

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica



Modellazione, simulazione e realizzazione di un sistema cambio robotizzato.

Relatore: Prof. Braghin

Tesi di Laurea di:
Alessandro Agansati Matr. n. 712049

Anno Accademico 2010/2011

Indice

1	Introduzione	3
1.1	Cos'è la formula student	3
1.1.1	La gara	3
1.1.2	Team DynamiΣ	4
1.2	La vettura DPRC010	5
1.3	Definizione dati di progetto	6
1.3.1	Regolamento	6
1.3.2	Costo	6
1.3.3	Tempo	6
1.3.4	Caratteristiche fisiche	6
2	Identificazione sperimentale dei parametri	9
2.1	Il sistema meccanico	9
2.1.1	Identificazione dei parametri del cambio	11
3	Modellazione e simulazioni del sistema	19
3.1	Il sistema oleodinamico	19
3.1.1	Modello elettromeccanico della pompa	19
3.1.2	Modello dell'attuatore doppio effetto	25
3.1.3	Modello dell'attuatore singolo effetto	28
3.1.4	Modello delle elettrovalvole	28
3.1.5	Equazione del carico (innesto marcia)	33
3.1.6	Equazioni complessive del sistema innesto	33
3.1.7	Equazioni complessive del sistema frizione	34
4	Controllo del sistema	39
4.1	Componenti di un sistema di controllo	39
4.2	Gestione della pressione d'impianto	39
4.3	Controllo della frizione	41
4.3.1	Realizzazione del controllo digitale.	42
4.3.2	Sensori	44
5	Realizzazione del sistema	47

5.1	L'alimentazione	48
5.2	Il microcontrollore	48
5.3	Ingressi-uscite del sistema	49
5.3.1	potenziometro della frizione	49
5.3.2	Altri ingressi analogici	52
5.3.3	Ingressi digitali	52
5.3.4	Uscite digitali e analogiche	52
5.3.5	Interfacciamento con l'esterno	53
5.3.6	Elettronica di potenza	55
5.3.7	Taglio coppia motore	55
5.3.8	Comandi del pilota	56
5.3.9	Software di gestione	56
5.4	Dimensionamento e progettazione dei componenti	58
6	Conclusioni	63

Elenco delle figure

1.1	Team partecipanti ad una gara di Formula Student (Silverstone 2009).	4
1.2	La vettura DPRC010 in azione durante la gara di Silverstone 2010.	5
1.3	Schema a blocchi del sistema completo.	7
1.4	Diagramma procedurale per lo sviluppo del sistema.	8
2.1	Sistema cambio completo di frizione.	9
2.2	Particolare degli ingranaggi e forchette della trasmissione.	10
2.3	Particolare dei dischi frizione e molle.	10
2.4	Modelli ipotizzati per il sistema cambio.	10
2.5	Sensori utilizzati per la misura; a partire da sinistra: potenziometro lineare, accelerometro e cella di carico.	11
2.6	Immagini relative all'acquisizione dei dati sul cambio.	12
2.7	Andamento della tensione in funzione della posizione della leva della frizione.	13
2.8	Andamento della tensione in funzione della posizione della leva della frizione.	14
2.9	Storia temporale di forza spostamento e accelerazione del sistema innesto marcia durante la cambiata.	14
2.10	Simmetria della rigidezza equivalente relativa all'innesto marcia.	15
2.11	Andamento delle forze in funzione dello spostamento della leva d'innesto per diverse marce (segnali acquisiti).	15
2.12	Andamento delle forze in funzione dello spostamento della leva d'innesto per diverse marce (segnali filtrati).	16
2.13	Segnali di accelerazione e posizione del sistema frizione in risposta al gradino.	17
2.14	Caratteristica della frizione (segnali acquisiti).	17
2.15	Caratteristica della frizione (segnali filtrati).	18
3.1	Vista generale dell'impianto oleodinamico.	20
3.2	Sistema elettropompa.	20
3.3	Modello elettrico del motore elettrico.	21
3.4	Modello meccanico del motore elettrico e della pompa.	22
3.5	Schema a blocchi del motore elettrico.	23
3.6	Curva coppia potenza della pompa.	23
3.7	Coppia, velocità e rendimento del motore elettrico.	24
3.8	Tensione e corrente del motore elettrico nel transitorio di pressione.	25

3.9	Velocità e stato dell'elettropompa in funzione del suo stato.	25
3.10	Modello dell'attuatore oleodinamico a doppio effetto.	26
3.11	Attuatore oleodinamico a singolo effetto.	28
3.12	Valvola fisica 2 vie 3 posizioni.	29
3.13	Fenomeno dell'efflusso attraverso le luci della valvola.	29
3.14	Simbolo grafico della valvola 2 vie 3 posizioni e relativo modello.	29
3.15	Modello elettromeccanico dell'elettrovalvola.	31
3.16	Modello ingresso uscita della valvola.	32
3.17	Sistema meccanico (innesto marcia) visto dall'attuatore idraulico.	33
3.18	Schema a blocchi dell'intero sistema innesto marcia.	34
3.19	Risposta al gradino del sistema selezione marcia.	35
3.20	Schema a blocchi del sistema frizione in anello aperto.	36
3.21	Risposta al gradino del sistema frizione (anello aperto).	36
3.22	Schema a blocchi del sistema controllato frizione.	37
3.23	Risposta allo scalino del sistema controllato.	37
4.1	Schema a blocchi di un sistema di controllo digitale.	39
4.2	Schema a blocchi del controllore relè utilizzato per il mantenimento della pressione.	40
4.3	Caratteristica ingresso - uscita del sensore di pressione.	40
4.4	Andamento della variabile di controllo $U(s)$ in funzione della pressione d'impianto $P(s)$	41
4.5	Risposta al gradino della valvola a tempo continuo e a tempo discreto.	42
4.6	Differenza tra segnale a tempo continuo e a tempo discreto.	43
4.7	Risposta temporale al gradino del sistema a tempo discreto.	43
4.8	curva caratteristica del potenziometro.	44
4.9	Sensore attivo per la misura della posizione sulla frizione.	45
5.1	Schema a blocchi semplificato dell'hardware della centralina elettronica.	47
5.2	Sezione d'alimentazione della GCU.	48
5.3	Microcontrollore, oscillatore, reset e interfaccia di debugging.	49
5.4	Partitore di tensione.	50
5.5	Valori di resistenza e tensione del partitore in funzione della rotazione del potenziometro.	50
5.6	Segnali a cavallo dell'amplificatore operazionale ideale.	51
5.7	Segnale amplificato e limitato in ingresso al convertitore ADC.	52
5.8	Filtro passa basso seguito da un inseguitore di tensione.	53
5.9	Circuito d'interfaccia della GCU.	54
5.10	Circuito di potenza relativo al pilotaggio delle elettrovalvole.	55
5.11	Sezione di taglio coppia motrice.	56
5.12	Comandi e visualizzazione al volante.	57
5.13	Andamento della tensione in funzione della posizione della leva della frizione.	58
5.14	Particolare del piatto valvole per l'interconnessione con l'impianto.	59

5.15 Schema elettrico della GCU.	60
5.16 Foto del prototipo funzionante	61

Elenco delle tabelle

1.1	Dati tecnici <i>RXV 550</i>	5
2.1	Dati sensori.	12
2.2	Dati sistema acquisizione.	12
2.3	Dati per il calcolo della curva caratteristica del potenziometro.	13
2.4	Dati per il calcolo della curva caratteristica della cella di carico.	13
2.5	Forza e spostamento massimi per il cambio marcia.	16
2.6	Forza e spostamento relativi all'apertura della frizione.	16
3.1	Dati della pompa oleodinamica.	20
3.2	Poli del sistema elettromeccanico motore.	24
3.3	Dati elettrici dell'elettrovalvola.	32
3.4	Coefficienti della funzione corrente-portata dell'elettrovalvola in funzione della corrente.	33
3.5	Poli del sistema innesto marcia.	34
3.6	Coefficienti utilizzati per il controllore $R(s)$	37
3.7	Poli del sistema frizione controllato.	37
4.1	Soglie di attivazione e spegnimento della pompa dell'olio.	41
5.1	Coppie di resistori (al 5%) che realizzano il guadagno per l'amplificatore.	52
5.2	Principali dati mosfet BUK78150-55A.	55
5.3	Valori massimi di forza sviluppati dai sottosistemi selezione marcia e frizione.	58
6.1	Tempo	63

Abstract

Il lavoro di questa tesi consiste nel progettare e relizzare un sistema di robotizzazione della trasmissione che supervisioni completamente il cambio marcia. La sintesi del problema deve coinvolgere tutti i sottosistemi della macchina in modo da avere una corretta cooperazione al fine di aumentarne l'efficienza e l'affidabilità.

Dal momento che il sistema è di natura mecatronica è possibile intervenire sul software di gestione dei vari componenti ogni qual volta si renda necessario. È anche possibile affinare, o aggiungere ulteriori funzioni, come: logica di traction control ed altre opzioni al fine di migliorare la guidabilità.

Capitolo 1

Introduzione

Con il presente lavoro di tesi si vuole modellare, simulare e realizzare un sistema di cambio robotizzato per vetture ad alte prestazioni, e applicarlo ad una vettura di formula student; si gettaranno così le basi per realizzare un complesso sistema motore-cambio dotato di traction control e launch control.

1.1 Cos'è la formula student

La Formula Student è una competizione internazionale tra studenti universitari con l'intento di concepire, progettare e costruire veicoli di tipo formula secondo i regolamenti della categoria¹. Ogni team è composto esclusivamente da studenti iscritti all'anno accademico in corso, i quali si suddividono la progettazione e la realizzazione della vettura in funzione delle capacità specifiche di ognuno.

Per lasciare ai team la massima flessibilità e creatività ci sono poche restrizioni, le quali riguardano principalmente la sicurezza e budget.

La competizione consiste nello sviluppo di un veicolo che può completare con successo tutti gli eventi descritti nelle regole della FSAE. Queste gare danno ai team la chance di dimostrare la loro creatività, e le loro abilità ingegneristiche, nonché di confrontarsi con università di tutto il mondo.

1.1.1 La gara

La gara è articolata su più giorni, ed è divisa tra eventi statici e dinamici; il superamento di una prova permette al team di accedere alla successiva.

Le prove statiche sono:

technical inspection : ispezione preliminare suddivisa come:

- ispezione visiva da parte dei giudici;
- prova di fuoriuscita del pilota entro 5 s;
- prova di ribaltamento senza fuoriuscita di liquidi;
- prova di rumorosità allo scarico inferiore a 110dB;
- prova pulsanti d'emergenza;
- prova di frenata;

¹Esiste sia la categoria con motore a combustione interna, che la categoria auto ibride.

design : si evidenziano le scelte progettuali.

cost report : è l'analisi dei costi di tutte le fasi di progettazione e realizzazione della vettura.

presentation : si presenta ad una giuria il piano di vendita della vettura.

Le prove dinamiche consistono in:

acceleration : è la prova di accelerazione;

skidpad : è un percorso a forma di otto;

autocross : è una prova sprint di un solo giro;

endurance : è una prova di durata;

fuel economy : si rileva la quantità di carburante utilizzata durante la precedente prova.

Ogni evento precedentemente menzionato, ad eccezione della *technical inspection* attribuisce dei punti al team. È possibile vincere sia nelle singole prove, che nel complesso della competizione in base ai punteggi raggiunti.



Figura 1.1 – Team partecipanti ad una gara di Formula Student (Silverstone 2009).

1.1.2 Team Dynamis Σ

Il team di Formula Student del Politecnico di Milano² nasce nel 2004; da allora sono state introdotte molte innovazioni come: la carrozzeria in carbonio, le sospensioni monoammortizzatore ecc.

La vettura sulla quale verrà applicato questo studio è la DPRC010, successivamente si proverà a far dialogare il sistema cambio motore con il sistema motore per introdurre delle logiche legate al traction control e al launch control.

²DynamisPRC.

1.2 La vettura DPRC010

La DPRC010 (figura 1.2) utilizza il motore dell'*Aprilia RXV 550* i cui dati principali sono riportati in tabella 1.1.



Figura 1.2 – La vettura DPRC010 in azione durante la gara di Silverstone 2010.

Motore	4 tempi, con 4 valvole per cilindro, monoalbero a camme in testa
Cilindri	2
Cilindrata complessiva	449cm ³
Frizione	multidisco in bagno d'olio
Cambio	meccanico sequenziale 5 rapporti con comando a pedale
Sistema di alimentazione	iniezione elettronica

Tabella 1.1 – Dati tecnici RXV 550.

Tutti sanno che il cambio marcia su una moto avviene tramite mano e piede sinistro rispettivamente per tirare la frizione e innestare il rapporto. Per poter utilizzare questa trasmissione su una vettura sono necessarie delle modifiche; e dal momento che ormai tutte le vetture formula hanno il cambio marcia elettroattuato con comandi al volante, si opterà per questa soluzione.

Le precedenti vetture³ erano dotate di un primordiale sistema elettroattuato basato su un impianto ad aria compressa che, attraverso un'attuazione elettromeccanica⁴ permetteva l'innesto della marcia⁵, tuttavia l'apertura e il rilascio della frizione erano comandate dal pilota attraverso un cavo d'acciaio e una leva posta nell'abitacolo. Qualsiasi sistema pneumatico per funzionare necessita almeno di una bombola, la quale presenta l'inconveniente di essere sempre mantenuta carica con tutte le conseguenze del caso come: costi ricarica, fermo vettura ecc.

³ DPRC 574BT, DPRC 007F, DPRC2009, DPRC 010.

⁴ Comandi al volante.

⁵ Per passare dalla prima alla seconda il pilota doveva saltare la folle (è un cambio sequenziale da moto)

Il presente lavoro di tesi si propone di modellare, simulare, progettare, e realizzare la robotizzazione del cambio dal momento che in commercio non si è trovato nulla che, per costo, dimensioni e funzionalità rappresenti un ottimo per la formula student.

Si vorrebbe che il sistema fosse in grado di inserire correttamente, e nel minor tempo possibile la marcia desiderata agendo sulle palette dietro al volante.

Inoltre è richiesta la possibilità di agire con un comando leva, situato sempre dietro al volante, sulla frizione; nonchè la completa gestione elettronica durante il cambio marcia (comunicazione con la centralina motore). Naturalmente tutti i parametri di funzionamento dell'intero sistema dovranno essere modificabili dall'utente in ogni momento, è richiesta allora un'interfaccia con il calcolatore che permetta di farlo nel miglior modo possibile.

Infine sarebbe interessante provare ad implementare una logica per il *lunch control*.

1.3 Definizione dati di progetto

Il dimensionamento del presente sistema è limitato da 4 principali vincoli:

1. regolamento;
2. costo;
3. tempo;
4. caratteristiche fisiche.

1.3.1 Regolamento

Dal regolamento della Formula SAE non si evidenziano limitazioni per questo tipo di sistema, infatti come scritto prima nella sezione 1.1 la competizione lascia molta libertà agli studenti per vagliare tutte le possibili soluzioni.

1.3.2 Costo

La Formula Student rappresenta “un'esercizio didattico” deve essere quindi il più economico possibile. È opportuno mantenere costi bassi anche per dare la possibilità a tutti i componenti del team di realizzare il proprio lavoro di tesi. Non ultimo, va considerato il *cost report*, il quale premia il progetto meno costoso.

1.3.3 Tempo

Il sistema di robotizzazione deve essere progettato e realizzato nel minor tempo possibile visto che la macchina non è in grado di correre senza questo componente. È importante aver a disposizione tante ore di test per poter affinare e rendere affidabile l'intera vettura.

1.3.4 Caratteristiche fisiche

Il sistema deve essere sicuro, funzionale, affidabile, veloce, leggero e di dimensioni contenute in modo da poter essere facilmente integrato sulla vettura.

In sostituzione del vecchio sistema pneumatico si è optato per un sistema oleodinamico gestito elettronicamente il quale presenta i seguenti vantaggi:

- minor ritardo;
- maggior forza d'attuazione;
- sistema oleodinamico chiuso indipendente;
- supervisione completa del sistema durante tutto il cambio marcia;
- gestione e modifica dei parametri idraulici/meccanici/elettronici tramite software;
- facili comandi manuali con visualizzazione della marcia.

Lo schema generale dell'intero sistema è riportato in figura 1.3.

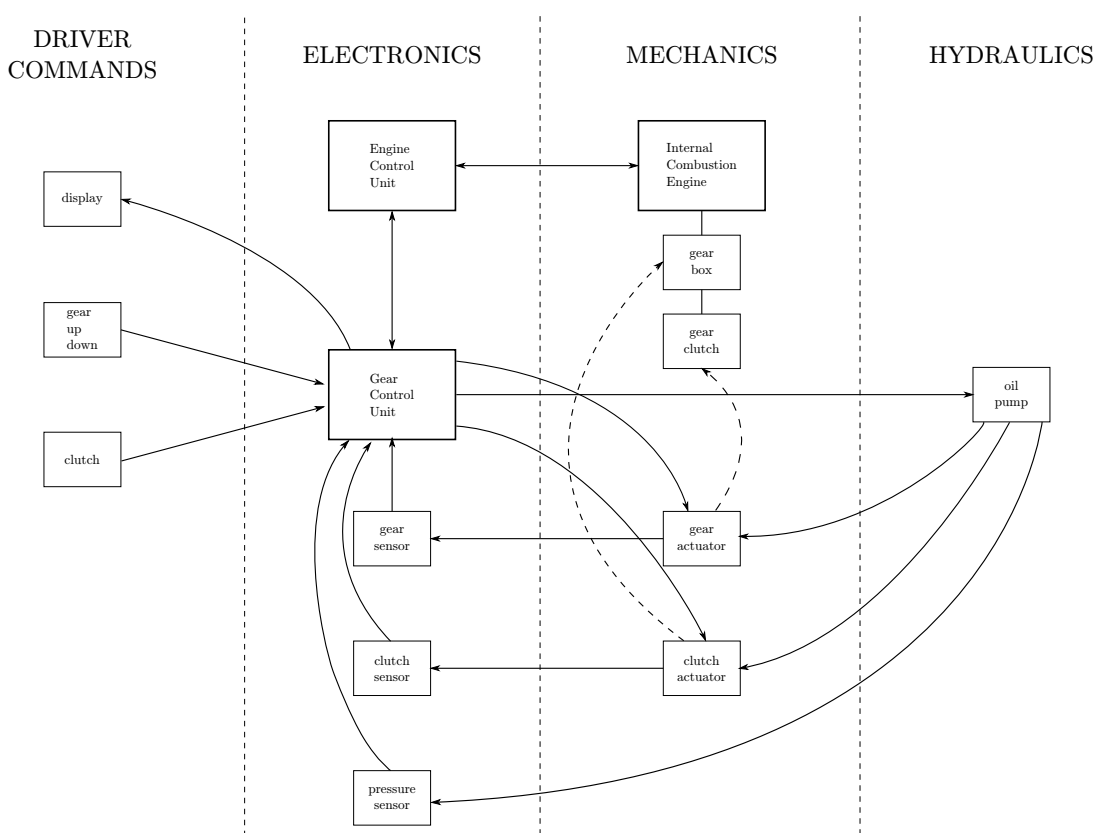


Figura 1.3 – Schema a blocchi del sistema completo.

Data la complessità del sistema è opportuno procedere utilizzando una ben determinata procedura al fine di garantire ordine e non buttare via tempo. Si farà riferimento al diagramma di figura 1.4.

Dal momento che il presente progetto non verrà prodotto in grandi volumi è intuitivo che ogni pezzo non potrà essere prodotto ex-novo, bensì si farà riferimento ai cataloghi dei vari produttori considerando sia la disponibilità, che il prezzo.

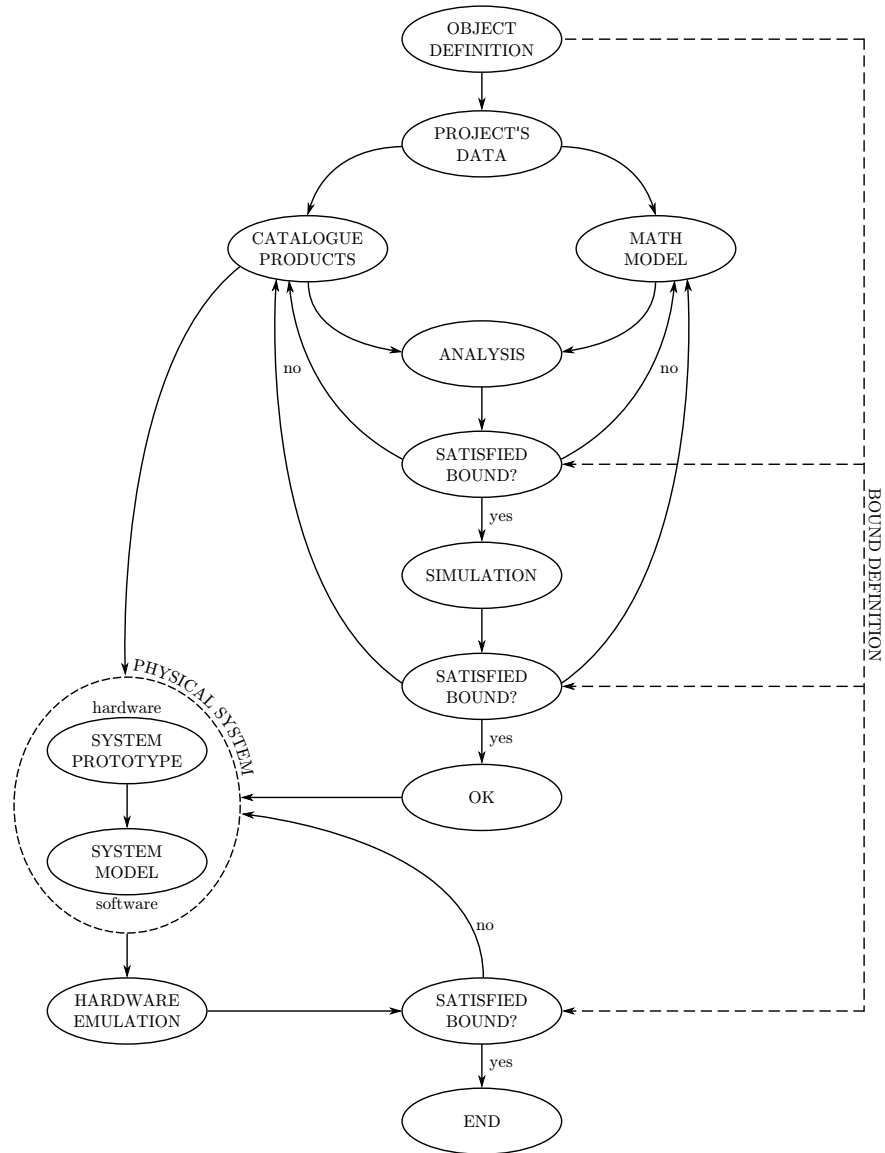


Figura 1.4 – Diagramma procedurale per lo sviluppo del sistema.

Capitolo 2

Identificazione sperimentale dei parametri

Al fine di simulare correttamente e in modo veritiero un sistema è necessario inserire dati sperimentali. In riferimento al cambio sarà necessario acquisire parametri relativi sia al sistema cambio marcia che a quello frizione.

2.1 Il sistema meccanico

Il sistema meccanico è composto dal blocco innesto marcia, dalla frizione e naturalmente dagli attuatori oleodinamici.

Per prima cosa occorre identificare i parametri relativi al cambio. La selezione della marcia è effettuata tramite una forchetta che spostando degli ingranaggi realizza il rapporto desiderato. La coppia motrice è trasmessa ai rapporti del cambio attraverso i dischi frizione i quali vengono aperti o chiusi attraverso il comando frizione.

Il tutto è rappresentato in figura 2.1.

