata (pompa), mentre il secondario funge da motore con cilindrata non parzializzata, il *ring* aumenta la sua velocità di rotazione in senso concorde all'uscita. Come in una IC semplice può essere aumentata ancora la velocità parzializzando il secondario, tuttavia per scelte progettuali potrebbe non essere vantaggioso.

Quando si raggiunge  $v_s$  (o più precisamente  $\tau_s$  se si vuole considerare la variazione della velocità del motore) avviene il cambio marcia. In questo rapporto di riduzione  $\tau_s$  tutte le componenti del rotismo epicicloidale girano alla stessa velocità, è quindi possibile effettuare un cambio sincrono e fluido tramite frizioni scollegando il *carrier* C e ingaggiando il *sun* S2 all'output. A questo punto la trasmissione torna in PRM, la cilindrata del primario (motore) viene nuovamente parzializzata e il *ring* rallenta. Quando l'unità primaria ha cilindrata nulla e il *ring* è pressoché fermo, la potenza trasmessa attraverso il ramo idraulico è nulla. Si ha così un secondo FMP (FMP2), con un altro massimo locale di efficienza della trasmissione. La velocità può essere ancora aumentata in *additive mode* invertendo nuovamente la cilindrata della macchina primaria e facendola funzio-

nare come pompa. Un diagramma qualitativo dell'andamento delle cilindrata in funzione della velocità è riportato in Figura 2.19a, mentre la Figura 2.19b mostra le velocità delle componenti del rotismo epicicloidale nelle varie fasi descritte.



**Figura 2.19:** Diagrammi qualitativi del funzionamento di una IC dual stage al variare del rapporto di trasmissione

### 2.7.2 Dimensionamento IC dual stage

La trasmissione IC dual stage è caratterizzata da tre velocità di transizione: FMP1,  $v_s$ , FMP2. La presenza di due FMP permette di avere due punti ad alto rendimento all'interno del range di funzionamento. La presenza di un maggior numero di variabili di progetto permette certamente una maggiore libertà e quindi migliori risultati, tuttavia la procedura di dimensionamento si complica. Per ottenere una trasmissione che garantisca il massimo rendimento su un certo mezzo e ciclo target richiede una procedura di ottimizzazione a maggior numero di variabili, altrimenti si rischia di non sfruttare completamente il vantaggio sull'efficienza derivante dall'aumento di complessità. Come detto in precedenza però il dimensionamento ottimale non è lo scopo di questo lavoro, si riporta perciò una procedura in parte derivata da Carl et al. [31].

- Il rapporto al differenziale  $i_d$  è determinato dalla velocità di cambio desiderata, infatti a  $v_s$  tutti i componenti del rotismo sono alla stessa velocità

$$i_d = \frac{\omega_{ice}}{\omega_{rt}} = \frac{3.6\pi \cdot n_{ice} \cdot r}{30 \cdot v_s} \quad (2.15)$$

- Il rapporto della prima configurazione epicicloidale  $i_{01}$  deriva dalla prima velocità di FMP, in cui il *ring* è fermo

$$i_{01} = -\frac{z_C}{z_{S1}} \cdot \frac{z_{P1}}{z_{P2}} = 1 - \frac{3.6\pi \cdot n_{ice} \cdot r}{30 \cdot i_d \cdot v_{FMP1}} \quad (2.16)$$

- Il rapporto della seconda configurazione epicicloidale  $i_{02}$  è determinato dalla velocità a cui si vuole fissare il secondo FMP

$$i_{02} = -\frac{z_C}{z_{S2}} = 1 - \frac{v_{FMP2}}{v_{FMP1}} \quad (2.17)$$

- Il rapporto  $i_1$  è determinato dalla velocità massima consentita all'unità primaria, che ingrana direttamente con l'albero motore

$$i_1 = \frac{\omega_1}{\omega_{ice}} = \frac{n_1}{n_{ice}} \quad (2.18)$$

- Il rapporto  $i_2$  è stabilito dalla velocità massima consentita all'unità secondaria che ingrana con il *ring*

$$i_2 = \frac{\omega_2}{\omega_R} = \frac{n_2}{n_R} \quad (2.19)$$

- La cilindrata della macchina secondaria  $V_2$  è determinata dalla coppia massima alle ruote. Occorre però notare che la coppia massima può essere richiesta alla partenza o anche al momento di cambio marcia

$$V_2 = \frac{20\pi \cdot M_r}{i_d \cdot i_2 \left(1 - \frac{1}{i_{01}}\right) \Delta p_{max}} \quad (2.20)$$

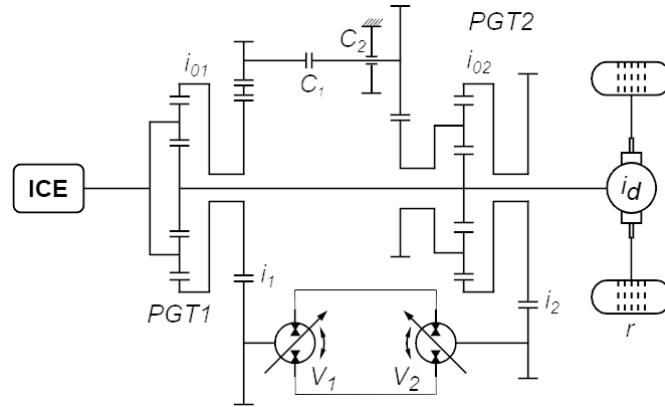
- La cilindrata dell'unità idraulica primaria si ricava dal bilanciamento delle portate alla partenza

$$V_1 = V_2 \cdot \frac{i_2}{i_{01} \cdot i_1} \quad (2.21)$$

Secondo quanto suggerito da Kumar et al. [32], scegliendo opportunamente le velocità di transizione, in particolare ponendo  $v_{FMP1}$  metà di  $v_s$  è possibile avere un rapporto  $i_{01}$  unitario. Questo consente di utilizzare due macchine idrauliche di cilindrata uguale. Inoltre il cambio di velocità avviene nel momento in cui il primario raggiunge la completa apertura, prima di iniziare a parzializzare il secondario. Questo permette di mantenere sempre il secondario a cilindrata costante e coprire tutto il range di velocità andando solamente a variare la parzializzazione dell'unità primaria. La scelta di questa strategia può portare ad un funzionamento più efficiente delle unità idrauliche (soprattutto l'unità secondaria) e ad un risparmio costruttivo, dato dalla possibilità di utilizzare una sola macchina a cilindrata variabile.

## 2.8 Compound Coupled

Aggiungendo un rotismo epicicloidale alla trasmissione OC si ottiene una trasmissione Compound Coupled (COMP). Questa configurazione più complessa permette un cambio di marcia, coprendo quindi il range di velocità e garantendo elevate coppie trasmesse con macchine idrauliche più compatte. L'utilizzo di due rotismi epicicloidali aumenta ancora i possibili layout che si possono ottenere in base a come sono connessi gli alberi. A titolo di esempio si riporta il layout sugge-



**Figura 2.20:** Schema di una configurazione Compound

rito da Carl et al. [31], in Figura 2.20. Al primo rotismo (PGT1) viene connesso al *carrier* il motore a combustione, al *sun* l'albero che va al *sun* del PGT2 e al differenziale, al *ring* sono connessi l'unità idraulica primaria tramite rapporto  $i_1$  e tramite *idler gear* il *carrier* del PGT2. la macchina idraulica secondaria ingrana con rapporto  $i_2$  con il *ring* del PGT2. Le frizioni  $C_1$  e  $C_2$  permettono di fissare a telaio il *carrier* del PGT2 o di connetterlo al *ring* del PGT1, variando così la marcia e il funzionamento della trasmissione.

### 2.8.1 Funzionamento Compound Coupled

A basse velocità la frizione  $C_1$  è aperta, mentre  $C_2$  tiene il *carrier* del PGT2 fisso a telaio. Il questo modo la trasmissione si comporta in maniera identica ad una OC semplice. La partenza del veicolo avviene in *additive mode*, con graduale apertura dell'unità primaria e unità secondaria che viene parzializzata per aumentare la velocità dopo che la primaria è stata completamente aperta. in questa fase il *ring* del PGT2 accelera, mentre il *ring* del PGT1 rallenta progressivamente, fino a fermarsi al primo FMP, dove anche l'unità secondaria ha cilindrata quasi nulla (salvo piccole variazioni per compensare le perdite). La potenza viene

interamente trasferita attraverso il ramo meccanico e si ha perciò un punto di massimo locale del rendimento. In questo frangente, dato che il *ring* è fermo, si effettua il cambio marcia in maniera fluida e sincrona: viene aperta la frizione  $C_2$  e chiusa  $C_1$ , in questo modo il *ring* del PGT1 è connesso al *carrier* del PGT2. La trasmissione si trova ora in *power recirculation mode*, l'unità secondaria (che funge da pompa) si apre con inversione di cilindrata, mentre la primaria che lavora come motore viene tenuta a cilindrata fissa finché la secondaria non ha raggiunto completa apertura, in seguito viene parzializzata per aumentare la velocità. In questa fase il *ring* del PGT1 aumenta la sua velocità in senso opposto rispetto a prima, mentre il *ring* del PGT2 la diminuisce. Quando il *ring* del PGT2 è fermo, e la cilindrata dell'unità primaria è circa nulla, si ha un secondo FMP, cioè un altro massimo locale del rendimento globale della trasmissione. È possibile aumentare ulteriormente la velocità passando in una seconda *additive mode*, tuttavia si avrebbe un aumento delle perdite per via della maggiore potenza che circola attraverso il ramo idraulico. Spesso si sceglie perciò di porre FMP2 alla velocità massima di progetto.

## 2.8.2 Dimensionamento Compound Coupled

La trasmissione Compound Coupled appartiene alla categoria di trasmissioni più complesse dotate di cambio, valgono perciò tutti i ragionamenti per la fase progettuale fatti in precedenza sulla IC dual stage: La presenza di un maggior numero di variabili di progetto (due FMP, più rotismi e possibili combinazioni), permette una maggiore libertà con cui soddisfare i requisiti, tuttavia aumenta la complessità della progettazione e della ricerca dell'ottimo.

Per semplicità sarà riportata la procedura illustrata da Carl et al. [31], che anche se non prevede nessuna metodologia di ottimizzazione, permette di soddisfare le specifiche progettuali.

- Il primo rapporto epicicloidale ordinario  $i_{01}$  si calcola in base alla velocità di FMP1 desiderata. Prima di raggiungere FMP1 la trasmissione si comporta similmente ad una OC semplice, per questo l'equazione (2.22) deriva dalla (2.10).

$$i_{01} = -\frac{z_{R1}}{z_{S1}} = 1 - \frac{\omega_{S1}}{\omega_{C1}} = 1 - \frac{\pi \cdot n_{ice} \cdot r}{30 \cdot v_{FMP1} \cdot i_d} \quad (2.22)$$

- Il secondo rapporto dell'epicicloidale ordinario è dato dalla seconda velocità di FMP

$$i_{02} = -\frac{z_{R2}}{z_{S2}} = \frac{i_{01}(1 - i_{01})}{\frac{30 \cdot i_d \cdot v_{FMP2}}{3.6\pi \cdot r \cdot n_{ice}} - (1 - i_{01})} - (1 + i_{01}) \quad (2.23)$$

- Il rapporto  $i_2$  tra *ring* del PGT2 e la macchina idraulica secondaria dipende dalla velocità massima del motore a combustione e dalla velocità massima voluta per l'unità idraulica

$$i_2 = \frac{\omega_{R2}}{\omega_2} = \frac{(1 - i_{01}) \cdot n_{ice}}{i_{02} \cdot n_2} \quad (2.24)$$

- Il rapporto  $i_1$  tra la velocità dell'unità primaria e del *ring* del PGT1, ipotizzando che la velocità massima di  $V1$  si abbia alla partenza, di ricava da

$$i_1 = \frac{i_{01} \cdot n_1}{\frac{3.6\pi \cdot v_{max}}{30 \cdot i_d \cdot r} - n_{ice} \cdot (1 - i_{01})} \quad (2.25)$$

Se invece la velocità finale dell'unità primaria è maggiore di quella iniziale si usi

$$i_1 = -\frac{(i_{02} - i_{01} - 1)}{(1 - i_{01})} \cdot \frac{n_1}{n_{ice}} \quad (2.26)$$

- Le cilindrata delle unità idrauliche si ricavano similmente al quanto già visto per la trasmissione OC semplice: La cilindrata  $V_2$  con l'equazione (2.13), mentre la  $V_1$  utilizzando la (2.14) con  $i_{01}$  al posto di  $i_0$

Se si vuole evitare di entrare nella seconda *additive mode* è possibile fissare il secondo FMP alla velocità massima. Per fare così è sufficiente usare nella equazione (2.23) la velocità massima come  $v_{FMP2}$ .

Per la scelta delle macchine idrauliche la procedura è iterativa come già riportato per le altre tipologie di trasmissioni.

## 2.9 Confronto tra tipologie

Data la varietà di soluzioni tecniche risulta impossibile stabilire quale tipologia sia la migliore in assoluto, ancora più se consideriamo che le possibili configurazioni con un rotismo epicicloidale sono 12, mentre con rotismi composti salgono a 1152 [33]. Occorre utilizzare metodologie di ricerca dell'ottimo per trovare la configurazione e il dimensionamento migliore in base all'applicazione ed i vincoli dati dal mezzo e ciclo di lavoro specifico, caso per caso. Tuttavia dalla letteratura

presente ad ora sull'argomento è possibile ricavare qualche principio generale che differenzia le diverse tipologie e configurazioni.

Le trasmissioni idromeccaniche più complesse, con l'introduzione di rotismi epicicloidali composti e cambi di marcia, permettono usare unità idrauliche più compatte e dalla migliore efficienza. All'aumentare della complessità della trasmissione si ha generalmente una migliore efficienza, una più elevata densità di potenza e un minore ingombro. Tuttavia il sistema di controllo deve essere più articolato e preciso per gestire i cambi marcia, la fase progettuale di sviluppo richiede un maggior impiego di risorse ed aumentano i costi di costruzione e manutenzione. L'utilizzo di questi sistemi più complessi, e soprattutto più costosi, è giustificato in applicazioni dove è richiesta elevata potenza e cicli con velocità molto varie, come per esempio autobus urbani, camion per la raccolta rifiuti, mezzi agricoli pesanti. Al contrario, trasmissioni più semplici (come la OC e IC single-stage) hanno sistemi di controllo e meccanismi meno complessi e costosi e sono ovviamente di più facile progettazione e costruzione. Risultano quindi adatte ad applicazioni di medio-bassa potenza, con cicli semplici dal range di velocità limitato. Sono implementabili con vantaggio economico su veicoli di come piccoli trattori agricoli, reach-stacker, muletti[31].

Tra le configurazioni IC e OC non è possibile affermare con certezza quale sia la più vantaggiosa, in letteratura non c'è ancora una linea comune: lo studio comparativo di Carl et al. [31] afferma che in linea generale la IC permette unità idrauliche più compatte, mentre la OC ha una efficienza leggermente migliore. Lo studio successivo di Rossetti e Macor [29], che utilizza algoritmi di dimensionamento di ottimizzazione a più variabili dimostra che la trasmissione IC è più efficiente per applicazioni di piccola taglia, mentre la OC per quelle di medio-grande.

Le diverse modalità di funzionamento di queste trasmissioni tuttavia possono essere più o meno compatibili con le varie tecnologie per l'ibridizzazione idraulica, questo tema sarà trattato nei capitoli successivi.

## Capitolo 3

# Ibridizzazione idraulica

Un veicolo ibrido idraulico è composto da un motore a combustione, che è la fonte primaria di energia, a cui si aggiungono una o più macchine idrauliche reversibili, un fluido (spesso olio) ed un sistema di accumulo per il fluido in pressione. La macchina idraulica funge da pompa durante la frenata e invia l'olio ad un accumulatore di alta pressione. Spesso è presente nel sistema anche un accumulatore di bassa pressione per garantire un volume di riserva del fluido o l'accumulo di extra-portata. Durante l'accelerazione l'olio in pressione fuoriesce dall'accumulatore ed è indirizzato verso la macchina idraulica (che lavora come motore), fornendo in questo modo potenza alle ruote del veicolo.

### 3.1 Accumulatore idraulico

Un accumulatore idraulico è un dispositivo che permette di immagazzinare energia sotto forma di liquido in pressione, restituendola in caso di necessità. Tale dispositivo può essere utilizzato per diversi scopi:

**Accumulo di energia** Immagazzinando fluido in pressione viene accumulata l'energia in eccesso, che poi viene rilasciata quando necessario. Nel caso dell'ibridizzazione idraulica è questa la funzione che deve assolvere l'accumulatore durante la frenata rigenerativa.

**Riserva di liquido** Quando il ciclo di lavoro richiede elevate portate per brevi periodi, tramite l'utilizzo di un accumulatore come *buffer* è possibile dimensionare la pompa in base alla portata media e non alla portata di picco, con un conseguente risparmio in termini economici ed eventualmente un aumento dell'efficienza.

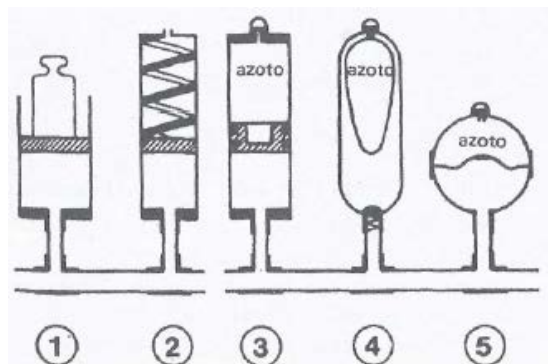
**Smorzatore di colpi d'ariete** In caso di brusche variazioni di pressione causate da aperture o chiusure improvvise di valvole, la presenza di un accumulatore permette di smorzare le onde di pressione generate dal colpo di ariete.

**Smorzatore di pulsazioni** In circuiti dove è necessaria una portata esente dalle pulsazioni tipicamente causate dalla pompa, è possibile utilizzare un accumulatore come smorzatore.

**Reintegro e compensazione volumi** La presenza della riserva di fluido contenuta nell'accumulatore consente di compensare variazioni di volume dovute alla dilatazione termica e il reintegro in caso di piccole perdite.

### 3.1.1 Tipologie di accumulatori

In Figura 3.1 sono rappresentate diverse tipologie di accumulatori idraulici. In campo industriale le tipologie maggiormente diffuse sono quelle basate sull'utilizzo di gas, brevemente trattate in seguito. Gli accumulatori a gas contengono



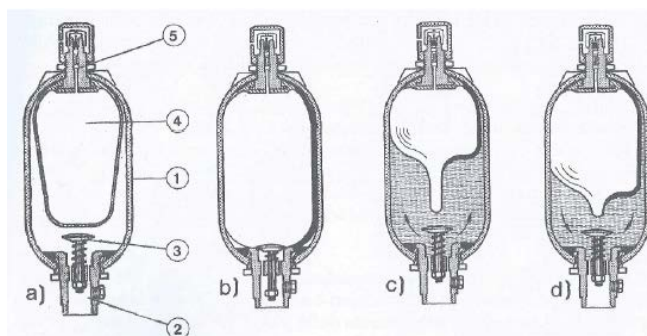
**Figura 3.1:** *Tipologie di accumulatori: (1) a peso, (2) a molla, (3) a pistone, (4) a sacca, (5) a membrana*

prevalentemente gas inerti, tipicamente azoto. All'aumentare del volume di olio immagazzinato, diminuisce il volume del gas che viene compresso, ciò causa un aumento di pressione del gas e di conseguenza anche dell'olio immagazzinato. Su questo principio si basano le seguenti tipologie di accumulatori:

**Accumulatori a pistone** Sono formati da un cilindro in cui il gas e l'olio sono separati da un pistone flottante. Vengono utilizzati per immagazzinare elevati volumi ed erogare elevate portate, tuttavia a causa dell'inerzia del pistone, non garantiscono una risposta immediata.

**Accumulatori a membrana** Una membrana elastica tipicamente di forma semisferica garantisce la separazione tra olio e gas. Vengono impiegati per piccoli volumi, quindi spesso per lo smorzamento di pulsazioni o colpi d'ariete.

**Accumulatori a sacca** All'interno di un recipiente in pressione, una sacca ermetica elastica contiene il gas (Figura 3.2). É la tipologia maggiormente diffusa in quanto garantisce una rapida risposta e discreti volumi di accumulo e portate, per questo motivo è anche la tipologia utilizzata nell'ibridizzazione idraulica delle trasmissioni. Quando il volume di olio è nullo, la sacca precaricata con il gas occupa tutto il volume del recipiente (b) e chiude la valvola a fungo che ne impedisce il trafilamento nella tubazione. Quando la pressione del circuito supera quella di precarica del gas ( $p_0$ ), l'olio fluisce nell'accumulatore e il gas nella sacca viene compresso (c). Quando la pressione del circuito scende al di sotto di quella presente nell'accumulatore, l'olio viene espulso la sacca si dilata nuovamente (d).



**Figura 3.2:** *Accumulatore a sacca*

### 3.1.2 Relazioni di funzionamento e dimensionamento

I parametri che caratterizzano l'accumulatore e il suo funzionamento sono i seguenti:

- $p_1$  è la pressione minima assoluta di lavoro, che deve corrispondere alla minima pressione nel circuito in assenza dell'accumulatore. A tale pressione si ha un volume della sacca  $V_1$ .
- $p_2$  è la pressione massima assoluta, limitata dalle proprietà meccaniche ed elastiche della sacca, in particolare non può superare le 3-4 volte la pressione

di precarica per evitare eccessive dilatazioni. A tale pressione deve essere tarata la valvola di massima dell'accumulatore o dell'impianto. A questo valore di pressione si ha la massima compressione della sacca, con un volume minimo  $V_2$ .

- $p_0$  è la pressione assoluta di precarica, cioè la pressione del gas quando l'accumulatore non contiene olio.  $p_0$  determina l'inizio del riempimento dell'accumulatore. Deve essere circa 0.8-0.9 volte  $p_1$ . A pressione  $p_0$  la sacca occupa il massimo volume  $V_0$ , parametro che consente la scelta dell'accumulatore da catalogo.

Le fasi di carica e scarica possono essere ragionevolmente approssimate a trasformazioni adiabatiche reversibili, che quindi seguono la relazione:

$$p_i \cdot V_i^k = \text{cost} \quad (3.1)$$

Il coefficiente  $k$  per l'azoto è pari a 1.4. Utilizzando la (3.1) si ricava che la variazione di volume consentita dall'accumulatore  $\Delta V = V_1 - V_2$  dipende dalla pressione e volume di precarica e dalle pressioni massime e minime secondo:

$$\Delta V = p_0^{\frac{1}{k}} \cdot V_0 \left( \frac{1}{p_1^{\frac{1}{k}}} - \frac{1}{p_2^{\frac{1}{k}}} \right) \quad (3.2)$$

Si ricava quindi il volume di precarica  $V_0$ , con cui cercare l'accumulatore a catalogo, con la relazione:

$$V_0 = \frac{\Delta V}{p_0^{\frac{1}{k}} \cdot \left( \frac{1}{p_1^{\frac{1}{k}}} - \frac{1}{p_2^{\frac{1}{k}}} \right)} \quad (3.3)$$

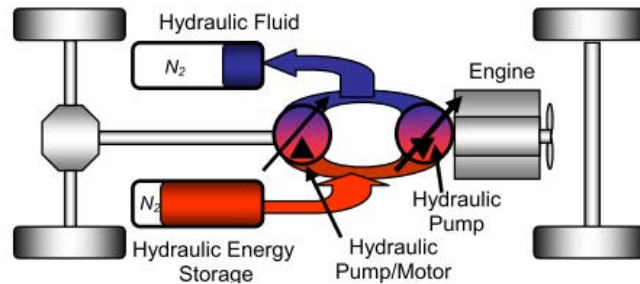
Dalle equazioni riportate si può osservare che all'aumentare della differenza tra  $p_1$  e  $p_2$  aumenta anche  $\Delta V$  e di conseguenza si può utilizzare un accumulatore di dimensione ( $V_0$ ) minore. Tuttavia la sacca viene maggiormente sollecitata, riducendone la durata. Nel dimensionamento occorre dunque un *trade-off* tra durata nel tempo desiderata e dimensione dell'accumulatore.

## 3.2 Architetture idrostatiche ibride

Considerando la trasmissione idrostatica, le modalità con cui può essere implementata l'ibridizzazione idraulica sono principalmente due: a seconda che il motore sia direttamente connesso alle ruote o no, si ha un ibrido parallelo o seriale (descritti in seguito), a cui eventualmente possono aggiungersi diverse soluzioni miste.

### 3.2.1 Ibridizzazione seriale

Nella configurazione in serie dell'ibridizzazione idraulica (*serial hydraulic hybrid vehicle*, S-HHV) non c'è connessione diretta tra il motore a combustione e le ruote. Nella trasmissione idrostatica (Figura 3.3) tra la pompa idraulica e il motore è posto un accumulatore, più eventuale riserva, che permette di immagazzinare fluido in pressione, disaccoppiando l'ICE dalle ruote.



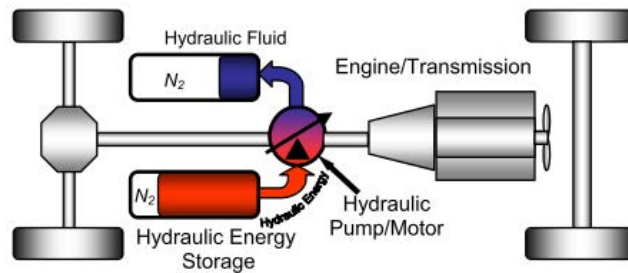
**Figura 3.3:** Schema trasmissione idrostatica ibrida in serie, tratto da Fussner et al. [34]

Questa architettura ibrida permette una gestione del motore a combustione ancora più flessibile rispetto ad una CVT base, poiché i picchi di potenza possono potenzialmente essere soddisfatti dal fluido nell'accumulatore, mantenendo l'ICE ad un regime costante ed eventualmente anche spegnendolo quando non necessario. Il sistema garantisce anche un ottimo recupero dell'energia in frenata caricando l'accumulatore di alta pressione.

