



Università degli Studi di Padova

Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccatronica

tesi di laurea magistrale

Studio di una trasmissione idromeccanica di tipo "dual layout"

Relatore: Ch.mo Prof. Ing. Alarico Macor
Correlatore: Ph.D. Nicola Andretta

Laureando: Montesello Luca

A.A. 2021/22

Indice

Sommario	1
Introduzione	3
1 Le trasmissioni a variazione continua	5
1.1 Storia	5
1.2 Le CVT idromeccaniche di base	7
1.2.1 Trasmissione Output Coupled	8
1.2.2 Trasmissione Input Coupled	10
1.3 Le CVT idromeccaniche moderne	12
1.4 Sviluppi futuri	14
2 IC to OC	17
2.1 Funzionamento e dimensionamento	17
2.2 Regolazione della velocità	20
3 Gestione del motore	21
3.1 Curve caratteristiche del motore	21
3.2 Mappe dei consumi e gestione ai minimi consumi	22
3.3 Gestione alle minime emissioni	23
4 Esempio applicativo	27
4.1 Caratteristiche del veicolo	27
4.2 Dimensionamento della trasmissione	28
5 Modellazione con AMESim	33
5.1 Trasmissione	33
5.2 Motore	34
5.3 Elemento vehicle	37
5.4 Driver	38
5.5 Sistema di controllo	38

6 Risultati delle simulazioni	41
6.1 Simulazioni	41
6.2 Risultati e confronti	42
Conclusione	49
Bibliografia	50
Elenco delle tabelle	53
Elenco delle figure	54

Sommario

Nel presente lavoro è stata studiata e sviluppata una nuova tipologia di trasmissione idromeccanica a variazione continua denominata ICtoOC. Questa trasmissione è una nuova trasmissione, appena concepita, che deriva dall'unione delle già note trasmissioni idromeccaniche IC e OC. Essa sfrutta i vantaggi dell'unione di due range di velocità in modo da presentare nel range complessivo, due punti di full mechanical point, ovvero punti in cui la potenza viene trasmessa solo per via meccanica e quindi in condizioni di maggior efficienza. Questa trasmissione si porta dietro anche i vantaggi delle altre trasmissioni a variazione continua CVT (Continuously Variable Transmission): il rapporto di trasmissione realizzato tra motore e ruote motrici è variato in modo continuo, garantire un maggiore confort di guida rispetto ad un cambio discreto convenzionale e soprattutto il disaccoppiamento della velocità di rotazione del motore dalla velocità di rotazione delle ruote motrici. Con quest'ultimo vantaggio, si può far funzionare il motore attraverso un opportuno sistema di controllo a regimi più convenienti. In questo lavoro, questa trasmissione è stata modellata per un veicolo off-highway (forklift).

Lo studio di questa trasmissione procede poi con un confronto tra altre due trasmissioni idromeccaniche simili: IC e OC, e con tecniche di gestione differenti: giri costanti, minimo consumo di carburante e minimo danno alla salute umana. Il lavoro si sviluppa nei seguenti capitoli: descrizione e storia delle trasmissioni CVT (primo), descrizione trasmissione ICtoOC (secondo), tecniche di gestione del motore (terzo), applicazione al forklift (quarto), modellazione con AME-Sim [1] (quinto) e infine simulazione (sesto) in cui si confronteranno i risultati ottenuti.

Introduzione

Le trasmissioni idromeccaniche sono un tipo di trasmissione a variazione continua nate nel mondo agricolo già negli anni '90. Sono state un'alternativa alle già esistenti trasmissioni power shift poiché offrono un maggiore comfort di guida e la possibilità di una gestione ottimale del motore. Le performance di queste trasmissioni intese come coppia e velocità sono condizionate dalla loro efficienza, proprio per la presenza di un gruppo idrostatico caratterizzato da un'efficienza non equiparabile ad un sistema meccanico. Sono apparsi così nel mercato molti brand con diverse tipologie di layout dalle più semplici (IC e OC) alle più complesse in cui ancora oggi si applicano dei complicati gruppi meccanici in modo da aumentare il range di velocità di lavoro, diminuire le cilindrata del gruppo idraulico e migliorare l'efficienza. Questo però come si sa comporta un aumento del costo e della complessità di questa trasmissione.

In questo lavoro si vuole presentare un nuovo tipo di layout più semplice e quindi sicuramente anche più economico. Questo nuovo layout grazie all'uso di alcune frizioni può passare da una configurazione IC a una OC e viceversa. In questo modo si duplica il range di velocità disponibile senza l'aggiunta di cambi meccanici. Questa trasmissione prende il nome di ICtoOC.

In vista poi dell'aumentare dei prezzi dei carburanti e dell'aumento dell'inquinamento atmosferico una delle maggiori fonti di dibattito a livello globale, vengono proposte due modalità di gestione del motore a combustione: una tecnica di gestione che sulla base delle quattro principali emissioni dei motori a combustione, minimizza il danno provocato dagli stessi alla salute umana. Questo criterio di gestione è stato formulato su un parametro: il DALY; esso esprime infatti il numero di anni di vita persi in media da una popolazione per malattia, disabilità o morte precoce causata da questi inquinanti. Con questo criterio di gestione si vuol quindi minimizzare questo parametro, in accordo con il metodo dell'Health Impact Assessment (HIA), derivato direttamente dal metodo del Life Cycle Impact Assessment (LCIA). L'altra tecnica invece vuole minimizzare il consumo di carburante.

Lo scopo di questo lavoro è quindi contribuire al miglioramento, all'innovazione e allo studio di nuove tecniche da applicare nel mondo veicolare.

Per la validazione del sistema è stato utilizzato il software commerciale di simulazione LMS Imagin.LAB AMESim, che ha consentito di modellizzare le varie

trasmissioni oggetto di questo studio, di effettuarne le simulazioni e confrontare le strategie sopracitate.

Capitolo 1

Le trasmissioni a variazione continua

Introduzione

In questo capitolo per prima cosa verrà fatta un'analisi sullo sviluppo e le varie tipologie di trasmissioni a variazione continua (CVT) avute nel tempo. Successivamente ci si concentrerà sulle trasmissioni di tipo idromeccanico ovvero gli schemi Input Coupled e Output Coupled, analizzando i trend di ricerca e i possibili sviluppi futuri.

1.1 Storia

Circa 100 anni fa uno dei primi sistemi fu quello elettrico con batteria, ma come si può immaginare uno dei principali problemi era proprio la scarsa capacità delle batterie dell'epoca, fu così che il motore elettrico fu sostituito con un motore a combustione che però richiedeva un cambio a rapporti. Uno dei primi sofisticati sistemi CVT (Continuous Variable System) fu inventato da Renault che inventò un cambio idrostatico-meccanico a controllo manuale su automobile. Il progetto fallì per l'alto costo di produzione, dei materiali e delle tolleranze richieste.

Allo stesso tempo in Germania si lavorava ad un cambio per il settore agricolo (uno dei settori in cui si ha avuto un maggior sviluppo e richiesta delle trasmissioni a variazione continua è proprio il settore agricolo) in cui a variare il rapporto di trasmissione era il raggio tra delle ruote acciaio-gomma. Questo progetto non fu realizzato per la scarsa di affidabilità di questo sistema.

Una svolta si ha avuta con Hans Thoma (1887-1973) che fu il padre delle pompe assiali ad asse inclinato le quali poi entrarono in competizione con le pompe assiali a piattello inclinato negli US dal 1942 (Fig 1.1). Queste ultime avevano un costo di produzione minore. Questi sistemi di pompa-motore permettono la

regolazione della cilindrata e nacquero così le prime trasmissioni idrostatiche e con esse anche il Nation Institute of Agriculture Engineering (NIAE).

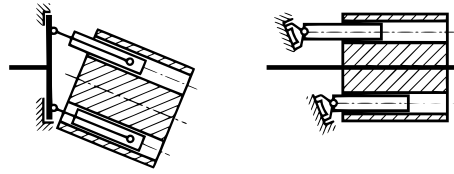


Figura 1.1: Pompa assiale ad asse inclinato a sinistra e pompa assiale a piattello inclinato a destra [2]

In questi anni molti brand cominciarono a produrre in serie trattori con cambio idrostatico come ad esempio Linde con "hydrocar", Eicher con "HR", International Harvester con "656", e altri. Quest'ultimo oltre alla trasmissione idrostatica montava un cambio meccanico a due velocità per migliorare l'efficienza complessiva (Fig 1.2).

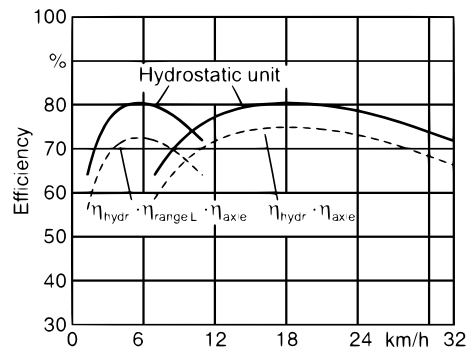


Figura 1.2: Efficienza del cambio idrostatico della IH [2]

Un'altra tipologia di CVT è quella di tipo meccanico in cui si varia la velocità con un variatore variando quindi il raggi delle pulegge. Si possono avere cinghie o speciali catene. Queste trasmissioni sono più adatte ad uso automobilistico e necessitano di una frizione per lo stato di fermo, hanno efficienza eccellente ma che però si abbassa ad alti carichi e ad alte velocità.

L'ultimo tipo è quello idromeccanico. Queste trasmissioni sono state studiate per incrementare l'efficienza attraverso un sistema "power split" con l'uso di un epicicloidale.

1.2 Le CVT idromeccaniche di base

Come già accennato in precedenza lo svantaggio delle trasmissioni idrostatiche è la loro scarsa efficienza che può raggiungere valori massimi dell'80% e valori medi del 70%. Per superare questo limite sono nate le trasmissioni idromeccaniche. Sono trasmissioni dove la potenza viene trasmessa lungo due rami: uno meccanico e uno idrostatico a rapporto variabile. Trovano impiego su macchine operatrici come pale gommate, macchine agricole, carrelli elevatori,...

Vantaggi:

- Ampio campo di regolazione;
- Elevate forze a basse velocità;
- Elevato comfort;
- Compattezza;
- Affidabilità;

Svantaggi:

- Costo medio-elevato;
- Scarsa efficienza globale;

L'incremento dell'efficienza rispetto alle trasmissioni idrostatiche è dovuto al fatto che la potenza in ingresso alla trasmissione si divide (power split) tra i due rami meccanico (70%) e idrostatico (30%). In questo modo l'efficienza globale è migliorata dalla maggior energia che passa per il ramo meccanico ad efficienza alta. Poi i due rami si sommano (power merging) in un epicicloidale. Poi i due rami si sommano (power merging) in un epicicloidale.

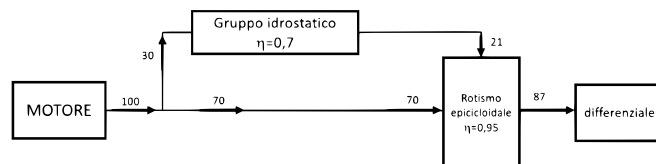


Figura 1.3: Rendimento di una trasmissione idromeccanica [3]

I due principali schemi sono l'Output Coupled e l'Input Coupled.

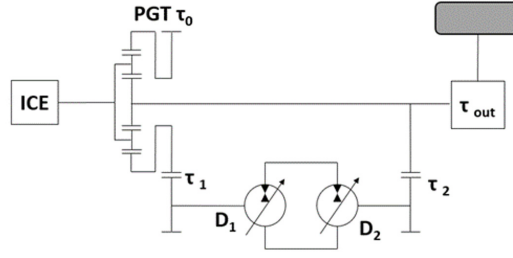


Figura 1.4: Schema trasmissione Output Coupled [4]

1.2.1 Trasmissione Output Coupled

La trasmissione Output Coupled (Fig 1.4) è così detta perché la linea a velocità variabile è accoppiata a quella a velocità costante all'uscita della trasmissione.

Alla partenza, per velocità $v = 0$ il solare è fermo, il carrier gira alla velocità del motore e trasferisce il moto al ring e quindi al primario. Tutto questo secondo la relazione di Willis: In questa condizione il primario gira a vuoto, quindi $D_1 = 0$.

$$i_0 = \frac{w_{sun} - w_{carrier}}{w_{ring} - w_{carrier}} = -\frac{z_{ring}}{z_{sun}} \quad (1.1)$$

da cui si ricava:

$$w_r = w_c \left(1 - \frac{1}{i_0}\right) + \frac{w_s}{i_0} \quad (1.2)$$

Aumentando D_1 il solare comincia a ruotare nello stesso verso del carrier, questo provoca una diminuzione della velocità ring. Quando D_1 arriva al suo valore massimo si diminuisce D_2 fino a che si arriva a zero. In questo punto il ring è bloccato. Questo significa che la potenza del motore è trasmessa alle ruote solamente grazie alla trasmissione meccanica. Questo punto viene detto **Full Mechanical Point** ed è il punto di maggior efficienza. Successivamente D_2 diventa negativo aumentando così ulteriormente la velocità del veicolo fino a v_{max} . Questa fase è detta recirculating mode perché una parte di potenza passa due volte per l'epicicloidale diminuendo il rendimento. La fase precedente viene detta addictive mode.

