

# POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica, Aerospaziale, dell'Autoveicolo e della Produzione



**Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica  
(Progettazione Meccanica)**

Modellazione analitica del sistema comando frizione nei  
veicoli commerciali leggeri Daily

Relatore: Prof. Aurelio Somà

Referente in IVECO: Ing. Vittorio Dal Col

Candidato:  
Eleonora Donatelli

Anno Accademico 2020/2021



“Ascolta come mi batte forte il tuo cuore.”

Wisława Szymborska, *Ogni caso*

## Ringraziamenti

Per il presente elaborato desidero ringraziare il mio relatore, il professor Aurelio Somà che, nonostante le molteplici difficoltà pratiche ed organizzative che hanno caratterizzato questo periodo storico, mi ha concesso la possibilità di sviluppare il mio lavoro di tesi nell'ufficio tecnico di una grande azienda. In questo modo ho potuto non soltanto approfondire con interesse il tema della simulazione e della modellazione analitica, ma ho avuto l'occasione di porgere un primo sguardo al mondo lavorativo che mi attende al termine del percorso universitario. A tal proposito, desidero ringraziare anche il mio referente in azienda, l'ingegnere Vittorio Dal Col, che mi ha seguita ed accompagnata in questo percorso, aiutandomi a contrastare il senso di smarrimento ed insicurezza che sentivo nell'entrare in contatto per la prima volta con una realtà imprenditoriale così tanto vasta ed affermata. Lo ringrazio per avermi sostenuto durante lo svolgimento del lavoro, per essere sempre stato pronto ad offrire il suo aiuto e la sua esperienza. Ringrazio anche tutti i restanti membri dell'ufficio tecnico di CNH Industrial (IVECO) nel quale ho lavorato, con particolare riferimento agli ingegneri Matteo Castellaneta, Gabriella Carlucci ed Enzo Augello, i quali, nonostante i numerosi impegni lavorativi, si sono mostrati sempre disponibili nel fornire il materiale di cui avessi bisogno e nel chiarire i diversi dubbi che sorgevano procedendo nell'attività.

Ringrazio l'ingegnere Mattia Ricci, da oggi collega ma da anni amico e compagno di vita, che in questi mesi ha mostrato la pazienza e la determinazione necessarie a sostenermi nello svolgimento dell'attività di tesi. Lo ringrazio per la sua presenza nella mia vita, per avermi teso la mano tutte le volte in cui, nel corso di questi (quasi) sette anni, mi sono sentita debole, stanca e sbagliata. Lo ringrazio per avermi sempre protetta ed incoraggiata, per non avermi mai fatta sentire sola grazie al suo amore e alla sua dedizione. E ringrazio anche i suoi genitori, Lucio e Stefania, che lo hanno educato ed aiutato a diventare l'uomo che è oggi e che, negli anni, sono diventati parte integrante della mia vita e della mia famiglia, sostenendomi nei momenti più difficili.

Infine, ringrazio la mia famiglia, i miei genitori e mio fratello, per avermi accompagnato ed incoraggiato in questi anni di studio, per avermi fatto percepire il loro amore e la loro vicinanza anche se fisicamente distanti.

# Introduzione

L'attività di tesi svolta presso gli uffici tecnici di IVECO (CNH Industrial) ha avuto come obiettivo la realizzazione di un modello analitico che simulasse il funzionamento dell'intero sistema frizione presente a bordo dei veicoli commerciali leggeri della linea Daily. È stato necessario modellare in maniera opportuna tutti gli organi presenti a partire dal pedale della frizione fino al disco condotto e coinvolti nelle operazioni di innesto e disinnesto della frizione stessa. Con maggiore dettaglio, si precisa che all'interno del sistema in analisi sono stati individuati tre sottoinsiemi principali:

- il pedale della frizione, con la relativa molla passafulcro;
- il comando idraulico, comprensivo dei due cilindri maestro ed operatore, della tubazione che ne consente la connessione e del serbatoio con l'olio idraulico;
- l'insieme di disco condotto, spingidisco e leva di disinnesto della frizione.

Seguendo questa suddivisione è stato realizzato un opportuno modello analitico utilizzando il software Amesim (Siemens); in particolare, durante la modellazione di ciascuna delle parti del sistema sono state seguite le seguenti fasi:

- *Creazione dello sketch* → In questa prima fase, utilizzando gli elementi presenti all'interno delle diverse librerie messe a disposizione dal software, viene creato uno schema che rappresenti il modello fisico di interesse.
- *Scelta del submodel* → Dopo aver creato e chiuso lo sketch, occorre associare a ciascun elemento in esso presente un opportuno modello matematico.
- *Definizione dei parametri* → Ciascun elemento presente all'interno del sistema deve essere correttamente caratterizzato, cioè per ognuno dei parametri caratteristici dei diversi elementi scelti deve essere imposti un valore numerico.
- *Avvio della simulazione* → Dopo aver effettuato una verifica del modello creato, il software crea un eseguibile per poter lanciare la simulazione; ovviamente, nella fase di lancio di quest'ultima, devono essere definiti alcuni

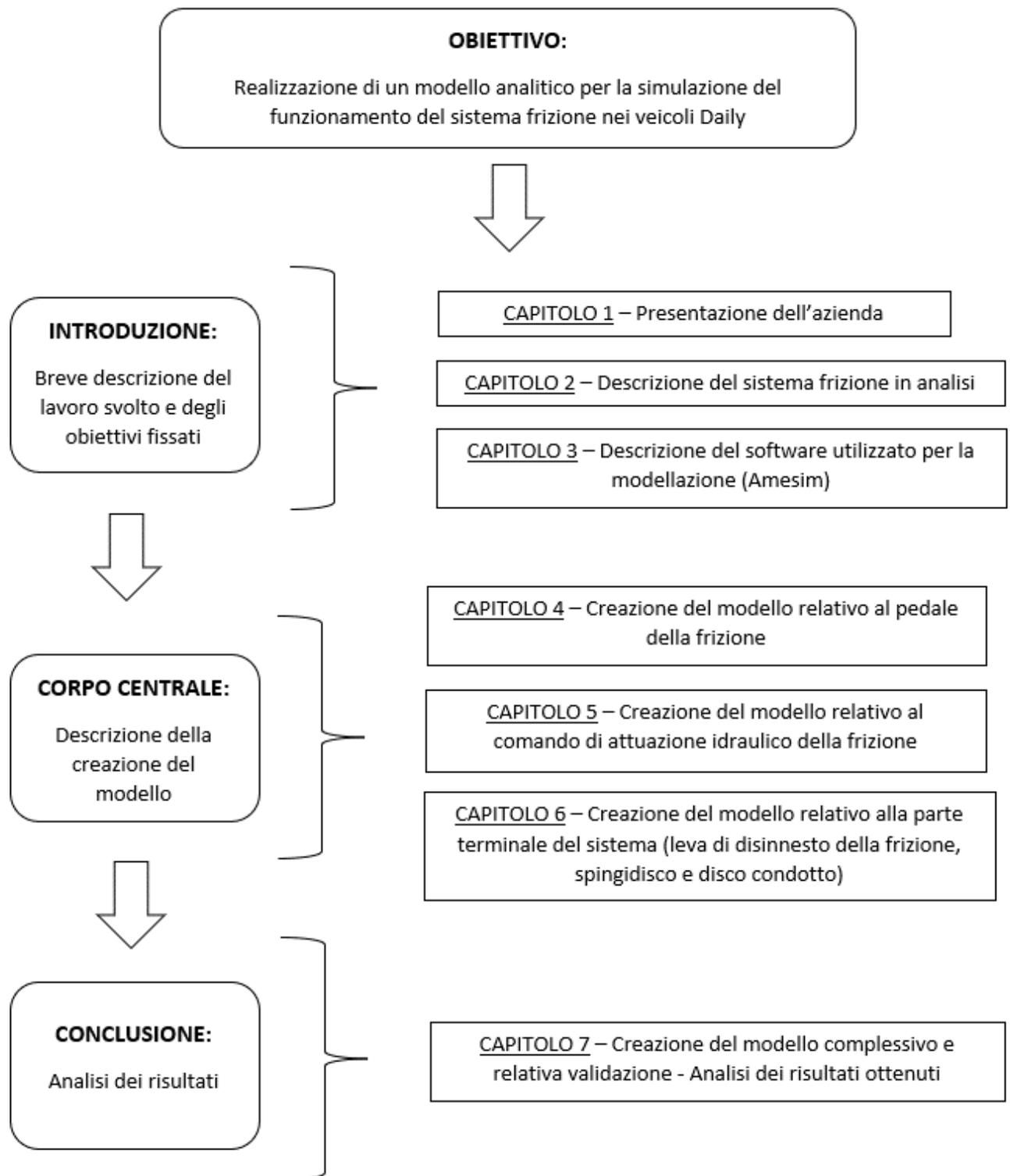
parametri di interesse, tra cui il tempo iniziale e finale della simulazione, nonché il passo temporale della stessa.

- *Analisi dei risultati* → Al termine della simulazione si procede all'analisi dei risultati ottenuti, rappresentando graficamente gli andamenti delle grandezze di interesse. In questa fase si realizza anche la validazione del modello, avvenuta mediante la verifica di alcuni grafici caratteristici del funzionamento del sistema e noti sperimentalmente. In particolare, veniva richiesto che il modello simulasse in maniera sufficientemente accurata l'andamento del carico imposto dal driver sulla ciabatta del pedale frizione in funzione della corsa descritta dal pedale stesso.

In accordo con quanto richiesto dai membri del team dell'ufficio tecnico che hanno seguito l'attività di tesi, è stato realizzato un modello che replicasse in maniera fedele ma non eccessivamente complessa il reale funzionamento del sistema frizione, ossia un modello che potesse essere utilizzato in maniera efficace anche da personale tecnico opportunamente formato.