Il fatto però che tutta la potenza idraulica passi attraverso un accumulatore causa anche alcuni svantaggi, primo fra tutti la penalizzazione del rendimento dovuta alle perdite causate dagli orifizi dell'accumulatore, importante soprattutto nei tratti a velocità costante [35]. La presenza dell'accumulatore inoltre richiede che sia garantita una pressione minima del sistema, che in certe condizioni può essere più elevata di quella richiesta dal carico, aumentando in questo modo le perdite della trasmissione. Dal punto di vista delle performance, il disaccoppiamento tra motore e ruote può introdurre dei ritardi di erogazione di coppia, infatti, nel caso venisse improvvisamente richiesta coppia elevata alle ruote, la pompa per alzare la pressione del sistema dovrebbe prima riempire l'accumulatore. Il dimensionamento dell'ibrido seriale è più vincolato dalle specifiche del veicolo e dal ciclo di lavoro.

### 3.2.2 Ibridizzazione parallela

L'architettura ibrida idraulica parallela (*parallel hydraulic hybrid vehicle*, P-HHV) prevede che la trasmissione colleghi il motore alle ruote, senza che il circuito idraulico comprenda gli accumulatori. Un sistema di recupero indipendente, formato dagli accumulatori e una pompa reversibile, viene accoppiato meccanicamente all'uscita della trasmissione (Figura 3.4). In questo modo le due fonti energetiche possono essere utilizzate contemporaneamente. L'accumulatore di alta pressione viene caricato durante la frenata rigenerativa e in seguito la portata di fluido pressurizzato può fornire coppia aggiuntiva al motore termico quando richiesto. Il recupero di energia può garantire un risparmio di combustibile nell'ordine del 15-30%[34].



**Figura 3.4:** Schema trasmissione idrostatica ibrida in parallelo, tratto da Fussner et al. [34]

Essendo un sistema parallelo, che fornisce un ausilio alla fonte principale, il dimensionamento dei componenti è più libero rispetto all'ibrido seriale, dipende solamente dalla percentuale di recupero di energia che si vuole garantire, mentre le performance richieste dal ciclo devono essere soddisfatte dal powertrain principale. Il sistema parallelo può essere agevolmente implementato in *retrofitting* su diverse tipologie di trasmissioni in veicoli esistenti o addirittura già in funzione, portando un importante risparmio di combustibile, a fronte di un investimento contenuto[36].

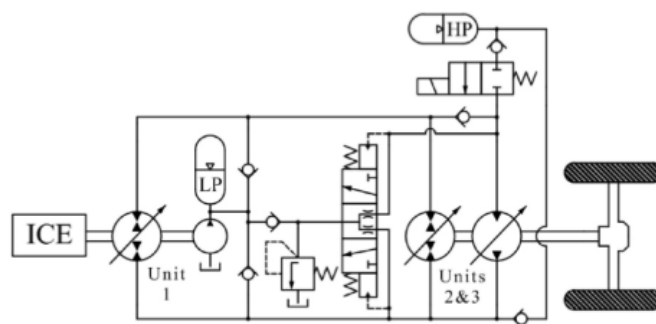
Occorre però considerare che per realizzare tale architettura non basta aggiungere il sistema di accumulatori, ma occorre inserire anche la macchina idraulica reversibile e il collegamento all'albero di trasmissione. Non si sfruttano quindi i componenti già presenti nel powertrain, ma si aggiunge il sistema di recupero in parallelo. Questo determina, oltre i vantaggi sopra citati, anche un incremento del peso e del costo.

### 3.2.3 Altre soluzioni

Cercando di combinare i vantaggi delle due architetture descritte in precedenza sono state sviluppate alcune soluzioni miste. Tra queste se ne riportano due a titolo di esempio:

#### Blended Hybrid di M. Ivantysynova

In Figura 3.5 è illustrata l'architettura *blended hybrid* proposta da Sprengel e Ivantysynova [37]. In questa soluzione viene aggiunta una unità idraulica all'al-



**Figura 3.5:** Schema trasmissione ibrida blended, tratto da Sprengel e Ivantysynova [37]

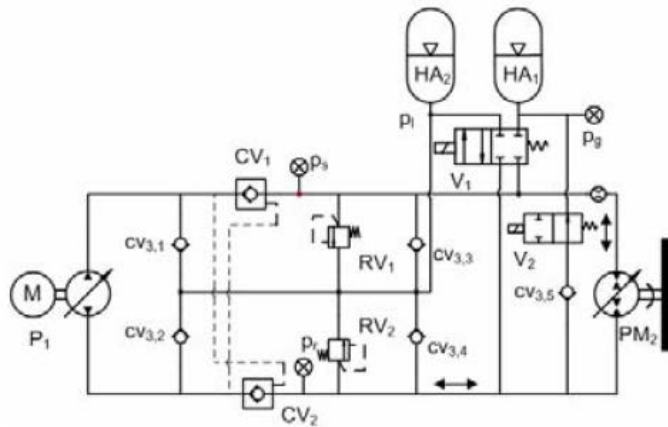
bero di uscita. Tramite alcune valvole di controllo è possibile connettere tale unità al circuito, incrementando così la portata del motore, oppure all'accumulatore di alta pressione, permettendo il recupero di energia dalla frenata. La trasmissione può quindi operare in diverse modalità, sia idrostatica normale, sia sfruttando l'accumulatore in serie o in parallelo con l'unità principale. Inoltre tale circuito permette di utilizzare una macchina idraulica aggiuntiva non reversibile, che quando non viene connessa all'accumulatore può essere utilizzata nella normale operatività della trasmissione idrostatica.

Sebbene non ci sia un particolare miglioramento in termini di consumo di combustibile rispetto ad un'architettura seriale[38], ci sono altri importanti vantaggi, determinati dalla possibilità di disconnettere l'accumulatore dal circuito. Quando il ciclo lo permette, la pressione può scendere al di sotto della pressione minima dell'accumulatore (cosa non possibile nell'ibrido seriale standard), operando in maniera più efficiente. Inoltre se viene richiesto un aumento improvviso di coppia e perciò di pressione, non occorre caricare prima l'accumulatore, avendo quindi una risposta più immediata e una migliore sensazione di guida. A fronte

di questi vantaggi occorre però considerare l'introduzione di una unità idraulica aggiuntiva e delle valvole di controllo necessarie. La trasmissione perciò sarà più complessa e costosa.

### Idrostatica ibrida di Ho e Ahn

In Figura 3.6 è riportata la soluzione proposta da Ho e Ahn [39]. Si tratta anche in questo caso di una architettura idrostatica ibrida, che grazie ad una particolare configurazione circuitale, può funzionare in diverse modalità.



**Figura 3.6:** Schema trasmissione ibrida proposta da Ho e Ahn [39]

Al circuito di una idrostatica standard sono stati aggiunti i due accumulatori di alta e bassa pressione e le due valvole di controllo  $V_1$  e  $V_2$ . Quando entrambe le valvole sono nella posizione a centri chiusi, il sistema opera come una tradizionale idrostatica, come se gli accumulatori non fossero presenti. Per effettuare la frenata rigenerativa viene aperta la valvola  $V_2$  che connette l'accumulatore di alta pressione al ramo di ritorno. In questo modo l'unità idraulica secondaria opera da freno idraulico, pompando fluido pressurizzato nell'accumulatore, senza bisogno di invertire la cilindrata. Per sfruttare l'energia immagazzinata alla ripartenza, la valvola  $V_2$  torna nella posizione chiusa, mentre si apre  $V_1$  che collega gli accumulatori di alta e bassa pressione ai rispettivi rami. Il motore idraulico utilizza il salto di pressione tra gli accumulatori per erogare coppia in accelerazione. È poi possibile in ogni momento ritornare alla configurazione base che esclude gli accumulatori, per evitare perdite aggiuntive.

Con questa architettura si passa facilmente tra diverse modalità, permettendo di scegliere la strategia più efficiente. Non sono necessarie unità idrauliche aggiuntive o componenti circuitali complessi, inoltre la frenata rigenerativa può

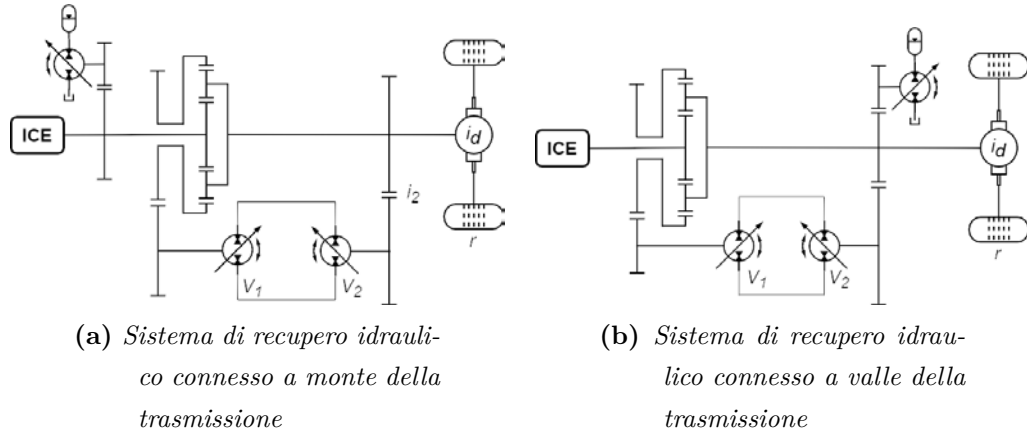
avvenire senza invertire la cilindrata. Si tenga presente però che, in questo caso, le fonti energetiche (propulsione da ICE o da accumulatore) sono gestite in maniera sequenziale e mai utilizzate contemporaneamente.

### 3.3 Architetture idromeccaniche ibride

Nell'applicazione della tecnologia ibrida alla la trasmissione idromeccanica è comunque possibile concettualmente distinguere in ibrido parallelo o seriale. Chiamamente però, poiché l'architettura di partenza e il funzionamento della trasmissione base è più complesso, occorre prestare maggiore attenzione a come integrare la parte ibrida-idraulica al sistema preesistente, valutando un maggior numero di variabili e di soluzioni.

#### 3.3.1 Ibridizzazione idromeccanica parallela

Come constatato in precedenza, l'ibridizzazione idraulica in parallelo può essere implementata in maniera agevole per diverse tipologie di trasmissione. Per quanto riguarda le trasmissioni idromeccaniche, l'accoppiamento con il gruppo pompa reversibile e accumulatori può avvenire in diversi punti (Figura 3.7). Al-



**Figura 3.7:** Schemi OC con ibridizzazione parallela, tratti dal brevetto di M. Ivantysynova[40]

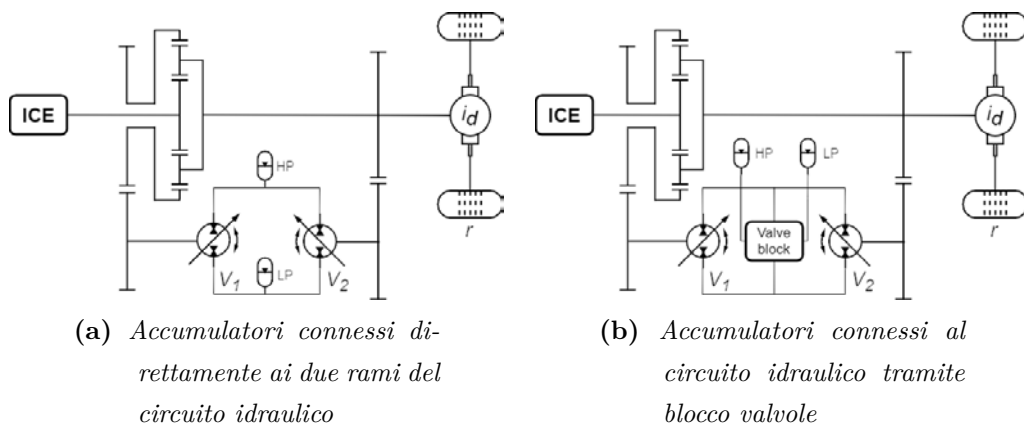
lo stesso modo di quanto riportato nella trasmissione idrostatica, l'architettura parallela consente flessibilità di progettazione e può essere facilmente abbinata a tutte le tipologie di idromeccaniche, in quanto agisce in maniera indipendente dalla modalità di funzionamento della trasmissione, garantendo il recupero energetico grazie alla frenata rigenerativa. Non vi sono complicazioni particolari nella

strategia di controllo e nei sistemi meccanici, bisogna però considerare gli svantaggi in termini di peso e costo che derivano dall'aggiunta di un circuito idraulico separato e soprattutto della macchina idraulica reversibile.

### 3.3.2 Ibridizzazione idromeccanica seriale

Mentre l'ibridizzazione parallela è implementabile in maniera indipendente dalla tipologia di trasmissione, non è lo stesso per l'ibridizzazione in serie. In questo caso il ventaglio di architetture possibili è molto più ampio, per via delle complessità e peculiarità delle diverse trasmissioni. Occorre perciò valutare caso per caso come implementare il sistema di accumulo e come esso possa interagire con le modalità di funzionamento (vedi Sezione 2.3) su tutto il range di variazione del rapporto di riduzione. Si tenga conto inoltre che tramite l'utilizzo di frizioni e valvole di controllo idrauliche è possibile variare il collegamento tra i diversi componenti.

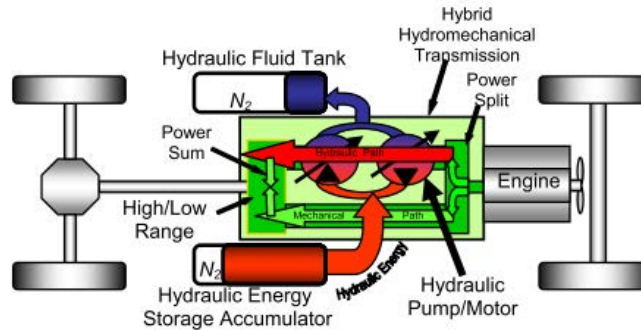
In Figura 3.8 sono riportati gli schemi di due soluzioni per la trasmissione OC. Gli accumulatori sono connessi al circuito idraulico, sfruttando quindi le macchine idrauliche già presenti. La connessione può essere diretta oppure passare attraverso un blocco valvole in grado di disconnettere selettivamente gli accumulatori quando non necessari o di eventualmente variarne le connessioni. Occorre notare inoltre che, se il ramo meccanico non viene bloccato, permane un collegamento diretto tra motore e ruote.



**Figura 3.8:** Schemi OC con ibridizzazione seriale, tratti dal brevetto di M. Ivantysynova[40]

Un altro esempio di architettura è la trasmissione IC dual stage *multi-mode* ibrida studiata in Fussner et al. [34] rappresentata in Figura 3.9. Gli accumulatori

possono essere connessi al ramo idraulico in maniera seriale quando necessario per sfruttare la frenata rigenerativa. Un sistema di frizioni permette il cambio marcia e la selezione tra diversi modi di funzionamento per raggiungere la massima efficienza e performance: propulsione in modalità power-split o esclusivamente idrostatica e frenata rigenerativa power-split o idraulica.



**Figura 3.9:** *Trasmissione power-split con ibridizzazione idraulica*

Per quanto affermato risulta quindi impossibile una trattazione generica a priori su svantaggi e vantaggi dell'ibridizzazione idromeccanica seriale, in quanto dipende dall'architettura implementata e dalla strategia di controllo adottata. Nel Capitolo 4 saranno perciò discusse e studiate nel dettaglio alcune soluzioni idromeccaniche ibride seriali, confrontandole poi con la trasmissione di partenza e la soluzione parallela.

### 3.4 Strategie di controllo

Fondamentale importanza riveste la strategia di controllo della trasmissione, infatti non è possibile valutare le performance di una data architettura in maniera slegata dalla sua gestione. Differenti strategie, più o meno ottimizzate, possono portare a risultati molto diversi in termini di efficienza e prestazioni, e tanto più il sistema diventa complesso, tanto più occorre un criterio di gestione ottimale per sfruttarlo al meglio.

Per chiarezza occorre distinguere tra controlli di alto e basso livello (*high and low level*): il controllo di alto livello si occupa di coordinare i diversi componenti in sinergia per raggiungere un ottimo globale e il rispetto del ciclo di lavoro, mentre i controlli di livello più basso gestiscono i singoli componenti in maniera da seguire la strategia dettata dai controlli a monte.

### 3.4.1 Strategie di controllo *high level*

Strategie di controllo ottimale globale del powertrain sono state oggetto di diversi studi. Tipicamente tramite algoritmi di procedure di ottimizzazione si cerca di trovare strategie che portino al minimo consumo, con metodologie *rule-based*, algoritmi *real-time* o di ottimizzazione preventiva di tutto il ciclo. In Wang et al. [41] tecniche di *dynamic programming* sono utilizzate per gestire lo stato di carica dell'accumulatore, l'ICE e le unità idrauliche al fine di minimizzare il consumo sull'intero ciclo di lavoro di un *wheel loader*. In Rossetti et al. [42] è dimostrato che la trasmissione idromeccanica permette all'ICE di lavorare seguendo strategie di minimo consumo o minime emissioni. Tale lavoro è stato in seguito esteso dai medesimi autori cercando una mappa di massima efficienza dell'intero powertrain[43].

Le indicazioni in uscita dal controllore *high level* diventano i parametri target dei singoli componenti. In particolare nella trasmissione idromeccanica il rapporto di riduzione e la coppia trasmessa vengono gestiti dalle cilindrate delle unità idrauliche, che possono essere controllate secondo due logiche principali: il controllo in base al rapporto e in coppia-pressione.

### 3.4.2 Controllo cilindrate in base al rapporto

Secondo quanto descritto per ogni tipologia di idromeccanica nel Capitolo 2, l'aumento della velocità alle ruote è gestito dalla variazione delle cilindrate delle unità del ramo idraulico. Vi è quindi una relazione tra le parzializzazioni e il rapporto di riduzione garantito. Sfruttando questo legame è possibile controllare la trasmissione ottenendo di volta in volta il rapporto target. In tale strategia la pressione del circuito viene determinata dal carico a cui è sottoposto il veicolo, in questo modo le perdite idrauliche sono minime. Tuttavia questo controllo non è utilizzabile nel momento in cui la pressione è determinata da altri fattori, come per esempio la presenza di un accumulatore nel circuito. Infatti, essendo la pressione determinata dallo stato di carica dell'accumulatore, viene meno la relazione tra parzializzazione cilindrate e rapporto di riduzione.

### 3.4.3 Controllo cilindrate in coppia-pressione

Supponendo una fonte di pressione costante, la coppia fornita dal motore idraulico dipende dalla parzializzazione della sua cilindrata. Secondo questo principio

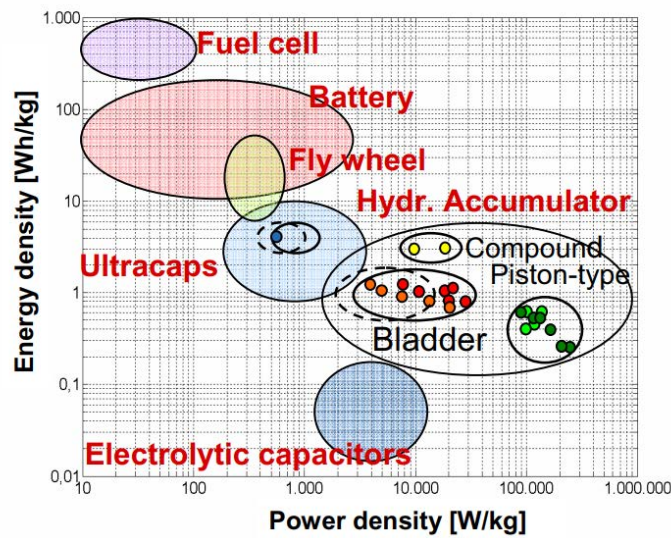
è possibile controllare la trasmissione idromeccanica facendo in modo che ad una richiesta di coppia da parte del pilota corrisponda una apertura del motore idraulico, che quindi trasferisce maggiore coppia alle ruote garantendo l'accelerazione voluta. La pressione nel circuito può essere controllata dall'altra unità idraulica, dallo stato di carica dell'accumulatore, o da entrambi. Con questa strategia è possibile gestire la potenza idraulica fornita dall'accumulatore, permettendo il rispetto del ciclo target. Tuttavia sono da considerare alcuni svantaggi: la pressione non è controllata dal ciclo, questo comporta che sebbene il carico richieda poca coppia, la pressione non possa scendere sotto il valore minimo dell'accumulatore o del target garantito dalla pompa, determinando un aumento delle perdite. Nel caso in cui invece serva più coppia e quindi una pressione più elevata, deve prima essere aumentato il livello di pressione del circuito, introducendo così ritardi nella risposta e un peggior *feeling* di guida. Un altro svantaggio del controllo in coppia è quello di non essere adatto ugualmente a tutte le modalità di funzionamento di una trasmissione idromeccanica. Diventa infatti più difficile da gestire nelle fasi in cui l'aumento di coppia è dato dalla riduzione dell'apertura delle macchine idrauliche, inoltre bisogna considerare che nel range di rapporti spesso le macchine idrauliche si scambiano il ruolo di pompa/motore.

### 3.5 Confronto con ibrido elettrico

Negli ultimi anni la tecnologia che si è maggiormente diffusa per l'efficientamento dei veicoli è indubbiamente l'ibridizzazione elettrica, se non la completa elettrificazione del powertrain. Questo successo è dovuto certamente alle caratteristiche peculiari del motore elettrico, ma anche alla particolare attenzione in termini di ricerca. Numerosi marchi del settore automotive hanno deciso di investire in maniera importante su questa tecnologia, creando forte competizione e un veloce sviluppo e commercializzazione delle soluzioni elettrificate. La diffusione e il successo commerciale sono state aidate in maniera decisiva da numerosi interventi di incentivazione dei governi, che hanno contribuito ad abbattere per i consumatori gli elevati costi d'acquisto.

Meno attenzione è stata rivolta a diverse tecnologie, come l'ibridizzazione idraulica, che presenta caratteristiche diverse rispetto all'elettrificazione[35]:

- La frenata rigenerativa idraulica garantisce una elevata densità di potenza (Figura 3.10), permettendo un recupero con alti picchi di potenza ripetuti



**Figura 3.10:** *Densità di potenza vs densità di energia di alcuni sistemi di recupero, tratto da Baseley et al. [44]*

ad alta frequenza, condizione che un impianto elettrico difficilmente potrebbe tollerare, a causa del surriscaldamento del pacco batterie. Questo fattore è determinante per veicoli dotati di importanti masse ed inerzie, che richiedono quindi elevate potenze frenanti.

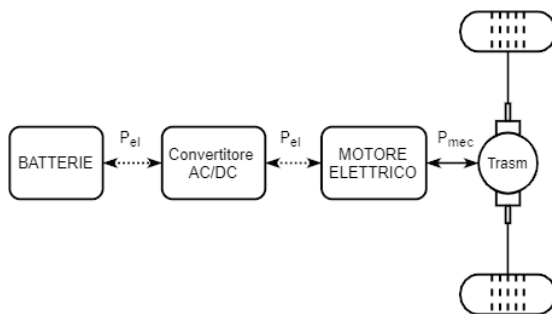
- Rispetto alle batterie è invece minore la densità di energia che può essere immagazzinata, non è possibile perciò percorrere lunghi tratti con sola propulsione idraulica da accumulatore.
- I componenti oleodinamici garantiscono elevata affidabilità e durata nel tempo e richiedono minima manutenzione.
- Il costo di investimento iniziale per l'ibridizzazione idraulica è molto minore rispetto all'elettrificazione, soprattutto considerando la dimensione delle batterie che sarebbero necessarie per veicoli ad elevate potenze.

Questi elementi rendono l'ibridizzazione idraulica particolarmente interessante nel campo dei veicoli pesanti e offroad, soprattutto per cicli di lavoro particolarmente aggressivi, che richiedano brusche frenate e accelerazioni.

Segue una veloce panoramica delle architetture ibride elettriche, che sebbene con diversi componenti e principi di funzionamento, sono concettualmente simili alle soluzioni ibride idrauliche.

### 3.5.1 Veicoli elettrici

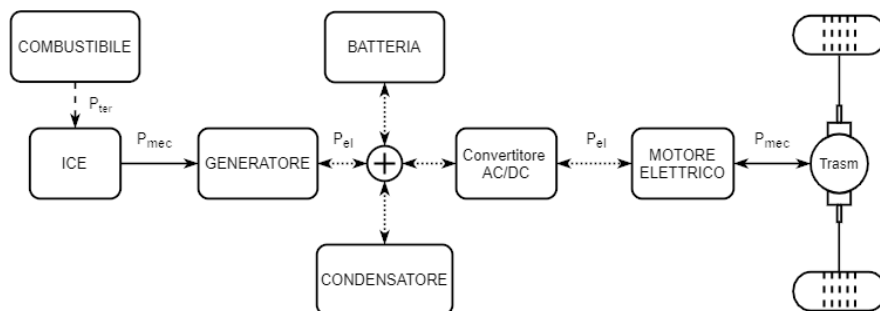
I veicoli totalmente elettrici utilizzano come unico elemento di propulsione il motore elettrico, alimentato da energia immagazzinata in sistemi di accumulo come batterie o *fuel cell* (schema semplificato in Figura 3.11).