Dimensionamento OC

Per dimensionare la trasmissione OC è necessario conoscere:

- i giri del motore (n_{ice});
- coppia massima ruote ($M_{ruota_{max}}$);

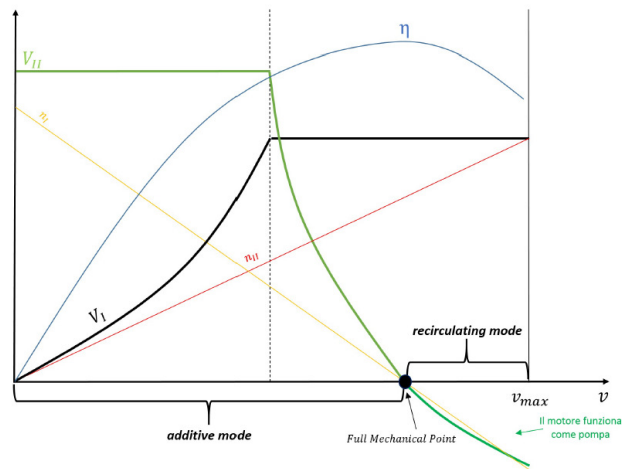


Figura 1.5: Schema di regolazione cilindrata Output Coupled [3]

- raggio ruota (R_{tire});
- velocità massima (V_{max});

ed assumere:

- velocità di full mechanical point (V_{fmp});
- rapporto di trasmissione differenziale (τ_{out});
- pressione massima macchine idrauliche (ΔP_{max});
- velocità massima macchine idrauliche (w_{Hymax});

Per prima cosa si calcola il rapporto di trasmissione dell'epicicloidale (i_0) ponendosi nel full mechanical point ($w_r = 0$):

$$w_c = n_{ice} \frac{2 * \pi}{60} \quad (1.3)$$

$$w_s = \frac{V_{fmp} * \tau_{out}}{3.6 * R_{tire}} \quad (1.4)$$

$$i_0 = \frac{w_s - w_c}{w_r - w_c} = 1 - \frac{w_s}{w_c} \quad (1.5)$$

Si passa poi al calcolo di i_1 (veicolo fermo) e i_2 (alla massima velocità):

$$i_2 = \frac{w_{hymax}}{\frac{V_{max}}{3.6 * R_{tire}} * \tau_{out}} \quad (1.6)$$

$$i_1 = \frac{w_{hymax}}{w_r} = \frac{w_{hymax}}{w_{ice} * (1 - \frac{1}{i_0})} \quad (1.7)$$

Per il calcolo delle cilindrata bisogna considerare le coppie massime applicate ai gruppi idraulici:

$$D_1 = \frac{M_{1max} * 2 * \pi * 10}{\Delta P_{max}} \quad (1.8)$$

$$D_2 = \frac{M_{2max} * 2 * \pi * 10}{\Delta P_{max}} \quad (1.9)$$

1.2.2 Trasmissione Input Coupled

La trasmissione Input Coupled (Fig 1.6) è così detta perché la linea a velocità variabile è accoppiata a quella a velocità costante all'ingresso della trasmissione.

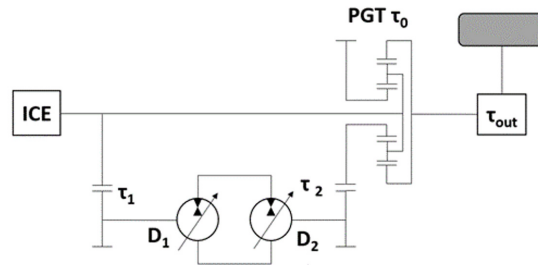


Figura 1.6: Schema trasmissione Input Coupled [4]

Alla partenza a $v = 0$ il carrier è fermo, il ring ruota alla velocità massima perciò il gruppo idrostatico deve soddisfare la seguente legge:

$$D_1 n_1 = D_2 n_2$$

Per aumentare la velocità del veicolo bisogna diminuire i giri n_2 e per fare ciò si diminuisce il valore di D_1 . Questa fase è detta **recirculating mode**. Quando $D_1 = 0$ il ring si ferma e si arriva al **Full Mechanical Point**, punto come si è visto precedentemente di maggior rendimento. Nella fase successiva (**addictive mode**) D_1 aumenta in modo che il ring inverta la rotazione. Arrivati ad un valore limite poi si fa diminuire D_2 fino alla velocità massima del veicolo V_{max} . (Vedi fig. 1.7).

Dimensionamento IC

Per dimensionare la trasmissione OC è necessario conoscere:

- i giri del motore (n_{ice});
- coppia massima ruote ($M_{ruota_{max}}$);

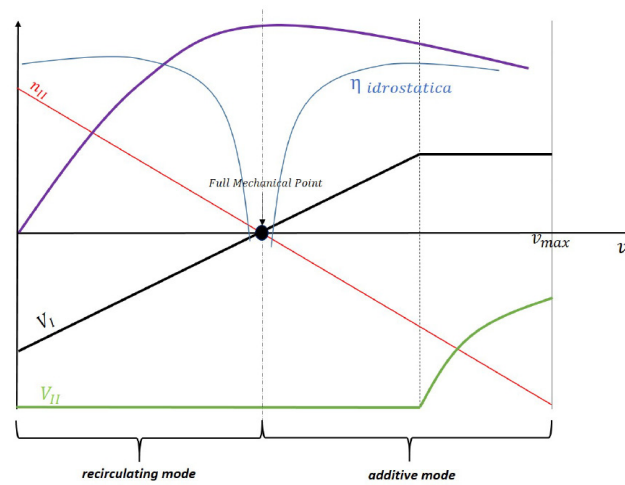


Figura 1.7: Schema di regolazione cilindrate Input Coupled [3]

- raggio ruota (R_{tire});
- velocità massima (V_{max});

ed assumere:

- velocità di full mechanical point (V_{fmp});
- rapporto di trasmissione differenziale (τ_{out});
- pressione massima macchine idrauliche (ΔP_{max});
- velocità massima macchine idrauliche (w_{Hymax});

Per prima cosa anche qui si calcola il rapporto di trasmissione dell'epicicloidale (i_0) ponendosi nel full mechanical point ($w_r = 0$):

$$w_s = n_{ice} \frac{2 * \pi}{60} \quad (1.10)$$

$$w_c = \frac{V_{fmp} * \tau_{out}}{3.6 * R_{tire}} \quad (1.11)$$

$$i_0 = \frac{w_s - w_c}{w_r - w_c} = 1 - \frac{w_s}{w_c} \quad (1.12)$$

Si passa poi al calcolo di i_1 e i_2 (alla velocità massima):

$$i_1 = \frac{w_{hymax}}{w_{ice}} \quad (1.13)$$

$$i_2 = \frac{w_{hymax}}{w_r} = \frac{w_{hymax}}{\frac{w_{ice}}{i_0} + (1 - \frac{1}{i_0}) * w_c} \quad (1.14)$$

Per il calcolo delle cilindrata ci si pone alla partenza, nelle condizioni di massima coppia:

$$D_2 = \frac{M_{2max} * 2 * \pi * 10}{\Delta P_{max}} \quad (1.15)$$

e applicando l'equazione di continuità:

$$\alpha_1 * D_1 * n_1 = D_2 * n_2 \quad (1.16)$$

1.3 Le CVT idromeccaniche moderne

Dagli schemi proposti precedentemente, sono derivate le configurazioni più complesse come ad esempio Dual Stage e Compund, caratterizzate dalla presenza di più rotismi epicicloidali.

Per le trasmissioni CVT esistono vari requisiti tra cui l'efficienza, vedi fig. 1.8.

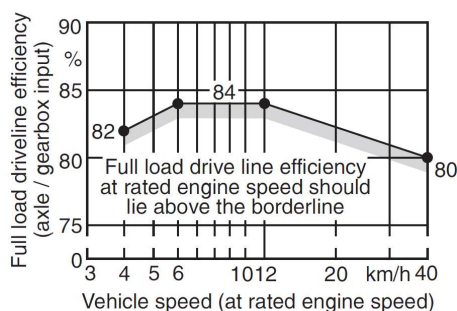


Figura 1.8: Target di efficienza trasmissioni CVT per trattori con potenza superiore ai 100 kW (Renius 1993, 1994, 1999)[2]

Per le trasmissioni IC e OC il punto di maggior efficienza è il Full Mechanical Point. Analizzando la trasmissione IC si vede che l'efficienza è molto bassa per velocità basse perché si è in fase di ricircolo. Per soddisfare i requisiti di fig. 1.8 la trasmissione deve avere un'efficienza di almeno il 90%, limitando così la banda utile di velocità. Si ricorre quindi all'aggiunta di alcuni ranges come realizzato da Class, Steyr, ZF e John Deere (fig. 1.9). Quest'ultima ad esempio è caratterizzata da 2 ranges: il primo 0-18 km/h e il secondo fino a 50 km/h (o 62 km/h). Lo shift avviene a velocità sincrone.

Gli schemi OC Compound e IC Dual Stage sono altri esempi di modifiche degli schemi IC e OC per migliorare l'efficienza. Il primo (Compound) è costituito da due epicicloidali. Alcuni vantaggi sono:

- percorso meccanico più efficiente per la potenza in ricircolo;
- due full mechanical point;

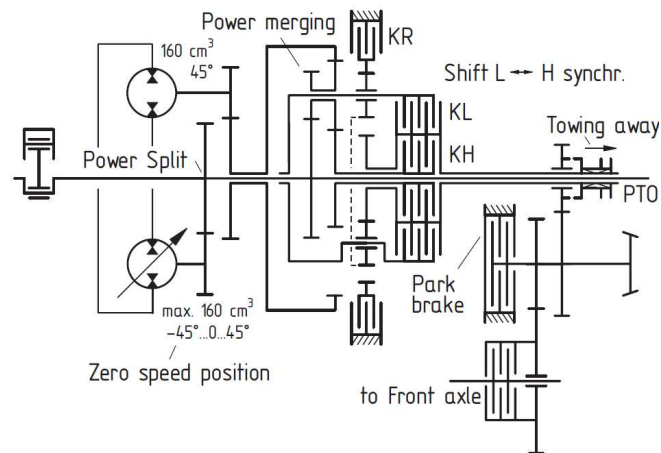


Figura 1.9: Trasmissione idrostatica power split input Coupled 2 ranges John Deere Autopower per la serie 7010 e 7020. [2]

- sistema idraulico più compatto;

Per velocità basse la trasmissione è identica all'Output Coupled. Al primo fmp¹ il carrier 2 viene connesso al ring 1. Dopo il secondo fmp si entra in fase additive. La seconda (dual stage IC) utilizza un doppio epicicloidale ed presenta i seguenti vantaggi:

- l'unità idraulica lavora in modo più efficiente (es. bassa velocità e parzializzazioni alte), aumentando quindi l'efficienza della trasmissione;
- due full mechanical point;
- sistema idraulico più compatto;

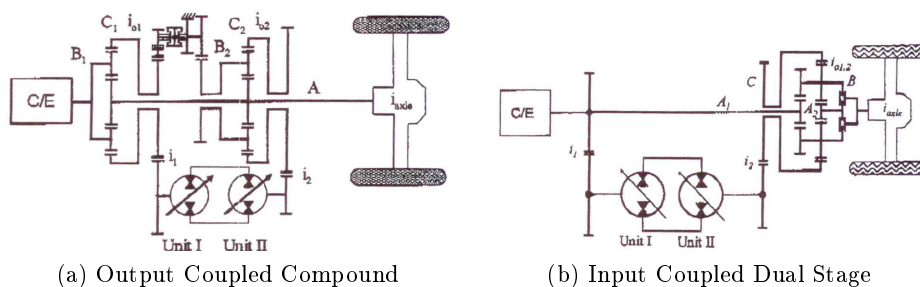


Figura 1.10: Schemi OC Compound e IC dual stage [5]

¹Full Mechanical Point

Attraverso un software PSDD (Power split Drive Design software) [5] sono stati fatti dei confronti a parità di veicolo e carico tra le trasmissioni: IC, OC, IC dual stage e OC compound. I risultati ottenuti sono stati valutati in termini di consumo di energia, efficienza, complessità del sistema, compattezza e sforzo di controllo. L'IC risulta la più energivora e quindi quella con maggior consumo di carburante, al contrario la dual stage IC la meno energivora. C'è da ricordare anche che il rendimento varia con la velocità, quindi il consumo di energia dipende dalle velocità impostate nel ciclo di lavoro. La IC e la OC condividono lo stesso numero di componenti e sono le meno complesse, mentre le altre due sono più complesse dal punto di vista meccanico ma più compatte dal punto di vista idraulico. Tutte e 4 le trasmissioni operano in recirculating mode in retromarcia. Per quanto riguarda il controllo, la IC richiede un tipo di controllo molto preciso presso la velocità di 0 km/h, poiché viene richiesto un flusso elevato per mantenere il veicolo fermo. Diversamente per la OC che a velocità 0 km/h la pompa ha parzializzazione nulla. La IC dual stage e la OC compound necessitano di un controllo di velocità (servono dei sensori) per lo shift delle frizioni che deve avvenire alla stessa velocità di rotazione degli alberi.

1.4 Sviluppi futuri

Tuttora la ricerca sulle trasmissioni idromeccaniche è in continua evoluzione. Ogni anno vengono pubblicati articoli e pubblicazioni su nuovi schemi come descritto in [6] e in [7]. Questi nuovi schemi puntano soprattutto al miglioramento dell'efficienza e ad altri aspetti come l'aumento della coppia a basse velocità, minor sforzo di controllo, possibilità di far lavorare il motore in una zona ideale per minor consumo e minor emissioni e maggiore semplicità e compattezza della trasmissione.