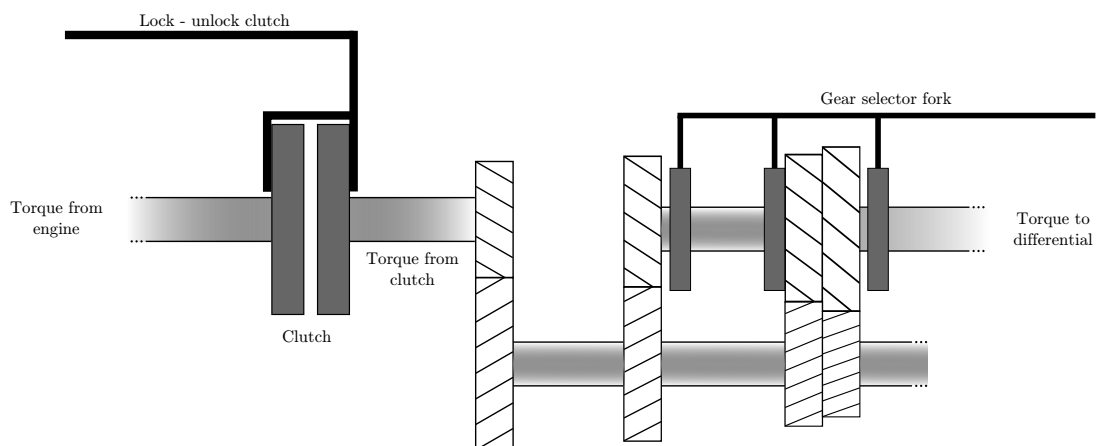


Figura 2.1 – Sistema cambio completo di frizione.

Il sistema meccanico relativo alle forchette del cambio marcia è sicuramente di tipo non lineare in quanto presenta un comportamento impulsivo; infatti per agevolare la cambiata nel selettore è presente un meccanismo a scatto che blocca la forchetta una volta che questa ha raggiunto la posizione del rapporto desiderato. Nel cambio (si veda figura 2.2) non sono presenti vere e proprie molle, ma il comportamento per bloccare e spostare le forchette è di tipo rigido;

naturalmente tra le forchette e la guida è anche presente attrito. Il modello ipotizzato è riportato in figura 2.4a. La massa e gli attriti sono sicuramente trascurabili rispetto a alla rigidità offerta.

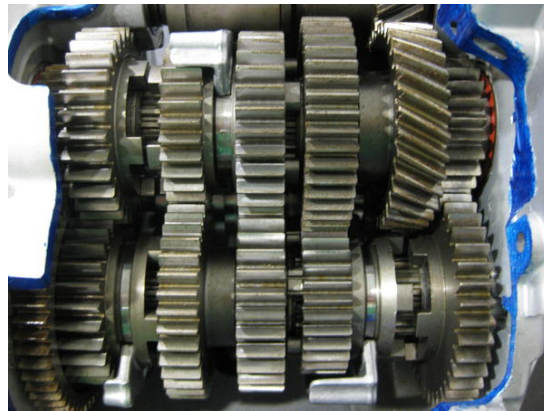


Figura 2.2 – Particolare degli ingranaggi e forchette della trasmissione.

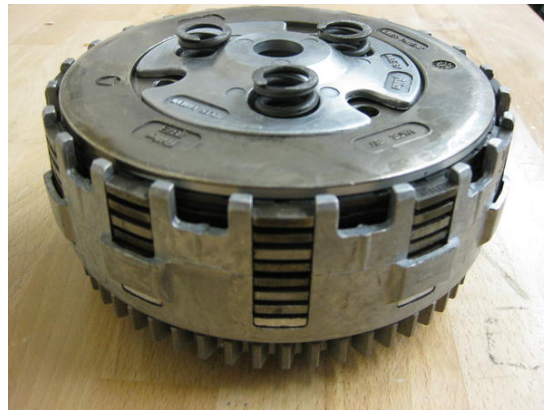


Figura 2.3 – Particolare dei dischi frizione e molle.

La frizione è fisicamente realizzata con una campana (che contiene i dischi frizione vedi figura 2.3) e da un coperchio. Per comodità consideriamo la frizione come due soli dischi, il meccanismo spingidisco e le molle associate possono essere associate rispettivamente ad una massa e una rigidità equivalente. Anche in questo caso è presente dello smorzamento che impedisce ai dischi di oscillare una volta che la frizione viene rilasciata. Il modello ipotizzato è visibile in figura 2.4b

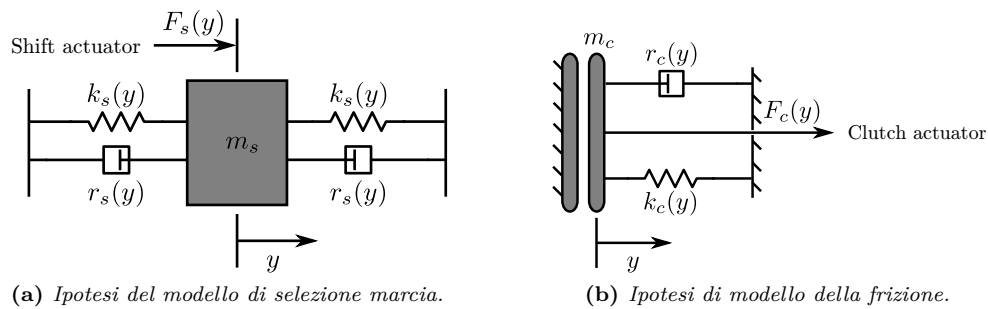


Figura 2.4 – Modelli ipotizzati per il sistema cambio.

2.1.1 Identificazione dei parametri del cambio

Prima di entrare nel vivo della progettazione occorre identificare il tipo e il valore massimo delle forze in gioco attraverso una serie di acquisizioni su entrambi i sottosistemi:

- selettore marcia;
- frizione.

I sensori utilizzati per l'acquisizione (visibili in figura 2.5) sono:

potenziometro lineare misura dello spostamento;

accelerometro misura dell'accelerazione;

cella di carico misura della forza.

La cella di carico verrà utilizzata per misurare sia la forza necessaria all'innesto della marcia, che quella necessaria all'apertura della frizione. Naturalmente per poter ricavare il valore della rigidità interna occorre misurare anche lo spostamento delle leve; infine per una misura più completa della dinamica si è deciso di aggiungere anche un'accelerometro. Al fine di realizzare un progetto efficiente e veloce occorre che l'innesto della marcia sia sufficientemente veloce, al massimo 1 s.

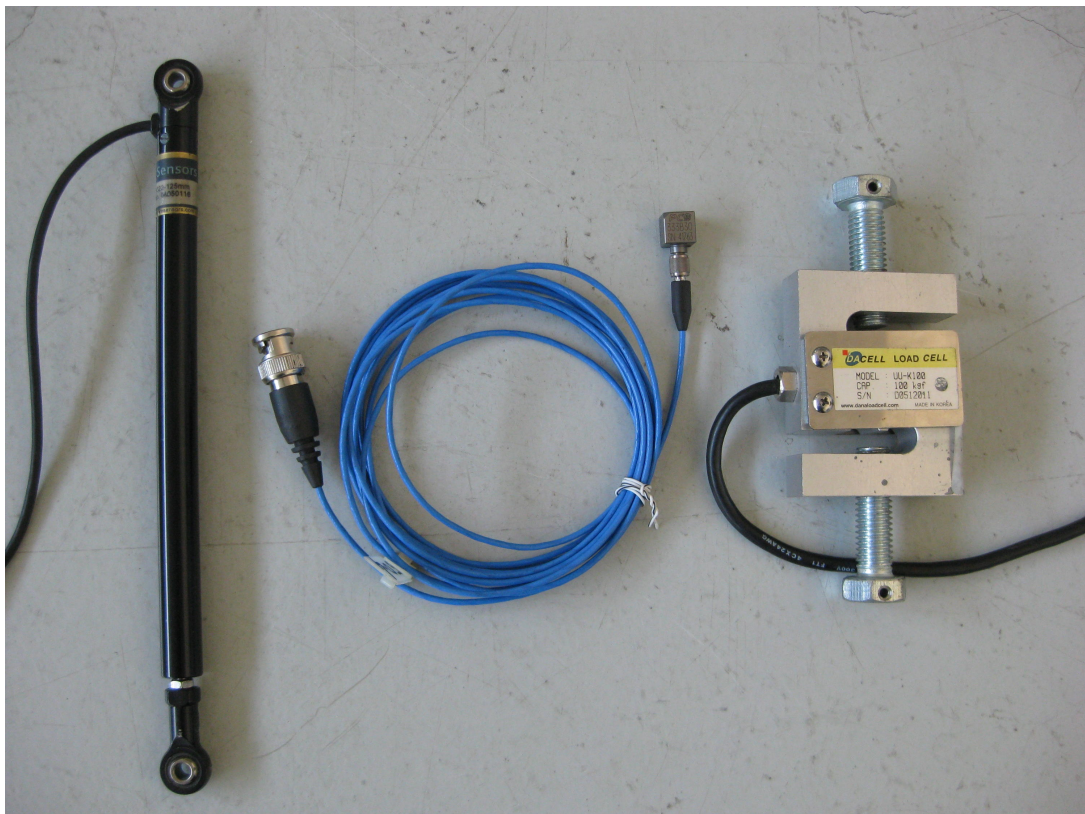
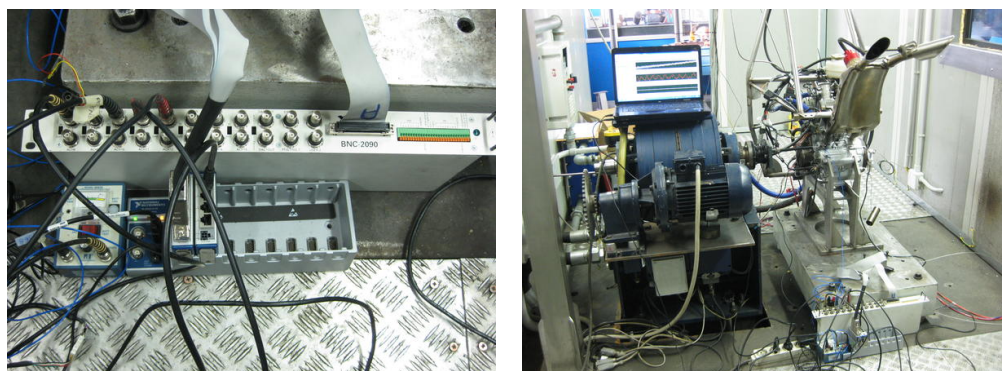


Figura 2.5 – Sensori utilizzati per la misura; a partire da sinistra: potenziometro lineare, accelerometro e cella di carico.

L'acquisizione delle misure avviene attraverso l'utilizzo di un sistema informatico comprensivo di scheda d'acquisizione e relativo software (vedi figura 2.6).



(a) Particolare dell'hardware utilizzato per l'acquisizione dei dati. (b) Sistema di acquisizione complessivo montato in sala banco prova motore.

Figura 2.6 – Immagini relative all'acquisizione dei dati sul cambio.

Nelle tabelle 2.1 e 2.2 sono riportati i dati relativi ai sensori utilizzati nelle misure. Per la misura s'ipotizza trascurabile l'incertezza dei moduli d'acquisizione¹ e si opera in un ambiente a temperatura ambiente costante. Il blocco motore si trova in stato di completa revisione, (olio nuovo e livello normale) e montato in posizione di marcia (vedi figura 2.6b).

Tipo sensore	Potenziometro	Accelerometro	Cella di carico
Marca	Active sensor	PCB piezotronics	Datacell
Modello	CLS1322-125mm	333B30	UU-K100

Tabella 2.1 – Dati sensori.

Telaio moduli DAQ	Modulo analogico	Modulo estensimetrico
NI cDAQ-9178	NI 9205	NI 9237
Frequenza di campionamento	Numero di campioni	Software
1 kHz	1000	Labview 2010

Tabella 2.2 – Dati sistema acquisizione.

Per prima cosa occorre ricavare la sensibilità degli strumenti; per quanto riguarda il potenziometro si effettuano 11 misure in funzione dell'apertura dell'asta, e da qui si ricava, attraverso l'uso dei minimi quadrati la curva caratteristica del sensore riportata in figura 2.7a; i dati sono invece raccolti in tabella 2.3.

L'accelerometro viene fornito già tarato e con un foglio in cui sono riportati i dati relativi al suo funzionamento (sensibilità 9.8522 g/mV).

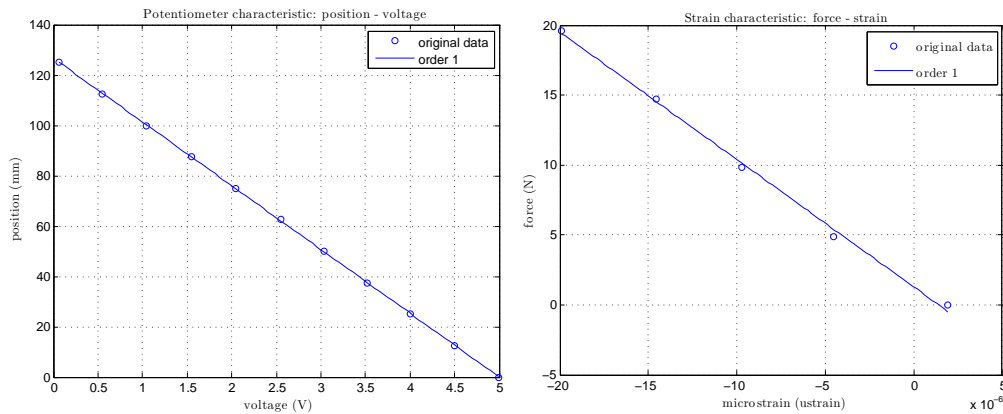
In riferimento alla cella di carico possiamo tracciare la sua curva caratteristica andandola a caricare con delle masse note, la caratteristica è riportata in figura 2.7b, mentre in tabella 2.4 sono riportati i dati misurati. Le equazioni caratteristiche dei sensori risultano affette da errore, le loro curve sono allora definite dall'equazione 2.1 e 2.2.

$$y_{pot} = -25.328 \cdot x + 126.6778 \quad (2.1)$$

$$y_{strain} = 0.9989 \cdot x - 2.5265 \quad (2.2)$$

Dopo aver tarato gli strumenti è possibile procedere con la campagna di acquisizione. La prima misura è relativa all'innesto della marcia; il potenziometro lineare è vincolato

¹Strumento di laboratorio tarato annualmente.



(a) Curva caratteristica del potenziometro utilizzato per le acquisizioni. (b) Curva caratteristica della cella di carico utilizzata per le acquisizioni.

Figura 2.7 – Andamento della tensione in funzione della posizione della leva della frizione.

Sensibilità	-25.328 mm/V
Offset	126.6778 mm/V

Tabella 2.3 – Dati per il calcolo della curva caratteristica del potenziometro.

solidalmente con con la leva dell'innesto per misurarne lo spostamento. Sempre su questo elemento è stato fissato l'accelerometro (figura 2.8a).

Identificazione dei parametri dell'innesto marcia

In figura 2.9 si riporta l'andamento dei segnali della prova per il sistema selezione marcia. È evidente la non linearità del sistema, tuttavia per la corretta progettazione dell'attuazione del cambio resta necessaria la sola forza da fornire alla leva d'innesto (tabella 2.5).

Il tempo d'innesto della marcia del sistema è circa 500 ms valore più che buono per il sistema non controllato.

Con questo parametro saremo in grado di dimensionare l'attuatore idraulico e sapremo quale forza minima fornire al sistema meccanico per eseguire il cambio marcia. Nei cambi sequenziali l'innesto della marcia avviene spostando la leva in un senso, mentre la deselegazione si ha tirando la stessa in direzione opposta.

La caratteristica della molla equivalente relativa al sistema innesto marcia è praticamente simmetrica sia che si stia inserendo una marcia, sia che la si stia togliendo (figura 2.10),

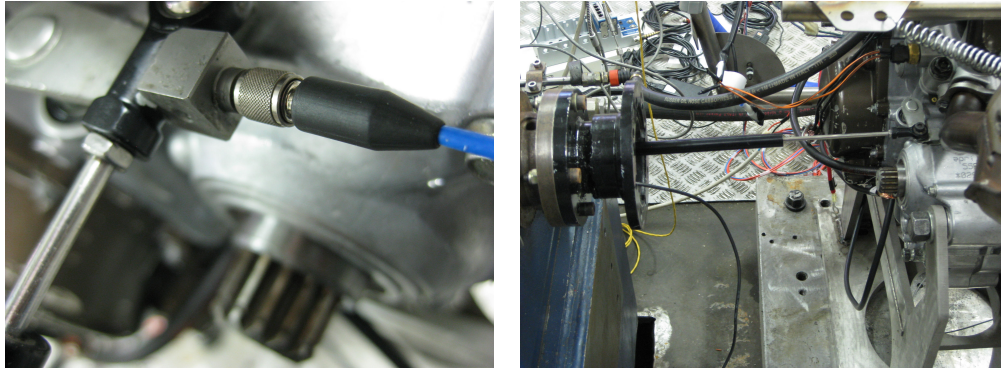
Le forze non filtrate e filtrate in funzione della marcia da inserire/scalare sono visibili nelle figure 2.11 e 2.12.

Identificazione dei parametri dell'apertura frizione

La frizione è anch'esso un sistema non lineare, ma essendo realmente costituita da molle per la chiusura dei dischi può essere trattata abbastanza facilmente come un sistema il cui contributo rigido sia decisamente prevalente rispetto agli equivalenti di massa e attrito (vedi figura 2.4b).

Sensibilità	$-9.1097 \cdot 10^5 \text{ N}/\mu\epsilon$
Offset	$1.28 \cdot 10^{-5} \text{ N}/\mu\epsilon$

Tabella 2.4 – Dati per il calcolo della curva caratteristica della cella di carico.



(a) Particolare relativo al montaggio dell'accelerometro solidale al potenziometro. (b) Particolare di montaggio dei sensori per le prove d'acquisizione.

Figura 2.8 – Andamento della tensione in funzione della posizione della leva della frizione.

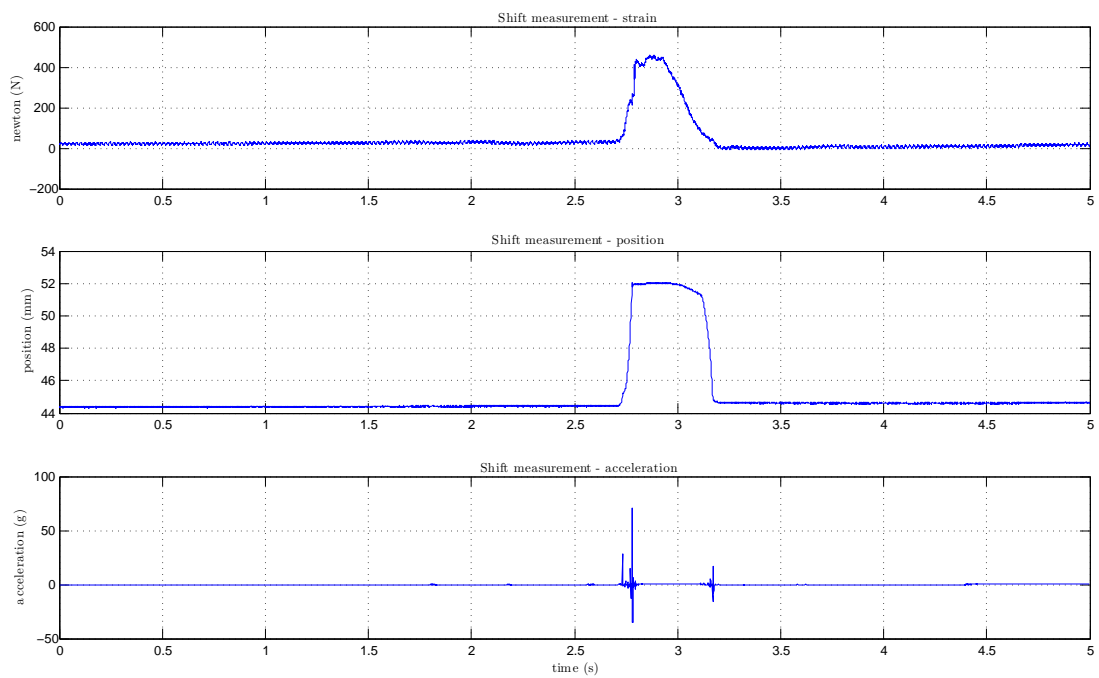


Figura 2.9 – Storia temporale di forza spostamento e accelerazione del sistema innesto marcia durante la cambiata.

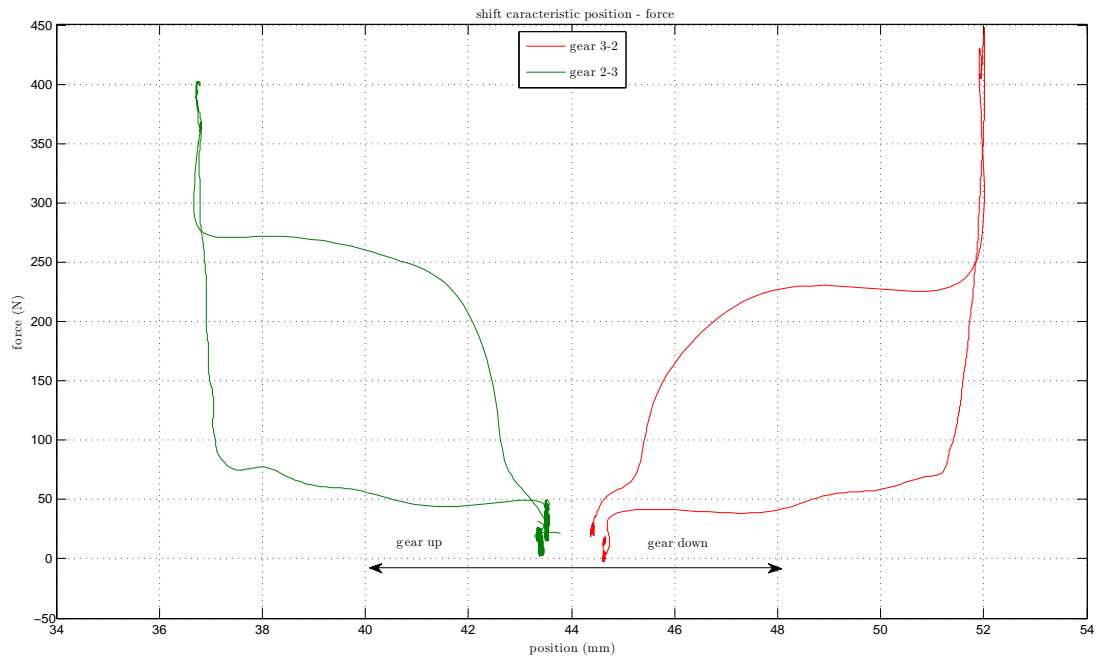


Figura 2.10 – Simmetria della rigidità equivalente relativa all'innesto marcia.

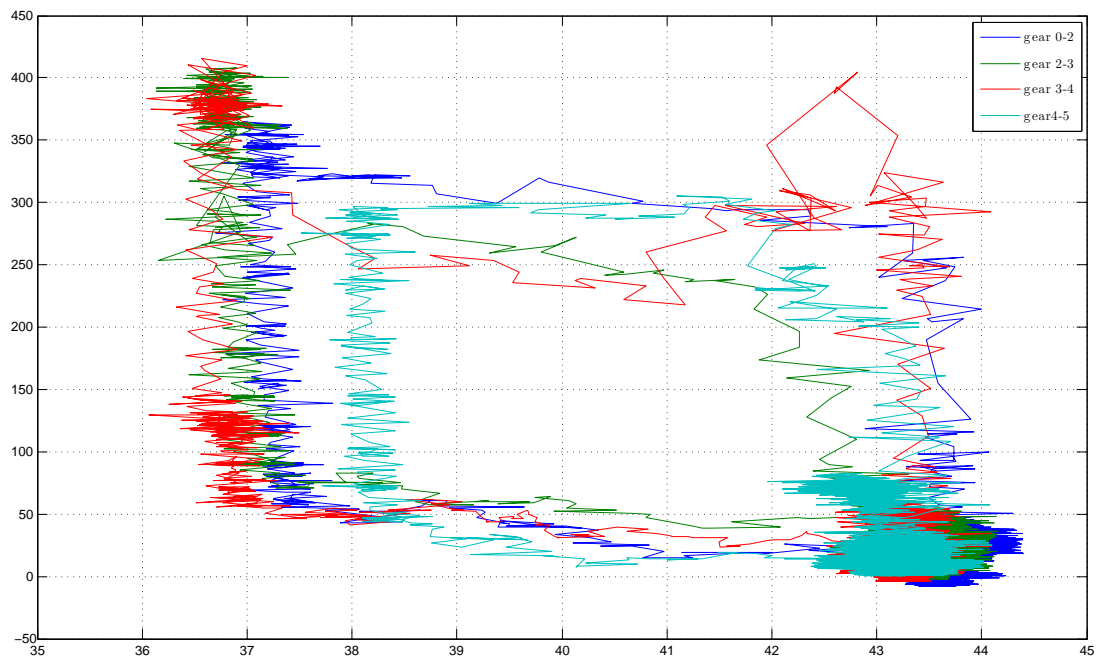


Figura 2.11 – Andamento delle forze in funzione dello spostamento della leva d'innesto per diverse marce (segnali acquisiti).