**Figura 3.11:** *Schema veicolo elettrico a batterie*

### 3.5.2 Ibrido elettrico seriale

Per garantire i vantaggi dati da un propulsore elettrico, e l'autonomia data dal motore a combustione, sono nate diverse soluzioni che utilizzino in maniera combinata le due fonti di energia, elettrica e termica. Il sistema ibrido seriale utilizza



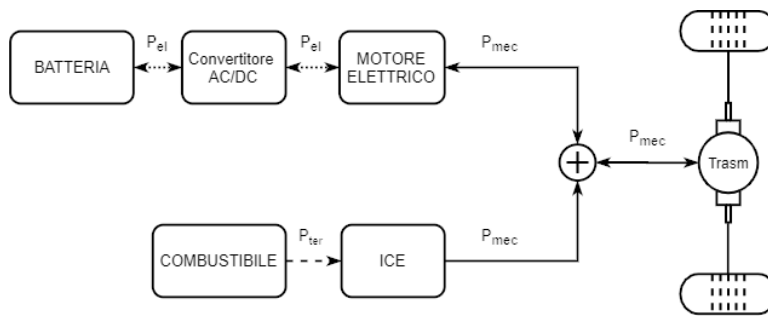
**Figura 3.12:** *Schema veicolo elettrico ibrido seriale*

come unico propulsore il motore elettrico, che fornisce coppia alle ruote e funge da generatore in caso di frenata rigenerativa. L'energia viene fornita da una batteria, la quale è alimentata da un motore a combustione e un generatore elettrico (schema in Figura 3.12). Con questa architettura è possibile usare un pacco batterie molto più compatto, in quanto si può contare sulla energia ricavata dal combustibile attraverso il motore termico. Solo il motore elettrico deve essere dimensionato sulla potenza di picco del veicolo, il motore a combustione non è

direttamente connesso alle ruote e può essere perciò dimensionato in base alla potenza media richiesta. Inoltre il motore termico può essere mantenuto sempre ad un regime di funzionamento costante ed ottimale in base allo stato di carica delle batterie, massimizzando il suo rendimento. In questo sistema non è necessaria una trasmissione complessa, si può controllare la coppia e la velocità del motore elettrico esclusivamente con l'elettronica. L'architettura in serie dei componenti rendono questa soluzione soggetta a perdite dovute alle successive conversioni di energia, che nei lunghi tratti a velocità costante possono risultare penalizzanti.

### 3.5.3 Ibrido elettrico parallelo

L'architettura elettrica ibrida parallela la potenza alle ruote viene fornita in maniera combinata sia dal motore a combustione che da quello elettrico direttamente alle ruote (Figura 3.13). Le soluzioni tecniche per questa architettura sono diver-



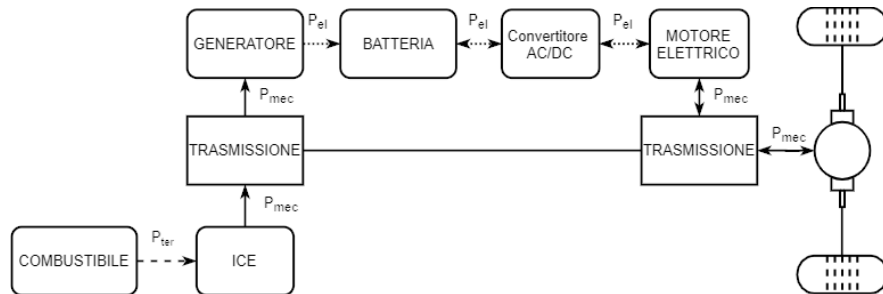
**Figura 3.13:** Schema veicolo elettrico ibrido parallelo

se, in base alla percentuale di energia fornita dall'uno o dall'altro sistema. Per elettrificazioni poco spinte (dette *mild-hybrid* o *micro-hybrid*) si può semplicemente potenziare il gruppo motore-alternatore già presente per l'avviamento del veicolo, in maniera da avere un piccolo recupero di energia in frenata ed una modesta coppia aggiuntiva al motore a combustione. Soluzioni in cui si richiede più potenza dalla parte elettrica possono prevedere il motore elettrico posto in diversi punti della catena di trasmissione tra motore a combustione e ruote, oppure la suddivisione degli assi tra i due gruppi propulsivi.

### 3.5.4 Ibrido elettrico power-split

Mescolando i principi delle due architetture ibride precedenti si ottiene l'ibrido power-split. La potenza è divisa in maniera variabile tra il ramo meccanico e quello elettrico (schema in Figura 3.14) tramite l'utilizzo di rotismi epicicloidali.

Questa configurazione (implementata per esempio nella Toyota Prius) permette di ottenere ottimi rendimenti e risparmi su consumi ed emissioni, tuttavia ha un maggiore costo di progettazione e realizzazione, data la presenza di componenti aggiuntivi meccanici ed elettronici.



**Figura 3.14:** *Schema veicolo elettrico power split*



## Capitolo 4

# Progettazione trasmissioni idromeccaniche

In questo capitolo sarà trattata la progettazione delle trasmissioni idromeccaniche e dei rispettivi sistemi di ibridizzazione idraulica, nonché le strategie di gestione e controllo, applicate ad uno specifico veicolo. Per fornire maggiore concretezza allo studio, si prenderà in esame lo sviluppo del powertrain di un autobus urbano di classe 12 metri, soggetto a cicli stradali urbani con molte soste e ripartenze, condizione ideale per sfruttare il recupero di energia idraulico.

### 4.1 Veicolo di riferimento

Il veicolo target per la progettazione delle trasmissioni è un autobus urbano di classe 12 m. Per avere un riferimento concreto si considera l'IVECO Urbanway con motorizzazione Diesel (Figura 4.1).



**Figura 4.1:** *Veicolo e motorizzazione di riferimento*

Nella Tabella 4.1 è riportato un estratto delle specifiche di interesse del mezzo, tratte dalla scheda tecnica reperita nel sito del produttore[45].

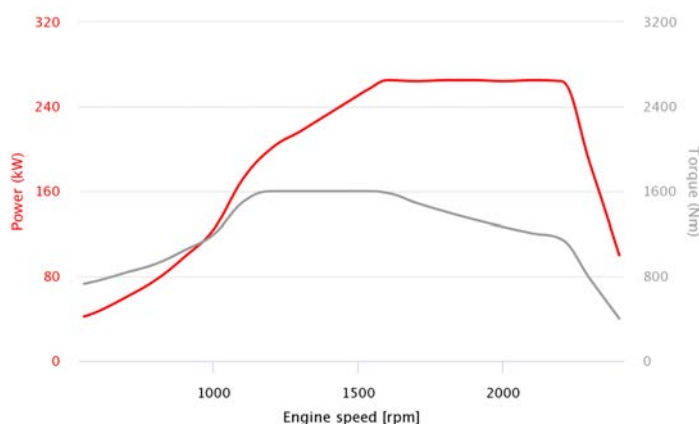
|                                             |              |
|---------------------------------------------|--------------|
| <b>Lunghezza</b>                            | 12 m         |
| <b>Larghezza</b>                            | 2.5 m        |
| <b>Altezza</b>                              | 3 m          |
| <b>MTT</b> (massa tecnicamente ammissibile) | 19 000 kg    |
| <b>Pneumatici</b>                           | 275/70 R22.5 |

**Tabella 4.1:** *Scheda tecnica IVECO Urbanway 12 m*

Il propulsore adottato è un ICE ad accensione per compressione, alimentato a diesel: un Cursor 9 EURO VI, di potenza 265 kW. Le specifiche dettagliate sono riportate in Tabella 4.2, mentre le curve caratteristiche in Figura 4.2. Anche in questo caso le informazioni sono state tratte dal sito del produttore[46].

|                            |                            |
|----------------------------|----------------------------|
| <b>Ciclo termodinamico</b> | Diesel 4 tempi             |
| <b>Architettura</b>        | 6 cilindri in linea, 8.7 L |
| <b>Alesaggio x corsa</b>   | 117 mm x 135 mm            |
| <b>Potenza di picco</b>    | 265 kW                     |
| <b>Coppia massima</b>      | 1650 Nm                    |
| <b>Regime min-max</b>      | 550-2450 rev/min           |

**Tabella 4.2:** *Scheda tecnica Cursor 9 EURO VI 265 kW*



**Figura 4.2:** *Curve di coppia e potenza del Cursor 9*

## 4.2 Cicli di lavoro

Per una valutazione corretta delle performance e dell'efficienza del powertrain e del sistema ibrido è fondamentale l'utilizzo di un ciclo test appropriato. Poiché lo scopo di questo lavoro è un confronto che cerca di essere il più realistico possibile, sono stati scelti due cicli stradali: il WLTC, ampiamente diffuso ed utilizzato, ed il Manhattan bus cycle, specifico per autobus urbani. I rispettivi dati sono stati ricavati dal sito Dieselnets.com[47].

### 4.2.1 Ciclo WLTC

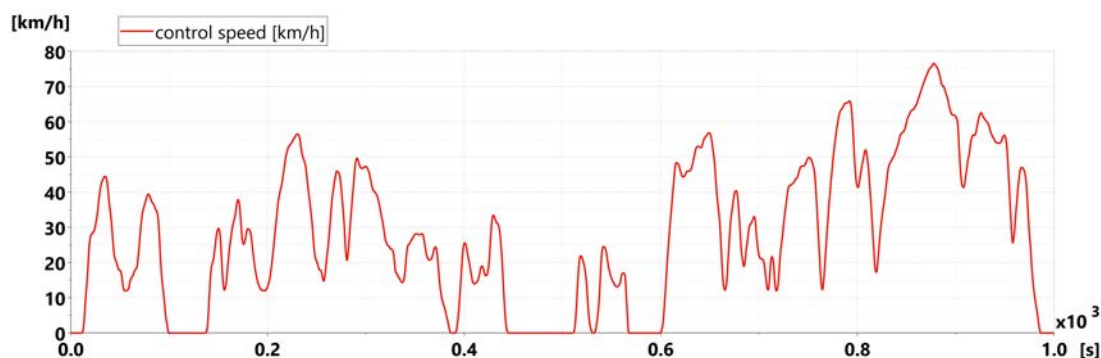
Il WLTC (*worldwide harmonized light vehicle test cycles*) è un ciclo stradale utilizzato a livello globale per la valutazione dei consumi e delle emissioni dei veicoli leggeri. È parte del più ampio insieme di procedure per l'omologazione dei veicoli (WLTP) che negli ultimi anni si sta affermando come riferimento, andando a sostituire altri protocolli, come il NEDC.

Le procedure WLTP comprendono differenti cicli da applicare alle rispettive categorie di veicoli (Tabella 4.3), in base alla velocità massima e al  $PMR$ , cioè il rapporto tra la potenza nominale del veicolo, espressa in  $W$ , e la massa totale in  $kg$ . Sono presenti inoltre appositi cicli per l'omologazione di veicoli ibridi elettrici, che prevedono la ripetizione di alcuni segmenti delle categorie 3a e 3b.

| Categoria | $PMR$ ( $W/kg$ )   | Velocità massima        |
|-----------|--------------------|-------------------------|
| 3b        | $PMR > 34$         | $v_{max} \geq 120$ km/h |
| 3a        | $PMR > 34$         | $v_{max} < 120$ km/h    |
| 2         | $22 < PMR \leq 34$ | -                       |
| 1         | $PMR \leq 22$      | -                       |

**Tabella 4.3:** *Classi veicoli WLTC*

L'autobus urbano qui studiato ha un  $PMR$  di circa 22 e una velocità massima di 85 km/h. Ricadrebbe quindi tra la prima e la seconda categoria, cioè tra i veicoli a bassa potenza. Tuttavia, per mettere maggiormente alla prova le performance del sistema ibrido, si sceglie di utilizzare la procedura specifica per i veicoli ibridi elettrici in ciclo urbano. In questo caso si rientra nella categoria 3a per cui sono previsti i tratti *low speed 3* e *medium speed 3-1* (Figura 4.3)



**Figura 4.3:** *Profilo di velocità WLTC hybrid 3a city cycle*

Bisogna infine tener presente che le procedure WLTP e la rispettiva classificazione non sono state concepite per testare mezzi pesanti. Viene tuttavia presa in considerazione in questo studio, al fine di fornire un paragone con un ciclo ampiamente diffuso e conosciuto.

|                       | WLTC                   | MANHATTAN              |
|-----------------------|------------------------|------------------------|
| Durata                | 1022 s                 | 1089 s                 |
| Distanza              | 7.82 km                | 3.33 km                |
| Velocità massima      | 76.6 km/h              | 40.9 km/h              |
| Velocità media        | 33.6 km/h              | 17.2 km/h              |
| Accelerazione massima | 1.58 m/s <sup>2</sup>  | 2.24 m/s <sup>2</sup>  |
| Accelerazione media   | 0.44 m/s <sup>2</sup>  | 0.59 m/s <sup>2</sup>  |
| Decelerazione massima | −1.47 m/s <sup>2</sup> | −2.13 m/s <sup>2</sup> |
| Decelerazione media   | −0.48 m/s <sup>2</sup> | −0.67 m/s <sup>2</sup> |

**Tabella 4.4:** *Dati principali dei cicli stradali*

### 4.2.2 Ciclo Manhattan bus

Il *Manhattan bus cycle* è un test stradale specifico per autobus urbani. È stato sviluppato studiando le percorrenze reali degli autobus per turisti nel distretto di Manhattan della città di New York. Il ciclo è caratterizzato da frequenti fermate e basse velocità, condizioni tipiche di un centro urbano trafficato. Il profilo di velocità è riportato in Figura 4.4.

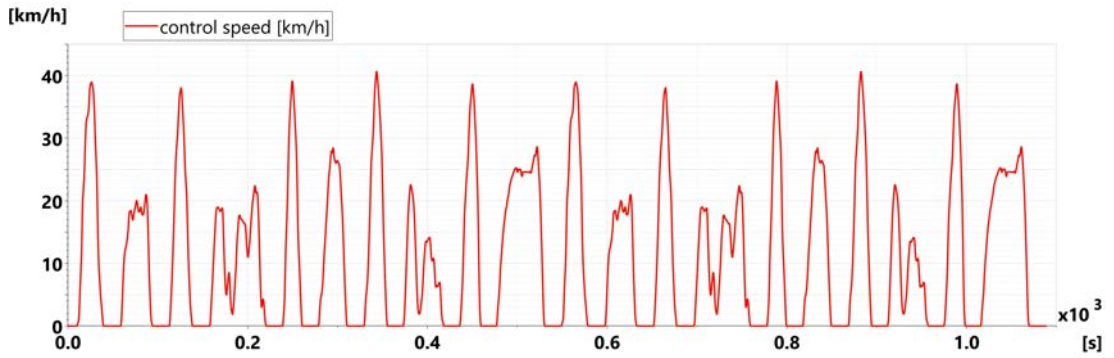


Figura 4.4: Profilo di velocità del Manhattan bus cycle

### 4.3 Progettazione sistema di recupero

Verrà qui stabilito il layout e funzionamento dei sistemi ibridi da integrare alle trasmissioni. Sarà effettuato un dimensionamento di massima degli accumulatori, che resteranno invariati in tutti i modelli per garantire un confronto equo.

#### 4.3.1 Dimensionamento accumulatori

Per dimensionare gli accumulatori si segue la procedura suggerita da Kumar [48] e ripresa in seguito in Andretta et al. [49], in cui viene calcolato il volume massimo del gas necessario per immagazzinare una prestabilita energia, in base alla pressione massima e minima. L'energia disponibile all'accumulatore è pari all'energia

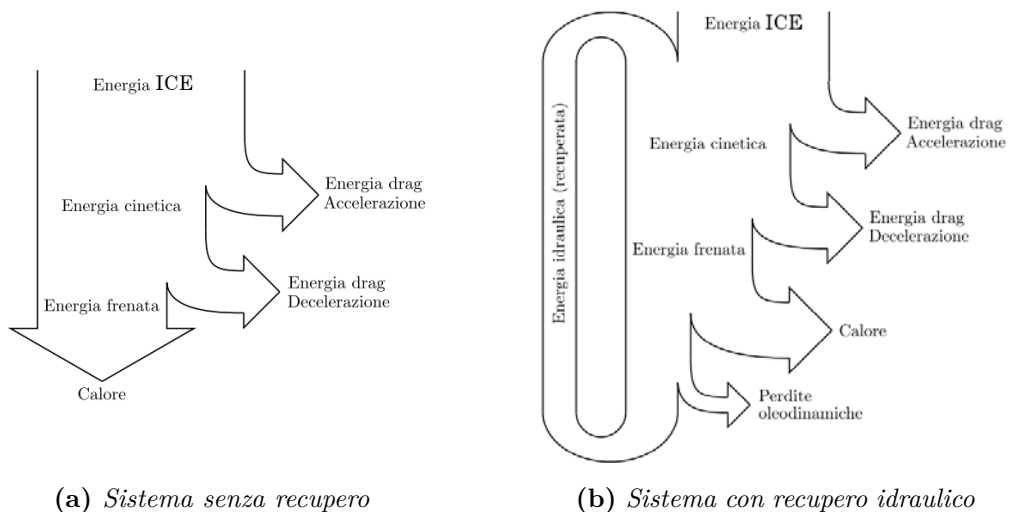


Figura 4.5: Diagrammi di Sankey qualitativi delle energie

cinetica del veicolo, da cui vanno tolte le perdite dovute alla resistenza all'avanzamento.

zamento (resistenza aerodinamica e al rotolamento) e ai rendimenti meccanici e idraulici del circuito (Figura 4.5). In prima approssimazione si stima quindi che del totale dell'energia cinetica del veicolo a 50 km/h, si riesca a recuperarne il 50 % ( $\alpha = 0.5$ ). L'accumulatore perciò deve essere in grado di immagazzinare una quantità di energia pari a:

$$E_k = \alpha \left( \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_{max}^2 \right) = 723\,380 \text{ J} \quad (4.1)$$

Il volume di gas (non compresso) che garantisce l'accumulo di energia stabilito, si ricava dall'espressione del lavoro necessario a compiere una compressione adiabatica:

$$V_{acc} = \frac{(1 - k) E_k}{p_{max} \left( \left( \frac{p_{min}}{p_{max}} \right)^{\frac{1}{k}} - \frac{p_{min}}{p_{max}} \right)} \quad (4.2)$$

Ponendo la pressione massima dell'accumulatore uguale a quella del circuito ( $p_{max} = 470 \text{ bar}$ ), è possibile ricavare la  $p_{min}$  che minimizzi  $V_{acc}$ . Cercando il minimo dalla funzione precedente, risulta:

$$p_{min} = p_{max} \cdot k^{\frac{k}{1-k}} \simeq 144 \text{ bar} \quad (4.3)$$

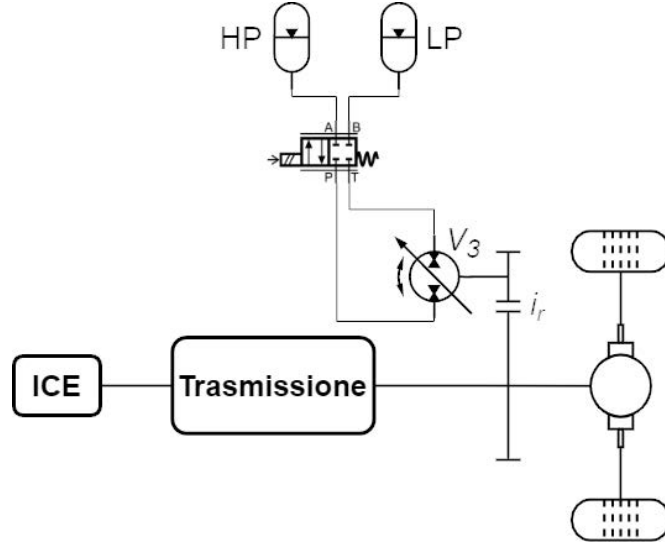
Infine, date  $p_{max}$  e  $p_{min}$ , si ricava il volume  $V_{acc} \simeq 49.97 \text{ L}$ .

Si scelgono quindi due accumulatori di alta e bassa pressione con  $V_0 = 50 \text{ L}$ . La bontà di tale scelta sarà poi verificata nel Capitolo 6, tramite un processo di ottimizzazione dei parametri del sistema di recupero.

### 4.3.2 Sistema di accumulo parallelo

In Figura 4.6 è riportato il sistema di ibridizzazione idraulica parallela. All'albero di uscita della trasmissione è connessa la macchina idraulica reversibile di cilindrata  $V_3$ , che in frenata pompa fluido agli accumulatori, per poi riutilizzarlo nelle ripartenze. Una frizione ingrana le ruote coniche con rapporto  $i_r$ , solamente quando il sistema carica o scarica gli accumulatori. Quando non utilizzato il sistema viene disaccoppiato dall'albero, per evitare le perdite dovute al trascinamento dell'unità idraulica; inoltre una valvola 3/2 separa gli accumulatori dal circuito per impedire trafilamenti di fluido pressurizzato.

Si stabilisce che il recupero idraulico entri in azione fino ad una velocità massima del veicolo di 50 km/h, alla quale le ruote girano a  $n_{rt} \simeq 272 \text{ rev/min}$ . Ipotizzando un regime massimo della macchina idraulica pari a 4000 rev/min, si



**Figura 4.6:** *Schema ibrido parallelo*

ottiene un rapporto di trasmissione dalle ruote all'unità idraulica pari a:

$$i_{tot} = \frac{n_{max}}{n_{rt}} = 14.7 \quad (4.4)$$

Tenendo conto del rapporto del differenziale interposto tra ruote e circuito di recupero, è possibile determinare  $i_r$  specifico di ogni trasmissione.

Il valore della cilindrata  $V$  è legato alla massima coppia frenante alle ruote fornita dal sistema di recupero, valore che occorre quindi stabilire per dimensionare la macchina idraulica. Si consideri una massa pari 15 000 kg e una decelerazione media  $a = -0.7 \text{ m/s}^2$ , si ricava quindi:

$$M_{rt} = F_{br} \cdot r = m \cdot a \cdot r = 5024 \text{ Nm} \quad (4.5)$$

Considerando il rapporto precedentemente calcolato, la coppia all'albero della macchina idraulica è pari a  $M_V \simeq 273 \text{ Nm}$ . A questo punto, ipotizzando un  $\Delta p$  medio pari a 300 bar si può determinare la cilindrata ideale:

$$V = \frac{2\pi M_V}{\Delta p} \simeq 57 \text{ cm}^3 \quad (4.6)$$

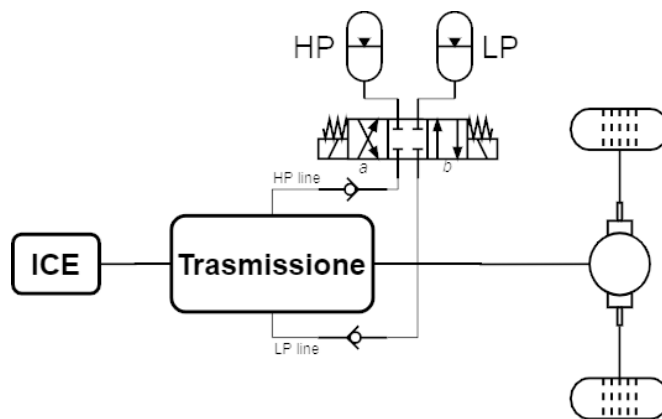
Dal catalogo di un noto costruttore si sceglie quindi una macchina idraulica reversibile di cilindrata  $V = 56 \text{ cm}^3$  con regime massimo di rotazione 4050 rev/min.

Quando l'unità idraulica è connessa all'albero, la parzializzazione della cilindrata viene controllata in coppia: la pressione del sistema è determinata dallo stato di carica degli accumulatori, perciò variando la cilindrata è possibile gestire la coppia in accelerazione e frenata fornita dal sistema oleodinamico di recupero.

Tale coppia può essere sommata in parallelo a quella del powertrain principale ogni qual volta ce ne sia bisogno.

Il dimensionamento e il funzionamento di questo sistema sono concettualmente indipendenti dalla trasmissione a cui è applicato, motivo per cui può essere adattato senza sostanziali modifiche (variando solamente il rapporto  $i_r$ ) a tutte le tipologie di trasmissioni idromeccaniche e non solo.

### 4.3.3 Sistema di accumulo in serie



**Figura 4.7:** *Schema ibrido seriale*

In Figura 4.7 è rappresentata l'architettura ibrida seriale proposta in questo studio. Gli accumulatori sono connessi tramite un distributore 4/3 alle linee di alta e bassa pressione della trasmissione idromeccanica. Durante la frenata il distributore si posiziona in *a*, connettendo l'accumulatore di alta al ramo di bassa, in maniera tale che la frenata rigenerativa possa avvenire senza inversione di cilindrata. Durante l'accelerazione, al contrario, l'accumulatore di alta pressione viene connesso al ramo di alta, fornendo fluido pressurizzato al motore idraulico. Quando gli accumulatori non vengono utilizzati, il distributore a centri chiusi posto in posizione centrale, li separa dal circuito. Sono inoltre state inserite due valvole di non ritorno per evitare che vi siano flussi indesiderati che comporterebbero perdite di carica.

Quando gli accumulatori sono disconnessi, le macchine idrauliche sono gestite in velocità, controllando le parzializzazioni in funzione del rapporto di trasmissione desiderato. Quando il sistema di accumulo è messo in comunicazione con il circuito, la pressione viene determinata dallo stato di carica degli accumulatori.

In questo caso una macchina idraulica lavora a cilindrata nulla, mentre l'altra è controllata in coppia, sia in frenata che in accelerazione.

Le fonti energetiche (ICE e sistema di accumulo) possono essere gestite in maniera contemporanea o sequenziale. Nello studio di Macor et al. [50] si dimostra che la gestione sequenziale permette di ottenere un risparmio sul consumo energetico che può arrivare anche al 35 % in condizioni ideali (motore a giri costanti e profilo di velocità trapezoidale). Un utilizzo contemporaneo delle fonti invece potrebbe risultare svantaggioso: infatti la pressione del circuito sarebbe maggiore per via degli accumulatori, facendo lavorare le macchine idrauliche a pressioni più alte del necessario, con un conseguente importante aumento delle perdite, non compensato dal recupero energetico. Tale soluzione è stata studiata in Andretta et al. [49], dove il sistema seriale con accumulatori sempre connessi ha comportato un sostanziale aumento del consumo energetico. Per questo motivo ICE e accumulatori lavoreranno in maniera sequenziale: alla partenza la potenza sarà erogata dall'accumulatore fino alla scarica completa, solo allora entrerà in funzione il motore a combustione.

