



POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale e
dell'Informazione

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Sviluppo di un impianto frenante di nuova generazione per motoveicoli

Relatore: Prof. Andrea Collina

Andrea Sanvito Tesi di Laurea di:
Matr. 787219

Anno accademico 2013 - 2014

Indice:

Introduzione	p.11
Capitolo 1: Stato dell'arte	p.13
Capitolo 2: Comando al manubrio	p.19
2.1 Leva anteriore	p.21
2.2 Leva a pollice	p.25
Capitolo 3: Distributore	p.29
3.1 Valvola or/and	p.29
3.1.1 Valvola or a cilindro	p.30
3.1.2 Valvola or lamellare	p.36
3.2 Pompa posteriore a due ingressi	p.44
Capitolo 4: Dimensionamento idraulico dell'impianto	p.54
4.1 Modello matematico	p.55
4.2 Software e validazione del modello	p.60
4.3 Scelta del diametro ideale per la pompa a pollice	p.64

Capitolo 5: Dimensionamento della leva	p.68
5.1 Variazione della lunghezza della leva	p.70
5.2 Variazione della lunghezza dell'ossicino AB	p.73
5.3 Variazione della lunghezza della biella AO	p.76
5.4 Comparazione dei risultati e scelta delle dimensioni caratteristiche della leva	p.79
 Capitolo 6: Test sul campo	 p.82
6.1 Sistema di telemetria	p.82
6.2 Test sul campo: prima fase	p.86
6.3 Test sul campo: seconda fase	p.89
 Capitolo 7: Colcusioni e possibili sviluppi futuri	 p.93

Indice Figure:

Capitolo 1:

Figura 1.1: Pompa radiale anteriore	p.13
Figura 1.2: Pompa assiale anteriore	p.14
Figura 1.3: Pinza flottante	p.14
Figura 1.4: Pinza fissa	p.15

Capitolo 2:

Figura 2.1: Modello comando frizione idraulica	p.20
Figura 2.2: Modello comando frizione a filo	p.20
Figura 2.3: Modello pompa “a leva”	p.23
Figura 2.4: Verifica ingombro pompa a leva n.1	p.24
Figura 2.5: Verifica ingombro pompa a leva n.2	p.24
Figura 2.6: Modello pompa a pollice	p.26
Figura 2.7: Verifica ingombro pompa a pollice	p.27

Capitolo 3:

Figura 3.1: Schema valvola a cilindro	p.30
Figura 3.2: Schema valvola a lamella	p.36
Figura 3.3: Analisi FEM lamella 0,5mm	p.37
Figura 3.4: Analisi FEM lamella 0,1mm	p.38
Figura 3.5: Schema pompa posteriore tradizionale ..	p.44
Figura 3.6: Schema pompa posteriore	p.45
Figura 3.7: Configurazione impianto durante frenata a pollice	p.46
Figura 3.8: Configurazione impianto durante frenata a pedale	p.47

Capitolo 4:

Figura 4.1: Sezione pompa a pollice con schema cinematico.....	p.55
Figura 4.2: Schema cinematico	p.56
Figura 4.3: Confronto dati sperimentali con risultati software	p.60
Figura 4.4: Rilievi telemetria	p.62
Figura 4.5: Traccia GPS telemetria	p.62
Figura 4.6: Confronto dati sperimentali con risultati software 2	p.63

	Figura 4.7: Diagramma prontezza	p.64
	Figura 4.8: Diagramma pressione/corsa	p.65
	Figura 4.9: Diagramma forza/corsa	p.66
	Figura 4.10: Diagramma pressione/forza	p.67
Capitolo 5:		
	Figura 5.1: Sezione leva a pollice	p.68
	Figura 5.2: Ossicino	p.68
	Figura 5.3: Effetto lunghezza b2 sulla prontezza	p.70
	Figura 5.4: Effetto lunghezza b2 sulla progressione	p.71
	Figura 5.5: Effetto lunghezza b2 sul legame tra forza di reazione e pressione	p.72
	Figura 5.6: Effetto lunghezza AB sulla prontezza	p.73
	Figura 5.7: Effetto lunghezza AB sulla progressione	p.74
	Figura 5.8: Effetto lunghezza AB sul legame tra forza di reazione e pressione	p.74
	Figura 5.9: Effetto lunghezza AO sulla prontezza	p.76
	Figura 5.10: Effetto lunghezza AO sulla progressione	p.77
	Figura 5.11: Effetto lunghezza AO sul legame tra forza di reazione e pressione	p.77
	Figura 5.12: Disegno 3D della leva	p.79
	Figura 5.13: Disegno 3D dello snodo	p.80
	Figura 5.14: Disegno 3D dell'ossicino	p.80
Capitolo 6:		
	Figura 6.1: Schema concettuale telemetria	p.82
	Figura 6.2: Tracciato GPS crossdromo città di Lodi	p.86
	Figura 6.3: Rilievi telemetria per tre giri sul crossdromo città di Lodi	p.87
	Figura 6.4: Tracciato GPS crossdromo Bordone di Bosisio Parini	p.89
	Figura 6.5: Rilievi telemetria sul crossdromo di Bosisio Parini giro n°1	p.90
	Figura 6.6: Rilievi telemetria sul crossdromo di Bosisio Parini giro n°2	p.90
	Figura 6.7: Rilievi telemetria sul crossdromo di Bosisio Parini giro n°3	p.90
	Figura 6.8: Confronto pressioni pompa d12 (blu) e pompa d11 (verde)	p.91
	Figura 6.9: Confronto pressioni pompa d11 (blu) e pompa d10 (verde)	p.92

Indice Fotografie:

Capitolo 1:

Foto 1: Piede destro in posizione corretta	p.16
Foto 2: Piede destro in posizione di frenata	p.16
Foto 3: Posizione in curva a destra	p.17
Foto 4: Posizione in curva a sinistra	p.17
Foto 5: Particolare piede destro durante una curva a sinistra	p.18

Capitolo 2:

Foto 6: Strumento di misura FARO CAM2	p.19
Foto 7: Prova pompa a pollice	p.25
Foto 8: Prototipo pompa a pollice	p.28
Foto 9: Prototipo pompa a pollice	p.28

Capitolo 3:

Foto 10: Prototipo pompa a pedale in lavorazione	p.48
Foto 11: Prototipo pompa a pedale montato sul veicolo	p.49

Capitolo 6:

Foto 12: Tabella di supporto per telemetria (fronte) ..	p.84
Foto 13: Tabella di supporto per telemetria (retro)	p.85

Indice Delle Tavole:

Tavola 1: valvola a cilindro	p.32
Tavola 2: scatola valvola	p.33
Tavola 3: coperchio valvola	p.34
Tavola 4: pistone valvola	p.35
Tavola 5: valvola a lamella	p.40
Tavola 6: semiscatola 2	p.41
Tavola 7: semiscatola 1	p.42
Tavola 8: lamella 0,5mm	p.43
Tavola 9: pompa posteriore	p.50
Tavola 10: pompa a pedale	p.51
Tavola 11: pistone singolo OR	p.52
Tavola 12:ghiera chiusura	p.53

Sommario

La principale finalità di questo progetto è quella di effettuare uno sviluppo completo di un impianto frenante di nuova generazione, dall'idea alla realizzazione e test di un prototipo, di un impianto frenante posteriore di nuova generazione per motoveicoli, in particolare motocicli da fuoristrada.

L'idea fondamentale è quella di aggiungere un secondo comando per il freno posteriore che vada a posizionarsi sul manubrio e sia attuabile attraverso l'azione della mano sinistra, pur mantenendo il classico comando a pedale.

Le problematiche affrontate riguardano inizialmente la ricerca di un sistema di valvole che faccia in modo che i due comandi non si “disturbino” a vicenda, che ha trovato soluzione nella realizzazione di una pompa a pedale molto particolare e dedicata all'impianto frenante in oggetto. Poi si è cercata la configurazione migliore per l'attuatore manuale optando per una pompa freno che venisse azionata con il pollice della mano sinistra. Fatte le scelte costruttive e realizzati i primi disegni si è passati alla creazione di un semplice software che potesse simulare pressioni e forze in gioco nell'impianto, per realizzare un dimensionamento ottimale del torchio idraulico.

Infine dopo la realizzazione di un prototipo ci si è dedicati ad una serie di misurazioni e test sul campo di tipo sia soggettivo, per avere un riscontro da parte di un pilota sull'efficacia e sull'utilità dell'impianto, sia oggettivo attraverso dei rilievi effettuati tramite telemetria per valutare se i valori di pressione e forza ricavati dal modello di simulazione siano in linea con ciò che si ha durante l'utilizzo.

Abstract

The main purpose of this project is to perform a complete development of a braking system of the new generation, from idea to implementation and testing, for motorcycles, particularly off-road motorcycles .

The basic idea is to add a second command for the rear brake going to rest on the handlebar and is workable through the action of the left hand, while maintaining the classic foot pedal.

The issues addressed concern initially searching for a valve system that makes sure that the two commands do not “disturb” each other, which has resulted in the creation of a foot pump very special and dedicated to the braking system in question . Then we looked for the best configuration for the manual actuator opting for a brake master cylinder that was actuated with the thumb of the left hand.

Once this constructive choices were made we realized the first drawings and later we moved to the realization of a small software that could simulate the pressures and forces working into the system, to achieve an optimal dimensioning of the hydraulic press.

Finally, after the implementation of a prototype we moved to a series of measurements and tests on the field. These tests were both subjective and objective, the first were addressed to have a feedback from a rider on the efficiency of the system, the second were realized with a telemetry system to understand if the values of pressure and force during the utilization were similar to the values obtained with the simulations.

INTRODUZIONE

Il tipico impianto di una motocicletta è costituito da una pompa azionata da un pedale (su cui si agisce con il piede destro) che agisce su una pinza; il progetto che si vuole presentare propone l'aggiunta di una seconda pompa posta sul manubrio, più precisamente da azionare con la mano sinistra che vada ad agire sulla stessa pinza a cui è collegata la pompa classica.

Le problematiche della realizzazione di un impianto di questo genere sono:

- Posizionamento del comando sul manubrio senza alterare la classica ergonomia, ma garantendo un facile utilizzo di tale comando;
- Evitare che i reflussi di una pompa disturbino il funzionamento dell'altra;
- Effettuare un corretto dimensionamento dei pistoni di pompe e pinze per garantire un comfort di utilizzo adeguato, ed allo stesso tempo garantire una frenata potente e modulabile con entrambi i comandi.

Per quello che riguarda il primo punto bisogna prima di tutto ragionare su come si pensa di azionare la pompa, le soluzioni che sono state analizzate sono principalmente due: un azionamento classico, ovvero attraverso una leva da azionare con il dito indice (o un altro dito a discrezione del pilota), oppure una leva da azionare con il pollice.

La prima soluzione è quella che si avvicina di più ad un utilizzo naturale, ma presenta un problema serio, la presenza della leva della frizione nella stessa posizione; la seconda invece non va a disturbare nessun comando già presente sulla moto, ma è un comando nuovo che comporta un movimento che nessun pilota ha mai fatto, e che quindi potrebbe non risultare così naturale da implementare nella guida abitudinaria.

Il secondo punto risulta più complesso da descrivere, una volta collegati i tre componenti bisogna pensare che il circuito idraulico diventa uno solo, perciò quando si agisce su una pompa la pressione generata oltre ad agire sulla pinza, che è quello che succede in un impianto normale, va ad agire anche sulla seconda pompa. Detto in questi termini potrebbe non sembrare un problema, ma proviamo ora ad immaginare che il pilota agisca su entrambe le pompe contemporaneamente, il risultato sarà che ognuna delle due pompe agirà tramite una forza sull'altra,

si verificherà così un fastidioso effetto bilancia tra le due pompe che risulterà percepito dal pilota come un ritorno alternato delle leve di comando, creando una sensazione davvero sgradevole nel pilota oltre che una notevole diminuzione dell'effetto frenante.

Per questo secondo problema si sono seguite due strade la prima è stata quella di cercare di inserire una valvola di tipo OR con due ingressi e un uscita, la seconda è quella di creare una pompa a pedale particolare che elimini i ritorni di pressione descritti sopra.

Il terzo problema riguarda l'ottimizzazione dell'impianto, per far sì che entrambe le pompe lavorino in modo corretto, trasmettendo le corrette forze frenanti indipendentemente in relazione alla forza posta sull'attuatore. Il dimensionamento dei pistoni idraulici delle due pompe è di vitale importanza, la forza frenante dipende direttamente dalla pressione generata nel circuito, la quale è a sua volta figlia della forza con cui il pilota agisce sulla leva di comando; nel nostro impianto sono presenti due comandi uno azionato attraverso la mano e l'altro attraverso il piede, è ovvio supporre che le forze che il pilota può imprimere ai due comandi sono molto diverse, perciò un corretto dimensionamento dei pistoni idraulici e delle leve meccaniche è vitale per ottenere effetti frenanti paragonabili dai due comandi.

Nei successivi capitoli approfondiremo ciascuno dei tre problemi esposti illustrando le soluzioni proposte, i ragionamenti che hanno portato a queste ed i risultati ottenuti in campo pratico.

Si focalizzerà l'attenzione sullo sviluppo di un impianto posteriore da utilizzare nella disciplina del motocross, questa scelta viene fatta alla luce della maggiore esperienza precedentemente acquisita nel settore rispetto a quello stradale. Inoltre come verrà chiarito in seguito nella guida fuoristradistica il freno posteriore viene sollecitato in maniera più frequente ed intensa rispetto alla guida su asfalto, basti pensare che il dimensionamento degli impianti di serie per le moto stradali è sbilanciato verso l'anteriore.

Per esempio confrontando la scelta dei dischi freno per le due differenti discipline si osserva che una moto stradale monta all'anteriore due dischi freno di diametro 320mm mentre al posteriore un solo disco da circa 240-260mm di diametro; una moto da fuoristrada invece monta all'anteriore un solo disco da 270mm e al posteriore un disco da 250mm; questo esempio indica come l'importanza dei due impianti sia più equamente distribuita nel caso del motocross.

Capitolo 1 : Stato dell'arte

Nel seguente capitolo l'obiettivo è quello di creare un'idea abbastanza chiara sulle tipologie di freni attualmente utilizzati sulle motociclette e successivamente di spiegare brevemente le tecniche di guida classiche del motocross, questo è fondamentale per rendere chiaro il motivo che ha spinto alla realizzazione dell'impianto illustrato nei seguenti capitoli.

Andando con ordine, sulle motociclette sono presenti due impianti frenanti, ognuno dei quali presenta tre componenti principali, una pompa, una pinza e un disco; solo sulle motociclette supersportive sull'impianto anteriore sono presenti due dischi e due pinze.

Gli impianti frenanti sono tutti di tipo oleodinamico, quello anteriore presenta una pompa montata sul manubrio sul lato destro che viene azionata da una leva che il pilota tira verso il manubrio con le dita anteriori della mano; le pompe anteriori possono essere generalmente di due tipi: radiali (figura 1.1), ovvero con la camera idraulica che presenta un asse ortogonale a quello del manubrio ed assiali (figura 1.2), cioè hanno l'asse della camera idraulica parallelo

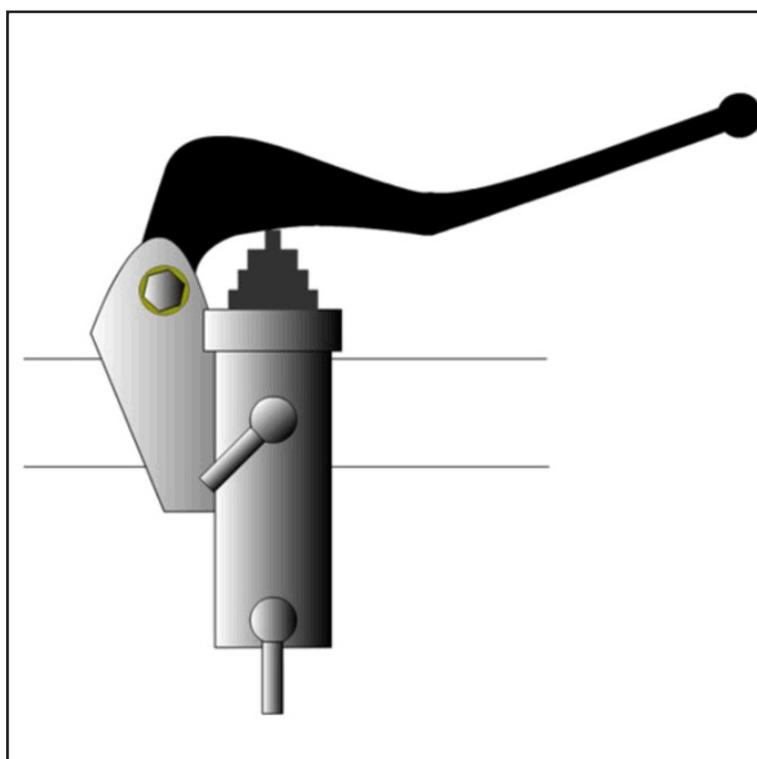


Figura 1.1: Pompa radiale anteriore

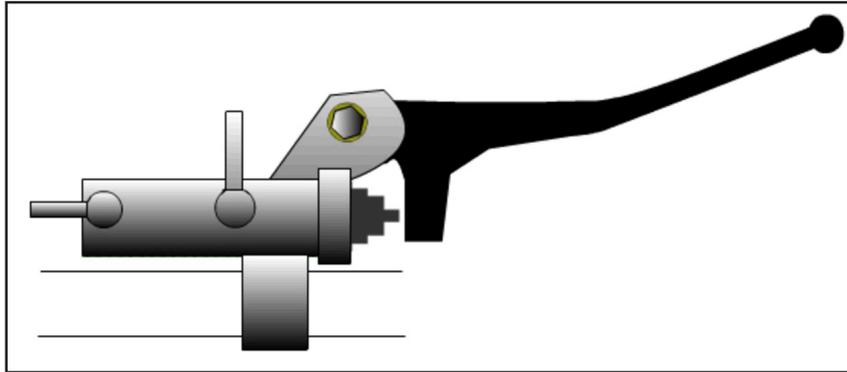


Figura 1.2: Pompa assiale anteriore

a quello del manubrio.

Al posteriore invece si ha una pompa montata sul lato destro del telaio della motocicletta, che viene attuata da un pedale che il pilota aziona con il piede destro.

Le pinze per gli impianti anteriori sono tipicamente di due tipologie, flottanti o radiali (dette anche fisse).

Le pinze flottanti (figura 1.3) sono montate su dei perni che hanno l'asse

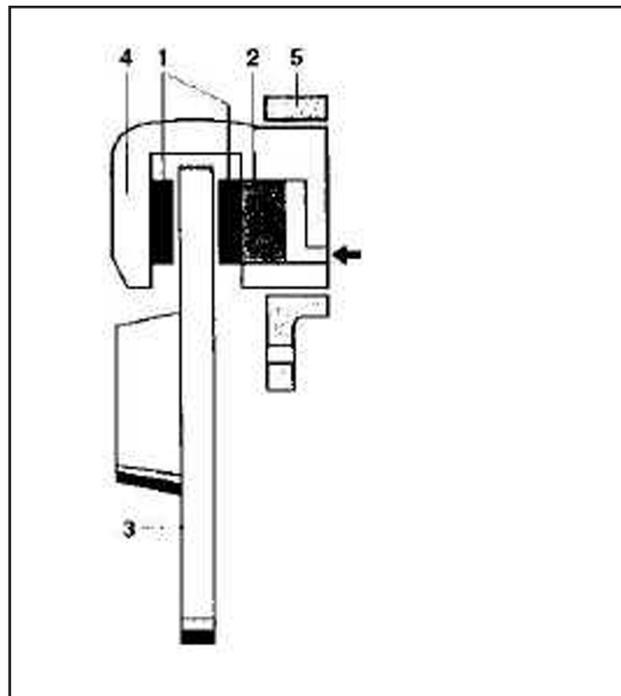


Figura 1.3: Pinza flottante

parallelo all'asse ruota e hanno la possibilità di scorrere su questi perni per adattare al meglio la loro posizione ad ogni frenata, questo tipo di pinza presenta i pistoni di spinta solo su uno dei due lati del disco, l'altro lato viene premuto sul disco grazie alla possibilità di spostarsi. Le pinze radiali invece sono fissate rigidamente attraverso dei bulloni

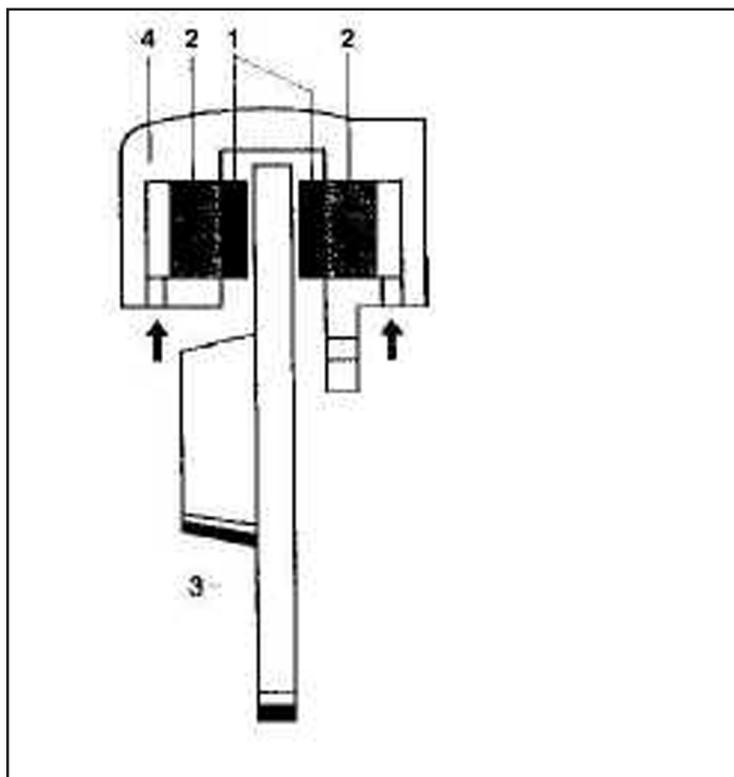


Figura 1.4: Pinza fissa

che hanno un asse all'incirca radiale rispetto alla ruota, queste pinze presentano coppie di pistoni contrapposti ognuno che preme su un lato del disco freno.

Per gli impianti posteriori invece si utilizzano praticamente solo pinze di tipo flottante ad un pistoncino, questo perché la potenza frenante richiesta al posteriore è inferiore a quella richiesta all'anteriore.

Si cercherà ora di illustrare per quanto possibile le tecniche di guida base del motocross, disciplina principale in cui si è testato l'impianto a doppio comando, così da poter giustificare la scelta e realizzare questo progetto ed illustrarne lo scopo in maniera più chiara possibile.

Partiamo dalle basi, nel motocross la posizione principale del pilota è quella



Foto 1: Piede destro in posizione corretta



Foto 2: Piede destro in posizione di frenata

in piedi sulle pedane, precisamente con l'avampiede posizionato sulla pedana, come nella foto n.1 (sopra a sinistra), in questa posizione il pilota riesce ad avere il maggior controllo del mezzo stringendolo tra le gambe, in caso di frenata il pilota deve spostare il piede destro in avanti per poter raggiungere il pedale dei azionamento del freno posteriore, e per azionarlo deve assumere con la caviglia una posizione poco naturale (foto 2 sopra a destra), ciò comporta un allontanamento dalla posizione ideale illustrata prima, in caso di terreno accidentato questo comporta un rischio di perdita di controllo del mezzo, che può risultare dannosa in termini di prestazione sportiva, e al contempo pericolosa. In una situazione come questa se ci fosse un secondo comando del freno posteriore sul manubrio il pilota nel momento in cui si accorgesse che il terreno accidentato potrebbe indurre una perdita di controllo del veicolo può scegliere di non abbandonare la posizione che ha in sella per attuare il freno, ma di utilizzare il comando a manubrio per azionarlo.



Foto 3: Posizione in curva a destra



Foto 4: Posizione in curva a sinistra

Nelle discipline di motociclismo fuoristrada il freno posteriore non viene utilizzato solamente per rallentare alla fine di un rettilineo ma viene spesso usato per gestire la percorrenza di curva, dando una forza di contrasto a quella di trazione alla ruota posteriore per limitare le eventuali derapate. Osserviamo ora la posizione che il pilota assume in curva, prima analizziamo un eventuale curva a destra, il pilota seduto sulla sella tende a rimanere il più dritto possibile con il busto, ma imponendo un considerevole rollio alla moto, per una questione di equilibrio durante una curva a destra il pilota porta la gamba destra all'esterno staccando il piede dalla pedana (foto3) è immediato e semplice capire che durante una curva in questa posizione l'utilizzo del freno posteriore tradizionale sia praticamente impossibile. Durante una curva a sinistra la posizione del pilota in sella è esattamente speculare a quella descritta prima (foto4), ad un prima impressione sembrerebbe che in questo caso l'utilizzo del freno posteriore non crei alcun problema, tuttavia non è proprio così.

In questo caso il piede destro può essere utilizzato per azionare il comando del freno posteriore, ma per poterlo fare il pilota deve staccare completamente il piede dalla pedana, come si può notare nella foto n.5 perché per la meccanica dell'articolazione della caviglia non sarebbe possibile utilizzarlo rimanendo con il piede sulla pedana, quindi così facendo il pilota deve rinunciare ad uno dei suoi punti di appoggio principali sulla moto durante la curva.



Foto 5: Particolare piede destro durante la curva a sinistra

Tutte queste osservazioni hanno dato origine all'idea di creare un comando del freno posteriore da porre sul manubrio per aiutare il pilota ad avere una guida più sicura, e di conseguenza più performante, risultati che sono stati in parte raggiunti.

Capitolo 2: Comando al manubrio

Il primo dei tre problemi da affrontare è la scelta e la progettazione di un comando aggiuntivo per il manubrio. Il problema che a prima vista può sembrare banale, in realtà ha richiesto diverse prove prima di poter arrivare ad una soluzione apparentemente soddisfacente.

Partendo dall'idea di volere un nuovo comando sul manubrio si è pensato subito a due possibilità: la prima è quella di una leva azionabile tramite le dita anteriori della mano posta ad una certa angolazione rispetto alla leva frizione già presente su tutte le motociclette, la seconda via è un comando azionato attraverso il pollice.

Date queste due possibilità si è cominciato ad analizzare i possibili posizionamenti; il primo passo è stato quello di effettuare una campagna di rilievi per definire le geometrie dei manubri e dei comandi già presenti (frizioni) nella zona di interesse.

Sono stati individuati due tipologie di comandi frizione, quelli ad azionamento meccanico, ovvero attraverso un cavo che va ad agire sullo spingidisco e quelli a comando idraulico, che presentano un impianto idraulico simile a quelli frenanti; osservato che utilizzando due campioni, uno per ciascuna tipologia, si può dire con una certa affidabilità di considerare gli ingombri per ogni tipo di motociclo.



Foto 6: Strumento di misura FARO CAM 2

Sono stati fatte delle misurazioni attraverso uno strumento di precisione (FARO CAM2 foto6) per poter modellare attraverso un software CAD (CATIA) i due comandi indicati sopra, al fine di poter costruire il comando per il nostro impianto senza invadere gli spazi già occupati.

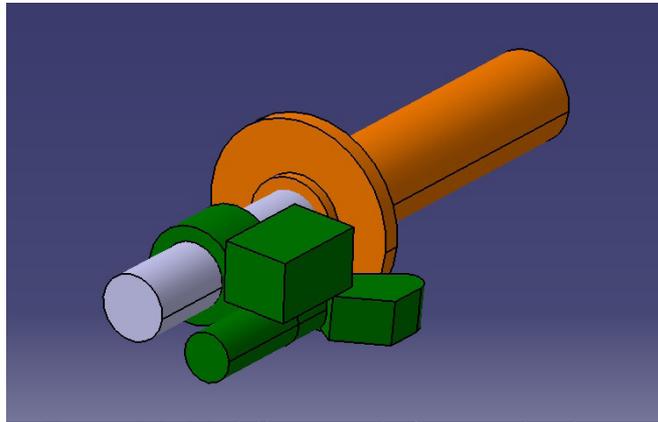


Figura 2.1: Modello comando frizione idraulica

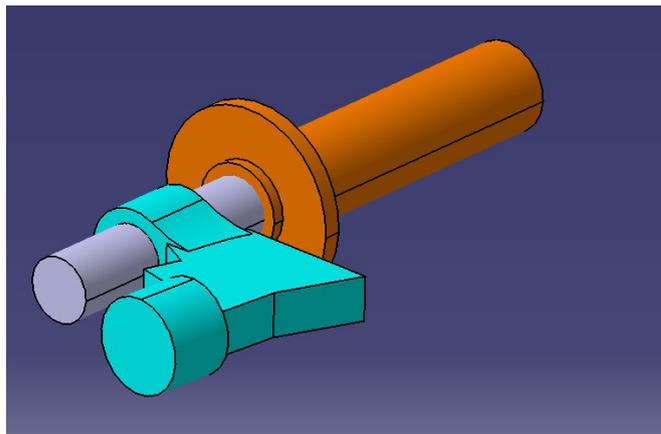


Figura 2.2: Modello comando frizione a filo

I risultati della misurazione e modellazione 3D si possono vedere nella figura 2.1 che rappresenta la ricostruzione della pompa per un comando frizione di tipo idraulico e alla figura 2.2 in cui si vede la ricostruzione del comando di tipo meccanico a filo.