$\Delta\bar{x}$	6.612 mm
$\Delta\bar{F}$	379 N
k_{sMAX}	57.32 kN/m

Tabella 2.5 – Forza e spostamento massimi per il cambio marcia.

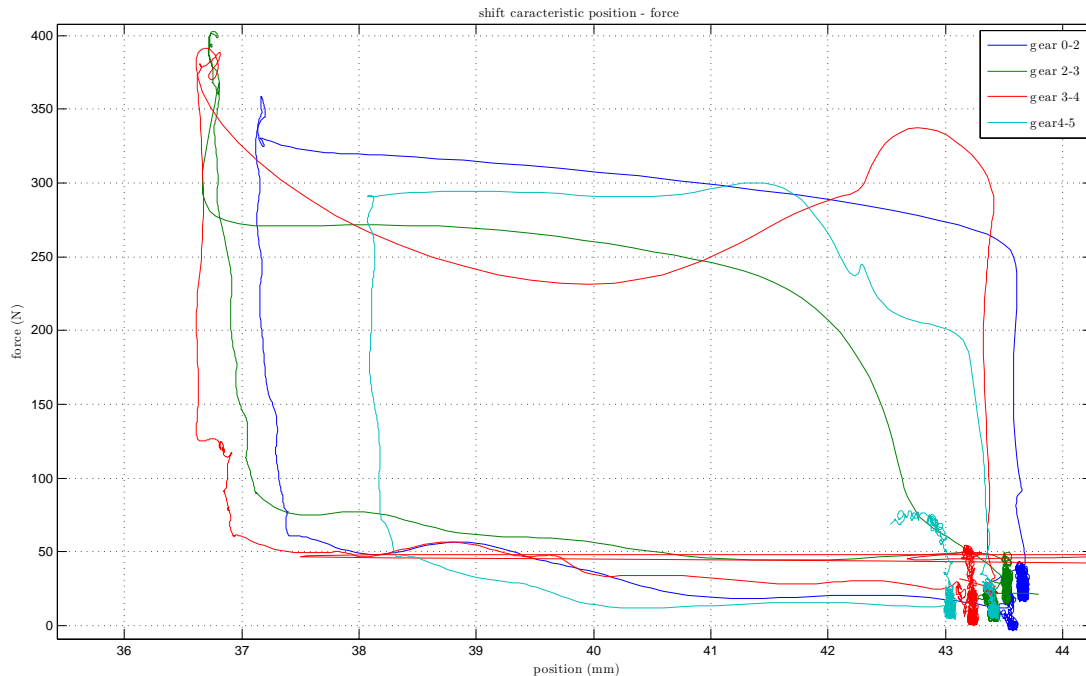


Figura 2.12 – Andamento delle forze in funzione dello spostamento della leva d’innesto per diverse marce (segnali filtrati).

Attraverso la risposta al gradino siamo in grado di apprezzare la velocità di questo sistema; l’accelerometro associato mostra il punto di rilascio della frizione e quello di chiusura.

Ricaviamo la rigidità del sistema a partire dai dati sperimentali:

$$k_c = \frac{F_c}{x_c} \tag{2.3}$$

In figura 2.14 e 2.15 sono riportati gli andamenti della rigidità rispettivamente non filtrata e filtrata, è evidente il comportamento non lineare e l’isteresi.

Infine i dati sperimentali elaborati sono riportati in tabella 2.6

$\Delta\bar{x}$	15.15 mm
$\Delta\bar{F}$	275 N
k_{cMAX}	18.152 kN/m

Tabella 2.6 – Forza e spostamento relativi all’apertura della frizione.

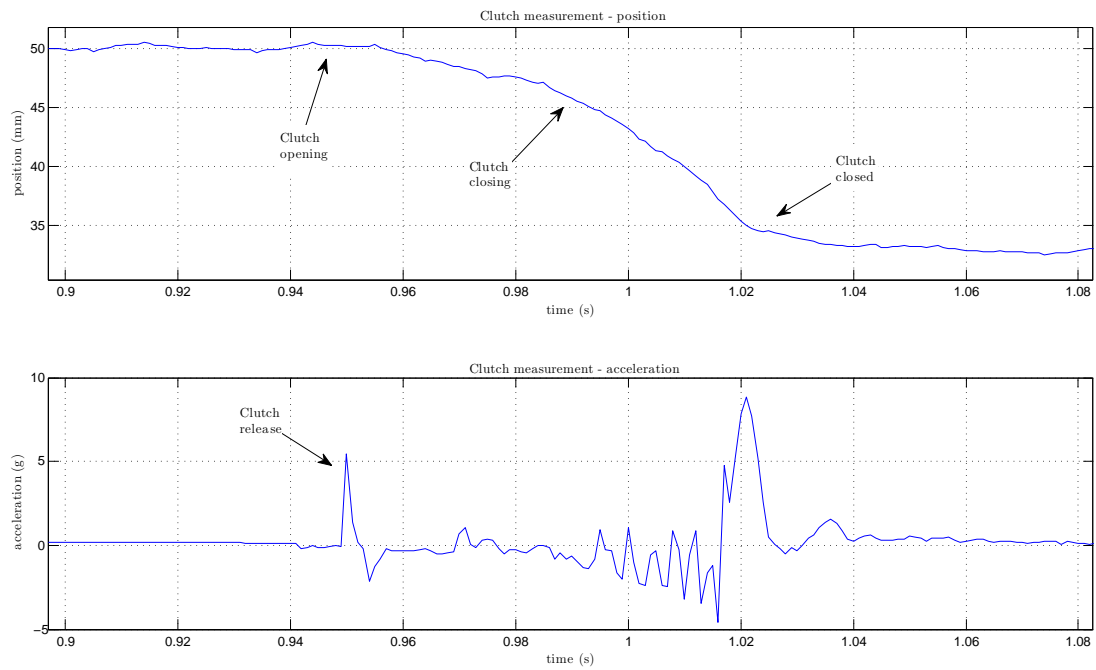


Figura 2.13 – Segnali di accelerazione e posizione del sistema frizione in risposta al gradino.

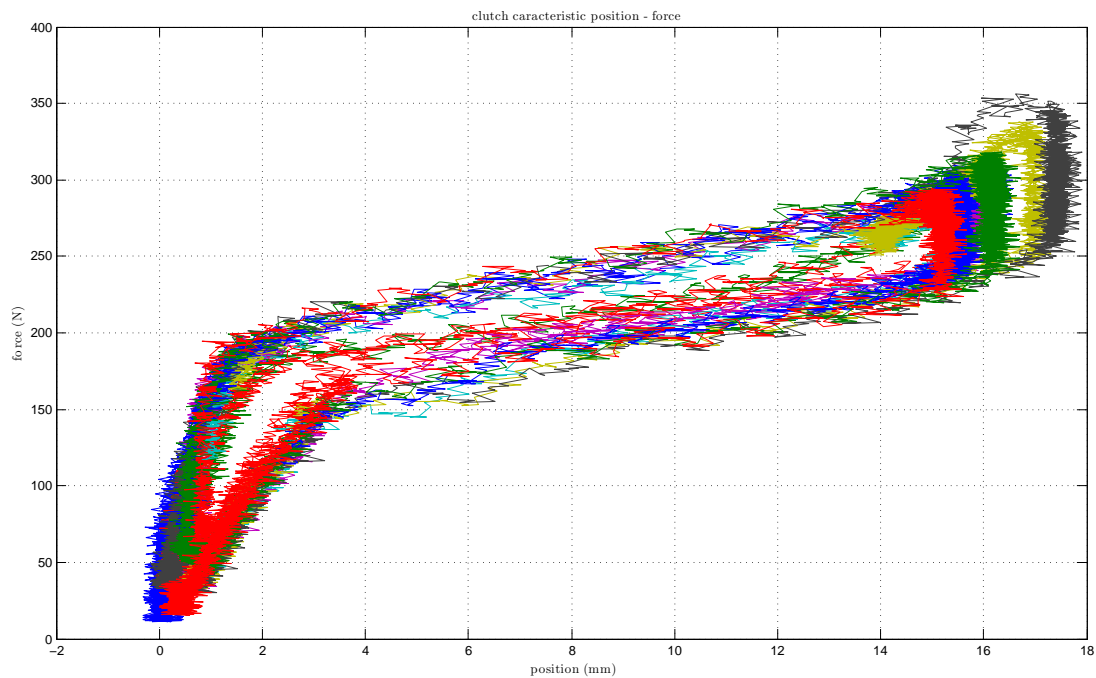


Figura 2.14 – Caratteristica della frizione (segnali acquisiti).

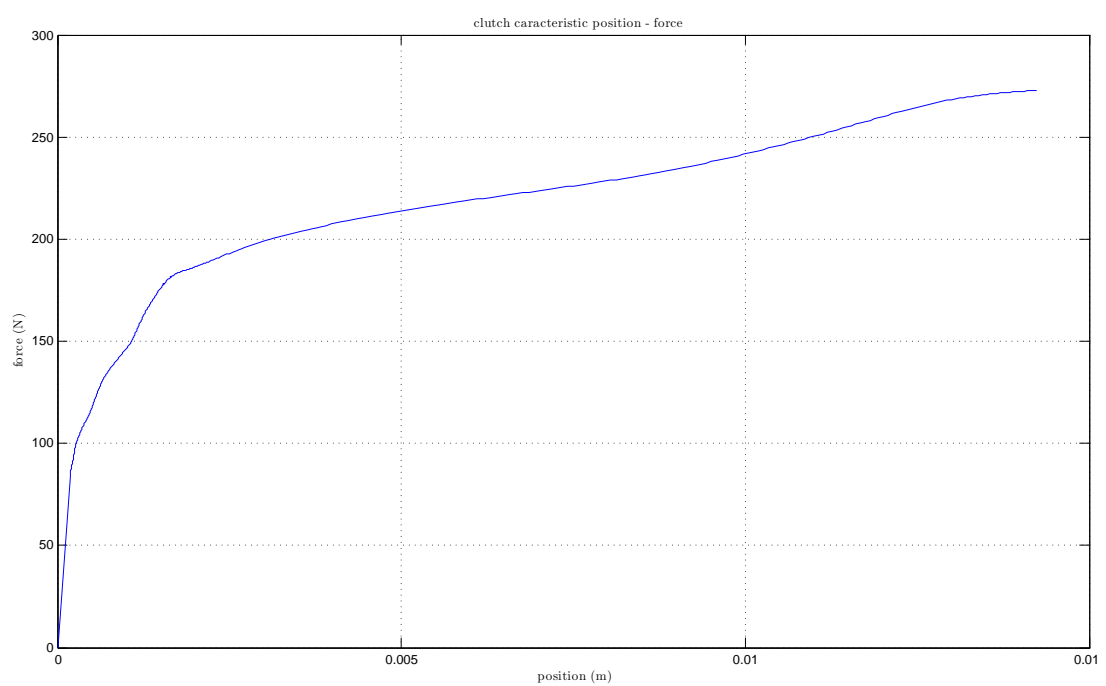


Figura 2.15 – *Caratteristica della frizione (segnali filtrati).*

Capitolo 3

Modellazione e simulazioni del sistema

Prima di realizzare il sistema complessivo è bene prevedere come si comporterà ogni singolo sottosistema; per farlo si ricorrerà alla simulazione dei modelli che lo compongono.

3.1 Il sistema oleodinamico

Per il controllo attivo del cambio si utilizza un sistema oleodinamico.

Alla base del sistema oleodinamico vi è naturalmente una pompa, la quale attivandosi permette di portare l'intero impianto idraulico alla pressione nominale per il corretto funzionamento. La pompa è realizzata accoppiando motore elettrico e pompa meccanica; quest'ultima è internamente dotata di una valvola di non ritorno che impedisce all'olio di fluire indietro una volta che questa viene spenta.

Per mantenere la pressione il più costante possibile, durante i transitori generati dall'attuazione dei pistoni idraulici, occorre dotare il sistema di un accumulatore a carica di gas.

Per il cambio marcia si farà ricorso ad un attuatore a doppio effetto, mentre per la frizione basterà uno a semplice effetto. Naturalmente il loro comando avverrà attraverso elettrovalvole di pressione in modalità proporzionale; il tutto è connesso attraverso dei tubi per alta pressione. Per il modello si ritiene influente il serbatoio che quindi verrà tralasciato. L'impianto complessivo è riportato in figura 3.1.

3.1.1 Modello elettromeccanico della pompa

Iniziamo a modellare la pompa che sappiamo essere costituita da un motore elettrico e dalla pompa vera e propria. I valori di questo componente sono forniti dal costruttore e riportati in tabella 3.1

Vista la semplicità del sistema, rappresentato in figura 3.2, la soluzione dell'equazione di moto è facilmente risolvibile utilizzando il *bilancio di potenza*.

$$\frac{d}{dt}E_C = W_m + W_p + W_d \quad (3.1)$$

$W_m = C_m \cdot \omega$ è la *potenza motrice*.

$W_r = C_r \cdot \omega$ è la *potenza resistente*.

$W_p = C_d \cdot \omega$ è la *potenza dissipata* che si ipotizzerà nulla.

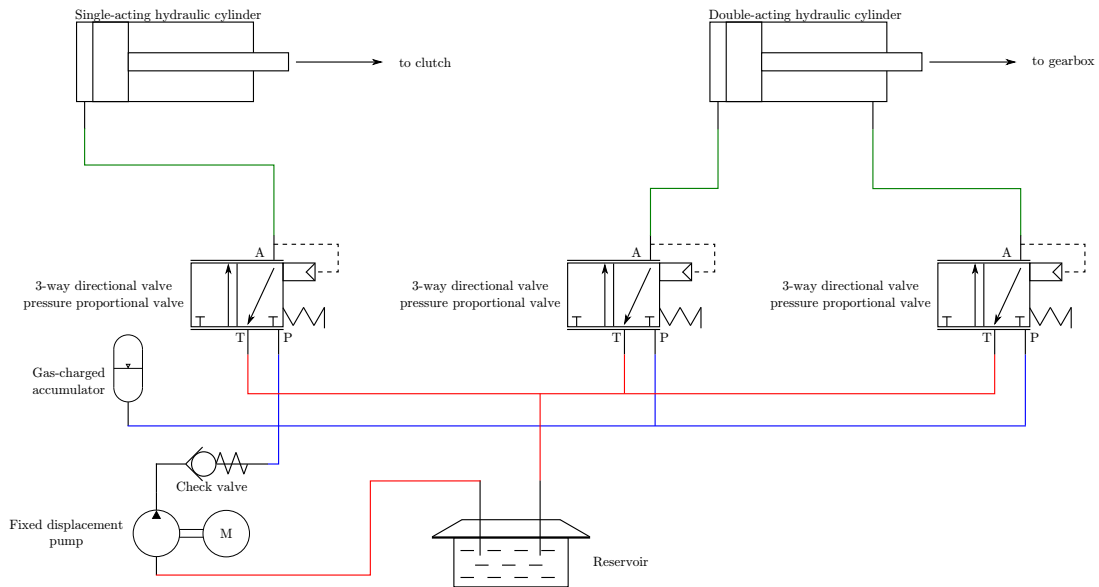


Figura 3.1 – Vista generale dell'impianto oleodinamico.

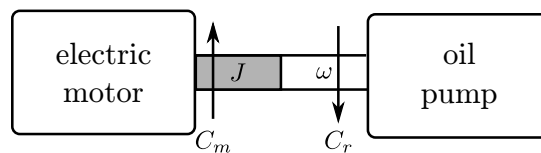


Figura 3.2 – Sistema elettropompa.

La 3.1 può essere riscritta esplicitando i termini elementari:

$$\begin{aligned}
 J \cdot \ddot{\omega} &= C_m \cdot \dot{\omega} - C_r \cdot \dot{\omega} \\
 J \cdot \dot{\omega} &= C_m - C_r
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$

Equazione del sistema elettrico

In figura 3.3 è riportato l'equivalente elettrico del modello dinamico della macchina a c.c. La resistenza R e l'induttanza L , sono ovviamente dovute all'avvolgimento d'armatura, la f.e.m. indotta e invece è prodotta dalla variazione del flusso concatenato all'avvolgimento, a seguito della rotazione del rotore.

Dati elettrici	Resistenza armatura	Induttanza armatura
	0.123 Ω	270 μH
Dati meccanici	Inerzia rotore	Costante elettromotrice coppia
	400 · 10 ⁻⁶ kg m ²	22.9 mV s/rad

Tabella 3.1 – Dati della pompa oleodinamica.

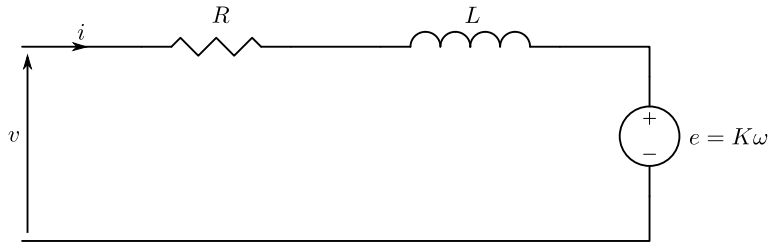


Figura 3.3 – Modello elettrico del motore elettrico.

$$\varphi = \int_S \vec{B} \times d\vec{S} \quad (3.3)$$

$$\psi = N \cdot \varphi \quad (3.4)$$

$$e = \frac{d\psi}{dt} \quad (3.5)$$

L'equazione alla maglia è quindi:

$$v = Ri + L \frac{di}{dt} + e \quad (3.6)$$

La potenza di questa macchina (corrispondente alla potenza elettrica nominale), è data da due contributi, quello di dissipazione elettrica, e quello di lavoro meccanico.

$$P_{elett} = P_{joule} + P_{mecc} \quad (3.7)$$

Le equazioni 3.2 e 3.6 in regime stazionario diventano:

$$C_m = C_r$$

$$v = Ri + e$$

Se per la potenza elettrica risulta tutto chiaro, per quella meccanica occorre fare qualche passaggio per dimostrare quanto scriveremo dopo.

Dalla teoria sappiamo che la potenza elettrica indotta può essere espressa come:

$$P = e \cdot i = \underbrace{B \cdot l \cdot u}_{e} \cdot i$$

Dove B è induzione magnetica, l è la lunghezza circuito (avvolgimento), u è la velocità del rotore, mentre la potenza meccanica vale:

$$P = \underbrace{B \cdot l \cdot i}_{C_m} \cdot u$$

Raccogliamo i termini costanti, rappresentati dall'induzione magnetica, e dalla lunghezza dell'avvolgimento nel termine K ($K = B \cdot l$).

$$C_m = Ki; \quad e = K\omega \quad (3.8)$$

Concludiamo quindi che:

La coppia del motore c.c. è proporzionale alla corrente, a meno della *costante di macchina*; allo stesso modo la f.e.m. indotta dipende direttamente dalla rotazione della macchina, attraverso K .

Calcoliamo la potenza moltiplicando le precedenti equazione per i .

$$\underbrace{vi}_P = Ri^2 + ei = Ri^2 + K\omega i = \underbrace{Ri^2}_{P_{joule}} + \underbrace{C_m\omega}_{P_{mecc}} \quad (3.9)$$

Equazione del sistema meccanico

In figura 3.4 è riportato il modello equivalente della parte meccanica del motore e della pompa meccanica, questa può essere modellata come due elementi rotazionali in parallelo, rappresentati rispettivamente da massa inerziale J e naturalmente dalla coppia resistente C_r .

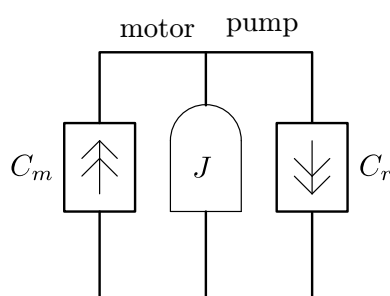


Figura 3.4 – Modello meccanico del motore elettrico e della pompa.

$$C_m = C_r + J \cdot \dot{\omega} \quad (3.10)$$

Il termine J include sia il momento d'inerzia del motore elettrico, che quello della pompa dell'olio.

Equazione del sistema elettromeccanico

Il sistema elettromeccanico elettropompa è modellato quindi dalle seguenti relazioni:

$$\begin{cases} v = Ri + L \frac{di}{dt} + e \\ J\dot{\omega} = C_m - C_r \end{cases}$$

Esplicitando tutte le relazioni si ha:

$$\begin{cases} v = Ri + L \frac{di}{dt} + K\omega \\ J\dot{\omega} + C_r = Ki \end{cases} \quad (3.11)$$

Schema a blocchi del sistema elettromeccanico

Per realizzare lo schema a blocchi conviene porre le equazioni 3.11 in forma ingresso-uscita dopo averle trasformate nel dominio della frequenza.

$$\begin{cases} I(s) = \left(\frac{1}{sL + R} \right) (V(s) - K\Omega(s)) \\ \Omega(s) = \left(\frac{1}{sJ} \right) (KI(s) - C_r) \end{cases} \quad (3.12)$$

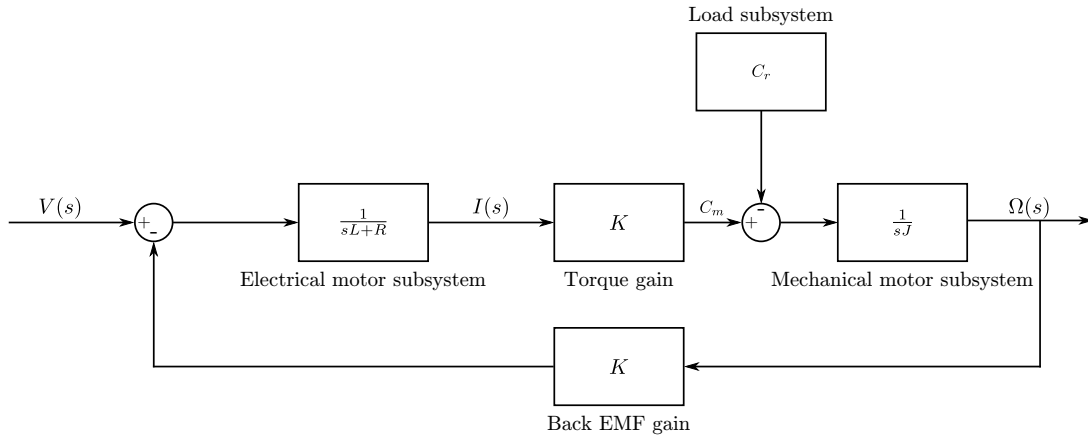


Figura 3.5 – Schema a blocchi del motore elettrico.

Lo schema risultante è riportato in figura 3.5.

La coppia resistente (C_r) offerta dalla pompa è pressochè costante al variare del numero di giri, si veda la figura 3.6.

Il punto di lavoro si trova intersecando la curva della coppia motrice con la curva della coppia resistente; al fine di far operare l'elettropompa con il massimo rendimento si opererà per una pressione nominale di 50 bar. Nei grafici di figura 3.7 e 3.6 sono anche riportati i rispettivi punti di lavoro.

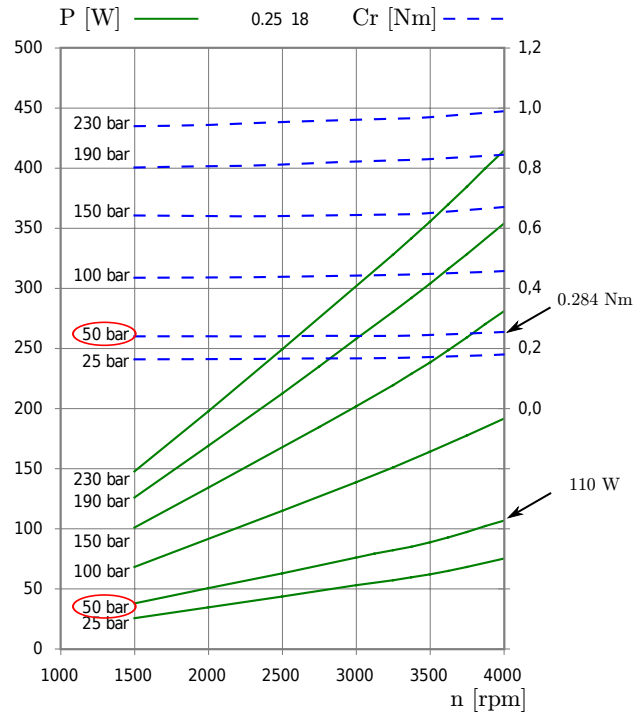


Figura 3.6 – Curva coppia potenza della pompa.