I vantaggi di questa architettura, con le fonti gestite in maniera sequenziale, sono i seguenti:

- Non occorre aggiungere un'ulteriore unità idraulica per gestire la frenata rigenerativa, verranno infatti utilizzate le unità già presenti nel circuito idromeccanico.
- Il distributore 4/3 permette di connettere selettivamente gli accumulatori solo nelle fasi in cui servono per la frenata rigenerativa. In questo modo si evitano le perdite aggiuntive che essi comportano.
- La valvola di non ritorno sul ramo di alta pressione permette che durante la fase di scarica dell'accumulatore HP non avvenga invece una carica indesiderata, dovuta ad un aumento di pressione del circuito.
- La valvola di non ritorno sul ramo di bassa pressione fa in modo che durante la frenata possa avvenire esclusivamente la carica dell'accumulatore, e non ci siano perdite indesiderate se la pressione del circuito scende.
- Il distributore, variando i rami a cui vengono connessi gli accumulatori, permette di eseguire la frenata rigenerativa senza che la macchina idraulica inverta la cilindrata.

## 4.4 Progettazione trasmissioni

Si riassumono in seguito i parametri che saranno utilizzati per il dimensionamento dei componenti delle trasmissioni:

- Massa veicolo con carico stimata a 15 000 kg
- Potenza di picco dell'ICE 265 kW a 1650 rev/min
- Coppia massima ICE 1650 Nm disponibili dai 1200 ai 1650 rev/min
- Regime medio ICE 1300 rev/min
- Raggio ruote pari a 0.4785 m
- Velocità massima del veicolo 85 km/h
- La massima accelerazione target viene fissata a  $1.8 \text{ m/s}^2$ , valore che non sempre soddisferà picchi dei cicli di riferimento, ma che per un autobus urbano risultano elevati. Questo determina una coppia necessaria massima alle ruote pari a circa 13 000 Nm
- $\Delta p$  massimo del circuito pari 450 bar

Si noti che il dimensionamento avviene ipotizzando un regime medio costante del motore a combustione, in maniera che i calcoli dipendano solo dalla velocità finale del veicolo. Il ragionamento sarà poi agevolmente esteso controllando la trasmissione in base al rapporto di riduzione desiderato, al variare del regime dell'ICE e della velocità del veicolo.

Da questi dati è possibile determinare i rapporti e scegliere le macchine idrauliche delle rispettive trasmissioni tramite le relazioni esposte nel Capitolo 2. Si tenga presente che i dimensionamenti risultanti non saranno la soluzione ottima per questa applicazione, dato che non sono stati ricavati con procedure di ottimizzazione, tuttavia permettono un confronto a parità di condizioni delle soluzioni ibride.

### 4.4.1 Trasmissione OC

Per la trasmissione Output Coupled si pone il FMP a 50 km/h. Tale velocità è stata fissata a valori più alti della media dei cicli stradali per diminuire il funzionamento in *power recirculation mode*, condizione che penalizza il rendimento

in maniera importante. Si sceglie la configurazione riportata precedentemente in Figura 2.16b, con l'ICE connesso al *sun*, l'unità primaria al *ring* e il differenziale al *carrier*. In Tabella 4.5 sono esposti i risultati del dimensionamento secondo le relazioni della Sezione 2.6.2 e il valore del rapporto  $i_r$  nel caso del sistema ibrido parallelo.

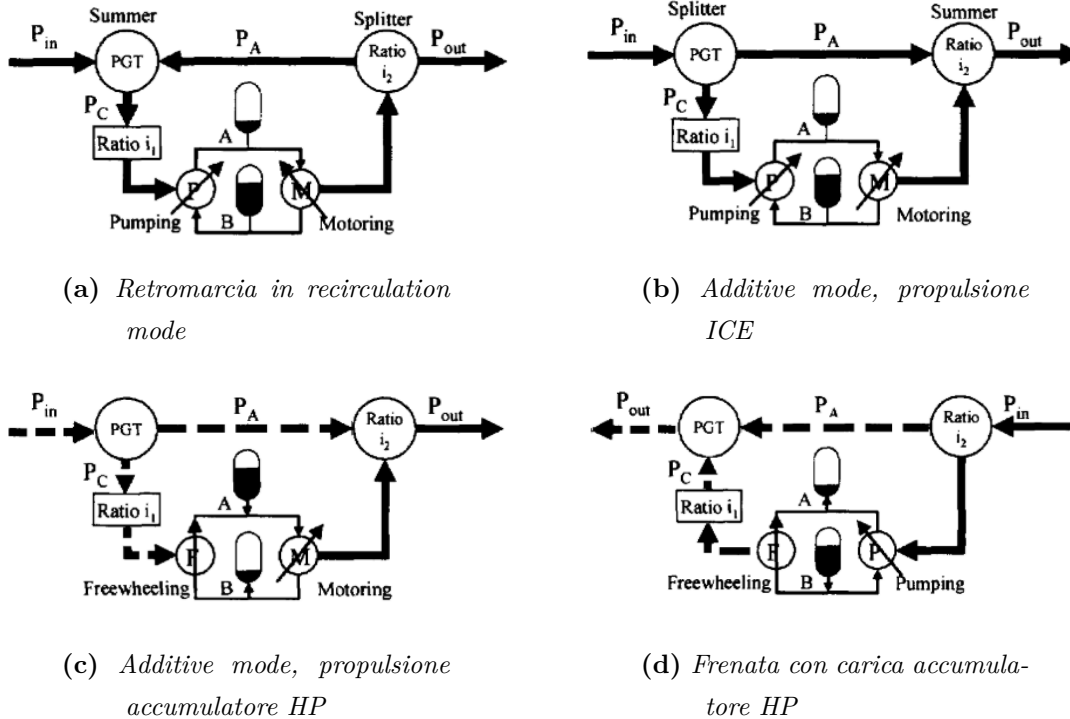
|           | Valore calcolato      | Valore reale        |
|-----------|-----------------------|---------------------|
| $i_d$     | 1.5                   | 1.5                 |
| $i_0$     | -2.127                | -2.127              |
| $i_1$     | -4.908                | -4.908              |
| $i_2$     | 3.537                 | 3.537               |
| $V_1$     | 99.8 cm <sup>3</sup>  | 125 cm <sup>3</sup> |
| $V_2$     | 342.1 cm <sup>3</sup> | 355 cm <sup>3</sup> |
| $V_{aus}$ | 20 cm <sup>3</sup>    | 23 cm <sup>3</sup>  |
| $i_r$     | 9.8                   | 9.8                 |

**Tabella 4.5:** Valori risultanti dal dimensionamento della OC

I regimi massimi delle macchine idrauliche sono stati fissati a 3000 rev/min per l'unità primaria di medie dimensioni e 2500 rev/min per la secondaria di dimensioni maggiori. Dal dimensionamento risulta infatti che  $V_2$  assume valori elevati, ciò è dovuto all'elevata coppia che deve essere fornita alla partenza e all'ampio range di rapporto che deve coprire questa trasmissione. Una macchina idraulica di tale cilindrata può essere trovata a catalogo, tuttavia comporta un aggravio in termini di peso ed ingombro importante, motivo per cui su applicazioni di questo tipo è più conveniente optare per trasmissioni più complesse con cambi di velocità. Nonostante ciò, il dimensionamento è ancora accettabile e al fine di un confronto teorico è certamente valido.

Per quanto riguarda l'implementazione dell'ibridizzazione in serie, la trasmissione OC in linea teorica è particolarmente adatta. Il funzionamento in *additive mode* su buona parte del range, compresa la partenza, garantisce di sfruttare al meglio l'energia immagazzinata nell'accumulatore. Nella modalità ibrida, l'unità primaria viene mantenuta a cilindrata nulla, mentre si utilizza la secondaria controllata in coppia, per la frenata rigenerativa e la ripartenza. La macchina idraulica secondaria è connessa sempre e direttamente all'albero in uscita, prima del differenziale, questo consente di sfruttare la frenata rigenerativa in maniera

agevole su tutto il range di trasmissione (Figura 4.8). Tali affermazioni teoriche saranno in seguito validate dalle simulazioni nel Capitolo 6.



**Figura 4.8:** Modalità di funzionamento della trasmissione OC ibrida in serie, tratto dal brevetto di Ivantysynova et al. [40]

#### 4.4.2 Trasmissione Compound

Per il dimensionamento della trasmissione Compound si fissa la velocità di cambio, che corrisponde anche al primo FMP, a 40 km/h, mentre il secondo FMP è posto alla velocità massima di 85 km/h, per evitare il funzionamento nell'inefficiente *recirculation mode*. La configurazione utilizzata è quella illustrata in Figura 2.20, mentre i risultati del dimensionamento sono in Tabella 4.6.

La velocità limite delle unità idrauliche è stata ipotizzata a 3000 rev/min, per unità di medie dimensioni. Le cilindrata risultanti sono più contenute rispetto alla OC semplice e hanno valori più adatti al campo dell'idraulica mobile. La maggiore complessità della trasmissione permette quindi compattezza e presumibilmente una migliore efficienza.

Per come è concepito il sistema di recupero in serie, può essere utilizzato solamente quando la trasmissione si trova in prima marcia, ossia quando funziona

|           | Valore calcolato      | Valore reale         |
|-----------|-----------------------|----------------------|
| $i_d$     | 16                    | 1.5                  |
| $i_{01}$  | -1.729                | -1.729               |
| $i_{02}$  | -2.266                | -2.266               |
| $i_1$     | 1.299                 | 1.3                  |
| $i_2$     | -1.916                | -1.916               |
| $V_1$     | 112.3 cm <sup>3</sup> | 125 cm <sup>3</sup>  |
| $V_2$     | 134.2 cm <sup>3</sup> | 145 cm <sup>3</sup>  |
| $V_{aus}$ | 10 cm <sup>3</sup>    | 10.3 cm <sup>3</sup> |
| $i_r$     | 0.919                 | 0.919                |

**Tabella 4.6:** Valori risultanti dal dimensionamento della Compound

in *additive mode* similmente ad una OC semplice. Nel range della seconda marcia la trasmissione lavora in *recirculating mode*, è quindi poco efficiente sfruttare il fluido dall'accumulatore ed inoltre l'unità secondaria non può essere utilizzata nella frenata rigenerativa poiché la sua velocità aumenta al decrescere di quella del veicolo.

#### 4.4.3 Trasmissione IC

Per la trasmissione IC si pone il FMP a 30 km/h, velocità che corrisponde a circa 1/3 di quella massima e vicina alla media delle percorrenze urbane. Si consideri il layout presentato in Figura 2.14, con l'ICE connesso al *sun* dell'epicicloidale, l'unità secondaria al *ring* e l'albero in uscita al *carrier*. Come regimi massimi delle unità idrauliche sono stati ipotizzati 3000 rev/min per l'unità primaria e 2500 rev/min per la secondaria. In Tabella 4.7 sono presentati i risultati del dimensionamento.

Per quanto concerne questa applicazione si nota che nella IC semplice le unità idrauliche sono più compatte del caso OC. Non è possibile da questo trarre considerazioni generiche, poiché non si tratta di dimensionamenti ottimizzati.

Riguardo all'ibridizzazione idraulica è certamente implementabile una architettura parallela, mentre una soluzione seriale presenta maggiori complessità. Innanzitutto nessuna unità idraulica è connessa direttamente all'albero output, questo rende più difficile effettuare e controllare la frenata rigenerativa su tutto il range di trasmissione. In linea teorica è possibile farlo vincolando alcuni

|           | Valore calcolato      | Valore reale        |
|-----------|-----------------------|---------------------|
| $i_d$     | 2.6                   | 2.6                 |
| $i_0$     | -2.006                | -2                  |
| $i_1$     | 2.308                 | 2.308               |
| $i_2$     | 2.105                 | 2.105               |
| $V_1$     | 100.6 cm <sup>3</sup> | 125 cm <sup>3</sup> |
| $V_2$     | 221.4 cm <sup>3</sup> | 250 cm <sup>3</sup> |
| $V_{aus}$ | 20 cm <sup>3</sup>    | 23 cm <sup>3</sup>  |
| $i_r$     | 5.65                  | 5.65                |

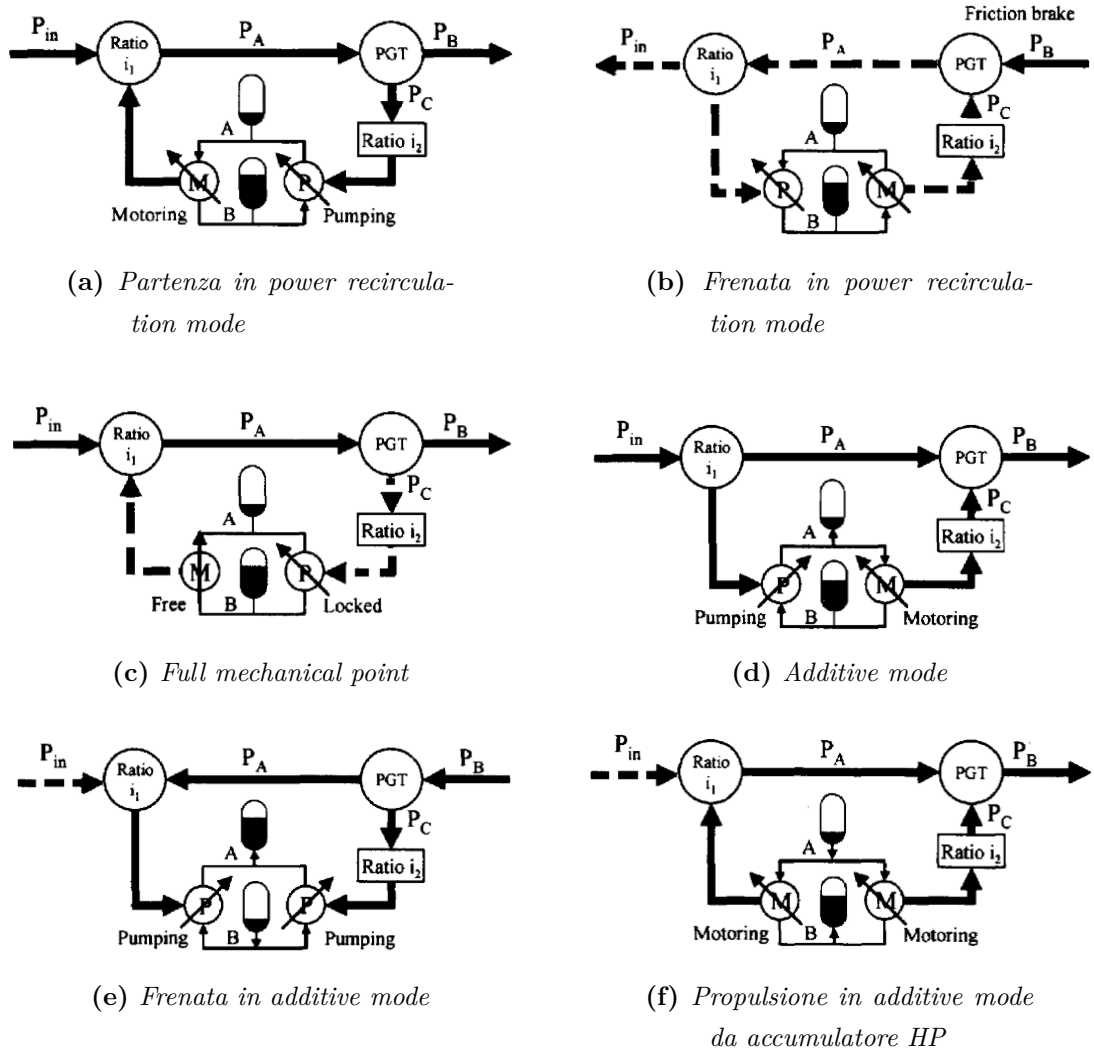
**Tabella 4.7:** Valori risultanti dal dimensionamento della IC

rotismi, in maniera da avere un collegamento diretto tra macchina idraulica e ruote, tuttavia tale soluzione richiede uno studio accurato. Occorre considerare anche che sfruttare il fluido pressurizzato alla ripartenza in *recirculation mode* è piuttosto inefficiente, gran parte della potenza idraulica sarebbe dispersa nel ricircolo. Per evitare questo problema l'accumulatore deve essere connesso solo durante la propulsione in *additive mode*, ossia quando il veicolo ha già superato il FMP. Lo studio di questi temi è stato effettuato anche nel brevetto di Ivantysynova et al. [40], che infatti non prevede l'utilizzo degli accumulatori durante il funzionamento in *recirculation mode* (Figura 4.9)

L'ibridizzazione seriale di una trasmissione IC presenta quindi numerose problematiche, perdendo così il vantaggio di semplicità progettuale e realizzativa del caso OC e Compound. Per questo motivo non sarà realizzato un modello IC ibrido seriale, ma solo parallelo.

#### 4.4.4 Trasmissione IC dual-stage

Nella trasmissione IC dual-stage occorre scegliere tre parametri critici nel dimensionamento: si fissano quindi il FMP1 a 20 km/h, la velocità di cambio a 40 km/h e il secondo FMP a 80 km/h. In questo modo sono rispettate tutte le condizioni elencate nella Sezione 2.7.2, che permettono quindi di variare il rapporto di trasmissione con la sola parzializzazione dell'unità primaria, facendo operare la secondaria sempre in condizioni ottimali a piena apertura. É ipotizzato un regime di rotazione massimo per le macchine idrauliche pari a 3000 rev/min. I risultati del dimensionamento sono in Tabella 4.8.



**Figura 4.9:** Modalità di funzionamento della trasmissione IC ibrida in serie, tratto dal brevetto di Ivantysynova et al. [40]

Grazie al cambio marcia e al particolare rotismo dual stage, questa soluzione garantisce la maggiore compattezza delle unità idrauliche, inoltre la seconda lavorerà sempre a piena apertura. É quindi ragionevole supporre che tale trasmissione possa avere elevati valori di efficienza.

Per quanto concerne l'ibridizzazione idraulica, per la IC dual stage si possono trarre conclusioni molto simili alla trasmissione IC, per via della loro somiglianza, soprattutto prima del cambio marcia. L'architettura parallela può essere facilmente implementata, mentre la seriale comporta numerose complicazione, sempre legate alla mancanza di una unità idraulica connessa direttamente all'albero output e al funzionamento in *power recirculation mode* alla partenza e su gran

|           | Valore calcolato      | Valore reale       |
|-----------|-----------------------|--------------------|
| $i_d$     | 5.863                 | 5.863              |
| $i_{01}$  | -1                    | -1                 |
| $i_{02}$  | -3                    | -3                 |
| $i_1$     | 0.433                 | 0.433              |
| $i_2$     | 0.433                 | 0.433              |
| $V_1$     | 67.1 cm <sup>3</sup>  | 90 cm <sup>3</sup> |
| $V_2$     | 103.2 cm <sup>3</sup> | 90 cm <sup>3</sup> |
| $V_{aus}$ | 16 cm <sup>3</sup>    | 16 cm <sup>3</sup> |
| $i_r$     | 2.5                   | 2.5                |

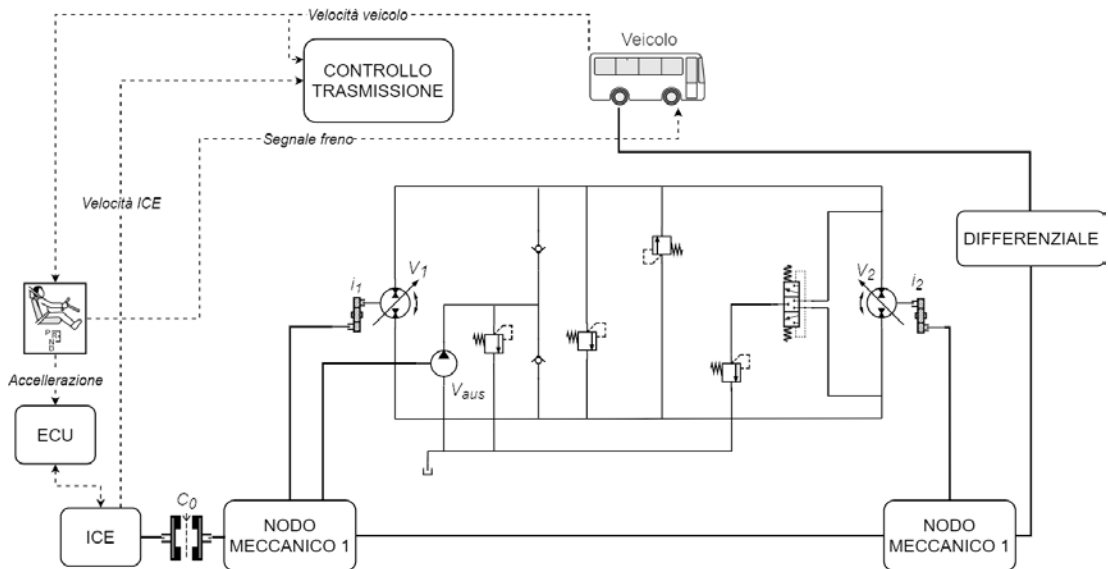
**Tabella 4.8:** *Valori risultanti dal dimensionamento della IC dual stage*

parte del range del rapporto di riduzione. Anche in questo caso perciò non sarà realizzata una IC dual stage ibrida seriale, ma solo la versione base e la ibrida parallela.

## Capitolo 5

# Modellazione AMESim

Le trasmissioni idromeccaniche e le diverse architetture ibride sono state modellate tramite l'utilizzo del software Simcenter AMESim. In questo capitolo saranno descritti i principali *submodels* utilizzati per simulare i componenti delle trasmissioni e le diverse strategie di controllo applicate per gestire il corretto funzionamento dei sistemi descritti nel capitolo precedente. In Figura 5.1 è riportato il modello completo del veicolo, i cui specifici componenti saranno approfonditi in seguito. Alcuni modelli AMESim specifici delle trasmissioni si possono invece trovare nell'appendice A.



**Figura 5.1:** Schema generico completo del modello AMESim

## 5.1 Modello trasmissione

Il modello della trasmissione idromeccanica comprende tutti i componenti descritti nei capitoli precedenti. Nel circuito oleodinamico sono presenti le unità idrauliche reversibili, la pompa ausiliaria, le valvole di massima e la valvola di flussaggio. I rotismi meccanici sono stati modellizzati con efficienza costante. I principali parametri dei componenti della trasmissione sono riportati in Tabella 5.1 e sono stati mantenuti invariati in tutti i modelli.

| Submodel                      | Parametro     | Valore     |
|-------------------------------|---------------|------------|
| Rotismi meccanici             | $\eta_m$      | 98 %       |
| Valvole di massima            | $p_{max}$     | 470 bar    |
| Valvola di massima ausiliaria | $p_{max,aus}$ | 50 bar     |
| Valvola di flussaggio         | $Q_n$         | 100 L/ min |
| Valvola di flussaggio         | $\Delta p_n$  | 5 bar      |
| Pressione minima              | $p_{min}$     | 20 bar     |

**Tabella 5.1:** *Principali parametri della trasmissione idromeccanica nel modello AMESim*

La presenza della frizione  $C_0$ , posta tra il motore e l'input dell'idromeccanica, consente di disaccoppiare l'ICE dalla trasmissione durante le soste prolungate, per evitare l'assorbimento energetico che avviene a veicolo fermo, dovuto alle perdite delle unità e al funzionamento del circuito ausiliario.

### 5.1.1 Modellazione macchine idrauliche

La corretta modellazione delle macchine idrauliche ha un peso fondamentale nella bontà della simulazione finale. Per questo motivo non si può trascurare l'influenza dei rendimenti idromeccanico e volumetrico, dipendenti delle specifiche condizioni di funzionamento dell'unità.

Per tenere conto del comportamento dinamico, il modello include anche una massa inerziale rotante, con valori di inerzia e rigidità torsionale estratti dal catalogo della specifica macchina idraulica.

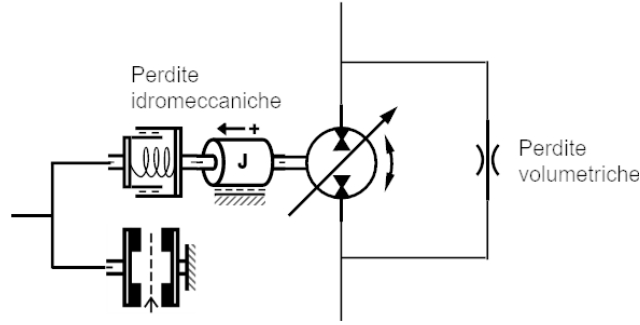


Figura 5.2: Modello pompa reale

### Macchina idraulica ideale

La pompa idraulica ideale eroga una portata di fluido pressurizzato dipendente esclusivamente dal regime di rotazione  $n$  e dalla cilindrata  $V$ , tenendo conto dell'eventuale parzializzazione  $\alpha$ .

$$Q_{id} = \alpha n V \quad (5.1)$$

La coppia all'albero necessaria è pari a:

$$M_{id} = \frac{\Delta p \cdot V}{2\pi} \quad (5.2)$$

Questi valori ideali sono nella realtà penalizzati dalla presenza delle perdite volumetriche e degli attriti idromeccanici.