Inoltre, essendo il sistema frizione costruito mediante l'unione di diversi componenti che vengono acquistati da altrettanti differenti fornitori, l'ufficio tecnico era intenzionato a disporsi di uno strumento che consentisse la valutazione dei principali fattori di influenza del funzionamento del sistema, al fine di poter individuare gli interventi realizzabili per ottenere un miglioramento delle performance dello stesso. L'analisi svolta ha confermato che, come ipotizzato, i principali fattori di influenza delle performance del sistema frizione vanno ricercati nelle caratteristiche geometriche del pedale e nelle scelte costruttive relative al sistema di attuazione idraulico.

Qui di seguito viene riportata una mappa concettuale, con la quale è stato riassunto e schematizzato il lavoro svolto ed ampiamente descritto nel presente elaborato.



# Sommario

Introduzione.....	1
1. Capitolo.....	8
L'azienda: IVECO (CNH Industrial).....	8
2. Capitolo.....	12
Il sistema frizione: descrizione e funzionamento .....	12
3. Capitolo.....	24
Il software: Amesim (Siemens) .....	24
4. Capitolo.....	28
Il modello del pedale della frizione .....	28
5. Capitolo.....	56
Il modello del comando di attuazione idraulico .....	56
6. Capitolo.....	69
Il modello del disco condotto e dello spingidisco .....	69
7. Capitolo.....	75
Validazione del modello e analisi dei risultati.....	75
Bibliografia .....	81

## Indice delle figure

Figura 1 – Alcuni esempi di veicoli leggeri appartenenti alla serie Daily	9
Figura 2 – Immagini di un modello appartenente alla linea di veicoli medi Eurocargo	9
Figura 3 – Alcuni esempi di veicoli pesanti appartenenti alla nuova serie S-Way	10
Figura 4 – Immagini di una frizione monodisco a molle elicoidali [1]	14
Figura 5 – Rappresentazione esplosa di una frizione di tipo premuto con molla a diaframma [2]	15
Figura 6 – Descrizione del funzionamento di una frizione di tipo premuto [3]	15
Figura 7 – Descrizione del funzionamento di una frizione di tipo tirato [4]	16
Figura 8 – Immagine di un sistema di comando a filo della frizione [5]	17
Figura 9 – Immagine di un sistema di comando idraulico della frizione [6]	19
Figura 10 – Schematizzazione semplificata dell'intero sistema in analisi	20
Figura 11 – Sezione del pedale della frizione (in rosso la molla passafulcro)	21
Figura 12 – Rappresentazione grafica del sistema di comando idraulico	22
Figura 13 – Vista isometrica della leva di disinnesto della frizione	23
Figura 14 – Vista isometrica del disco condotto (a sx) e dello spingidisco (a dx)	23
Figura 15 – Schematizzazione semplificata dell'architettura di Amesim	24
Figura 16 – Elenco delle diverse librerie disponibili all'interno di Amesim	27
Figura 17 – Sezione del pedale della frizione con evidenza degli elementi da modellare	29
Figura 18 – Modello realizzato per la simulazione del pedale della frizione	30
Figura 19 – Scelta del submodel per l'elemento plmrefwall_1 (incastro fulcro pedale)	31
Figura 20 – Scelta del submodel per l'elemento plmpivot_1 (cerniera fulcro pedale)	31
Figura 21 – Definizione dei parametri per l'elemento plmrefwall_1 (incastro fulcro pedale)	32
Figura 22 – Definizione dei parametri per l'elemento plmpivot_1 (cerniera fulcro pedale)	32
Figura 23 – Indicazione della rotazione del pedale attorno al suo fulcro	33
Figura 24 – Scelta del submodel per l'elemento dynamic_plmbody (corpo pedale)	34
Figura 25 – Definizione dei parametri per l'elemento dynamic_plmbody (corpo pedale)	36
Figura 26 – Scelta del submodel per l'elemento tank01 (serbatoio)	38
Figura 27 – Definizione dei parametri per l'elemento tank01 (serbatoio)	38
Figura 28 – Caratteristiche del fluido utilizzato per la simulazione dell'input	39
Figura 29 – Scelta del submodel per l'elemento flowsource	39
Figura 30 – Rappresentazione dell'andamento della portata nel tempo	40
Figura 31 – Definizione dei parametri per l'elemento flowsource	41
Figura 32 – Scelta del submodel per l'elemento actuator001	41
Figura 33 – Variabili in ingresso ed in uscita dalle varie porte dell'elemento actuator001	42
Figura 34 – Definizione dei parametri per l'elemento actuator001	43
Figura 35 – Visualizzazione del significato assunto dai parametri dell'elemento actuator001	43
Figura 36 – Schematizzazione per il calcolo dello spostamento del pistone	45
Figura 37 – Scelta del submodel per l'elemento plmjack	46
Figura 38 - Variabili in ingresso ed in uscita dalle varie porte dell'elemento plmjack	46
Figura 39 – Foto raffigurante le modalità di esecuzione delle prove sperimentali	47
Figura 40 – Definizione dei parametri per l'elemento plmjack	47
Figura 41 – Scelta del submodel per l'elemento plmrefwall (input)	48
Figura 42 – Calcolo delle coordinate dell'elemento plmrefwall (input)	48
Figura 43 – Definizione dei parametri per l'elemento plmrefwall (input)	49
Figura 44 – Definizione dei parametri per l'elemento plmjack (molla)	49

Figura 45 – Definizione dei parametri per l'elemento plmrefwall (molla)	50
Figura 46 – Elementi utilizzati per la modellazione della molla passafulcro	50
Figura 47 – Scelta del submodel per l'elemento displacementsensor	51
Figura 48 – Scelta del submodel per l'elemento fofx	51
Figura 49 – Scelta del submodel per l'elemento forcecon	52
Figura 50 – Definizione dei parametri per l'elemento fofx	52
Figura 51 – Rappresentazione grafica della caratteristica della molla	52
Figura 52 – Scelta del submodel per l'elemento plmpivot (astina di comando)	53
Figura 53 – Definizione dei parametri per l'elemento plmpivot (astina di comando)	54
Figura 54 – Scelta del submodel per l'elemento dynamic_plmbody (astina di comando)	54
Figura 55 – Definizione dei parametri per l'elemento dynamic_plmbody (astina di comando)	55
Figura 56 – Schematizzazione degli elementi presenti nel comando idraulico	57
Figura 57 – Modello realizzato per la simulazione del comando di attuazione idraulico	58
Figura 58 - Scelta del submodel per l'elemento tank01	59
Figura 59 - Definizione dei parametri per l'elemento tank01	59
Figura 60 – Scelta del submodel per l'elemento presscontrol02	60
Figura 61 – Scelta del submodel per l'elemento bhc1	60
Figura 62 – Scelta del submodel per l'elemento bap3 (cilindro maestro)	61
Figura 63 - Variabili in ingresso ed in uscita dalle varie porte dell'elemento	62
Figura 64 – Rappresentazione dei parametri interni dell'elemento bap3	62
Figura 65 – Rappresentazione dei parametri caratteristici della molla	63
Figura 66 – Definizione dei parametri per l'elemento bap3 (cilindro maestro)	64
Figura 67 - Definizione dei parametri per l'elemento bap3 (cilindro maestro)	65
Figura 68 – Scelta del submodel per l'elemento hydraulic_2	65
Figura 69 – Definizione dei parametri per l'elemento hydraulic_2	66
Figura 70 - Principali caratteristiche meccaniche della poliammide PA610	66
Figura 71 - Rappresentazione grafica delle caratteristiche elastiche della poliammide PA610	67
Figura 72 – Caratterizzazione dell'elemento massa fittizio	68
Figura 73 – Elementi contenuti nella libreria Powertrain	69
Figura 74 – Rappresentazione della funzione tangente iperbolica dell'attrito	70
Figura 75 – Elementi disc clutch (a sx) e manual clutch (a dx)	71
Figura 76 – Schematizzazione del modello realizzato per la terza parte del sistema	71
Figura 77 – Scelta del submodel per l'elemento lever2	72
Figura 78 – Definizione dei parametri per l'elemento lever2	72
Figura 79 – Definizione dei parametri per l'elemento fofx	73
Figura 80 – Caratteristica dello spingidisco (carico – corsa)	73
Figura 81 – Modellazione della caratteristica dello spingidisco su Excel	74
Figura 82 – Scelta del submodel per l'elemento plmpivotedpivottrans	75
Figura 83 – Definizione dei parametri per l'elemento plmpivotedpivottrans	76
Figura 84 – Rappresentazione del modello completo	77
Figura 85 – Grafico sperimentale da verificare	78
Figura 86 – Andamento carico – corsa del pedale ottenuto con il modello	79
Figura 87 – Caratteristica dello spingidisco	79
Figura 89 – Caratteristica del cilindro operatore	80
Figura 88 – Caratteristica del cilindro maestro	80



# 1. Capitolo

## L'azienda: IVECO (CNH Industrial)

IVECO (acronimo di Industrial VEHicles COrporation, ossia Società per la **produzione di Veicoli Industriali**) è una società italiana, con sede a Torino, specializzata nella produzione di veicoli industriali ed autobus, attualmente controllata al 100% dal gruppo CNH Industrial. Più nel dettaglio, l'azienda si occupa della progettazione e della realizzazione di veicoli commerciali leggeri, medi e pesanti, di mezzi cava/cantiere, di autobus urbani e interurbani e di veicoli speciali per applicazioni quali l'antincendio, le missioni fuoristrada, la difesa e la protezione civile. I veicoli adottano le più moderne tecnologie motoristiche, applicate a una gamma completa di motori diesel e alimentazioni alternative: tra queste ultime, si ricordano il metano, i bio-combustibili e le tecnologie ibride e la propulsione elettrica.