In [8], viene proposto un sistema di controllo che esegue un problema di ottimizzazione online e real time sul sistema motore-trasmissione gestendo il motore-trasmissione e ottenendo i risultati seguenti: aumento dell'efficienza dell' 8.92% e riduzione dei consumi del 4.9%.

In [9] viene descritto un problema di ottimizzazione dove la funzione da minimizzare è la perdita totale della trasmissione e le variabili libere sono le cilindrata del gruppo idraulico e i rapporti degli ingranaggi e dell'epicicloidale. Un metodo di design volto a migliorare l'efficienza della trasmissione.

Un'altro importante argomento riguarda l'ibridizzazione delle HMT²[10]. Nelle macchine da lavoro consente un recupero dell'energia cinetico/potenziale nelle fasi di accelerazione e decelerazione attraverso l'uso di accumulatori idraulici, portando ad una riduzione del consumo di carburante migliorando efficienza, produttività e operatività. Ovviamente risulta più difficile il controllo.

²Hydromechanical Transmission

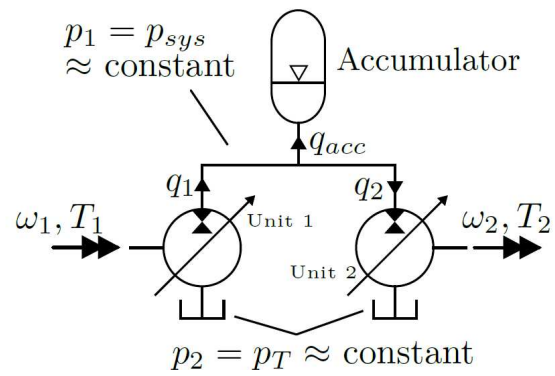


Figura 1.11: Ramo idrostatico di una trasmissione idromeccanica con ibridizzazione. [10]

Capitolo 2

IC to OC

Introduzione

In questo capitolo verrà descritta e analizzata l'appena concepita trasmissione idromeccanica di tipo ICtoOC [4].

2.1 Funzionamento e dimensionamento

Le trasmissioni idromeccaniche three-shaft, ben come note Input Coupled e Output Coupled, richiedono gamme meccaniche aggiuntive (ranges) per coprire le normali gamme di velocità dei veicoli fuoristrada. Ciò aumenta i costi e anche la complessità della trasmissione.

Una soluzione consiste nella nuova configurazione di trasmissione ICtoOC, una trasmissione Input Coupled per le basse velocità che poi diventa Output Coupled per le alte velocità. In questo modo l'intervallo di velocità che si può coprire è doppio e quindi la trasmissione non necessita di range meccanici aggiuntivi.[4]. In figura 2.1 si vede lo schema della trasmissione ICtoOC.

Grazie all'uso delle frizioni A, B, C e D si passa dalla configurazione IC a quella OC. A velocità zero le frizioni A e B sono chiuse e le C e D aperte, si è quindi nella configurazione IC e poi alla velocità V_{shift} avviene il passaggio alla seconda modalità: la OC (vedi fig. 6.3). Allo shift ci deve essere sincronismo (stessa velocità) tra gli alberi a destra e sinistra delle frizioni C e D. Questo significa che nell'epicicloidale $w_s = w_c$ ¹ e quindi dalla legge dell'epicicloidale(1.2) $w_s = w_c = w_r$. Si avrà quindi che:

$$V_{shift} = \frac{n_{ice}}{\tau_{out}} \frac{2\pi}{60} \cdot R_{tire} \cdot 3.6 \quad [km/s]$$

¹ w_s =velocità solare, w_c =velocità portatreno e w_r =velocità corona

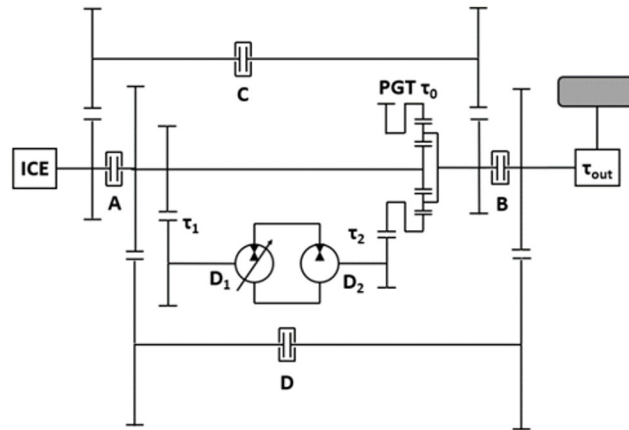


Figura 2.1: Trasmissione idromeccanica ICtoOC [4]

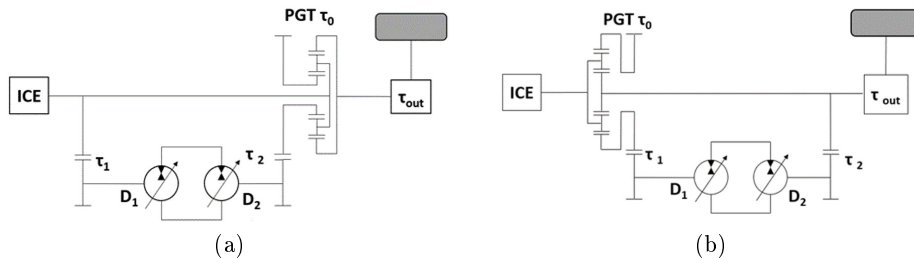


Figura 2.2: Schema della IC (a) e della OC (b) [4].

Dove: V_{shift} =velocità di shift IC/OC, n_{ice} =velocità del motore espressa in rpm, τ_{out} =rapporto del differenziale e R_{tire} =raggio ruota. V_{shift} dipende quindi dalla velocità del motore.

La presenza delle due configurazioni permette la presenza sull'intervallo di velocità di due punti di FMP (punti di miglior rendimento). Nel dimensionamento si ipotizzano giri del motore costanti e pari a 2400 rpm. Con questa ipotesi i due FMP vengono scelti nel seguente modo:

$$V_{fmp}^{IC} = \frac{V_{max}}{3}$$

poiché questo ha dimostrato (vedi [11]) di garantire una maggior efficienza per il layout in fig. 2.1 in cui il solare viene collegato al motore e il carrier all'uscita. Si ha poi:

$$V_{fmp}^{OC} = V_{max}$$

come di solito si fa nell'OC transmission.
Quando l'IC mode è selezionato si ha che:

$$w_s = w_{ice} \quad (2.1)$$

$$w_c = \tau_{out} \frac{V}{3.6 \cdot R_{tire}} \quad (2.2)$$

e in OC mode:

$$w_c = w_{ice} \quad (2.3)$$

$$w_s = \tau_{out} \frac{V}{3.6 \cdot R_{tire}} \quad (2.4)$$

Date queste ultime relazioni (2.1, 2.2, 2.3 e 2.4), combinandole con la 1.2 e sapendo che nei FMP la $w_r = 0$ si ottiene che:

$$V_{fmp}^{IC} = \frac{1}{1 - i_0} \frac{w_{ice} \cdot 3.6 \cdot R_{tire}}{\tau_{out}} \quad (2.5)$$

$$V_{fmp}^{OC} = (1 - i_0) \cdot \frac{w_{ice} \cdot 3.6 \cdot R_{tire}}{\tau_{out}} \quad (2.6)$$

con $i_0 = -\frac{Z_{ring}}{Z_{sun}}$

Si nota che le due velocità dipendono da w_{ice} . Da queste ultime due relazioni (2.5 e 2.6) si possono ricavare i valori di τ_{out} e i_0 . I gruppi ingranaggi τ_1 e τ_2 servono per limitare la velocità ai gruppi idraulici. Il loro valore dipende quindi dal limite massimo di velocità di questi ultimi.

$$\tau_1 = \frac{w_{HyMax}}{\max(w_{ice}, \frac{V_{max} \cdot \tau_{out}}{R_{tire} \cdot 3.6})} \quad (2.7)$$

$$\tau_2 = \frac{w_{HyMax}}{\max(w_r | V=0, V_{shift}, V_{max})} \quad (2.8)$$

I valori di D_1 e D_2 dipendono dal valore massimo di coppia e pressione al quale sono sottoposti. Essi vanno calcolati nelle condizioni più gravose ad esempio alla partenza considerando la massima coppia alle ruote.

$$D_2 = \frac{T_2 * 2 * \pi * 10}{\Delta p_{max}} \quad (2.9)$$

e l'equazione di continuità:

$$\alpha_1 w_1 D_1 = w_2 D_2 \quad \text{con} \quad \alpha_1 < 1 \quad (2.10)$$

2.2 Regolazione della velocità

La trasmissione ICtoOC viene gestita e controllata solo attraverso la cilindrata D_1 (vedi fig. 2.1). A velocità inferiori della velocità di shift (V_{shift}), quindi in configurazione IC essa rappresenta l'unità primaria; per velocità superiori invece (OC mode), il parametro di regolazione diventa la parzializzazione al secondario. Questo significa che per velocità crescenti, in IC mode la parzializzazione sarà crescente, mentre in OC mode la parzializzazione sarà decrescente (vedi fig. 2.3).

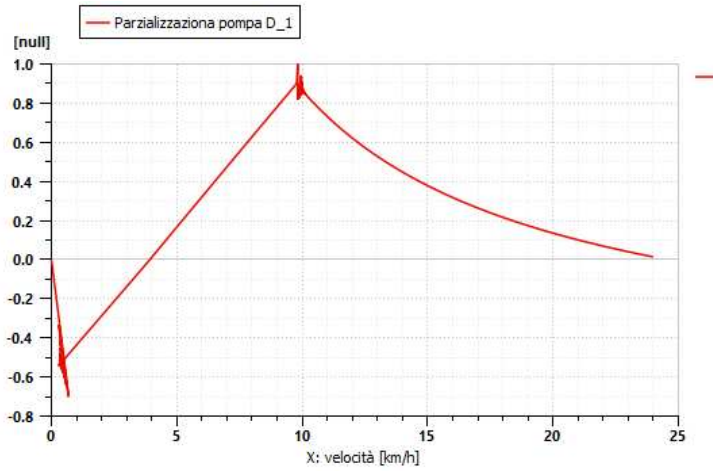


Figura 2.3: Parzializzazione D_1 al variare della velocità.

Capitolo 3

Gestione del motore

Introduzione

In questo capitolo verranno descritte le principali modalità di gestione del motore a combustione che azionerà la trasmissione. I principali metodi sono gestione ai minimi consumi, gestione alle minime emissioni e gestione a giri costanti.

3.1 Curve caratteristiche del motore

La coppia di un motore a combustione può essere espressa tramite la seguente formulazione:

$$M = (\rho_a z V_g \frac{1}{\tau \pi}) \frac{H_u}{\Delta} \eta_v \eta_i \eta_m \quad (3.1)$$

Le uniche quantità variabili nell'espressione sono Δ rapporto di dosatura aria/combustibile (direttamente controllabile dal pilota) e i rendimenti volumetrico, idraulico e meccanico η_v, η_i e η_m . Nel caso ideale di rendimenti costanti il momento dipende solo da Δ ed è indipendente dalla velocità di rotazione. Se si considera il minimo rapporto di dosatura allora si identifica la curva limiti del motore a combustione, la quale permette di identificare tutti i punti possibili di lavoro. L'aumento del rapporto di dosatura può avvenire per mezzo della farfalla di laminazione all'aspirazione o per diretta riduzione della portata di carburante nei motori a iniezione diretta.

Altri limiti che definiscono la zona di lavoro del motore sono le velocità di rotazione minima e massima. La prima serve per mantenere in funzione il motore e la seconda è dettata da considerazioni meccaniche (velocità limite dei componenti, carichi dinamici dovuti alle masse oscillanti...), e da considerazioni termo fluidodinamiche (soffocamento del motore, tempi minimi di iniezione e combustione non nulli...). [12]

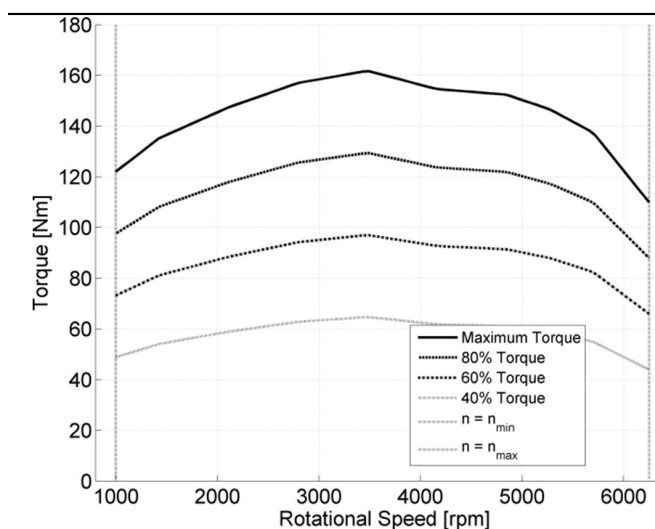


Figura 3.1: Curve di coppia mci [12]

3.2 Mappe dei consumi e gestione ai minimi consumi

Per ogni punto di funzionamento del motore è possibile misurare un valore di consumo specifico [g/kWh] e di efficienza, vedi fig. 3.3.