Oltre alla progettazione del corpo esterno bisogna poi effettuare un corretto dimensionamento della componente oleodinamica, ma grazie al brevetto sviluppato da BCA engineering di una camera idraulica sostituibile indipendentemente dal corpo esterno della pompa è possibile disaccoppiare i due problemi, ci occuperemo quindi prima della progettazione del corpo esterno, e lasceremo il dimensionamento idraulico del sistema al capitolo 4.

2.1 Leva anteriore

Il primo comando che è stato progettato è stato quello a leva “anteriore”. Essendo l’impianto frenante un sistema oleodinamico il comando è costituito da un cilindro idraulico a singolo effetto che viene indicato normalmente come pompa (in inglese Master Cylinder), si è scelto di utilizzare una disposizione di tipo assiale per il cilindro idraulico, ovvero l’asse del cilindro è disposto parallelamente all’asse del manubrio.

Il primo problema da affrontare era la posizione della leva, in modo tale che questa risultasse azionabile in maniera comoda dall’utente, al fine di ottenere delle informazioni su quale questa posizione fosse sono state eseguite delle prove sul campo con un pilota che potesse dare la sua opinione sulle posizioni migliori.

Le prove hanno dato il seguente risultato:

consideriamo due piani, il primo passante per l’asse della leva della frizione (comando di serie), il secondo passante per l’asse della leva del nostro impianto, abbiamo determinato che l’angolo compreso tra i due piani non deve essere inferiore ai 40° e non deve essere superiore ai 55° al fine di consentire un buon utilizzo dell’impianto stesso senza compromettere l’utilizzo della frizione.

L’angolo minimo determina lo spazio minimo necessario che deve essere presente tra le due leve affinché il pilota possa spostare agevolmente le dita da una leva all’altra in funzione di ciò che vuole fare, l’angolo massimo invece descrive la posizione oltre la quale una delle due leve diventerebbe definitivamente fuori dalla portata di utilizzo.

Il secondo problema in cui si è incorsi è il posizionamento del serbatoio dell’olio per la pompa (comunemente nota come vaschetta). Per capire l’utilità di questo componente bisogna ragionare sull’intero impianto frenante.

Azionando la pompa si manda in pressione l’impianto oleodinamico, azione che si traduce nella frenata del veicolo attraverso la pinza che attraverso l’azione di uno o più pistoni preme le pastiglie (lamiere con un riporto superiore di ferodo o altro materiale ad elevato attrito) sul

disco freno. Il materiale di attrito è soggetto ad una forte usura, poiché si vuole che in posizione neutra, ovvero quando non si sta frenando, la distanza tra disco e pastiglia sia pressoché costante (0,5 mm per pastiglia in condizioni ottimali) i pistoni della pinza avranno una camera di olio che aumenterà di volume facendo sì che i pistoni nel momento in cui la pressione nell'impianto viene rilasciata abbiano una corsa di rientro inferiore a quella di uscita, la differenza tra le due corse sarà il consumo della pastiglia. Considerando che il materiale frenante sulle pastiglie ha uno spessore compreso tra i 3mm ed i 6mm bisogna prevedere una quantità di olio sufficiente a coprire la corsa del pistone corrispondente a tale volume, che verrà progressivamente usurato dall'utilizzo.

L'olio necessario al processo appena descritto deve essere contenuto nella cosiddetta vaschetta della pompa. Il primo passo è perciò il suo dimensionamento, questo viene fatto tenendo conto di che genere di pinza si va ad attuare, in particolare è necessario conoscere la tipologia di pinza, se flottante o a pistoni contrapposti, il numero ed il diametro dei pistoni di questa.

L'impianto in oggetto dovrà essere per scelta adatto sia per le pinze di serie, sia per una pinza progettata "ad hoc" dal nuovo, con una ricerca siamo stati in grado di ricavare i dati necessari per calcolare la quantità di olio minima necessaria. Le pinze di serie presentano diametri del pistone idraulico che variano dai 22mm ai 24mm, mentre la pinza progettata da BCA engineering avrà un pistone da 28mm, quindi calcolando uno spessore medio delle pastiglie di 5mm ed effettuando i calcoli considerando la pinza BCA staremo in sicurezza per quanto riguarda le pinze di serie.

Fatto il dimensionamento della vaschetta tenendo conto di tutti i ragionamenti espressi si passa al posizionamento, questo passaggio è tutt'altro che banale, in quanto le variabili in gioco sono molte, in primo luogo non dobbiamo dimenticarci che abbiamo una situazione in cui gli ingombri che è possibile occupare sono limitati; in secondo luogo bisogna sapere che la vaschetta deve essere in una posizione che favorisca lo "spurgo" ovvero l'eliminazione di eventuali bolle d'aria presenti nell'impianto in fase di riempimento iniziale con l'olio e la ricarica successiva di olio necessaria a coprire la progressiva usura delle pastiglie, la posizione ideale sarebbe quella esattamente

verticale rispetto ai fori di carico olio nell'impianto (questo concetto verrà chiarito più avanti quando sarà spiegato il funzionamento della pompa).

Per la pompa in oggetto il posizionamento della vaschetta è risultato abbastanza agevole, ovvero per un puro caso lo spazio presente tra comandi frizione e il cilindro della nostra pompa, nella posizione di angolo di distacco minima, è sufficiente ad ospitare una vaschetta di dimensioni adeguate.

Tutti questi ragionamenti hanno dato origine alla prima versione della pompa in figura 2.3

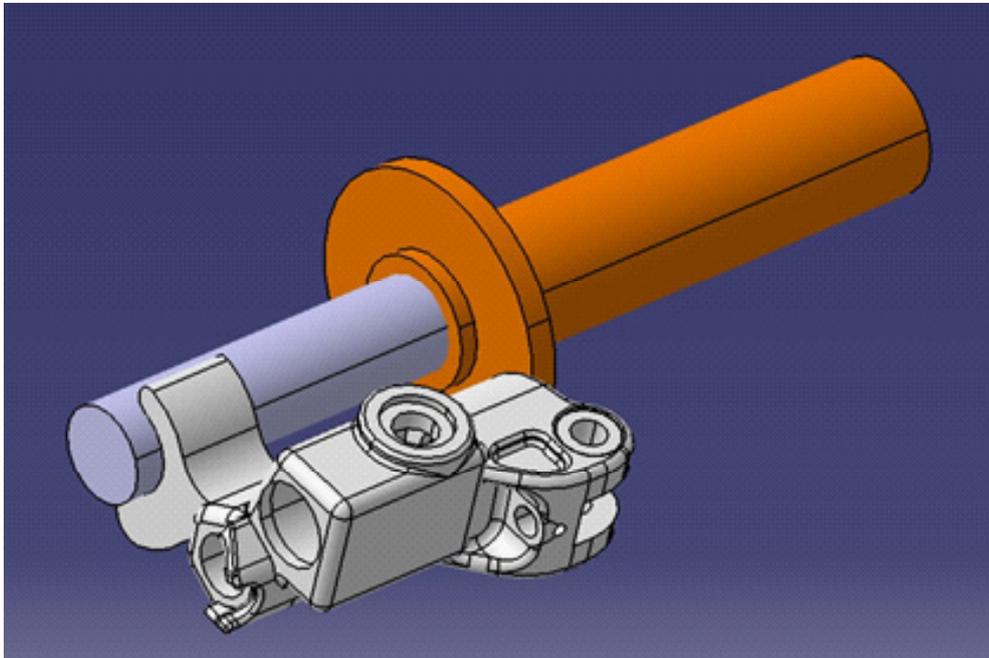


Figura 2.3: Modello pompa "a leva"

Nelle figure 2.4 e 2.5 possiamo osservare come gli ingombri ricavati in precedenza siano lasciati liberi dalla pompa appena progettata.

Figura 2.4: Verifica ingombro pompa a leva n.1

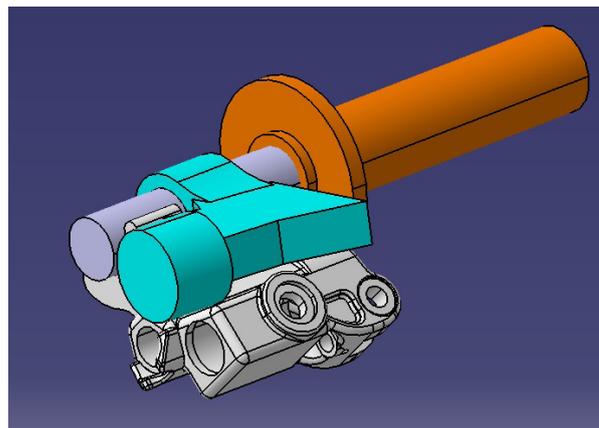
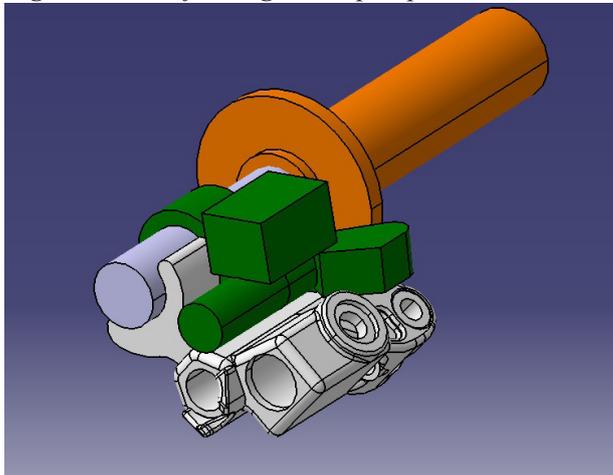


Figura 2.5: Verifica ingombro pompa a leva n.2

Tuttavia in seguito a delle prove sul campo, i piloti non hanno apprezzato il fatto che fosse loro richiesto di cambiare continuamente la posizione delle dita dalla frizione al freno, quindi si è passati alla soluzione descritta nel prossimo paragrafo.

2.2 Leva a pollice

Seguendo gli stessi criteri si è passati a dimensionare una pompa che potesse essere attuta con il pollice, che quindi non andasse a disturbare la posizione delle dita sulla leva della frizione.

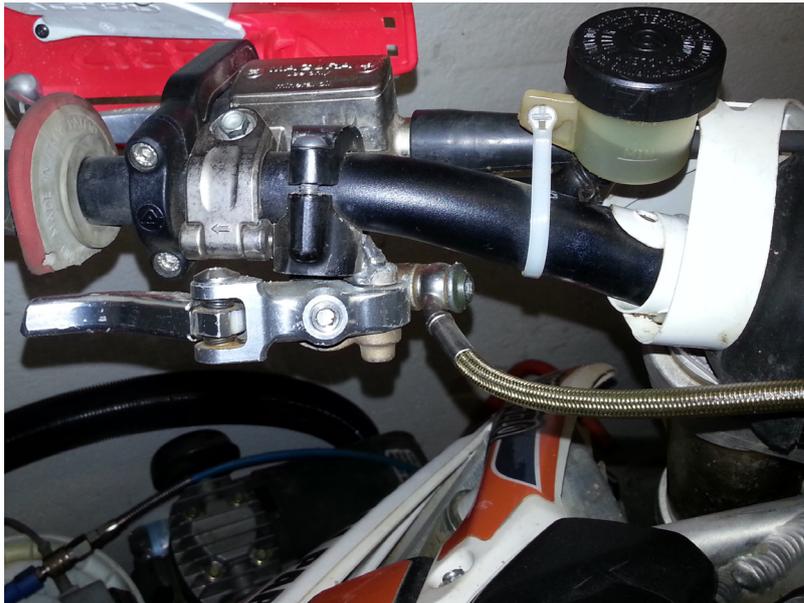


Foto 7: Prova pompa a pollice

In questo caso il dimensionamento è stato più complesso, innanzitutto bisognava posizionare il cilindro della pompa al di sotto del manubrio, questo è già causa di problemi sin dal principio, poiché molti piloti durante la guida arrivano a toccare il manubrio in quella posizione con il ginocchio, perciò inserire un componente proprio lì causa dei fastidi durante la guida. Per capire bene quanto spazio fosse effettivamente disponibile sono state realizzate realizzate delle pompe “prototipo” (come per esempio quella rappresentata nella foto n.7 montata affiancata ad un comando frizione idraulica) di diversa forma ed altezza (non funzionanti) e le abbiamo montate su una moto intanto che un pilota guidava, per capire quale fosse la meno fastidiosa.

Dopo varie prove si è stabilito che ponendo l’asse della nostra camera idraulica a 38mm dall’asse del manubrio riusciamo ad avere libero accesso al comando creando il minimo disturbo possibile al pilota. Determinata questa distanza bisognava poi decidere quale sarebbe stata

la configurazione migliore della pompa se di tipo assiale oppure radiale (posizioni riferite all'asse del manubrio come spiegato nel capitolo 1.1). La disposizione assiale è stata scartata poiché per le corse necessarie non c'era spazio a sufficienza, quella radiale d'altra parte creava un ingombro longitudinale troppo elevato, sporgendo in maniera eccessiva sul lato anteriore del manubrio.

La scelta finale è stata quella di una soluzione intermedia abbastanza inusuale si è deciso di disporre l'asse con un'inclinazione di 36° rispetto all'asse manubrio.

Scelta la posizione, si è passati al posizionamento della vaschetta, in questo caso, a differenza di quanto riscontrato nel capitolo 2.1, collocandola nella sua posizione ottimale non si sarebbe raggiunto il volume di olio necessario; è stato necessario perciò collocare la vaschetta in una posizione particolare, ovvero la vaschetta cresce lungo una direzione obliqua così che si riesce ad arrivare al volume necessario, ma se il foro di passaggio dell'olio fosse nella posizione classica si avrebbe una parte di volume di ristagno. Per superare il problema del ristagno dell'olio è stato posto un foro di forma particolare in una posizione eccentrica, in modo da garantire il massimo utilizzo del volume di olio.

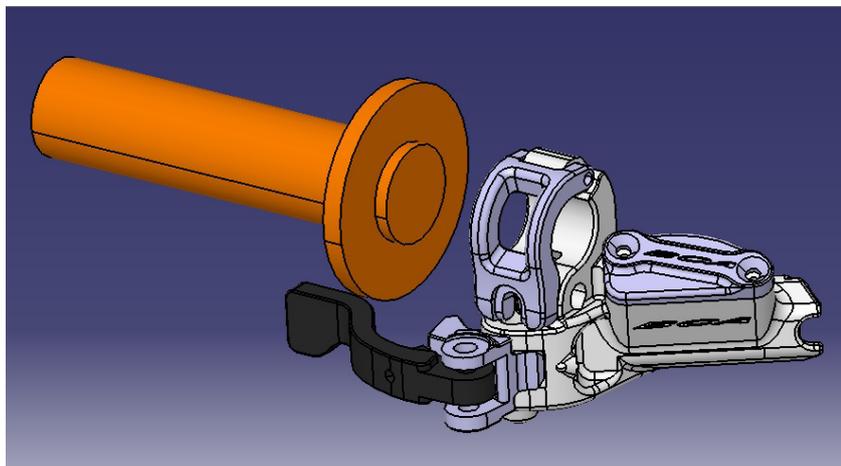


Figura 2.6: Modello pompa a pollice

Il progetto definitivo è rappresentato nelle figure 2.6 in cui è raffigurata solo la pompa a pollice con la relativa leva dedicata (il cui dimensionamento verrà trattato nel capitolo 5) e nella figura 2.7 si può

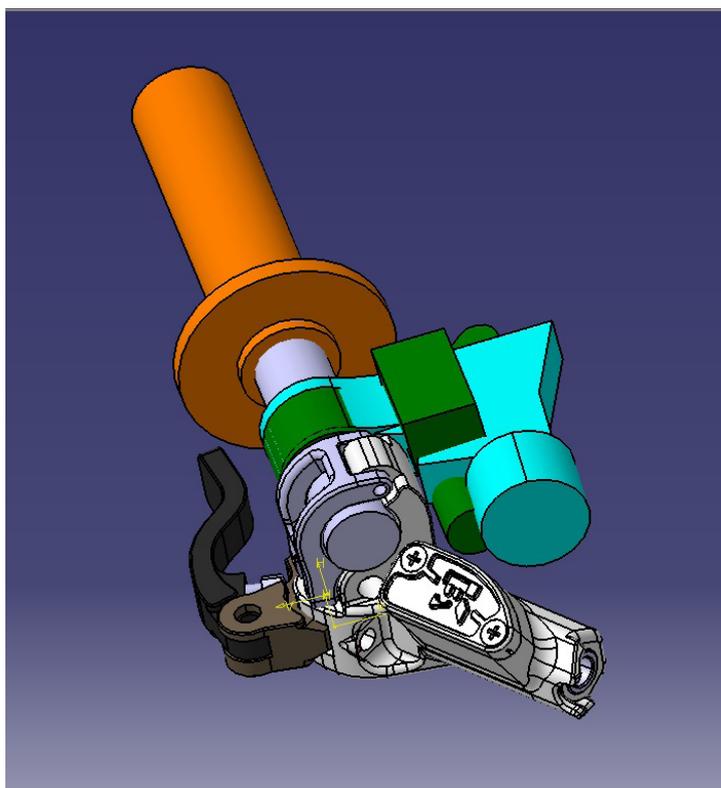


Figura 2.7: Verifica ingombro pompa a pollice

osservare come anche questa pompa si adatti perfettamente ad entrambi i comandi frizione.

Una volta risolte tutte le problematiche è stato realizzato il prototipo foto 8 e foto 9 ed è stato testato sul campo con ottimi risultati.

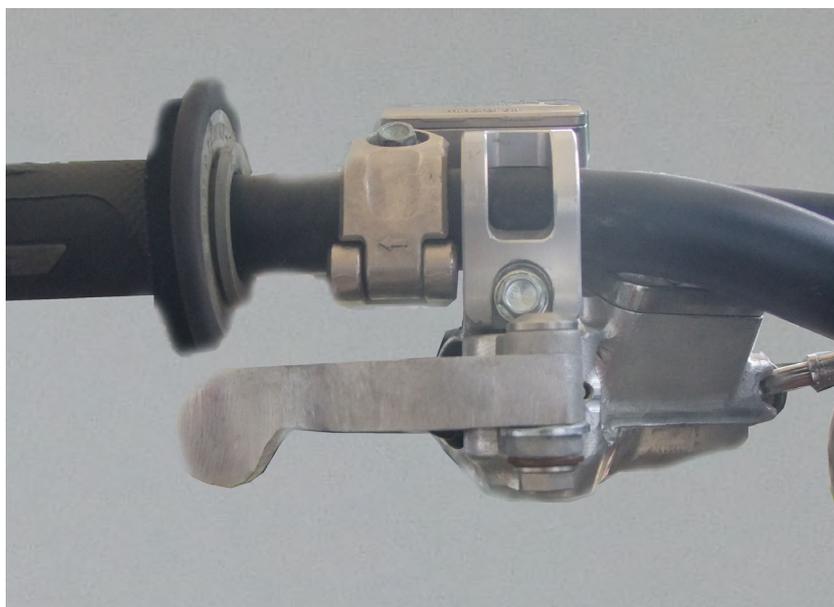


Foto 8: Prototipo pompa a pollice

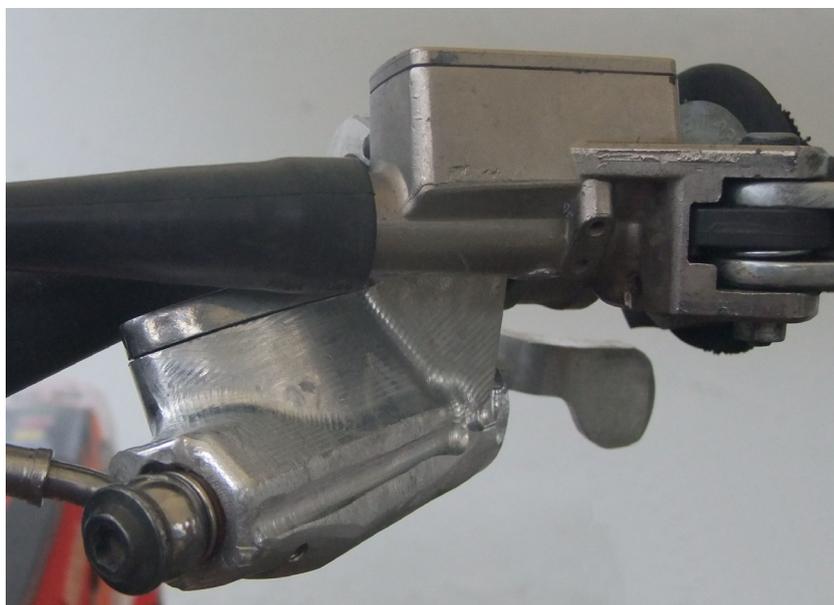


Foto 9: Prototipo pompa a pollice

Capitolo 3: Distributore

La seconda problematica di questo impianto riguarda la presenza di due comandi che agiscono sullo stesso attuatore, ovvero bisogna prevedere un dispositivo che impedisca ai due comandi di lavorare in maniera conflittuale. Inserendo semplicemente due pompe sulla stessa pinza il fenomeno tipico è quello che nel momento in cui si azionano tutte e due le pompe queste generano un effetto bilancia andando a contrastarsi l'una con l'altra e quindi facendo decadere la pressione sulla pinza.

Per risolvere questo problema si è cercato prima di tutto di creare una valvola che impedisse alle due pompe di andare ad interferire una con l'altra. Un altro requisito per questo tipo di distributori è quello che nel momento in cui la pressione venga rilasciata il canale di comunicazione ingresso-uscita possa restare aperto garantendo la possibilità all'olio di defluire dalla pinza verso la pompa, così facendo si ha il rilascio della forza frenante dalla ruota.

3.1 Valvola or/and

La valvola che si vuole realizzare può essere sia del tipo "or", ovvero che esclude una pompa nel momento in cui l'altra viene azionata o del tipo "and" cioè che garantisca che nel momento in cui entrambe le pompe siano attuate i loro effetti vadano a sommarsi anziché a contrastarsi. La scelta è ricaduta su di una valvola di tipo "or", per realizzare questo tipo di valvola sono state analizzate tre possibilità.

3.1.1 Valvola or a cilindro

La prima valvola che è stata realizzata è costituita da un cilindro in alluminio libero di scorrere in una guida.

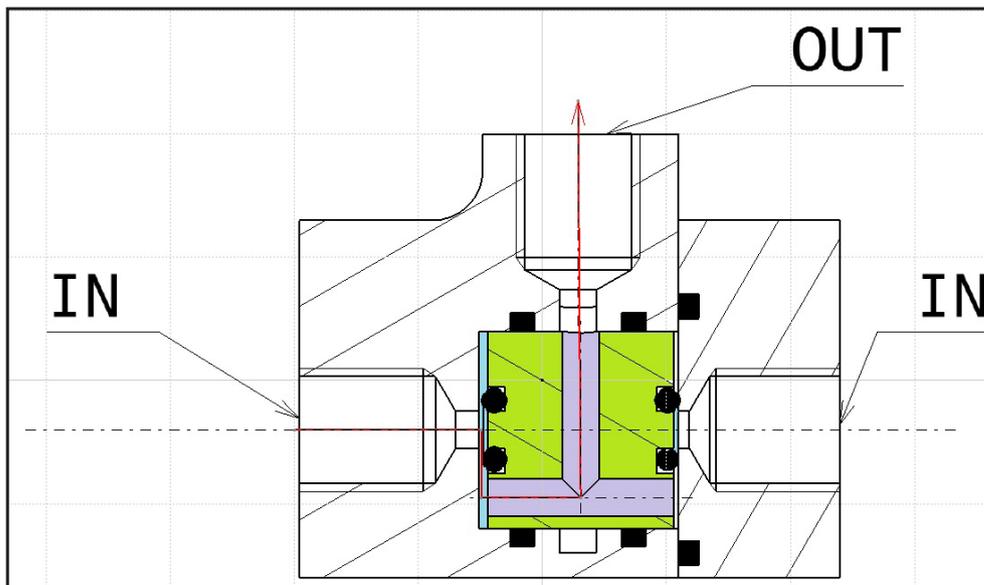


Figura 3.1: Schema valvola a cilindro

Si osservi la figura 3.1 in cui è rappresentata una sezione della nostra valvola; per aiutare a comprenderne meglio il funzionamento è stato evidenziato in colore verde il cilindro mobile e con il colore nero due anelli di tenuta (OR); sono stati evidenziati inoltre i due ingressi (IN) a cui vengono collegate le due pompe dell'impianto e l'uscita (OUT) a cui è collegata la pinza freno.

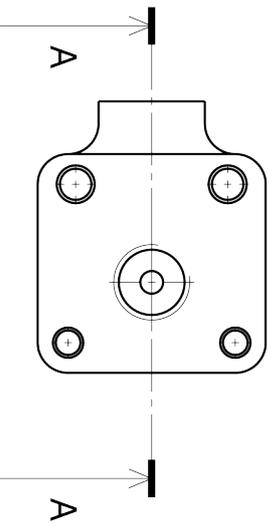
La configurazione in figura corrisponde alla condizione in cui la pompa collegata all'ingresso di sinistra stia inviando pressione nel circuito idraulico, così facendo il cilindro viene spostato verso destra della sua corsa (3 decimi di millimetro) andando a premere l'anello di tenuta di destra, facendo in modo che l'ingresso di destra venga risulti chiuso, mentre a sinistra rimanga un'intercapedine evidenziata con il colore azzurro in figura. Il cilindro mobile presenta al suo interno una cavità (in viola nella figura) attraverso cui l'olio è libero di fluire dall'ingresso aperto fino all'uscita seguendo il percorso evidenziato in rosso in figura 3.1. Il funzionamento è ovviamente simmetrico per entrambi gli ingressi.

Un ulteriore accorgimento è la cavità cilindrica realizzata nella guida del cilindro in corrispondenza del foro di uscita, questa garantisce che la valvola funzioni indipendentemente dalla posizione che il cilindro mobile assume rispetto al suo asse, questo è necessario poiché la posizione del cilindro non è vincolata.

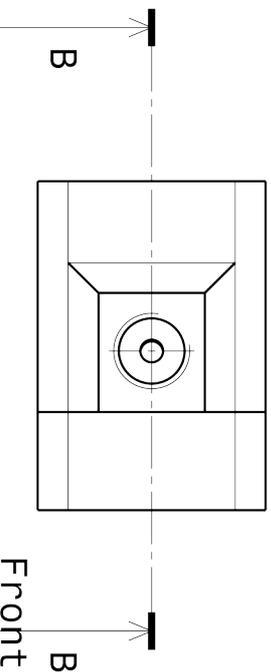
Gli anelli di tenuta posti sulle basi del cilindro garantiscono la perfetta chiusura di uno dei due ingressi nel momento in cui l'altro invia pressione, gli altri OR posti attorno al cilindro servono per evitare trafile di olio indesiderati.

Questa valvola è stata realizzata e testata su un apposito macchinario, ovvero una pompa idraulica che inviava olio in pressione in uno dei due ingressi e verificando con un manometro che sull'altro ingresso non venisse percepita alcuna pressione, ed ha dimostrato la sua efficacia in condizioni di funzionamento in cui i transitori di pressione siano abbastanza veloci da essere trascurabili. La pompa idraulica ha dei transitori di incremento di pressione molto veloci e quindi la valvola ha funzionato. Al momento della sperimentazione usando due pompe freno attuate da un essere umano invece la valvola si è dimostrata inefficace. Questo è dovuto al fatto che le pompe freno con attuazione "umana" presentano dei transitori molto più lenti e quindi nel momento in cui la pressione arrivava da uno dei due ingressi questa veniva trasmessa anche all'altro ingresso, prima che la valvola potesse svolgere la sua funzione. Questo è dovuto al fatto che avendo transitori lenti l'inerzia del cilindro e l'attrito tra quello e gli elementi di tenuta non vengono vinti immediatamente.