È il 1975 quando, dall'unione di cinque aziende italiane, francesi e tedesche con oltre 150 anni di esperienza nella progettazione e nella costruzione di veicoli industriali (ossia Magirus Deuts, Fiat, Lancia, Unic ed OM), nasce IVECO. Attraverso acquisizioni, alleanze e joint venture internazionali, IVECO conquista un posto di rilievo fra i protagonisti mondiali del trasporto su gomma, diventando un gruppo con un know-how solido, capace di esprimere il meglio dell'innovazione tecnologica e di affermarsi sul piano produttivo e commerciale nei più importanti mercati industrializzati come in quelli emergenti. Ad oggi, IVECO possiede impianti produttivi in Europa, Cina, Australia, Argentina, Brasile e Africa ed è presente, con le proprie strutture commerciali e, quindi, con i propri punti di vendita e di assistenza, in più di 160 paesi.

In Italia, IVECO rappresenta l'azienda che registra i numeri maggiori in termini di vendite ed immatricolazioni su ogni fronte del trasporto: da quello leggero, con la nota serie *Daily*, a quello medio con i modelli *Eurocargo* caratterizzati dagli innumerevoli allestimenti, fino a tenere testa a marchi importanti nel settore del trasporto pesante con il nuovo *S-Way* (nato nel 2019 in sostituzione del precedente *Stralis*), un concentrato di tecnologia, potenza e manovrabilità a disposizione del lavoro.

Qui di seguito si riportano alcuni esempi dei veicoli citati.



Figura 1 – Alcuni esempi di veicoli leggeri appartenenti alla serie Daily



Figura 2 – Immagini di un modello appartenente alla linea di veicoli medi Eurocargo



Figura 3 – Alcuni esempi di veicoli pesanti appartenenti alla nuova serie S-Way

Il successo di un'azienda nel tempo è legato alla sua capacità di rispondere alle esigenze, alle aspettative e all'evoluzione del mercato; in quest'ottica, l'integrazione delle scelte economiche con quelle di natura sociale e ambientale costituisce un impegno fondamentale per la creazione di valore di lungo periodo. Il modo di fare impresa del gruppo CNH Industrial e di IVECO è guidato da una cultura dell'agire responsabile e dalla convinzione che uno sviluppo industriale ha valore solo se anche sostenibile. L'azienda si impegna a soddisfare le esigenze della mobilità di oggi senza compromettere la mobilità di domani, fornendo prodotti e servizi che anticipano le nuove normative ambientali e in materia di sicurezza. L'attenzione continua all'innovazione e allo sviluppo di nuove tecnologie fa sì che IVECO sia da tempo leader nel settore dei veicoli a metano e a trazione alternativa. In sostanza, le energie alternative rappresentano per IVECO la scommessa più importante per il futuro dell'autotrasporto. A tal proposito, l'azienda ha messo a punto, da diversi anni, la tecnologia per realizzare veicoli ibridi ed elettrici, il cui utilizzo per il momento è limitato al solo trasporto urbano. Per quanto riguarda il trasporto di merci a media e lunga distanza l'azienda ha già realizzato una serie di prodotti che

alcuni importanti clienti hanno già avuto modo di testare su strada in condizioni di utilizzo reali con eccellenti risultati.

Ad oggi, sono numerosi i traguardi che, grazie alla continua innovazione tecnologica, IVECO ha conquistato negli anni: tra questi spiccano il riconoscimento di “International Truck of the year” per il modello Stralis nel 2013 e di “International Van of the year” per il modello Daily nel 2015.

## 2. Capitolo

### Il sistema frizione: descrizione e funzionamento

La trasmissione è intesa come l'insieme degli organi di un autoveicolo che trasmettono il moto dal motore alle ruote; il primo organo presente all'interno della trasmissione è la frizione, ossia l'elemento posto subito dopo il motore che entra in contatto con il volano, da cui prende il moto e lo trasmette poi agli altri organi. Tale organo rappresenta un meccanismo che, avvalendosi dell'attrito, consente di unire gradualmente il moto di due alberi che ruotano a velocità diversa. La sua presenza è necessaria per rendere possibili i cambi di velocità: in altri termini, la frizione viene inserita nella trasmissione tra il motore ed il cambio per permettere il temporaneo disinserimento della coppia motrice prodotta dal motore e consentire il cambio della velocità, scollegando le ruote dal motore quando il veicolo è fermo e mantenendo acceso il propulsore.

La trasmissione del moto viene effettuata mediante un sistema di attrito; per capire tale funzionamento, si analizzi il seguente esempio. Per far partire gradualmente un veicolo con motore a combustione senza spegnere il motore è necessario che la trazione sia applicata in modo progressivo ed è la frizione a rendere possibile ciò; il suo funzionamento rimanda a quello dei freni, ma opera inversamente rispetto a questi ultimi: i freni sono fermi e la ruota non viene bloccata istantaneamente, ma gradualmente grazie all'attrito. In maniera analoga, la frizione muove gradualmente un albero fermo o in rotazione a velocità diversa (da quella dell'albero di trasmissione).

Comunemente, per la trasmissione degli autoveicoli, possono essere utilizzati tre differenti generi di frizione:

- frizione a secco
- frizione a bagno d'olio
- frizione centrifuga

Ovviamente, ciascuna tipologia di frizione presenta una struttura differente. Tra queste, quella attualmente più utilizzata è sicuramente la frizione monodisco a secco, così denominata in quanto caratterizzata dalla presenza di un singolo disco. In questo genere di frizione, la coppia fornita dal motore viene trasmessa all'albero condotto sfruttando la resistenza d'attrito che si sviluppa tra due superfici, delle quali una solidale all'albero motore e l'altra all'albero di entrata del cambio, premute tra loro grazie all'azione di apposite molle.

Procedendo ad una descrizione maggiormente dettagliata della frizione monodisco a secco, occorre sottolineare che la frizione consta di un disco (detto disco condotto) realizzato in lamiera d'acciaio e rivestito nella zona periferica di entrambe le facce di materiale leggermente abrasivo, caratterizzato da un elevato potere d'attrito. La parte centrale del disco, invece, è calettata all'albero che trasmette il moto al cambio; il calettamento avviene mediante un mozzo internamente dentato, il quale rende le due parti in questione (ossia il disco e l'albero) solidali per quanto riguarda il movimento angolare ma lascia libero lo scorrimento del disco lungo l'asse dell'albero. A riposo, il disco condotto viene tenuto premuto contro il volano da un anello d'acciaio chiamato spingidisco, a sua volta spinto da diverse molle elicoidali o da un'unica molla a diaframma (o molla a tazza) contro la superficie esterna del volano: mediante questo sistema il disco condotto è in grado di ruotare insieme al volano e di trascinare in rotazione l'albero a cui esso viene calettato. Inoltre, lo spingidisco è solidale al coperchio della frizione, che a sua volta viene avvitato sul volano e ruota con esso.

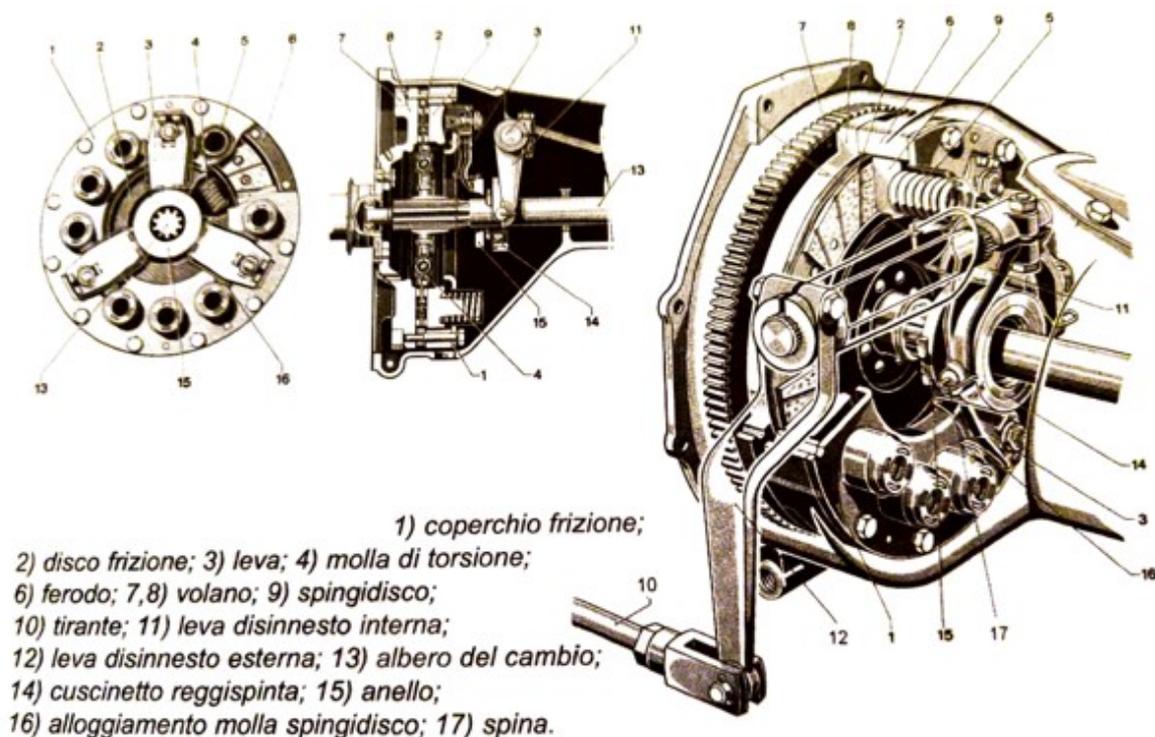


Figura 4 – Immagini di una frizione monodisco a molle elicoidali [1]

Per interrompere la trasmissione si agisce a seconda della tipologia di frizione considerata: facendo riferimento ai sistemi che presentano un'unica molla a diaframma, in essi una leva spinge su un cuscinetto (detto reggispinta in quanto in grado di sopportare le sollecitazioni laterali) che preme sulla periferia dei raggi della molla, provocando l'allontanamento del bordo esterno della stessa. Per capire meglio questo funzionamento, occorre sottolineare che la molla a diaframma è sagomata a tazza viene imperniata su alcune colonnine che radialmente si trovano tra il centro e la periferia: in questo modo, quando si preme sul centro della molla schiacciando la cupola e portando la periferia ad andare nella direzione contraria. Essendo la molla a diaframma incastrata (o fissata mediante colonnine, come citato in precedenza) nel bordo posteriore dello spingidisco, quando essa arretra tira indietro di alcuni millimetri lo spingidisco: ciò consente di allontanare il disco condotto dal volano e stacca la trazione.