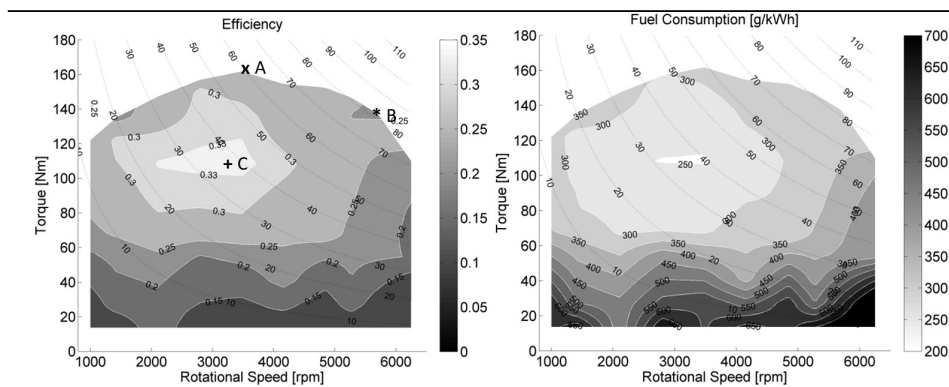


Figura 3.2: Mappe di efficienza e consumo. [12]

La tecnica di gestione del motore ai minimi consumi consiste nel minimizzare i consumi del motore facendo lavorare il motore nella zona di minimo consumo della mappa a parità di potenza richiesta dal carico. Questo significa che a parità di potenza quindi spostandosi lungo una linea di isopotenza (iperbole) si farà lavorare il motore nel punto di minimo consumo. In questo modo verrà a

formarsi una linea sulla mappa dove in base alla potenza richiesta si identifica il punto di lavoro (giri-coppia).

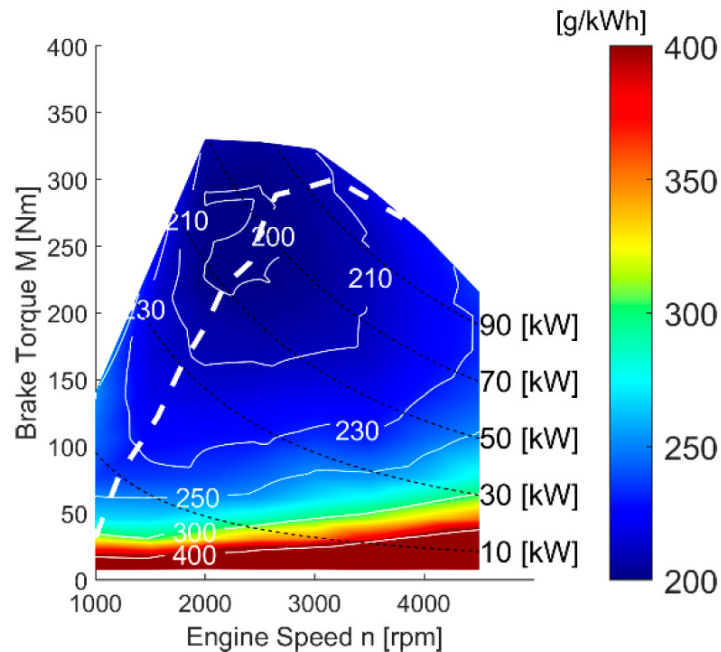


Figura 3.3: Curva di minimo consumo. [13]

3.3 Gestione alle minime emissioni

Oltre al consumo specifico e all'efficienza, in ogni punto della mappa di un motore è possibile identificare anche un valore di emissione specifica [g/kWh] delle quattro principali emissioni di un motore a combustione: CO, HC, NO_x e PM. Le prime due sono il risultato di una incompleta ossidazione mentre il terzo si manifesta con alte temperature ed eccesso di ossigeno. Il CO è dannoso perché ostacola il trasporto di ossigeno nel sangue. Il termine HC comprende un'ampia varietà di idrocarburi, molti dei quali cancerogeni (benzene). Gli NO_x provocano malattie respiratorie e le PM sono particelle carboniose ad alto peso molecolare che si depositano nei polmoni e sono considerate cancerogene.[13]

La riduzione di queste emissioni può essere effettuata attraverso una gestione del motore permessa dalla presenza nel veicolo di una trasmissione CVT, in questo caso la ICtoOC.

La strategia di gestione in questo lavoro consiste nella minimizzazione del danno alla salute umana provocato da questi quattro principali inquinanti. La stima del danno provocato si misura in DALY. Il DALY è quantificato dal numero medio di

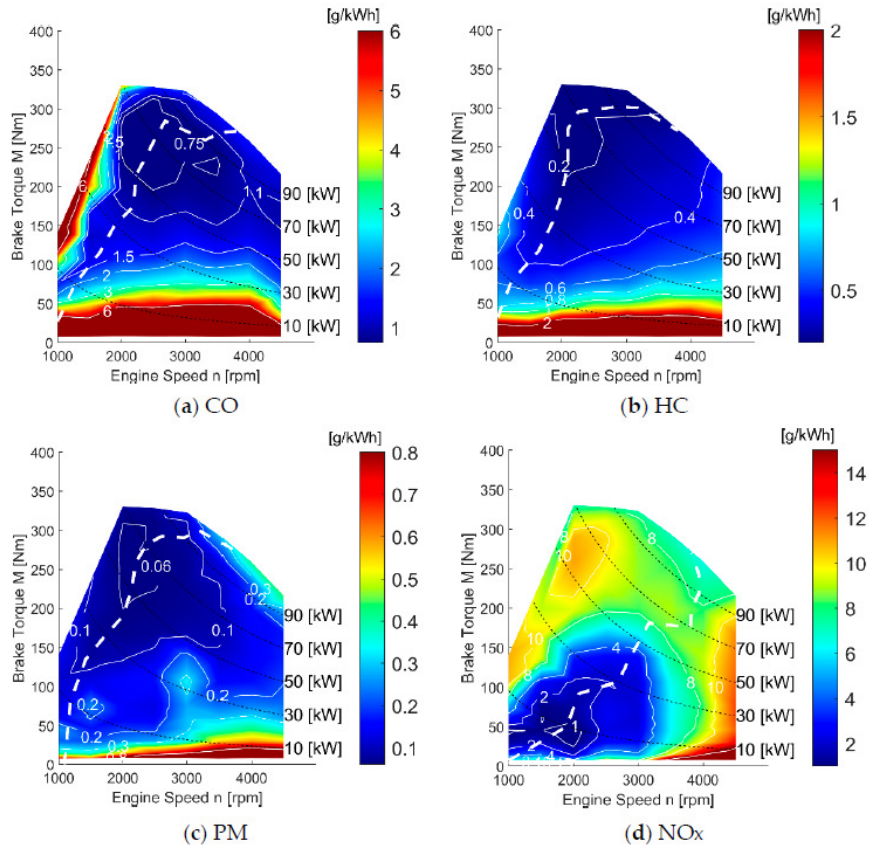


Figura 3.4: Curve di isolivello e di minima emissione specifiche per CO (a), HC (b), PM (c) e NO_x (d). [13]

anni di vita persi di una popolazione dovuti a malattie o morte prematura causate dall'esposizione a questi inquinanti. questa strategia diventa quindi simile a quella del minimo consumo.

Per quantificare il DALY ci sono quattro step. Il primo è l'inventario e consiste nel fare una lista dei principali inquinanti rilasciati dal motore o qualunque macchina termica (in questo caso 4). Il secondo step è la caratterizzazione e assegna ogni emissione a categoria di impatto. Poi con il terzo step (valutazione del danno) viene valutato il danno causato da ogni emissione in DALY. Infine con la normalizzazione vengono pesati e sommati tutti i vari danni con dei coefficienti, in un singolo valore. In questo lavoro la categoria di impatto è una come anche la categoria di danno e sono solo quelle collegate alla salute umana.

$$D = m \cdot cf \cdot sd \quad \left[kg \cdot \frac{kg_{eq}}{kg} \cdot \frac{DALY}{kg_{eq}} \rightarrow DALY \right] \quad (3.2)$$

I coefficienti utilizzati in questo lavoro sono i seguenti:

Emissione	cf	unit	sd	unit
<i>CO</i>	$1.04 \cdot 10^{-3}$	<i>kgPM2.5eq/kg</i>	$7.00 \cdot 10^{-4}$	<i>DALY/kgPM2.5eq</i>
<i>NO_x</i>	$1.27 \cdot 10^{-1}$	<i>kgPM2.5eq/kg</i>	$7.00 \cdot 10^{-4}$	<i>DALY/kgPM2.5eq</i>
<i>PM2.5</i>	1	<i>kgPM2.5eq/kg</i>	$7.00 \cdot 10^{-4}$	<i>DALY/kgPM2.5eq</i>
<i>VOC_s</i>	$3.03 \cdot 10^{-1}$	<i>kgC2H4eq/kg</i>	$2.13 \cdot 10^{-6}$	<i>DALY/kgC2H4eq</i>

Tabella 3.1: Valore dei coefficienti di danno calcolati in accordo con HIA (Health Impact Assessment)

Si ottiene così una mappa del danno espressa in DALY/kWh. Successivamente si traccia la linea di minimo danno (fig. 3.5) e si fa lavorare il motore su questi punti sempre in base alla potenza richiesta dal carico.

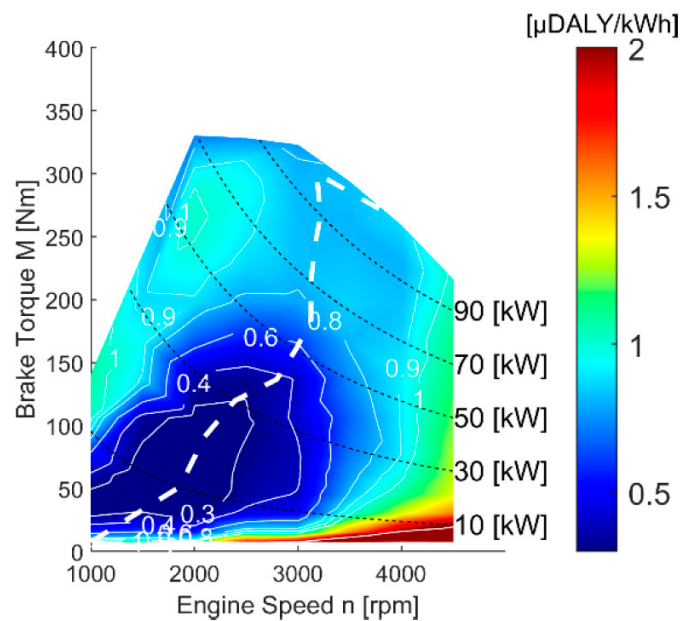


Figura 3.5: Curve di isolivello e di minimo daly. [13]

Tuttavia questa tecnica potrebbe portare ad un eccessivo consumo di carburante e ridurre l'applicabilità di questo metodo, perciò risulta necessario verificare l'effettiva riduzione dei danni senza un'eccessivo di aumento dei consumi.

Capitolo 4

Esempio applicativo

Introduzione

In questo capitolo verrà fatto un esempio applicativo del modello di questa trasmissione. Il veicolo scelto è un forklift. Per confronti successivi verranno dimensionate anche altre due trasmissioni per lo stesso veicolo: la IC e la OC.

4.1 Caratteristiche del veicolo

Le tre trasmissioni a confronto sono modellate per un forklift da 5 t che sviluppa una potenza di 75 kW.

Caratteristiche del motore:

	valore	unità
Potenza	75	kW
vel. minima	850	rpm
vel. massima	2400	rpm
coppia massima	380	Nm
cilindrata	2.5	l

Tabella 4.1: Caratteristiche del motore

Curva caratteristica del motore (fig. 4.1) e altre caratteristiche del veicolo (tab. 6.1):

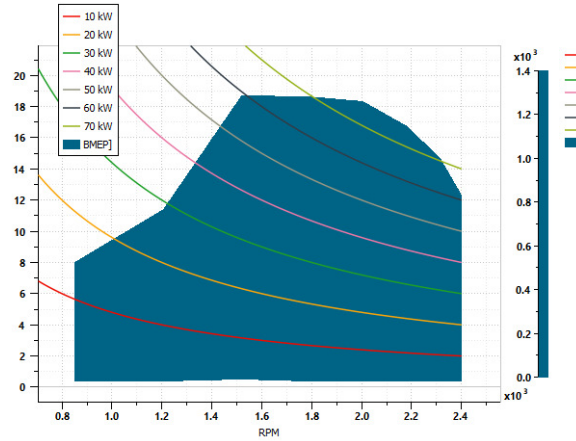


Figura 4.1: Curva del motore

	valore	unità
Massima coppia alle ruote	17290	Nm
vel. massima	24	km/h
raggio ruota	0.38	m
massa	10560	kg
pendenza	20	%

Tabella 4.2: Caratteristiche del veicolo

4.2 Dimensionamento della trasmissione

ICtoOC

Si parte con la prima equazione del capitolo 2, e sostituendo i valori $w_{ice} = 2400 * 2 * \pi / 60$, $R_{tire} = 0.38m$ e scelte le due velocità di full mechanical point rispettivamente a 4 km/h e 24 km/h, si risolve il primo sistema di equazioni e si ottiene un $i_0 = \frac{1}{\tau_0} = -1.45$ e $\tau_{out} = 35$.