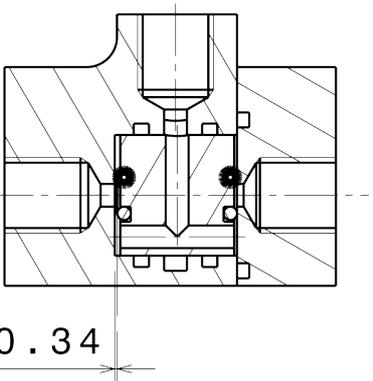
In seguito a questi risultati si è passati ad analizzare una soluzione differente, che verrà descritta nel prossimo paragrafo.



Right view
Scale: 1:1



Front view
Scale: 1:1



0.34

DESIGNED BY:
Andrea Sanvito
MATICOLA:
787219
RELATORE:
Andrea Collina

SIZE
A4



WEIGHT (kg)
0.00

DRAWING NUMBER

TAVOLA 1

VALVOLA A CILINDRO

SHEET

1 / 1

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	-
H	-
G	-
F	-
E	32
D	-
C	-
B	-
A	-

1

2

3

4

1

2

3

4

D

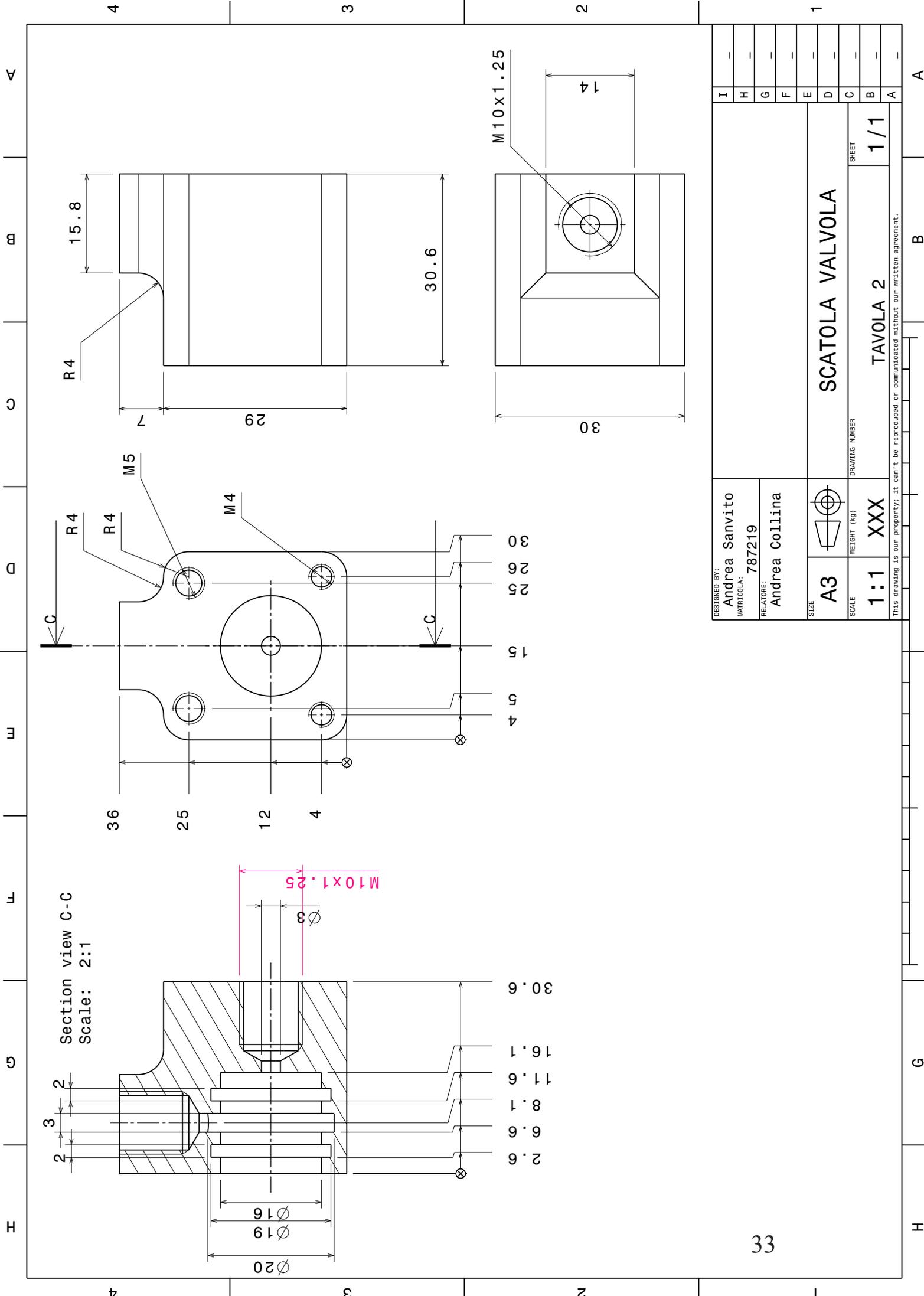
D

C

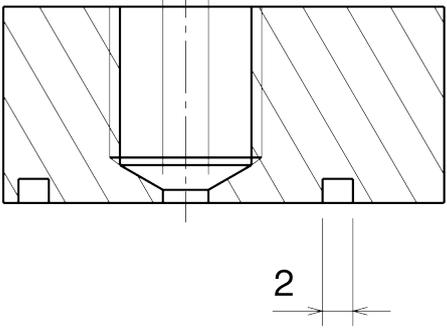
B

A

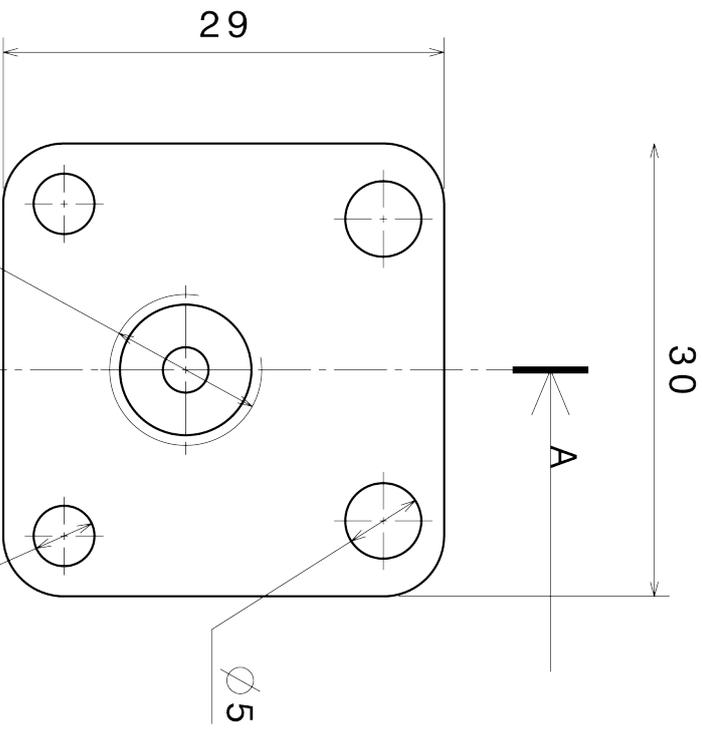
A



DESTINATO DA: Andrea Sanvito	SCALE	SIZE	WEIGHT (kg)	DRAWING NUMBER	SHEET
MATRICOLA: 787219	1:1	A3	XXX	1/1	1/1
RELATORE: Andrea Collina	SCATOLA VALVOLA		TAVOLA 2		
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.					



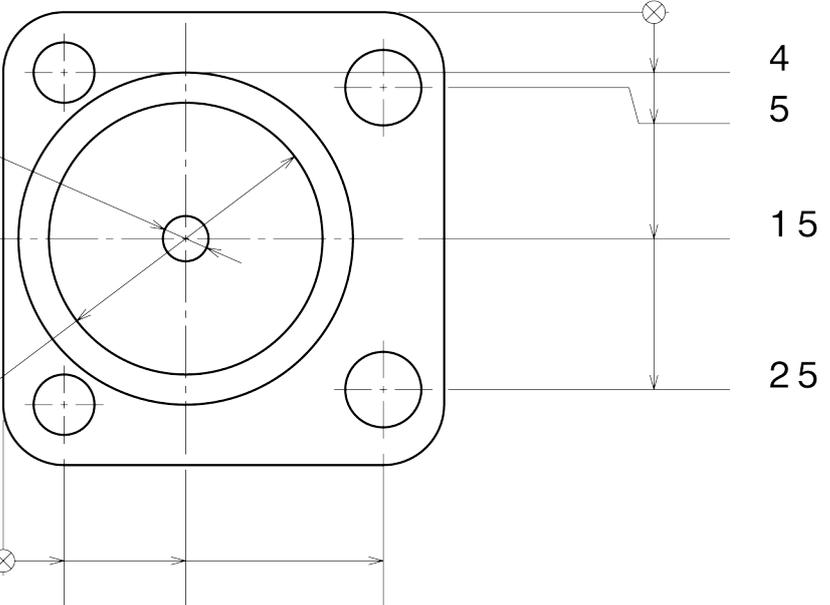
Section view A-A
Scale: 2:1



M10 x 1.25

Ø4

Ø5



Ø3

Ø18

DESIGNED BY:
Andrea Sanvito
MATICOLA:
787219
RELATORE:
Andrea Collina

COPERCHIO VALVOLA

SIZE
A4



SCALE
1:1

WEIGHT (KG)
0.00

DRAWING NUMBER

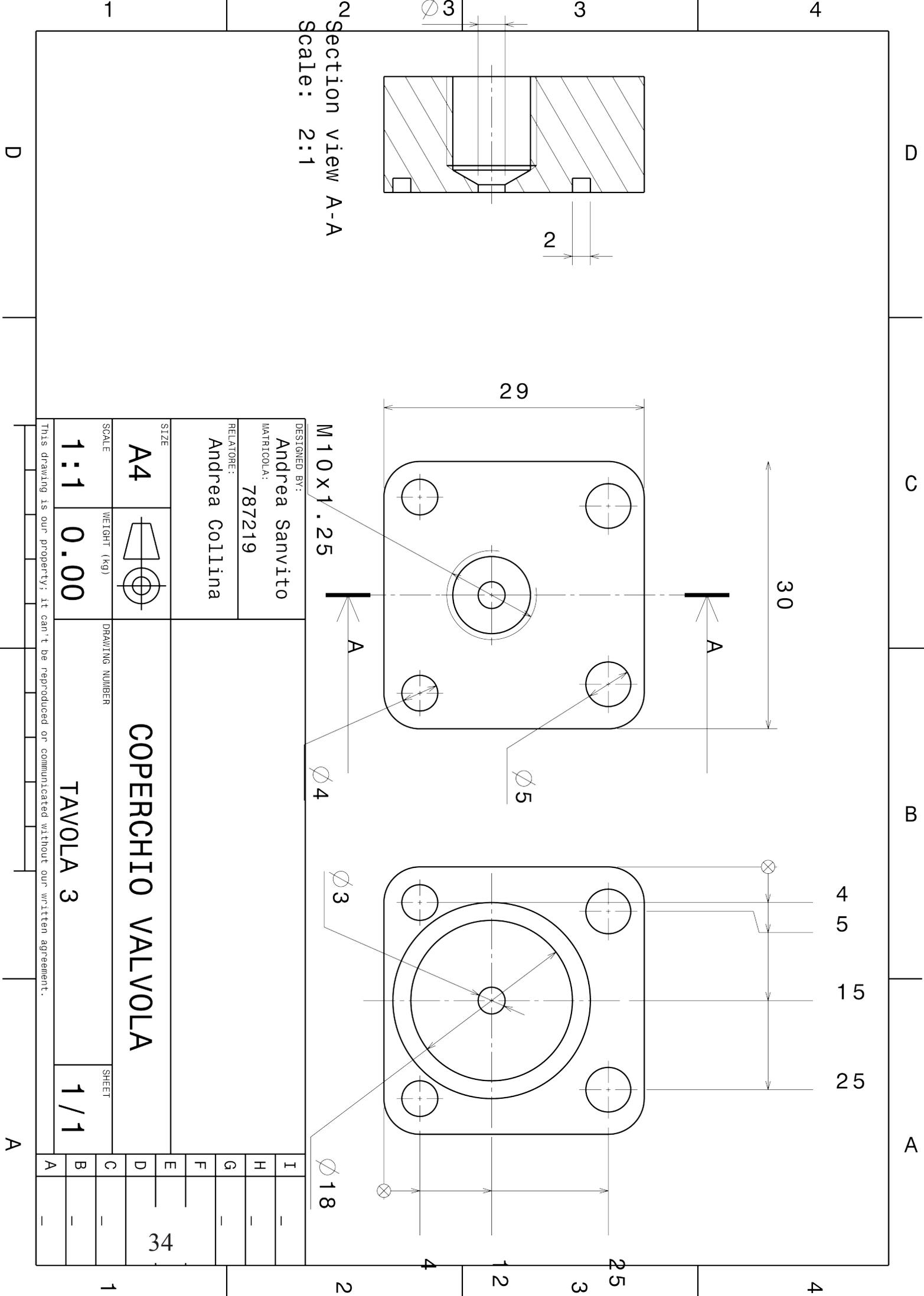
TAVOLA 3

SHEET

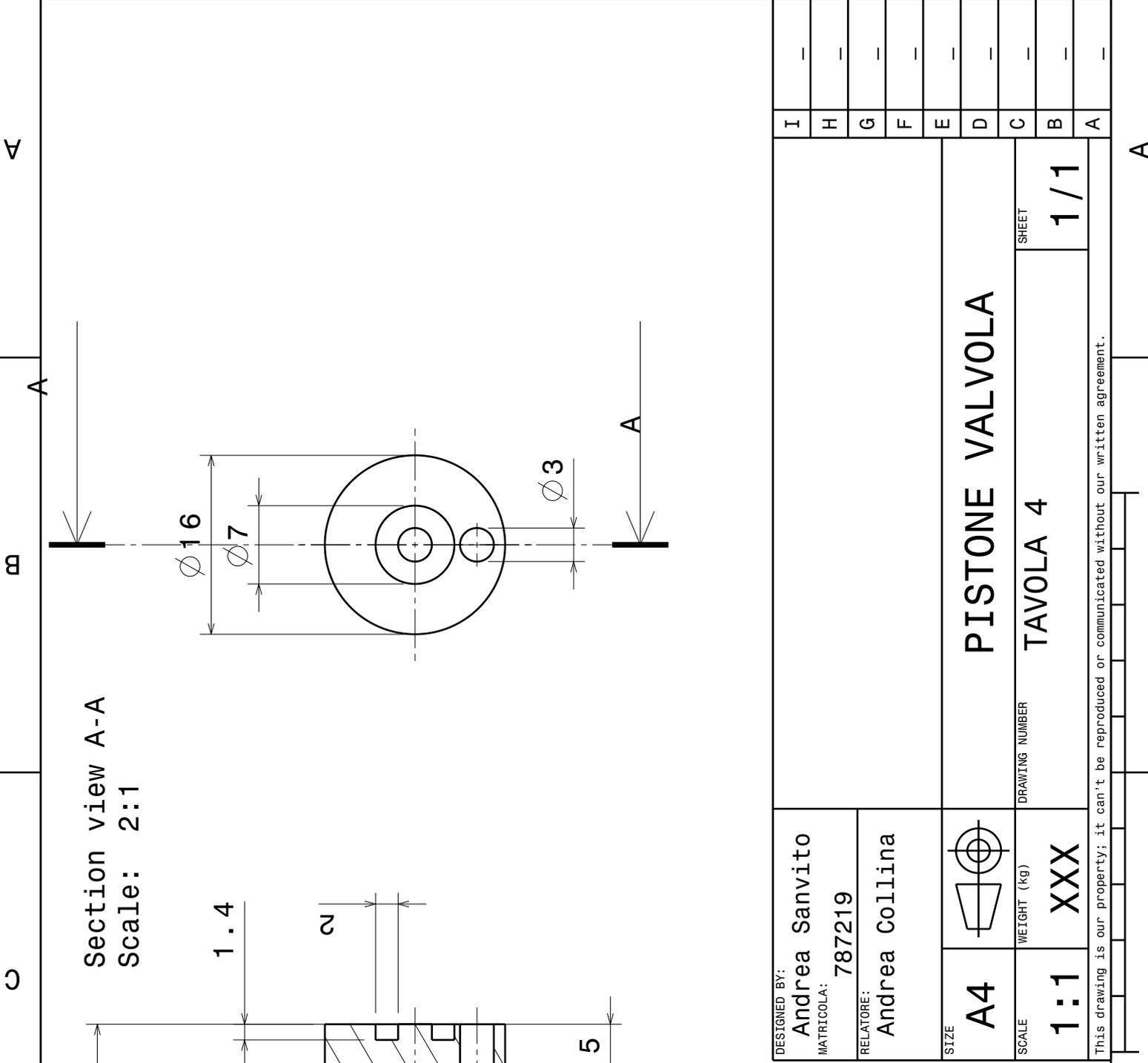
1 / 1

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

34



4 3 2 1



DESIGNED BY: Andrea Sanvito			SIZE A4	WEIGHT (kg) XXX	DRAWING NUMBER TAVOLA 4	SHEET 1/1
MATRICOLA: 787219 RELATORE: Andrea Collina						
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.						

4 3 2 1

3.1.2 Valvola or lamellare

La seconda valvola che è stata realizzata è sempre una valvola di tipo OR è il cui funzionamento è simile a quello della valvola a cilindro di cui si è parlato prima, ovvero presenta due ingressi ed un uscita e una sistema di regolazione che interviene nel momento in cui da uno dei due ingressi arriva una pressione e va a chiudere l'altro ingresso.

La differenza sta nel sistema usato per compiere questa funzione, mentre nel caso precedente si è utilizzato un cilindro mobile, in questo caso si è provato ad inserire una lamella deformabile, che funziona secondo lo schema rappresentato in figura 3.2:

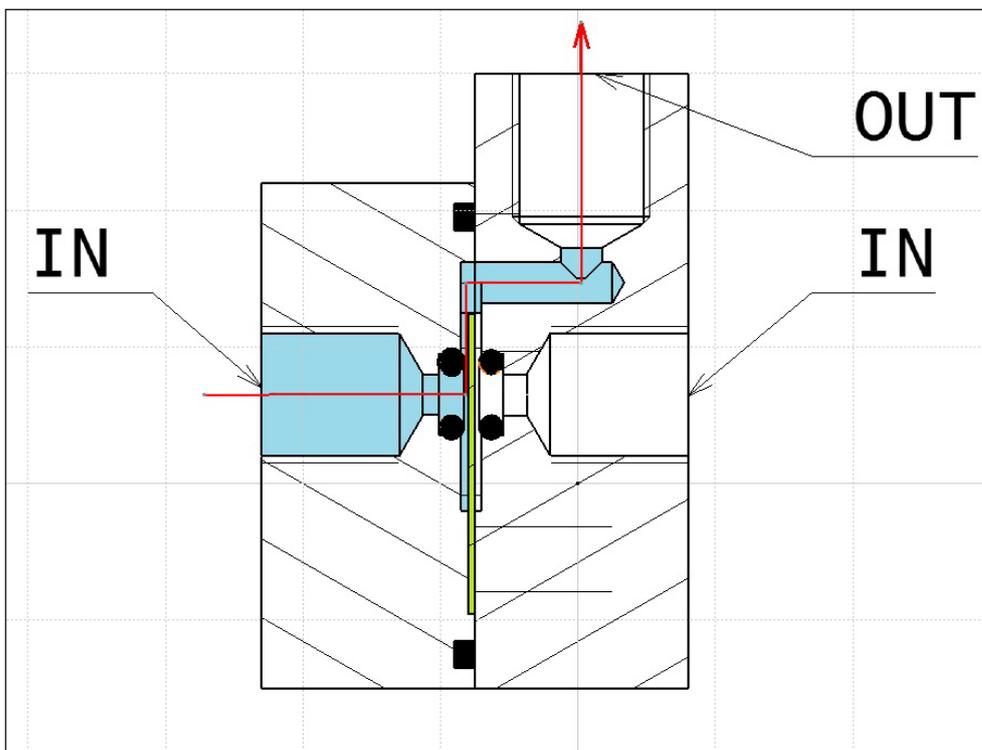


Figura 3.2: Schema valvola a lamella

La lamella evidenziata in verde è incastrata all'estremità inferiore ed è libera all'altra in maniera tale da potersi deformare. La deformata ideale fintanto che non si ha contatto nella parte superiore è quella tipica di una mensola incastrata ad un estremo. Il principio di funzionamento di questa valvola si basa sull'idea che nel momento in cui uno dei due ingressi invii una pressione questa faccia deformare la lamella

premendola contro l'anello di tenuta sull'altro ingresso chiudendolo e quindi facendo in modo che l'olio in pressione vada tutto verso l'uscita seguendo il percorso evidenziato in rosso.

Per questo tipo di valvola bisogna porre particolare attenzione alla lamella, ovvero alla scelta del materiale e dello spessore. Per quanto riguarda il materiale si è voluto provare sia a realizzarla in fibra di carbonio (ispirandosi alle tipiche valvole lamellari dei motori a due tempi), sia ricavarla da delle lamiere di acciaio armonico, ovvero con una legge sforzo deformazione tale da minimizzare il più possibile la deformazione residua (che sarebbe fonte di squilibrio della valvola e quindi malfunzionamenti).

Per il materiale composito gli spessori a disposizione sono di 0,5mm e 0,35mm per l'acciaio invece la gamma di lamiere disponibili è maggiore e va da 0,7mm fino a 0,1 mm con step di 0,1mm.

Sono state effettuate delle simulazione FEM per capire che tipo di deformata assumesse la lamella al variare del materiale e dello spessore scelto per una pressione distribuita costante di 10 bar.

Per entrambi gli spessori di fibra di carbonio e per le lamiere di acciaio che andavano da 0,7mm fino a 0,3mm compresa quest'ultima la deformata si è sempre presentata come quella di una mensola incastrata:

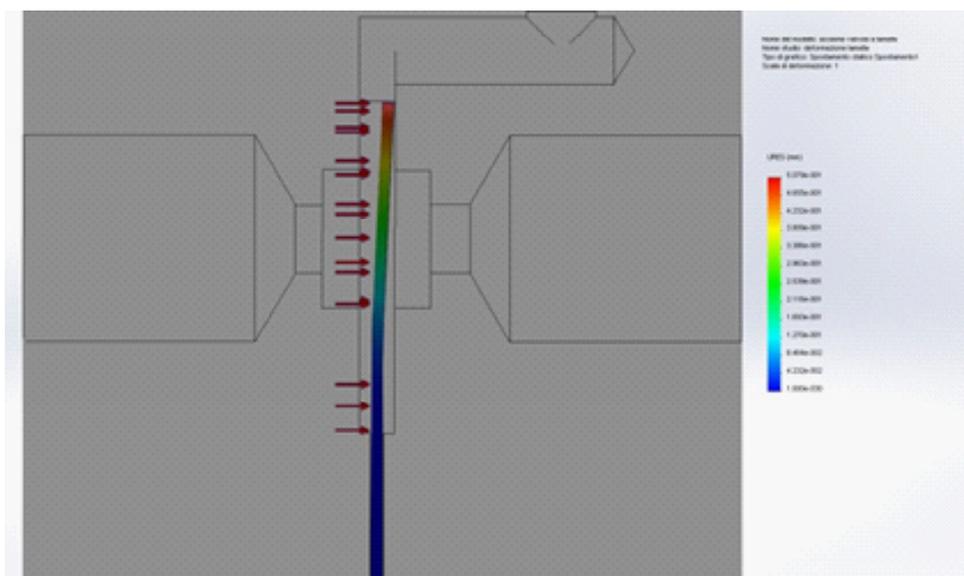


Figura 3.3: Analisi FEM lamella 0,5mm

Come si nota dalla figura 3.3 la deformata nella zona dell'anello di tenuta non è sufficiente per chiudere il secondo ingresso, perciò da questa analisi abbiamo potuto scartare il materiale composito e le lamiere di acciaio con spessori più elevati.

I due spessori più sottili dell'acciaio invece presentavano una deformata diversa (figura 3.4) poiché la maggiore cedevolezza porta la lamella ad assumere una configurazione di vincolo diversa nel momento in cui la parte superiore va in appoggio sulla parete.

Questa deformata (figura 3.4) particolare è adatta per la funzione che si vuole far svolgere alla lamella, perciò si è deciso di realizzare un prototipo di questa valvola, con la lamella in acciaio spessore 0,1mm.

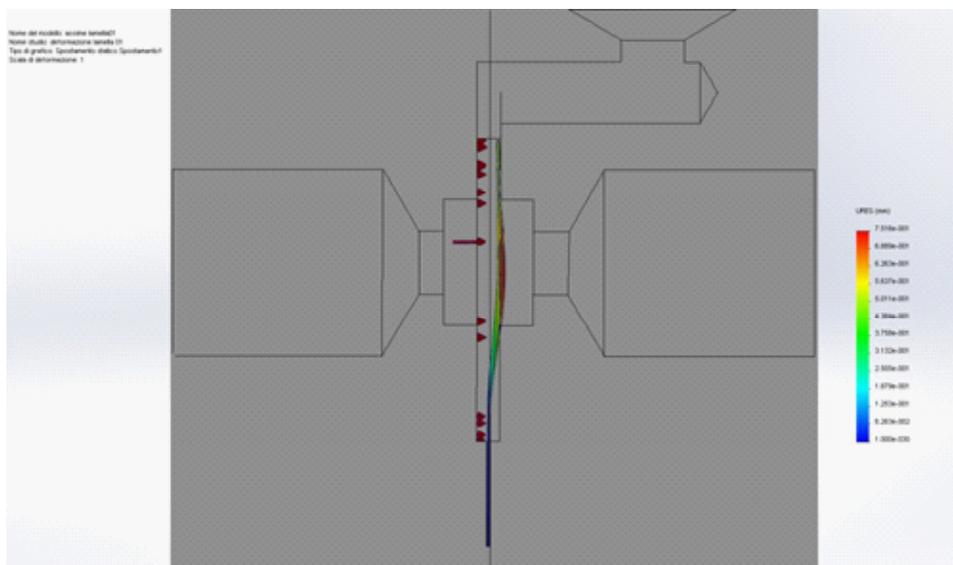


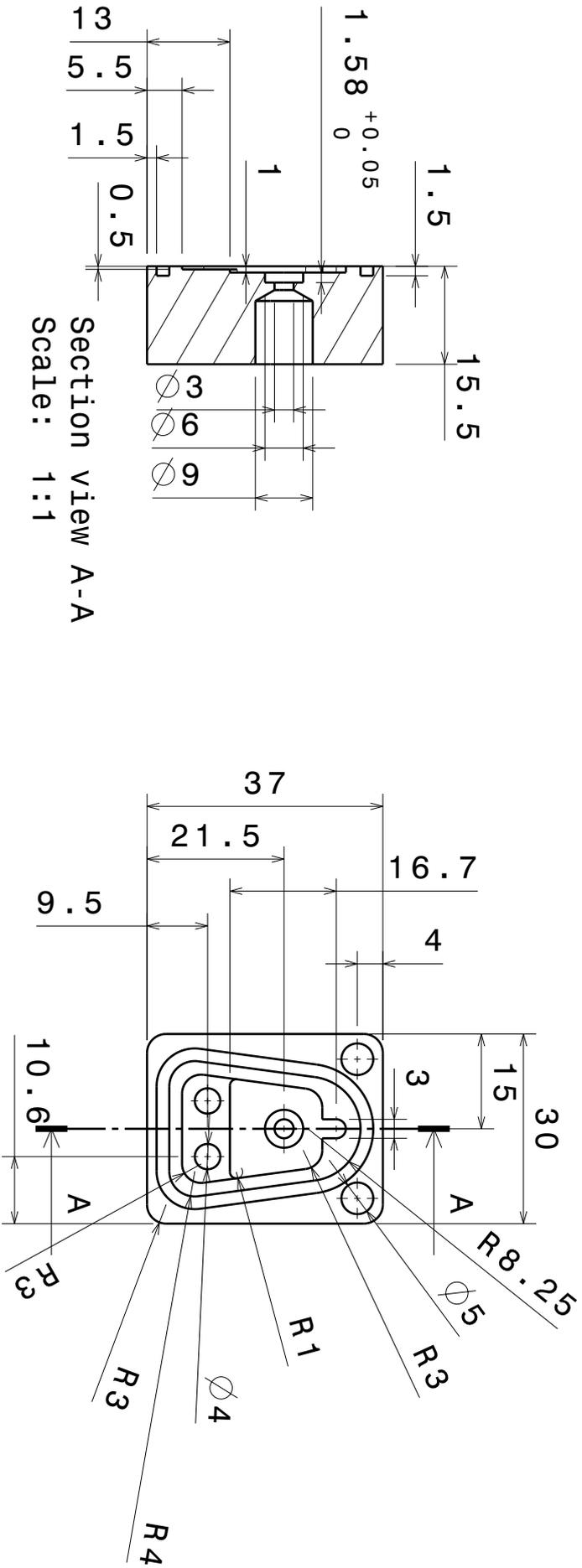
Figura 3.4: Analisi FEM 0,1mm

Dopo aver realizzato la valvola si è passati alle prove sperimentali, utilizzando lo stesso macchinario descritto nel capitolo 3.1.1 è stata sottoposta la valvola ad una pressione proveniente da uno degli ingressi, i primi risultati hanno mostrato l'efficacia della valvola; i primi problemi sono sorti nel momento in cui le pressioni di prova hanno superato i 30 bar, sopra quel valore di pressione il funzionamento della valvola si è dimostrato inefficace. Nel momento in cui è stata controllata si è verificato che la lamella aveva ceduto, ovvero si era creato un piccolo foro al centro. La causa di questo cedimento è da imputare al fatto che, a differenza della simulazione FEM in cui consideravamo una pressione distribuita su tutta la superficie della lamella, nella realtà la macchina invia un impulso di pressione che viene trasmesso alla lamella da un

foro d'ingresso di diametro 3mm e prima che la pressione si distribuisca uniformemente sulla superficie della lamella si ha un certo intervallo di tempo in cui il picco di pressione è in corrispondenza della zona d'ingresso, questo comporta un'elevata pressione specifica che conduce al cedimento della lamella di spessore 0,1mm.