La potenza assorbita dalla pompa è dipendente dalla pressione scelta; una volta che la pressione nell'impianto arriva a regime la corrente si stabilizza nell'intorno di 12 A, e con un numero di giri compreso tra 3520 rpm e 4050 rpm.

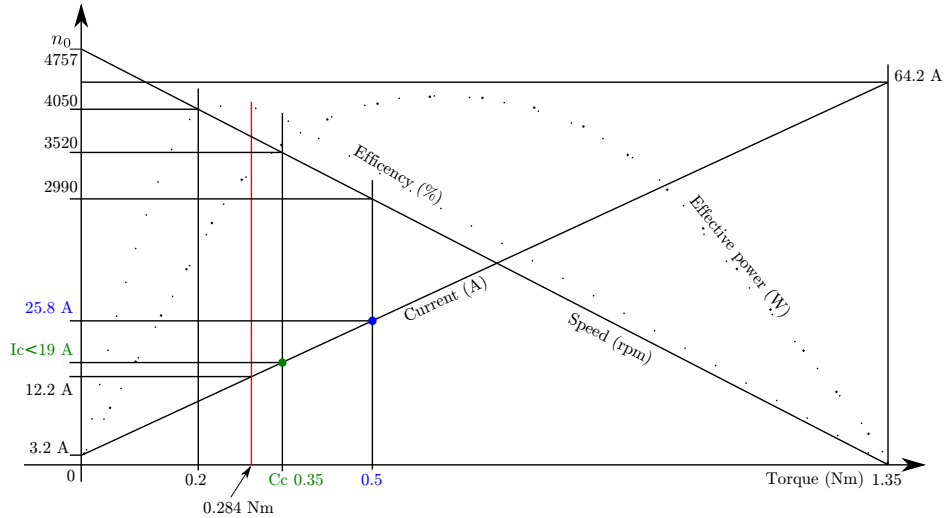


Figura 3.7 – Coppia, velocità e rendimento del motore elettrico.

Sistema in forma di stato

Scriviamo l'equazioni del sistema motore in forma di stato per evidenziare le costanti di tempo e conoscere quindi la dinamica del sistema.

Con riferimento alle equazioni 3.11 il vettore di stato è definito come:

$$z = \begin{bmatrix} i \\ \omega \end{bmatrix} \tag{3.13}$$

L'equazione del sistema in forma di stato è quindi:

$$\begin{bmatrix} \dot{i} \\ \dot{\omega} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -R/L & K/L \\ K/J & C_r(\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i \\ \omega \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1/L \\ 0 \end{bmatrix} v \tag{3.14}$$

I poli del sottosistema elettrico e meccanico sono riportati in tabella 3.2.

polo (rad/s)	frequenza (Hz)
$p_1 = 455.556$	72.504
$p_2 = 57.25$	9.11

Tabella 3.2 – Poli del sistema elettromeccanico motore.

È evidente come la dinamica del motore, appena analizzata non influenza il corretto funzionamento dell'impianto.

Simulazione del sistema

Realizzando il modello della pompa con gli schemi a blocchi (figura 3.5) è possibile simularne il funzionamento evidenziando il transitorio necessario a portare la pressione a regime nell'impianto oleodinamico; in figura 3.8 ne è riportata la simulazione.

Nel modello è stato inserito anche un pressostato in grado di mantenere la pressione dell'impianto in una finestra accettabile per garantire il corretto funzionamento dell'impianto. Dal momento che la pompa è pilotata elettronicamente, la soglia di accensione e spegnimento è decisa via software e per questo può essere modificata a seconda delle esigenze.

Per la presente simulazione la pressione massima (spegnimento pompa) è fissata a 65 bar mentre

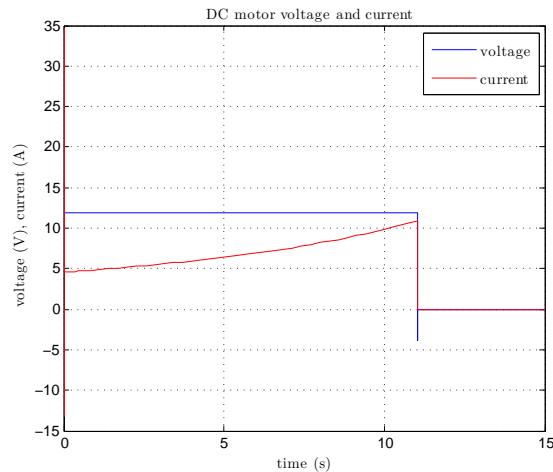
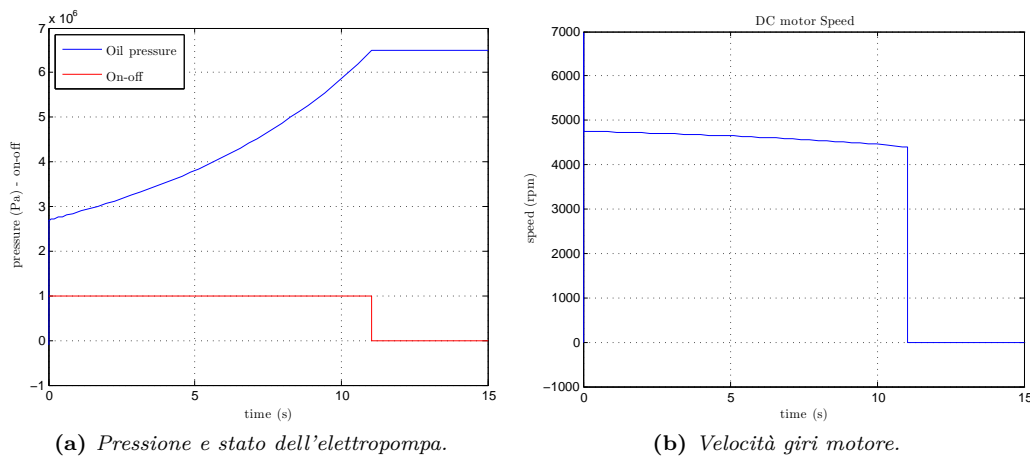


Figura 3.8 – Tensione e corrente del motore elettrico nel transitorio di pressione.



(a) Pressione e stato dell'elettropompa.

(b) Velocità giri motore.

Figura 3.9 – Velocità e stato dell'elettropompa in funzione del suo stato.

la minima (accensione pompa) è posta a 55 bar. Nelle figure 3.9 sono riportate la pressione, lo stato (accesa - spenta) e la velocità dell'elettropompa.

3.1.2 Modello dell'attuatore doppio effetto

Per prima cosa ricaviamo il modello dell'attuatore doppio effetto, quello che utilizzeremo per l'innesto della marcia, facendo riferimento alla figura 3.10. Per semplicità si trascura la massa del pistone e dello stelo.

Per ricavare le equazioni dell'attuatore utilizzo l'equazione di continuità (conservazione della massa) e l'equazione di stato.

$$\begin{cases} W_{in} - W_{out} = \frac{dM}{dt} \\ \rho = \rho(p, T) \end{cases} \quad (3.15)$$

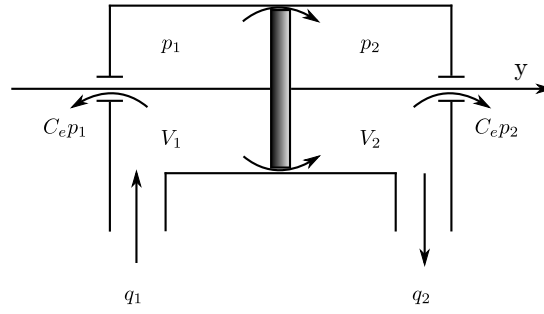


Figura 3.10 – Modello dell'attuatore oleodinamico a doppio effetto.

$$\begin{aligned}
 W_{in} - W_{out} &= \frac{d}{dt}(\rho V) \\
 \rho(q_{in} - q_{out}) &= \frac{d}{dt}(\rho V) \\
 \rho(q_{in} - q_{out}) &= \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt}
 \end{aligned} \tag{3.16}$$

Linearizziamo l'equazione di stato con Taylor attorno alla posizione d'equilibrio.

$$\rho = \rho_0 + \left. \frac{\partial \rho}{\partial P} \right|_{\rho_0} (p - p_0) + \left. \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_{\rho_0} (T - T_0) \tag{3.17}$$

Nell'ipotesi di condizione isoterma posso trascurare l'ultimo termine, per cui ottengo:

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{1}{\rho_0} \left(\left. \frac{\partial \rho}{\partial P} \right) \right|_{\rho_0} (p - p_0) \right] \tag{3.18}$$

Definendo il modulo di comprimibilità termica β come:

$$\beta = \rho_0 \left(\left. \frac{\partial p}{\partial \rho} \right) \right|_{\rho_0} \tag{3.19}$$

Posso quindi riscrivere:

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{p - p_0}{\beta} \right) \tag{3.20}$$

Sostituendo quest'ultima nell'equazione di continuità¹:

$$\rho(q_{in} - q_{out}) = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d}{dt} \left[\rho_0 + \frac{\rho_0}{\beta} (p - p_0) \right] \tag{3.21}$$

Ipotizzando il fluido poco comprimibile, ovvero $\frac{p - p_0}{\beta} \ll 1$ posso confondere ρ con ρ_0 e riscrivere:

$$\rho(q_{in} - q_{out}) = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} \tag{3.22}$$

Infine l'equazione di conservazione per il cilindro risulta:

$$q_{in} - q_{out} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dp}{dt} \tag{3.23}$$

¹ $p_0 = 0$ Pressione atmosferica.

Estendendo la precedente equazione ad entrambe le camere si ha:

$$\begin{cases} q_{in_1} - q_{out_1} = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \frac{dp_1}{dt} \\ q_{in_2} - q_{out_2} = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \frac{dp_2}{dt} \end{cases} \quad (3.24)$$

In riferimento alla figura 3.10 l'equazione di conservazione per la prima e la seconda camera, tenendo presente le perdite di trafilamento verso l'interno e l'esterno sono:

$$\begin{cases} q_1 - [C_i(p_1 - p_2) + C_e(p_1 - p_0)] = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \frac{dp_1}{dt} \\ C_i(p_1 - p_2) - C_e(p_1 - p_0) - q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \frac{dp_2}{dt} \end{cases} \quad (3.25)$$

Le relazioni tra entrambi i volumi valgono:

$$\begin{cases} V_1 = V_0 + A \cdot y \\ V_2 = V_0 - A \cdot y \end{cases} \quad (3.26)$$

Sostituendo le precedenti equazioni nelle relazioni delle camere del pistone:

$$\begin{cases} q_1 - [C_i(p_1 - p_2) + C_e p_1] = \frac{d}{dt}(V_0 + A \cdot y) + \left(\frac{V_0}{\beta} + \frac{A \cdot y}{\beta}\right) \frac{dp_1}{dt} \\ C_i(p_1 - p_2) - (q_2 + C_e p_2) = \frac{d}{dt}(V_0 - A \cdot y) + \left(\frac{V_0}{\beta} - \frac{A \cdot y}{\beta}\right) \frac{dp_2}{dt} \end{cases} \quad (3.27)$$

Posso riscrivere la precedente come:

$$\begin{cases} q_1 - [C_i(p_1 - p_2) + C_e p_1] = \left(\frac{V_0 + A \cdot y}{\beta}\right) \frac{dp_1}{dt} + A \cdot \dot{y} \\ C_i(p_1 - p_2) - (q_2 + C_e p_2) = \left(\frac{V_0 - A \cdot y}{\beta}\right) \frac{dp_2}{dt} - A \cdot \dot{y} \end{cases} \quad (3.28)$$

Portando a sinistra i termini q_1 e q_2 si ha:

$$\begin{cases} q_1 = C_i(p_1 - p_2) + C_e p_1 + \left(\frac{V_0}{\beta} + \frac{A \cdot y}{\beta}\right) \frac{dp_1}{dt} + A \cdot \dot{y} \\ q_2 = C_i(p_1 - p_2) - C_e p_2 - \left(\frac{V_0}{\beta} - \frac{A \cdot y}{\beta}\right) \frac{dp_2}{dt} + A \cdot \dot{y} \end{cases} \quad (3.29)$$

La portata media è data da: $q_D = \frac{q_1 + q_2}{2}$;

$$2 q_D = q_1 + q_2 = 2 C_i \underbrace{(p_1 - p_2)}_{\Delta p} + C_e \underbrace{(p_1 - p_2)}_{\Delta p} + \frac{V_0}{\beta} \underbrace{\left(\frac{dp_1}{dt} - \frac{dp_2}{dt}\right)}_{\Delta \dot{p}} + \frac{2A y}{\beta} \left(\frac{dp_1}{dt} + \frac{dp_2}{dt}\right) + 2 A \cdot \dot{y}$$

Trascurando i termini infinitesimi ricavo l'equazione dell'attuatore oleodinamico:

$$\begin{aligned} q_D &= C_i \Delta p + \frac{C_e}{2} \Delta p + \frac{V_0}{2\beta} \Delta \dot{p} + A \cdot \dot{y} \\ q_D &= \frac{V_0}{2\beta} \Delta \dot{p} + \underbrace{\left(C_i + \frac{C_e}{2}\right)}_C \Delta p + A \cdot \dot{y} \end{aligned} \quad (3.30)$$

Nell'ipotesi di fluido incomprimibile ($\beta = \infty$) la 3.30 si semplifica come:

$$q_D = C\Delta p + A \cdot \dot{y} \quad (3.31)$$

3.1.3 Modello dell'attuatore singolo effetto

Ricaviamo il modello dell'attuatore a singolo effetto, quello impiegato per l'attuazione della frizione, facendo riferimento alla figura 3.11 e trascurando anche in questo caso la massa del pistone e dello stelo.

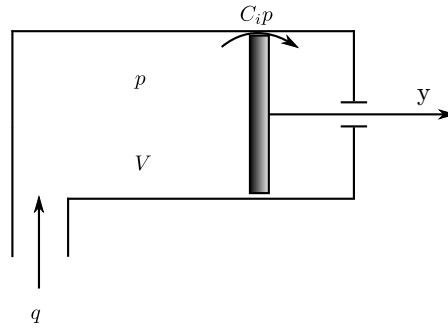


Figura 3.11 – Attuatore oleodinamico a singolo effetto.

L'attuatore a singolo effetto possiede solo una camera anzichè due; la sua relazione costitutiva può essere dunque derivata da quella fatta per l'attuatore a doppio effetto (3.1.2).

Riprendiamo l'equazione di conservazione del cilindro (3.23) riportata per comodità di seguito.

$$q_{in} - q_{out} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (3.32)$$

Il volume della sola camera è retto dalla prima delle due equazioni 3.26, cioè:

$$V = V_0 + A \cdot y \quad (3.33)$$

Sostituendola nell'equazione di conservazione di ha:

$$\begin{aligned} q_S - C_i p &= \frac{d}{dt}(V_0 + A \cdot y) + \left(\frac{V_0 + A \cdot y}{\beta} \right) \frac{dp}{dt} \\ q_S - C_i p &= \cancel{\frac{dV_0}{dt}} + \frac{dAy}{dt} + \frac{V_0}{\beta} \frac{dp}{dt} + \cancel{\frac{Ay}{\beta} \frac{dp}{dt}} \\ q_S &= C_i p + \frac{dAy}{dt} + \frac{V_0}{\beta} \frac{dp}{dt} \\ q_S &= C_i p + \frac{V_0}{\beta} \frac{dp}{dt} + A\dot{y} \end{aligned} \quad (3.34)$$

Nell'ipotesi di trascurare la comprimibilità del fluido ($\beta = \infty$) si ha:

$$q_S = C_i p + A\dot{y} \quad (3.35)$$

3.1.4 Modello delle elettrovalvole

L'elettrovalvola 2 vie 3 posizioni è fisicamente realizzata come in figura 3.12, e modellata come in figura 3.14.

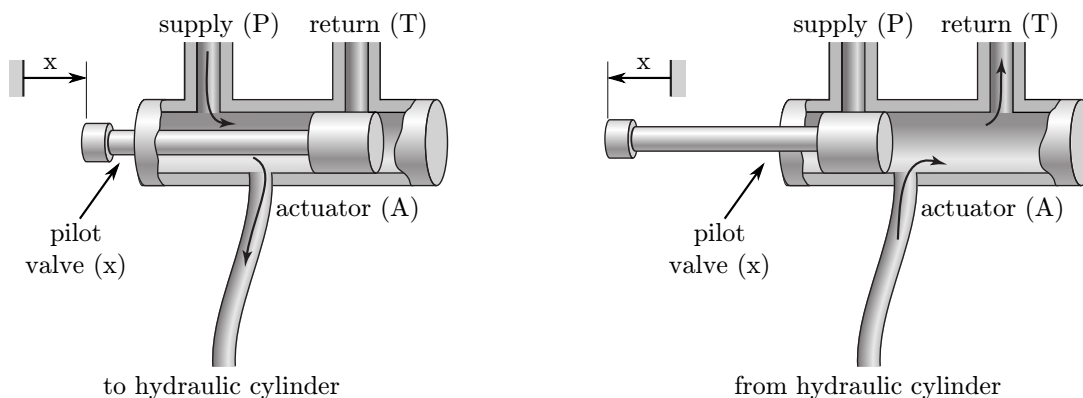


Figura 3.12 – Valvola fisica 2 vie 3 posizioni.

Come visibile in figura 3.13 quando il fluido passa attraverso una sezione contratta, rappresentata in questo caso dalle luci della valvola, si manifesta l'effetto dell'efflusso il quale riduce la portata in modo non lineare e aumenta le perdite di carico.

La valvola 2 vie 3 posizioni può allora essere modellata come in figura 3.14 e dalle seguenti equazioni.

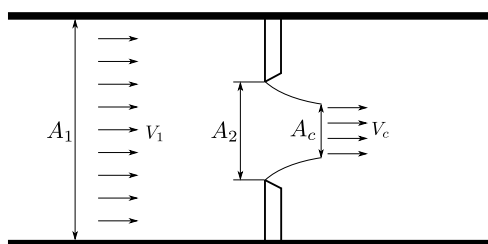


Figura 3.13 – Fenomeno dell'efflusso attraverso le luci della valvola.

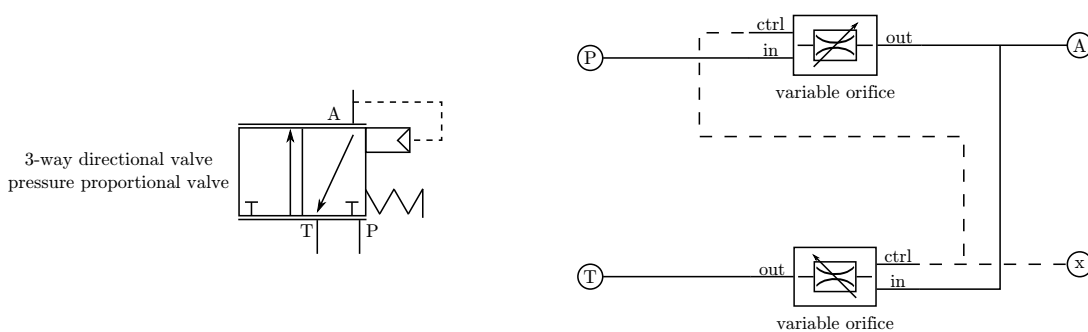


Figura 3.14 – Simbolo grafico della valvola 2 vie 3 posizioni e relativo modello.

Attraverso la valvola deve naturalmente valere l'equazione di continuità e di Bernoulli:

$$\begin{cases} A_1 V_1 = A_c V_c \\ z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_c + \frac{p_c}{\gamma} + \frac{V_c^2}{2g} \end{cases} \quad (3.36)$$

In cui:

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \quad A_c = A_2 \cdot C_c \quad C_c \text{ è il coefficiente di contrazione} \quad (3.37)$$

Considerando due punti su una stessa traiettoria: (punto 1 e punto c) la quota è la medesima, e moltiplicando l'equazione di Bernoulli per γ si ricava:

$$\begin{aligned} \cancel{z} + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} &= \cancel{z} + \frac{p_c}{\gamma} + \frac{V_c^2}{2g} \\ \rho \cdot \frac{V_1^2}{2} + p_1 &= \rho \cdot \frac{V_c^2}{2} + p_c \\ \underbrace{(p_1 - p_c)}_{\Delta p} &= \rho \left(\frac{V_c^2 - V_1^2}{2} \right) \\ \frac{2\Delta p}{\rho} &= V_c^2 - V_1^2 \end{aligned} \quad (3.38)$$

Sostituendo l'equazione di continuità in quella di Bernoulli nella 3.38 si ha:

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{A_c}{A_1} \cdot V_c \\ \frac{2\Delta p}{\rho} &= V_c^2 - \left(\frac{A_c}{A_1} \cdot V_c \right)^2 \\ \frac{2\Delta p}{\rho} &= V_c^2 \left(1 - \left(\frac{A_c}{A_1} \right)^2 \right) \end{aligned} \quad (3.39)$$

Da cui si ricava la velocità della vena fluida nell'orifizio:

$$\begin{aligned} V_c^2 &= \frac{2\Delta p}{\rho \left(1 - \left(\frac{A_c}{A_1} \right)^2 \right)} \\ V_c &= \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_c}{A_1} \right)^2}} \end{aligned} \quad (3.40)$$

La portata q_v attraverso la valvola è data dalla relazione: $q = V_c \cdot A_c$, sostituendo la 3.37 si ha:

$$\begin{aligned} q_v &= V_c \cdot A_2 \cdot C_c \\ q_v &= \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \cdot \frac{A_2 \cdot C_c}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2 \cdot C_c}{A_1} \right)^2}} \end{aligned}$$

Definiamo il coefficiente d'efflusso:

$$C_e(A_2) = \frac{C_c}{\sqrt{1 - \left(\frac{C_c \cdot A_2}{A_1} \right)^2}} \quad (3.41)$$

Possiamo scrivere allora:

$$q_v(A_2, \Delta p) = A_2 \cdot C_e(A_2) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3.42)$$

La portata attraverso la valvola è quindi una funzione non lineare dipendente dalla pressione e dalla corsa del pistoncino; infatti l'area dell'orifizio è funzione della posizione del pistoncino che muovendosi cambia la luce di passaggio per l'olio.

$$A_2 = x \cdot b \quad b \text{ è una dimensione caratteristica della valvola} \quad (3.43)$$

Possiamo quindi riscrivere la precedente 3.43 come:

$$q_v(x, \Delta p) = x \cdot b \cdot C_e(x) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3.44)$$

La precedente equazione evidenzia che la portata regolata dalla valvola è funzione della posizione del cassetto x e naturalmente dalla pressione al suo ingresso Δp .

La valvola viene pilotata in tensione attraverso l'uso di un'elettromagnete applicato al cassetto. La determinazione del sottosistema è ricavata a partire dalla figura 3.15.

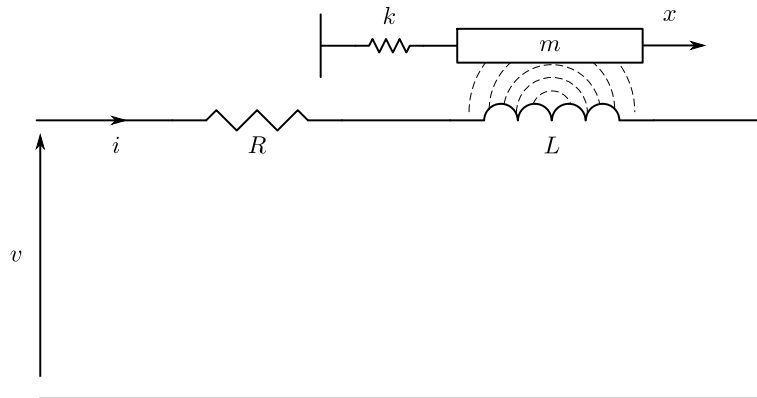


Figura 3.15 – Modello elettromeccanico dell'elettrovalvola.