Si assume poi una w_{HyMax} massima velocità ammessa dei gruppi idraulici pari a 3000 rpm, si ha quindi che:

$$\begin{aligned}
 \tau_1 &= \frac{w_{HyMax}}{\max(w_{ice}, \frac{V_{max} \cdot \tau_{out}}{R_{tire} \cdot 3.6})} = \\
 &= \frac{3000 * 2 * \pi / 60}{\max(2400 * 2 * \pi / 60, 614)} = \\
 &= 0.51
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

$$\begin{aligned}
\tau_2 &= \frac{w_{HyMax}}{\max(w_r | V = 0, V_{shift}, V_{max})} = \\
&= \frac{3000 * 2 * \pi / 60}{\max(1600 * 2\pi / 60, 2400 * 2\pi / 60, 0)} = \\
&= \frac{3000}{2400} = 1.26
\end{aligned} \tag{4.2}$$

Per calcolare le due cilindrato ci si pone nelle condizioni più critiche come ad esempio alla partenza con la massima coppia alle ruote (si considera un coefficiente 0.9 che tiene conto delle non idealità).

$$D_2 = \frac{T_{2max} * 2 * \pi * 10}{\Delta p_{max} * 0.9} \tag{4.3}$$

e l'equazione di continuità:

$$\alpha_1 w_1 D_1 = w_2 D_2 \quad \text{con} \quad \alpha_1 < 1 \tag{4.4}$$

Per calcolare T_{2max} bisogna il seguente sistema di equazione:

$$\begin{cases}
\frac{w_s}{i_0} + (1 - \frac{1}{i_0})w_c = w_r & \text{legge dell'epicicloidale} \\
M_s + M_c + M_r = 0 & \text{equilibrio delle coppie} \\
M_s \cdot w_s + M_c \cdot w_c + M_r \cdot w_r = 0 & \text{equilibrio delle potenze}
\end{cases} \tag{4.5}$$

Dove M_s = coppia al sun, M_c = coppia al carrier e M_r = coppia al ring. Sostituendo $w_c = 0$, $i_0 = -1.5$, $w_s = 2400 * 2 * \pi / 60$ e sapendo che M_c è pari alla coppia massima alle ruote moltiplicata per $\frac{1}{\tau_{out}}$, si ottiene una $M_r = 296.4 Nm$, e quindi:

$$T_{2max} = \frac{M_r}{\tau_2} = 235 \quad Nm \tag{4.6}$$

Sostituendo si ha quindi che:

$$D_2 = \frac{235 * 10 * 2 * \pi}{400} \simeq 40 \quad [cc] \tag{4.7}$$

Ipotizzando un $\alpha_1 = 0.6$ alla partenza, D_1 diventa quindi:

$$D_1 = \frac{D_2 * n_2}{\alpha_1 * n_1} = \frac{D_2 * w_r * \tau_2}{\alpha_1 * w_{ice} * \tau_1} = \frac{D_2 * w_{ice} * \tau_2}{\alpha_1 * w_{ice} * i_o * \tau_1} \simeq 110 \quad [cc] \tag{4.8}$$

Trasmissione OC

Per il dimensionamento della trasmissione OC si fa riferimento alle formule del capitolo 1 e ai dati del veicolo sopracitati e in aggiunta $\tau_{out} = 40$ e $V_{fmp} = 24$ km/h. Sostituendo i valori per il calcolo di i_0 , si ottiene:

$$i_0 = 1 - \frac{w_s}{w_c} = 1 - \frac{V_{fmp} * \tau_{out}}{3.6 * R_{tire}} = 1 - \frac{24 * 40}{3.6 * 0.38} \simeq -1.8 \quad (4.9)$$

Per i_1 e i_2 :

$$i_2 = \frac{3000 * \frac{2 * \pi}{60}}{24 * 40 / (3.6 * R_{tire})} \simeq 0.447 \quad (4.10)$$

$$i_1 = \frac{3000}{2400 * (1 - \frac{1}{i_0})} \simeq \frac{1}{1.25} \quad (4.11)$$

Per il calcolo di D_2 si procede con la stima di M_{2max} :

$$M_{2max} = \frac{M_{ruotemax}}{\tau_{out} * i_2} \simeq 906 \quad Nm \quad (4.12)$$

$$D_2 = \frac{906 * 2 * \pi * 10}{\Delta P_{max} * 0.9} \simeq 160 \quad [cc] \quad (4.13)$$

Per il calcolo di D_1 si procede con la stima di M_{1max} sempre alla partenza con il seguente sistema:

$$\begin{cases} \frac{w_s}{i_0} + (1 - \frac{1}{i_0})w_c = w_r & \text{legge dell'epicicloidale} \\ M_s + M_c + M_r = 0 & \text{equilibrio delle coppie} \\ M_s \cdot w_s + M_c \cdot w_c + M_r \cdot w_r = 0 & \text{equilibrio delle potenze} \end{cases} \quad (4.14)$$

Sapendo che $w_s = 0$, $w_c = 2400 * 2 * \pi / 60$ e che per M_c si prende il valore massimo che può erogare il motore, si ottiene una $M_r = 244$ Nm.

$$M_{1max} = \frac{M_r}{i_1} = 305 \quad Nm \quad (4.15)$$

$$D_1 = \frac{305 * 2 * \pi * 10}{\Delta P_{max} * 0.9} = 53 [cc] \quad (4.16)$$

Trasmissione IC

Per il dimensionamento della trasmissione OC si fa sempre riferimento alle formule del capitolo 1 e ai dati del veicolo sopracitati e in aggiunta $\tau_{out} = 14$ e $V_{fmp} = 4$ km/h. Sostituendo i valori per il calcolo di i_0 , si ottiene:

$$i_0 = 1 - \frac{w_s}{w_c} = 1 - \frac{2400 * \frac{2 * \pi}{60}}{4 * 14 / (3.6 * 0.38)} \simeq -5.1 \quad (4.17)$$

Per i_1 e i_2 :

$$i_2 = \frac{w_{hymax}}{w_r} = \frac{3000}{\frac{2400}{i_0} + (1 - \frac{1}{i_0}) * w_c} \simeq 1.28 \quad (4.18)$$

$$i_1 = \frac{3000}{2400} = 1.25 \quad (4.19)$$

Per il calcolo di D_2 ci si pone alla partenza e si calcola M_{2max} con il seguente sistema:

$$\begin{cases} \frac{w_s}{i_0} + (1 - \frac{1}{i_0})w_c = w_r & \text{legge dell'epicicloidale} \\ M_s + M_c + M_r = 0 & \text{equilibrio delle coppie} \\ M_s \cdot w_s + M_c \cdot w_c + M_r \cdot w_r = 0 & \text{equilibrio delle potenze} \end{cases} \quad (4.20)$$

Sostituendo $w_c = 0$ e $M_c = M_{maxruota}/\tau_{out}$ si ottiene $M_r = 1032Nm$.

$$M_{2max} = \frac{M_r}{i_2} = 806 \quad Nm \quad (4.21)$$

$$D_2 = \frac{806 * 2 * \pi * 10}{360} \simeq 140[cc] \quad (4.22)$$

Infine ponendo $\alpha_1 = 0.5$:

$$D_1 = \frac{D_2 * n_2}{\alpha_1 * n_1} \simeq 55[cc] \quad (4.23)$$

Riassunto dei parametri delle tre trasmissioni:

	IC	OC	ICtoOC
$V_{fmp}[km/h]$	4	24	4 e 24
$D_1[cc]$	55	53	110
$D_2[cc]$	140	160	40
τ_1	1.25	1/1.25	0.51
τ_2	1/0.77	0.477	1.26
τ_{out}	14	40	35
i_0	-5.1	-1.8	-1.5
$\Delta P_{max}[bar]$	400	400	400

Tabella 4.3: Parametri delle tre trasmissioni.

Capitolo 5

Modellazione con AMESim

Introduzione

In questo capitolo verrà illustrata la modellazione del sistema motore, trasmissione e sistema di controllo con il software di simulazione numerica AMESim [1]. Grazie a tutti i suoi componenti contenuti sulle sue librerie (idraulica, meccanica, segnal/control, driver,...) si riesce ad ottenere il modello realistico del veicolo e simulare i diversi parametri e grandezze caratteristici del veicolo durante il suo funzionamento.

5.1 Trasmissione

In fig. 5.3 si vede lo schematico della trasmissione ICtoOC modellato con AMESim [1]. Si notano i principali componenti tra cui le frizioni Clutch A, Clutch B, Clutch C, e Clutch D, il rotismo epicicloidale PGT T0 e il gruppo idrostatico. Quest'ultimo è composto dalle due pompe/motori (D_1 e D_2), i due gruppi di riduzione (τ_1 e τ_2) e la pompa per il ramo di bassa pressione. Sia in D_1 che D_2 sono state modellate le perdite di tipo volumetrico e idromeccanico (fig. 5.1, 5.2). La perdita di portata della pompa e del motore viene simulata con un orifizio idraulico regolato da una legge matematica in cui la portata dipende dalla geometria dell'orifizio, in questo caso annulare, e quindi dal raggio esterno ed interno; dalla differenza di pressione ai capi e da altre variabili. Le perdite idromeccaniche si manifestano come una diminuzione della coppia in uscita (motore) o in ingresso (pompa). Questa coppia che viene persa viene modellata con la curva di Stribeck:

$$M_{attr} = M_0 + K_v * n + K_p * \Delta P \quad (5.1)$$

dove M_0 = coppia di attrito costante (da considerare anche un eventuale primo di stacco), k_p = coefficiente di pressione, k_n = coefficiente di velocità e n = velocità.

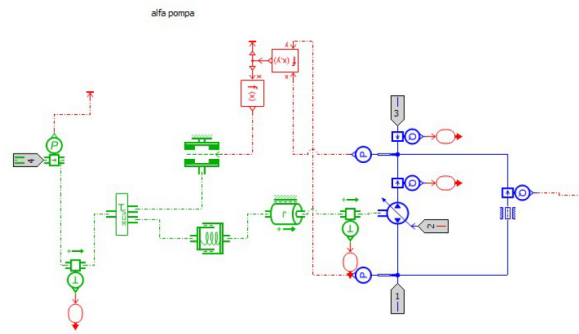


Figura 5.1: Modello perdite pompa D_1

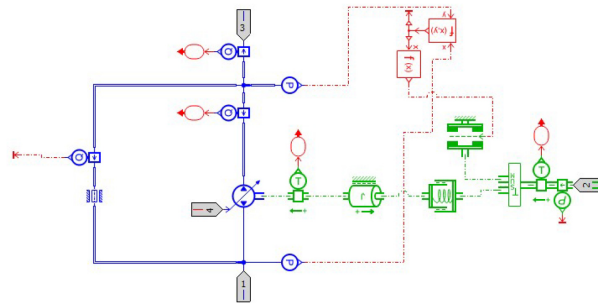


Figura 5.2: Modello perdite motore D_2

Interviene quindi una coppia costante, una proporzionale alla velocità e una alla pressione. Questi coefficienti sono stati ottenuti da alcuni cataloghi. Il rendimento che si ottiene in un ciclo di lavoro (ciclo di lavoro a velocità crescente e carico a potenza costante pari alla massima) si vede in fig. 5.4. Il gruppo idraulico presenta il ramo di minima pressione ad una pressione di 15 *bar* e valvole di massima pressione pari a 400 *bar*.

5.2 Motore

Il motore è stato modellato con l'elemento ICE (internal combustion engine) e da una ECU (Electronic control unit) per il controllo (fig. 5.5). Nel modello del motore i dati di consumo, emissioni, coppia e giri, sono quelli del motore da 75 kW la cui curva è riportata in figura 4.1.