### Rendimento volumetrico

Il rendimento volumetrico quantifica l'incidenza della portata di fuga  $Q_f$ , che viene elaborata dalla pompa, ma non genera portata utile:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_{id}} = 1 - \frac{Q_f}{Q_{id}} \quad (5.3)$$

La portata  $Q_f$  ha origine dalle perdite volumetriche dovute al trafilamento attraverso passaggi molto stretti nella geometria della pompa, possiamo perciò affermare che  $Q_f$  sia in regime di moto laminare. Vi è una dipendenza tra la portata di fuga e la differenza di pressione alle estremità, per questo si possono modellare le perdite volumetriche della pompa inserendo un orifizio equivalente che colleghi mandata e aspirazione. Se ne calcola poi il diametro usando l'equazione che lega la portata al salto di pressione, in un orifizio in parete sottile (equazione 5.4), in maniera tale da ottenere una portata di fuga coerente con

quanto riportato nelle curve a catalogo.

$$Q_f = C_{ef} A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4Q_f}{\pi C_{ef}}} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p}} \quad (5.4)$$

### Rendimento idromeccanico

Il rendimento idromeccanico è dato dal rapporto tra la coppia necessaria ad una pompa ideale e quella invece realmente richiesta per via di attriti di vario genere:

$$\eta_{hm} = \frac{M_{id}}{M} = \frac{M_{id}}{M_{id} + M_{att}} \quad (5.5)$$

Occorre quindi stimare e modellare la coppia dissipata. Utilizzando la teoria di Stribeck, l'attrito può essere approssimato da una funzione (equazione 5.6) in cui sono presenti diversi contributi: un termine di attrito costante  $M_0$ , un termine dipendente dall'attrito di primo distacco  $M_s$ , il contributo dato dall'attrito viscoso secondo la costante  $k_v$  e un attrito legato alla pressione dalla costante  $k_p$ .

$$M_{att} = M_0 + (M_s - M_0)e^{-\frac{h}{h_0}} + k_v n^{\alpha_n} + k_p \Delta p^{\alpha_p} \quad (5.6)$$

Possiamo introdurre alcune ipotesi semplificative considerando che il termine di attrito di primo distacco  $M_s$  è trascurabile ad alti giri e che  $\alpha_n \simeq \alpha_p \simeq 1$ . Risulta quindi:

$$M_{att} \simeq M_0 + k_v n + k_p \Delta p \quad (5.7)$$

Il coefficiente  $M_0$  di attrito costante può essere ricavato dalla potenza minima richiesta all'albero con pressione  $p \simeq 0$  per un dato numero di giri.

Il coefficiente di velocità  $k_v$ , legato all'attrito viscoso, si ricava a partire dalla potenza necessaria a parità di pressione, a due diversi regimi di rotazione, secondo la relazione:

$$k_v \simeq \frac{\frac{P_1}{\omega_1} - \frac{P_2}{\omega_2}}{\omega_1 - \omega_2} \cdot \frac{\pi}{30} \quad (5.8)$$

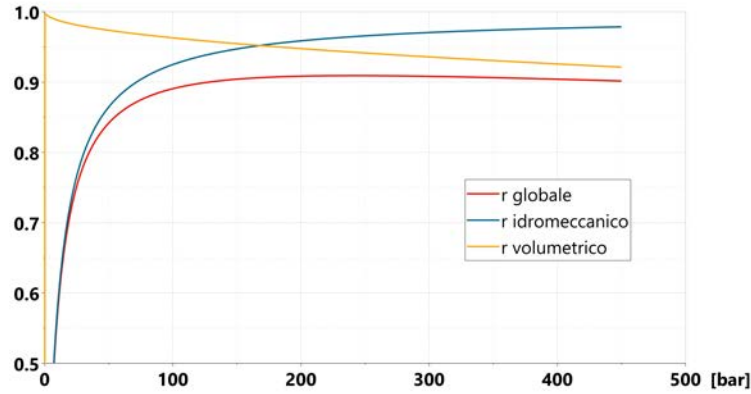
Il coefficiente di pressione lo si può ricavare dalla variazione della potenza al variare della pressione, ossia derivando l'espressione della potenza:

$$A = \frac{\partial P}{\partial \Delta p} = \frac{P_1 - P_2}{\Delta p_1 - \Delta p_2} = \omega \left( \frac{\alpha V}{2\pi} + k_p \right) \quad (5.9)$$

Da cui è possibile ricavare  $k_p$  con:

$$k_p = \frac{A}{\omega} - \frac{\alpha V}{2\pi} \quad (5.10)$$

La procedura ottimale per determinare le prestazioni delle macchine idrauliche sarebbe ovviamente la prova sperimentale. Nel caso non fosse possibile, le relazioni precedentemente esposte permettono di ottenere performance approssimate in maniera valida a partire dai dati reperibili sui cataloghi dei costruttori. Può comunque capitare che alcuni dei valori necessari non siano presenti, in tal caso è possibile determinare i coefficienti in maniera da ottenere, tramite simulazione, valori di rendimento delle unità idrauliche tipici di pompe a pistoncini assiali per circuito chiuso, cioè attorno al 90 %. In Figura 5.3 si illustra a titolo d'esempio il grafico dei rendimenti di una macchina reversibile da 90 cm<sup>3</sup> al variare del  $\Delta p$ .

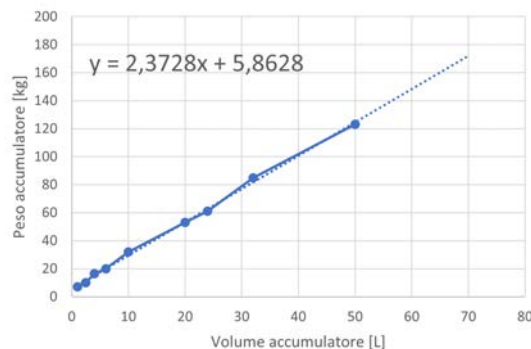


**Figura 5.3:** *Grafico rendimenti della macchina idraulica da 90 cm<sup>3</sup>*

### 5.1.2 Modello del sistema di accumulo

Il modello degli accumulatori comprende un gas che segue la legge delle trasformazioni adiabatiche (come visto nel Capitolo 3) ed un orifizio in parete sottile, la cui equazione determina la portata e le perdite di carico dei flussi in ingresso ed uscita. Per un risultato più affidabile occorre anche tenere conto della variazione di peso del powertrain data dal volume degli accumulatori. Nel modello la massa del veicolo viene incrementata di un valore ricavato dalla relazione in Figura 5.4, ottenuta tramite regressione lineare dai dati a catalogo di accumulatori con diverso volume  $V_0$ . Nel caso dei veicoli con ibridizzazione parallela è stata considerata anche la massa dell'unità idraulica reversibile aggiuntiva, pari a 37 kg.

Per il distributore 4/3 utilizzato nella architettura ibrida in serie e il 3/2 della parallela, sono state stimate delle perdite di carico nominali di  $\Delta p_n = 5$  bar ad una portata di  $Q = 100$  L/min.



**Figura 5.4:** *Relazione volume-peso degli accumulatori*

### 5.1.3 Modello carichi del veicolo

Per la simulazione dei carichi applicati al powertrain, si utilizza un modello di veicolo tridimensionale della libreria *IFP-drive* di AMESim. Il modello considera la resistenza aerodinamica e al rotolamento, la massa e le inerzie del veicolo.

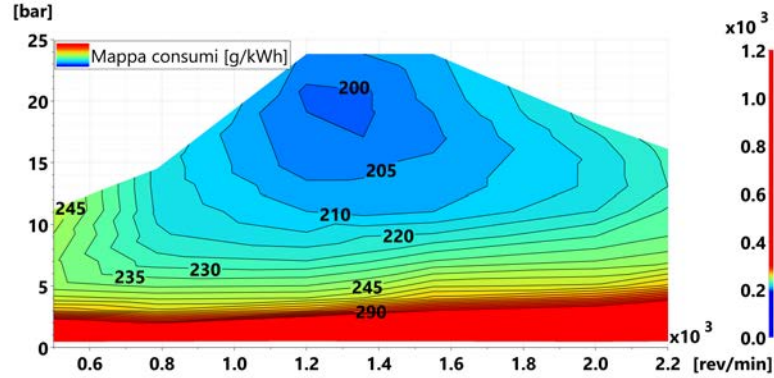
| Parametro          | Valore           |
|--------------------|------------------|
| Massa              | 15 000 kg        |
| Rolling resistance | 0.008            |
| $C_x$              | 1.18             |
| Area frontale      | 7 m <sup>2</sup> |

**Tabella 5.2:** *Parametri modello veicolo*

## 5.2 Modello ICE

Per la modellizzazione del motore a combustione interna si ricorre allo specifico submodel della libreria *IFP-drive*, settato con i parametri e le curve di coppia-potenza del CURSOR 9 EURO VI riportati nella Sezione 4.1. Questo modello permette di calcolare in maniera affidabile e veloce i consumi e le prestazioni dinamiche dell'ICE, erogando la coppia in funzione di giri e del segnale di accelerazione, secondo le curve inserite. Il modello tiene inoltre conto di fenomeni dinamici come il *turbo-lag* e delle inerzie delle masse in rotazione. Come ipotesi semplificativa si suppone che l'ICE lavori ad un regime termico costante di 90 °C, con condizioni ambientali esterne standard e non variabili. Si trascurano anche i fenomeni transitori durante l'avviamento del motore a freddo.

Nel calcolo dei consumi il modello utilizza una mappa in cui il rendimento è espresso in termini di consumo specifico in  $\text{g}/(\text{kW h})$ , in funzione di regime di rotazione e pressione media effettiva al freno ( $BMEP$ ). In Figura 5.5 è riportata



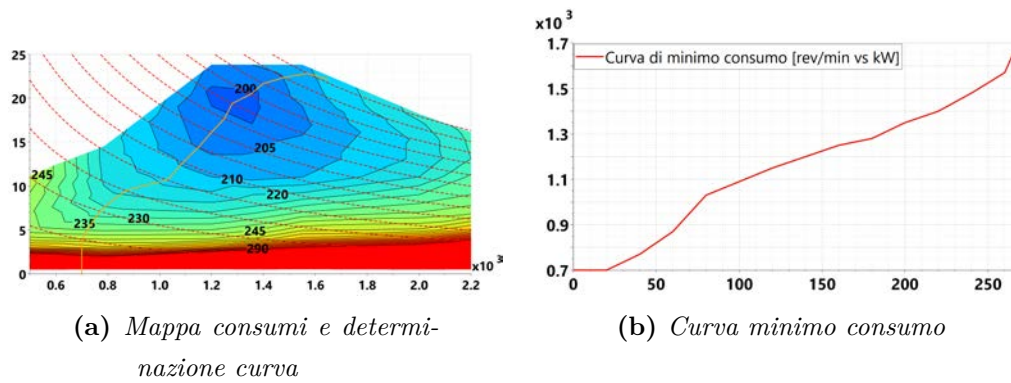
**Figura 5.5:** *Mappa del consumo specifico dell'ICE*

la mappa utilizzata in questo studio. Non essendo disponibile la mappa del CURSOR 9 e non essendo possibile effettuare prove sperimentali sul motore, si è utilizzata una mappa relativa ad un motore di minor cilindrata, che è stata scalata in similitudine. In questo modo, sebbene i risultati dei consumi non possano essere validi in senso assoluto, è stata ottenuta comunque una approssimazione più che sufficiente per effettuare lo studio comparativo a parità di ICE tra le varie tipologie di trasmissioni.

### 5.2.1 Curva minimo consumo

Uno dei maggiori punti di forza della trasmissione CVT è la possibilità di mantenere il motore a combustione nel suo regime ideale, grazie al disaccoppiamento tra la velocità dell'ICE e quella del veicolo. Occorre quindi stabilire il regime ottimale in base alla performance che si vuole ottenere. Nel nostro caso lo scopo è quello di ridurre i consumi, per cui si vuole trovare una strategia che determini il regime dell'ICE in funzione della potenza richiesta, minimizzando il consumo specifico di combustibile.

La curva di minimo consumo può essere determinata in maniera qualitativa tracciando sulla mappa di rendimento le curve di isopotenza del motore (curve tratteggiate in Figura 5.6). Su ogni curva si segna il punto di tangenza con la curva di isoconsumo più bassa. Dall'interpolazione di tali valori si ottiene la curva di minimo consumo (in arancione).



**Figura 5.6:** *Curva di minimo consumo dell'ICE*

Si noti che l'ottimizzazione dei consumi dell'ICE non è l'unica strategia possibile. Il grado di libertà fornito dalle CVT consente di ottimizzare diversi parametri, come per esempio specifiche emissioni nocive, efficienza globale del powertrain o performance dinamiche.

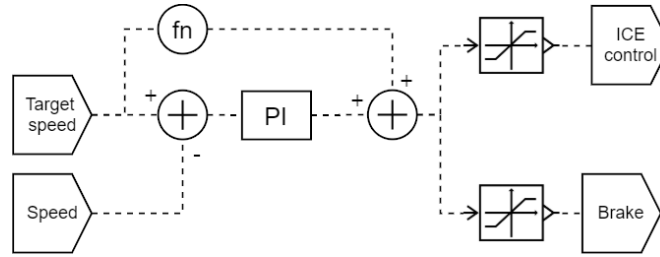
## 5.3 Sistema di controllo

Il sistema di controllo di una trasmissione idromeccanica ibrida è certamente più complesso rispetto ad una trasmissione meccanica standard. Infatti occorre gestire insieme diversi componenti per seguire il ciclo di lavoro richiesto, massimizzando efficienza e performance. Gli elementi di cui si compone il controllo sono un pilota, il controllo del motore, la gestione della trasmissione e delle macchine idrauliche e il controllo del sistema ibrido, dove presente.

### 5.3.1 Pilota

Affinché il veicolo segua la missione stradale, occorre dotarlo di un controllore che simuli la presenza di un pilota umano agendo su freno e acceleratore. Il pilota ha come input la velocità target del ciclo e si compone di due parti: una funzione *feed-forward* ed un controllore PI (Figura 5.7). La funzione *feed-forward* determina una stima della potenza richiesta al powertrain in base alla velocità, alle accelerazioni, alle forze inerziali e resistenti. Questo valore viene diviso per la potenza massima dell'ICE in accelerazione e per la potenza massima dell'impianto frenante in frenata. Al risultato si somma l'effetto di un controllore PI in retroazione, che elabora l'errore di velocità. Si ottiene in questo modo un segnale

che varia rapidamente in base alle variazioni della velocità target, ma anche molto robusto in presenza di disturbi esterni.

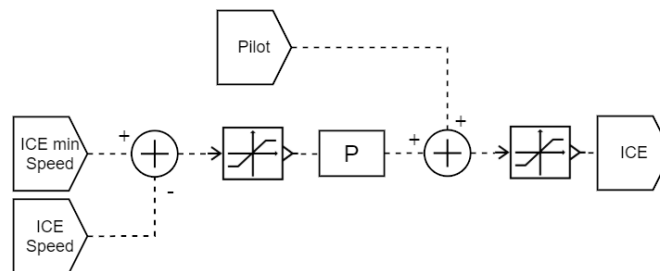


**Figura 5.7:** *Schema del controllore pilota*

In accelerazione il segnale positivo (compreso tra 0 e 1) viene fornito in input al controllo del motore, regolandone la coppia erogata. Il segnale negativo viene invece inviato all'impianto frenante, modulando la coppia esercitata dai freni.

### 5.3.2 Controllo motore a combustione

L'unità di controllo del motore (ECU) gestisce l'erogazione di coppia del motore variando la quantità di combustibile iniettato. In accelerazione viene utilizzato direttamente il segnale dal pilota, compreso tra 0 e 1. In frenata o durante le soste, quando dal pilota non è richiesta coppia al motore, occorre comunque impedire che esso si fermi, mantenendolo ad un regime minimo. Questa funzione è espletata da un controllore proporzionale, che interviene quando la velocità dell'ICE scende sotto il regime minimo di 700 rev/min. Un limitatore impedisce che venga superata la velocità massima di 2400 rev/min.



**Figura 5.8:** *Schema controllo dell'ICE*

All'output del motore a combustione un misuratore di coppia permette di calcolare la potenza erogata dal motore. Tale valore è utilizzato dal controllo della trasmissione per calcolare il regime di rotazione target dell'ICE. Si noti però che spesso il sensore di coppia non è integrato nei powertrain reali, per cui

il dato della potenza espressa dal motore in tempo reale non è disponibile alla centralina. Tuttavia la centralina dispone delle mappature del motore, per cui è possibile comunque stimare tale dato a partire dalla parzializzazione del carico imposta dal segnale di accelerazione e dalla velocità di rotazione

### 5.3.3 Controllo trasmissione

Il controllo della trasmissione si occupa di variare la parzializzazione delle unità idrauliche affinché sia garantito il rapporto di riduzione voluto, che permetta di mantenere il motore a combustione al regime ottimale e il veicolo alla velocità target. Il controllore (Figura 5.9) si compone di due parti: una funzione *feed-forward* e un PI in retroazione. Il ramo in *feed-forward* calcola la parzializzazione delle unità in base al rapporto di riduzione ottimale, dato dalla velocità target dell'ICE e dalla velocità dell'albero all'output prima del differenziale. Questa funzione è stata ricavata sottoponendo il veicolo ad una rampa di velocità molto dolce, senza alcun carico applicato, e registrando le parzializzazioni delle cilindrate al variare del rapporto di riduzione. Viene poi sommato il segnale di un controllore PI, che ha come input l'errore di velocità dell'ICE rispetto alla velocità target. Questo apporto permette di gestire le variazioni di velocità, di carico ed eventuali disturbi esterni: quando la velocità del veicolo si discosta dal target, il pilota invia un segnale di accelerazione al motore, che quindi fornisce maggiore coppia e tende ad aumentare il regime di rotazione rispetto al regime ottimale della curva di minimo consumo. Il PI rileva l'errore e corregge le parzializzazioni delle macchine idrauliche, riportando il motore al regime ottimo e contemporaneamente accelerando il veicolo. Il segnale del PI è limitato a valori bassi (circa  $\pm 0.3$ ), perciò le cilindrate variano nell'intorno della condizione ideale stabilita dalla funzione *feed-forward*. Questo evita che eccessive variazioni di carico portino le macchine idrauliche lontane dalla parzializzazione che garantisce il corretto rapporto e la massima accelerazione o decelerazione.

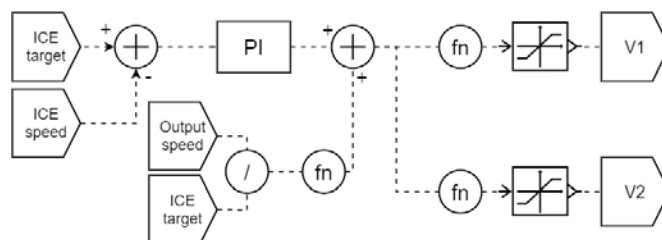


Figura 5.9: Schema controllo della trasmissione

La combinazione di funzione *feed-forward* ideale e controllore PI permette di avere un controllo molto robusto, capace di adeguarsi alle variazioni di carico e di velocità, portando le macchine idrauliche alla giusta parzializzazione in maniera rapida e mantenendo il funzionamento dell'ICE sempre nell'intorno della curva di minimo consumo.

### 5.3.4 Controllo sistema di recupero

La gestione del sistema di accumulo richiede un controllo piuttosto accurato, al fine di gestire il fluido in pressione in ingresso o uscita dagli accumulatori, in sinergia con il controllo della trasmissione standard e rispettando il ciclo target. Il controllore è strutturato in maniera differente a seconda che si tratti dell'architettura ibrida seriale o parallela.

#### Sistema parallelo

La coppia fornita dal sistema parallelo è modulata dalla parzializzazione della macchina reversibile, situata in un circuito oleodinamico indipendente. Si è deciso di controllare questa unità nella maniera più semplice possibile, ossia utilizzando direttamente i segnali provenienti dal pilota. In accelerazione, se l'accumulatore di alta si trova ad una pressione superiore alla minima, il segnale del pilota, compreso tra 0 e 1, viene inviato direttamente alla macchina idraulica, controllandone la parzializzazione. Se la coppia fornita dall'unità idraulica a piena apertura non è sufficiente il segnale diventa maggiore di 1, allora viene inviato anche all'ECU come richiesta di potenza all'ICE. Le due fonti, trovandosi su circuiti separati, possono lavorare in parallelo, finché non l'accumulatore non è scarico. Quando la pressione diventa inferiore alla  $p_{min}$  il sistema parallelo viene disconnesso dalla frizione e la potenza necessaria alla propulsione è fornita solo dall'ICE. Durante la frenata il principio di funzionamento del controllo è identico, per valori in output dal pilota compresi tra 0 e  $-1$  viene variata la parzializzazione della pompa reversibile, per valori inferiori a  $-1$  interviene anche l'impianto frenante tradizionale. Il sistema di accumulo viene disconnesso se si supera la pressione massima dell'accumulatore di alta.

Questa semplice strategia consente di sfruttare al massimo le capacità di recupero del sistema oleodinamico, facendolo lavorare parallelamente alla trasmissione idromeccanica, attribuendogli però priorità nell'erogazione della coppia in accelerazione e frenata.

### Sistema seriale

Nel sistema ibrido seriale gli accumulatori, quando connessi, condividono lo stesso circuito oleodinamico della trasmissione idromeccanica base. Questo comporta alcune complicazioni nel controllo, che deve essere molto preciso e robusto, per garantire il cambio di fonte di propulsione senza discontinuità troppo brusche.

In accelerazione, se l'accumulatore di alta è carico, viene connesso il sistema ibrido e l'unità secondaria viene controllata in coppia, variando la cilindrata in base all'accelerazione richiesta. Tale controllo è effettuato da un PI aggiuntivo, che elabora l'errore di velocità in maniera identica al controllore pilota. Quando l'accumulatore si scarica, viene disconnesso il sistema ibrido e la trasmissione torna ad essere controllata in base al rapporto. Si noti che lo stato di carica dell'accumulatore di alta pressione determina la coppia massima che tale sistema può fornire. Può avvenire quindi che questa non sia sufficiente a soddisfare i valori di accelerazione richiesti dal ciclo. In tal caso occorre abbandonare prematuramente la propulsione ibrida, per sfruttare la maggiore potenza dell'ICE. In questo controllo si è preferito però massimizzare il recupero idraulico e quindi il cambio di modalità avviene solo quando la pressione dell'accumulatore scende sotto la  $p_{min}$  e avviene perciò la scarica completa dell'accumulatore.

Durante la frenata il sistema di recupero viene connesso e l'unità secondaria è controllata in coppia dal pilota, in base alla decelerazione richiesta. La cilindrata massima della macchina idraulica è limitata dalla pressione minima del ramo di alta (che nella frenata diventa a bassa pressione), e dalla pressione massima del sistema di recupero. Qualora sia necessaria maggiore coppia frenante, in aggiunta a quella erogata dall'unità idraulica, interviene il sistema frenante tradizionale.

Quando al circuito sono connessi gli accumulatori, viene *bypassato* il controllo standard della trasmissione, il motore a combustione viene mantenuto al minimo regime, mentre l'unità idraulica primaria lavora a cilindrata nulla e la secondaria è controllata in coppia.

# Capitolo 6

## Analisi e confronto risultati

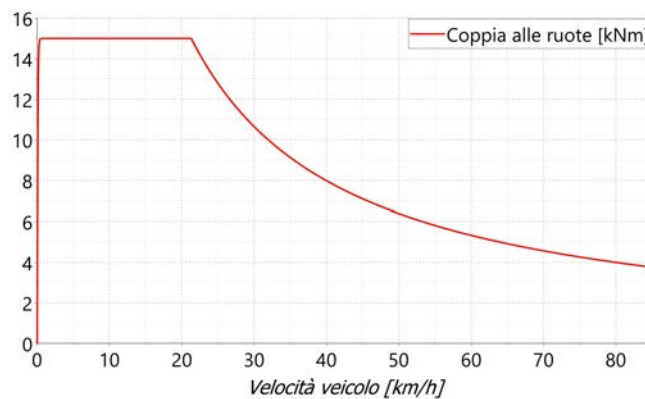
In questo capitolo saranno presentati ed analizzati i risultati delle simulazioni in AMESim, traendo considerazioni comparative sul funzionamento, prestazioni e problematiche delle trasmissioni e dei sistemi di recupero.

### 6.1 Test rendimenti trasmissioni

Come primo elemento per lo studio dei powertrain progettati si valutano le curve di rendimento idraulico e globale su tutto il range del rapporto di riduzione. Si sottopone il veicolo al carico massimo consentito dalla potenza del motore a combustione, limitato alle basse velocità dalla coppia massima di progetto della trasmissione, secondo la funzione:

$$F = \min \left( \frac{T_{max} \cdot \tanh(30v)}{r}, \frac{P_{ice} \cdot \eta}{|v| + 0.001} \right) \quad (6.1)$$

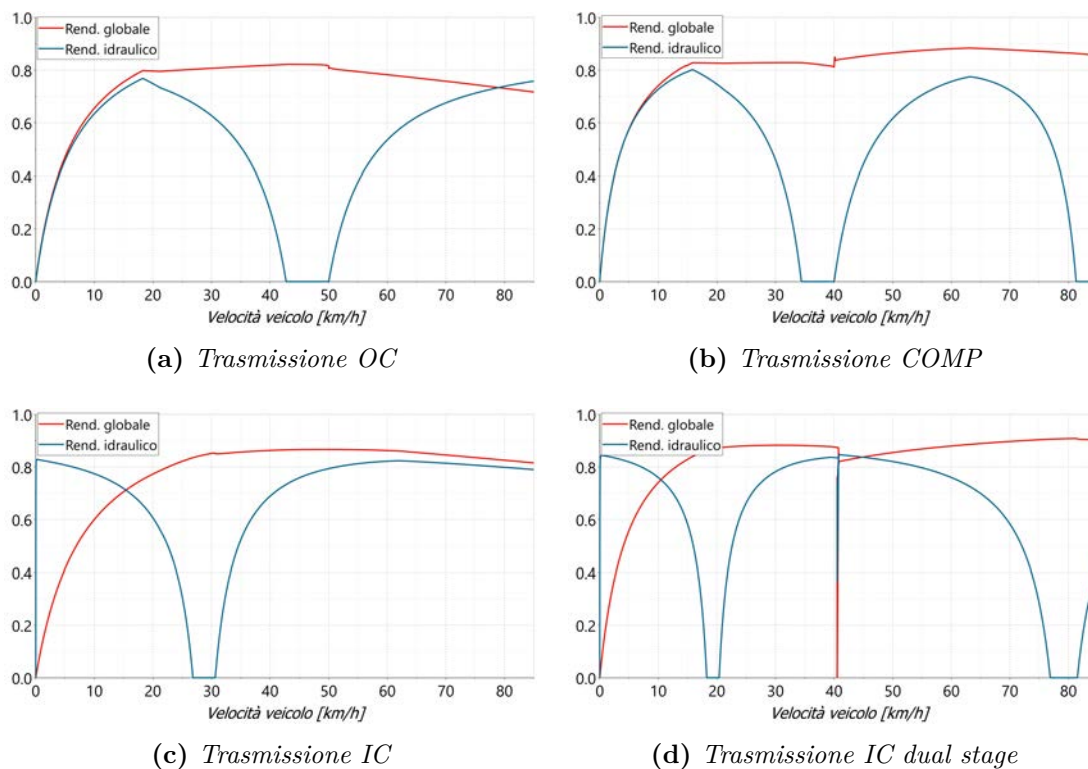
Il veicolo parte da fermo e segue una rampa di velocità dolce, fino a quella



**Figura 6.1:** *Curva di tractive-effort*

massima. L'ICE è mantenuto al regime costante ideale di 1300 rev/min, in questo modo velocità del veicolo e rapporto di riduzione sono direttamente proporzionali. Si ottiene così la curva di *tractive-effort* del powertrain (Figura 6.1) in cui è espressa la coppia massima erogata.