Bisogna notare che negli impianti frenanti per motociclette difficilmente le pressioni in gioco superano i 15 bar, tuttavia la normativa impone la verifica dei componenti a valori molto più elevati generalmente attorno ai 70 bar, perciò la valvola a lamella benché funzionante è stata scartata poiché non conforme alla normativa.

È stato realizzato perciò un prototipo con lamella di spessore 0,2 mm, questa tuttavia è stata scartata perché presentava problemi di ritardo nella risposta simili a quelli presentati dalla valvola a cilindro.



Section view A-A
Scale: 1:1

DESIGNED BY:
Andrea Sanvito
MATICOLA:
787219
RELATORE:
Andrea Collina

SIZE
A4
SCALE
1:1
WEIGHT (kg)
XXX

DRAWING NUMBER

SEMISCATOLA 2

TAVOLA 6

SHEET
1/1

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

D

C

B

A

0.5

7.77°

21.9

∅4

R3

R3

8.43

43

4

3

2

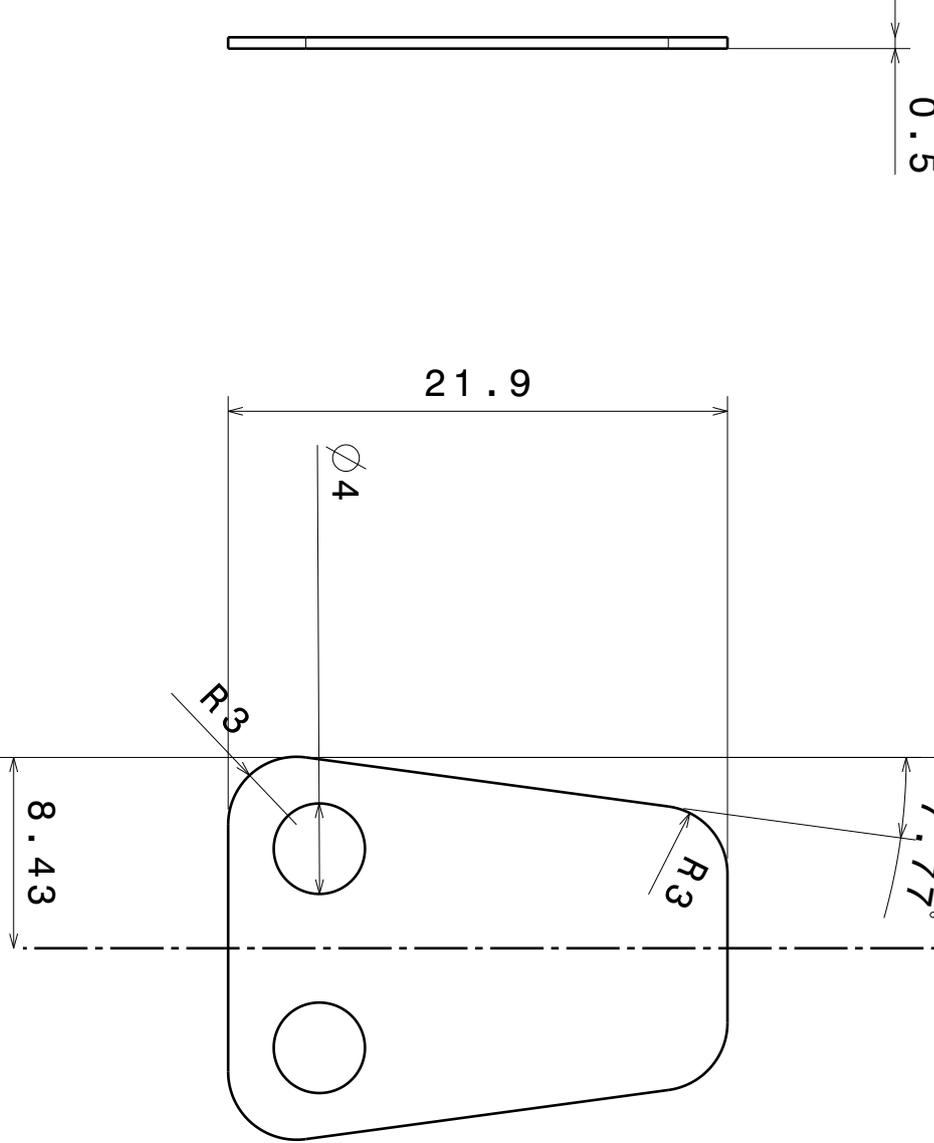
1

4

3

2

1



DESIGNED BY:

Andrea Sanvito

MATRICOLA:

787219

RELATORE:

Andrea Collina

SIZE

A4



SCALE

1:1

XXX

DRAWING NUMBER

TAVOLA 8

LAMELLA 0.5mm

SHEET

1/1

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

D

A

3.2 Pompa posteriore a due ingressi

Dopo i risultati poco soddisfacenti ottenuti con la realizzazione delle due valvole di distribuzione, si è scelto di tentare una strada differente, ovvero si è pensato di ricostruire completamente la pompa freno posteriore a pedale creando la possibilità di mandare in pressione il circuito frenante con il comando a mano inserendosi direttamente nella pompa a pedale.

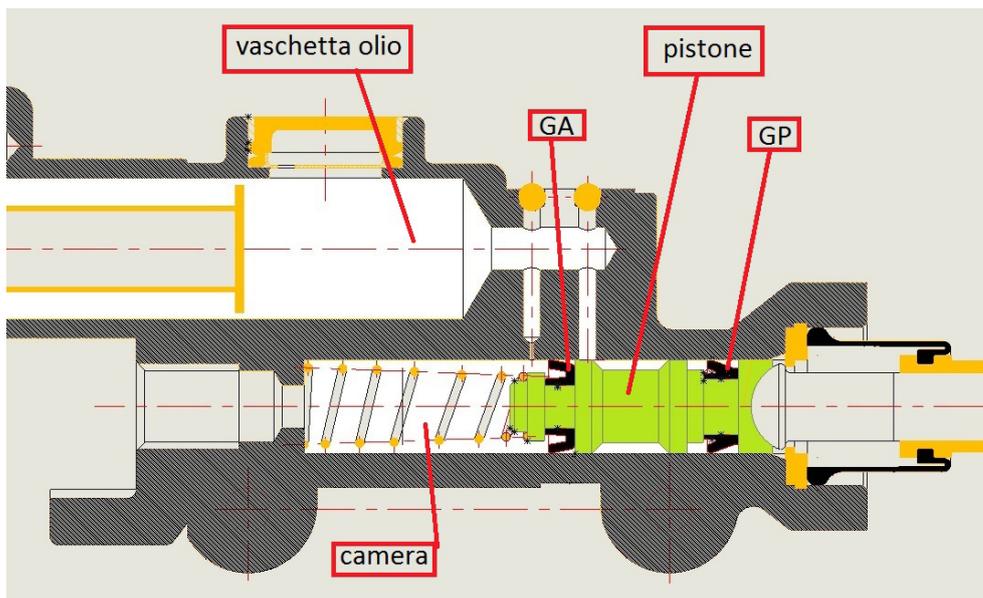


Figura 3.5: Schema pompa posteriore tradizionale

Per poter esporre chiaramente come si è scelto di realizzare la nuova pompa a pedale ed il suo funzionamento è opportuno prima esporre almeno in maniera sintetica come è strutturata una pompa standard.

In figura 3.5 è rappresentata una pompa freno posteriore tradizionale in sezione, sono evidenziati gli elementi principali, i due gommini GA e GP, il pistone idraulico, la camera di lavoro e la vaschetta serbatoio dell'olio. Per prima cosa bisogna precisare che i due gommini sono di tipo diverso, l'anello GA è una tenuta monodirezionale, ovvero esso è in grado di resistere ad una pressione presente nella camera di lavoro quando il pistone compie una corsa verso sinistra, mentre quando il pistone ritorna verso destra questo gommino si chiude su se stesso (funzionamento simile alle valvole a coda di rondine) per consentire la ricarica dell'olio necessario a coprire il consumo delle pastiglie durante la frenata.

Il gommino GP invece è una tenuta bidirezionale, ovvero svolge una doppia funzione deve garantire che quando il pistone compie la sua corsa verso sinistra l'olio che dalla vaschetta fluisce nella camera in zona pistone attraverso i due canali che si notano in figura non trafile all'esterno, e allo stesso tempo deve impedire a qualsiasi impurità di penetrare all'interno del sistema(l'aria stessa si può considerare un impurità).

Il funzionamento della pompa è in realtà molto semplice, tramite un azionamento meccanico esterno il pistone viene spinto verso sinistra e dal momento in cui il labbro del gommino GA passa oltre il canale di carico olio, che mette in comunicazione vaschetta e camera di lavoro, il sistema idraulico diventerà un sistema chiuso quindi maggiore sarà la corsa che il pistone compirà dopo il punto indicato maggiore sarà la pressione che si genererà all'interno dell'impianto, trasformandosi in forza frenante attraverso la pinza.

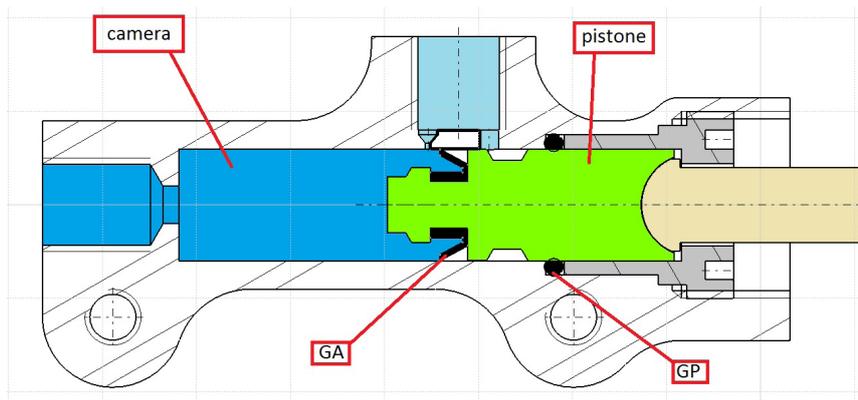


Figura 3.6: Schema pompa posteriore

Dopo questa breve spiegazione possiamo illustrare come è stata pensata e realizzata la nuova pompa a pedale (figura 3.6), e giustificare alcune scelte tecniche confrontandone il funzionamento con un impianto standard.

Dalla vista in sezione rappresentata in figura 3.6 la prima differenza che si nota è che la nuova pompa non presenta una vaschetta, questo è dovuto al fatto che nella zona colorata sarà il punto di ingresso della pompa comandata a mano; ponendo l'ingresso in questa posizione si ha che il circuito idraulico diventa comunicante e quindi si sfrutta

la vaschetta della pompa a mano come serbatoio di olio per l'intero impianto. Questo collegamento fa sì che nel momento in cui il pistone della pompa a pedale si trova in posizione neutra, ovvero quella rappresentata in figura, se si aziona la pompa a mano la situazione sarà del tipo rappresentato nella figura 3.7, l'olio in pressione passerà dal canale che precedentemente metteva in comunicazione la vaschetta con la camera, creando pressione anche nella camera di lavoro della pompa a pedale e trasmettendola alla pinza generando la forza frenante.

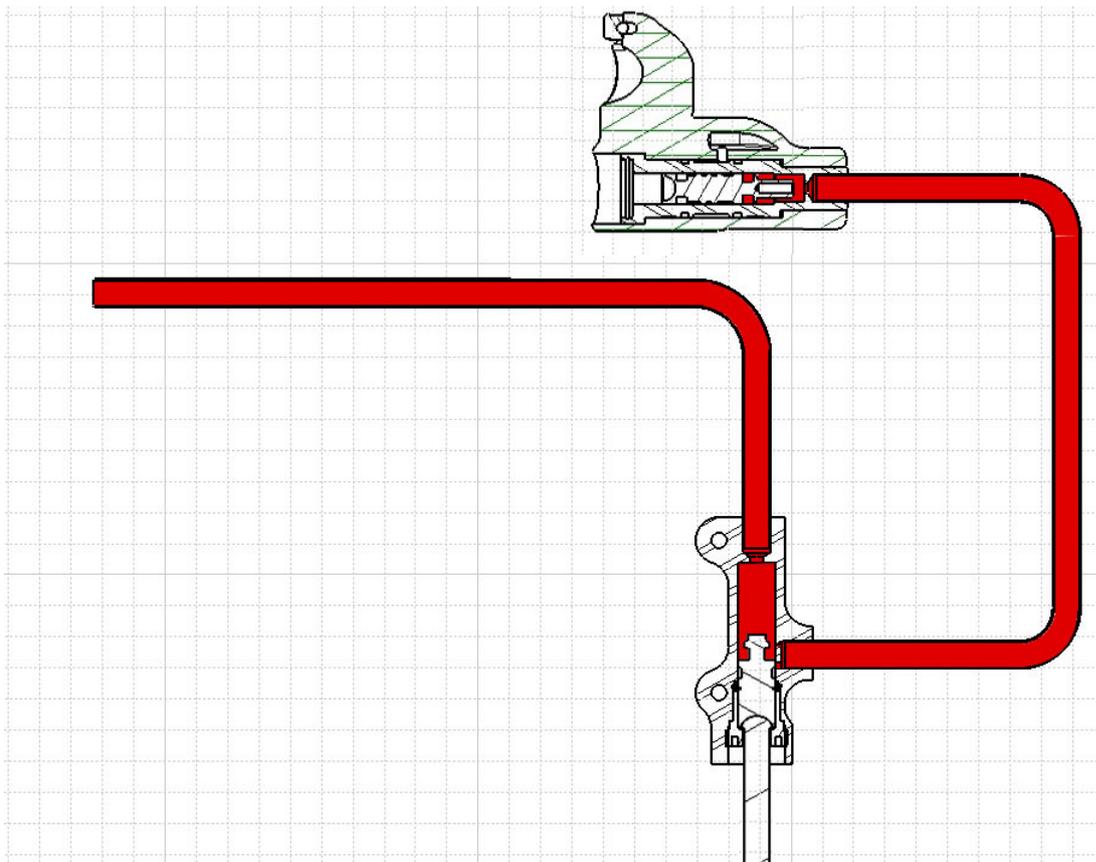


Figura 3.7: configurazione impianto durante frenata a pollice

La pressione in camera di lavoro inoltre fungerà da blocco per il pistone, in quanto si scarica sul gommino GA (che è dello stesso tipo di quello di una pompa tradizionale) dal lato in cui questo è in grado di reggere il carico, bloccando il pistone si impedisce che l'azionamento del pedale disturbi il funzionamento della pompa a mano.

Se osserviamo il gommino posteriore GP nella versione della pompa a pedale, rappresentata in figura 3.6, è costituito di un OR tondo che a differenza delle pompe tradizionali non è solidale con il pistone, ma è inserito in una sede sul corpo pompa.

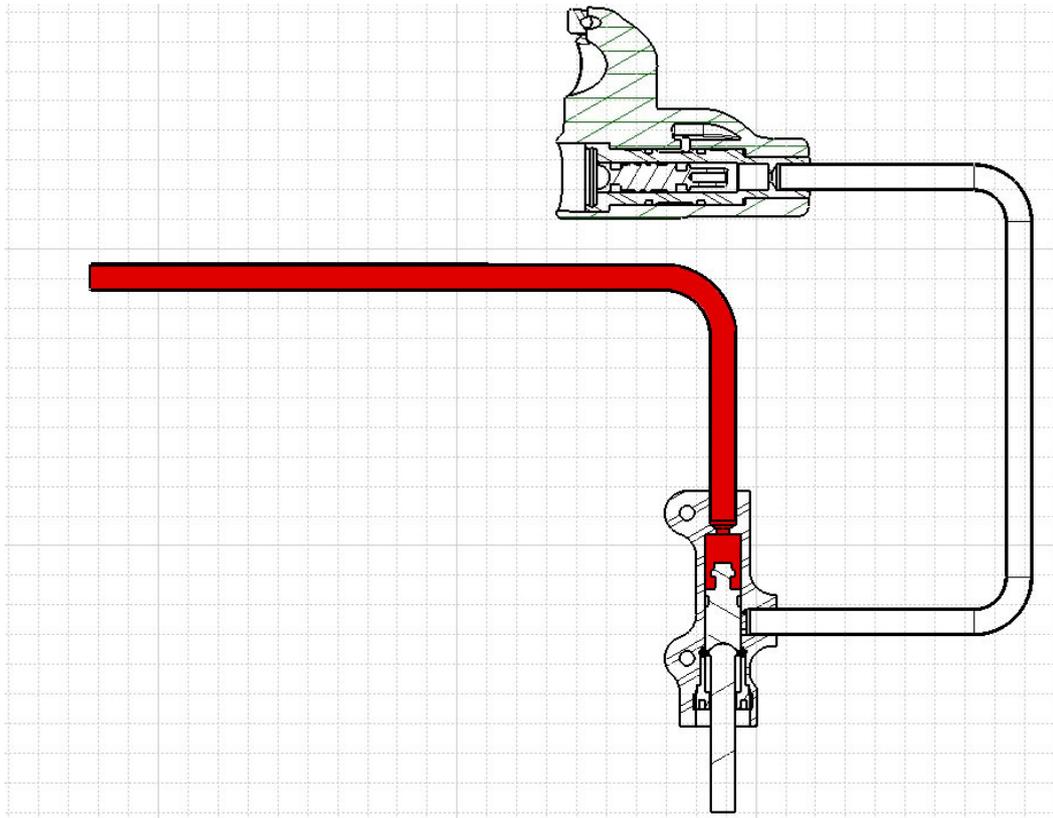


Figura 3.8: configurazione impianto durante frenata a pedale

Azionando il pedale il pistone viene spostato verso sinistra (seguendo il riferimento alla figura 3.6) e nel momento in cui il gommino GA oltrepassa il foro di carico olio l'impianto andrà in pressione ed avrà inizio la frenata, se in questa configurazione (rappresentata in figura 3.8) si azionasse la pompa a pollice la pressione generata che dovrebbe passare attraverso i fori di carico olio non può raggiungere la camera di lavoro, ma genererà una pressione nell'intercapedine presente tra le tenute GA e GP; sul lato di GA non vi sono problemi essendo presente una pressione nella camera di lavoro il gommino non cederà alla pressione dell'intercapedine. Più complesso è invece ciò che accade dal lato del gommino GP, ovvero nel momento in cui nell'intercapedine si genera una pressione anche sul gommino GP viene esercitata una spinta, se il pistone fosse identico a quello di un impianto tradizionale in cui il

gommino GP è solidale al pistone stesso questa spinta diventa una forza che tende a spingere il pistone nella direzione opposta a quella di lavoro creando quindi una caduta della pressione nella camera superiore e quindi un rilascio della frenata, perciò è stata fatta la scelta di modificare la concezione della pompa tradizionale e spostare il gommino GP rendendolo solidale al corpo pompa così da fare in modo che la spinta, generata da un eventuale pressione che si crea nell'intercapedine in seguito ad un azionamento dell'impianto a mano, si scarichi sul corpo pompa e non sul pistone garantendo la continuità della frenata.

Un altro vantaggio di questa configurazione lo si trova nella continuità della frenata passando da un impianto all'altro; non è raro infatti che il pilota utilizzi il freno a pedale nella fase iniziale della frenata per poi passare all'utilizzo dell'impianto a pollice per gestire la percorrenza di curva, con questo tipo di pompa a pedale il pilota può iniziare a generare pressione frenante con l'impianto a pollice mentre sta ancora utilizzando il pedale, nel momento in cui il pedale verrà rilasciato il pistone tenderà a tornare nella sua posizione di riposo, ma essendo presente una pressione alle spalle del gommino GA, questa diventerà istantaneamente la pressione presente nell'impianto frenante, garantendo la continuità della frenata.

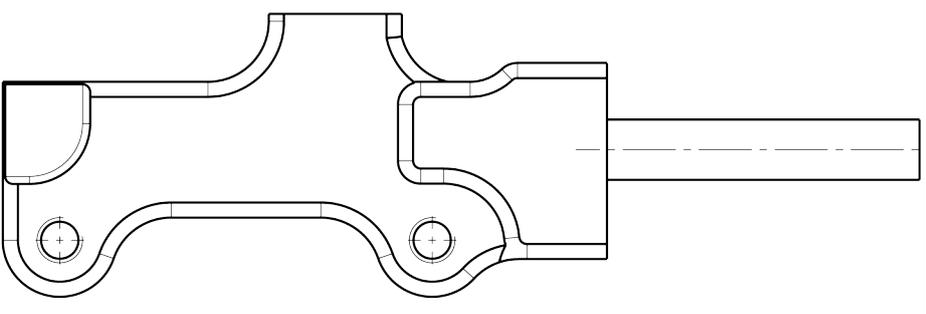


Foto 10: Prototipo pompa a pedale in lavorazione

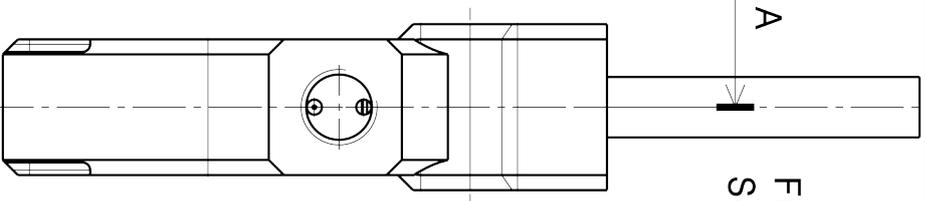
Dopo aver realizzato un prototipo della pompa appena descritta (foto 10) è stata sottoposta agli stessi test a cui erano stati sottoposte le valvole esposte nei paragrafi precedenti, i risultati sono stati a dir poco incoraggianti. Per prima cosa bisogna far notare che la pompa non presenta cedimenti strutturali a nessun livello di pressione, il che la rende conforme alle normative. Poi si è effettuato il test sulla velocità di risposta e si è verificato che la risposta del sistema è praticamente istantanea ovvero nel momento in cui viene azionato uno dei due attuatori, pedale o leva a pollice, l'altro viene escluso immediatamente senza ritardi o flussi inversi.



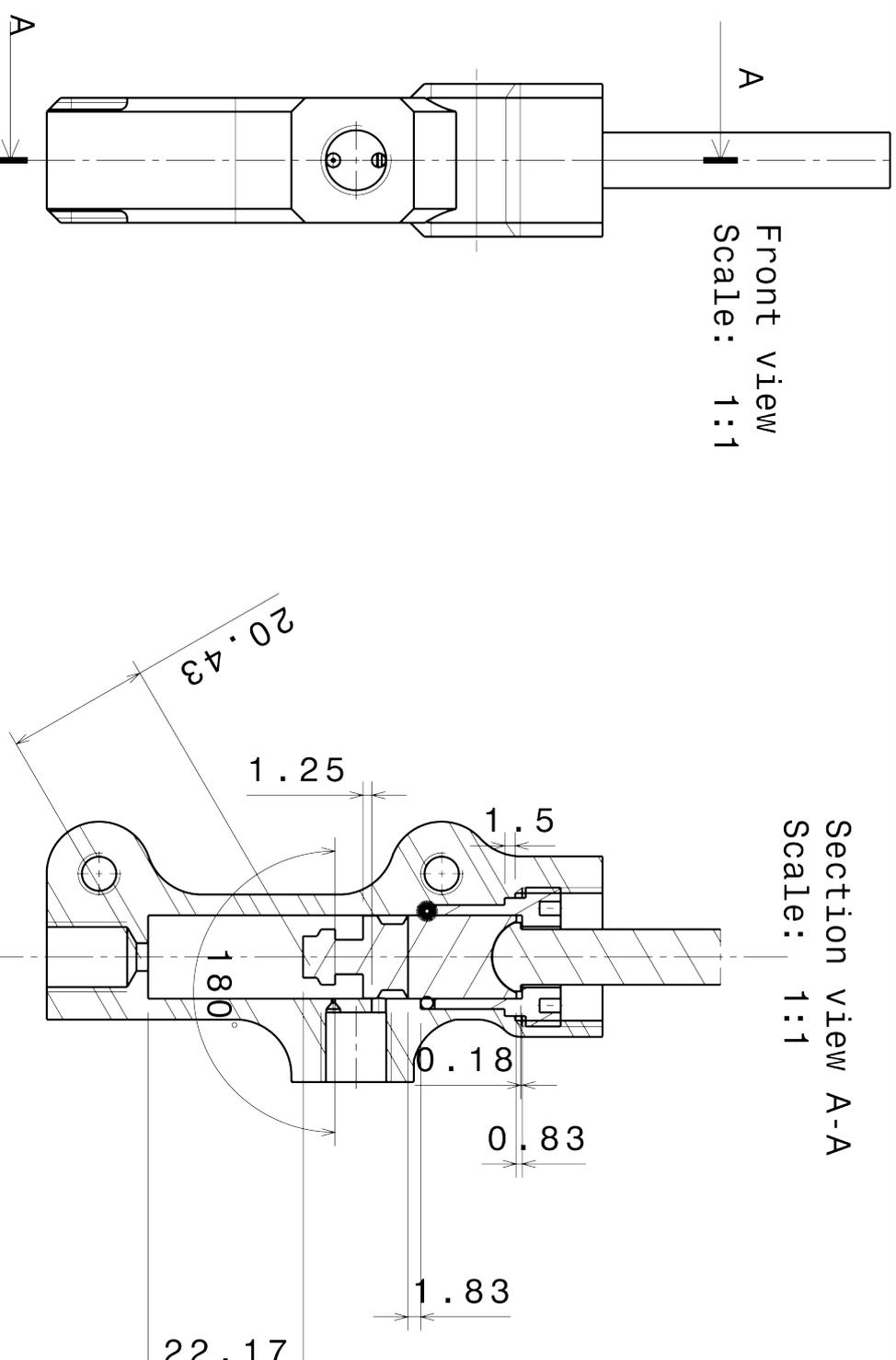
Foto 11: Prototipo pompa a pedale montato sul veicolo