L'ECU garantisce la corretta comunicazione tra la richiesta di carico del driver e i segnali di controllo del motore (modalità di combustione, regolazione del minimo, regolazione della velocità massima, regime di ripresa,...). L'ECU riceve

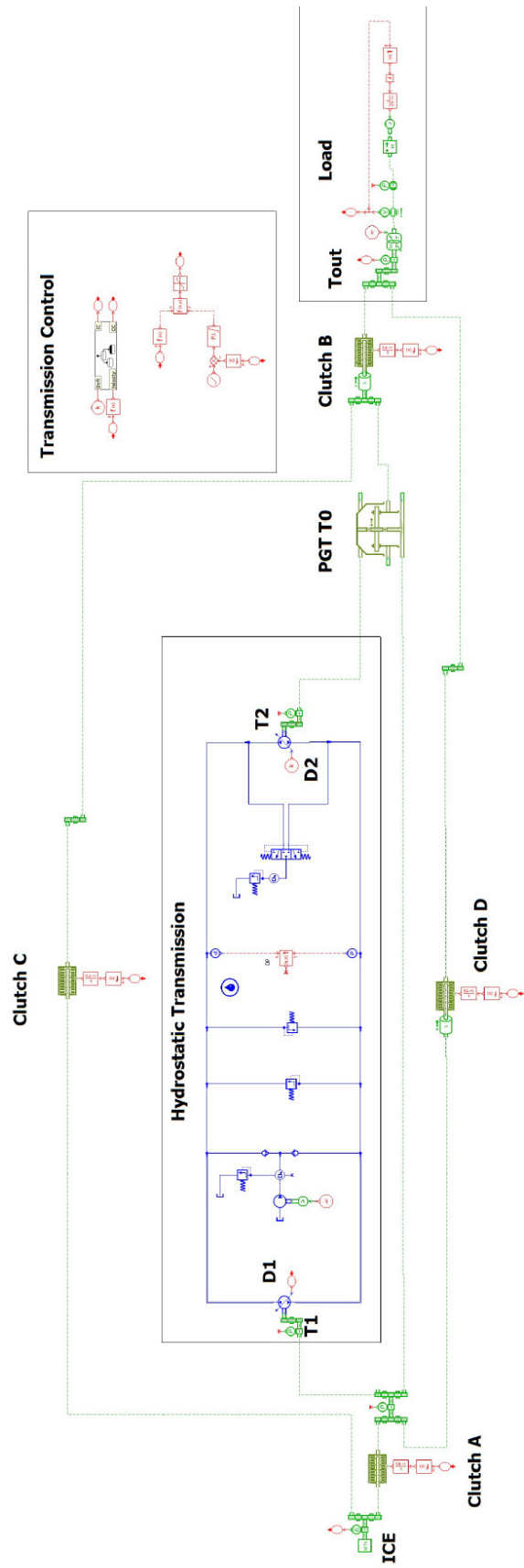


Figura 5.3: Schema AMESim della trasmissione

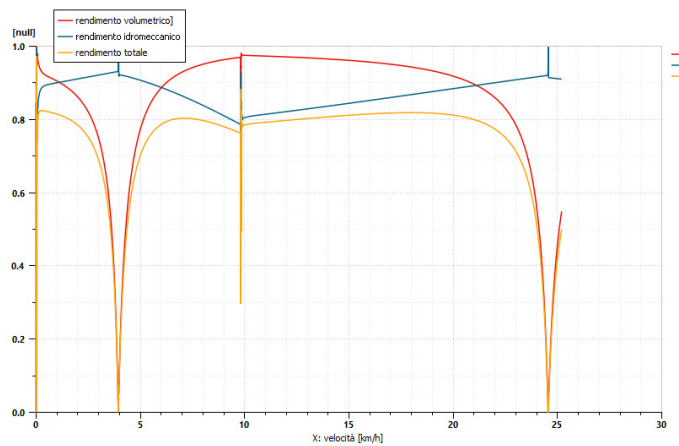


Figura 5.4: Rendimenti volumetrico, idromeccanico e totale pompa D_1

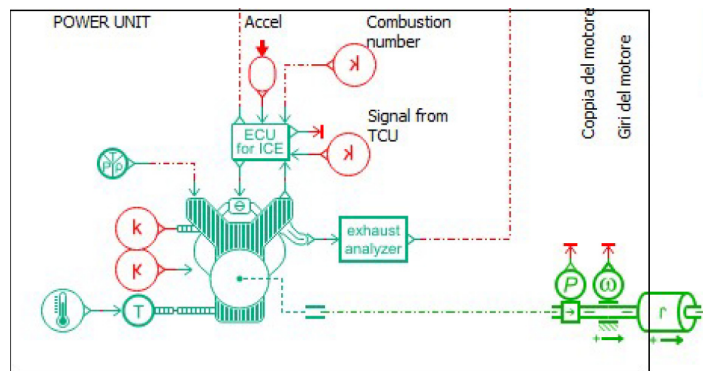


Figura 5.5: Modello del motore a combustione

il segnale dell'acceleratore, in termini di potenza meccanica a cui il motore deve far fronte, dall'elemento Driver. Questo segnale viene quindi elaborato dall'ECU che genera in automatico il segnale del carico al motore (engine load), che viene mandato direttamente all'elemento ICE. Il segnale del carico al motore è un valore compreso tra 0 e 1 e tale segnale definisce, tramite un rapporto di proporzionalità, la coppia che il motore deve generare per far fronte al carico richiesto al gruppo powertrain per movimentare il veicolo [14]. L'elemento ICE simula il funzionamento del motore a combustione intera in modo molto accurato. Questo elemento permette di generare, in base al segnale del carico che riceve in ingresso dall'ECU, una certa coppia in uscita in funzione del regime di rotazione. Il suo funzionamento avviene sulla base della curva caratteristica impostata per il motore scelto, entro i limiti di funzionamento che possono essere facilmente impostati nell'elemento. Impostando la mappa del consumo specifico

di carburante è possibile ottenere anche il calcolo dei consumi istantanei e complessivi durante le simulazioni dei cicli di guida, in base alla posizione dei punti di funzionamento nei quali il motore opera. Infine, impostando anche le mappe di emissione è possibile calcolare le emissioni prodotte durante il funzionamento del motore, prodotte in base al carico a cui è sottoposto. L'elemento Exhaust Analyzer, collegato a destra dell'elemento ICE, ha proprio la funzione di calcolare e sommare l'entità delle emissioni nocive prodotte dal motore a combustione interna durante le simulazioni.

5.3 Elemento vehicle

Questo elemento (fig. 5.6) permette di simulare il movimento del veicolo come in un veicolo reale. Al suo interno ci sono parametri che determinano la massa, le forze resistenti caratteristiche del veicolo come la forza di resistenza aerodinamica, la forza di resistenza al rotolamento degli pneumatici e l'effetto della pendenza del percorso. La dimensione degli pneumatici è stata impostata pari a 178/65 – R20 in modo che il raggio ruota risulti pari a 0.38 m.

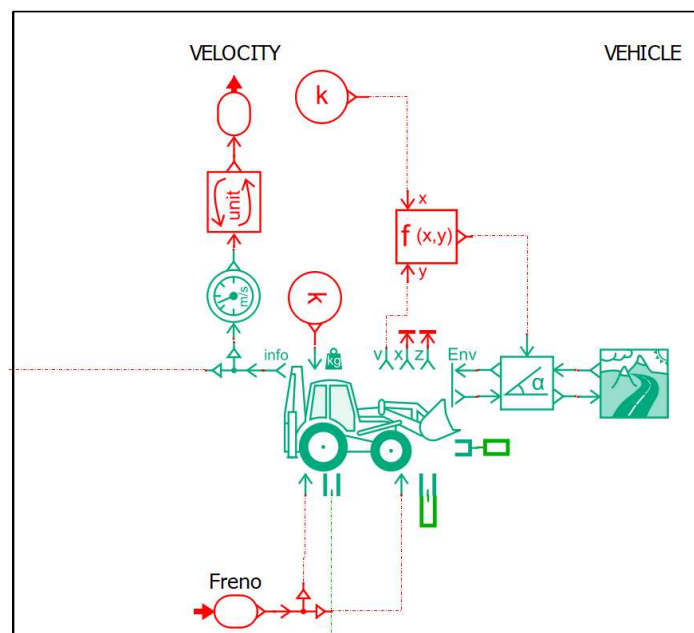


Figura 5.6: Modello del veicolo

5.4 Driver

L'elemento Driver (fig. 5.7) appartiene alla categoria IFP-Drive della libreria AMESim. Esso in ingresso riceve come riferimento il profilo di velocità richiesto, e lo confronta con la velocità proveniente dal veicolo, e sulla base dell'errore attraverso un controllo PID in catena chiusa manda in uscita all'ECU il segnale di accelerazione.

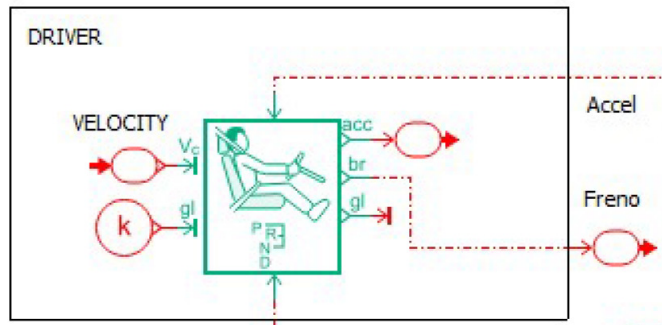


Figura 5.7: Modello del driver

5.5 Sistema di controllo

Il sistema di controllo è stato costruito con i componenti della libreria Signal/control (fig. 5.8). Il suo scopo è quello di regolare il displacement D_1 e attivare le 4 frizioni.

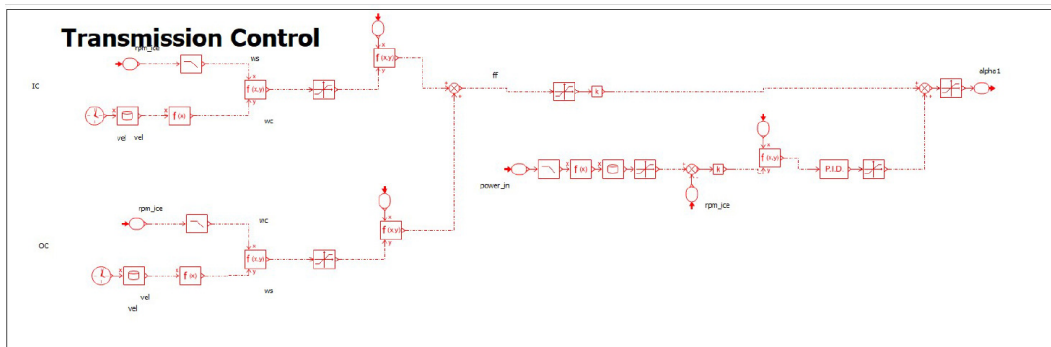


Figura 5.8: Schema di controllo

Nella prima parte dello schema si ha un pre calcolo del displacement D_1 per la tecnica del feed forward. I dati che servono sono la velocità di riferimento del veicolo e la velocità del motore, con questi due dati e con tutti gli altri

parametri della trasmissione si riesce a calcolare l'apertura teorica che devono avere le pompe. Quest'ultima poi viene compensata dal segnale in uscita dal controllo PID (fig. 5.9). Quest'ultimo fa un controllo in catena chiusa sui giri del motore. Il riferimento dei giri del motore, è ottenuto da una funzione che riceve in ingresso la potenza all'albero motore. Nel caso di simulazione a giri costanti il riferimento è sempre pari a 2000 rpm, nel caso di simulazione ai minimi consumi o al minimo danno, è una tabella. Le tabelle riassumono numericamente le curve di minimo consumo e di minimo danno, individuate con le considerazioni viste al capitolo 3 (fig. 5.10, 5.11).

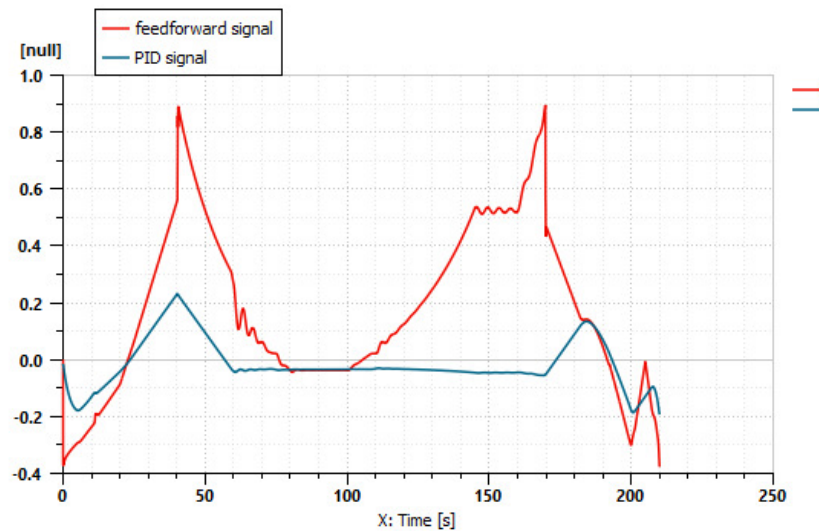


Figura 5.9: Segnali di controllo in feedforward e dal PID

Le frizioni vengono controllate da un semplice sistema che va a confrontare la velocità reale con quella di shift, calcolata in base alla velocità del motore come visto nel capitolo 2.