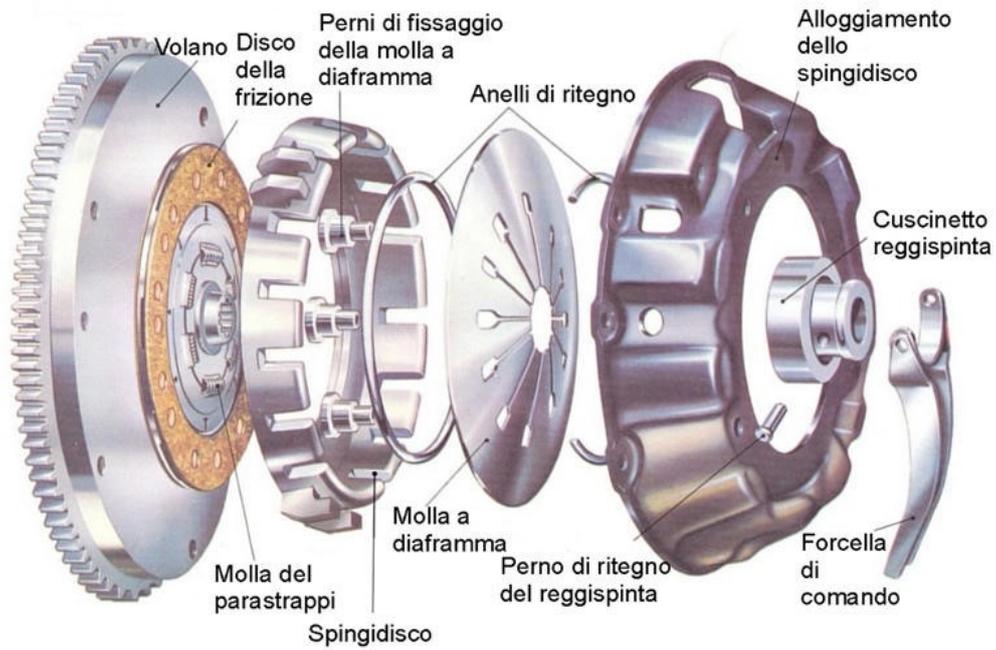


Figura 5 – Rappresentazione esplosa di una frizione di tipo premuto con molla a diaframma [2]

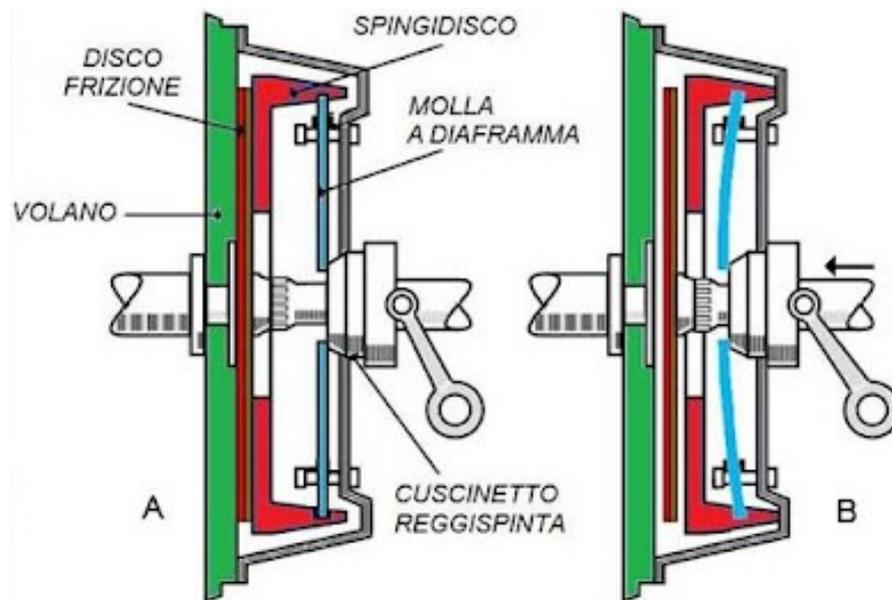


Figura 6 – Descrizione del funzionamento di una frizione di tipo premuto [3]

Quello descritto fino ad ora è il funzionamento della frizione più comune, ossia la frizione premuta (raffigurata nelle due immagini precedenti). In alternativa, esiste la frizione tirata, nella quale la molla a diaframma viene tirata al centro dal cuscinetto reggispinta, incastrato tra le sue linguette mediante un anello scanalato; allo stesso tempo, la molla punta con l'esterno sul bordo del coperchio frizione, cui è vincolata, e in un punto intermedio è rivettata (ossia fissata mediante un rivetto, un elemento meccanico di fissaggio che viene utilizzato in tutte quelle occasioni in cui non è possibile realizzare saldature; si tratta di un accoppiamento non smontabile e, quindi, definitivo) allo spingidisco. In queste condizioni, la molla agisce come una leva il che consente di ridurre lo sforzo che deve essere esercitato sul pedale, rispetto a quello richiesto nel caso di frizione premuta.

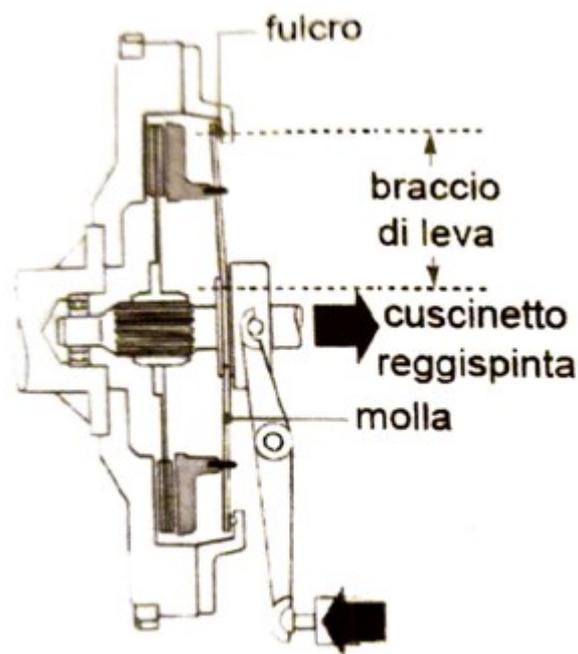


Figura 7 – Descrizione del funzionamento di una frizione di tipo tirato [4]

Si procede, ora, alla descrizione di un ulteriore insieme di organi sempre presenti all'interno di un sistema frizione, indicato come attuatore della frizione.

Con l'espressione attuatori della frizione si intende il meccanismo che viene utilizzato per staccare la frizione, ossia per allontanare lo spingidisco dal disco condotto. Generalmente, il distacco viene realizzato mediante una leva a forcella, infilata a cavallo di un cuscinetto reggispinta e azionata dal pedale della frizione mediante un sistema di tiranti che consente di amplificare la forza direttamente esercitata sul pedale. Pertanto, è possibile realizzare la trasmissione del movimento del pedale mediante un filo d'acciaio, provvisto di una vite al fondo, sulla quale si avvitano dado e controdado utilizzati per l'aggancio alla leva di comando della frizione. Tale leva è posta sulla campana della frizione, la quale coincide con l'inizio della scatola del cambio. Occorre sottolineare che il dado ed il controdado consentono di registrare la posizione del pedale. Inoltre, il citato filo d'acciaio scorre all'interno di un tubo flessibile realizzato mediante una spirale metallica rivestita in gomma; delle due estremità del filo, quella connessa alla leva di distacco prende il nome di distale mentre quella fissata alla porzione superiore della leva del pedale della frizione prende il nome di prossimale.

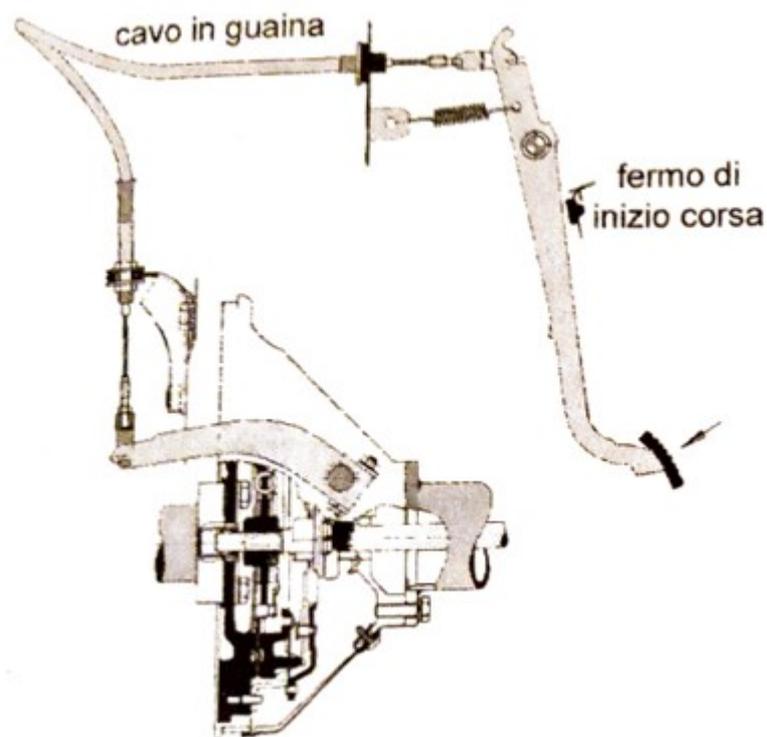


Figura 8 – Immagine di un sistema di comando a filo della frizione [5]