Right view
Scale: 1:1



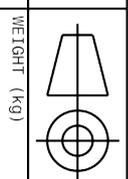
Front view
Scale: 1:1



Section view A-A
Scale: 1:1

DESIGNED BY:
Andrea Sanvito
MATICOLA:
787219
RELATORE:
Andrea Collina

SIZE
A4
SCALE
1:1



WEIGHT (kg)
0.00

DRAWING NUMBER

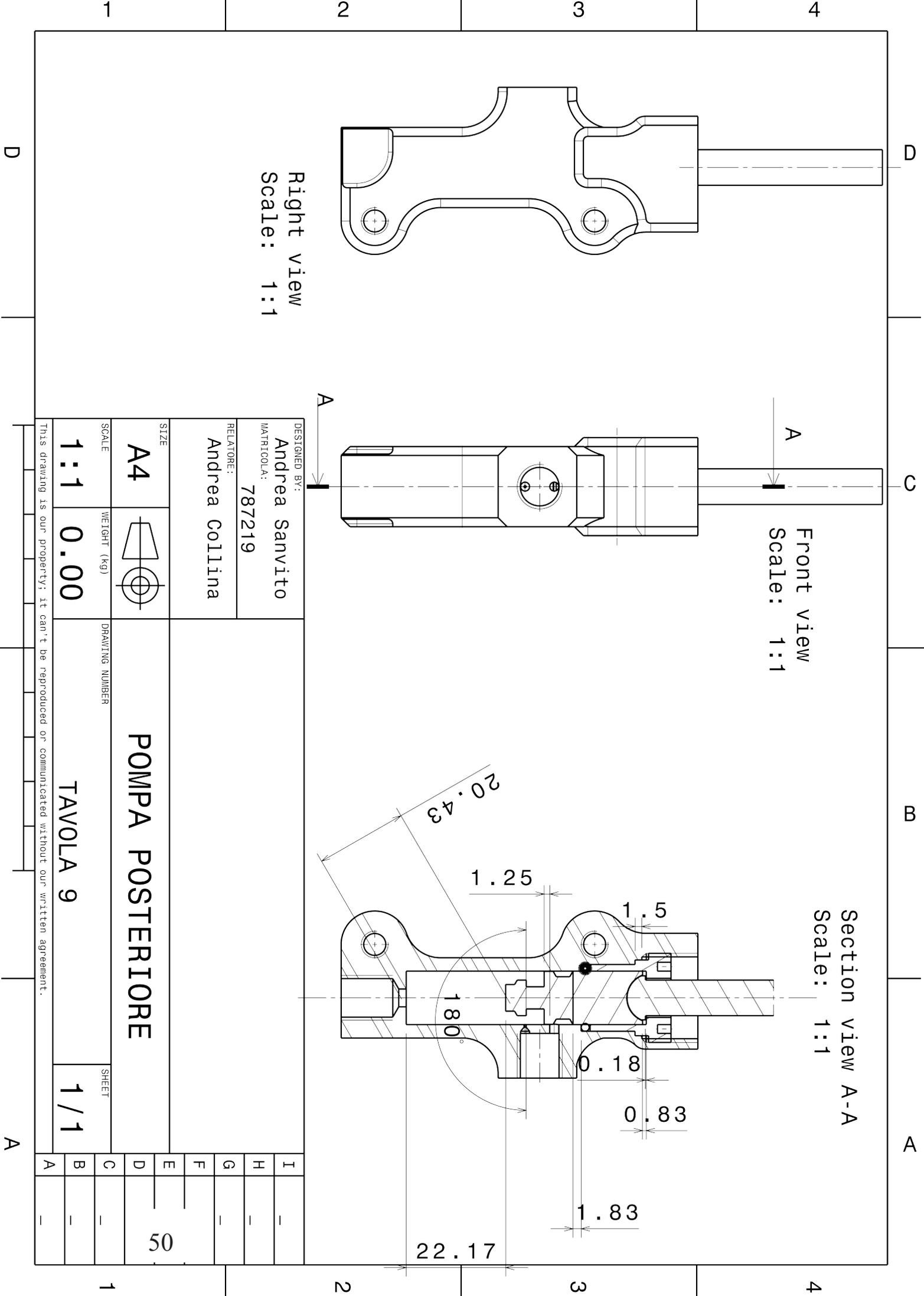
POMPA POSTERIORE

TAVOLA 9

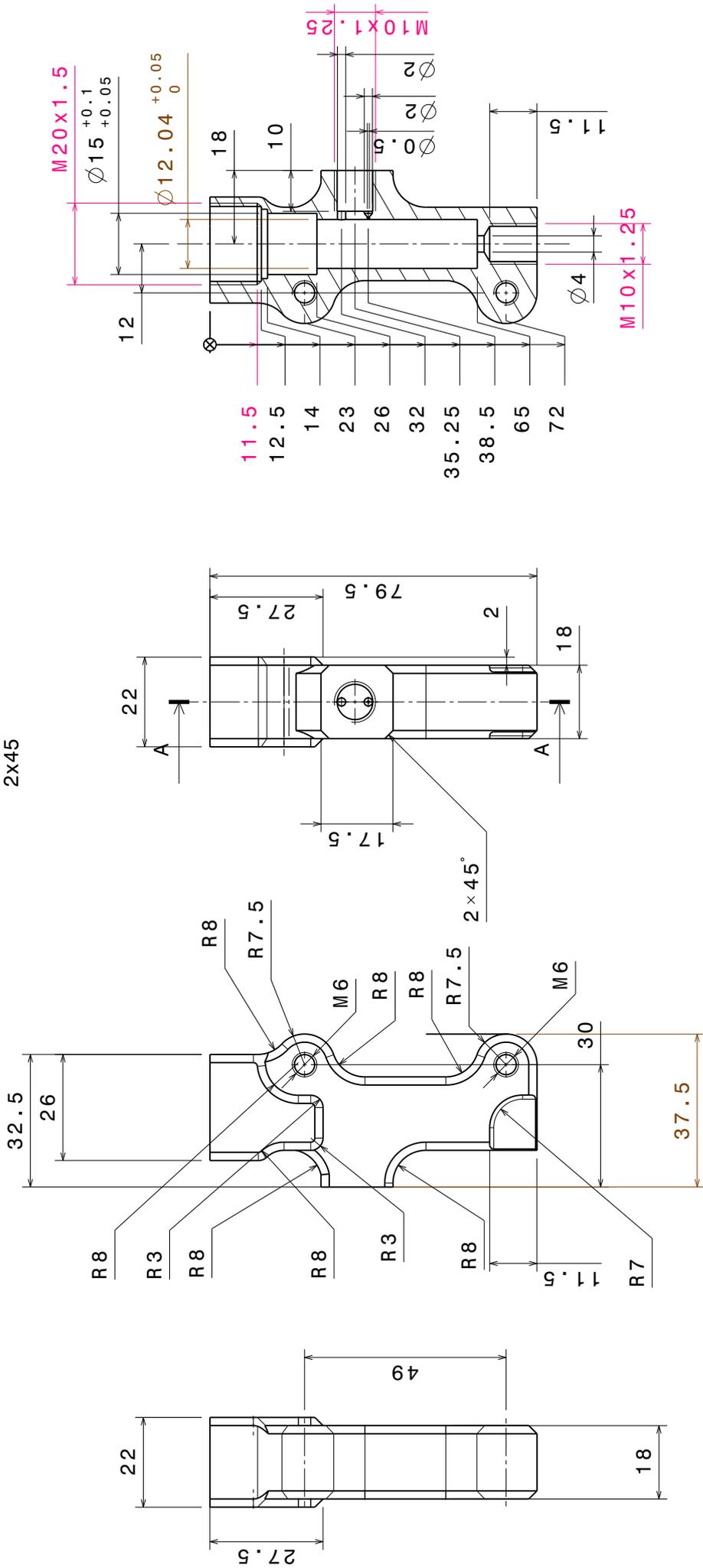
SHEET
1 / 1

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	-
H	-
G	-
F	-
E	50
D	-
C	-
B	-
A	-



smussi non quotati
2x45



Section view A-A
Scale: 1:1

DESIGNED BY: Andrea Sanvito		POMPA A PEDALE TAVOLA 10	SHEET 1/1
MATRICOLA: 787219			
RELATORE: Andrea Collina			
SIZE A3	WEIGHT (kg) 0.00	DRAWING NUMBER	
SCALE 1:1			
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.			

D

C

B

A

4

4

3

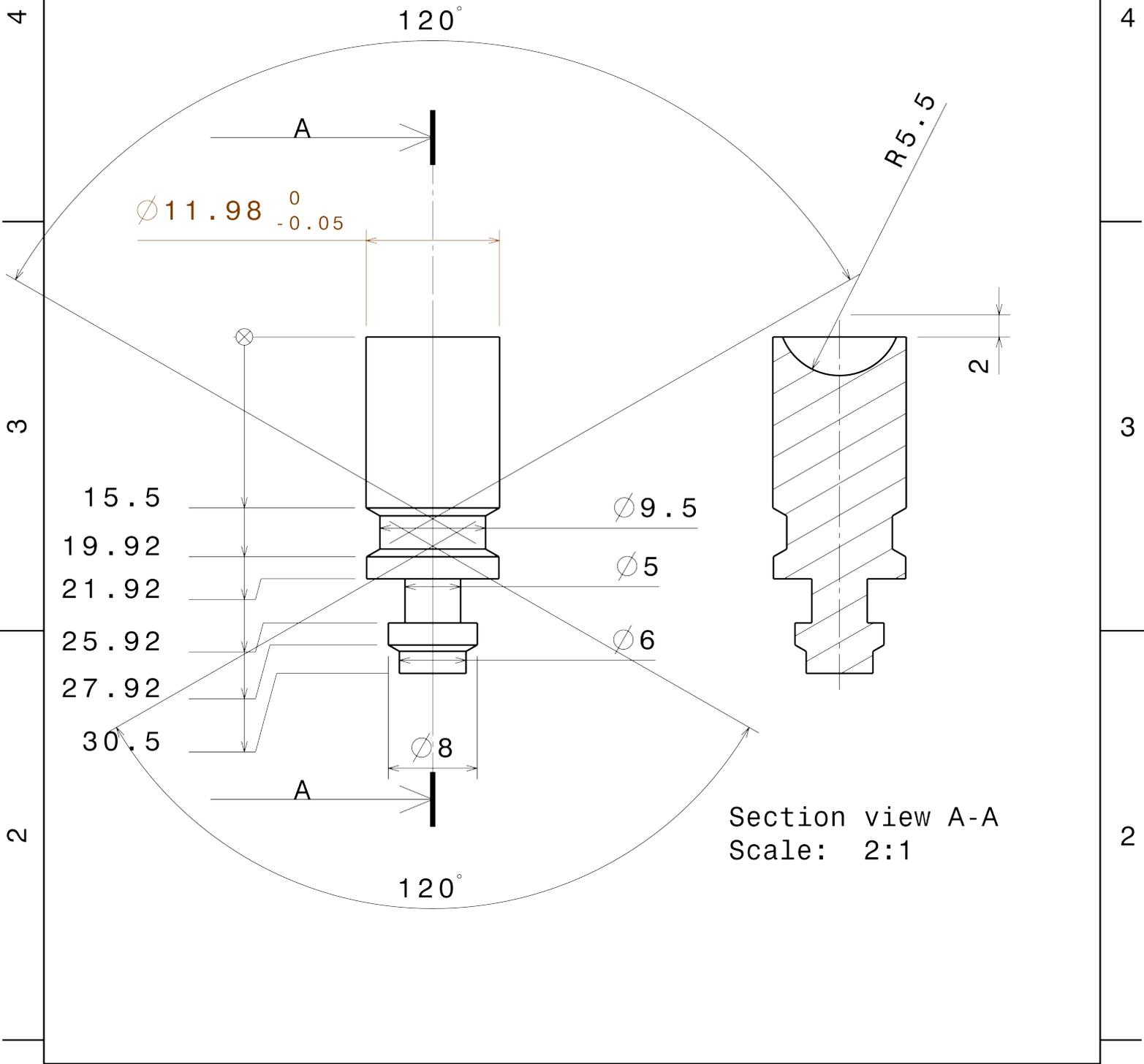
3

2

2

1

1

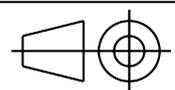


Section view A-A
Scale: 2:1

DESIGNED BY:
Andrea Sanvito
MATICOLA:
787219

RELATORE:
Andrea Collina

SIZE
A4



PISTONE SINGOLO OR

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
52

DRAWING NUMBER
TAVOLA 11

SHEET
1/1

This drawing is ; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

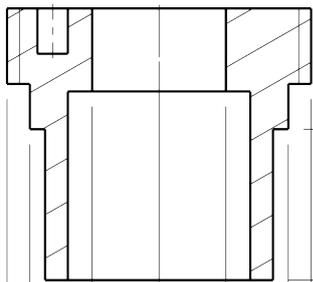
C

B

A

Section view A-A
Scale: 2:1

Ø2



5

8

18

Ø8.8

Ø12.04 ^{+0.05}/₀

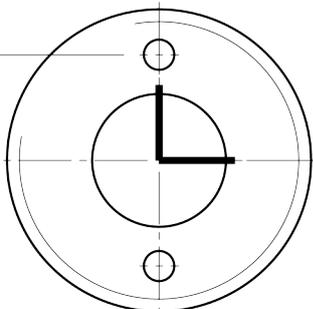
Ø15 ^{-0.1}/_{-0.2}

Ø17

M20x1.5

A

7



A

DESIGNED BY:

Andrea Sanvito

MATRICOLA:

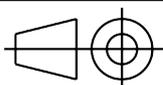
787219

RELATORE:

Andrea Collina

SIZE

A4



GHIERA CHIUSURA

SCALE

1:1

WEIGHT (kg)

0.00

DRAWING NUMBER

TAVOLA 12

SHEET

1 / 1
53

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

Capitolo 4: Dimensionamento idraulico dell'impianto

Nel seguente capitolo l'obiettivo è quello di determinare i diametri ottimali per i pistoni idraulici delle pompe, sia di quella a manubrio sia di quella a pedale.

Per fare ciò si è resa necessaria la realizzazione di un piccolo software che riceva in ingresso i parametri del sistema e dia come output le risposte del sistema in funzione della forza applicata dal pilota sulla leva e in funzione della corsa compiuta dalla leva stessa.

Queste risposte sono importanti per poter avere, già prima della realizzazione e del test sul campo di un prototipo, un'idea di quello che sarà il feeling percepito dal pilota in termini di prontezza, potenza frenante e modularità dell'impianto.

4.1 Modello matematico

Per prima cosa andremo ad esporre il modello matematico usato per descrivere la dinamica di funzionamento del sistema idraulico.

Iniziamo con la schematizzazione del sistema pompa in particolare quella a pollice.

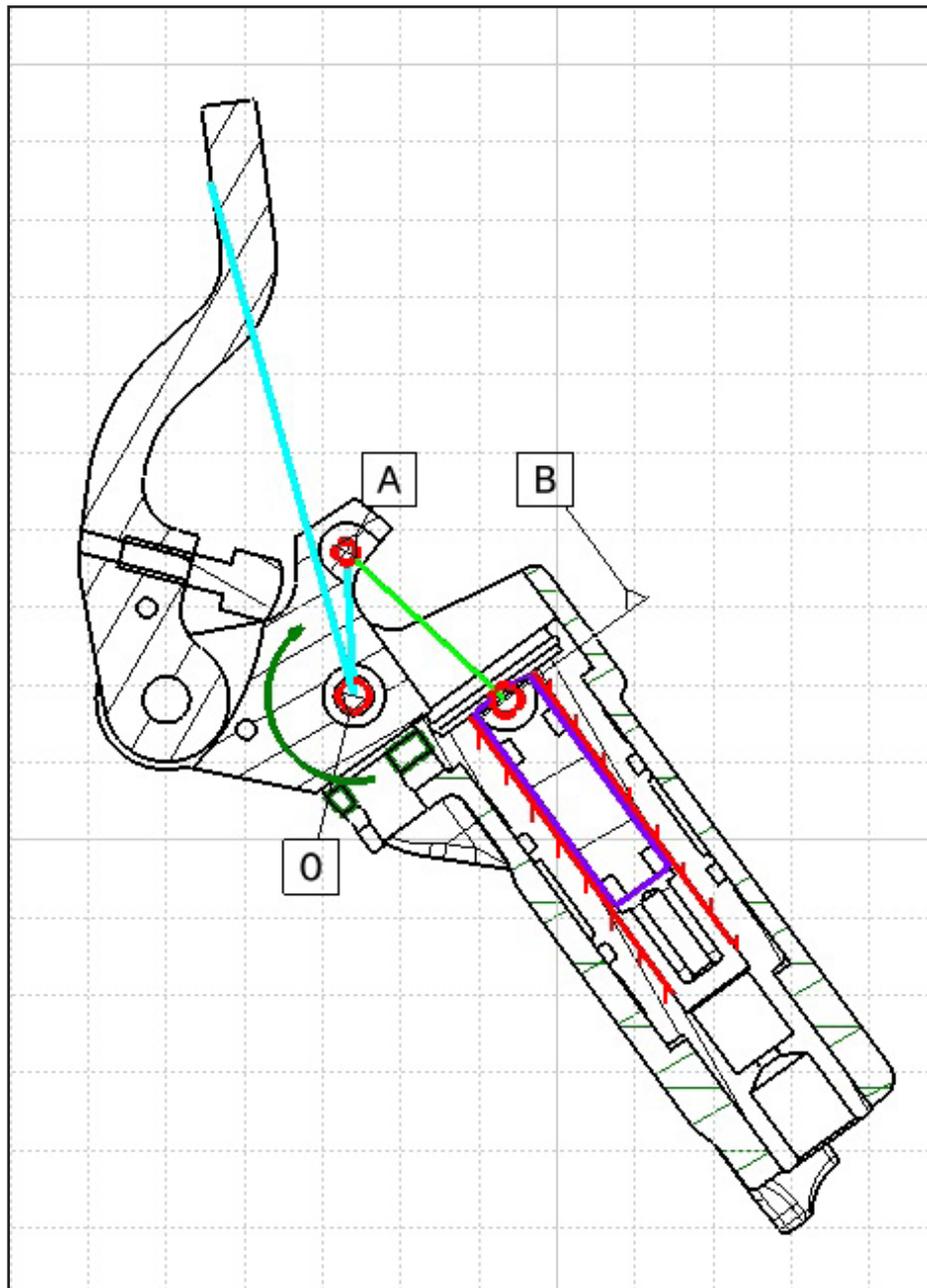


Figura 4.1: Sezione pompa a pollice con schema cinematico

Consideriamo la figura 4.1 possiamo schematizzare la pompa come un pistone che scorre in un corsoio collegato ad un sistema di bielle AB e AO, considerando tutto il corpo esterno come fisso la cerniera in O collega il corpo esterno con la leva, in altre parole la pompa così schematizzata altro non è che un manovellismo ordinario non centrato il cui centro è la cerniera O, la leva su cui il pilota agisce con il dito è rappresentata da un'asta collegata rigidamente alla biella AB.

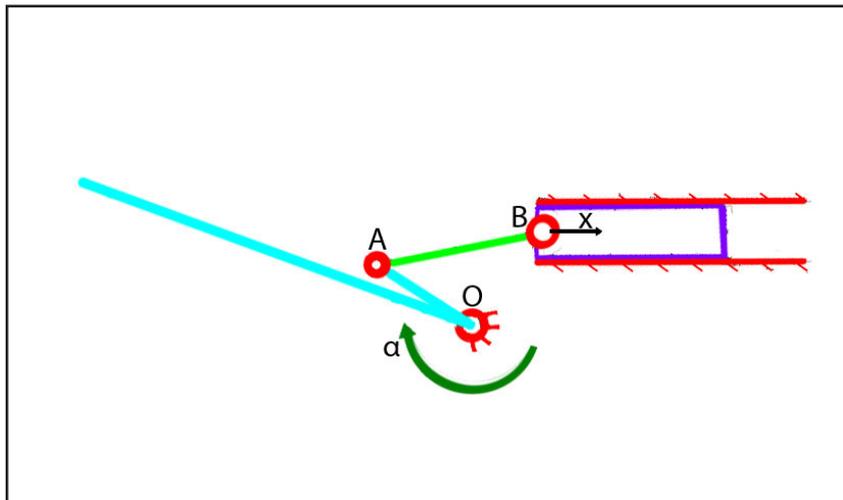


Figura 4.2: Schema cinematico

Il sistema possiede quindi un grado di libertà, che si è scelto essere l'angolo di rotazione della leva "α", rispetto al quale sono note le equazioni di moto per descrivere, sia la posizione del pistone nel corsoio, sia la posizione del punto di applicazione della forza.

Considerando solo lo schema del manovellismo (figura 4.2) possiamo scrivere l'equazione:

$$x = b_1 * \sin \alpha + oss * \cos(\sin^{-1}(\frac{(b_3 - b_1 * \cos \alpha)}{oss}))$$

Equazione 4.1

dove:

- b_1 coincide con la lunghezza della biella AO;
- oss è la lunghezza della biella AB;
- b_3 è la distanza tra la cerniera O e l'asse del corsoio;
- α è l'angolo di rotazione attorno alla cerniera O e rappresenta il

GDL del sistema;

- x è la corsa compiuta dal pistone nel corsoio.

Per quanto riguarda invece la corsa all'estremità della leva (cL), possiamo considerarla anche essa funzione del solo angolo di rotazione una volta fissata la lunghezza della leva stessa che verrà indicata con b_2 :

$$cL = b_2 * \sin(\alpha)$$

Equazione 4.2

Il rapporto tra i bracci b_1 e b_2 e la lunghezza della biella AB giocano un ruolo fondamentale nella trasmissione della forza dalla mano del pilota al circuito idraulico e viceversa, perciò per i primi test si è cercato di mantenere dei valori per questi parametri tipici, per potersi concentrare sull'ottimizzazione della parte idraulica. Nello specifico il rapporto b_2/b_1 sarà circa uguale a 3 con $b_1=18\text{mm}$ e la lunghezza della biella AB sarà di circa 36mm, in seguito nel capitolo 5 verrà spiegato nel dettaglio come la variazione di questo rapporto influenza il comportamento dell'intero impianto.

Per valutare l'impianto bisogna controllare due parametri, il primo è definito come prontezza o reattività dell'impianto, ovvero quanta corsa della leva è necessaria prima che l'impianto comincia a generare una pressione.

Per capire bene il significato di questo parametro è innanzi tutto necessario sapere che quando il freno è scaricato le pastiglie si trovano ad una certa distanza dal disco, che chiameremo "distanza neutra" (dn), nel momento in cui si voglia cominciare una frenata questa distanza neutra deve essere coperta dallo spostamento dei pistoni della pinza, che corrisponde ad un certo volume di olio che deve essere spostato dalla pompa nelle camere della pinza. Questo volume di olio può essere quantificato con la seguente formula:

dove D_{ppi} indica il diametro del pistone i -esimo e dn come già detto

$$V_{olio_{neutro}} = \sum_{i=1}^{n^{\circ}pistoni\ pinza} \frac{D_{ppi}^2 * \pi}{4} * dn$$

Equazione 4.3

prima è la distanza neutra che tipicamente per le pinze flottanti si assume essere compresa in un range tra 0,5mm e 1mm.

Il volume di olio mosso dalla pompa sarà funzione della corsa del pistone

$$dV = \frac{D_p^2 * \pi}{4} * dx$$

Equazione 4.4

- dV è il volume di olio spostato dalla pompa per uno spostamento infinitesimo del pistone dx ;
- D_p è il diametro del pistone della pompa,
- dx è lo spostamento infinitesimo del pistone della pompa per una rotazione infinitesima della leva, ricavabile dal legame dell'equazione 4.1

per quanto indicato nell'equazione 4.2 all'angolo di rotazione della leva α , è possibile correlare la corsa della leva cL , quindi è esprimibile la relazione che determina il volume di olio spostato in funzione della corsa della leva, e quindi si potrà stabilire la prontezza dell'impianto, quanto minore sarà la corsa della leva che servirà a spostare una quantità di olio pari al Volume di olio neutro tanto maggiore sarà la prontezza dell'impianto.

Il secondo parametro è la progressione, definita come l'andamento della pressione generata in funzione della corsa della leva.

Per poter valutare la progressione è necessario ricavare un modello che dia come output la pressione dell'impianto al variare della corsa della leva. tenendo conto di tutte le relazioni espresse in precedenza possiamo ipotizzare un primo modello che consideri l'olio presente nell'impianto come un fluido incomprimibile e che la dinamica delle guarnizioni sia molto più veloce di quella del sistema idraulico, esprimendo quindi la relazione tra pressione e volume della camera di olio nel seguente modo:

$$p * V = k \quad \text{Equazione 4.5}$$

nella quale k rappresenta una costante.

Se facciamo la derivata della pressione rispetto al volume otteniamo la seguente relazione:

$$\frac{dp}{dV} = -k * \frac{1}{V^2}$$

Equazione 4.6

sostituendo la 4.5 nella 4.6 e portando dV a destra dell'uguale otteniamo la seguente relazione:

$$dp = -p * \frac{dV}{V}$$

Equazione 4.7

L'equazione 4.7 rappresenta la variazione infinitesima di pressione per una variazione infinitesima di volume, sostituendo la 4.4 e la 4.1 si può esprimere la variazione di pressione in funzione dell'angolo di rotazione della leva considerando anche la 4.2 possiamo ricavare l'andamento della pressione al variare della corsa della leva.

$$dp = -p * \frac{\frac{\pi * D_p^2}{4} * (b_1 * \sin(d\alpha) + oss * \cos(\sin^{-1}(\frac{b_3 - b_1 * \sin(d\alpha)}{oss})))}{V}$$

Equazione 4.8

4.2 Software e validazione del modello

Il modello descritto nel capitolo 4.1 è stato successivamente implementato in un codice di calcolo MATLAB, per poter ricavare i parametri di confronto descritti e poter scegliere al meglio i diametri idraulici dell'impianto, però prima di poter procedere con questa fase è necessario verificare che il modello sia abbastanza accurato e possa rappresentare il comportamento di un impianto frenante reale.

Per fare ciò abbiamo considerato due impianti anteriori realizzati da BCA engineering, i due impianti sfruttano il brevetto di questa azienda della camera idraulica sostituibile, così come fa anche la pompa a pollice, perciò per i due impianti il corpo esterno e la leva sono esattamente identici, cambierà invece il diametro della pompa.

Per fare una valutazione del modello considereremo il secondo parametro, ovvero l'andamento della pressione in funzione della corsa della leva.

Gli impianti considerati avranno uno diametro pompa 12mm e l'altro 10mm per prima cosa sono stati posti su un banco prova in cui venivano collegati ad un manometro per registrare la pressione, e all'estremità della leva un estensimetro che misurasse la corsa, i dati sono stati acquisiti per punti dopo aver imposto una velocità di movimento costante alla leva. Sono stati poi inseriti i dati per ciascuno dei due impianti nel software che risolve il modello precedente e sono state eseguite le simulazioni e sono poi state sovrapposte ai dati sperimentali ottenendo i seguenti risultati:

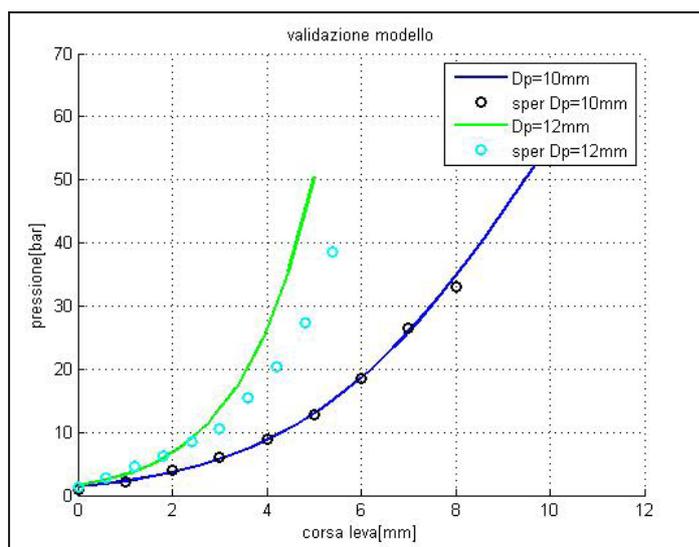


Figura 4.3: Confronto dati sperimentali con risultati software

i valori di corsa sono stati normalizzati, ovvero sul grafico sono poste per entrambi i tipi di pompa le progressione dal momento in cui inizia l'aumento di pressione, quindi si trascura la corsa neutra per entrambi gli impianti.

Osservando il grafico si nota come il modello approssimi molto bene la progressione dell'impianto con diametro 10mm su tutto il range di pressioni analizzato, mentre per l'impianto da 12mm si nota che superando per valori superiori a 20 bar di pressione l'errore compiuto dal modello inizia a non essere più trascurabile, ed inoltre nell'impianto reale interviene anche la dinamica della guarnizione di tenuta che deve deformarsi prima di compiere il suo lavoro cosa che è stata trascurata nel modello matematico.