In questa condizione di carico è stato rilevato il rendimento del ramo idrostatico e il rendimento globale delle trasmissioni, al variare della velocità e quindi del rapporto di riduzione.



**Figura 6.2:** Curve di rendimento delle trasmissioni idromeccaniche

Osservando i grafici in Figura 6.2 si possono trarre alcune osservazioni riguardo ad ogni tipologia di trasmissione:

**OC** La trasmissione presenta un rendimento mediamente buono e costante, con un massimo alla velocità di FMP a 50 km/h. Superato tale valore l'efficienza decresce rapidamente a causa del funzionamento in *recirculation mode*.

**COMP** La Compound Coupled ha rendimento mediamente elevato e molto stabile sul range, un punto di massimo locale al primo FMP e valori che nella seconda marcia si avvicinano al 90 % perché la potenza è trasmessa prevalentemente dal ramo meccanico.

**IC** La IC ha valori mediamente buoni di efficienza nella seconda parte del range di riduzione dopo il FMP, infatti qui lavora in *additive mode*. Alla partenza e a basse velocità invece il rendimento è minore, per via della potenza che ricircola nel ramo idraulico.

**ICds** La trasmissione IC dual stage ha rendimento mediamente molto elevato. Un massimo locale a 20 km/h al primo FMP e un altro massimo al secondo FMP a 80 km/h, dove raggiunge quasi il 90 %.

Si nota che in tutti i FMP il rendimento del ramo idrostatico decresce fino ad azzerarsi, poiché le macchine idrauliche operano in condizioni sfavorevoli (basso carico, cilindrate pressoché nulle oppure basse velocità). Tuttavia ai FMP spesso corrispondono picchi di efficienza, dato che la quasi totalità della potenza è trasferita dal ramo meccanico. In linea generale si può anche osservare come le trasmissioni più complesse (COMP e ICds) abbiano rendimenti maggiori, per via delle unità idrauliche più compatte ed efficienti, del doppio FMP e dei cambi di marcia.

## 6.2 Ottimizzazione sistema di accumulo

Nel Capitolo 4 il sistema di accumulo era stato dimensionato in maniera preliminare approssimata, optando per due accumulatori con  $V_0 = 50$  L ed una pressione minima dell'accumulatore di alta pari a  $p_{min} = 144$  bar. Avendo ora a disposizione un modello della trasmissione ibrida, si vuole verificare la bontà di tale scelta, ed eventualmente correggere i parametri prima della simulazione su ciclo stradale. Data la complessità e l'elevato numero di modelli trattati, le procedure di ottimizzazione risulterebbero molto dispendiose in termini di potenza di calcolo e tempo. Per questo motivo tale studio sarà svolto solamente su un modello ibrido seriale OC semplificato con ICE a regime medio costante di 1300 rev/min, sulla prima metà del ciclo stradale Manhattan specifico per autobus. Le procedure illustrate sono però valide per tutti gli altri modelli ed è ragionevole supporre che i risultati possano essere qualitativamente simili, dato che il sistema di controllo e l'architettura utilizzata presentano importanti somiglianze.

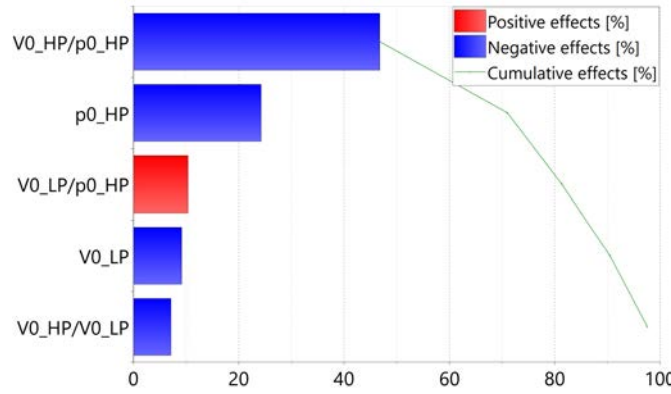
### 6.2.1 Studio preliminare

I parametri che in una trasmissione idromeccanica ibrida possono influenzare le prestazioni sono davvero molto numerosi: comprendono infatti la scelta dell'architettura, i rapporti tra i rotismi meccanici, il dimensionamento delle macchine idrauliche e di tutti i valori del circuito, a cui devono essere aggiunti i parametri del sistema di recupero. La necessità di una procedura di ottimizzazione estesa a tutte le variabili di progetto, può essere di spunto per un futuro studio specifico, ma non è lo scopo di questo lavoro. Si limita quindi l'ottimizzazione ai parametri del sistema ibrido per una architettura prestabilita, cioè: il volume dei due accumulatori e le pressioni di precarica. Il primo step per un'ottimizzazione efficiente è l'analisi di sensitività sui parametri, per capire quali effettivamente comportino una variazione del consumo non trascurabile, in maniera da guidare gli step successivi concentrando le risorse di calcolo. Questo studio preliminare viene effettuato con metodologie di *design of experiment* (DOE), *central composite*: la simulazione viene ripetuta più volte variando i parametri e registrando il risultato il termini di energia richiesta al motore. In Tabella 6.1 è riportata la matrice dei parametri.

| Parametro      | LL level | L level | Center | H level | HH level |
|----------------|----------|---------|--------|---------|----------|
| $V_0$ HP [L]   | 30       | 40      | 50     | 80      | 100      |
| $V_0$ LP [L]   | 30       | 40      | 50     | 80      | 100      |
| $p_0$ HP [bar] | 125      | 150     | 200    | 230     | 250      |

**Tabella 6.1:** *Matrice parametri DOE central composite*

In Figura 6.3 è illustrato il diagramma di pareto risultante, che mostra quali sono i fattori che condizionano maggiormente l'efficienza della trasmissione. Pare subito evidente che oltre il 70 % della diminuzione del consumo energetico è dato dal rapporto tra  $V_0$  e  $p_0$  e il valore di  $p_0$  dell'accumulatore di alta pressione. Questo è attribuibile al fatto che tali parametri sono direttamente collegati all'energia recuperabile durante la frenata, funzione appunto del volume e della pressione del fluido nell'accumulatore: tanto sarà maggiore il volume e la pressione del fluido immagazzinato, tanto maggiore sarà l'incidenza della frenata rigenerativa sull'efficienza. Le variabili che comprendono il volume dell'accumulatore di bassa pressione hanno un effetto minore, in particolare il rapporto tra i volumi degli accumulatori contribuisce per meno del 10 %. Questo indica che nell'ottimizzazione



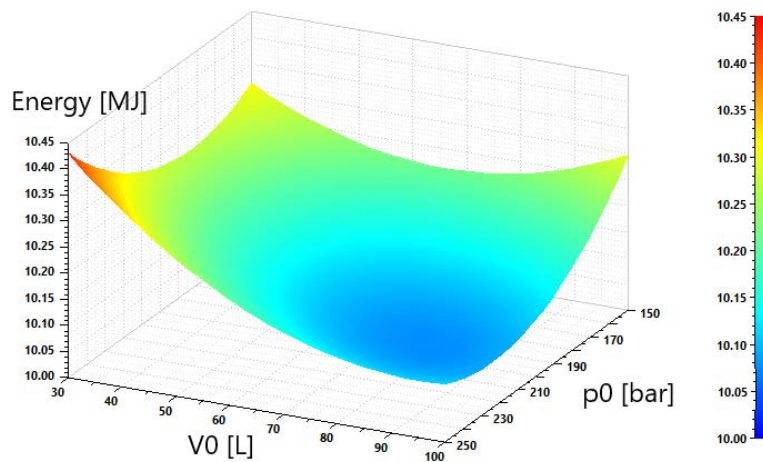
**Figura 6.3:** *Diagramma di pareto della sensitività dei parametri sul consumo energetico della trasmissione*

successiva è possibile semplificare il modello diminuendo il numero di variabili, ponendo uguali i volumi dei due accumulatori.

### 6.2.2 Ottimizzazione parametri

Avendo individuato i due parametri principali ed i loro limiti, si può procedere con l'ottimizzazione. Il valore di energia consumata dalla trasmissione in funzione di  $V_0$  e  $p_0$  è illustrato in Figura 6.4. Si nota come vi sia una zona di minimo per valori elevati di pressione e volume, in linea con quanto osservato in precedenza. Tuttavia la zona di minimo si presenta abbastanza estesa e non ci sono pendenze elevate che denotino una importante diminuzione dei consumi. Si può spiegare questo andamento tenendo conto del fatto che, con l'aumento del volume e della pressione  $p_0$ , da una parte cresce l'energia che si può immagazzinare, dall'altra diminuisce l'efficienza delle unità idrauliche e aumenta linearmente la massa del powertrain. Quindi il consumo energetico non decresce in maniera monotona per valori di  $V_0$  e  $p_0$  troppo elevati.

Si applica ora un algoritmo NLPQL, metodo iterativo per problemi non lineari, basato sulla ricerca del minimo tramite gradiente. Il punto di minimo risultante ha un consumo energetico di  $E = 10.108 \text{ MJ}$  ed è situato in  $V_0 = 94.5 \text{ L}$  e  $p_0 = 208 \text{ bar}$ . Vincolando invece la dimensione degli accumulatori ai  $50 \text{ L}$  calcolati in precedenza, l'ottimo si trova per una pressione  $p_0 = 197.7 \text{ bar}$  ed è pari a  $E = 10.158 \text{ MJ}$ . Si noti che valori di consumo minimo ottenuti sono molto simili, segno del fatto che anche il dimensionamento preliminare degli accumulatori rientrava già nella zona di minimo evidenziata nel grafico. Non c'è dunque un vantaggio tale da giustificare l'utilizzo di accumulatori di volume maggiore di quelli da  $50 \text{ L}$ .



**Figura 6.4:** *Response surface dell'energia consumata dalla trasmissione al variare di  $V_0$  e  $p_0$*

stabiliti in precedenza. Le pressioni di precarica saranno fissate a  $p_0 = 200$  bar per l'accumulatore di alta e  $p_0 = 5$  bar per quello di bassa.

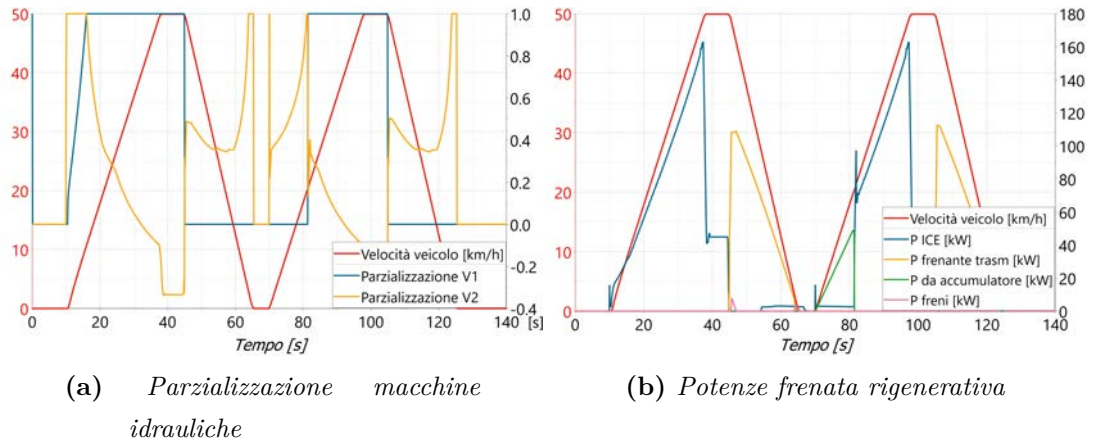
## 6.3 Test funzionamento sistemi ibridi

Si vuole ora verificare il corretto funzionamento dei sistemi ibridi paralleli e in serie, controllando che la frenata rigenerativa ed il riutilizzo dell'energia avvengano secondo le strategie previste. Si sottopone quindi il veicolo ad un profilo di velocità trapezoidale ideale, con velocità massima 50 km/h, accelerazione costante a  $0.5 \text{ m/s}^2$  e decelerazione a  $0.7 \text{ m/s}^2$ . A titolo di esempio saranno esposti i dati delle varianti ibride della trasmissione OC.

### 6.3.1 Ibrido in serie

In Figura 6.5 sono riportati alcuni parametri fondamentali per comprendere il funzionamento del sistema ibrido in serie: l'andamento delle cilindrata e alcuni valori di potenza. Esaminando i grafici si possono fare alcune osservazioni:

- Durante la prima accelerazione l'accumulatore è scarico e quindi non è connesso al circuito. Tutta la potenza viene fornita dall'ICE e le cilindrata delle unità seguono l'andamento tipico del controllo in base al rapporto in una OC (prima viene aperta  $V_1$  e in seguito parzializzata  $V_2$ , vedi Sezione 2.6.1)

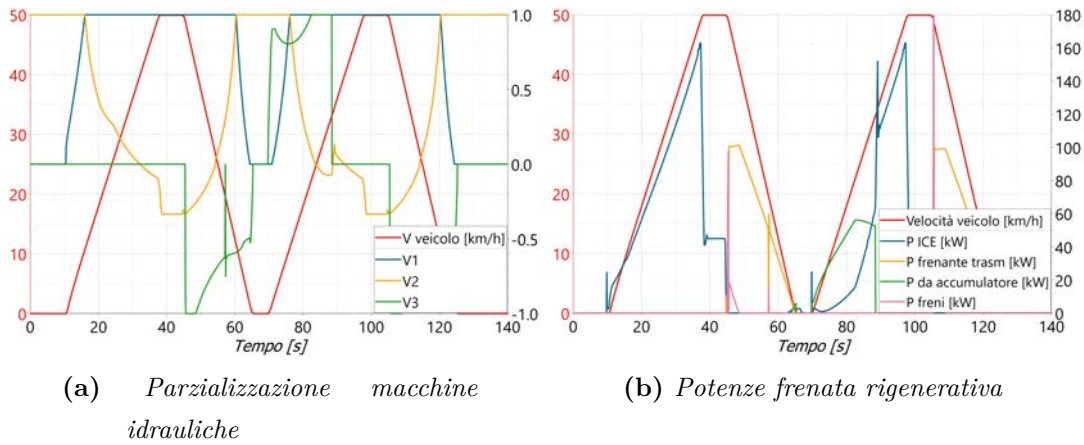


**Figura 6.5:** *Grafici funzionamento S-OC*

- Durante la decelerazione avviene la frenata rigenerativa, la quasi totalità della coppia frenante è erogata da  $V_2$  che pompa fluido pressurizzato nell'accumulatore connesso al circuito.  $V_2$  è quindi controllata in coppia, mentre  $V_1$  è mantenuta a cilindrata nulla.
- Si ha un minimo intervento correttivo dei freni meccanici solo nella fase iniziale della frenata, compensando il leggero ritardo nell'azione di  $V_2$ , e nel finale della frenata, quando la velocità di  $V_2$  è troppo bassa per garantire la potenza frenante necessaria.
- Alla seconda partenza l'accumulatore è carico, per cui viene connesso al circuito e fornisce l'energia necessaria alla prima parte dell'accelerazione. Si nota infatti che la potenza fornita dal motore è quasi nulla fino a circa 20 km/h e  $V_1$  rimane a cilindrata nulla.  $V_2$  è controllata in coppia, e dato che la richiesta è costante, aumenta la sua apertura al diminuire della pressione dell'accumulatore.
- Quando è scarico l'accumulatore viene disconnesso dal circuito e la trasmissione torna ad essere controllata in base al rapporto, con l'ICE come fonte energetica per la propulsione.

Si può affermare che il sistema ibrido seriale funziona correttamente, l'energia recuperata durante la frenata permette la ripartenza idraulica, senza utilizzare l'ICE finché l'accumulatore non è scarico, diminuendo così il consumo di combustibile. Conclusioni simili si possono trarre per la trasmissione S-COMP.

### 6.3.2 Ibrido parallelo



**Figura 6.6:** Grafici funzionamento P-OC

Analizzando i parametri funzionali della trasmissione P-OC in Figura 6.6 si osserva che:

- L'andamento delle parzializzazioni delle macchine idrauliche principali durante tutto il ciclo è quello tipico del controllo in base al rapporto, segno del fatto che il sistema ibrido affianca il sistema di propulsione ICE-idromeccanica, senza modificarne il funzionamento.
- Durante la decelerazione la potenza frenante è fornita prevalentemente dalla macchina idraulica  $V_3$  che, lavorando da pompa con cilindrata invertita, carica l'accumulatore.
- Si ha un intervento correttivo del freno meccanico quando la coppia frenante fornita da  $V_3$  non è sufficiente al rispetto del ciclo. Tale situazione si verifica in maniera piuttosto limitata per il fatto che questo ciclo è ideale, con un valore di decelerazione costante pari a quello utilizzato nel dimensionamento del sistema di recupero.
- Alla ripartenza con accumulatore carico, le due fonti energetiche sono sfruttate simultaneamente. La propulsione idraulica ha precedenza e fino alla scarica dell'accumulatore si utilizza la massima coppia che  $V_3$  può fornire a massima apertura, con l'ICE che eroga il resto. Terminata la riserva di fluido pressurizzato il sistema ibrido viene disaccoppiato e tutta la potenza è fornita dall'ICE.

Si è quindi verificato che la trasmissione ibrida parallela funziona correttamente: il sistema di recupero affianca l'idromeccanica immagazzinando energia durante la frenata e rilasciandola durante l'accelerazione, diminuendo la richiesta di potenza all'ICE e di conseguenza il consumo di combustibile. Il funzionamento delle altre architetture parallele è il medesimo.

Occorre tener presente che questa analisi dei parametri funzionali, fatta su un ciclo semplificato ideale, permette di avere una prima conferma del corretto comportamento delle trasmissioni e del sistema di controllo. Non si ottengono però risultati quantitativi simili ai valori di utilizzo reale, motivo per cui lo studio prosegue con simulazioni su cicli stradali.

## 6.4 Risultati cicli stradali

Ora che si è confermato il corretto funzionamento delle trasmissioni e dei rispettivi sistemi ibridi si può procedere con la simulazione su cicli stradali. Si consideri il fatto che tali cicli sono lunghi, articolati e complessi, per cui lo studio locale di parametri come le cilindrata e le potenze non è rappresentativo della performance globale del powertrain. Occorre perciò ricorrere a indici di valutazione sintetici.

| Trasmissione | Efficienza [%] | Consumi [g] | Errore velocità [km/h] |
|--------------|----------------|-------------|------------------------|
| OC           | 75.12          | 1450.9      | 0.180                  |
| S-OC         | 91.66          | 1253.8      | 0.498                  |
| P-OC         | 96.47          | 1176.3      | 0.084                  |
| COMP         | 77.80          | 1409.8      | 0.163                  |
| S-COMP       | 88.12          | 1275.5      | 0.723                  |
| P-COMP       | 96.89          | 1182.0      | 0.085                  |
| IC           | 68.18          | 1651.5      | 0.216                  |
| P-IC         | 83.33          | 1406.2      | 0.147                  |
| ICds         | 78.05          | 1446.2      | 0.175                  |
| P-ICSds      | 98.14          | 1205.2      | 0.103                  |

**Tabella 6.2:** *Risultati del ciclo Manhattan*

Nelle Tabelle 6.2 e 6.3 sono riportati in forma aggregata, per un confronto sinottico, i risultati in termini di efficienza totale sul ciclo della trasmissione, consumo di combustibile ed RMS (*root mean squared*) dell'errore di velocità del

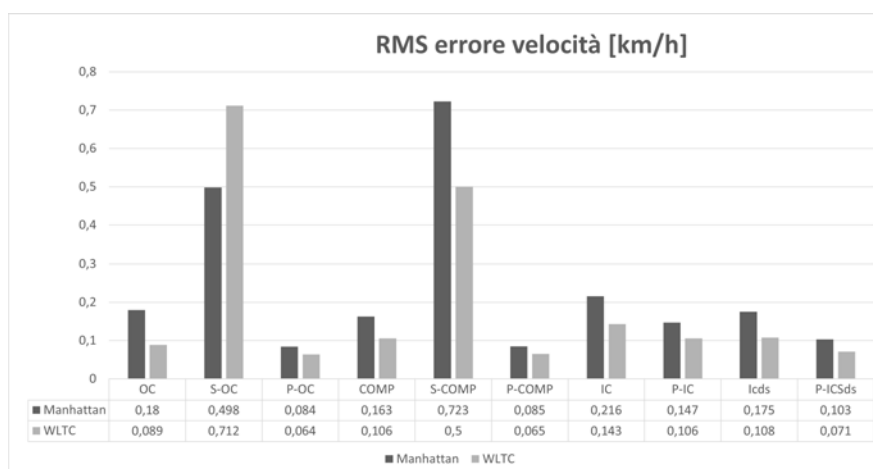
veicolo rispetto al target, sui cicli stradali Manhattan e WLTC. In seguito saranno fatte considerazioni più specifiche e dettagliate.

| Trasmissione | Efficienza [%] | Consumi [g] | Errore velocità [km/h] |
|--------------|----------------|-------------|------------------------|
| OC           | 77.29          | 2535.9      | 0.089                  |
| S-OC         | 86.32          | 2369.7      | 0.712                  |
| P-OC         | 88.24          | 2266.3      | 0.064                  |
| COMP         | 82.48          | 2415.7      | 0.106                  |
| S-COMP       | 85.50          | 2330.0      | 0.500                  |
| P-COMP       | 94.59          | 2143.1      | 0.065                  |
| IC           | 76.54          | 2640.2      | 0.143                  |
| P-IC         | 87.00          | 2370.2      | 0.106                  |
| ICds         | 83.81          | 2404.2      | 0.108                  |
| P-ICSds      | 94.51          | 2174.4      | 0.071                  |

**Tabella 6.3:** *Risultati del ciclo WLTC*

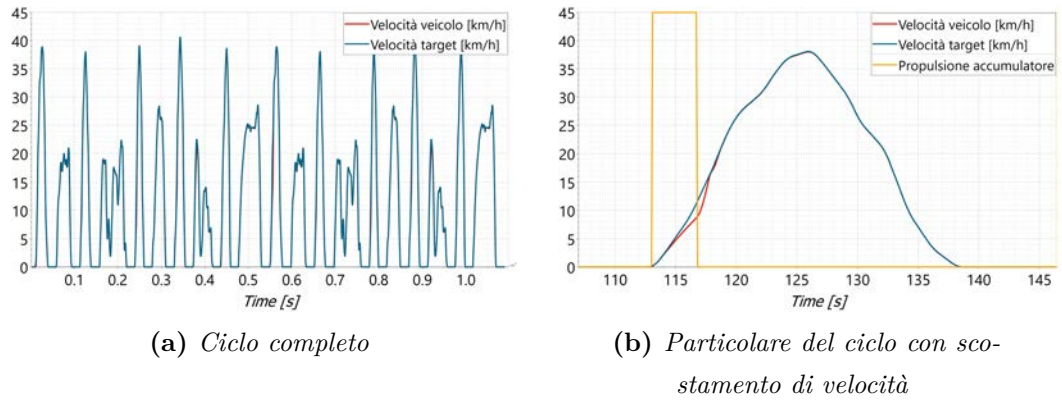
### 6.4.1 Rispetto del ciclo target

Per valutare il rispetto del ciclo dei differenti powertrain è stato utilizzato come parametro la RMS dell'errore di velocità in km/h. Si considerano quindi sia gli scostamenti in accelerazione, sia quelli in frenata. In Figura 6.7 sono riportati i valori rilevati.



**Figura 6.7:** *Confronto RMS errore di velocità*

Tutti i powertrain garantiscono un sufficiente livello di prestazioni e il ciclo target è sempre rispettato, infatti l'errore medio non supera mai gli 0.8 km/h. Tuttavia è evidente che le due trasmissioni ibride seriali abbiano ottenuto delle prestazioni inferiori alle altre. Questo è dovuto alla strategia di gestione che si è scelta, che privilegia il recupero di energia abbandonando la modalità ibrida solo alla scarica completa dell'accumulatore. Può succedere perciò che la pressione determinata dallo stato di carica dell'accumulatore non sia più sufficiente a garantire la coppia richiesta, determinando un ritardo sul ciclo, che viene poi recuperato quando si passa alla propulsione da ICE. In Figura 6.8 è raffigurata la velocità effettiva e quella target della S-OC nel *Manhattan bus cycle*, con il dettaglio di una accelerazione importante in cui si è verificato il fenomeno descritto.