In realtà, da tempo si preferisce utilizzare un comando idraulico per la frizione, ossia un sistema in cui il pedale, mediante una o più leve, agisce su una coppia di cilindri idraulici, uno dei quali aziona direttamente la leva di disinnesto della frizione. Con questa soluzione è possibile ridurre le vibrazioni trasmesse dal motore al pedale della frizione e migliorare l'esperienza di guida. Per una descrizione maggiormente dettagliata, occorre sottolineare che nel sistema di comando idraulico citato il tirante in arrivo dalla frizione aziona una leva, la quale spinge un pistone idraulico dentro un cilindro maestro che comanda, a sua volta, un pistone secondario – contenuto all'interno di un cilindro secondario, detto anche operatore – al quale è affidato il compito di muovere la leva di disinnesto della frizione. Da questa descrizione, se ne deduce che il cilindro maestro possiede due fori ed altrettante tubazioni, delle quali una connette il cilindro al serbatoio dell'olio idraulico mentre l'altra lo connette al cilindro secondario; al contrario, il cilindro secondario possiede una sola tubazione, che ne consente la connessione con il cilindro maestro. Il sistema di comando idraulico fino ad ora descritto prende il nome di sistema attuatore semidraulico: tale espressione è giustificata dal fatto che, all'interno del sistema appena descritto, ciò che effettivamente consente il disinnesto della frizione non è un semplice pistone idraulico bensì una combinazione tra esso ed una leva.

In alternativa, esistono dei sistemi di comando in cui il cilindro secondario è inglobato nel cuscinetto reggispinta; il vantaggio connesso all'utilizzo di un sistema di questo tipo sta nel fatto che gli elementi citati sono tutti contenuti nella campana della frizione, il che comporta anche che un eventuale guasto al pistone (come, ad esempio, un trafilamento d'olio dovuta ad una perdita di tenuta causata dall'usura) o al cuscinetto costringe alla sostituzione di tutto il corpo – il che comporta un intervento dal costo tutt'altro che contenuto. Inoltre, in caso di trafilamento delle guarnizioni del cilindro secondario, mentre nel sistema attuatore semidraulico risulta sufficiente sostituire il cilindro in questione e rabboccare l'olio nel circuito, in un sistema di questo tipo occorre smontare l'intera frizione per poter intervenire, il che comporta un costo di manodopera davvero elevato. Tralasciando i vantaggi e gli svantaggi legati all'impiego di un sistema di comando di questo tipo, è opportuno sottolineare che esso prende il nome di sistema attuatore concentrico idraulico e viene montato nelle frizioni con molla a diaframma. In esso, il pistone idraulico relativo al cilindro secondario (SSC – slave cylinder), che risulta essere anulare e coassiale al disco condotto, spinge direttamente sul cuscinetto

reggispinta, senza alcun tramite. Ovviamente, anche all'interno di questo sistema di comando è presente il cilindro maestro (CMC – master cylinder), il quale viene azionato direttamente dal pedale della frizione ed è connesso sia al serbatoio dell'olio idraulico che al cilindro secondario, mediante un'apposita tubazione di mandata.

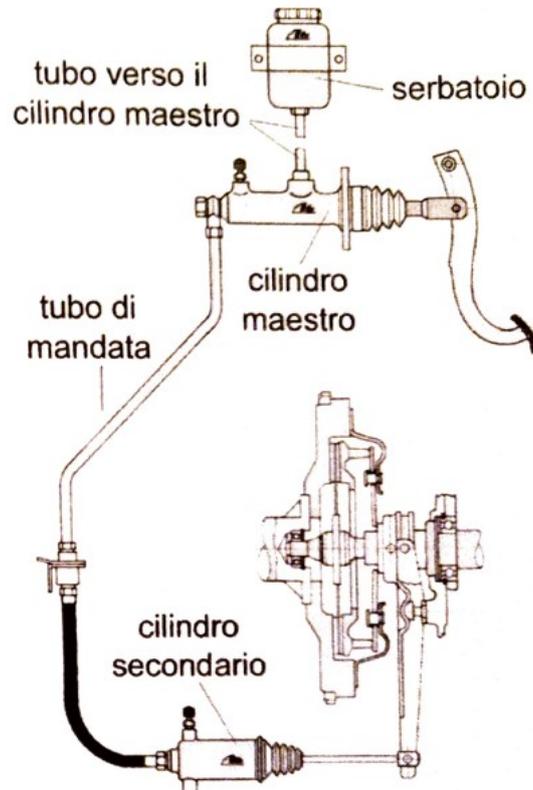


Figura 9 – Immagine di un sistema di comando idraulico della frizione [6]

Sulla base delle diverse informazioni fornite fino ad ora, occorre sottolineare che i veicoli commerciali leggeri Daily sono dotati di una frizione monodisco di tipo tirato (figura 7) attuata mediante un sistema di comando idraulico (figura 9).

Si ricorda che l'obiettivo del lavoro svolto consiste nel modellare analiticamente l'intero sistema frizione, intendendo con questa espressione l'insieme di organi ed elementi presenti dal pedale della frizione fino al disco condotto e coinvolti nelle operazioni di innesto e disinnesto della frizione stessa.

Pertanto, risulta conveniente suddividere l'intero sistema in tre parti:

- il pedale della frizione, con la relativa molla passafulcro;
- il comando idraulico, comprensivo dei due cilindri maestro ed operatore, della tubazione che ne consente la connessione e del serbatoio contenente l'olio idraulico;
- l'insieme di disco condotto, spingidisco e leva di disinnesto della frizione.

Questa suddivisione verrà utilizzata anche nella fase di costruzione del modello analitico.

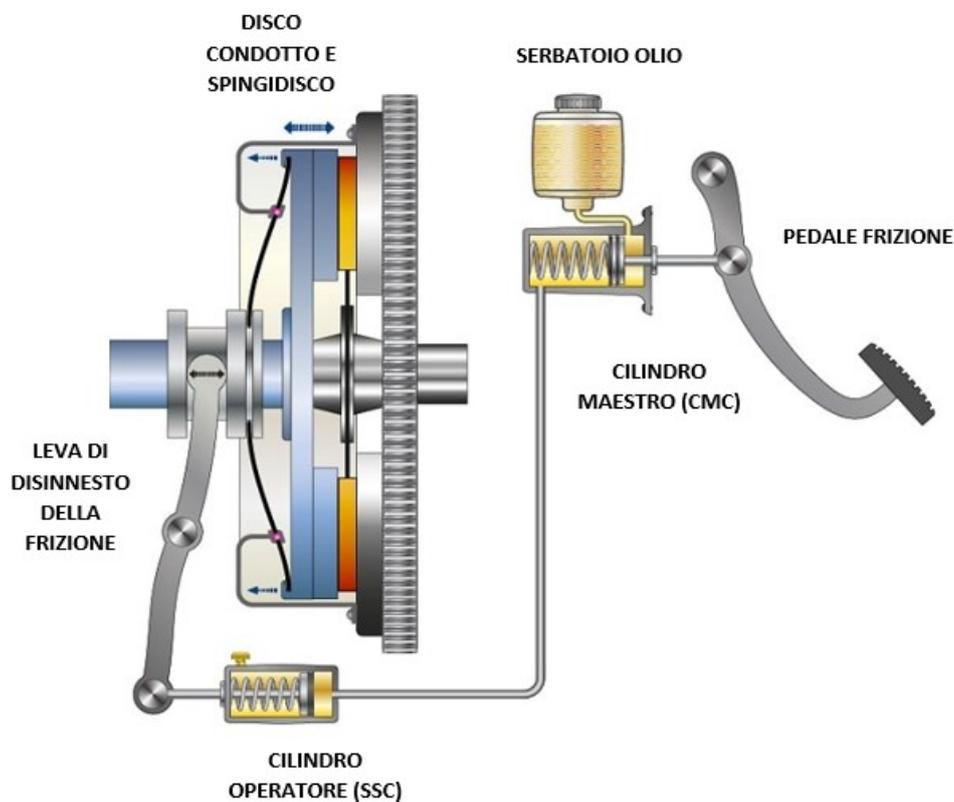


Figura 10 – Schematizzazione semplificata dell'intero sistema in analisi

Si riportano qui di seguito le immagini dei principali elementi presenti all'interno del sistema in analisi, le quali sono state ricavate dai disegni costruttivi delle diverse parti forniti dall'ufficio tecnico dell'azienda.