L'ipotesi di incomprimibilità dell'olio è ciò che genera questo errore, che è più evidente nell'impianto di diametro 12mm perchè i volumi di olio interessati a parità di valori di corsa della leva sono maggiori rispetto all'altro impianto.

Per valutare se il modello fosse comunque utilizzabile per gli scopi del progetto è stato effettuato un test in pista degli impianti per poter capire quale è il range di pressioni in cui si opera nella realtà.

Le misurazione sono state effettuate con un sistema di telemetria sviluppato da "BCA engineering" con la quale si registra l'andamento della pressione nell'impianto, il profilo di velocità del mezzo e la posizione nel circuito.

Nella figura 4.4 è riportata la registrazione di una giro di pista effettuato nel crossdromo “città di Lodi” di cui è riportato il tracciato GPS nella figura 4.5 (vedi paragrafo 6.2 per i dettagli della misurazione).

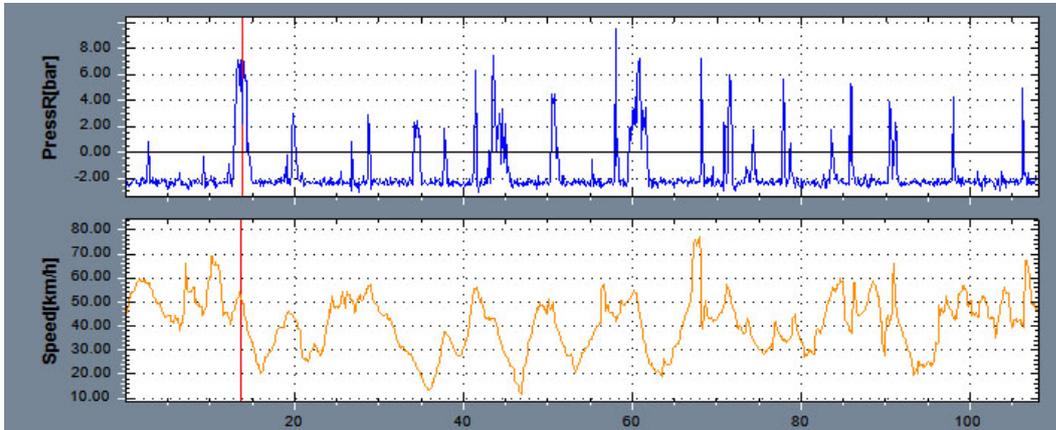


Figura 4.4: Rilievi telemetria

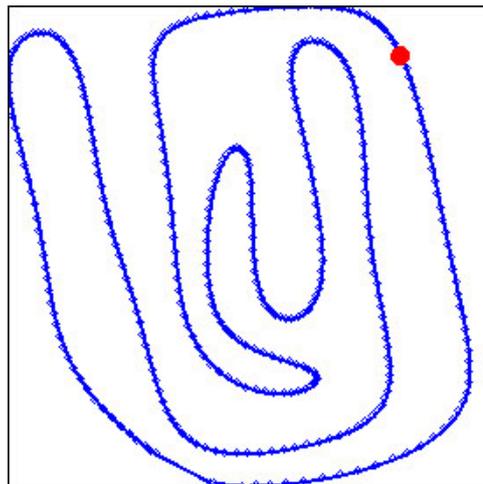


Figura 4.5: Traccia GPS

Le misurazioni sono state effettuate per l’impianto da 12mm, poichè per quello da 10mm i risultati della simulazione erano già soddisfacenti, si noti come in tutto il giro di pista le pressioni in gioco arrivino ad un valore assoluto di circa 10 bar al massimo (nel grafico i valori di picco sono di circa 8 bar, questo è causato da una depressione che si genera all’interno del sensore della telemetria e assesta il valore neutro a circa -2 bar), è stato evidenziato inoltre il primo valore di picco per capire se la registrazione fosse corretta e infatti si nota come il primo picco (evidenziato da una linea verticale rossa) corrisponde alla posizione indicata dal puntino rosso sulla mappa, ovvero corrisponde all fine di un

lungo rettilineo che precede una curva di quasi 90° a sinistra, situazione che implica una frenata notevole, che corrisponde al picco di 8 bar che si legge sul grafico delle pressioni.

Avendo verificato che le informazioni registrate sono corrette, possiamo ora usarle per applicare un filtro alla valutazione del nostro modello, in quanto nella realtà le pressioni di interesse arrivano fino a circa 10 bar, perciò si può dire che nel campo di interesse il modello che considera l'olio come un fluido incomprimibile può essere utilizzato anche per impianti con diametro fino a 12mm.

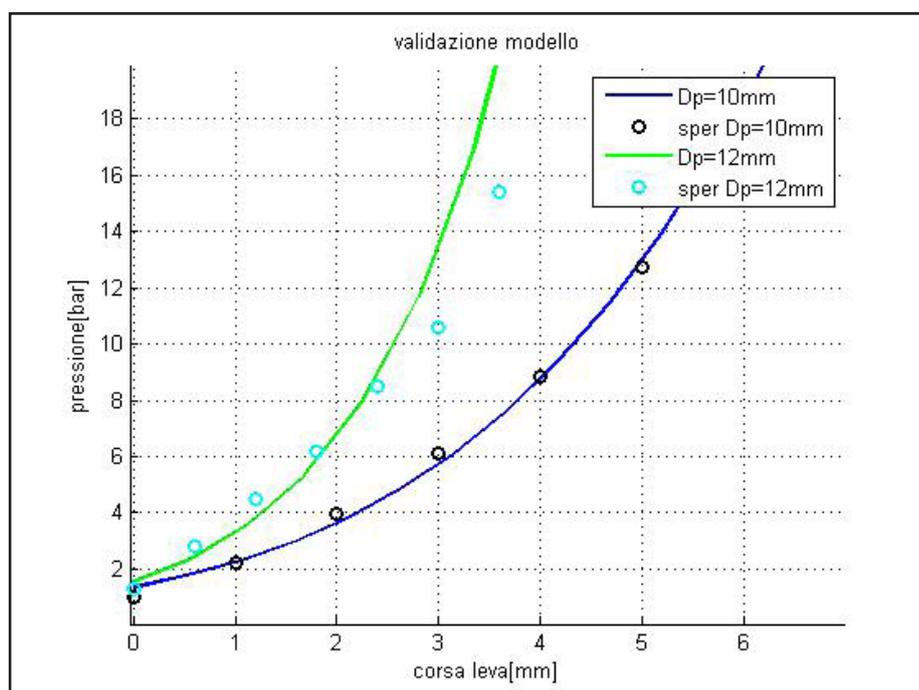


Figura 4.6: Confronto dati sperimentali con risultati software 2

Nella figura 4.6 è stato effettuato uno zoom sulla sezione di interesse del grafico della figura 4.3 si può vedere come l'errore che il modello matematico compie sia di arrivare ad una pressione di 10 bar con una corsa inferiore di qualche decimo di millimetro rispetto alla realtà, errore del tutto accettabile, considerando che la sensibilità del pilota non sarà mai precisa fino a questo punto. Possiamo perciò dire che il modello con le dovute approssimazione può essere usato per studiare il comportamento dell'impianto al variare dei parametri principali, quali lunghezza delle bielle di leva e diametro della pompa.

4.3 Scelta del diametro ideale per la pompa a pollice

Per quanto riguarda la pompa a pollice è stato scelto di utilizzare il sistema brevettato da BCA che prevede di avere un unico corpo esterno con l'utilizzo di una camera idraulica separata e sostituibile, così che è possibile cambiare il diametro della camera a seconda delle esigenze del pilota.

Inoltre questo permette di maneggiare in fase di lavorazione la camera idraulica con più facilità e quindi rende possibile effettuare lavorazioni di precisione e trattamenti superficiali sulla camera per migliorare le condizioni di scorrimento del pistone, e migliorare la resistenza all'usura.

La scelta del diametro idraulico determina il comportamento dell'impianto, per poter capire in che modo questo influenza i due parametri, prontezza e progressività, descritti nel paragrafo precedente sono state eseguite delle simulazioni con il software considerando i diametri possibili 10mm, 11mm e 12mm.

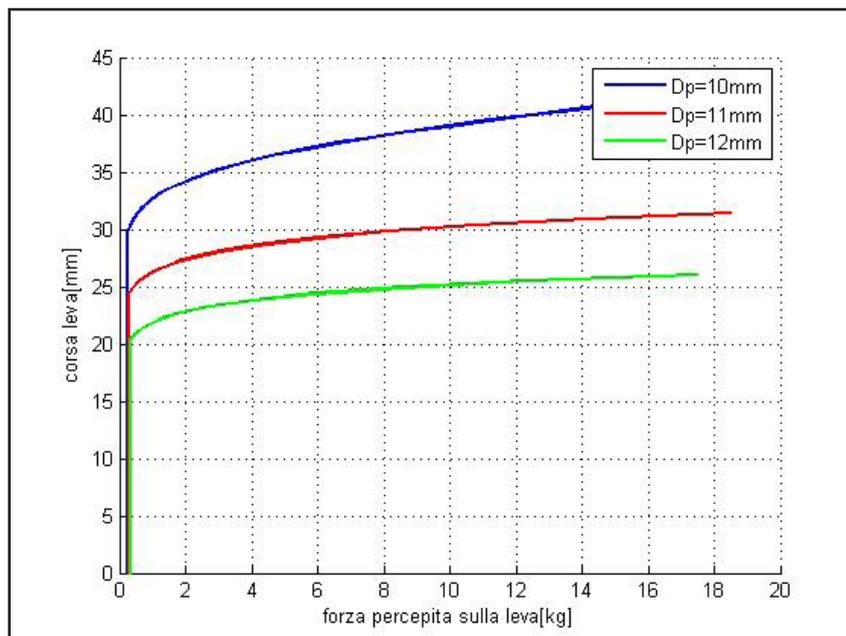


Figura 4.7: Diagramma prontezza

Il grafico rappresentato nella figura 4.7 mette in evidenza la prontezza dei diversi impianti, sull'asse delle ordinate è rappresentata la corsa assoluta compiuta dall'estremità della leva, mentre sull'asse delle ascisse la forza di reazione percepita sulla leva, la reazione rimarrà

uguale a zero fintanto che nell'impianto non si genererà pressione, ovvero il momento in cui inizia la frenata effettiva. Perciò è possibile valutare per quale valore di corsa ogni impianto comincia la frenata, l'impianto più pronto è quello con diametro maggiore, questo perchè l'impianto da 12mm muove più olio con meno corsa, e quindi occuperà meno corsa per poter riempire il volume di olio neutro della pinza per poter cominciare la frenata.

Il secondo parametro da valutare è la progressività dell'impianto, per fare ciò sono stati ricavati dei grafici in cui la corsa è stata normalizzata, in modo tale da poter confrontare le progressioni dei tre impianti indipendentemente dalla loro prontezza.

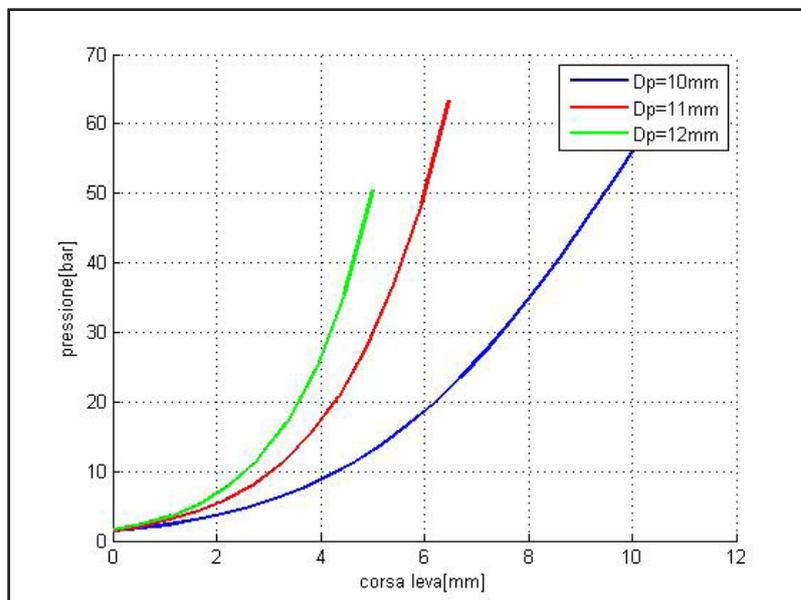


Figura 4.8: Diagramma pressione/corsa

Nel grafico (figura 4.8) si trova in ascissa la corsa normalizzata della leva e in ordinata le pressioni sviluppate, si nota che l'impianto da 12mm è quello che ha una progressione minore, ovvero una crescita di pressione più repentina, presenterà perciò in fase di utilizzo una modularità ridotta, che causerà un comportamento molto violento e di tipo on-off.

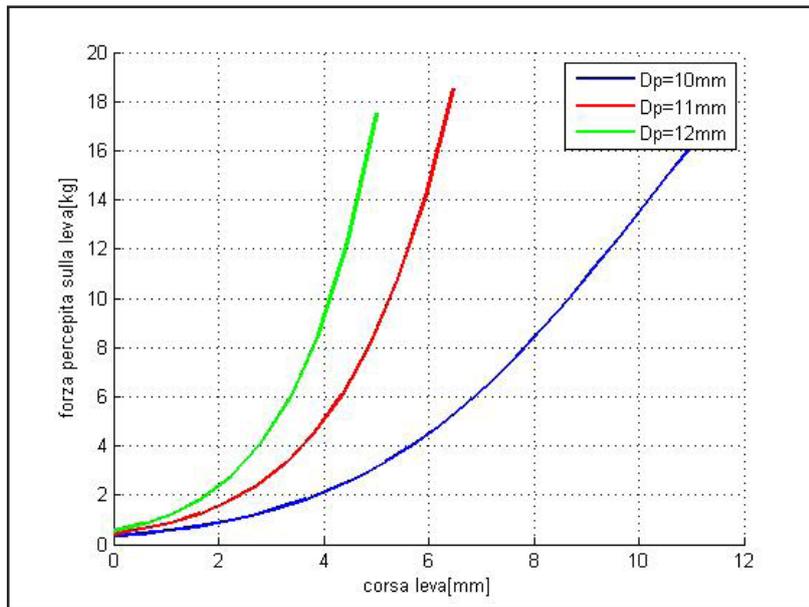


Figura 4.9: Diagramma forza/corsa

Inoltre è interessante anche valutare la forza di reazione che si sviluppa in corrispondenza di un determinato valore di corsa, per poter capire fino a che punto il pilota sarà in grado di spostare la leva, sapendo che da misurazioni effettuate la forza sviluppata è dell'ordine di 5-10 kgf, perciò si nota dalla figura 4.9 come l'impianto da 12mm raggiunga questi valori di forza di reazione molto velocemente, compiendo poca corsa. Questo fenomeno verrà percepito durante l'utilizzo come una mancanza di sensibilità, la leva diventerà subito troppo "dura" da spingere per il pilota, e quindi abbastanza difficile da utilizzare, soprattutto nelle competizioni dove la durata della gara è relativamente lunga e l'affaticamento delle braccia del pilota è notevole l'impianto con diametro da 12mm risulta difficilmente utilizzabile nella seconda parte della competizione.

Passando all'impianto con diametro 11mm si nota che la progressività aumento a svantaggio di una minore prontezza, e si nota anche nella figura 4.9 che a parità di corsa la forza di reazione sulla leva è minore rispetto a quella dell'impianto da 12mm, se si osserva la curva dei 10mm queste tendenze sono più forti; per confrontare i tre impianti nell'utilizzo è utile anche diagrammare l'andamento della pressione in funzione della forza di reazione.

Dal grafico della figura 4.10 si può notare che a parità di forza di reazione percepita la pressione nell'impianto cresce al diminuire del diametro, cosa che è facilmente intuibile poichè la pressione è proporzionale in maniera diretta alla forza applicata ed inversamente proporzionale all'area su cui la forza agisce.

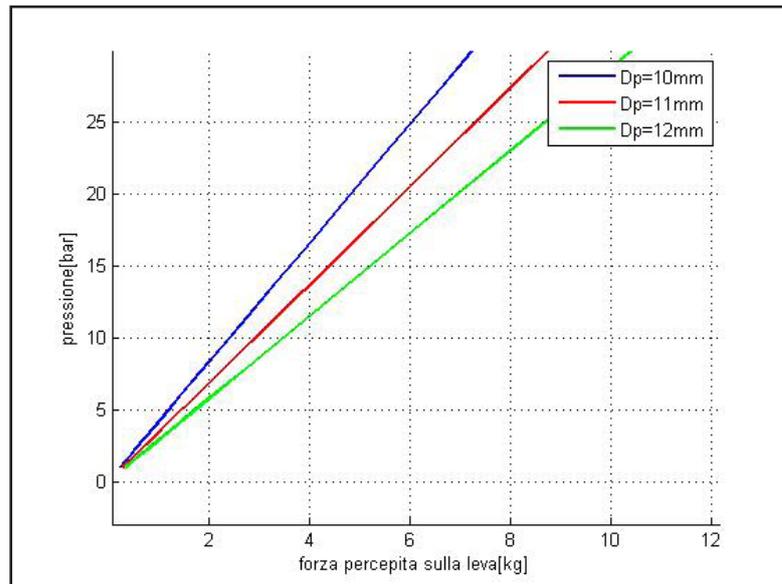


Figura 4.10: Diagramma pression/forza

Pompe di piccolo diametro sviluppano quindi pressioni più elevate a parità di forza che si traduce in una maggiore forza frenante a parità di pinza. Lo svantaggio del diametro piccolo è quello che questo necessita ovviamente di corse maggiori per spostare lo stesso volume di olio.

Per quello che riguarda l'utilizzo anche una forza di reazione eccessivamente bassa può rappresentare uno svantaggio, poichè il pilota deve essere molto accorto nell'utilizzo del freno, ovvero se la forza di reazione è molto bassa il pilota è portato a premere il freno finchè è possibile questo per quanto spiegato sopra porta ad avere una forza frenante molto elevata che potrebbe facilmente condurre al bloccaggio della ruota, causando una perdita di controllo del veicolo. Dopo queste osservazione si è scelto di utilizzare il diametro 11mm per avere un andamento che presenti una modularità discreta, ma che si "autolimiti" con una forza di reazione alla leva adeguata ad un certo livello di pressione; l'impianto da 10mm non è stato tuttavia scartato a priori poichè per piloti di grande esperienza e sensibilità sui comandi potrebbe rappresentare la soluzione migliore, grazie alla sua grande modulabilità.

Capitolo 5: dimensionamento della leva

Nel seguente capitolo utilizzeremo il software per verificare come reagisce l'impianto al variare dei principali bracci di leva, per poi discutere su quale di questi è più conveniente agire per migliorare la risposta del sistema, tenendo in considerazione sia l'effetto che la variazione di uno di questi bracci sia della possibilità reale di variare la dimensione di uno di questi compatibilmente con le lavorazioni richieste per realizzarlo.

I bracci da considerare sono tre e possiamo individuarli nelle figure 4.1 e 4.2, due corrispondono rispettivamente alle bielle AO e AB mentre il terzo corrisponde alla lunghezza della leva stessa.

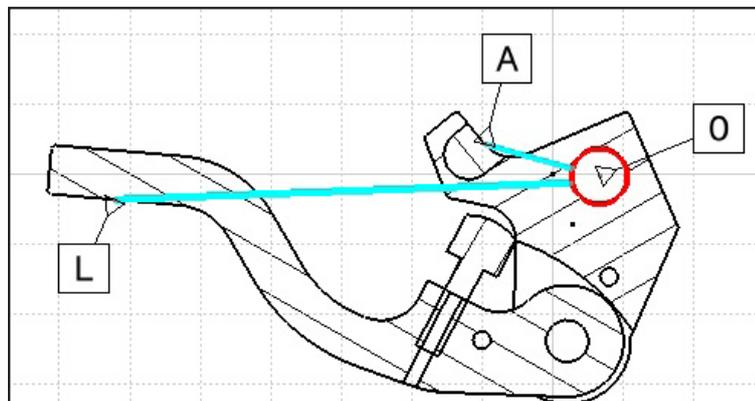


Figura 5.1: Sezione leva a pollice

Nella figura 5.1 possiamo osservare la leva, si può notare che agendo su di essa è possibile variare due dei tre bracci che influiscono sulla cinematica del manovellismo, il terzo braccio è invece costituito da una biella metallica con due estremità sferiche che viene comunemente denominata ossicino per la sua particolare forma (figura 5.2).

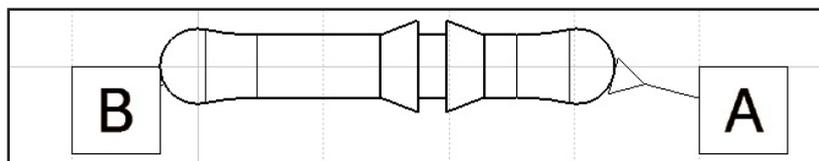


Figura 5.2: Ossicino

L'ultimo dei tre bracci può essere variato cambiando la lunghezza di questo ossicino. Nei paragrafi successivi analizzeremo come reagisce il sistema alla variazione di questi parametri, in particolare per ognuno si partirà da un valore di base ricavato da una leva di commercio per impianti anteriori, per poi aumentare e diminuire tale valore di circa il 15% per poter verificare la reazione del sistema.

5.1 Variazione della lunghezza della leva

Il primo parametro che si è scelto di variare è la lunghezza della leva L_0 indicata nei capitoli precedenti come “ b_2 ”, il valore iniziale è di 68 mm, scelto in base alle dimensioni di un impianto standard anteriore, apportando qualche modifica solo all’ergonomia della leva, per renderla utilizzabile con il pollice.

Partendo dal valore base con il software sviluppato nel capitolo 4 sono state effettuate due simulazioni in cui la misura del valore “ b_2 ” è stata prima diminuita e poi incrementata.

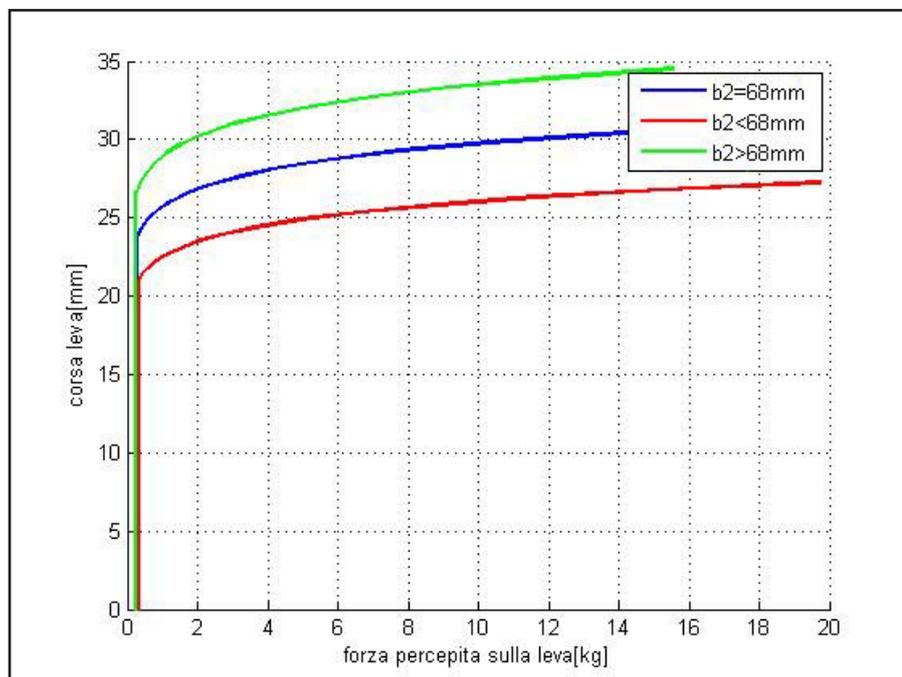


Figura 5.3: Effetto lunghezza b_2 sulla prontezza

Nella figura 5.3 possiamo osservare l’effetto della modifica della lunghezza della leva sulla prontezza dell’impianto, allungando la leva la prontezza dell’impianto diminuisce, poichè come indicato nell’equazione 4.2 la corsa della leva c_L è direttamente proporzionale alla lunghezza della leva, perciò a pari corsa del pistone, ovvero a pari spostamento angolare aumentando la lunghezza della leva, aumenta la corsa di quest’ultima.

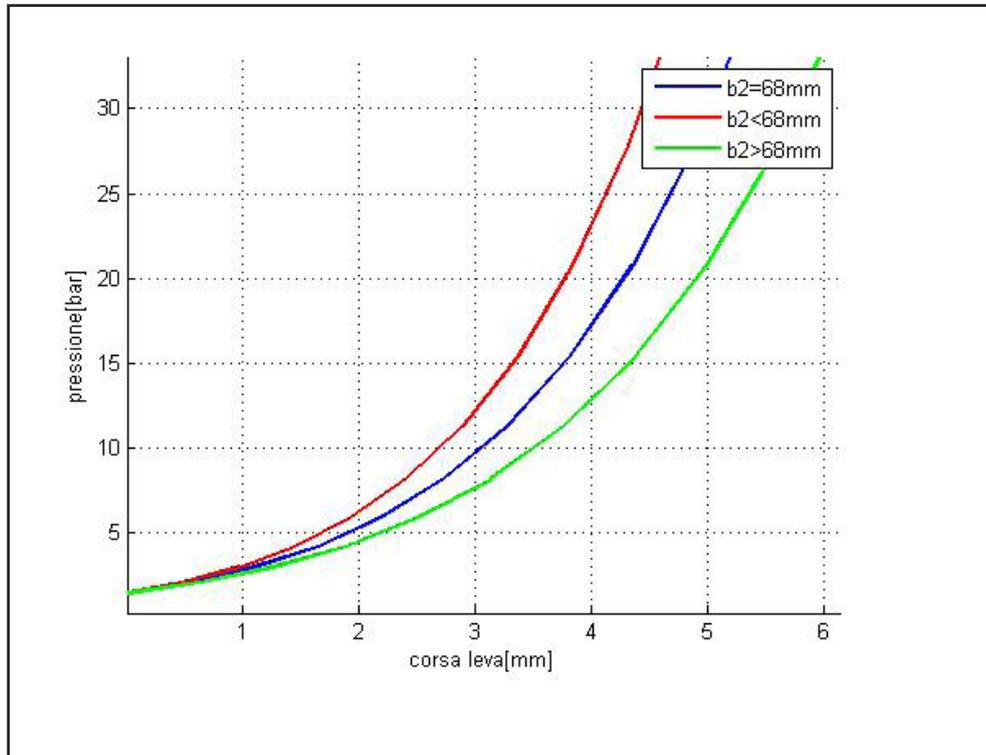


Figura 5.4: Effetto lunghezza b_2 sulla progressione

Per quello che riguarda invece la progressione si osservi la figura 5.4, aumentando il valore di B_2 la progressione diventa più blanda, ovvero la corsa compiuta per arrivare allo stesso valore di pressione è maggiore rispetto al caso standard, quindi aumentando la lunghezza della leva si può ottenere una sensibilità maggiore all'attuazione del comando, perdendo però efficacia dal punto di vista della prontezza.