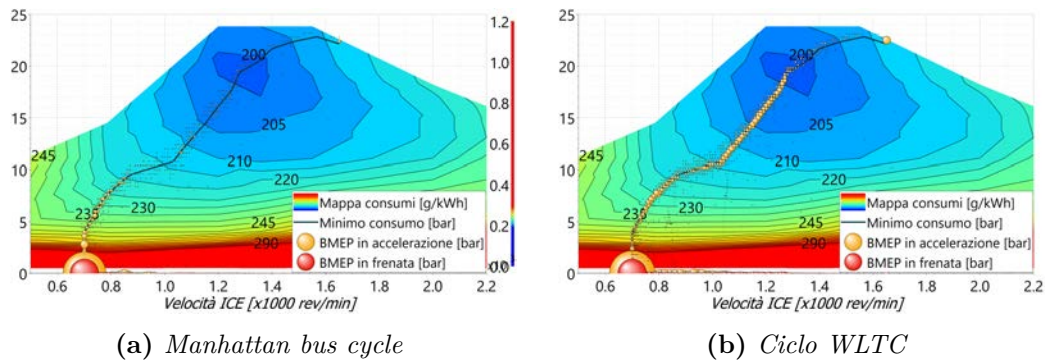
**Figura 6.8:** Velocità target ed effettiva della S-OC sul *Manhattan bus cycle*

Le architetture ibride parallele invece hanno prestazioni ottime, anche leggermente superiori alla versione base. Infatti la coppia fornita dal sistema di recupero si aggiunge in parallelo a quella fornita dall'ICE, permettendo un miglioramento delle prestazioni dinamiche del veicolo.

#### 6.4.2 Gestione motore a combustione

Il controllo della trasmissione idromeccanica è stato progettato per mantenere il motore a combustione nell'intorno del regime di minimo consumo. Per verificarne il corretto funzionamento occorre quindi valutare, almeno in maniera qualitativa, se l'ICE lavori al corretto regime, soprattutto nelle fasi di accelerazione, più dispendiose a livello energetico. A titolo di esempio sono riportate in Figura

6.9 le mappe dell'ICE della trasmissione OC ibrida seriale, nel ciclo Manhattan e WLTP. Si osserva che in entrambi i casi il motore, durante l'accelerazione,



**Figura 6.9:** *Funzionamento ICE durante i cicli stradali*

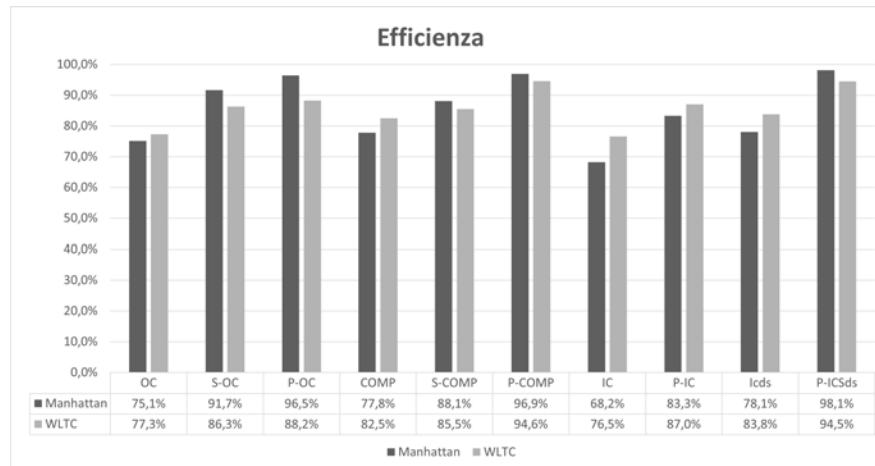
ha funzionato nell'intorno della curva di minimo, garantendo ottimi rendimenti. Durante le decelerazioni invece non è sempre stato possibile mantenerlo al regime minimo, perché si sarebbe usciti dal range di trasmissione di progetto, tuttavia in queste situazioni non si verificano particolari perdite, poiché la potenza espressa ha valori molto bassi. Il comportamento è simile in tutte le architetture, poiché il sistema di controllo è lo stesso.

Si può quindi affermare che il controllo della trasmissione lavora in maniera efficace, gestendo le parzializzazioni delle macchine idrauliche al fine di garantire il corretto rapporto di riduzione che mantiene l'ICE nell'intorno della curva di minimo consumo.

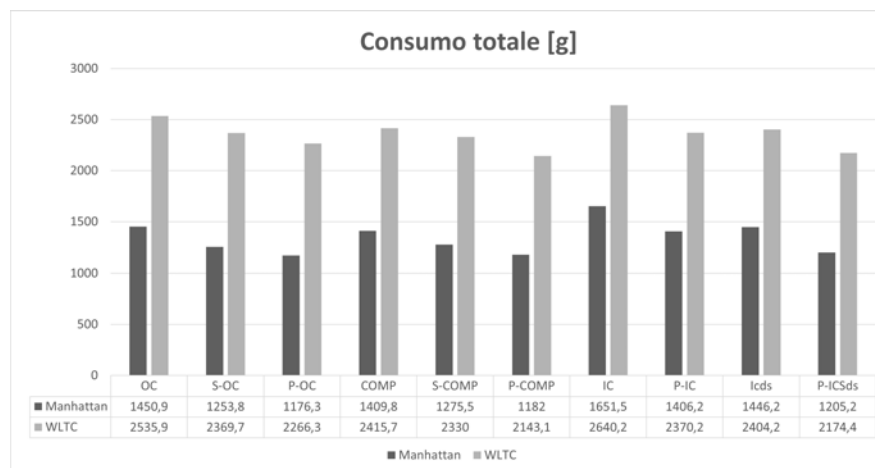
### 6.4.3 Efficienza e consumi

Avendo appurato che tutti i powertrain hanno avuto prestazioni simili e il controllo ha gestito correttamente trasmissione e motore a combustione in tutti gli scenari, si può ora valutare l'efficienza (Figura 6.10) e il consumo totale di combustibile (Figura 6.11) sui cicli stradali delle varie architetture. Dall'osservazione dei dati possono essere tratte alcune considerazioni:

- Nel *Manhattan bus cycle* i rendimenti sono molto simili per tutte le tipologie di trasmissioni standard e si attestano su valori attorno al 75 %, ad eccezione della IC, che ha un rendimento totale più basso pari al 68 %. Il ciclo infatti è urbano con frequenti soste e basse velocità, condizioni che fanno lavorare le trasmissioni in un range di rapporti con valori di efficienza molto simili, tranne che per la IC, che a basse velocità aveva rendimento inferiore.



**Figura 6.10:** Confronto efficienze globali delle trasmissioni su ciclo



**Figura 6.11:** Confronto consumi totali rilevati

- Nel ciclo WLTC vi è una parte a bassa velocità ed una ad alta, viene quindi sfruttato tutto il range di rapporti della trasmissione, mettendo maggiormente in evidenza le differenze di performance tra i layout standard. Le trasmissioni complesse (Compound e IC dual stage) hanno rendimenti totali sul ciclo migliori rispetto alle IC e OC semplici, differenza che si riflette direttamente sul consumo di combustibile.
- Il *Manhattan bus cycle* è un ciclo specifico per autobus urbani, con velocità basse e numerose soste e ripartenze. Per questo motivo permette di sfruttare maggiormente la frenata rigenerativa garantita dai sistemi ibridi. L'incremento del rendimento è molto marcato, con un conseguente risparmio notevole di combustibile rispetto alla versione standard. Ad esempio considerando il caso della OC, si ottiene un risparmio del 13,6 % per

la ibridizzazione seriale e del 18.9% nel caso della OC con ibridizzazione parallela.

- Il beneficio dei sistemi ibridi diventa meno marcato nel caso del ciclo WLTC, che ha più tratti con velocità costante e sostenuta ed è meno simile ad una percorrenza esclusivamente urbana.

## 6.5 Confronto prestazioni sistemi ibridi

Nelle Tabelle 6.4 e 6.5 sono messi in evidenza i benefici portati dai sistemi ibridi in termini di rendimento e risparmio di combustibile sui cicli stradali.

| Trasmissione | Incremento rend. [%] | Risparmio comb. [g] |
|--------------|----------------------|---------------------|
| S-OC         | 16.5%                | 197.10              |
| P-OC         | 21.4%                | 274.60              |
| S-COMP       | 10.3%                | 134.30              |
| P-COMP       | 19.1%                | 227.80              |
| P-IC         | 15.2%                | 245.30              |
| P-ICSds      | 20.1%                | 241.00              |

**Tabella 6.4:** *Incremento efficienza nel Manhattan bus cycle*

| Trasmissione | Incremento rend. [%] | Risparmio comb. [g] |
|--------------|----------------------|---------------------|
| S-OC         | 9.0%                 | 166.20              |
| P-OC         | 11.0%                | 269.60              |
| S-COMP       | 3.0%                 | 85.70               |
| P-COMP       | 12.1%                | 272.60              |
| P-IC         | 10.5%                | 270.00              |
| P-ICSds      | 10.7%                | 229.80              |

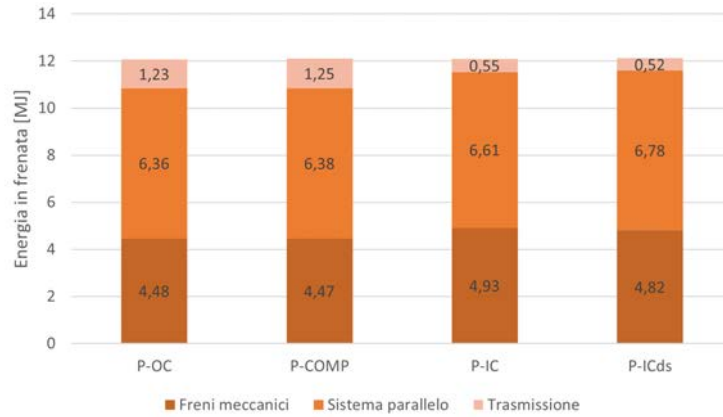
**Tabella 6.5:** *Incremento efficienza nel ciclo WLTC*

I dati confermano che il ciclo più significativo per la valutazione del funzionamento dei sistemi ibridi è il *Manhattan bus cycle*, su cui tutte le architetture ottengono un buon risparmio di combustibile. Quindi su questo ciclo saranno

quindi analizzate le prestazioni ed i rendimenti dei singoli componenti e dell'insieme, cercando di capire quali sono le perdite principali ed i fenomeni che si verificano.

### 6.5.1 Ibrido parallelo

Dai dati riportati in precedenza si osserva che l'ibridizzazione parallela porta a miglioramenti del rendimento molto simili (attorno al 20 % nel ciclo Manhattan) per tutte le tipologie di trasmissione. Si vuole ora analizzare nel dettaglio il funzionamento del sistema di recupero, scomponendo le energie totali elaborate in diverse parti del sistema, in maniera da avere una misura media dei rendimenti dei componenti ed individuare le fasi critiche che comportano le principali perdite.

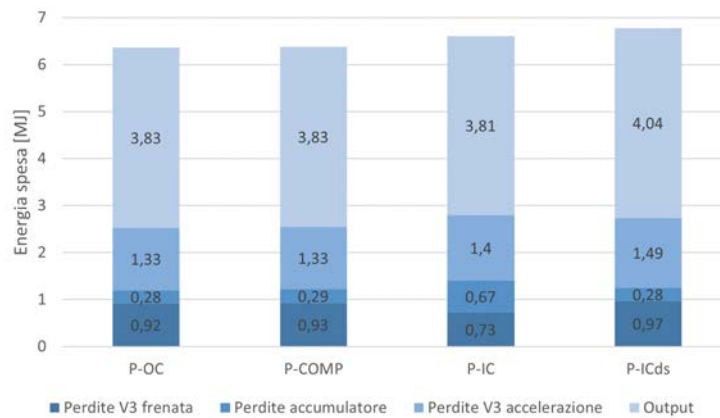


**Figura 6.12:** *Scomposizione energia frenante dei powertrain P-HHV*

In Figura 6.12 è sono illustrati i vari contributi all'energia necessaria a frenare il mezzo. Come era lecito aspettarsi, il valore totale dell'energia  $E_{tot} \simeq 12$  MJ è pressoché uguale per tutti i powertrain, trattandosi dello stesso ciclo effettuato dallo stesso mezzo. Si osserva anche che la suddivisione dei contributi è la medesima per tutte le soluzioni parallele, con il sistema di recupero che fornisce poco più del 50 % dell'energia e i freni meccanici che erogano il resto. Un piccolo contributo è dato anche dalla potenza frenante della trasmissione idromeccanica.

L'energia assorbita durante la frenata dal sistema di recupero, pari a  $E_{in} \simeq 6.5$  MJ, è la quota di frenata rigenerativa effettuata dal powertrain, viene quindi immagazzinata nell'accumulatore, per poi essere riutilizzata durante l'accelerazione. È evidente però che non tutta questa energia tornerà alle ruote, a causa delle perdite di vario tipo del sistema. Per identificarne l'incidenza si analizza l'e-

nergia elaborata in diversi tratti del circuito, valutando le differenze che indicano la presenza di perdite (Figura 6.13).



**Figura 6.13:** *Energia in ingresso al sistema di recupero P-HHV*

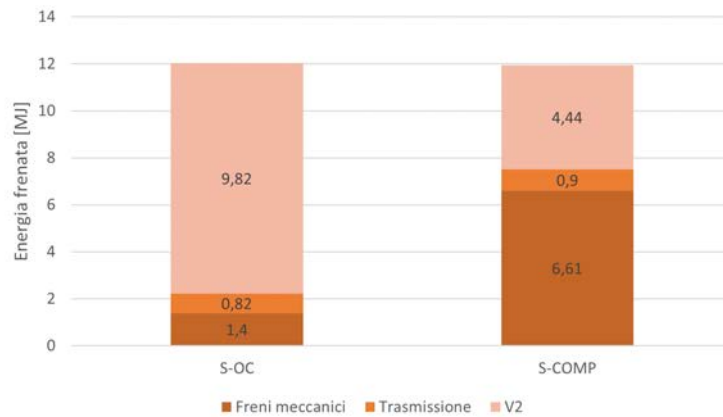
L'energia che viene restituita al powertrain è pari a circa il 60% di quella in input. Le perdite principali sono dovute al rendimento della macchina idraulica, mentre una piccola quota è dissipata dalle perdite di carico nell'orifizio dell'accumulatore.

In conclusione si può affermare che il rendimento della frenata rigenerativa ha un valore molto elevato, pari al 60%, mentre il rendimento, considerando il totale dell'energia della frenata, arriva a circa 31%. Tutte le trasmissioni con ibridizzazione parallela hanno ottenuto sempre valori simili, segno del fatto che, come affermato in precedenza, l'ibridizzazione parallela ha meno interazioni con il powertrain base: la sua progettazione e il suo funzionamento sono quasi indipendenti dalla trasmissione originale.

### 6.5.2 Ibrido seriale

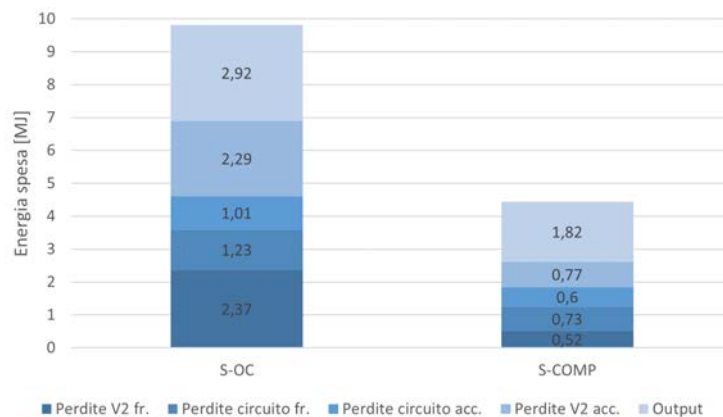
I dati nelle Tabelle 6.4 e 6.5 indicano che tra i due sistemi ibridi in serie progettati c'è una importante differenza nelle prestazioni: infatti la trasmissione OC ibrida ha un incremento del rendimento maggiore della Compound (rispettivamente 16.5% e 10.3% nel *Manhattan bus cycle*). Applicando la stessa procedura utilizzata per l'architettura ibrida parallela, si vuole ora approfondire il funzionamento delle versioni ibride in serie.

In Figura 6.14 è illustrata la scomposizione dei contributi all'energia per frenare il veicolo. Nella trasmissione S-OC più dell'80% dell'energia è fornita dalla macchina idraulica  $V_2$  durante la carica dell'accumulatore. Una piccola quota è



**Figura 6.14:** *Scomposizione energia frenante del powertrain S-HHV*

assorbita dal ramo meccanico connesso all'ICE, mentre il resto è erogato dai freni meccanici. Nella Compound ibrida invece la modalità di frenata rigenerativa è attivata solo nella prima marcia, motivo per cui l'energia alla macchina idraulica  $V_2$  è molto inferiore, con un conseguente maggiore intervento dell'impianto frenante meccanico. L'energia all'input della frenata rigenerativa è pari a 9.82 MJ per la S-OC e 4.44 MJ nella S-COMP. In Figura 6.15 si mettono in evidenza le perdite del sistema di recupero, che determinano quanta energia sarà poi restituita al powertrain durante l'accelerazione.



**Figura 6.15:** *Energia in ingresso al sistema di recupero S-HHV*

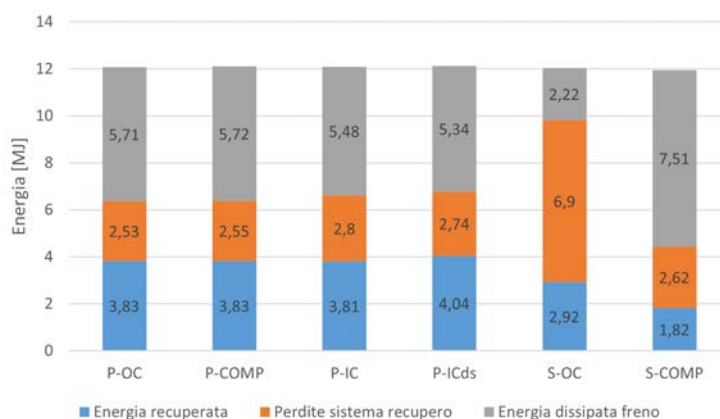
Nel caso della S-OC la frenata rigenerativa ha un rendimento basso, attorno al 30 %, a causa delle elevate perdite dell'unità idraulica di grande cilindrata. A queste si sommano anche le non trascurabili perdite del circuito oleodinamico, dovute all'orifizio dell'accumulatore e dal distributore, che sono attraversati da portate elevate. Per quanto riguarda la S-COMP l'efficienza della frenata rigene-

rativa è maggiore, pari al 41 %, poiché le perdite dovute alla macchina idraulica  $V_2$  incidono di meno. Essa ha infatti una cilindrata di  $145\text{ cm}^3$ , valore molto inferiore ai  $355\text{ cm}^3$  della S-OC, ed è quindi più compatta ed efficiente.

I rendimenti rispetto al totale dell'energia della frenata sono pari al 24.3 % per la S-OC e al 15.2 % S-COMP. Si nota quindi come, nonostante la migliore efficienza della frenata rigenerativa della Compound ibrida, l'energia recuperata in totale sia minore, per via del fatto che la carica dell'accumulatore può avvenire solo nella prima marcia. Questi risultati confermano quanto ipotizzato nel Capitolo 3, cioè che la trasmissione OC sia la più facilmente compatibile con l'ibridizzazione in serie, grazie alla capacità di effettuare agevolmente la frenata rigenerativa su tutto il range di trasmissione.

### 6.5.3 Considerazioni comparative

In Figura 6.16 sono riportati in forma aggregata i dati analizzati in precedenza per le diverse architetture ibride. Il totale dell'energia necessaria a frenare il veicolo sul ciclo Manhattan è scomposto mettendo in evidenza la quota dissipata dalla frenata non rigenerativa, le perdite del sistema di recupero e l'energia restituita al powertrain.



**Figura 6.16:** *Confronto frenata rigenerativa*

Tutte le architetture parallele si comportano in maniera simile, quasi indipendentemente dal powertrain su cui sono installate. Hanno il miglior rendimento della frenata rigenerativa, pari al 60 %, grazie al circuito dedicato e la macchina idraulica dimensionata appositamente, compatta ed efficiente. La conseguenza di questo è che la soluzione P-HHV è quella che permette di recuperare la quo-

ta maggiore di energia dalla frenata (circa il 31 %), migliorando sensibilmente le performance delle trasmissioni e diminuendo in maniera importante i consumi.

Le architetture in serie hanno rendimenti peggiori della frenata rigenerativa, a causa del circuito condiviso e delle macchine idrauliche con cilindrata maggiori. La S-OC registra il valore più basso, pari al 29.7 %, mentre la S-COMP al 41 %. Nonostante la bassa efficienza del sistema, la S-OC è quella che recupera più energia (24.3 %), poiché la frenata rigenerativa è sempre attuabile. La bassa percentuale di recupero della S-COMP (15.2 %) è dovuta al minore utilizzo della frenata rigenerativa per caricare l'accumulatore, ma la migliore efficienza del sistema ibrido è un risultato incoraggiante, che indica come l'architettura S-HHV possa essere migliorata estendendo il range di funzionamento in modalità ibrida e scegliendo macchine idrauliche compatte ed efficienti. L'architettura ibrida seriale quindi non può essere realizzata senza un accurato studio di ottimizzazione delle variabili di progetto, che consideri l'insieme integrato di parte idromeccanica e sistema di recupero.



# Conclusioni

In questo lavoro di tesi si è affrontata la tematica dell'efficientamento dei powertrain nel settore dei veicoli pesanti ed offroad. Sono state presentate e discusse diverse tecnologie, tra queste la trasmissione idromeccanica si rivela una soluzione interessante per via delle sue particolari caratteristiche: affidabilità e robustezza, costi sostenibili, alta densità di potenza, buona efficienza e capacità di trasmettere in maniera continua elevate coppie, a vantaggio del comfort e delle prestazioni. Ma il punto di forza principale è quello di garantire la variazione continua del rapporto di riduzione che permette di ottimizzare il funzionamento del powertrain, riducendo consumi ed emissioni dell'ICE.

Le principali tipologie di trasmissioni idromeccaniche sono state descritte in maniera dettagliata, approfondendone il funzionamento, il dimensionamento ed i principali componenti. Data la presenza di una parte idrostatica, pare ragionevole ricorrere a soluzioni di ibridizzazione idraulica per aumentare ulteriormente il rendimento del powertrain. Tale tecnologia garantisce infatti una frenata rigenerativa con elevata densità di potenza, caratteristica particolarmente adatta a veicoli con carichi importanti sottoposti a cicli con frequenti decelerazioni e accelerazioni. Da un attento studio della letteratura sull'argomento si sono quindi esposti i principi di funzionamento dei sistemi di recupero idro-pneumatici, le possibili architetture idromeccaniche con ibridizzazione idraulica e le principali strategie di controllo.

Per verificare quanto teoricamente affermato, si è studiato il caso applicativo concreto di un autobus urbano di classe 12 m. Si sono quindi progettate dieci varianti del powertrain del mezzo: le quattro tipologie di trasmissioni idromeccaniche standard (OC, IC, COMP e ICds), la versione con ibridizzazione parallela di tutte queste e con ibridizzazione in serie della OC e COMP. Tutte le varianti del mezzo sono state modellizzate con il software per simulazione di sistemi dinamici AMESim e sottoposte ai cicli stradali *Manhattan bus cycle* e *WLTC*, analizzandone le prestazioni, l'efficienza ed i consumi. Per tutti i modelli è stato

utilizzato lo stesso sistema di controllo e lo stesso ICE , cercando di ottenere un confronto quanto più paritario possibile.

Dallo studio dello stato dell'arte e dall'analisi dei risultati sperimentali, si sono tratte le seguenti conclusioni:

- La trasmissione idromeccanica CVT consente di gestire il regime dell'ICE indipendentemente dalla velocità alle ruote. Il sistema di controllo sviluppato è riuscito a mantenere l'ICE nell'intorno della curva di minimo consumo, rispettando contemporaneamente la velocità target del ciclo.
- L'incremento dell'efficienza dato dai sistemi ibridi idraulici è tanto più marcato quanto più il ciclo è aggressivo, con frequenti decelerazioni e ripartenze.
- L'architettura ibrida parallela è indipendente nella progettazione e nel funzionamento dal powertrain su cui è integrata. Questo la rende molto più immediata da progettare ed eventualmente facile da implementare, anche in retrofitting su veicoli già esistenti. Bisogna però considerare che occorre aggiungere una macchina idraulica ed un nuovo circuito oleodinamico, senza sfruttare quello già presente. Si ottiene un ottimo rendimento della frenata rigenerativa, che permette di recuperare oltre il 30 % dell'energia frenante, con conseguenti incrementi del rendimento globale anche del 20 %. Inoltre il funzionamento parallelo consente di avere coppia di spunto aggiuntiva, portando un miglioramento delle prestazioni dinamiche del mezzo.
- L'architettura in serie permette di integrare il sistema di recupero al circuito oleodinamico della trasmissione, non è quindi necessario implementare un'ulteriore unità idraulica ed il rispettivo circuito. A fronte dell'aggiunta di pochi componenti, si possono ottenere comunque importanti incrementi del rendimento (nella OC si è ottenuto un aumento del 13.6 %), che possono essere migliorati da una corretta progettazione. Il fatto che i sistemi condividano lo stesso circuito, comporta un peggioramento delle prestazioni dinamiche, perché nella propulsione da accumulatore è la pressione di quest'ultimo a stabilire la coppia erogata dalla trasmissione. Inoltre la progettazione del sistema diventa più complessa, occorre tener conto contemporaneamente di tutte le variabili della trasmissione e del sistema di recupero per avere un powertrain performante.