L'equazione del solo sistema elettrico è data da:

$$v = v_R + v_L \quad (3.45)$$

Le note relazioni per la resistenza e l'induttanza sono:

$$\begin{aligned} v_R &= R \cdot i \\ v_L &= L \frac{di}{dt} \end{aligned}$$

La nuova equazione alla maglia è allora:

$$v = R \cdot i + L \frac{di}{dt} \quad (3.46)$$

L'equazione riguardante invece la parte meccanica è:

$$m\ddot{x} + kx = f(v) \quad (3.47)$$

Purtroppo il costruttore non fornisce ulteriori dati per legare la tensione alla portata attraverso una funzione di trasferimento, mancano infatti la rigidità della molla k , le aree di passaggio negli orifizi della valvola e la caratteristica magnetica. Questi dati consentirebbero di calcolare lo spostamento del cassetto x , e da qui successivamente la portata q_v in funzione della tensione d'alimentazione v .

Resistenza elettrica	Induttanza elettrica
2.5 Ω	5.5 mH

Tabella 3.3 – Dati elettrici dell'elettrovalvola.

Tuttavia le relazioni fin qui ricavate non sono vane dal momento che consentono di risalire alla dinamica del sistema, dato di fondamentale importanza per capire se il progetto rimane nelle specifiche o no.

I dati noti dell'elettrovalvola sono riportati in tabella 3.3.

Per prima cosa possiamo calcolare la dinamica di questo elemento.

$$p = \frac{R}{L} = \frac{2.5}{5.510^{-3}} = 454.545 \text{ rad/s} \quad (3.48)$$

La sua costante di tempo è quindi data da:

$$f = \frac{p}{2\pi} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{454.545}{2\pi} = 72.343 \text{ Hz} \implies \tau = \frac{1}{f} = \frac{1}{72.343} = 13.823 \text{ ms} \quad (3.49)$$

La relazione ingresso-uscita sarà allora ricavata dal grafico fornito dal costruttore riportato in figura 3.16.

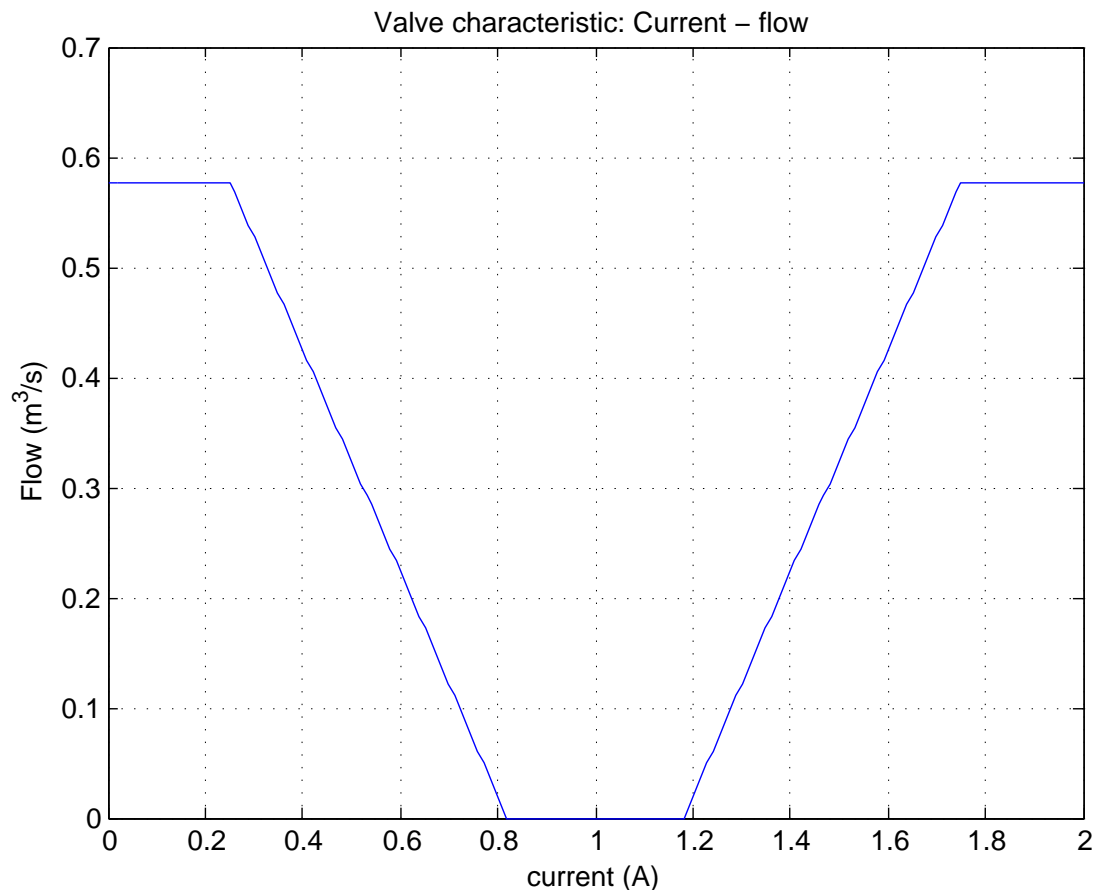


Figura 3.16 – Modello ingresso uscita della valvola.

Con buona approssimazione possiamo ipotizzare la relazione ingresso-uscita lineare e simmetrica e scrivere quindi:

$$q_v = K_v \cdot i \quad (3.50)$$

Dove K_v è il coefficiente angolare della retta in funzione della corrente (i), come riportato in tabella 3.4.

$K_v \leq 0.25$	$K_v \leq 1 \text{ A}$	$K_v > 1 \text{ A}$	$K_v > 0.82 \text{ A}$
0.578	-1.0132	1.0132	0.578

Tabella 3.4 – Coefficienti della funzione corrente-portata dell'elettrovalvola in funzione della corrente.

3.1.5 Equazione del carico (innesto marcia)

L'ultima equazione da scrivere, per quando concerne il sistema innesto marcia riguarda proprio il carico visto dal pistone idraulico. Possiamo modellare questo elemento come un solo elemento elastico vista la complessità e la non linearità di tutto il blocco. L'equazione che governa questo sottosistema è:

$$k_s \cdot y = \Delta P \cdot A \tag{3.51}$$

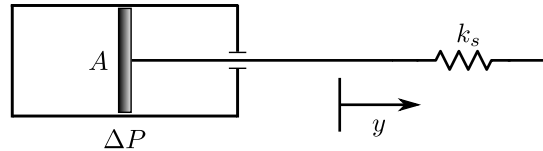


Figura 3.17 – Sistema meccanico (innesto marcia) visto dall'attuatore idraulico.

I dati relativi a questo sottosistema sono stati ricavati dall'identificazione dei parametri (vedi 2.1.1).

3.1.6 Equazioni complessive del sistema innesto

Dopo aver ricavato le singole equazioni dell'attuatore doppio effetto, dell'elettrovalvola e del carico possiamo portarle nel dominio della frequenza attraverso la trasformata di Laplace per realizzare lo schema a blocchi.

$$\begin{cases} q_D = C\Delta p + \frac{V_0}{2\beta}\dot{\Delta p} + Aij \\ q_v = Ki \\ v = Ri + Li \\ \Delta p \cdot A = ky \end{cases} \tag{3.52}$$

$$\begin{cases} Q_D(s) = C\Delta P(s) + \frac{V_0}{2\beta}s\Delta P(s) + AsY(s) \\ Q_v = KI(s) \\ V(s) = RI(s) + LsI(s) \\ \Delta P(s)A = kY(s) \end{cases} \tag{3.53}$$

Schema a blocchi dell'innesto

Per realizzare lo schema blocchi dobbiamo porre le equazioni in forma ingresso uscita considerando i singoli sottosistemi e la loro connessione.

$$Y(s) = \frac{A}{k} \cdot \Delta P(s) \tag{3.54}$$

$$\Delta P(s) = \frac{1}{\left(s \frac{V_0}{2\beta} + C \right)} \cdot (Q_D(s) - A \cdot s \cdot Y(s)) \tag{3.55}$$

$$Q_v(s) = K \cdot I(s) \tag{3.56}$$

$$I(s) = \frac{1}{R + sL} \cdot V(s) \tag{3.57}$$

Lo schema a blocchi del sistema innesto è riportato in figura 3.18.

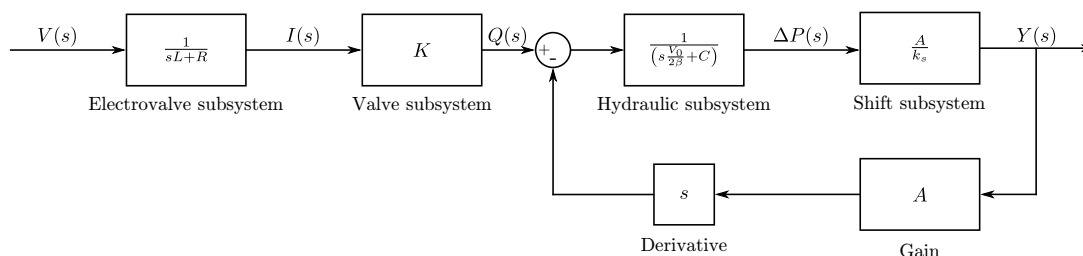


Figura 3.18 – Schema a blocchi dell'intero sistema innesto marcia.

I poli del sistema sono:

polo rad/s	frequenza (Hz)
$p_1 = 454.545$	72.34
$p_2 = 431.65$	68.622

Tabella 3.5 – Poli del sistema innesto marcia.

La dinamica del sistema è sempre da attribuire al polo dominante, ovvero quello con parte reale più vicino all'asse immaginario; in questo caso la massima dinamica del sistema idraulico è fissata a 68 Hz, il che ci garantisce che il sistema idraulico sia veloce.

La risposta al gradino dell'intero sistema in anello aperto è riportata in figura 3.19.

È naturale che non essendoci un controllo di tipo integrale la risposta del sistema non potrà andare a regime; tuttavia il sistema innesto è dotato di un sensore che segnala quale marcia è inserita. Attraverso questo è possibile realizzare un tipo di controllo a stati, ovvero finché la marcia non risulta innestata la valvola per il comando dell'attuatore rimarrà aperta al fine di garantire il corretto inserimento della marcia.

3.1.7 Equazioni complessive del sistema frizione

Anche per questo sistema disponiamo di tutte le equazioni necessarie a realizzare sia lo schema a blocchi, che la forma di stato.

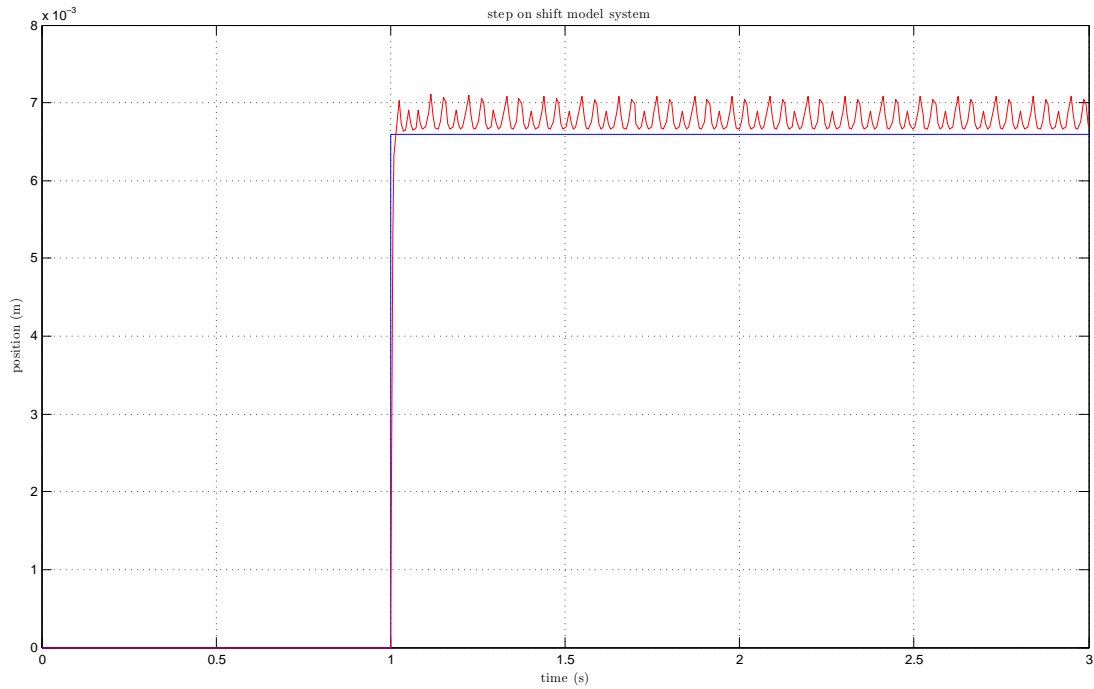


Figura 3.19 – Risposta al gradino del sistema selezione marcia.

$$\begin{cases} p \cdot A = ky \\ q_S = Cp + \frac{V_0}{\beta} \dot{p} + A\dot{y} \\ q_v = Ki \\ v = Ri + L\dot{i} \end{cases} \quad (3.58)$$

$$\begin{cases} P(s)A = kY(s) \\ Q_S(s) = CP(s) + \frac{V_0}{\beta} sP(s) + AsY(s) \\ Q_v = KI(s) \\ V(s) = RI(s) + LsI(s) \end{cases} \quad (3.59)$$

Schema a blocchi della frizione in anello aperto

Per realizzare lo schema blocchi poniamo le equazioni in forma ingresso uscita.

$$Y(s) = \frac{A}{k} \cdot P(s) \quad (3.60)$$

$$P(s) = \frac{1}{\left(s \frac{V_0}{\beta} + C\right)} \cdot (Q_S(s) - A \cdot s \cdot Y(s)) \quad (3.61)$$

$$Q_v(s) = K \cdot I(s) \quad (3.62)$$

$$I(s) = \frac{1}{R + sL} \cdot V(s) \quad (3.63)$$

Lo schema a blocchi del sistema innesto è riportato in figura 3.20.

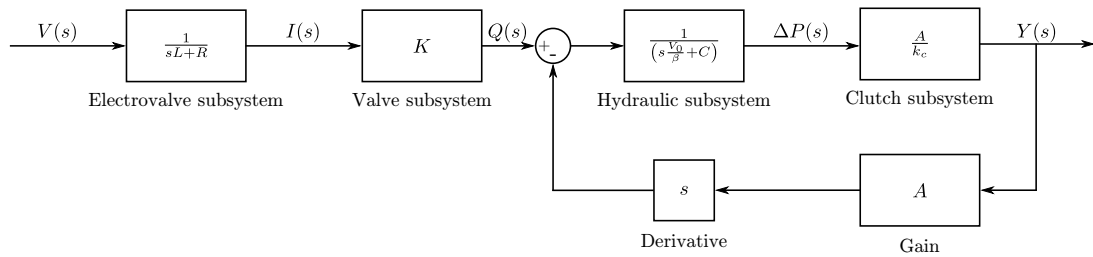


Figura 3.20 – Schema a blocchi del sistema frizione in anello aperto.

La risposta allo scalino per il sistema non controllato è riportata in figura 3.21.

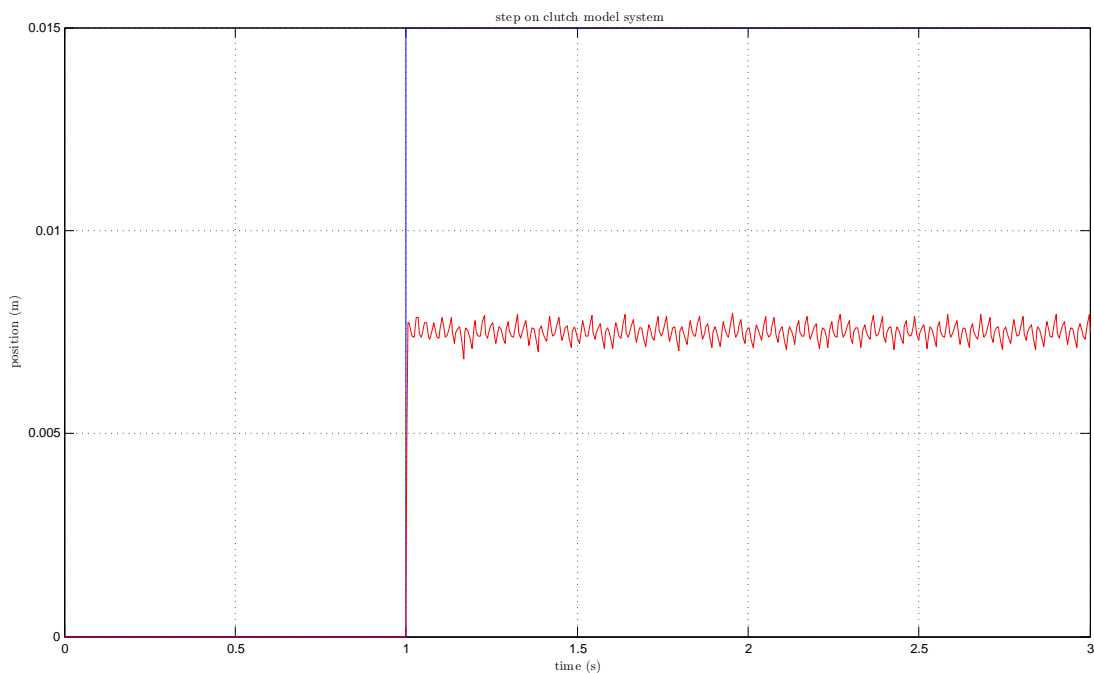


Figura 3.21 – Risposta al gradino del sistema frizione (anello aperto).

I poli del sistema in anello aperto sono gli stessi del sistema innesto visto che i due sistemi differiscono solo per la rigidità equivalente.

Schema a blocchi della frizione in anello chiuso

Per il controllo del sistema si utilizzerà una logica proporzionale integrale. Il controllore è così definito:

$$R(s) = K_P + K_I/s \tag{3.64}$$

Lo schema a blocchi per il sistema controllato è (figura 3.22).

I valori di K_P e K_I sono riportati in tabella 3.6, tuttavia per il sistema reale i coefficienti andranno sicuramente rivisti e tarati sperimentalmente.

I poli del nuovo sistema sono (tabella 3.7).

La risposta del sistema controllato mostra come adesso il sistema si porta correttamente a regime; in figura 3.23 ne è riportata la risposta temporale.

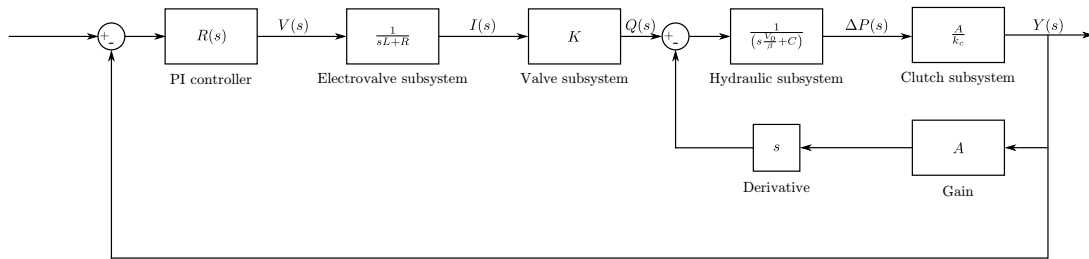


Figura 3.22 – Schema a blocchi del sistema controllato frizione.

K_P	K_I
2	20

Tabella 3.6 – Coefficienti utilizzati per il controllore $R(s)$

polo rad/s	frequenza (Hz)
$p_1 = 454.545$	72.34
$p_2 = 431.65$	68.622
$p_3 = 0$	0

Tabella 3.7 – Poli del sistema frizione controllato.

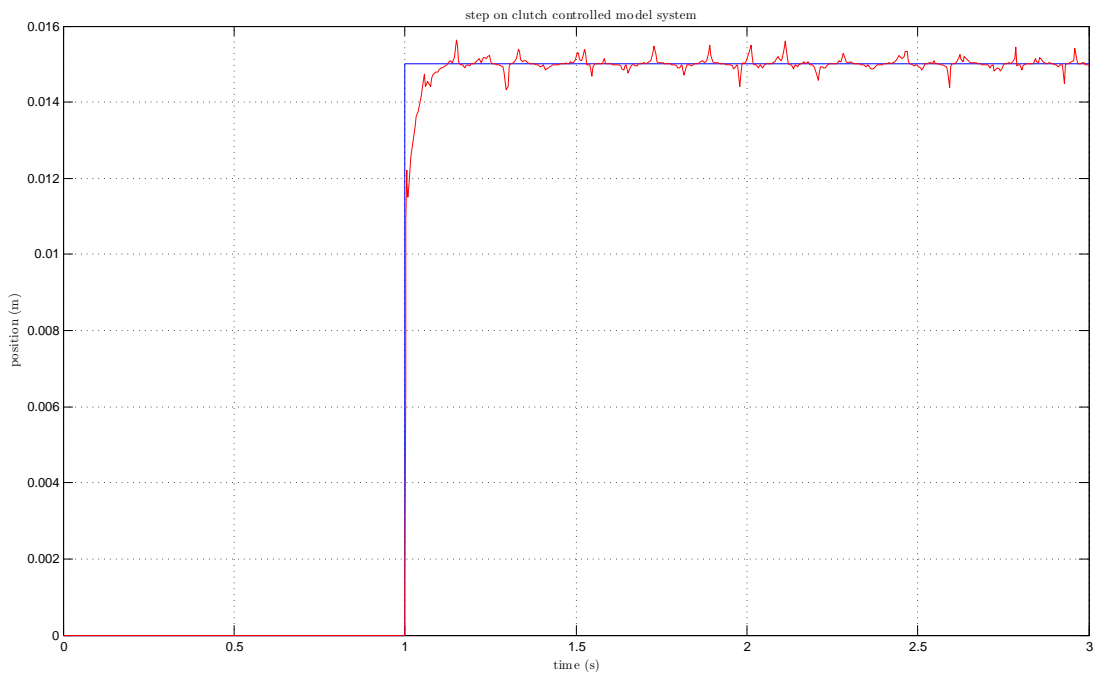


Figura 3.23 – Risposta allo scalino del sistema controllato.

Capitolo 4

Controllo del sistema

La supervisione di tutto il sistema è demandata ad una centralina elettronica progettata ad hoc (si veda la figura 5.16), la quale per la sola parte meccanica e idraulica consente:

- gestione della pressione d'impianto;
- controllo innesto della marcia;
- controllo proporzionale della frizione.

4.1 Componenti di un sistema di controllo

Un sistema di controllo dispone sia di ingressi che di uscite; le prime vengono utilizzate per leggere le variabili di sistema, mentre le seconde per imporre le leggi desiderate al sistema supervisionato. Al giorno d'oggi l'elettronica e l'informatica hanno fatto passi da gigante consentendo la miniaturizzazione di veri e propri calcolatori (definiti microcontrollori) i quali rappresentano il cuore di ogni sistema embedded¹; data la loro intrinseca natura digitale, al contrario del mondo fisico che è analogico, per poter utilizzare questi dispositivi in un anello di controllo è necessario condizionare questi segnali.

Un tipico sistema di controllo discreto è rappresentato in figura 4.1.

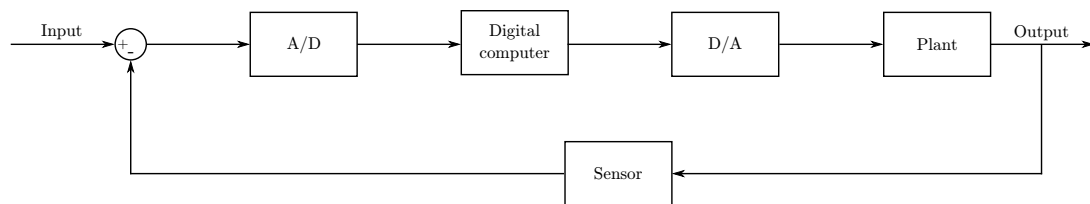


Figura 4.1 – Schema a blocchi di un sistema di controllo digitale.

4.2 Gestione della pressione d'impianto

Per quanto riguarda la pressione dell'impianto idraulico si farà riferimento ad un sistema di controllo molto semplice, quello definito a relè. In pratica la variabile da controllare viene confrontata con un setpoint, e a seconda che questa sia superiore o inferiore al riferimento, il controllo pone l'uscita bassa o alta. La variabile di controllo non è pertanto di tipo analogico

¹Dall'inglese significa tutto insieme/integrato.

bensi on-off; per la natura del sistema è d'obbligo l'utilizzo di una certa isteresi onde evitare continue commutazioni. La gestione di questo sistema verrà implementato direttamente nel microcontrollore (si veda 5.1) il quale letta la pressione attraverso un adeguato sensore provvederà ad accendere o spegnere l'elettropompa. In figura 4.2 nè è riportato lo schema a blocchi.