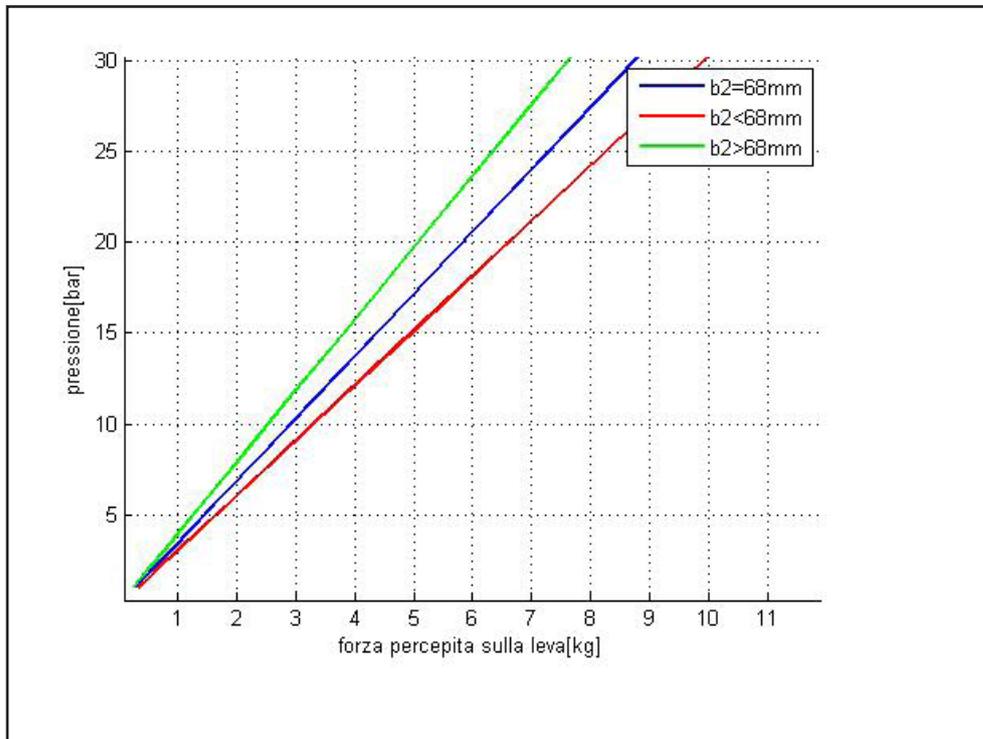


Figura 5.5: Effetto lunghezza b_2 sul legame tra forza di reazione e pressione

Dalla figura 5.5 si può notare come l'aumento della lunghezza della leva faccia sì che la forza di reazione percepita sia inferiore quando la lunghezza della leva aumenta.

Possiamo perciò riassumere gli effetti della variazione della lunghezza della leva, all'aumentare di questa la progressione diventa più sensibile e la forza di reazione decresce progressivamente, mentre aumenta il ritardo della risposta, ovvero l'impianto perde di reattività.

5.2 Variazione della lunghezza dell'ossicino AB

Dopo aver valutato l'effetto della variazione della lunghezza della leva si è passati a verificare l'effetto di una modifica della lunghezza della biella AB che collega lo snodo della leva al pistone della pompa.

Come fatto per la lunghezza della leva anche per la biella AB si analizza prima l'effetto che una sua modifica possa avere sulla prontezza dell'impianto (figura 5.6).

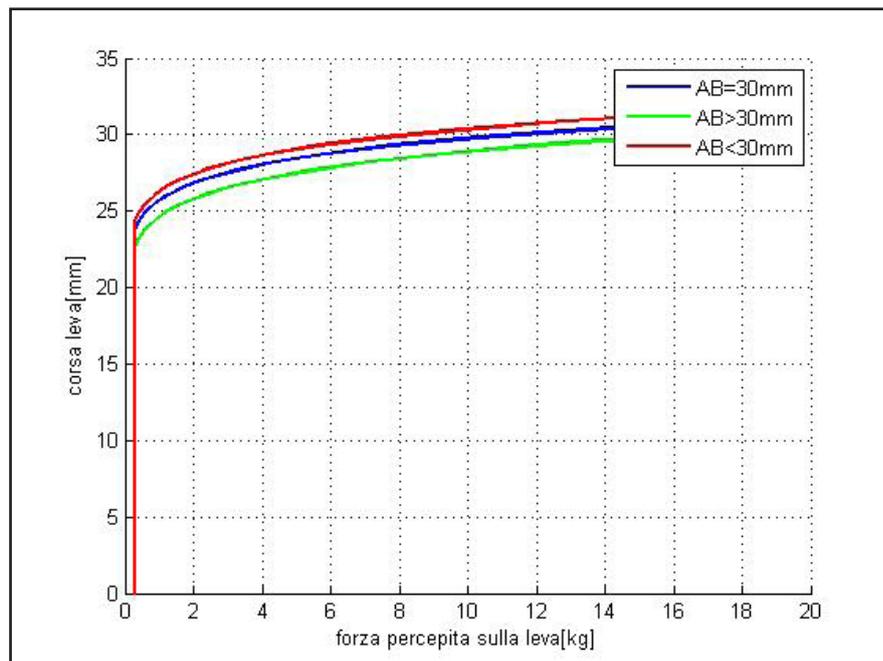


Figura 5.6: Effetto lunghezza AB sulla prontezza

Quando la lunghezza dell'ossicino aumenta l'impianto diventa più pronto poichè a parità di posizione iniziale della leva allungando l'ossicino si sposta il pistone nella direzione positiva, creando una sorta di precarico. Il problema a cui si può andare incontro è un eccessivo spostamento del pistone che porterebbe alla chiusura del foro di carico olio impedendo la ricarica dell'olio necessario a coprire il consumo della pastiglia.

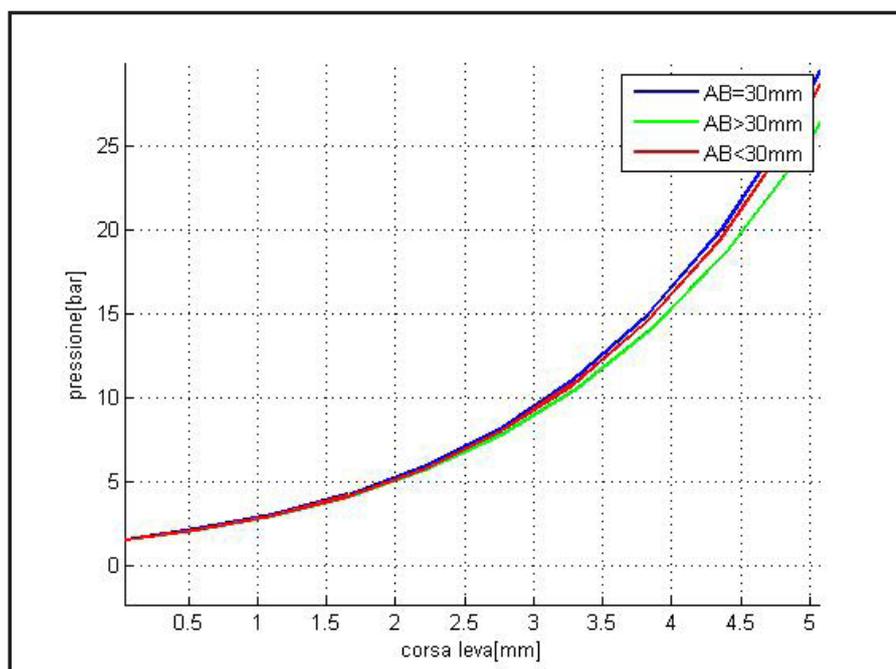


Figura 5.7: Effetto della lunghezza AB sulla progressione

Osservando le figure 5.7 e 5.8 possiamo osservare come una modifica alla lunghezza della biella AB non comporta un eccessivo cambiamento della progressione o della relazione tra pressione e forza di reazione; si può vedere una leggera modifica della progressione per pressioni superiori ai 20 bar, ovvero per valori di corsa relativamente elevati.

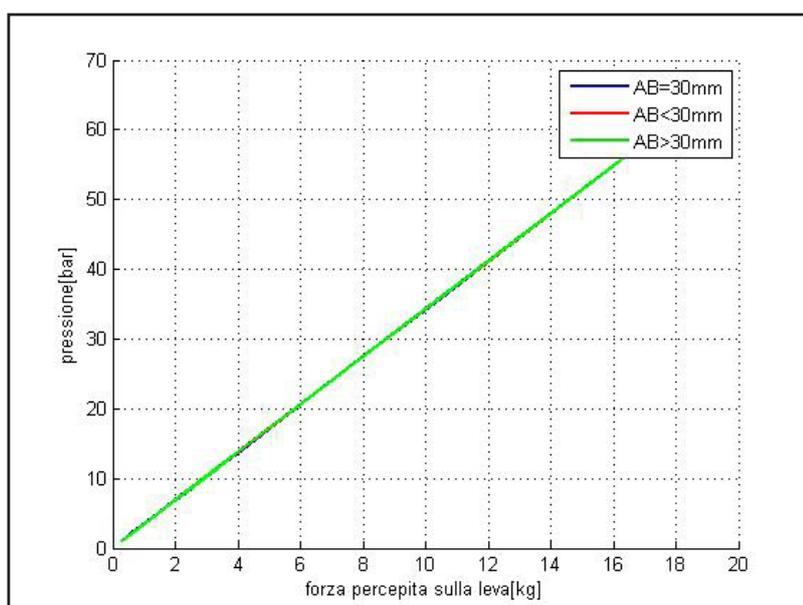


Figura 5.8: Effetto della lunghezza AB sul legame tra forza di reazione e pressione

Sia dal grafico della prontezza che da quello della progressione si può notare come la dipendenza della risposta dal parametro in oggetto non è di tipo lineare, poichè si può vedere che riducendo la lunghezza dell'ossicino rispetto al valore di partenza la variazione della risposta (curve rosse) è meno marcata rispetto a quando la dimensione cresce (curve verdi), perciò si può dedurre che per lunghezze elevate della biella AB la sensibilità dell'impianto ad una variazione della sua dimensione sarà maggiore.

5.3 Variazione della lunghezza della biella AO

Il terzo ed ultimo parametro da far variare è la lunghezza della biella AO, come per le altre due lunghezze anche per questa si è partiti da un valore iniziale che corrisponde a quello usato su leve di commercio per impianti anteriori, per poi farlo variare e verificare la risposta del sistema ad una variazione di tale parametro.

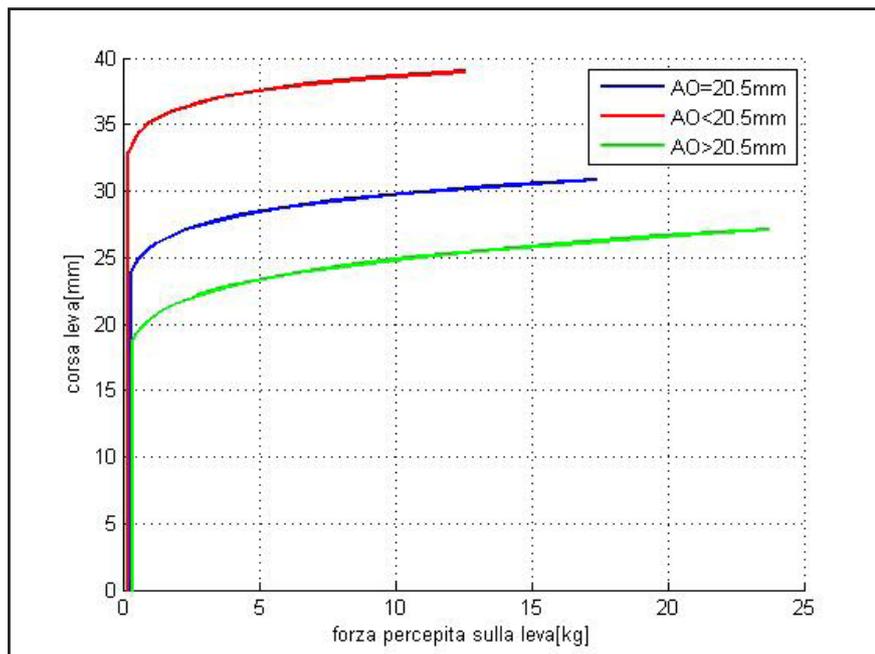


Figura 5.9: Effetto della lunghezza AO sulla prontezza

Le simulazione anche in questo caso partono da quella riguardante la prontezza del sistema (figura 5.9)

Dal grafico si può vedere come la prontezza cambi in maniera significativa per una variazione di lunghezza AO, in particolare risulta evidente che al diminuire della lunghezza di questo parametro la prontezza diminuisce molto di più di quanto non aumenti all'incremento della lunghezza AO. Risulta evidente come la corsa iniziale sia di circa 24mm per la leva standard, per diventare circa 19mm con un incremento di lunghezza di AO del 15% mentre alla riduzione del 15% della lunghezza AO la corsa neutra raggiunga i 34mm.

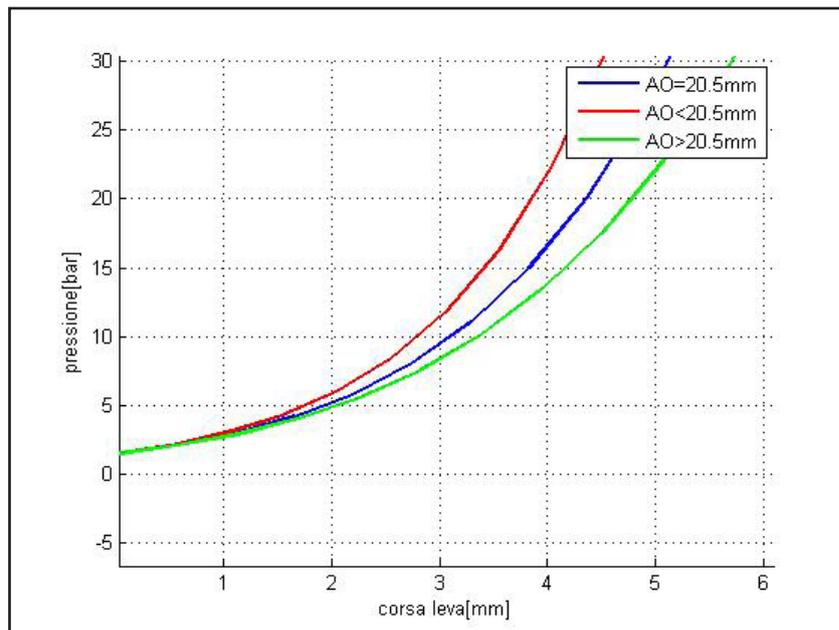


Figura 5.10: Effetto lunghezza AO sulla progressione

Nelle figure 5.10 e 5.11 si osservi rispettivamente come cambia la progressione e la forza di reazione al variare della lunghezza AO. Per quanto riguarda la progressione questa diventa più blanda al crescere del parametro osservato, al contrario la reazione percepita alla leva diminuisce.

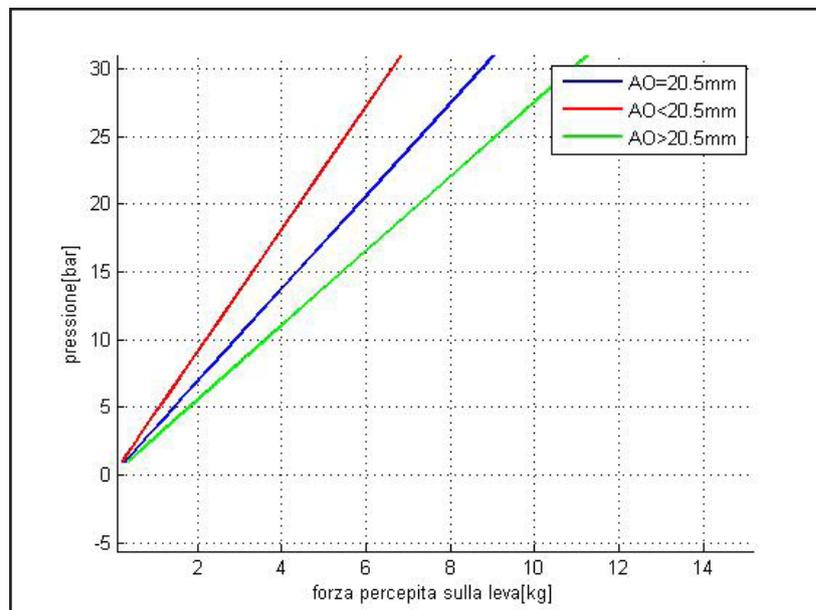


Figura 5.11: Effetto lunghezza AO sul legame tra forza di reazione e pressione

L'effetto sulla progressione diventa visibile dopo 2mm, e la variazione di progressione è più evidente per una diminuzione della dimensione di AO, analogamente a quanto succede per la prontezza.

Per essere più chiari su questo ultimo punto si osservi la figura 5.10, per un valore di corsa pari a 4mm osserviamo che per la progressione base la pressione raggiunge un valore di circa 16 bar, diminuendo la lunghezza AO la pressione a parità di corsa diventa all'incirca 21 bar mentre quando AO cresce questa raggiunge i 14 bar, quindi risulta evidente come la riduzione del parametro determini un effetto più marcato di un suo aumento anche per la progressione.

Per quel che riguarda la forza di reazione l'effetto è paragonabile per entrambe le variazioni, poichè la forza di reazione alla leva è legata, a parità di tutti gli altri parametri, in modo inversamente proporzionale alla forza che si sviluppa sul pistone della pompa alla lunghezza in oggetto quindi una sua diminuzione comporta, come evidenziato dal grafico, un aumento della forza di reazione e viceversa.

5.4 Comparazione dei risultati e scelta delle dimensioni caratteristiche della leva

Confrontando i risultati tra loro la prima osservazione che si può fare è che quello che presenta i minori effetti complessivi è la distanza AB, che influisce solamente sulla prontezza dell'impianto in maniera percepibile; il parametro che invece presenta gli effetti più marcati è la dimensione AO, che ha grandi effetti sia su progressione che su prontezza, la dimensione della leva AL invece è il parametro che presenta effetti di discreta intensità su tutti gli output.

Per poter capire se è necessario intervenire nella modifica di qualche parametro per migliorare il funzionamento dell'impianto è stato necessario realizzare un prototipo di impianto, con una leva di dimensioni standard, ed effettuare dei test sul campo per avere un riscontro soggettivo sul funzionamento.

Dalle prove effettuate sul campo è emerso che l'impianto risulta buono dal punto di vista della modularità, ma presenta una reattività un po' scarsa, ovvero il pilota percepiva l'effetto frenante con un certo ritardo rispetto all'attuazione del comando, cosa che durante la guida può risultare abbastanza fastidiosa.

La forza di reazione invece è stata invece percepita positivamente, ovvero non è troppo elevata e questo consente al pilota di attuare l'impianto senza troppo sforzo per quasi tutta la corsa, allo stesso tempo non è troppo bassa è questo fa sì che sia scongiurato il rischio di attuazione per errore.

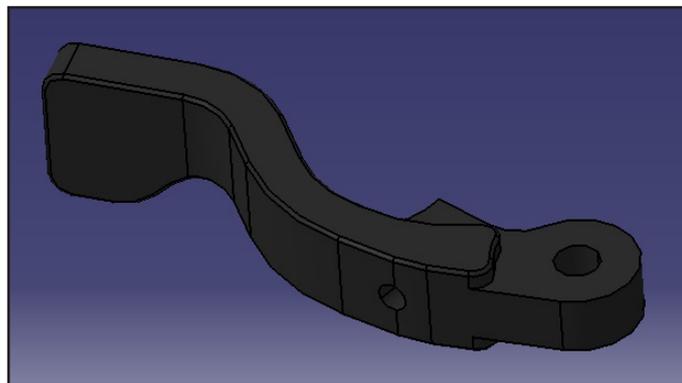


Figura 5.12: Disegno 3D della leva

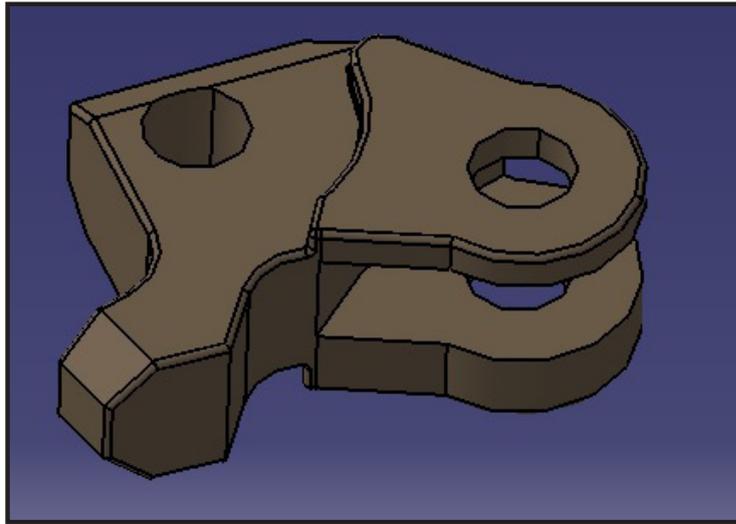


Figura 5.13: Disegno 3D dello snodo

L'ultimo aspetto da analizzare è quello tecnologico, ovvero quale sia il componente più facile da variare. Si può immaginare che la leva sia composta da tre parti: la leva (figura 5.12), a cui si può imputare il valore della lunghezza AL , lo snodo (figura 5.13) che è la parte che collega la leva al corpo pompa, ed a questo componente si può collegare la dimensione AO e l'ultimo componente, già citato in precedenza, è l'ossicino (figura 5.14) la cui dimensione corrisponde alla lunghezza AB .

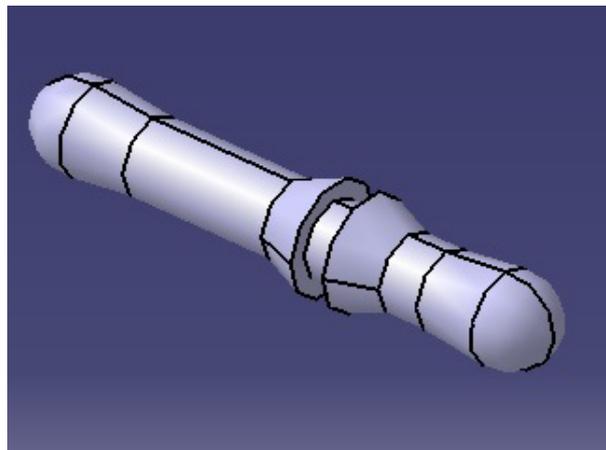


Figura 5.14: Disegno 3D dell'ossicino

La realizzazione di ciascuno di questi componenti sarà effettuata indipendentemente dagli altri, l'ossicino verrà realizzato per tornitura, la leva verrà ricavata dal pieno su una macchina CNC, mentre lo snodo verrà acquistato già finito, in quanto è identico a quello di alcune leve di commercio, e assieme a quello verranno acquistate le varie molle e bullonerie che sono necessarie per l'assemblaggio della leva.

Appare subito chiaro che le modifiche della lunghezza AO risultano abbastanza difficili da realizzare in quanto richiederebbero delle lavorazioni molto accurate su pezzi finiti, il che risulta svantaggioso economicamente e complesso dal punto di vista applicativo; la leva e l'ossicino al contrario, in quanto realizzati su commissione, sarebbero entrambi modificabili.

Per migliorare la prontezza si è scelto di modificare l'ossicino, questa scelta è stata fatta sulla base di due considerazioni, una di carattere pratico ed una basata sui risultati ottenuti dalle simulazioni.

Per quanto riguarda quest'ultima, si è osservato che l'ossicino è l'unico componente che permette di migliorare la prontezza senza influenzare significativamente anche la progressione, che dalle prove era già risultata soddisfacente. L'altra osservazione fatta è che la lunghezza della leva di 68mm è stata misurata sperimentalmente osservando in che punto il pilota andasse a posizionare il pollice per azionare l'impianto; questa misurazione è stata fatta in laboratorio, ovvero con la moto ferma e il pilota su di essa senza alcun tipo di sollecitazione. Risulta abbastanza facile immaginare che durante la guida la posizione in cui il pilota andrà a spingere con il pollice sarà affetta da una certa variabilità, quindi è poco significativamente agire su un parametro soggetto ad una variabilità incontrollabile per migliorare l'impianto.

Dopo tutte queste osservazioni si è deciso di lavorare sull'ossicino, per capire di quanto allungarlo sono state compiute una serie di simulazioni con un aumento graduale del 5% ogni volta per capire di quanto potesse essere vantaggioso aumentare la sua lunghezza.

Si è osservato che il valore ottimale si attesta all'incirca a 33mm di lunghezza, ovvero con un aumento del 10%, si ottiene un miglioramento significativo sulla prontezza riducendo la corsa neutra e quindi garantendo un incremento della reattività, che in fase di test è stato apprezzato dal pilota.

Capitolo 6: Test sul campo

Nel successivo capitolo analizzeremo le prove svolte in pista, dopo aver realizzato un prototipo. Per prima cosa verrà descritto il sistema di telemetria utilizzato spiegando quali grandezze vengono acquisite dal sistema e perchè.

Poi analizzando i risultati si cercherà di dimostrare come l'impianto realizzato funzioni in modo corretto e come l'utilizzo di questa tipologia di freno influenzi positivamente le prestazioni di guida del pilota.

6.1 Sistema di telemetria

Il sistema di telemetria utilizzato è stato realizzato appositamente per l'azienda BCA engineering da E-shock.

Il sistema è schematizzato in figura 6.1:

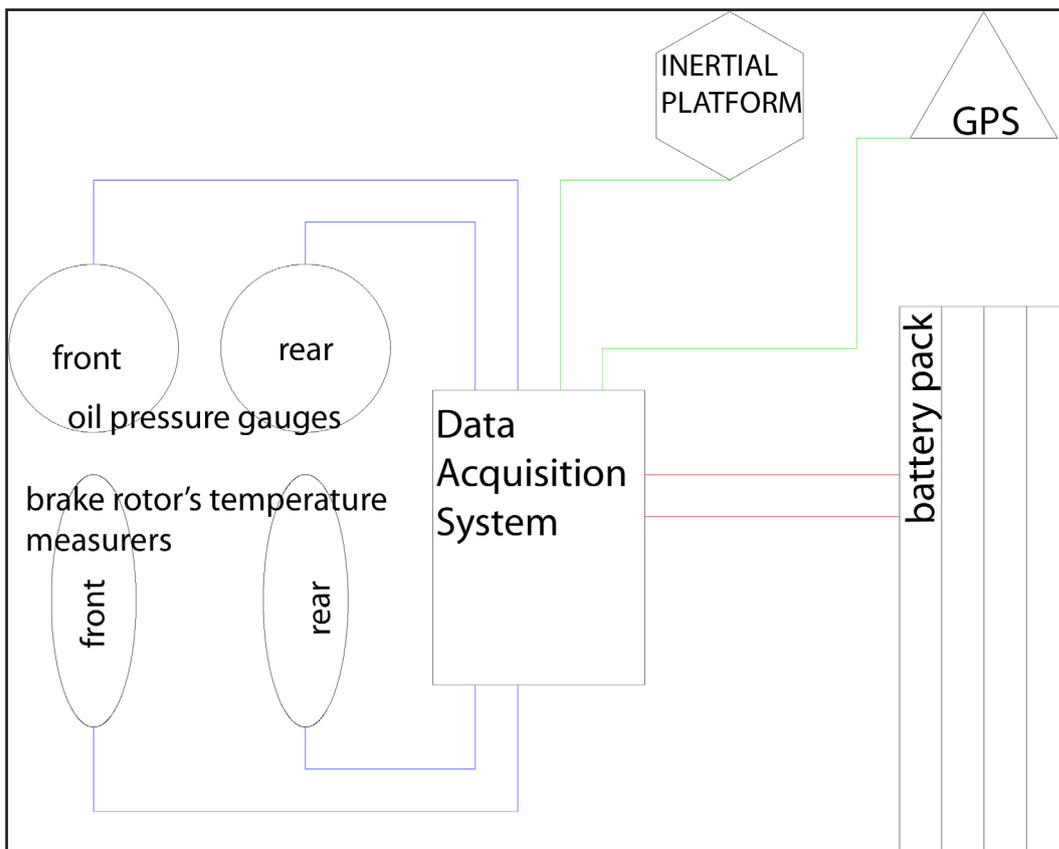


Figura 6.1: Schema concettuale telemetria

Il sistema è composta da una centralina di acquisizione dati, che è connessa a sei canali di acquisizione; due evidenziati in verde rilevano i dati del veicolo complessivo, ovvero il gps rileverà traiettorie e velocità, descrivendo quindi i giri di pista e permettendo di ricavare i tempi sul giro che saranno indice della prestazione di guida del pilota. La piattaforma inerziale invece è in grado di misurare le accelerazioni lungo i tre assi cartesiani principali, considerando come X l'asse longitudinale del veicolo, come Z l'asse verticale e come Y l'asse trasversale; inoltre sempre attraverso la piattaforma inerziale si è in grado di misurare gli angoli caratteristici assunti dal veicolo.

I canali evidenziati in blu invece ricevono le grandezze fondamentali dei due impianti frenanti (anteriore e posteriore), ovvero pressione dell'olio e temperatura dei dischi freno.

Nella successiva analisi sarà importante osservare l'andamento delle pressioni dell'impianto posteriore per verificare che non si verifichino anomalie in fase di frenata, inoltre il sensore verrà posizionato in modo tale da leggere i picchi di pressione prodotti dalla sola pompa a pollice, questa scelta è stata dettata dalla volontà di verificare che durante la guida il pilota utilizzi in maniera significativa questo comando.