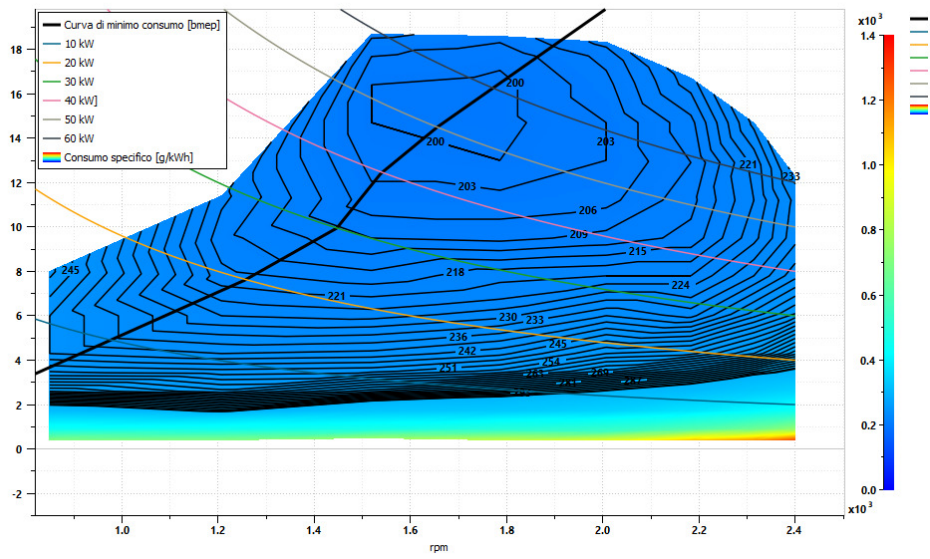


Figura 5.10: Curva del minimo consumo

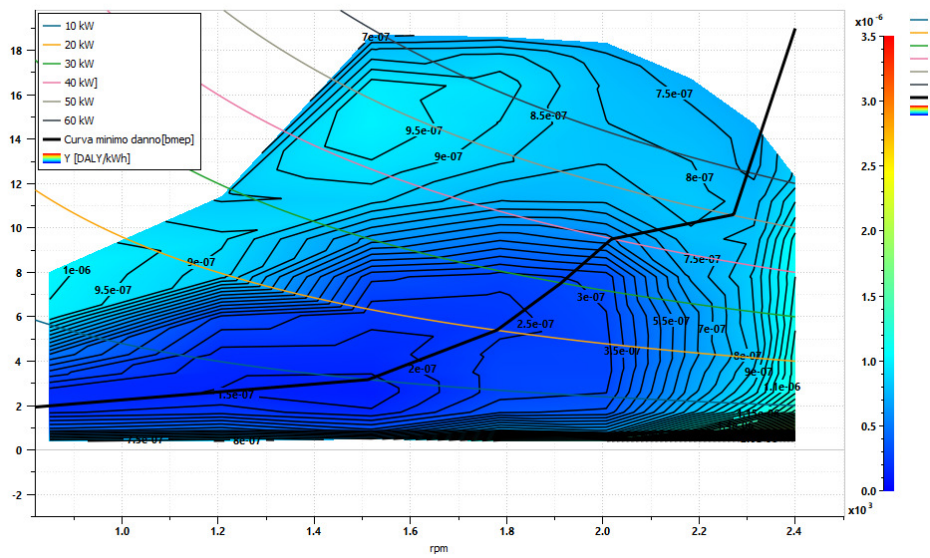


Figura 5.11: Curva del minimo danno

Capitolo 6

Risultati delle simulazioni

Introduzione

In questo capitolo si analizzeranno i risultati ottenuti dalle simulazioni delle tre trasmissioni: IC, OC e ICtoOC, gestiti secondo tre diversi metodi di gestione: giri costanti, minimo consumo e minimo danno; in termini di consumo di carburante e danno alla salute umana espresso in DALY.

6.1 Simulazioni

Innanzitutto si evidenzia il fatto che tutti e tre i modelli delle trasmissioni funzionano correttamente ed inseguono in modo corretto il riferimento di velocità, inoltre funzionano in modo corretto anche i vari sistemi di gestione. Per quanto riguarda la ICtoOC, il passaggio da IC e OC e viceversa, gestito dalle frizioni, avviene alla giusta velocità e quindi senza compromettere il comfort di guida. Per ogni simulazione è stato scelto un percorso comune della durata di 210 secondi come si vede in figura 6.1 e una pendenza espressa in percentuale sul percorso del 15% in modo che al motore venga richiesta una potenza elevata soprattutto nel caso di velocità massima. Per la mancata presenza di un ciclo di lavoro standard (es. WLTC) per questo tipo di veicoli, è stato studiato un percorso semplice che potesse al meglio rappresentare ad esempio una manovra di questi veicoli.

Le simulazioni del veicolo sono state effettuate secondo tre criteri di gestione. Il primo a giri costanti e pari a 2400, che corrisponde alla velocità di progetto. Il secondo criterio è quello di minimo consumo, che prevede di far funzionare il motore lungo la linea dei minimi consumi (fig. 5.10). Il terzo è il criterio del minimo danno alla salute umana, che prevede la gestione del motore lungo la linea del minimo danno alla salute (fig. 5.11).

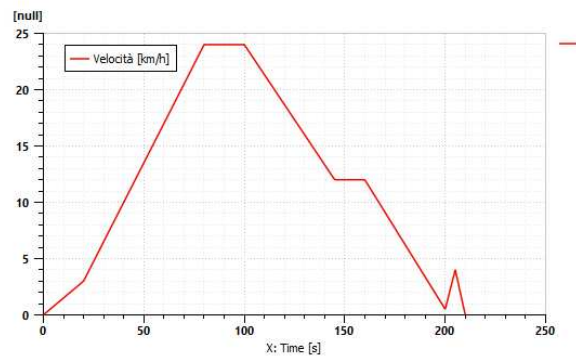


Figura 6.1: Profilo di velocità

6.2 Risultati e confronti

Per prima cosa è stato fatto un confronto con l'energia richiesta in uscita all'albero motore nel caso di gestione ai giri costanti per le tre trasmissioni: Si nota

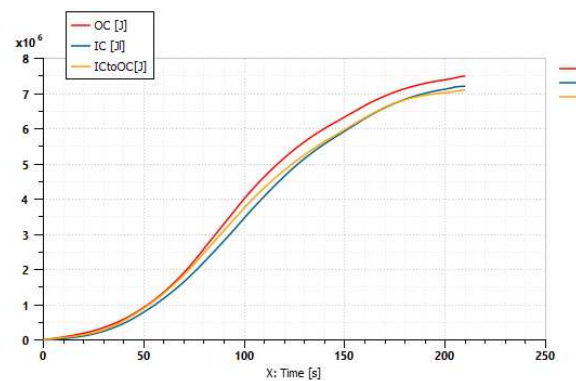


Figura 6.2: Confronto energia in ingresso alle tre trasmissioni

subito la maggior efficienza della trasmissione ICtoOC (fig. 6.2).

Di seguito vengono riportati i punti di lavoro del motore nel diagramma velocità (rpm)/coppia (BMEP) per le varie tecniche di gestione (6.3).

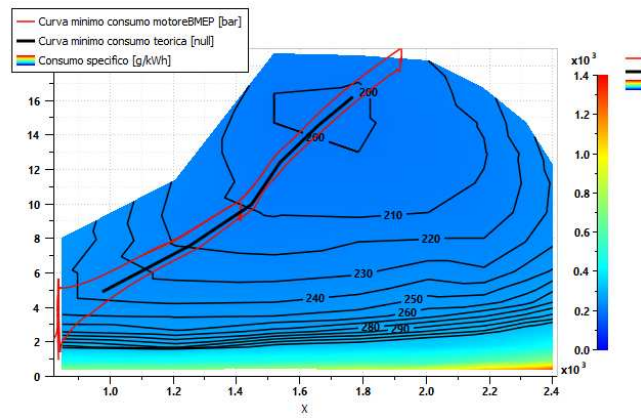
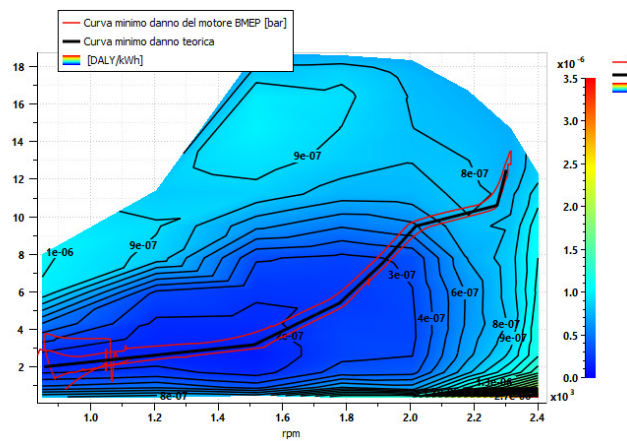
(a) *Minimo consumo*(b) *Minimo danno*

Figura 6.3: Inseguimento delle curve impostate dal sistema di gestione

A seguire vengono riportati i risultati delle varie simulazioni. Per primo quelli riguardanti la trasmissione ICtoOC:

ICtoOC	2400 rpm	minimo consumo	minimo danno
carburante [g]	496	402	438
DALY	$45.6 * 10^{-7}$	$36.8 * 10^{-7}$	$27.1 * 10^{-7}$

Tabella 6.1: Consumi e danno alla salute umana per la configurazione ICtoOC gestita secondo i criteri di velocità costante, minimo consumo e minimo danno.

Per la trasmissione IC:

IC	2400 rpm	minimo consumo	minimo danno
carburante [g]	491	406	469
DALY	$45.4 * 10^{-7}$	$32.7 * 10^{-7}$	$28.6 * 10^{-7}$

Tabella 6.2: Consumi e danno alla salute umana per la configurazione IC gestita secondo i criteri di velocità costante, minimo consumo e minimo danno.

ed infine per OC:

OC	2400 rpm	minimo consumo	minimo danno
carburante [g]	506	466	451
DALY	$45.8 * 10^{-7}$	$40.4 * 10^{-7}$	$27.1 * 10^{-7}$

Tabella 6.3: Consumi e danno alla salute umana per la configurazione OC gestita secondo i criteri di velocità costante, minimo consumo e minimo danno.

I risultati finali sono stati poi messi a confronto per poter valutare quanto un veicolo dotato di questo tipo di trasmissioni comporti un risparmio di carburante nel caso di gestione ai minimi consumi e comporti un minor danno alla salute umana nel caso di gestione al minimo danno.

Nel diagramma in figura 6.4, 6.5 sono riportati e messi a confronto i consumi di carburante simulati dai tre modelli di trasmissione con le diverse tecniche di gestione.

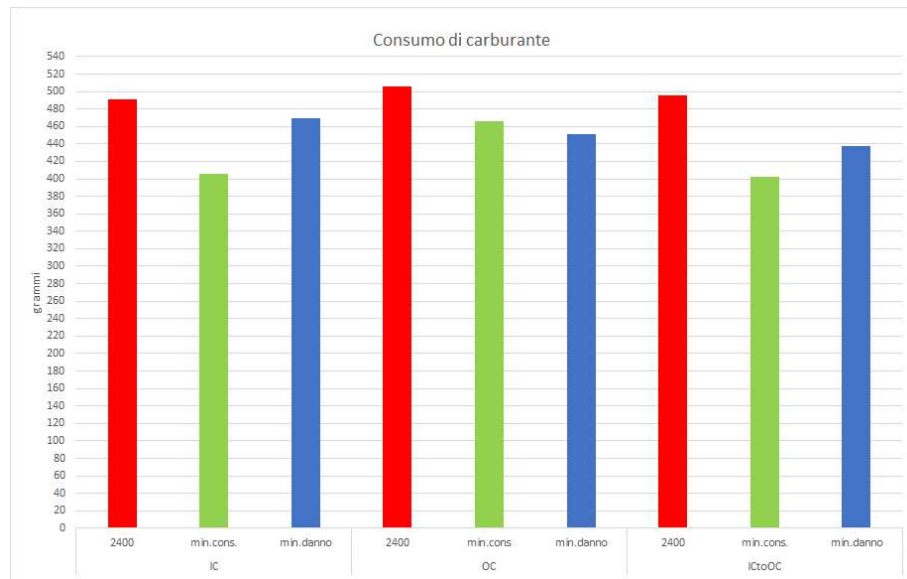


Figura 6.4: Confronto consumi

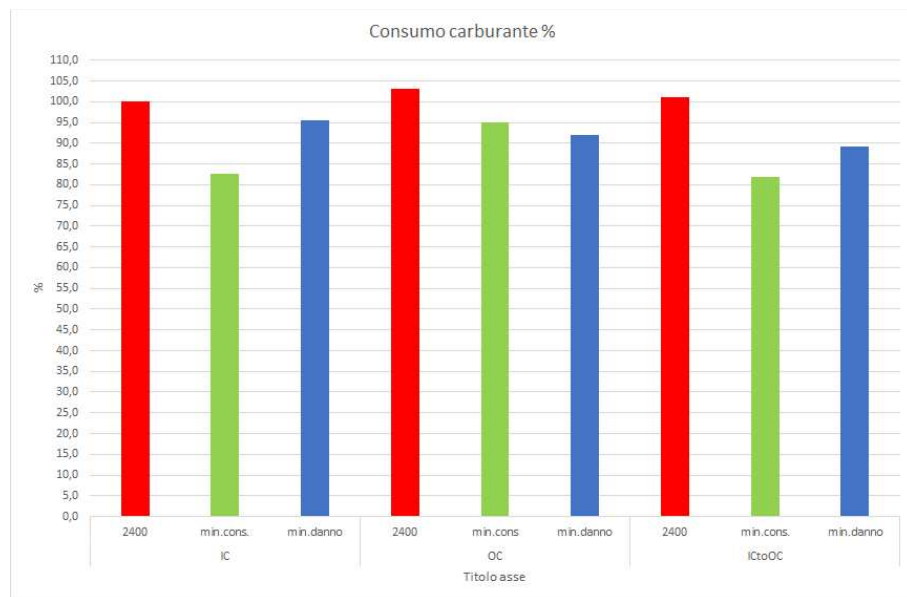


Figura 6.5: Confronto consumi in %

Risulta evidente come i consumi vengano ridotti nella nuove tecniche di gestione ai minimi consumi rispetto ai giri costanti (meno nel caso OC).