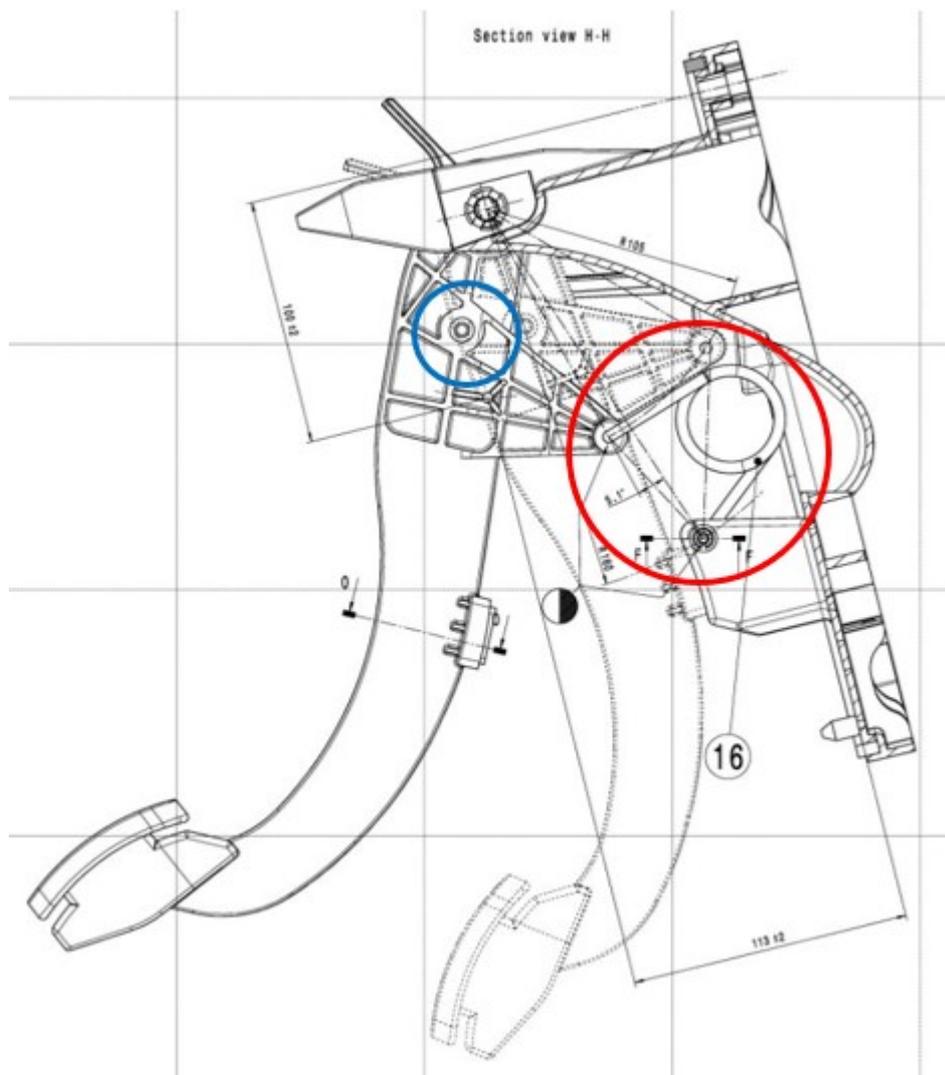


Figura 11 – Sezione del pedale della frizione (in rosso la molla passafulcro)

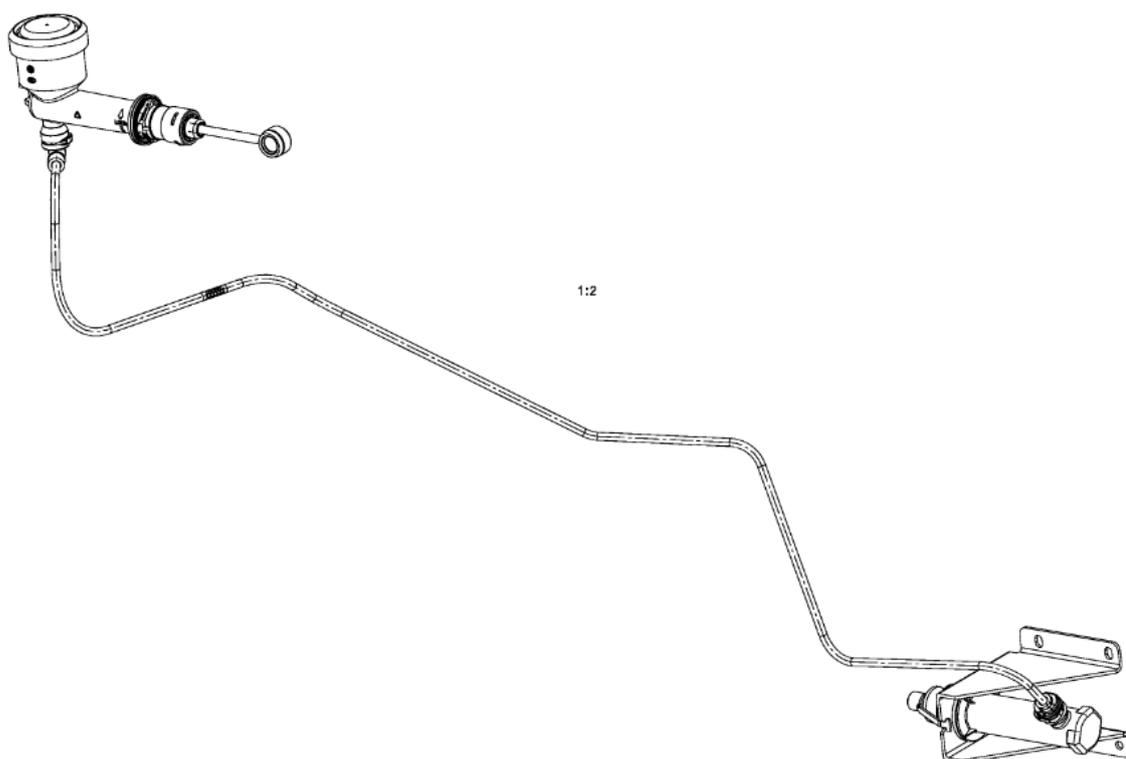


Figura 12 – Rappresentazione grafica del sistema di comando idraulico

Prima di continuare con l'inserimento di ulteriori immagini, occorre fare una precisazione: l'input fornito dal driver mediante lo schiacciamento del pedale della frizione viene trasferito al comando idraulico mediante un puntalino presente sul pedale (cerchiato in **blu** nella figura 12), al quale è fissata l'astina che scorre all'interno del primo cilindro del comando idraulico, ossia il cilindro maestro. A questo punto, a causa della variazione di pressione che ad esso viene imposto attraverso lo scorrimento dell'astina, l'olio idraulico attraversa la tubazione e confluisce all'interno del secondo cilindro del comando idraulico, ossia il cilindro operatore. Mediante quattro apposite viti, il cilindro operatore viene collocato sulla scatola del cambio, facendo attenzione che l'estremità dell'asta di pressione che scorre all'interno di questo secondo cilindro sia ben allineata con l'alloggiamento della forcella frizione (ossia della leva di disinnesto della frizione). Pertanto, è attraverso questa estremità che l'input fornito al comando idraulico viene trasferito all'ultima parte dell'intero sistema, ossia alla leva di disinnesto della frizione, la quale comanda il distacco dello spingidisco dal disco condotto e, quindi, causa il disinnesto della frizione.

Si riportano, quindi, le immagini dei restanti elementi presenti all'interno del sistema.

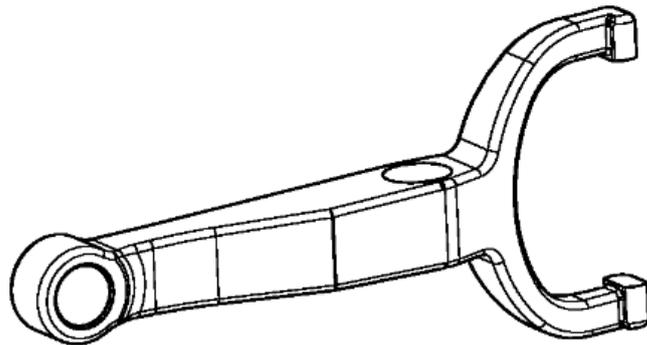


Figura 13 – Vista isometrica della leva di disinnesto della frizione

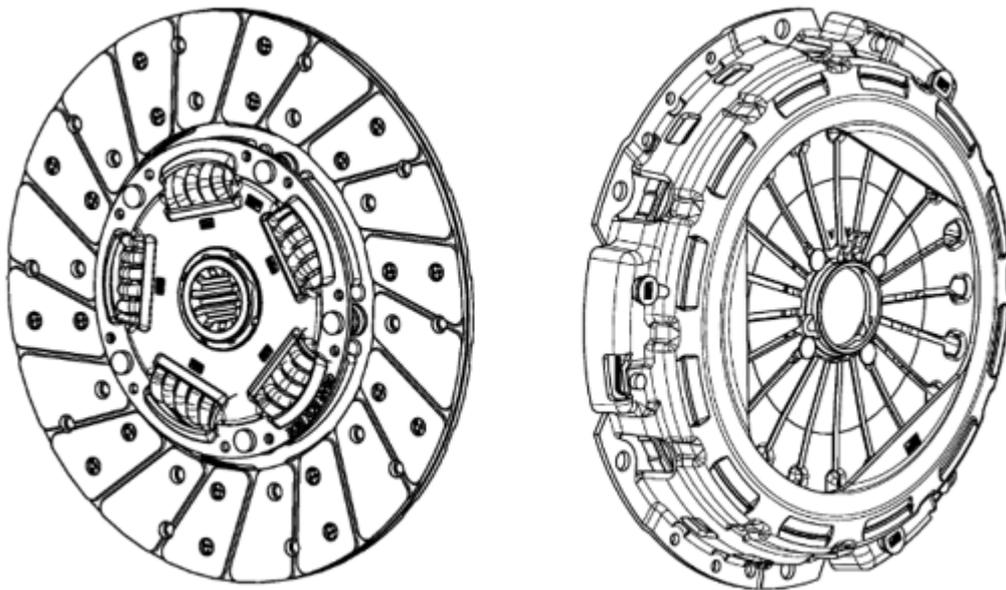


Figura 14 – Vista isometrica del disco condotto (a sx) e dello spingidisco (a dx)

### 3. Capitolo

## Il software: Amesim (Siemens)

Prima di procedere con l'analisi dettagliata delle modalità con cui è stato realizzato il modello analitico dell'intero sistema frizione del Daily, occorre presentare brevemente le caratteristiche del software che è stato utilizzato per lo svolgimento del lavoro in questione. Amesim è un software commerciale sviluppato da Siemens per la modellazione e la simulazione ingegneristica di sistemi multi-dominio. Il pacchetto software è composto da diversi strumenti che intervengono nelle varie fasi dell'intero processo di simulazione, ossia la modellazione, l'analisi e la predizione della performance di un sistema. Per modellare un sistema si utilizza un set davvero vasto di librerie scritte in linguaggio C, le quali contengono predefiniti componenti per ogni dominio fisico rappresentati da blocchetti dotati di un'icona. Tali blocchetti vanno poi collegati l'uno all'altro secondo le rispettive porte di input e output.