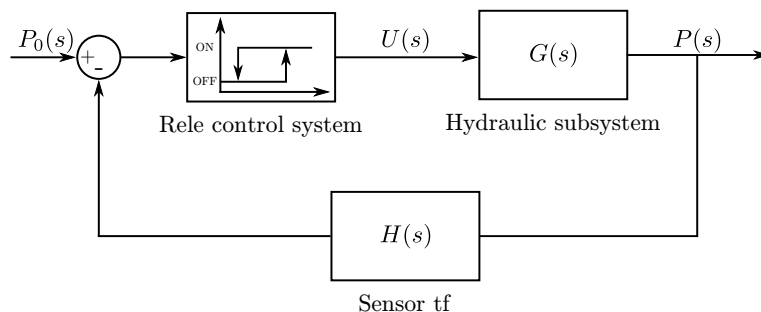


Figura 4.2 – Schema a blocchi del controllore relè utilizzato per il mantenimento della pressione.

Caratterizzazione del sensore

Per poter utilizzare il sensore è necessario caratterizzarlo, ovvero ricavare la curva ingresso-uscita. In questo caso non è necessario ricavare la funzione di trasferimento in quanto la dinamica del sistema è sicuramente più lenta di quella del sensore, possiamo allora trattarlo come un sensore di ordine zero².

In figura 4.3 è riportata la sua caratteristica.

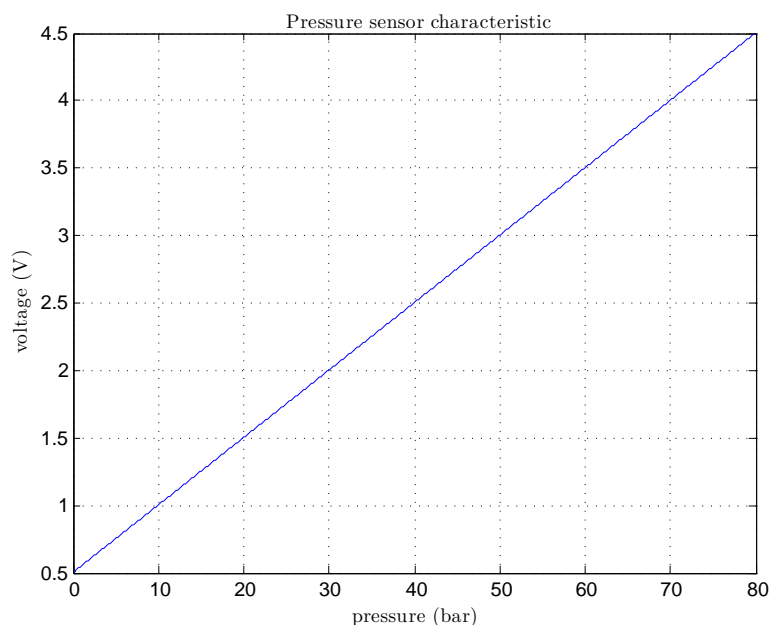


Figura 4.3 – Caratteristica ingresso - uscita del sensore di pressione.

²Definito dalla sola relazione algebrica.

Simulazione del sottosistema controllo pressione

Dopo aver definito il controllore a relè possiamo procedere con la sua simulazione. Per verificare il corretto funzionamento della logica di commutazione forniamo un profilo di pressione casuale tale da superare le soglie di attivazione e spegnimento della pompa idraulica. In figura 4.4 ne è riportato il risultato per i valori di soglia riferiti alla tabella 4.1; naturalmente le soglie possono essere modificate in qualunque momento attraverso l'uso del calcolatore.

Pressure ON	Pressure OFF
55 bar	65 bar

Tabella 4.1 – Soglie di attivazione e spegnimento della pompa dell'olio.

Il modello qui proposto viene utilizzato nella simulazione dell'elettropompa in 3.1.1.

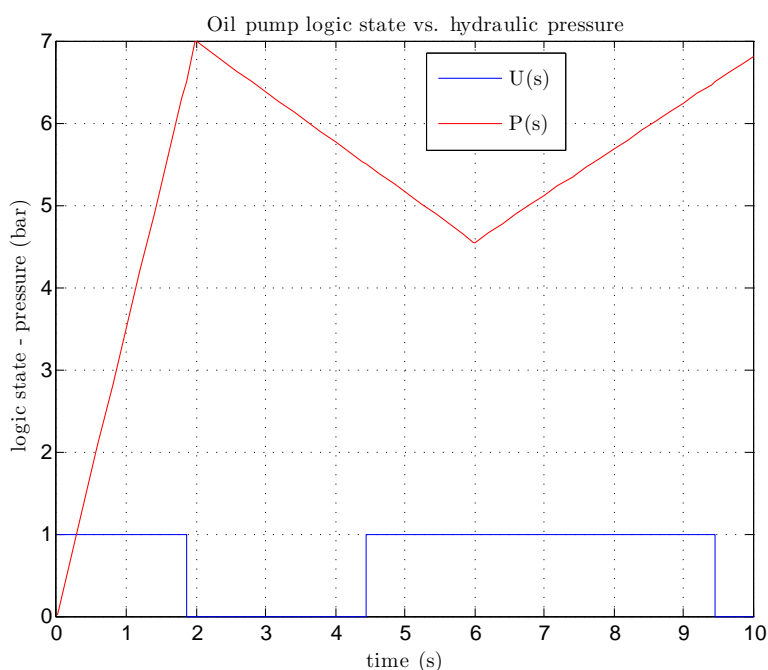


Figura 4.4 – Andamento della variabile di controllo $U(s)$ in funzione della pressione d'impianto $P(s)$.

4.3 Controllo della frizione

La frizione rappresenta una delle parti più critiche visto che una cattiva gestione di questo elemento penalizza fortemente la partenza della vettura, momento fondamentale nelle prove di *acceleration*, *skidpad* e *autocross*.

Per questo sottosistema si farà ricorso ad una legge di controllo pid³ relativa alla posizione dello stelo dell'attuatore. Per l'acquisizione della posizione si farà ricorso ad un potenziometro, e la sua lettura sarà effettuata per mezzo del convertitore AD presente a bordo del microcontrollore (vedi 5.1). Il controllo dell'attuazione avviene per mezzo della valvola (precedentemente modellata in 3.1.4) in modalità pwm⁴ anziché attraverso l'uso del DAC; il cuore del controllo è naturalmente rappresentato dal microcontrollore.

³Proporzionale integrativa derivativa.

⁴Pulse width modulation - modulazione a larghezza d'impulso.

La logica di controllo scelta possiede la proprietà di agire, sia in modo proporzionale, che integrale, ed eventualmente secondo la derivata dell'errore. Il contributo derivativo va infatti trattato con delicatezza poichè è fonte principale di rumore, e tende a rendere *nervoso* il controllo.

4.3.1 Realizzazione del controllo digitale.

Per passare da un controllo a tempo continuo, necessario alla sintesi del controllore, ad un controllore digitale è necessario ricorrere alla trasformata zeta; Il metodo d'integrazione sarà di tipo euleriano, mentre il tempo di campionamento, dipendente dal clock del microcontrollore è pari a 400 ns.

Le singole funzioni di trasferimento relative alla dinamica della valvola, dell'idraulica e del controllo sono:

$$\begin{aligned} V(s) &= \frac{2.5}{0.0055s + 2.5} & \implies & V(z) = \frac{0.0001818}{z - 0.9998} \\ I(s) &= \frac{6 \cdot 10^{-6}}{6.5s \cdot 10^{-9} + 6 \cdot 10^{-6}} & \implies & I(z) = \frac{0.0001846}{z - 0.9998} \\ R(s) &= 2 + \frac{100}{s} & \implies & R(z) = \frac{100z - 100}{z - 1} \end{aligned}$$

In figura 4.5 è riportata la risposta allo scalino della sola valvola; data l'alta frequenza di campionamento non è possibile apprezzare la quantizzazione, uno zoom sulla figura è invece riportato in figura 4.6.

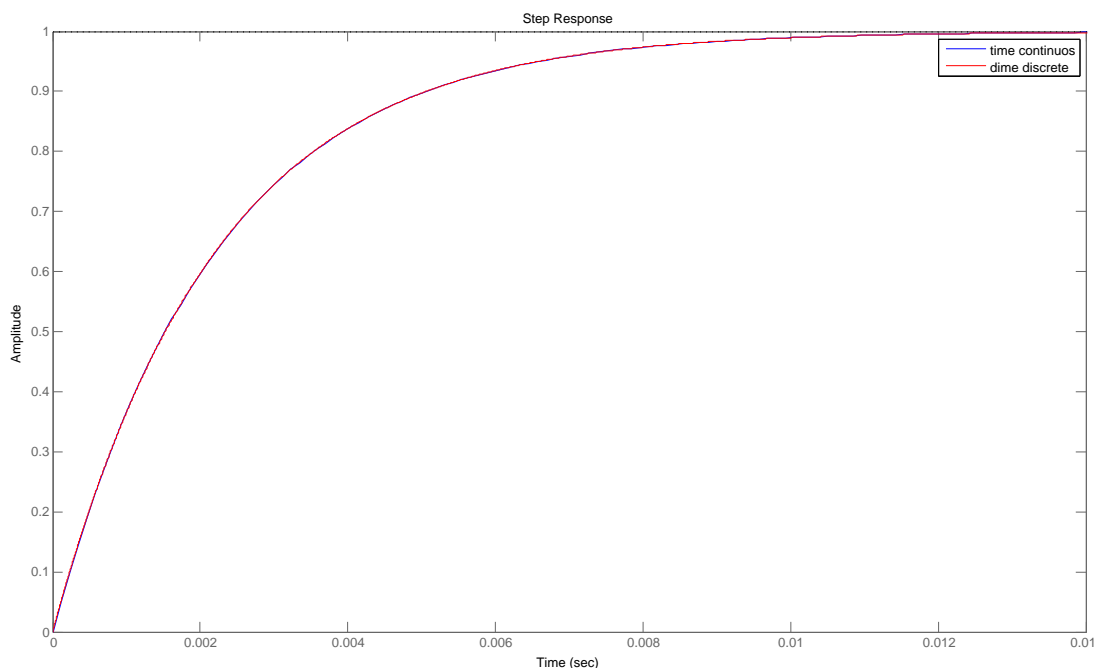


Figura 4.5 – Risposta al gradino della valvola a tempo continuo e a tempo discreto.

Infine il controllo digitale per il tempo discreto è riportato in figura 4.7.

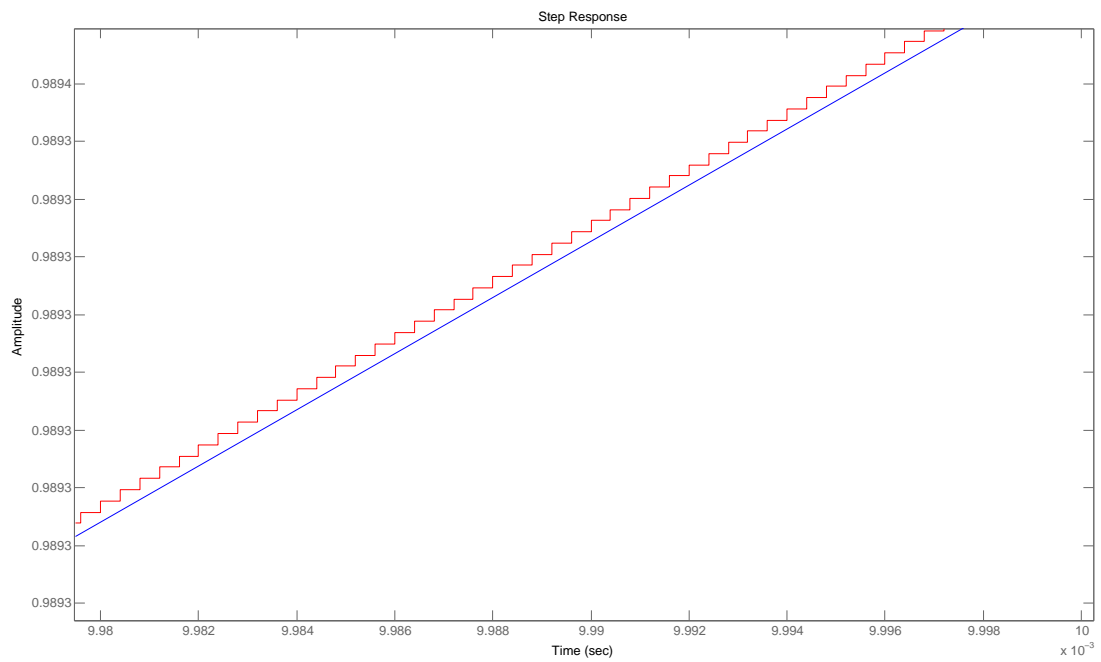


Figura 4.6 – Differenza tra segnale a tempo continuo e a tempo discreto.

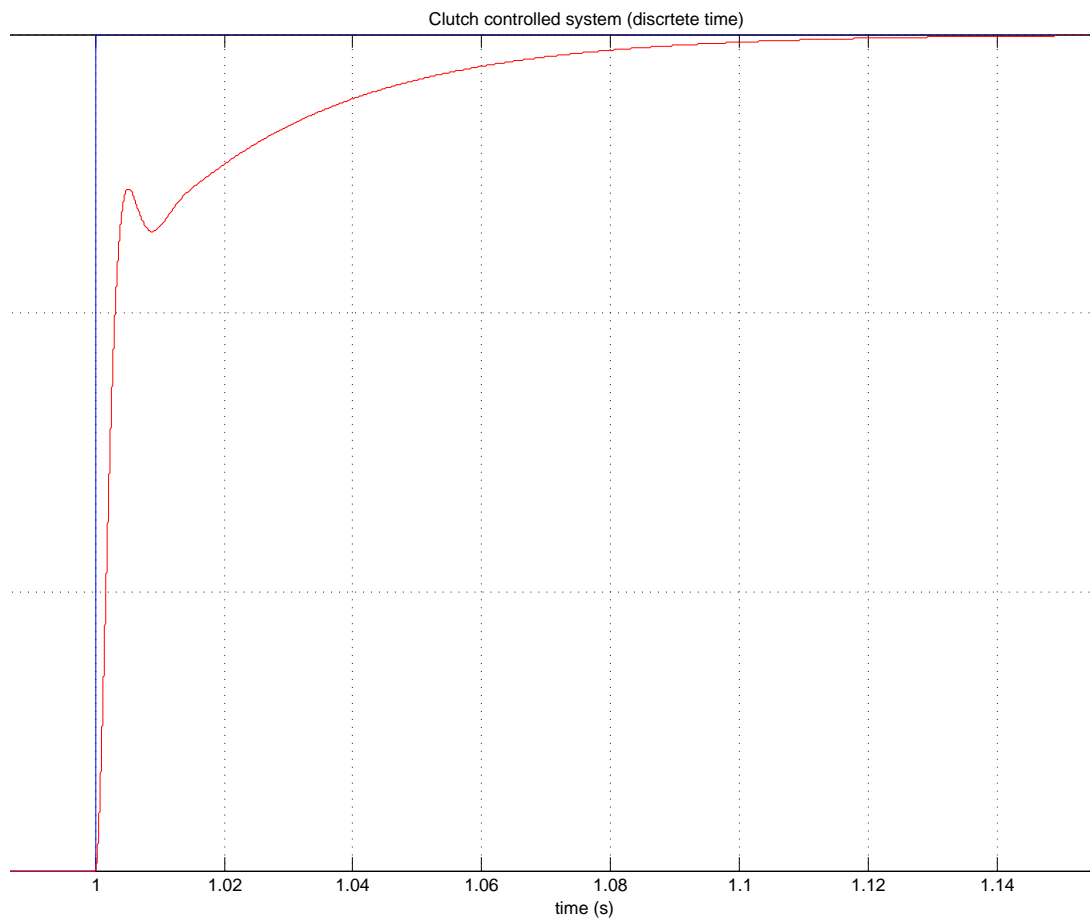


Figura 4.7 – Risposta temporale al gradino del sistema a tempo discreto.

4.3.2 Sensori

Per il controllo della frizione è necessario conoscere la posizione desiderata e quella assunta dall'attuatore frizione, in entrambi i casi si utilizzerà un potenziometro. Per la lettura della posizione della leva il sensore scelto presenta la caratteristica riportata in figura ??, mentre quello posizionato sull'attuatore frizione ha una curva ingresso-uscita visibile in figura 4.9.

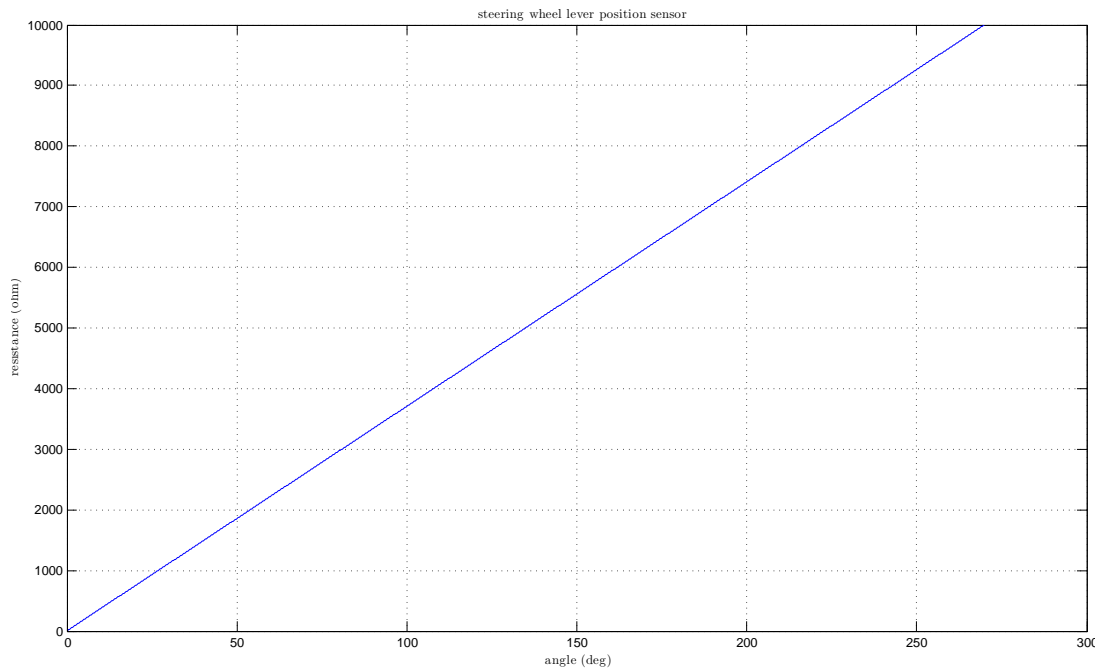


Figura 4.8 – curva caratteristica del potenziometro.

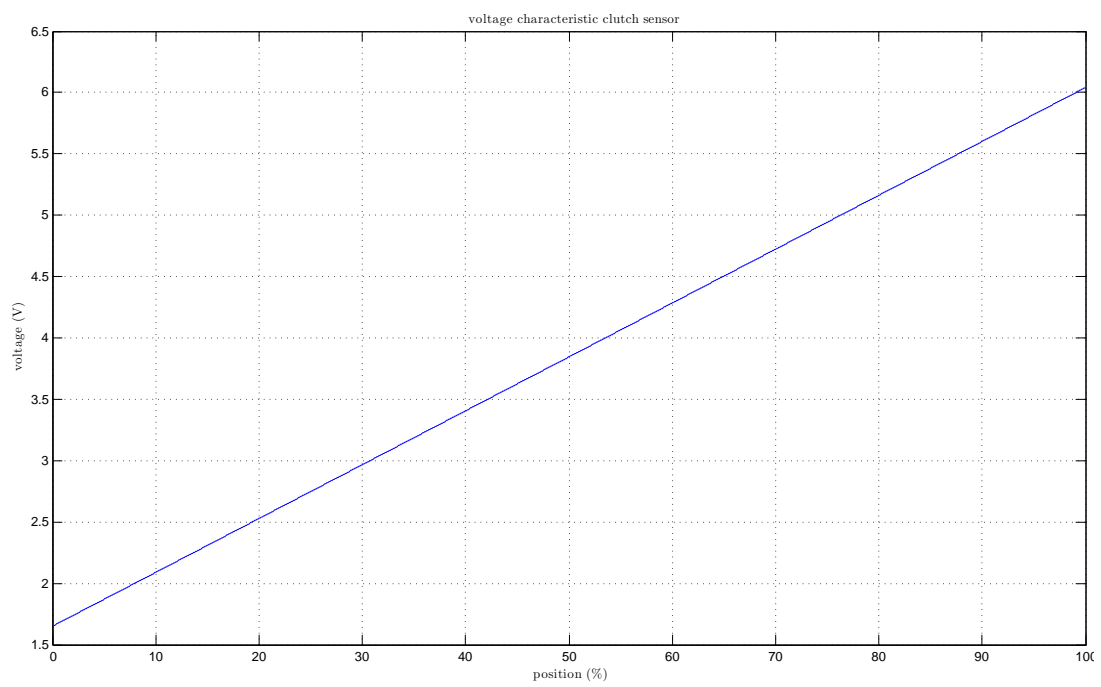


Figura 4.9 – Sensore attivo per la misura della posizione sulla frizione.

Capitolo 5

Realizzazione del sistema

L'intero sistema dovrà funzionare con una tensione nominale di 12 V, e assorbire una corrente massima di 10 A. Questa scelta viene dal fatto che la massima corrente effettiva¹ che il regolatore di tensione (a valle dell'alternatore) è in grado di erogare è di 20 A, e gli ausiliari (pompa benzina, iniezione elettronica, ventola di raffreddamento ecc.) assorbono anch'essi circa 10 A. Naturalmente la vettura monta anche una batteria in grado di coprire i vari transitori e garantirne il buon funzionamento.

Il sistema elettrico è principalmente costituito dalla centralina elettronica (Gear Control Unit - GCU) alla quale è demandato il compito di supervisionare tutto il sistema, le rimanenti parti sono necessarie al collegamento dei sensori e degli attuatori; il tutto è schematizzato nella figura 5.1.

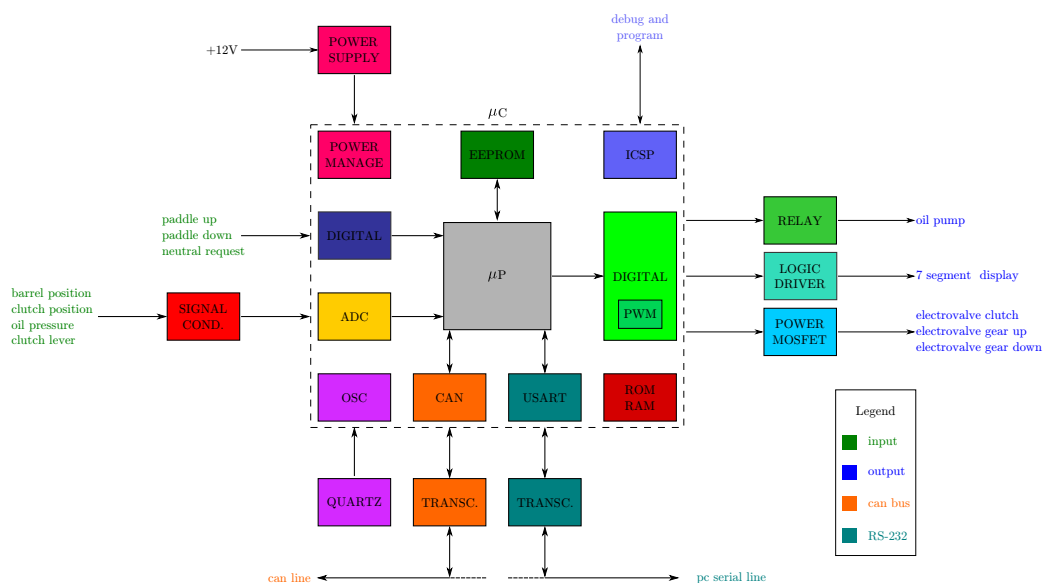


Figura 5.1 – Schema a blocchi semplificato dell'hardware della centralina elettronica.