In questo lavoro si è cercata sempre una modellazione più realistica possibile dei componenti e dei fenomeni, tuttavia l'unico modo per caratterizzare con pre-

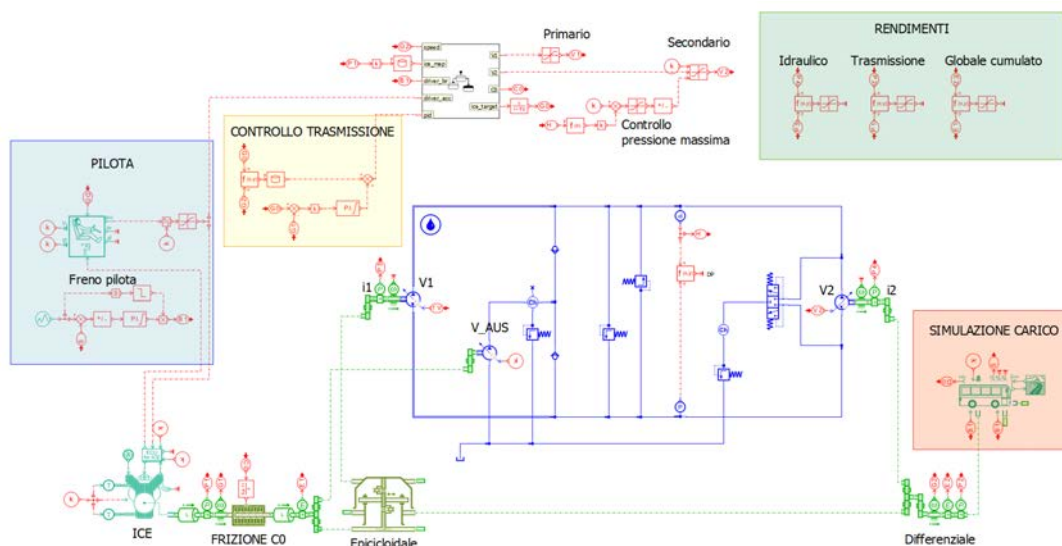
cisione quantitativa un dato sistema è la sperimentazione reale, cosa non possibile considerato l'ampio numero di casi analizzati. Di tutti i componenti principali, come le macchine idrauliche o l'ICE sono state realizzate approssimazioni valide, che permettono certamente di svolgere uno studio comparativo a parità di condizioni. Un possibile sviluppo di questo lavoro sarebbe la conferma dei risultati tramite approfondita campagna di sperimentazioni.

Da questo studio emerge la complessità di questa tipologia di trasmissione e quante variabili contribuiscano alle performance del powertrain ibrido. Questa complessità determina anche un'ampia libertà sia nella fase di progettazione, sia nella strategia di controllo. Ciò consente di applicare metodologie di ottimizzazione multi-variabile per individuare e dimensionare l'architettura specifica per ogni target, controllandola in maniera da ottimizzare la performance desiderata. Si può così incrementare il rendimento ed ottenere potenzialmente risultati molto migliori di quelli ottenuti da questi modelli, progettati con metodologie non ottimizzate. Sono già stati compiuti alcuni studi su questi temi, tuttavia occorrerebbe ideare ed approfondire una metodologia di dimensionamento e di controllo ottimale, che consideri in maniera integrata sia i parametri della trasmissione, sia quelli del sistema di recupero idro-pneumatico.

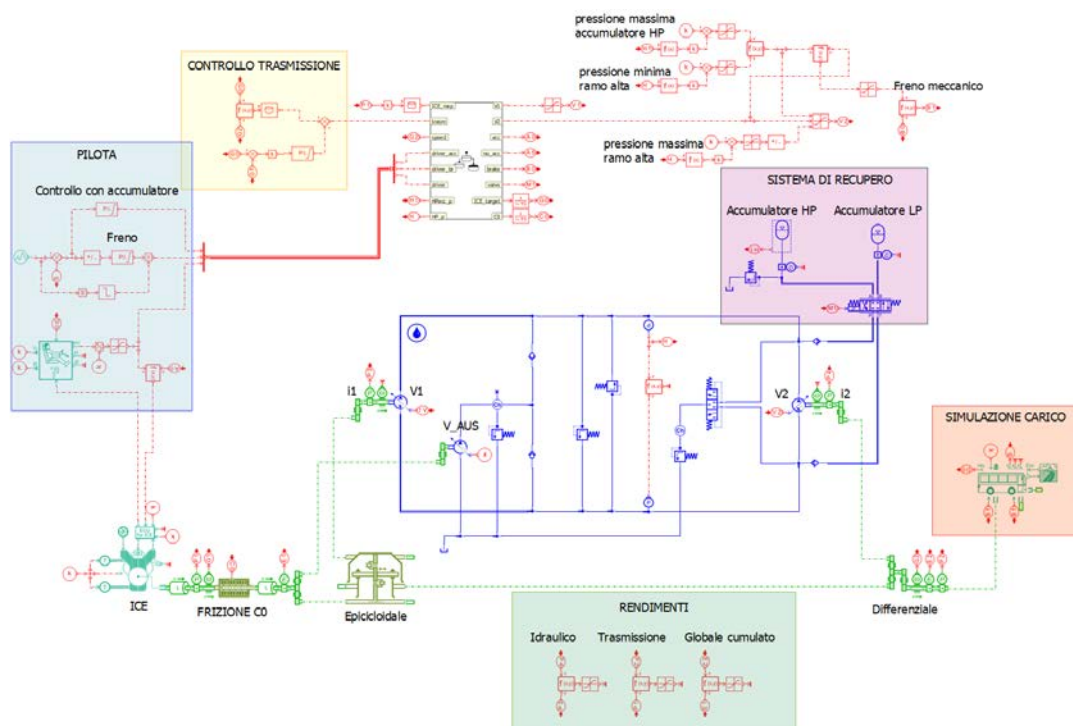


# Appendice A

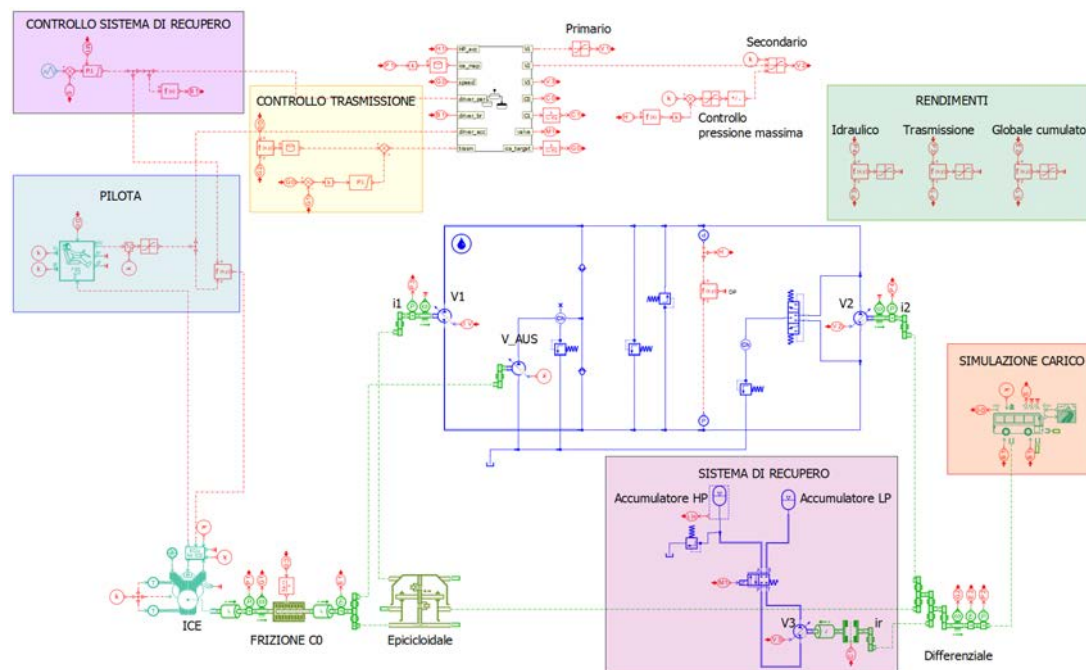
Seguono gli schemi completi dei principali modelli AMESim delle trasmissioni. Sono riportate tutte le varianti della OC e le configurazioni base della COMP, IC e ICds.

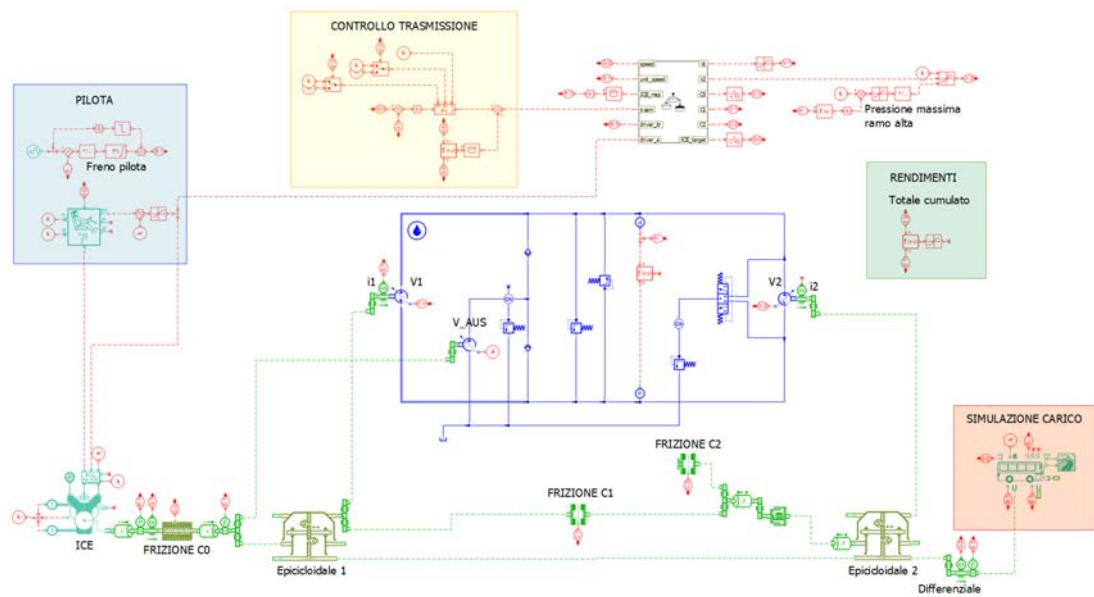


**Figura 6.17:** *Schema del modello AMESim della trasmissione OC*

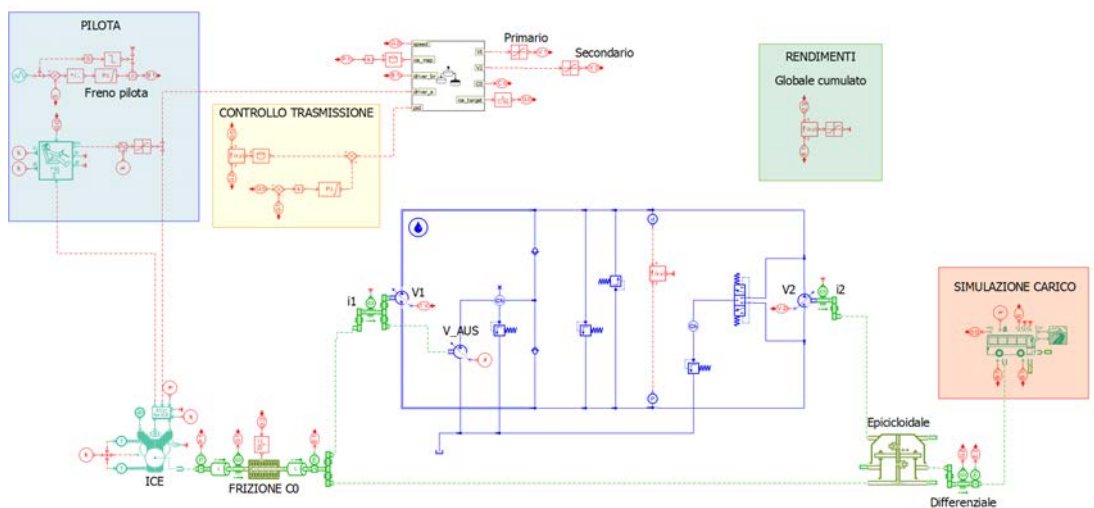


**Figura 6.18:** Schema del modello AMESim della trasmissione S-OC

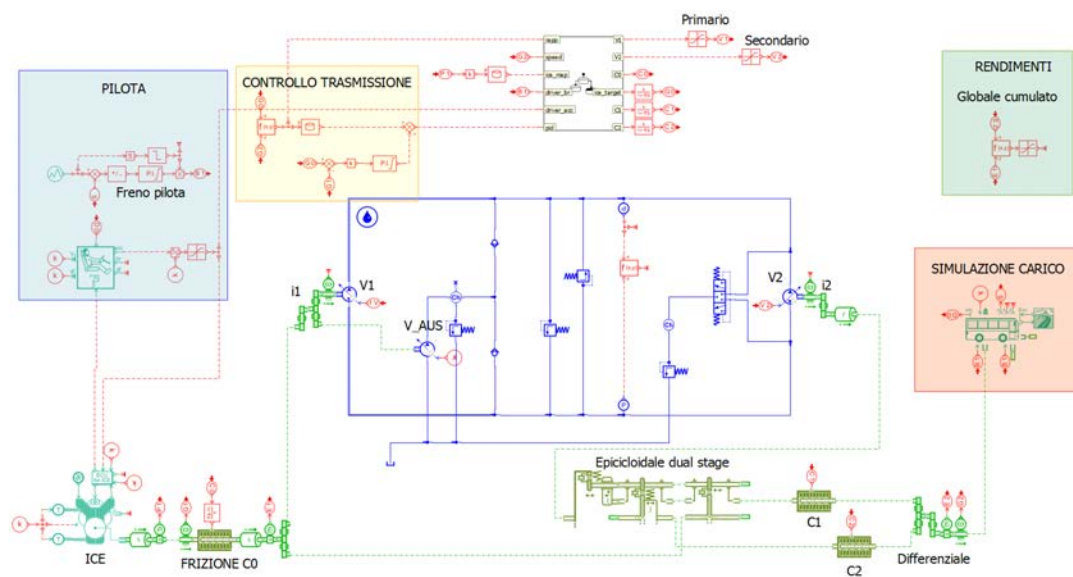




**Figura 6.20:** Schema del modello AMESim della trasmissione COMP



**Figura 6.21:** Schema del modello AMESim della trasmissione IC



**Figura 6.22:** Schema del modello AMESim della trasmissione ICds

# Bibliografia

- [1] Michael A. Kluger e Douglas R. Fussner. «An overview of current CVT mechanisms, forces and efficiencies». In: *SAE Technical Papers* 970688.412 (1997). ISSN: 26883627. DOI: 10.4271/970688.
- [2] Karl Th. Renius e Rainer Resch. «Continuously variable tractor transmissions». In: *ASAE Distinguished Lecture Series* No. 29 (2005). URL: <https://elibrary.asabe.org/data/pdf/6/cvtt2005/lectureseries29rev.pdf>.
- [8] S. K. Mandal, A. K. Singh, Y. Verma e K. Dasgupta. «Performance Investigation of Hydrostatic Transmission System as a Function of Pump Speed and Load Torque». In: *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C* 93.2 (2012), pp. 187–193. ISSN: 22500553. DOI: 10.1007/s40032-012-0022-4.
- [9] Alexander Krauss e Monika Ivantysynova. «Power split transmissions versus hydrostatic multiple motor concepts - A comparative analysis». In: *SAE Technical Papers* 724 (2004). ISSN: 26883627. DOI: 10.4271/2004-01-2676.
- [10] Alarico Macor e Antonio Rossetti. «Fuel consumption reduction in urban buses by using power split transmissions». In: *Energy Conversion and Management* 71 (2013), pp. 159–171. ISSN: 01968904. DOI: 10.1016/j.enconman.2013.03.019.
- [13] H. Kabza. «Encyclopedia of Electrochemical Power Sources». In: *Encyclopedia of Electrochemical Power Sources* March 2007 (2009), pp. 249–268. DOI: 10.1016/B978-044452745-5.00086-1.
- [14] Kamil Çağatay Bayindir, Mehmet Ali Gözükcük e Ahmet Teke. «A comprehensive overview of hybrid electric vehicle: Powertrain configurations, powertrain control techniques and electronic control units». In: *Energy Conversion and Management* 52.2 (2011), pp. 1305–1313. ISSN: 01968904. DOI: 10.1016/j.enconman.2010.09.028.

- [15] Victor Wouk. «Hybrids: then and now». In: *IEEE Spectrum* 32.7 (1995), pp. 16–21. DOI: 10.1109/6.392796.
- [16] James H. Kress. «Hydrostatic power-splitting transmissions for wheeled vehicles - Classification and theory of operation». In: *SAE Technical Papers* (1968), pp. 2282–2306. ISSN: 26883627. DOI: 10.4271/680549.
- [18] Joseph E Shigley John J Uicker Gordon R Pennock. *Theory of Machines and Mechanisms 5th Edition*. 2017, p. 977. ISBN: 9780190264482.
- [19] Levai Z. «Varieties of the Planetary Gear Train Types». In: *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering* 13.2 (1969), pp. 171–185. ISSN: 1587379X.
- [21] O. Langosch. «Pump development - Selection of design concepts by analysis». In: *SAE Technical Papers* (1973). ISSN: 26883627. DOI: 10.4271/730042.
- [27] Muhammad Iftishah Ramdan e Kim A. Stelson. «Optimal design of a power-split hybrid hydraulic bus». In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 230.12 (2016), pp. 1699–1718. ISSN: 09544070. DOI: 10.1177/0954407015621817.
- [28] Alarico Macor e Antonio Rossetti. «Optimization of hydro-mechanical power split transmissions». In: *Mechanism and Machine Theory* 46.12 (2011), pp. 1901–1919. ISSN: 0094114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2011.07.007.
- [29] Antonio Rossetti e Alarico Macor. «Multi-objective optimization of hydro-mechanical power split transmissions». In: *Mechanism and Machine Theory* 62 (2013), pp. 112–128. ISSN: 0094114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2012.11.009.
- [30] Antonio Rossetti e Alarico Macor. «Continuous formulation of the layout of a hydromechanical transmission». In: *Mechanism and Machine Theory* 133 (2019), pp. 545–558. ISSN: 0094114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2018.12.006.
- [31] Blake Carl, Monika Ivantysynova e Kyle Williams. «Comparison of operational characteristics in power split continuously variable transmissions». In: *SAE Technical Papers* 724 (2006), pp. 776–790. ISSN: 26883627. DOI: 10.4271/2006-01-3468.

- [32] Rajneesh Kumar, Monika Ivantysynova e Kyle Williams. «Study of energetic characteristics in power split drives for on highway trucks and wheel loaders». In: *SAE Technical Papers* 724 (2007). ISSN: 26883627. DOI: 10.4271/2007-01-4193.
- [33] Xiaowu Zhang, Huei Peng e Jing Sun. «A near-optimal power management strategy for rapid component sizing of power split hybrid vehicles with multiple operating modes». In: *Proceedings of the American Control Conference* 1 (2013), pp. 5972–5977. ISSN: 07431619. DOI: 10.1109/acc.2013.6580775.
- [34] Doug Fussner, Glenn Wendel e Chris Wray. «Analysis of a hybrid multi-mode hydromechanical transmission». In: *SAE Technical Papers* 724 (2007). ISSN: 26883627. DOI: 10.4271/2007-01-1455.
- [35] Z. Filipi. *Hydraulic and pneumatic hybrid powertrains for improved fuel economy in vehicles*. 2014, pp. 505–540. ISBN: 9780857095220. DOI: 10.1533/9780857097422.2.505.
- [36] Robert Lloyd. «Hydro-Mechanical Transmission Implements Regenerative Braking for the Postal LLV Trucks and a Hydraulic Hybrid Passenger Vehicle at a Lower Cost than a Conventional Vehicle». In: *SAE Technical Papers* April (2015). ISSN: 01487191. DOI: 10.4271/2015-01-1096.
- [37] Michael Sprengel e Monika Ivantysynova. «Recent developments in a novel blended hydraulic hybrid transmission». In: *SAE Technical Papers* January (2014). ISSN: 01487191. DOI: 10.4271/2014-01-2399.
- [38] Michael Sprengel e Monika Ivantysynova. «Investigation and Energetic Analysis of a Novel Hydraulic Hybrid Architecture for On-Road Vehicles». In: *Proceedings from the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, June 3-5, 2013, Linköping, Sweden* 92 (2013), pp. 87–98. DOI: 10.3384/ecp1392a9.
- [39] Triet Hung Ho e Kyoung Kwan Ahn. «Modeling and simulation of hydrostatic transmission system with energy regeneration using hydraulic accumulator». In: *Journal of Mechanical Science and Technology* 24 (2010), pp. 1163–1175. DOI: 10.1007/s12206-010-0313-8.
- [40] Monika Marianne Ivantysynova, Adam Carl Blake e Richard Williams Kyle. «Power split transmission with energy recovery». US PATENT 2008/0081724 A1. 3 Apr. 2008.

- [41] Feng Wang, Mohd Azrin Mohd Zulkefli, Zongxuan Sun e Kim A. Stelson. «Energy management strategy for a power-split hydraulic hybrid wheel loader». In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 230.8 (2016), pp. 1105–1120. ISSN: 09544070. DOI: 10.1177/0954407015600899.
- [42] Antonio Rossetti, Alarico Macor e Alberto Benato. «Impact of control strategies on the emissions in a city bus equipped with power-split transmission». In: *Transportation Research Part D: Transport and Environment* 50 (2017), pp. 357–371. ISSN: 13619209. DOI: 10.1016/j.trd.2016.11.025.
- [43] Antonio Rossetti e Alarico Macor. «Control strategies for a powertrain with hydromechanical transmission». In: *Energy Procedia* 148 (2018), pp. 978–985. ISSN: 18766102. DOI: 10.1016/j.egypro.2018.08.064.
- [44] Simon Baseley, Christine Ehret, Edward Greif e Markus G Kliffken. «Hydraulic Hybrid Systems for Commercial Vehicles». In: *SAE Technical Paper* January (2007). DOI: <https://doi.org/10.4271/2007-01-4150>.
- [48] Rajneesh Kumar. «Sizing of the hydraulic version of Toyota Prius». In: Purdue University - MAHA Fluid Power Center. Lafayette-Indiana, 2010.
- [49] Nicola Andretta, Antonio Rossetti e Alarico Macor. «Optimal design of a hybrid hydromechanical transmission for a reach stacker». In: *AIP Conference Proceedings* 2191.December (2019). ISSN: 15517616. DOI: 10.1063/1.5138743.
- [50] Alarico Macor, Alberto Benato, Antonio Rossetti e Zeno Bettio. «Study and Simulation of a Hydraulic Hybrid Powertrain». In: *Energy Procedia* 126.September (2017), pp. 1131–1138. ISSN: 18766102. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.08.279.

# Sitografia

- [3] <https://it.mathworks.com/help/autoblks/ref/continuouslyvariabletransmission.html>. Ultimo accesso 19-09-2020.
- [4] <https://www.motorcyclepowersportsnews.com/cvt-transmission-service/>. Ultimo accesso 19-09-2020.
- [5] <http://media.teknoring.it/file/dossier/VaryTeDuoTCarraro.pdf>. Ultimo accesso 19-09-2020.
- [6] [https://it.wikipedia.org/wiki/Cambio\\_continuo](https://it.wikipedia.org/wiki/Cambio_continuo). Ultimo accesso 19-09-2020.
- [7] <https://www.oemoffhighway.com/drivetrains/article/10218934/continuously-variable-planetary-transmission>. Ultimo accesso 19-09-2020.
- [11] <https://www.fendt.com/it/trattori/1000-vario-elementi-di-rilievo>. Ultimo accesso 25-09-2020.
- [12] [https://www.zf.com/products/en/agriculture/products\\_29120.html](https://www.zf.com/products/en/agriculture/products_29120.html). Ultimo accesso 25-09-2020.
- [17] <https://grabcad.com/library/planetarni-reduktor-planetary-gear-2>. Ultimo accesso 8-09-2020.
- [20] [https://www.zf.com/products/en/cars/products\\_29289.html](https://www.zf.com/products/en/cars/products_29289.html). Ultimo accesso 8-09-2020.
- [22] <https://www.hydraulicspneumatics.com/fluid-power-basics/article/21884136/engineering-essentials-fundamentals-of-hydraulic-pumps>. Ultimo accesso 10-09-2020.
- [23] <http://www.modernhydraulics.net/hydraulic-axial-piston-pumps.html>. Ultimo accesso 10-09-2020.

- [24] <https://www.boschrexroth.com/it/it/prodotti/prodotti/idraulica-mobile/pompe/pompe-a-piston-assiali/pompe-a-cilindrata-variabile-circuito-aperto/a15vo-1x>. Ultimo accesso 10-09-2020.
- [25] <http://www.hydraulic-pump.info/hydraulic-engineering/hydraulic-bent-axis-motors.html>. Ultimo accesso 10-09-2020.
- [26] <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/pumps/axial-piston-pumps/variable-pumps-open-circuit/a18vo>. Ultimo accesso 10-09-2020.
- [45] <https://www.iveco.com/ivecobus/it-it/prodotti/pages/Iveco-Bus-diesel.aspx>. Ultimo accesso 4-11-2020.
- [46] <https://www.fptindustrial.com/global/it/motori/on-road/bus/cursor9>. Ultimo accesso 4-11-2020.
- [47] <https://dieselnet.com/standards/cycles/index.php>. Ultimo accesso 4-11-2020.