Le temperature dei dischi freno vengono solitamente monitorate per verificare che non vengano raggiunte le temperature di rinvenimento del materiale stesso del disco, cosa che comporterebbe un deciso peggioramento delle prestazioni generali dell'impianto; per quanto importante sia questo aspetto nell'analisi compiuta non sono stati registrati i profili di temperatura, poichè non significativi ai fini della valutazione dell'utilizzo del freno a pollice in oggetto. Un discorso analogo a quello riportato nelle ultime righe si può fare per la pressione dell'olio dell'impianto anteriore, anche questa è stata monitorata per verificare l'assenza di anomalie, ma il suo andamento non è stato registrato ai fini dell'analisi dell'impianto posteriore.

Un problema differente è insorto invece per quanto riguarda l'utilizzo della piattaforma inerziale; inizialmente è stato difficile scegliere il posizionamento di questo delicato strumento, il suo funzionamento richiede che venga posto il più possibile in corrispondenza del baricentro del veicolo, cosa che su una motocicletta da fuoristrada non è banale. Il baricentro di una motocicletta di questo tipo si trova usualmente nella zona occupata dal motore, dove le sollecitazioni sia termiche che meccaniche (vibrazioni prodotte dal motore stesso) sono molto elevate, e creare una schermatura efficiente non è stato possibile.

Si è pensato di posizionare lo strumento nella zona subito sottostante al serbatoio del carburante. Dopo i primi test si è deciso di non utilizzare la piattaforma inerziale, questo strumento risultava troppo sensibile per essere utilizzato nel motocross, ovvero i valori che potevano essere di interesse risultavano mascherati dal rumore causato dalle oscillazioni del veicolo dovute al terreno smosso.

Dopo questi accorgimenti si è scelta la configurazione di telemetria più utile, trascurando i sensori che non producevano risultati significativi per l'analisi del funzionamento del freno posteriore. Possiamo vedere nelle foto seguenti il sistema di telemetria montato sulla moto di prova.

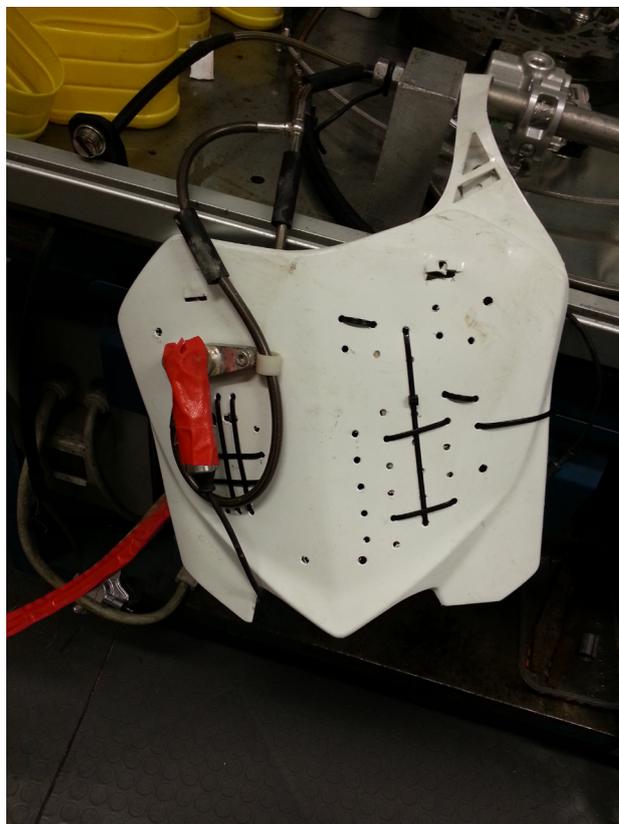


Foto 12: Tabella di supporto per telemetria (fronte)

Nella foto 11 è possibile vedere la parte frontale della tabella portanumero anteriore modificata per ospitare il sistema di telemetria, l'oggetto applicato che si può vedere è il sensore di pressione, si nota chiaramente il tubo che da questo va ad inserirsi direttamente nel tubo che collega la pompa a pollice a quella a pedale, che è esattamente la posizione in cui si vuole registrare la pressione frenante.



Foto 13: Tabella di supporto per telemetria (retro)

Nella foto 12 invece osserviamo il retro della tabella, dove sono posizionate la centralina (che è la piccola scatoletta nera da cui partono il maggior numero di cavi) e il pacco batterie che è l'elemento avvolto in un involucro color marrone chiaro, l'involucro ha la funzione di impermeabilizzare il pacco batterie. Il sensore GPS viene posizionato sul parafango anteriore della motocicletta.

6.2 Test sul campo: prima fase

I risultati della prima fase di test sono già stati in parte usati nel capitolo 4.

Questi primi test sono stati fatti per avere un'idea dell'utilizzo del freno sul campo, cioè per crearsi un'idea precisa dei valori di pressione in gioco durante un utilizzo normale del mezzo.

Questo risulta fondamentale perché la capacità di generare pressione di un impianto frenante è molto superiore a quella effettivamente utilizzata durante la guida, perciò è utile sapere fino a che valori si può raggiungere, per poter capire di che raffinatezza nel modello matematico è necessario avere.

I rilievi di questa prima fase sono stati eseguiti sulla pista: "Crossdromo città di Lodi" di cui in figura 6.2 riportiamo il tracciato gps:

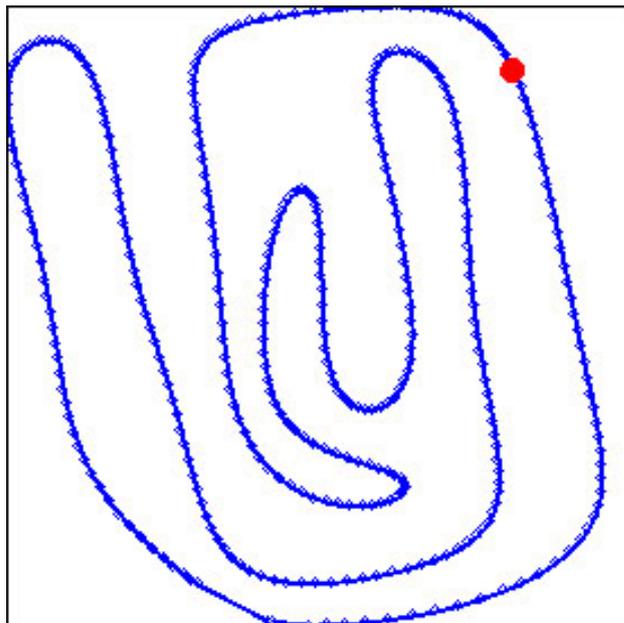


Figura 6.2 Tracciato GPS crossdromo città di Lodi

Nella figura 6.3 riportiamo l'andamento di pressione e velocità di percorrenza per tre giri consecutivi, evidenziando con una linea rossa la corrispondenza nei grafici al punto indicato nel tracciato GPS.

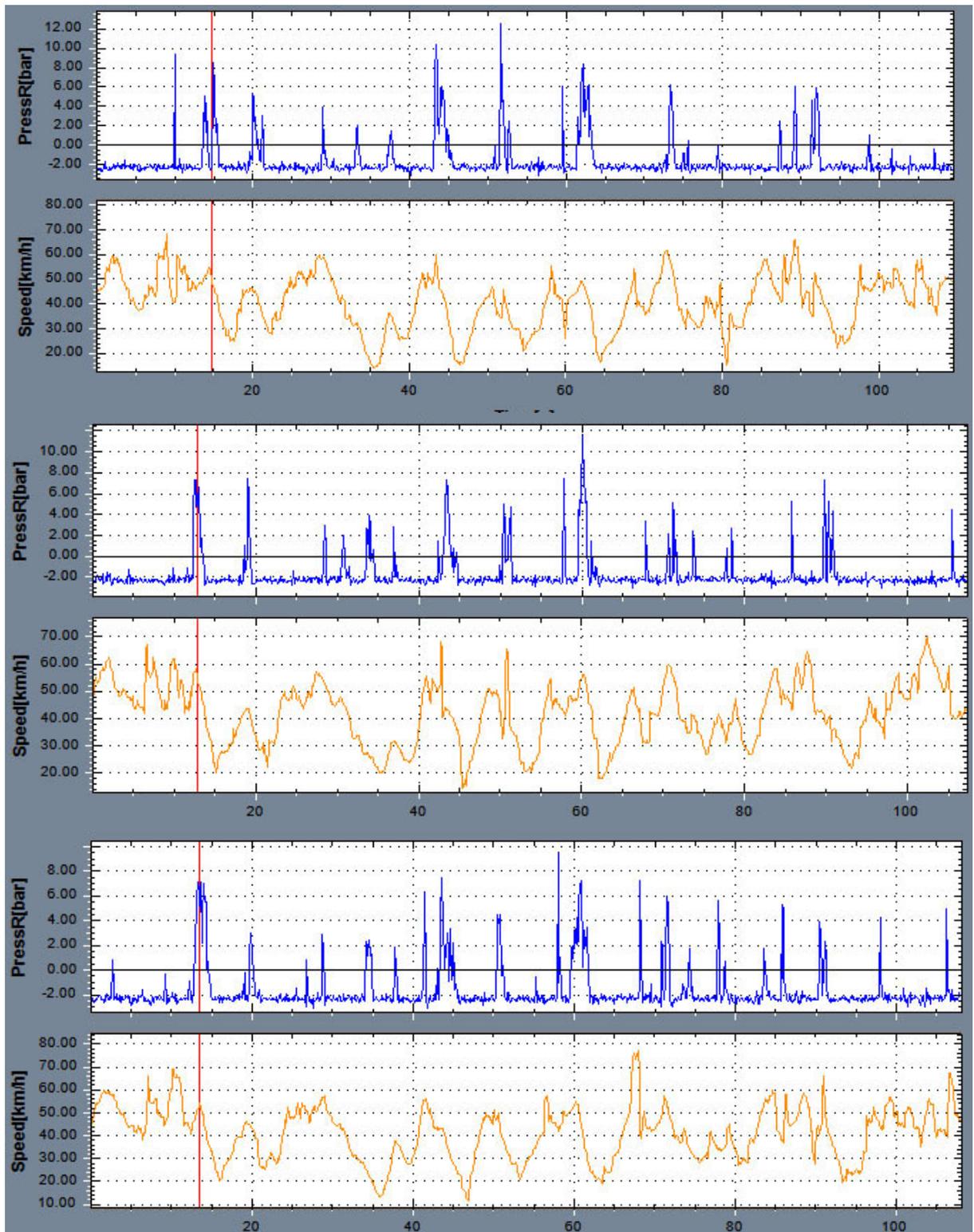


Figura 6.3: Rilievi telemetria per tre giri sul crossdromo città di Lodi

Dai grafici in figura 6.3 si è dedotto che la pressione di utilizzo per un impianto del tipo montato (diametro pompa 12mm) raggiungeva al massimo i 10 bar di pressione in casi sporadici, mentre la pressione media di frenata si attesta sul valore di 6 bar.

Grazie a queste deduzioni è stato possibile creare un campo di validità per il modello matematico usato per prevedere il comportamento degli impianti frenanti, come spiegato nel paragrafo 4.1.

Risulta interessante notare come nei diversi giri il comportamento dell'impianto sia abbastanza costante, sulle stesse frenate per giri successivi l'oscillazione di pressione è molto contenuta, e totalmente imputabile al comando dato dal pilota in funzione della situazione specifica.

Un'ultima osservazione può essere fatta ad un livello più qualitativo e generale, e riguarda il fatto che durante il giro di pista l'impianto è ampiamente utilizzato, cosa che risulta incoraggiante per quanto riguarda la possibile applicazione del progetto.

6.3 Test sul campo: seconda fase

Nella seconda fase di test si vuole valutare dal punto di vista pratico quale delle tre tipologie di pompa è preferita da un pilota in fase di guida, risultato che andrà poi confrontato con le deduzioni fatte utilizzando il modello matematico nel capitolo 4.3, e verificare che le conclusioni che si raggiungono sono le medesime.

In questo caso i test sono stati svolti sul crossdromo “Bordone” di Bosisio Parini, il tracciato GPS è riportato in figura 6.4:

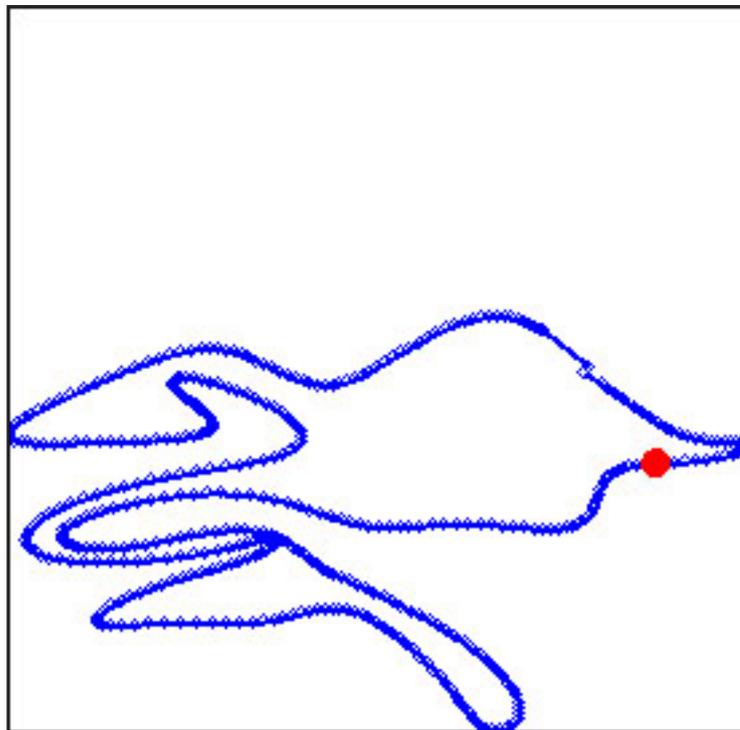


Figura 6.4: Tracciato GPS crossdromo Bordone di Bosisio Parini

I test sono stati svolti cambiando le camere idrauliche e sovrapponendo i risultati. Si procede nel seguente modo: consideriamo tre giri di pista ognuno effettuato con un impianto differente rispettivamente d10mm (figura 6.5), d11mm (figura 6.6) e d12mm (figura 6.7).

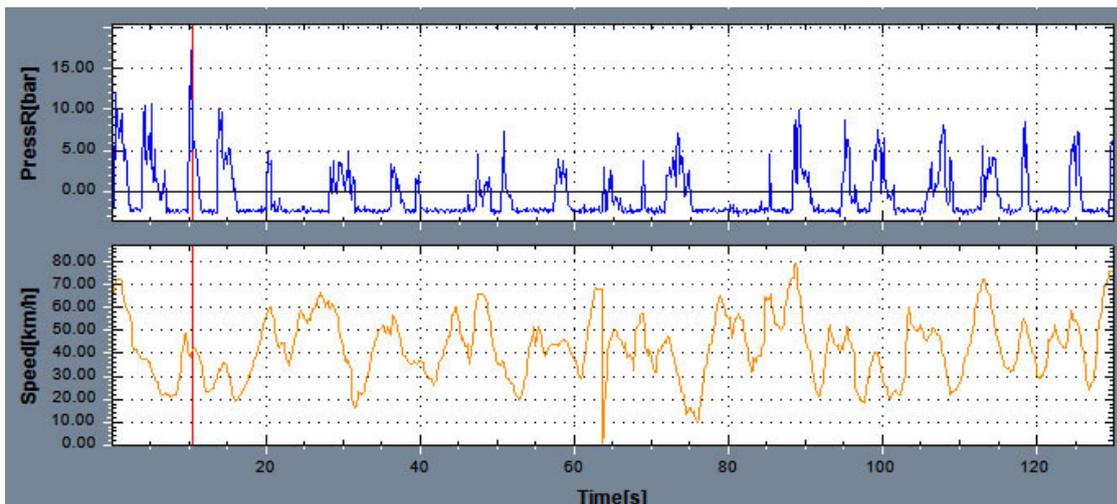


Figura 6.5: Rilievi telemetria sul crossdromo di Bosisio Parini giro n°1

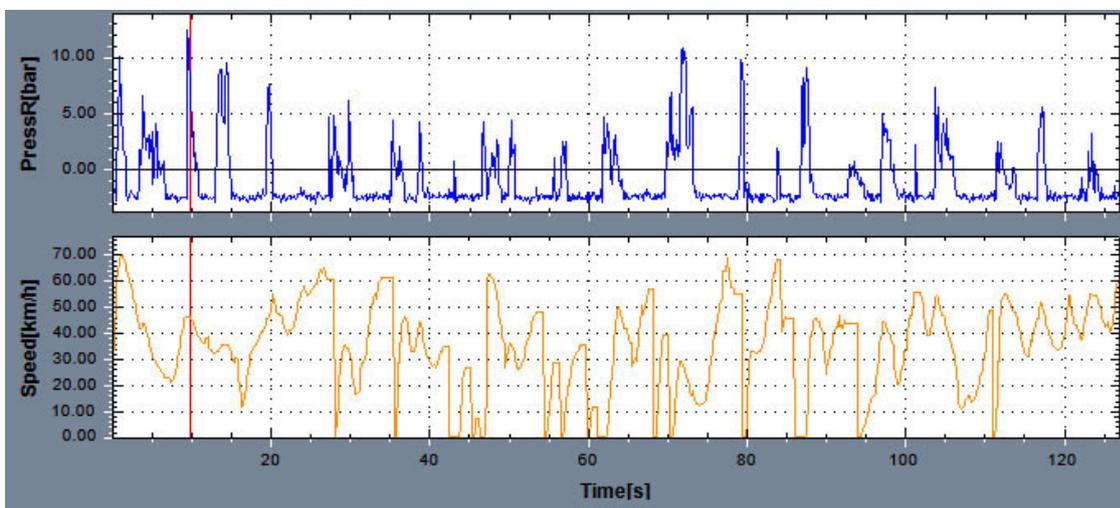


Figura 6.6: Rilievi telemetria sul crossdromo di Bosisio Parini giro n°2

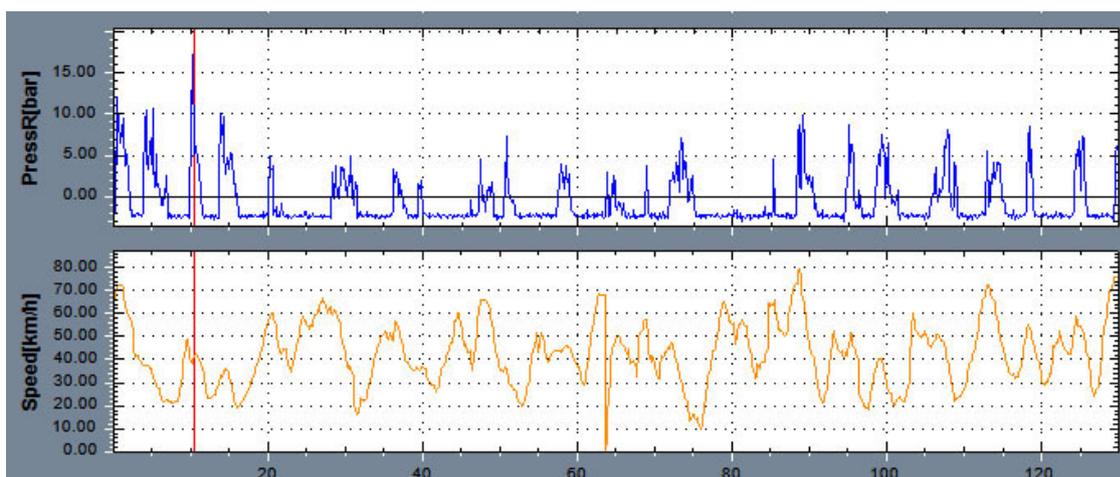


Figura 6.7: Rilievi telemetria sul crossdromo di Bosisio Parini giro n°3

Come nei paragrafi precedenti la linea rossa sui grafici corrisponde al punto indicato sul tracciato GPS; questo punto corrisponde alla frenata più “violenta” che viene effettuata dal pilota tester su questa particolare pista. Per confrontare in maniera dettagliata i tre impianti si effettua uno zoom della frenata in questione e si sovrappongono i grafici corrispondenti.

Prima di effettuare questa operazione tuttavia è interessante osservare come l’impianto che ha prodotto il miglior risultato in termini di performance di guida è stato quello con diametro 11mm (quello che si è scelto di utilizzare a seguito delle analisi effettuate con il modello nel paragrafo 4.3), lo si nota dal tempo sul giro registrato, osservando l’asse dei tempi vediamo infatti che la durata del giro corrispondente a tale impianto è la minore.

La prima comparazione la possiamo fare tra l’impianto da 12mm e quello da 11mm e lo possiamo osservare nella figura 6.8.

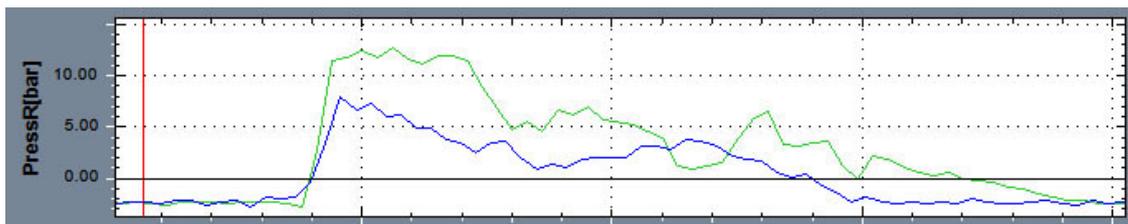


Figura 6.8: Confronto pressioni pompa d12 (blu) e pompa d11 (verde)

Come ci si aspettava la pressione raggiunta dall’impianto da 11mm (in verde nel grafico) è maggiore, quello che non ci si aspetterebbe è che la rampa di crescita di pressione è più pendente sempre per l’impianto da 11mm, questo però si può giustificare con il fatto che l’impianto da 12 mm presenta a parità di pressione una forza di reazione maggiore il che corrisponde ad una maggior difficoltà per il pilota di attuare il freno.

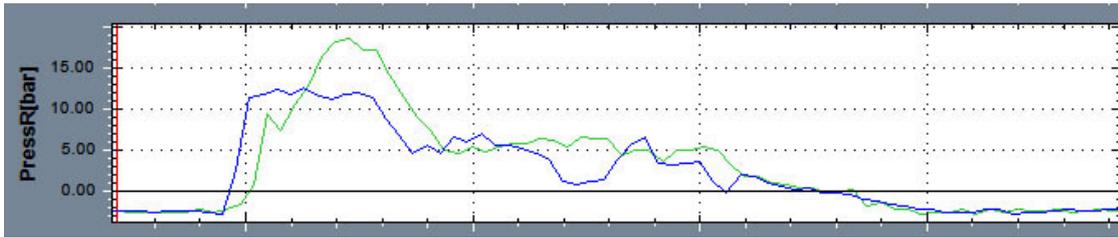


Figura 6.9: Confronto pressioni pompa d11 (blu) e pompa d10 (verde)

Nella figura 6.9 si ha il confronto tra l'impianto da 11mm (in blu) e quello da 10mm (in verde).

La pressione per l'impianto da 10mm è come ci si attende maggiore rispetto a quello da 11mm, ma la rampa di crescita è decisamente meno rapida, cosa che si traduce, come già spiegato nel capitolo 4, in un ritardo di risposta della frenata, questo non obbligatoriamente è indice di peggior performance di guida, ma nel caso in oggetto come già detto l'impianto da 11 mm genera una migliore prestazione complessiva.

Dal punto di vista soggettivo del pilota l'impianto da 12mm è stato definito il peggiore, in quanto troppo faticoso da utilizzare (forza di reazione troppo elevata). L'impianto da 10mm è stato apprezzato per la sua grande potenza, ma ha ricevuto critiche per quanto riguarda la sensibilità necessaria, ovvero il pilota a causa della troppo ridotta forza di reazione si trovava spesso a frenare più di quanto ritenesse necessario, e ha ricevuto critiche sul ritardo di risposta che si percepiva durante l'utilizzo, cosa che è già stata evidenziata nella spiegazione del grafico.

Infine l'impianto che è stato apprezzato maggiormente è stato quello da 11mm, anche se il pilota è rimasto impressionato dalla potenza frenante di quello da 10mm.

Queste osservazioni sono molto utili per un futuro sviluppo; ovvero si deve cercare di rendere meno difficoltoso nell'utilizzo l'impianto da 10mm, conclusione che era già stata esposta nel capitolo 4.

Questo conferma che utilizzare il modello di simulazione per compiere dei ragionamenti sugli impianti frenanti è più che legittimo.

Capitolo 7: Conclusioni e possibili sviluppi futuri

Durante il progetto sono stati realizzati i vari componenti per una nuova tipologia di impianto frenante posteriore per motoveicoli.

Il progetto è stato focalizzato sullo sviluppo ed ottimizzazione di questi componenti per il motocross, campo in cui l'utilizzo del freno posteriore è molto importante per avere una guida sicura ed efficace, ma risulta difficoltoso o addirittura impossibile in determinate situazioni. L'impianto realizzato ha il suo punto di forza nel sopperire a queste situazioni, ovvero l'aggiunta di una seconda pompa posta sul manubrio garantisce al pilota la possibilità di utilizzare il freno posteriore anche quando non gli è possibile azionarlo tramite il tradizionale comando a pedale; un altro punto focale dell'impianto è quello di mantenere anche il comando tradizionale allo scopo di non stravolgere completamente l'equilibrio del veicolo, e di non impattare troppo drasticamente sullo stile di guida di un pilota. Lo scopo è quello di aggiungere un comando che il pilota deve imparare ad utilizzare nelle situazioni in cui questo gli è di aiuto, ma non di sostituire il freno tradizionale nelle situazioni in cui è naturale per il pilota utilizzarlo.

Durante le prove in pista tuttavia si è verificato che, nel momento in cui il pilota naturalizza l'utilizzo del comando al manubrio, questo inizia ad abbandonare il comando a pedale ed utilizzare il nuovo comando anche nelle situazioni in cui avrebbe normalmente utilizzato il pedale.

Durante lo svolgimento del progetto sono state analizzate diverse possibili configurazioni, sia per quello che riguarda il comando a manubrio sia per come i due comandi interagiscano tra loro.

Le soluzioni scelte per il comando è costituita da una pompa frenante derivata da quella di un impianto anteriore, rivista nel posizionamento dei suoi elementi fondamentali, e posizionata in maniera tale da essere azionata con il pollice sinistro.

Per l'idraulica di questa pompa è stato studiato un piccolo software per scegliere il diametro ottimale da utilizzare, il software inoltre tiene conto del punto di applicazione della forza tramite il sistema di leva, cosa che ha permesso di dimensionare in maniera ottimale anche questo elemento, passaggio non banale, poichè non esistono precedenti impianti di questo genere.

Per quanto riguarda invece il sistema che interconnette i due impianti, si è deciso di far sì che l'utilizzo di un comando escluda l'altro, così da fare in modo che non si creino disturbi durante la frenata.

Questo è stato realizzato creando una pompa posteriore completamente nuova, riposizionando uno dei due anelli di tenuta dal pistone direttamente sul corpo pompa si è riusciti ad ottenere l'effetto voluto.

Durante la fase di test si è verificato che effettivamente durante la guida un impianto esclude completamente l'altro.

I prototipi sono stati sottoposti a molti test per verificarne l'efficacia, ed i test sono stati tutti positivi; la guida del pilota, una volta che questo naturalizza nel suo stile l'utilizzo del nuovo freno, è diventata più efficace con una migliore resa in termini di performance e anche di sicurezza.

Per quanto riguarda dei possibili sviluppi futuri ci si può muovere in due direzioni, la prima riguarda la realizzazione di una pinza freno dimensionata "ad hoc" per l'impianto, e la seconda riguarda l'ottimizzazione di alcuni piccoli dettagli per rendere più facile l'utilizzo e la commercializzazione dell'impianto. Un esempio è il posizionamento della vaschetta sulla pompa a pollice, quello scelto ne ottimizza il funzionamento, ma rende abbastanza laborioso spurgare il freno ed effettuare un eventuale cambio di olio, perchè richiede che la pompa venga rimossa dal manubrio.

Pensando ad uno scenario leggermente più ampio si può pensare di creare una variante dell'impianto volta alle competizioni su asfalto, quindi per moto cosiddette supersportive, questo richiederebbe una serie di rilievi di tipo qualitativo e quantitativo per quel che riguarda lo stile di guida su pista, ed un adattamento basato su questi rilievi dei vari componenti, in particolare per quanto riguarda i diametri idraulici delle pompe freno.