Le parti principali che costituiscono la centralina sono:

- l'alimentazione;
- il microcontrollore e componenti di contorno;

¹Misurata sperimentalmente.

- il condizionamento dei segnali analogici e digitali² d'ingresso e uscita;
- i tranceiver per l'interfacciamento con l'esterno;
- l'elettronica di potenza necessaria a pilotare le elettrovalvole;
- parti rimanenti.

Lo schema elettrico completo della GCU è riportato in figura 5.15

5.1 L'alimentazione

La sezione d'alimentazione (vedi figura 5.2) ha l'importante compito di filtrare, stabilizzare e adattare la tensione ai vari componenti presenti nel circuito.

Questa parte deve essere progettata per poter affrontare qualsiasi criticità, che nel caso peggiore è rappresentata da un cortocircuito dovuto ad esempio al danneggiamento del cablaggio. Per questa ragione vengono utilizzati due identici regolatori di tensione, uno per la logica vera e propria e uno per l'alimentazione dei sensori. In particolare prima di quest'ultimo è stato inserito un fusibile al fine di preservare l'integrità del regolatore (in caso di cortocircuito del carico) e per segnalare visivamente che vi è un problema sulla linea d'alimentazione.

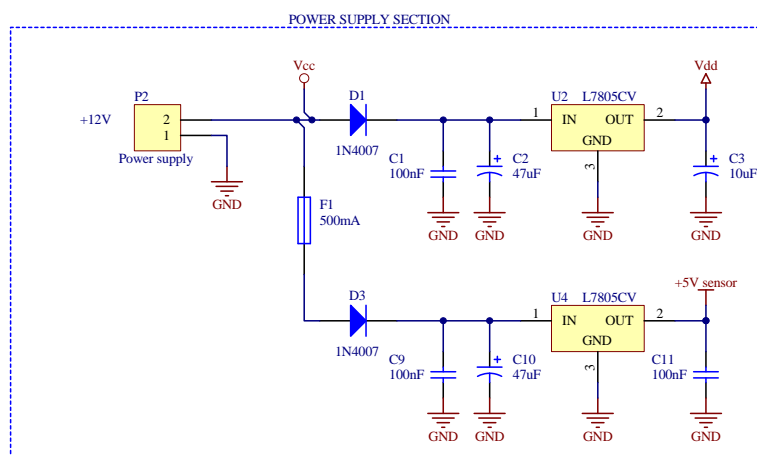


Figura 5.2 – Sezione d'alimentazione della GCU.

5.2 Il microcontrollore

Il microcontrollore rappresenta il cervello dell'intero cambio robotizzato; il programma contenuto al suo interno gestisce tutte le funzioni, e si occupa di prevenire situazioni degradanti e pericolose per il pilota e il veicolo. Al suo interno sono contenute diverse periferiche hardware come: il modulo adc, il modulo pwm ecc.

Naturalmente per funzionare correttamente questo componente necessita di alcuni componenti (vedi 5.3) come: una sorgente di clock atta a scandire con una determinata frequenza le istruzioni del programma. Il circuito di reset, che consente al micro di iniziare ad eseguire il programma solo quando si verificano determinate condizioni di sicurezza come ad esempio la stabilizzazione della tensione d'alimentazione.

Dal momento che i moderni microcontrollori possono essere programmati e *debuggati* all'interno dello stesso circuito in cui operano, prevedere un connettore adatto a questo scopo ne facilita la gestione del firmware.

²Per quanto riguarda i segnali digitali è improprio parlare di vero e proprio condizionamento, con questo termine si vuole indicare eventuali pull-up e diodi zener.

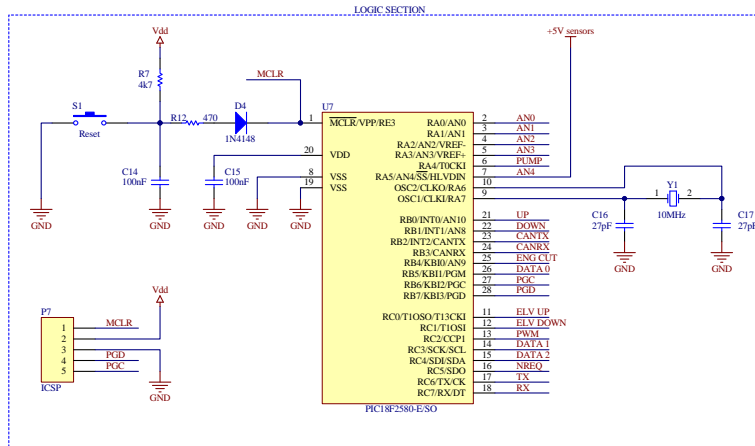


Figura 5.3 – Microcontrollore, oscillatore, reset e interfaccia di debugging.

5.3 Ingressi-uscite del sistema

Il microcontrollore per poter dialogare con il mondo esterno necessita di ingressi e uscite. Spesso i segnali da acquisire, così come quelli di controllo possono essere di tipo analogico, è allora richiesto sia l'utilizzo di un convertitore analogico digitale; sia l'uso di un convertitore digitale analogico. In alcune applicazioni quest'ultimo dispositivo può essere sostituito da un modulo pwm il quale, dopo esser stato opportunamente filtrato restituisce una tensione di tipo analogica. Per realizzare la scheda di controllo in modo da essere la più compatta possibile si utilizzeranno entrambe le periferiche a bordo macchina.

Il convertitore analogico digitale utilizzato è di tipo SAR³ con una risoluzione di 10 bit

5.3.1 potenziometro della frizione

I segnali provenienti dall'esterno e destinati ad essere acquisiti vanno trattati in modo adeguato al fine di non comprometterne l'informazione. A questo proposito la leva della frizione, a causa di un vincolo meccanico sulla realizzazione del volante non può essere mossa per un angolo superiore ai 30°. Il sensore che ne legge la posizione è allora ugualmente limitato nella sua variazione di tensione; tentando di leggerne il valore direttamente dall'adc senza condizionamento, è evidente come ci si limiterebbe ad usare il convertitore solo per una limitatissima risoluzione.

Calcoliamo la relazione tra posizione e tensione del potenziometro lineare⁴ considerandolo alimentato a 5 V e con un valore di resistenza nominale di $R = 10\text{ k}\Omega$.

$$R_{\vartheta} = \frac{R}{\vartheta_{tot}} = \frac{10000}{270} = 37.037\ \Omega/\text{°} \tag{5.1}$$

Le resistenze del partitore (figura 5.4 e 5.5a) in funzione della rotazione sono:

$$R_1 = R_{\vartheta} \cdot \vartheta \quad R_2 = R - R_1 \tag{5.2}$$

Infine la tensione sul potenziometro in funzione della posizione è:

$$V_{out} = \frac{R_2}{R_1 + R_2} \cdot V_{in} \tag{5.3}$$

³ Successive Approximation.

⁴ I potenziometri lineari in genere presentano una corsa di 270°.

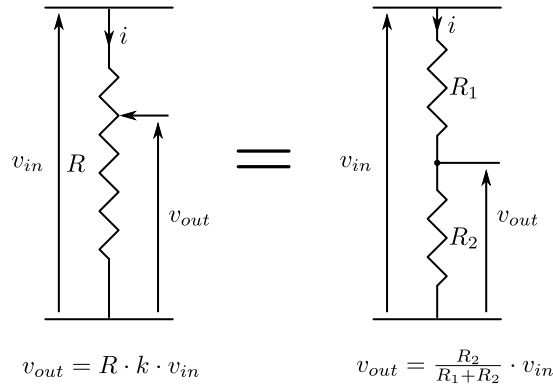
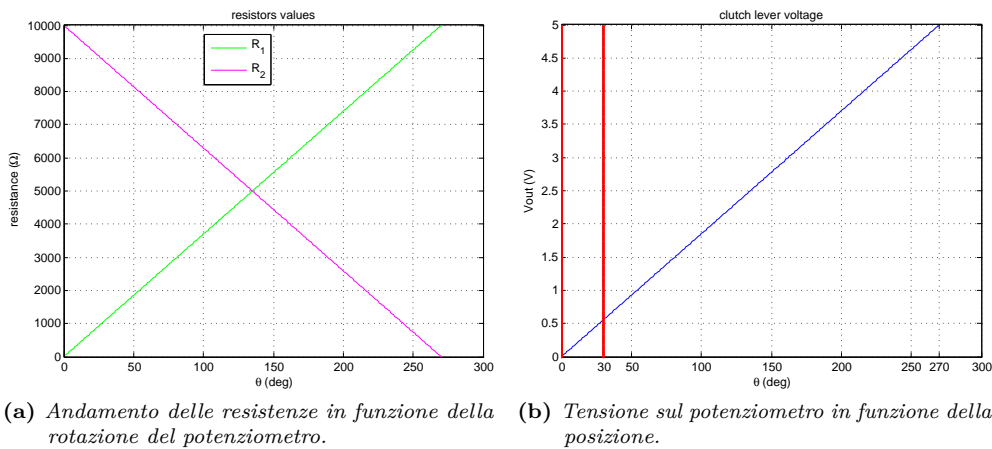


Figura 5.4 – Partitore di tensione.



(a) Andamento delle resistenze in funzione della rotazione del potenziometro. (b) Tensione sul potenziometro in funzione della posizione.

Figura 5.5 – Valori di resistenza e tensione del partitore in funzione della rotazione del potenziometro.

Nel rettangolo rosso di figura 5.5b è evidenziata la variazione in tensione corrispondente al possibile movimento della leva frizione dietro al volante. Innanzitutto calcoliamo la minima variazione apprezzabile dal convertitore analogico digitale con risoluzione di 10 bit ipotizzandolo *no missing codes*.

$$LSB = FSR/2^n = 5/2^{10} = 4.822 \text{ mV} \tag{5.4}$$

La massima variazione del potenziometro lineare per 30° di rotazione è di 0.555 V questo valore equivale ad una certa quantità di livelli in digitale pari a:

$$l = \frac{\Delta V}{LSB} = \frac{0.555}{0.004882} = 113,774 \implies 113 \text{ livelli} \tag{5.5}$$

Dal momento che il convertitore ha una risoluzione di 10 bit, ovvero 1024 livelli è evidente come senza condizionamento del segnale ci si limiti ad usare solo un decimo della sua dinamica con conseguente scarsa risoluzione e cattiva modulabilità della frizione. L'ENOB⁵ consente di conoscere quanti bit effettivamente vengono utilizzati per la quantizzazione (trascuriamo l'SNR del convertitore).

$$ENOB = \log_2(l) = \frac{\log(l)}{\log(2)} = \frac{\log(113)}{\log(2)} = 6.82 \implies 7 \text{ bit} \tag{5.6}$$

⁵Effective Number Of Bits.

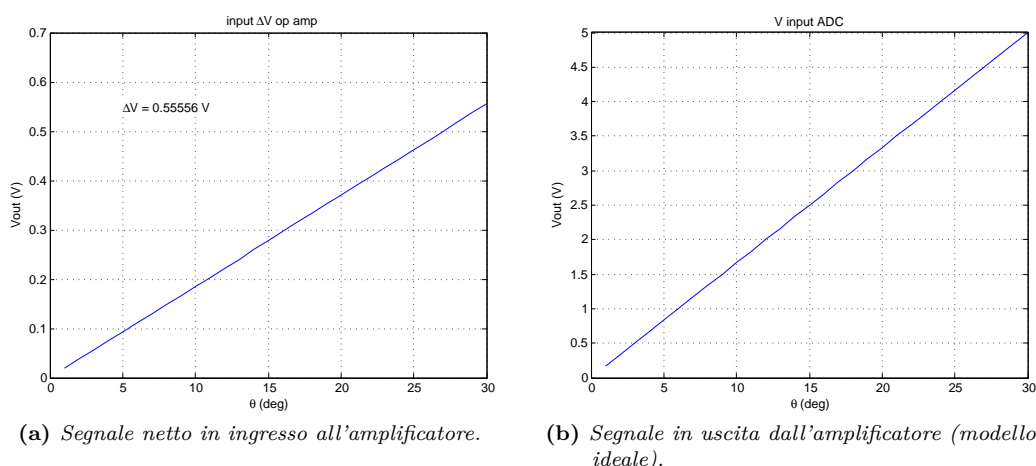


Figura 5.6 – Segnali a cavallo dell'amplificatore operazionale ideale.

Limitandoci al segnale in arrivo dal potenziometro si perderebbero ben 3 bit di risoluzione⁶; per recuperare questa differenza possiamo amplificare il segnale di:

$$G = \frac{V_{out}}{V_{in}} = \frac{FSR}{\Delta V_{max}} = \frac{5}{0.555} = 9 \quad (5.7)$$

Per raggiungere questo valore occorrerà utilizzare un amplificatore, per comodità useremo un operazionale. Dal momento che tutta la circuiteria è alimentata a 5 volt il segnale amplificato non potrà eguagliare esattamente questo valore (nemmeno usando un amplificatore rail-to-rail), ma solo avvicinarsi; preleviamo allora l'alimentazione dell'amplificatore prima del regolatore di tensione in modo che sia alimentato a 12 V. Il segnale amplificato potrà allora coprire tutta la gamma dell'adc e oltre. Se infatti per un guasto (o qualunque altro motivo) il potenziometro superasse i 30° di rotazione la tensione in ingresso all'adc supererebbe sicuramente la massima tensione consentita in ingresso danneggiando irreparabilmente il convertitore. L'introduzione di un diodo zener, con relativa resistenza per la caduta di tensione (si veda *analog amplifier section* in figura 5.15), fa in modo che all'ingresso dell'adc la tensione massima sia sempre nei massimi valori previsti dal costruttore.

In figura 5.6 si riportano rispettivamente il segnale in ingresso all'amplificatore e al convertitore. Dal momento che tutti i segnali analogici acquisiti sono del tipo aleatorio non è prevista nessuna forma di elaborazione digitale.

Il guadagno attribuito all'amplificatore è esattamente quello ottenuto dai calcoli teorici, tuttavia nella simulazione non è stato tenuto conto del modello dell'amplificatore; proviamo allora a simulare utilizzando il modello dell'amplificatore con il software SPICE⁷.

L'amplificatore è naturalmente collegato in configurazione non invertente, (vedi figura 5.7) per cui il guadagno è dato da:

$$G = 1 + \frac{R_2}{R_3} \quad G - 1 = \frac{R_2}{R_3} \quad (5.8)$$

Limitandoci alla scelta di soli resistori con tolleranza 5% da un breve calcolo si vede come il rapporto R_2/R_3 è ben realizzato da due coppie di valori commerciali, come riportato in tabella 5.1, per la simulazione si sceglierà dunque quella con minor errore.

⁶ Non è banale poiché mancherebbero ben: $1024 - 113 = 911$ livelli.

⁷ Simulation Program With Integrated Circuit Emphasis.

R_1	R_2	ε
1.2 k Ω	10 k Ω	-0.333
1 k Ω	8.2 k Ω	-0.2

Tabella 5.1 – Coppie di resistori (al 5%) che realizzano il guadagno per l'amplificatore.

In conclusione verifichiamo qual'è il numero di ENOB ottenuto:

$$l = \frac{V_{AMP_{max}}}{LSB} = \frac{5.06}{0.004882} = 1036 \text{ livelli} \implies 1024 \text{ livelli} \tag{5.9}$$

$$\tag{5.10}$$

Quest'ultimo risultato ci permette di affermare che amplificando il segnale in uscita dal potenziometro si otterrà una perfetta conversione e conseguentemente una correttamodulabilità della frizione; il condizionamento di questo segnale è visibile in figura 5.7.

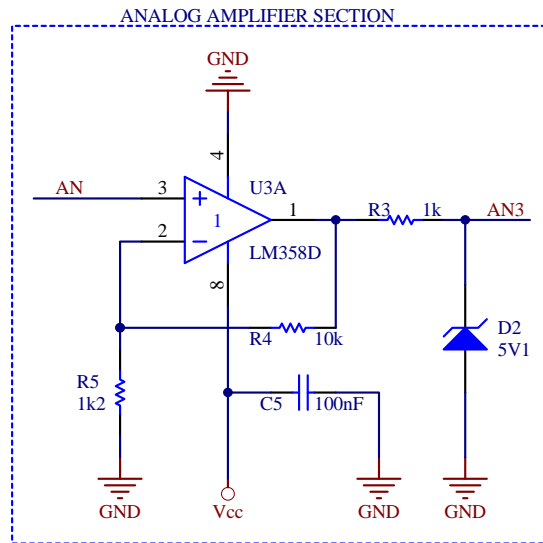


Figura 5.7 – Segnale amplificato e limitato in ingresso al convertitore ADC.

5.3.2 Altri ingressi analogici

Gli altri ingressi analogici del circuito vengono utilizzati per poter leggere i sensori di posizione frizione, posizione marcia, pressione e tensione d'alimentazione di questi tre dispositivi; quest'ultimo ingresso permette di mantenere sempre sotto controllo se parte del cablaggio è in buone condizione, o se è presente un malfunzionamento.

5.3.3 Ingressi digitali

Gli ingressi digitali non possono presentare stati indeterminati, vengono allora muniti di resistori di pull-up o pull-down in grado di garantire sempre uno stato noto.

5.3.4 Uscite digitali e analogiche

I dispositivi digitali possono assumere solo 2 stati ben definiti sebbene con la tecnica pwm⁸ è possibile produrre un segnale, che dopo esser stato opportunamente filtrato sia di tipo analogico.

⁸Pulse Width Modulation.

Per pilotare l'elettrovalvola della frizione, che deve essere opportunamente modulata, si utilizzerà questa tecnica. Dal datasheet del microcontrollore si ricava che con una risoluzione di 10 bit la frequenza⁹ d'uscita è pari a 2.441 kHz. Sempre in ottica riduzione costi e spazio, possiamo scegliere un semplice filtro di Butterworth del primo ordine imponendo la frequenza di taglio più bassa possibile, idealmente nulla, al fine di ottenere un segnale analogico con una tensione proporzionale al *duty cycle* del pwm.

Accordiamo il filtro ad una frequenza di 1 Hz; sempre utilizzando valori commerciali ricaviamo il valore di R_{12} e C_{17} con riferimento alla figura 5.15.

$$f_{cut} = \frac{1}{2\pi \cdot RC} \quad (5.11)$$

Poniamo C pari a 10 μ F e ricaviamo R:

$$R = \frac{1}{2\pi \cdot 10^{-6}} = 15.915 \text{ k}\Omega \quad (5.12)$$

Commercialmente il valore che più si avvicina a R è: 15 k Ω , con questa resistenza la frequenza di taglio si sposta leggermente a destra del valore di progetto, al valore di: 1.061 Hz.

$$\tau = RC \quad \omega_0 = \frac{1}{\tau} = \text{rad/s} \quad f = \frac{\omega_0}{2\pi} = 1.061 \text{ Hz} \quad (5.13)$$

Subito dopo il filtro è posto l'altro amplificatore operazionale in configurazione di inseguitore di tensione, il quale permette di disaccoppiare il filtro e il driver (figura 5.8).

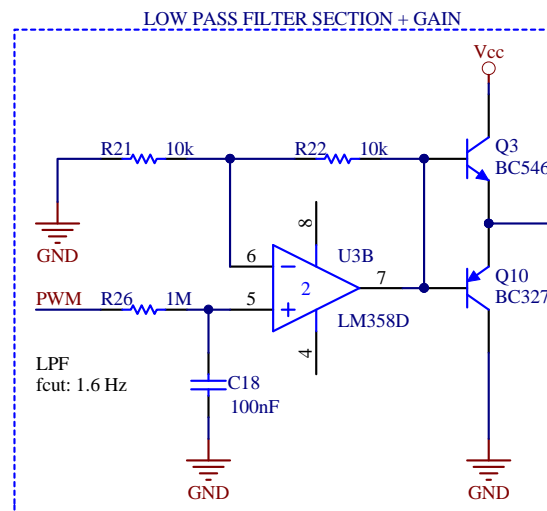


Figura 5.8 – Filtro passa basso seguito da un inseguitore di tensione.

5.3.5 Interfacciamento con l'esterno

La GCU rappresenta un sistema *embedded*¹⁰, naturalmente però occorre in qualche modo inserire i parametri necessari al corretto funzionamento o alla sua taratura per ottenere il funzionamento desiderato. Per farlo il circuito è stato dotato di 2 interfacce:

- porta seriale;
- bus can.

⁹ Con una frequenza di clock del microcontrollore pari a 40 MHz.

¹⁰ Dall'inglese compatto, atto ad indicare funzionante da solo senza aiuti esterni.

La prima è utilizzata per interfacciarsi con il pc per trasmettere e ricevere i parametri legati al cambio marcia oltrechè quelli relativi alla diagnosi del sistema. Allo stato attuale non si è prevista nessun interfaccia software, bensì collegandosi con programmi compatibili con *hyper terminal* si riceve una semplice maschera inviata dal microcontrollore con un piccolo menù di scelta. La seriale RS-232 rappresenta la più semplice porta di comunicazione asincrona, i dati inviati/ricevuti sono identici a quelli del microcontrollore, ma invertiti e traslati in tensione, ecco che allora che il micro necessita di un convertitore di segnali atto a disaccoppiare i due differenti livelli. Questo viene fatto dall'arcinoto *MAX232* presente nell'*interefaces section* di figura 5.9. Il circuito funziona come un convertitore a pompa di carica, il costruttore dichiara già nel datasheet il valore dei condensatori da usare per connessioni standard.

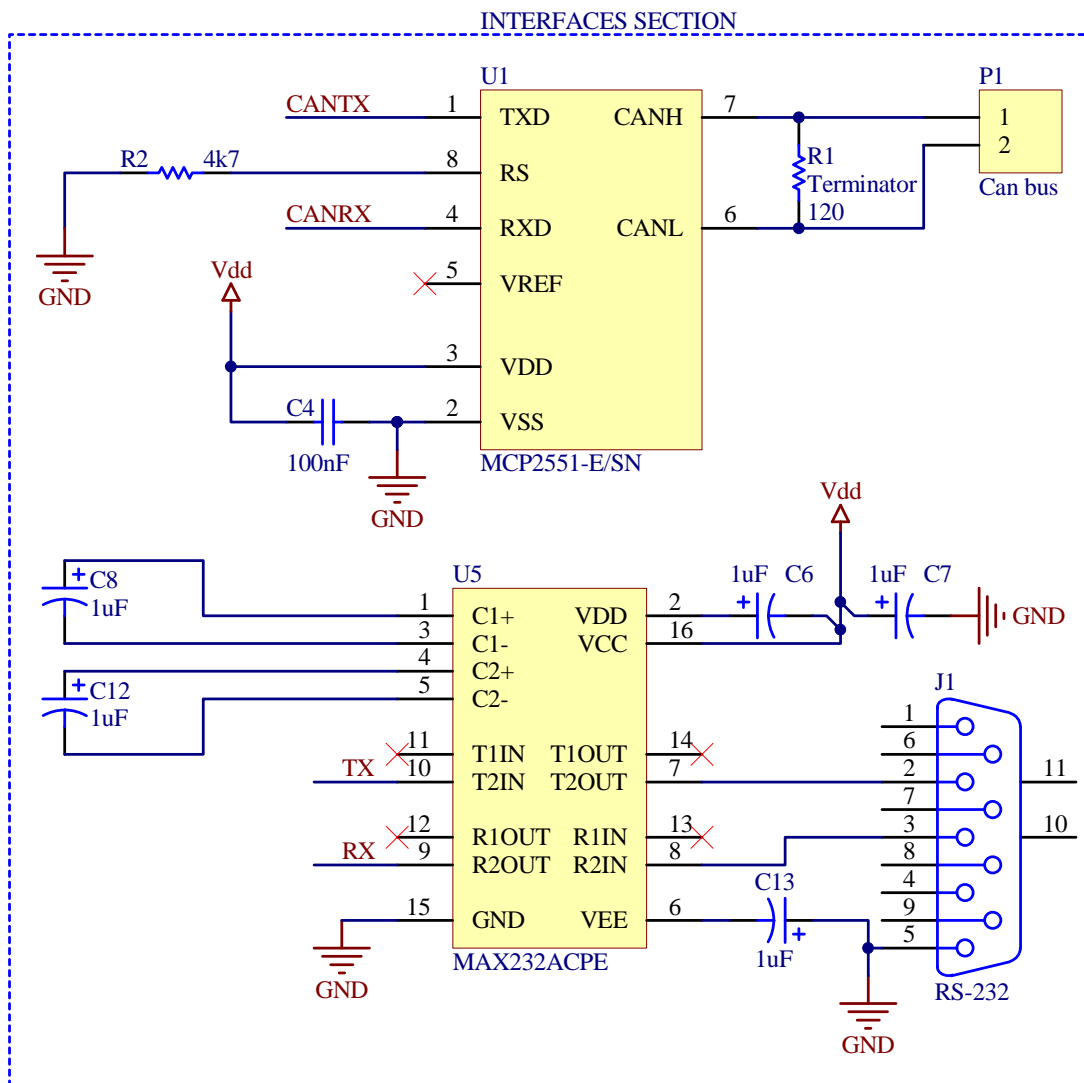


Figura 5.9 – Circuito d'interfaccia della GCU.