Per quanto riguarda il danno alla salute umana, si possono vedere i risultati

nei diagrammi di seguito (fig. 6.6 e 6.7):

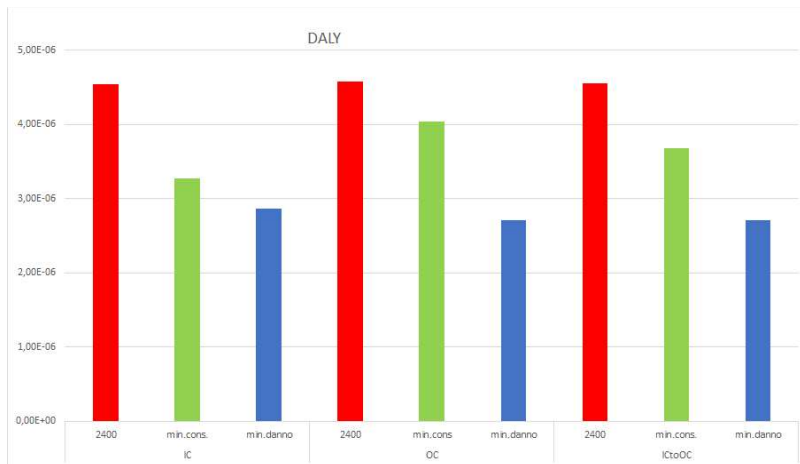


Figura 6.6: Confronto DALY

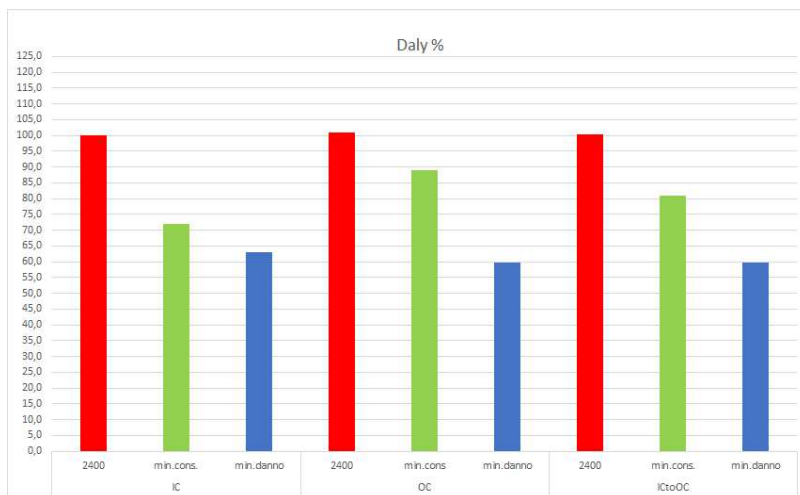


Figura 6.7: Confronto DALY %

Anche il DALY viene ridotto adottando la strategia di gestione al minimo danno. I risultati dimostrano che si ha una notevole riduzione del danno rispetto la strategia ai giri costanti e a quella ai minimi consumi. Si nota che riducendo il consumo di carburante, si riduce anche il DALY; va detto però che questo non è sempre vero perché riducendo i consumi è possibile ridurre l'emissione di alcune delle sostanze prodotte, ma provocare l'aumento della produzione di altre sostanze che possono anche essere più nocive.

Dai diagrammi poi risulta chiaro che la tecnica del minimo consumo riduce il consumo di carburante (rispetto i giri costanti) fino ad un valore del 17% per IC, del 10% per OC 19% per ICtoOC.

Passando poi alla gestione minimo danno: su tutte le trasmissioni si registra un danno (DALY) minore rispetto le altre tecniche. La riduzione del DALY rispetto ai giri costanti è pari a 37% per IC, del 41% per OC 40.5% per ICtoOC. Rispetto però alla gestione ai minimi consumi, si ha un incremento del consumo di carburante pari a 15.5% per IC e 8.9% per ICtoOC. Nella trasmissione OC invece nella gestione al minimo danno si ha anche un'ulteriore riduzione dei consumi (rispetto la gestione ai minimi consumi).

Questo fenomeno risulta dal fatto che nella gestione ai minimi consumi (in OC) il consumo è elevato rispetto le altre trasmissioni, il motivo sta nel fatto che nel sistema c'è anche la trasmissione, mentre la gestione che imponiamo vede solo il motore. In sostanza, nel consumo globale, che ci aspettiamo sia il minimo, pesa anche il rendimento della trasmissione. Perché considerando una certa potenza, che il motore può fornire al minimo consumo e al minimo danno; nel primo caso la velocità del motore sarà minore rispetto a quella del secondo caso (l'isopotenza è un'iperbole mentre le due curve stanno una sopra l'altra). Il rapporto di trasmissione nella condizione minimo consumo è maggiore del rapporto in minimo danno. In questo caso si fa riferimento alla curva a campana tipica del rendimento (es. vedi fig. 1.5), e a seconda che ci si trovi a destra o a sinistra del punto intermedio di massimo rendimento della trasmissione si avranno rendimenti opposti per le due situazioni. Se nel percorso che si esamina prevalgono le situazioni a destra avremo che $\eta_{min.cons.}$ è minore $\eta_{min.danno}$. Questo calo del rendimento è dovuto ad un ricircolo interno dell'energia come si vede in figura 6.8 in cui si può notare una quota di potenza negativa in ingresso (quindi uscente) al gruppo idraulico primario della trasmissione OC soprattutto nel caso di gestione al minimo consumo a velocità elevate (> 18 km/h). Ecco perché sarebbe opportuna una gestione che tenga conto anche del rendimento della trasmissione. Un'idea sarebbe quella di trovare un regime di lavoro in cui a parità di potenza e per una data velocità, il prodotto del rendimento del rendimento del motore e della trasmissione sia minimo.

Si può quindi affermare infine che la trasmissione ICtoOC meglio si presta alla gestione ai minimi consumi (minori in assoluto), pur avendo però un danno medio alto; e ben si presta anche alla gestione al minimo danno (minimo in assoluto insieme alla OC), pur sempre considerando un aumento dei consumi piuttosto limitato (8.9%).

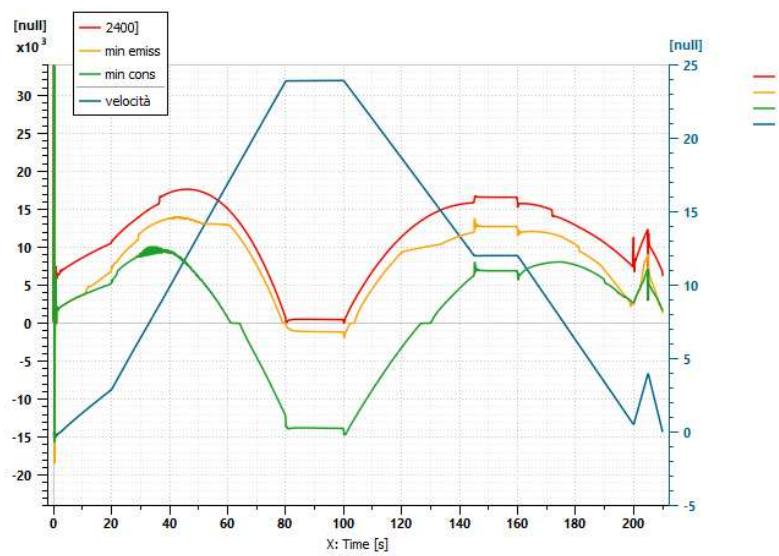


Figura 6.8: Confronto potenza [kW] (sinistra) in ingresso al gruppo idraulico primario trasmissione OC e velocità [km/h] (destra)

Conclusione

Lo scopo del presente lavoro è lo studio di un nuovo tipo di trasmissione idromeccanica, più efficiente, più semplice e che rispetti le richieste del mercato di oggi, come ad esempio il consumo di carburante e il danno provocato alla salute umana. Dopo un attento dimensionamento e una validazione dinamica si è visto che l'idea di questo nuovo layout di trasmissione potrebbe essere concretizzata in futuro. Inoltre dalle simulazioni eseguite non risulta compromessa la guidabilità del veicolo rispetto altre trasmissioni simili.

Si è visto poi dai risultati del capitolo ultimo come la trasmissione ICtoOC (rispetto la IC e la OC) con la tecnica di gestione al minimo consumo risulti la più conveniente in termini di consumo (essendo per natura costruttiva più efficiente rispetto l' IC e l' OC) e con la gestione al minimo danno risulti la meno dannosa per la salute umana pur pagando un prezzo in termini di consumo di carburante maggiore rispetto la gestione ai minimi consumi ma sempre e comunque minore della tecnica a regime costante.

Bisogna dire poi che i risultati ottenuti sono variabili e in questo lavoro fanno riferimento ad una delle tante possibili condizioni di guida del veicolo (carico, tipo di percorso, peso). Con questo lavoro quindi, si vogliono anche lasciare le basi per una continuazione nello studio su questo argomento come ad esempio l'applicazione di questa trasmissione ad altri veicoli (es. SUV) in cui ci sia la possibilità di simulare con percorsi stradali standardizzati (es. WLTC), l'aggiunta di organi di lavoro esterni che provocano una richiesta energetica diversa nel motore oppure una tecnica di gestione che tenga conto anche dell'efficienza energetica della trasmissione come si è visto nel caso della trasmissione OC, in modo da migliorare ulteriormente i risultati ottenuti.

Bibliografia

- [1] AMESim 2021, 2021-2 Siemens Industry Software NV.
- [2] K. T. Renius and R. Resch, “Continuous variable tractor transmission.” In ASAE Distinguished Lecture Series Tractor design 29.2005.
- [3] Andrea Segala, Alarico Macor, “Oleodinamica.latex.” Dispensa del corso di Sistemi Oleodinamici 2021/22 corso di laurea magistrale in ingegneria meccatronica DTG Vicenza.
- [4] N. Andretta, A. Rossetti, A. Macor, “Study of a dual layout Input-to-Output Coupled hydromechanical transmission.”
- [5] B. Carl, M. Ivantysynova and K. Williams, “Comparison of operational characteristics in power split continuously variable transmissions.” In Proceedings of the SAE 2006 Commercial Vehicle Engineering Congress Exhibition, Rosemont/Chicago, IL, USA November 2006.
- [6] Yu Xia, Dongye Sun, “Characteristic analysis on a new hydro-mechanical continuously variable transmission system.” Mechanism and Machine Theory 126 (2018) 457 467.
- [7] Junyan Wang, Changgao Xia ,Xin Fan and Junyu Cai, “Research on transmission characteristics of hydromechanical continuously variable transmission of tractor.” Hindawi, Mathematical Problems in Engineering, Volume 2020, Article ID 6978329, 14 pages, <https://doi.org/10.1155/2020/6978329>.
- [8] Hongxiang Liu, Ling Han, Yue Cao, “Improving transmission efficiency and reducing energy consumption with automotive continuously variable transmission: a model prediction comprehensive optimization approach.” Applied Energy 274 (2020) 115303.
- [9] A. Macor, A. Rossetti, “Optimization of hydro-mechanical power split transmissions.” Mechanism and Machine Theory 46 (2011).
- [10] L. Viktor Larsson, “Control of hybrid hydromechanical transmissions.” Linköping Studies in Science and Technology Dissertations, No. 1992.

-
- [11] A. Macor, A. Rossetti, “Continuos formulation of the layout of a hydro-mechanical transmission.” *Mechanism and Machine Theory* 133 (2019) 545-558. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.12.006>.
- [12] Ing. Antonio Rossetti, “M.C.I. nella trazione automobilistica.” *Curve caratteristiche del motore e mappe di consumi*.
- [13] A. Macor, N. Andretta, A. Rossetti, “On the Use of the Disability-Adjusted Life Year (DALY) Estimator as a Metric to Optimally Manage ICE Emissions.” *Energies* 2022, 15, 4386.<https://doi.org/10.3390/en15124386>.
- [14] Enrico Filippozzi, “Strategia di gestione ottimizzata sul minimo danno alla salute del gruppo powertrain di un autobus urbano dotato di trasmissione idromeccanica dual-stage.” *Tesi di laurea magistrale A.A.2020/21, DTG Vicenza*.

Elenco delle tabelle

3.1	Coefficienti di danno	25
4.1	Caratteristiche motore	27
4.2	Caratteristiche veicolo	28
4.3	Parametri trasmissioni	31
6.1	Confronto ICtoOC	44
6.2	Confronto IC	44
6.3	Confronto OC	44

Elenco delle figure

1.1	Pompe assiali	6
1.2	Efficienza idrostatico	6
1.3	Efficienza idromeccanico	7
1.4	Output coupled	8
1.5	Regolazione Output coupled	9
1.6	Input coupled	10
1.7	Regolazione Input coupled	11
1.8	Efficienza CVT target	12
1.9	Autopowr John Deere	13
1.10	Schemi OC Compound e IC dual stage [5]	13
1.11	Hybrid transmission	15
2.1	ICtoOC transmission	18
2.2	Schemi derivati dalla ICtoOC transmission	18
2.3	Controllo parzializzazione su ICtoOC transmission	20
3.1	Curve di coppia	22
3.2	Mappe efficienza consumo	22
3.3	Curva di minimo consumo	23
3.4	Mappe emissioni motore	24
3.5	Mappe DALY motore	25
4.1	Curva del motore	28
5.1	Modello perdite pompa	34
5.2	Modello perdite motore	34
5.3	Trasmissione AMESim	35
5.4	Rendimento pompa D_1	36
5.5	Modello motore termico	36
5.6	Modello vehicle	37
5.7	Modello driver	38
5.8	Schema di controllo	38
5.9	Segnali di controllo	39
5.10	Curva del minimo consumo	40

5.11	Curva del minimo danno	40
6.1	Profilo di velocità	42
6.2	confronto energia	42
6.3	Inseguimento delle curve impostate dal sistema di gestione	43
6.4	Confronto consumi (pendenza 15%)	45
6.5	Confronto consumi % (pendenza 15%)	45
6.6	Confronto DALY	46
6.7	Confronto DALY %	46
6.8	Confronto potenza OC	48