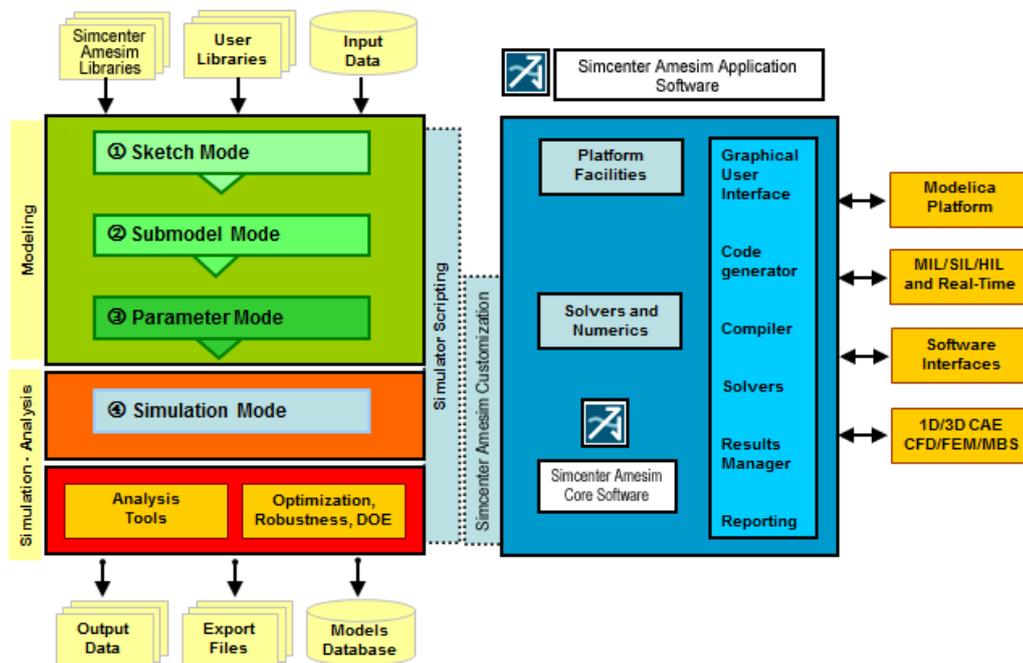


Figura 15 – Schematizzazione semplificata dell'architettura di Amesim

Tale software è caratterizzato da diversi aspetti che permettono anche ad utenti principianti di creare con facilità un qualsiasi modello fisico sfruttando le librerie standard o anche quelle create dagli utilizzatori. Tra questi aspetti occorre citare:

- un'interfaccia grafica intuitiva e facile da utilizzare;
- strumenti per l'analisi dei risultati, tra i quali editors per tabelle e grafici, animazioni 3D;
- strumenti per l'analisi lineari agli autovalori;
- integrazione semplificata con modelli CAD 3D;
- possibilità di co-simulazione con Matlab.

Per costruire un modello fisico funzionante, occorre seguire i seguenti passaggi:

1 – *Sketch Mode* → In questa prima fase, occorre procedere alla creazione di uno schema che rappresenti il modello fisico di interesse; tale creazione avviene attraverso l'impiego delle diverse icone presenti all'interno delle librerie. Ciascuna libreria raccoglie al suo interno elementi simili tra loro, in termini di modello matematico simulato e funzionamento. Tra le diverse librerie riportate nella figura 16, quelle che sono state utilizzate per costruire un modello analitico dell'intero sistema frizione del veicolo commerciale leggero Daily sono:

- le librerie *Mechanical* con elementi meccanici monodimensionali;
- la libreria *Planar Mechanical* con elementi meccanici bidimensionali;
- la libreria *Hydraulic*, contenente semplici elementi di natura idraulica;
- la libreria *Hydraulic Component Design*, con elementi idraulici più complessi;
- la libreria *Signal&Control*, con elementi che simulano segnali e controllo.

2 – *Submodel Mode* → In questa seconda fase, ad ogni componente del sistema precedentemente costruito occorre associare un opportuno modello matematico, che sia conforme con quanto richiesto per il problema in analisi. Gli elementi presenti all'interno delle varie librerie del software possono mettere a disposizione dell'utente più di un modello matematico, ognuno dei quali prende il nome di *submodel*. Ad esempio, per la caratterizzazione di una semplice molla lineare (presente all'interno della libreria *Mechanical*) si può scegliere di utilizzare un modello matematico che preveda la definizione di un valore costante per la rigidità o, in alternativa, un altro modello matematico che consenta la definizione di un valore variabile per la rigidità. Inoltre, occorre non fare confusione tra i termini *submodel* e *model*: con quest'ultima espressione, il software intende il modello matematico dell'intero sistema.

3 – *Parametric Mode* → In questa terza fase, per concludere correttamente la caratterizzazione del modello costruito, occorre associare un preciso valore a ciascuno dei parametri che definiscono i diversi *submodels* scelti. Tali valori possono essere intesi come una variabile intera, reale, booleana o testuale.

4 – *Simulation Mode* → In questa quarta ed ultima fase, il software effettua una verifica del modello creato dall'utente e crea un eseguibile per poter lanciare la simulazione. Appena prima della fase di lancio della stessa, occorre definire i parametri relativi alla risoluzione delle equazioni rappresentative del modello, come ad esempio il tempo iniziale e finale della simulazione, nonché il passo temporale della stessa.

Libraries			
	3D Mechanical		Hydraulic
	Aeronautics and Space		Hydraulic Resistance
	Air Conditioning		Hydraulic Component Design
	Aircraft Electrics		IFP-Drive
	Aircraft Fuel System		IFP-Engine
	Automotive Electrics		IFP-Exhaust
	Cams and Followers		Liquid Propulsion
	CFD1D		Mechanical
	Cooling System		Moist Air
	Discrete Partitioning		Planar Mechanical
	Electric Motors and Drives		Pneumatic
	Electrical Basics		Pneumatic Component Design
	Electrical Static Conversion		Powertrain
	Electric Storage		Signal, Control
	Electrochemistry Components		Simulation
	Electromechanical		Thermal
	Engine Signal Generator		Thermal Hydraulic
	Filling		Thermal Hydraulic Resistance
	Fuel Cell		Thermal Hydraulic Component Design
	Gas Mixture		Two-Phase Flow
	Gas Turbine		Vehicle Dynamics
	Generic Co-Simulation		Vehicle Dynamics iCAR
	Heat Exchangers Assembly Tool		

Figura 16 – Elenco delle diverse librerie disponibili all'interno di Amesim

## 4. Capitolo

### Il modello del pedale della frizione

Per procedere alla descrizione del modello analitico realizzato per simulare al meglio il reale funzionamento dell'intero sistema frizione presente nei veicoli commerciali Daily, si seguirà la suddivisione già mostrata nel secondo capitolo (pagina 18).

Si procede, quindi, con la descrizione della modellazione effettuata per la prima parte del sistema, ossia la porzione di pedaliera relativa al comando della frizione. Come è possibile osservare dall'immagine riportata qui di seguito (figura 17), all'interno della porzione di pedaliera di interesse è possibile individuare due componenti principali: il pedale vero e proprio ed una molla torsionale. Più nel dettaglio, è possibile notare anche la presenza di una sorta di elemento di connessione tra il pedale e la molla torsionale: tale componente, però, viene considerato come parte integrante del pedale stesso e, quindi, modellato mediante lo stesso elemento scelto per la simulazione di quest'ultimo. Un altro componente di cui va tenuto conto è il puntalino presente sul pedale (cerchiato in **blu** nella figura 17), al quale è fissata l'astina che consente di trasferire al comando idraulico l'input fornito dal driver mediante lo schiacciamento del pedale della frizione.

Pertanto, la modellazione è stata eseguita in questo modo: a partire da una cerniera che simula il fulcro attorno al quale ruota il pedale, viene inserito un elemento che simula il pedale stesso e che consente tre collegamenti. Infatti, il pedale deve essere collegato alla molla torsionale che incrementa la resistenza offerta dal sistema allo schiacciamento imposto dal driver, al puntalino e alla relativa astina per il comando idraulico e ad un insieme di elementi che possano simulare l'input fornito dal driver.