Il can bus è ormai da anni lo standard per eccellenza in campo automotive, e non solo; tutte le centraline motore, a partire dalla più semplici, fino a quelle più complesse montano almeno un canale per questo tipo d'interfaccia. Per realizzare quindi un sistema performante è d'obbligo l'uso di questo standard.

Anche in questo caso i livelli di tensione presenti sul microcontrollore devono essere adattati e isolati da quelli della rete, motivo per cui viene utilizzato un tranceiver ad alta velocità.

L'*MCP2551* supporta infatti l'invio di dati fino a 1 MiB/s

5.3.6 Elettronica di potenza

Le uscite del microcontrollore non possono pilotare direttamente carichi pesanti (in termine di corrente), è necessario interporre un *driver* che si faccia carico di questa cosa. Sebbene i transistor bjt¹¹ assolvano molto bene questo compito si è deciso di adottare transistor mosfet poichè negli ultimi anni si stanno diffondendo molto velocemente sul mercato grazie alle loro doti di velocità di commutazione e bassa potenza dissipata, nonchè un minor ingombro e non ultimo la possibilità di essere comandati in tensione anzichè in corrente. Naturalmente in caso di veloci commutazioni la capacità di gate può ritardare l'ingresso in conduzione del dispositivo, e richiedere correnti troppo alte per il microcontrollore ecco allora che viene interposto un piccolo driver.

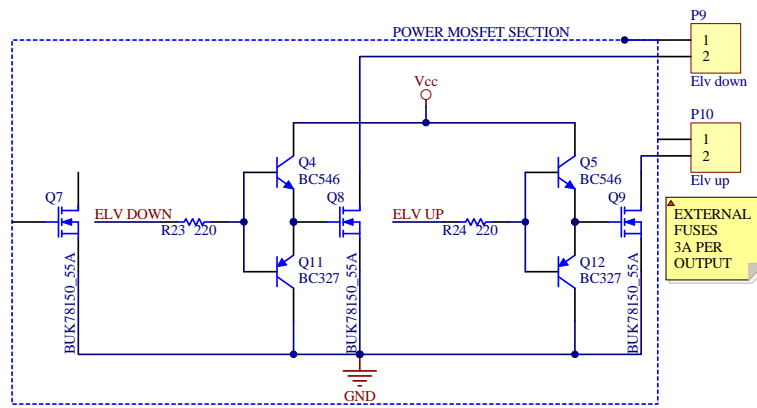


Figura 5.10 – Circuito di potenza relativo al pilotaggio delle elettrovalvole.

Per mantenere bassi i costi e semplice il progetto si è deciso di utilizzare i medesimi transistor sia per le valvole che per comandare il relè della pompa e le bobine del taglio coppia motore. In tabella 5.2 sono riportati i dati principali dei mosfet utilizzati per maggiori dettagli si faccia riferimento al proprio datasheet.

$V_{DS_{max}}$	$I_{D_{max}}$	$R_{DS_{on}}$	$V_{GS_{(th)}}$	package
55 V	5.5 A	150 mΩ	3 V	SOT223

Tabella 5.2 – Principali dati mosfet BUK78150-55A.

5.3.7 Taglio coppia motore

Le trasmissioni robotizzate per le vetture da competizione effettuano rapidissimi cambi marcia, nell'ordine del decimo di secondo, non è possibile quindi che sia il pilota stesso ad occuparsi direttamente della gestione del motore andando a tagliare la coppia motrice necessaria all'innesto del rapporto; occorre allora prevedere un meccanismo che, identificata questa condizione tolga potenza al motore solo per il tempo necessario all'operazione.

In passato si sono introdotti differenti metodi¹² per realizzare il cambio marcia, e nessuno dei precedenti ha prodotto buoni risultati sia in termini di prestazione, che di riuscita cambio marcia. Allo scopo nella GCU è stato previsto un circuito che si occupi di questa cosa, il tutto è riportato nella *engine cutoff section* di figura 5.11.

¹¹ bipolar junction transistor.

¹² Come ad esempio l'uso di relè.

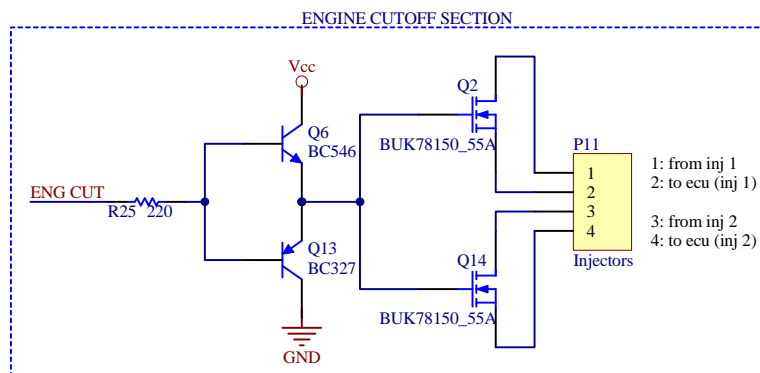


Figura 5.11 – Sezione di taglio coppia motrice.

5.3.8 Comandi del pilota

Il pilota procede al cambio marcia direttamente con le palette poste dietro al volante, oltre a queste possiede una leva per il controllo della frizione, un pulsante per il richiamo della folle e un display a 7 segmenti per la visualizzazione del rapporto inserito. Per i *paddle* del cambio marcia in passato sono stati utilizzati diversi tipi di interruttori meccanici¹³ tuttavia presentavano una vita molto breve a causa delle forti e frequenti sollecitazioni a cui erano sottoposti. Questo progetto risolve il problema andando ad utilizzare dei fototransistor, ovvero interruttori senza contatto; la leva del cambio marcia è utilizzata solo per interrompere il passaggio della luce dal diodo led all'elemento fotosensibile. Come già menzionato nella sezione 5.3.3 l'uscita dei transistor è connessa tramite *pull-down* agli ingressi interrupt del microcontrollore al fine di minimizzare i tempi d'attivazione del cambio marcia.

La gestione della frizione, invece come già discusso nella sezione 5.3.1 è realizzata tramite una leva, simile a quelle del cambio marcia, ma in cui la posizione corrisponde all'apertura della frizione.

Per comodità sul volante è stato installato un pulsante per richiamare la folle, sempre utile nelle operazioni di spostamento del veicolo; oltre a questo il pilota dispone di un piccolo display a 7 segmenti sul quale viene visualizzata¹⁴ la marcia corrente. Il pilotaggio del display è ottenuto attraverso un decoder da binario a 7 segmenti; per risparmiare un uscita sul micro si è posto l'ingresso D a zero (vedi figura 5.12), dal momento che questo pin servirebbe solo a mostrare i numeri 8 e 9.

5.3.9 Software di gestione

La gestione software dell'intero sistema ne aumenta considerevolmente la flessibilità; infatti è possibile modificare facilmente diversi parametri relativi al cambio marcia senza dover smontare o regolare meccanicamente niente. È sicuramente un bel vantaggio quello di riuscire a cambiare velocemente diverse regolazioni in pochi minuti a tutto vantaggio del tempo spendibile in test. Allo stato attuale i parametri regolabili sono:

- numero di marce;
- offset sensori;
- tempo lettura paddle marcia (salita e discesa);

¹³ *Microswitch, microinterruttori, ecc.*

¹⁴ *Il display può mostrare fino ad un massimo di 7 marce.*

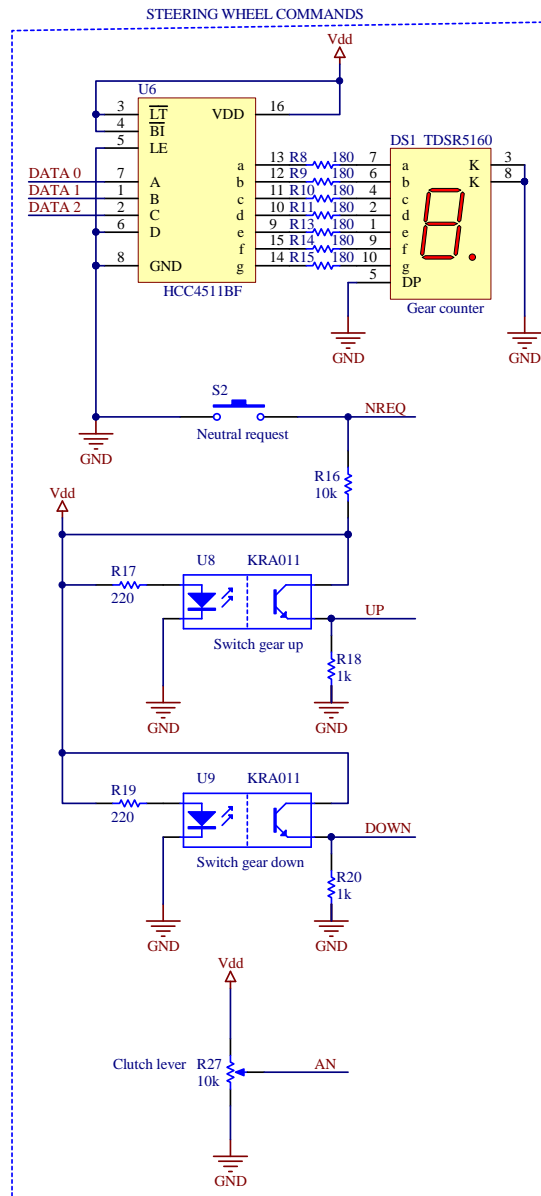


Figura 5.12 – Comandi e visualizzazione al volante.

- taglio coppia motore;
- soglie pressione impianto;
- parametri del PI;
- item modalità d'intervento.

5.4 Dimensionamento e progettazione dei componenti

Ci proponiamo di dimensionare i componenti meccanici in funzione delle forze in gioco nell'intero sistema idraulico.

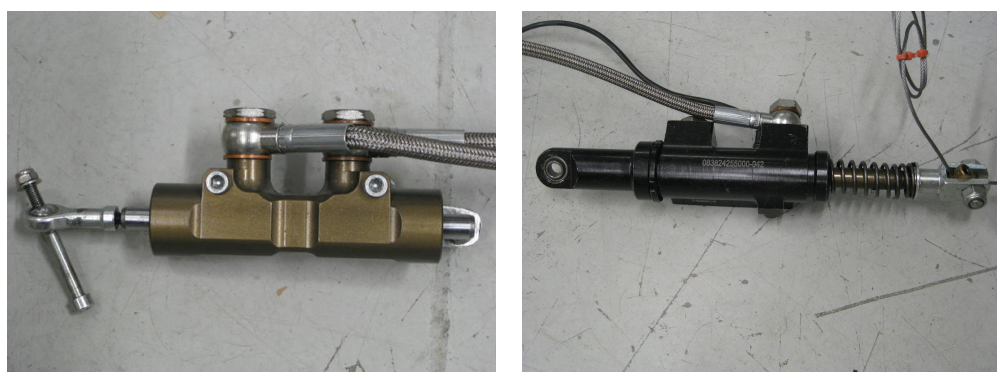
Con i risultati ottenuti possiamo definire i dati di massima relativi alla pompa dell'olio e ai due pistoni oleodinamici. Entrambi i prodotti sono commercializzati da un'azienda sponsor del team *Dynamis* che ne possiede un'ampia gamma e che fornisce gratuitamente il materiale. La pompa dell'olio più piccola a catalogo fornisce una pressione nominale di 60 bar, mentre gli attuatori idraulici più piccoli forniscono una forza pari a circa 1000 N ad una pressione di 60 bar.

Dai dati relativi al cambio possiamo compilare una tabella relativa alla massima forza necessaria ad innestare il rapporto e la massima forza per aprire la frizione.

	Innesto	Frizione
Forza massima	380 N	280 N
Forza massima·1.5	570 N	450 N
Forza massima attuatore	1000 N	1000 N
vincoli soddisfatti	✓	✓

Tabella 5.3 – Valori massimi di forza sviluppati dai sottosistemi selezione marcia e frizione.

In tabella 5.3 sono riportati i massimi valori di forza effettivi e comprensivi del coefficiente di sicurezza; è evidente che gli attuatori soddisfano pienamente i vincoli del sistema cambio. L'attuatore per il cambio marcia e l'attuatore per la frizione sono visibili in figura 5.13a e 5.13b. Il sistema viene assemblato a partire da un supporto opportunamente lavorato che mette in comunicazione gli attuatori, la pompa, l'accumulatore e il serbatoio attraverso le valvole (figura 5.14).



(a) Tensione in funzione della posizione della frizione. (b) Attuatore singolo effetto per il controllo della frizione.

Figura 5.13 – Andamento della tensione in funzione della posizione della leva della frizione.

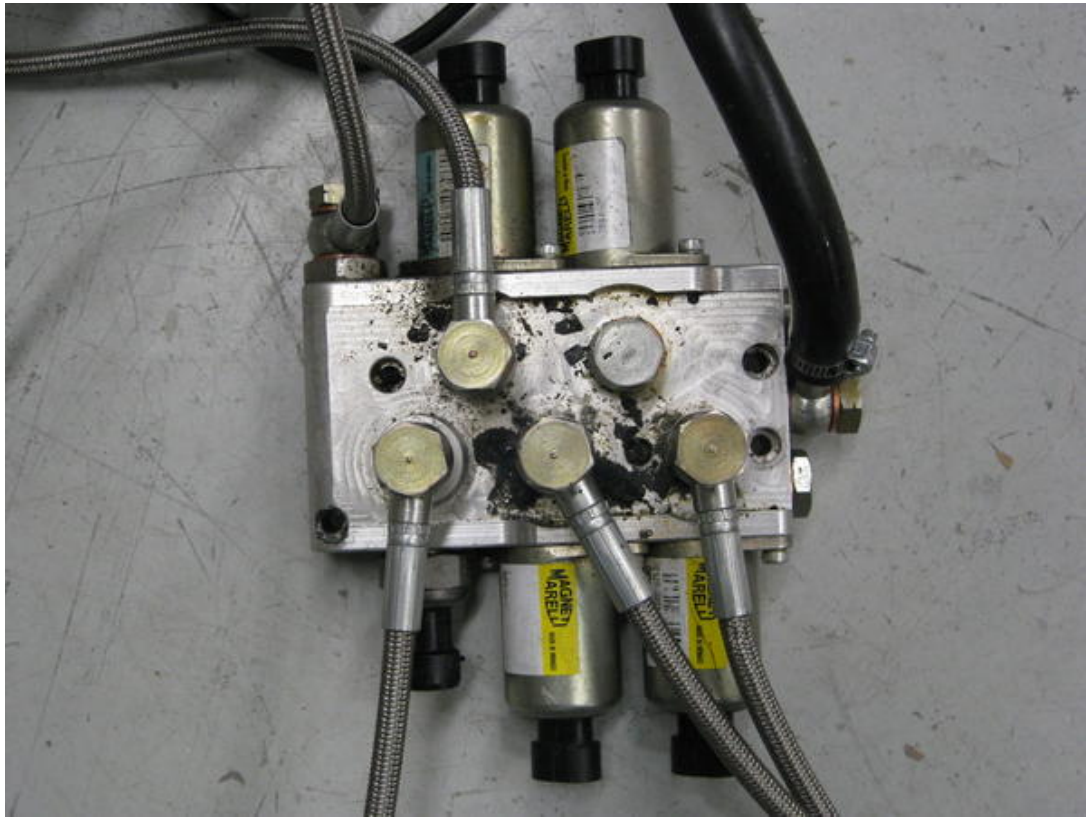


Figura 5.14 – *Particolare del piatto valvole per l'interconnessione con l'impianto.*

In figura 5.15 e 5.16 sono riportati rispettivamente lo schema completo della GCU e la foto del prototipo funzionante.

o

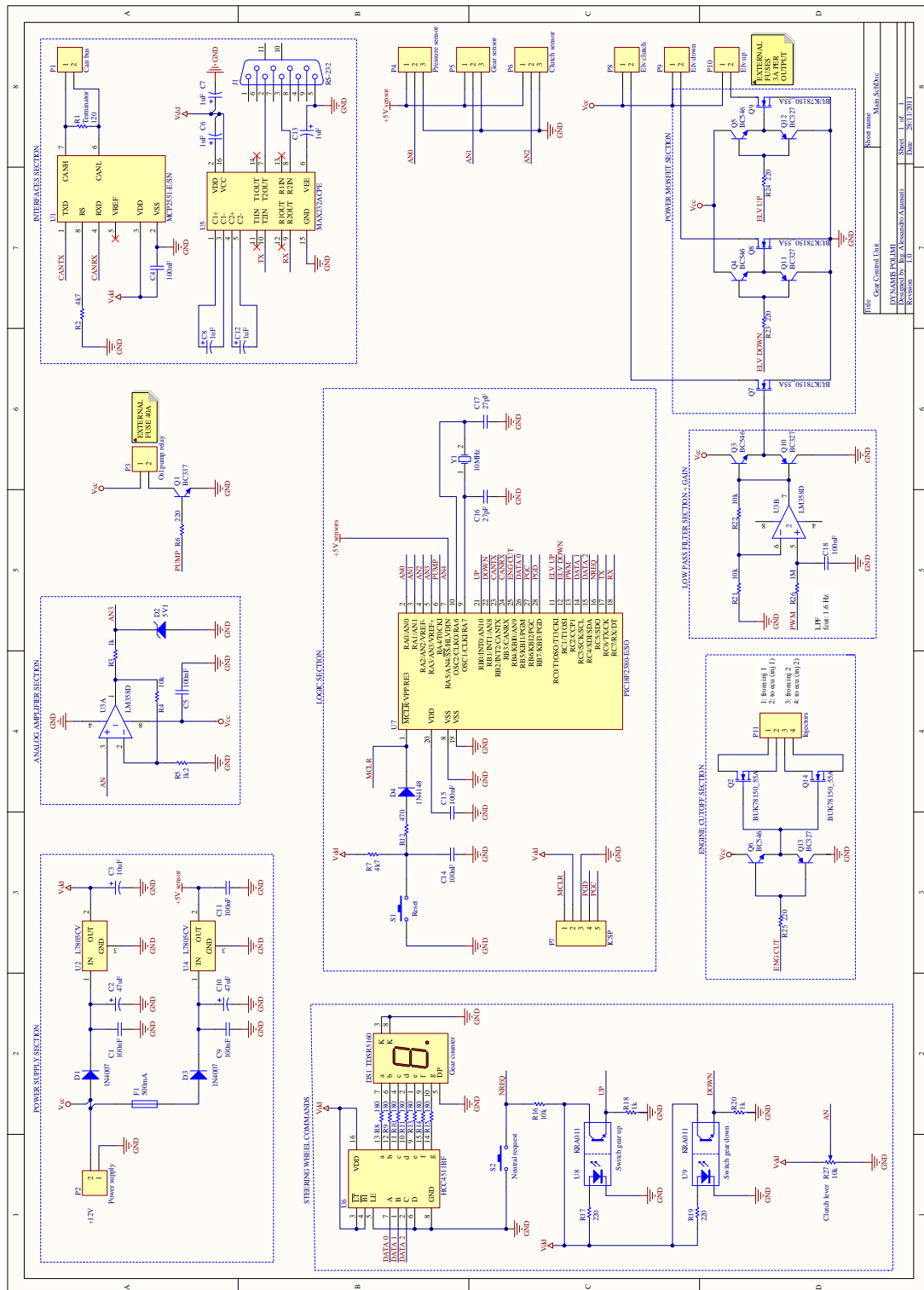


Figura 5.15 – Schema elettrico della GCU.

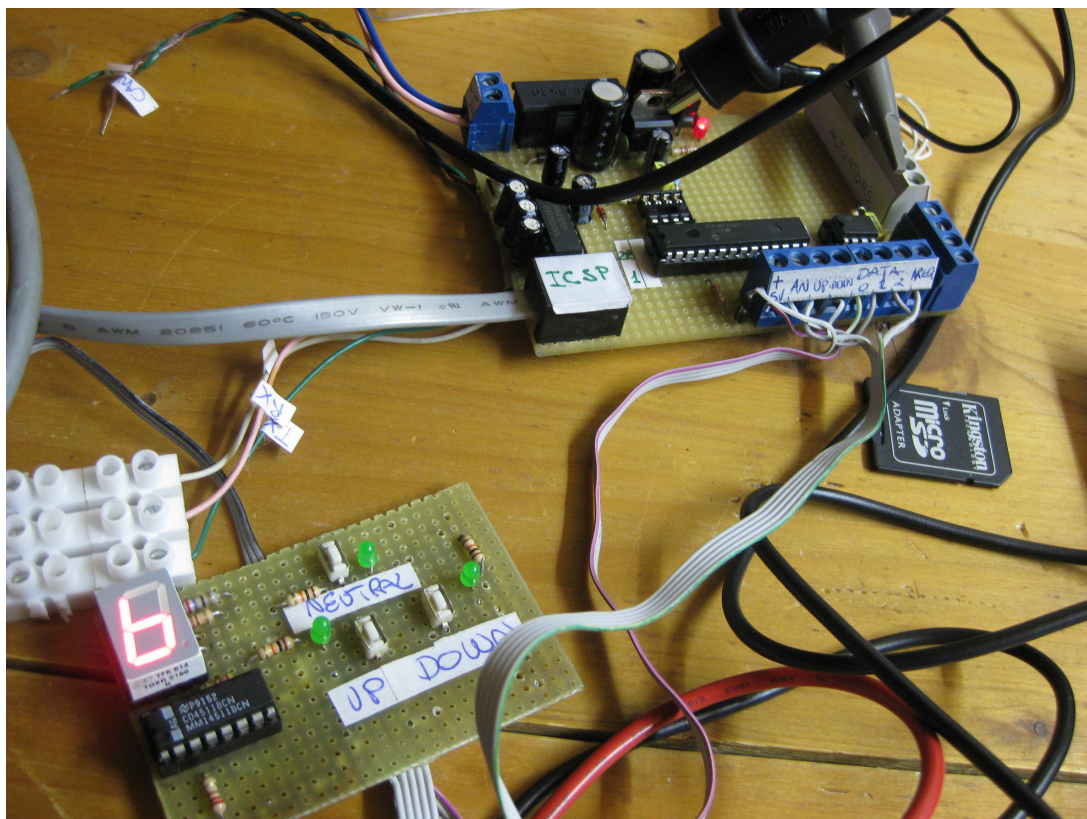


Figura 5.16 – Foto del prototipo funzionante

Capitolo 6

Conclusioni

Per concludere il presente lavoro di tesi si analizzano gli obiettivi prefissati ad inizio progettazione riassumibili come:

- sistema veloce;
- sistema chiuso;
- supervisione completa;
- facile manutenzione.

I risultati ottenuti relativi alla velocità del sistema sono:

	Sistema simulato	Sistema reale
Innesto	0.0015 s	0.001 s
Frizione	0.0012 s	0.002 s

Tabella 6.1 – *Tempo*

Naturalmente il tempo relativo alla frizione non è così critico, come quello dell'innesto marcia; anzi alla velocità di apertura completa della frizione si preferirebbe una buona modulabilità al fine di garantire partenze performanti.

Il sistema utilizzato per controllare il cambio è di tipo oleodinamico, si è riusciti quindi a rendere chiuso e indipendente il sistema come da obiettivo preposto.

La completa gestione elettronica del dispositivo d'attuazione consente facilmente l'integrazione di ulteriori funzioni a differenza di quanto ottenibile attraverso un sistema puramente meccanico.

La manutenzione del sistema è resa semplice grazie all'impiego modulare delle componenti il cui corretto funzionamento è sempre supervisionato dal software che può segnalare gli eventuali problemi.

Alla luce dei risultati preliminari ottenuti è possibile affermare che il sistema qui presentato e realizzato assolve i requisiti richiesti. Una volta completamente assemblato sul veicolo sarà possibile verificare la robustezza e l'affidabilità di quanto prodotto ed effettuare sul campo le ultime migliorie.