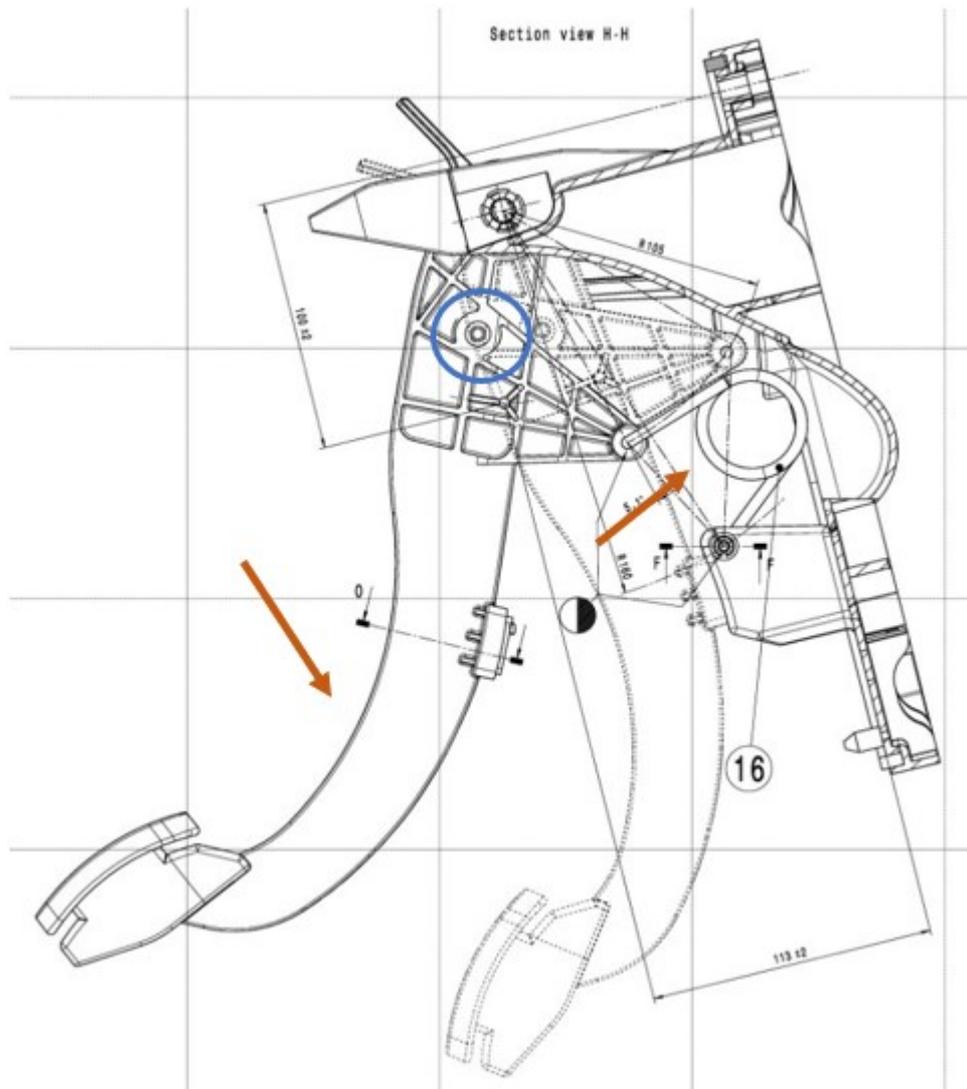


Figura 17 – Sezione del pedale della frizione con evidenza degli elementi da modellare

Per la realizzazione di questo primo modello, sono stati scelti diversi elementi appartenenti alle librerie già citate in precedenza:

- *Mechanical* (elementi meccanici 1D)
- *Planar Mechanical* (elementi meccanici 2D)
- *Hydraulic* (elementi di natura idraulica)
- *Signal&Control* (elementi per la definizione dei segnali)

Il risultato ottenuto è riportato nell'immagine seguente:

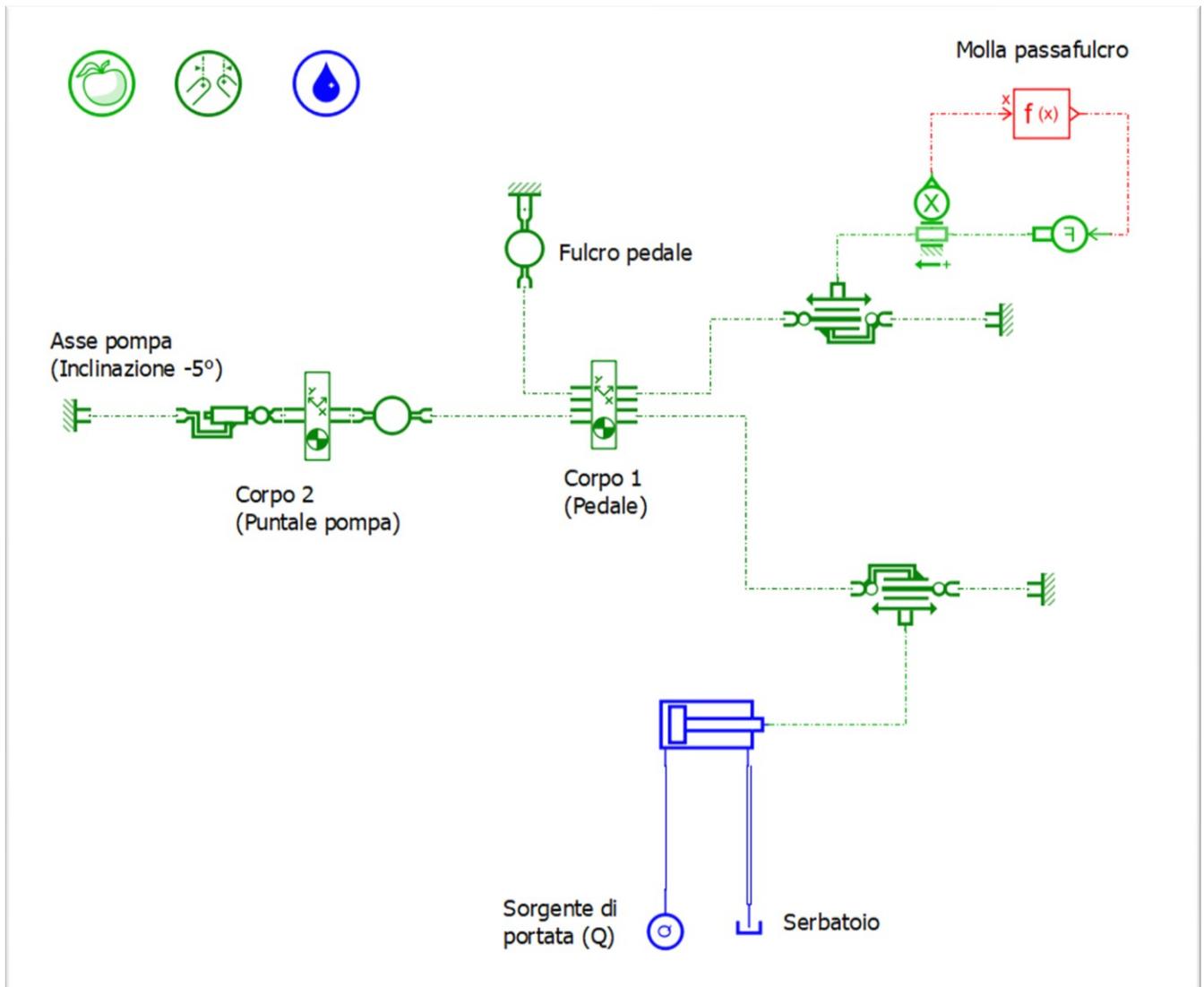


Figura 18 – Modello realizzato per la simulazione del pedale della frizione

Prima di procedere con la descrizione del modello riportato, occorre fare una precisazione: nel corso di questa parte della trattazione saranno evidenziate le motivazioni che hanno portato alla scelta di ciascun elemento presente all'interno del modello e, in accordo con quello che è il funzionamento del software Amesim, per ciascun elemento saranno descritte le fasi di scelta del modello matematico e di caratterizzazione attraverso l'imposizione dei parametri di interesse.

Come già sottolineato in precedenza, la modellazione di questa porzione del sistema in analisi parte dall'osservazione che il corpo pedale risulta incernierato in un fulcro, attorno al quale compie una rotazione. Pertanto, all'interno del modello riportato in figura 18, sono presenti un incastro ed una cerniera ad esso vincolata che consentono di simulare tale fulcro; i due elementi citati sono i seguenti:

**Submodel summary**

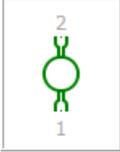
 **Alias:** plmrefwall\_1  
**Component:** plmrefwall  
**Submodel name:** PLMEMB01

**Compatible submodel list**

Name	Description	Submodel type
PLMEMB01	reference fixed body	generic submodel

Figura 19 – Scelta del submodel per l'elemento plmrefwall\_1 (incastro fulcro pedale)

**Submodel summary**

 **Alias:** plmpivot\_1  
**Component:** plmpivot  
**Submodel name:** PLMPIV00

**Compatible submodel list**

Name	Description	Submodel type
PLMPIV00	revolute pair	generic submodel
PLMPIV01	revolute pair with x and y contact forces	generic submodel

Figura 20 – Scelta del submodel per l'elemento plmpivot\_1 (cerniera fulcro pedale)

In merito alla parametrizzazione di questi due elementi, occorre sottolineare che l'incastro del fulcro del pedale è stato scelto come origine del sistema di riferimento che consente di stabilire le posizioni reciproche di tutti gli elementi di interesse, motivo per cui le sue coordinate assumono valore nullo:

Title	Value	Unit	Tags	Name
# absolute angular position of x axis	0	degree		theta
# absolute x position at port 1	0	mm		xa1
# absolute y position at port 1	0	mm		ya1
# artificial depth (Z) for animation	0	m		zdepth

Figura 21 – Definizione dei parametri per l'elemento plmrefwall\_1 (incastro fulcro pedale)

Con la definizione dei parametri per la cerniera, invece, è possibile caratterizzare la presenza di attrito all'interno del sistema: l'elemento *plmpivot\_1* consente di fornire un valore non nullo al coefficiente di smorzamento (come riportato nella figura 22) al fine di tenere conto della mancata idealità della rotazione che si verifica attorno ad esso.

Title	Value	Unit	Tags	Name
spring stiffness	0	Nm/degree		k
damping coefficient	<b>0.2</b>	Nm/(rev/min)		b
diameter of pin (for animation)	<b>5</b>	mm		dpin

Figura 22 – Definizione dei parametri per l'elemento plmpivot\_1 (cerniera fulcro pedale)

Per concludere la caratterizzazione di questa cerniera, occorre sottolineare che, in accordo con quanto riportato nei disegni CAD della pedaliera (figura 23), la ciabatta del pedale (e, in particolare, un punto appartenente alla superficie di tale ciabatta inteso come punto ideale di applicazione del carico da parte del driver) segue, nel corso delle fasi di innesto e disinnesto della frizione, una traiettoria coincidente con un arco di circonferenza di raggio pari a  $304.6 \text{ mm}$  e di centro coincidente con il fulcro del pedale.

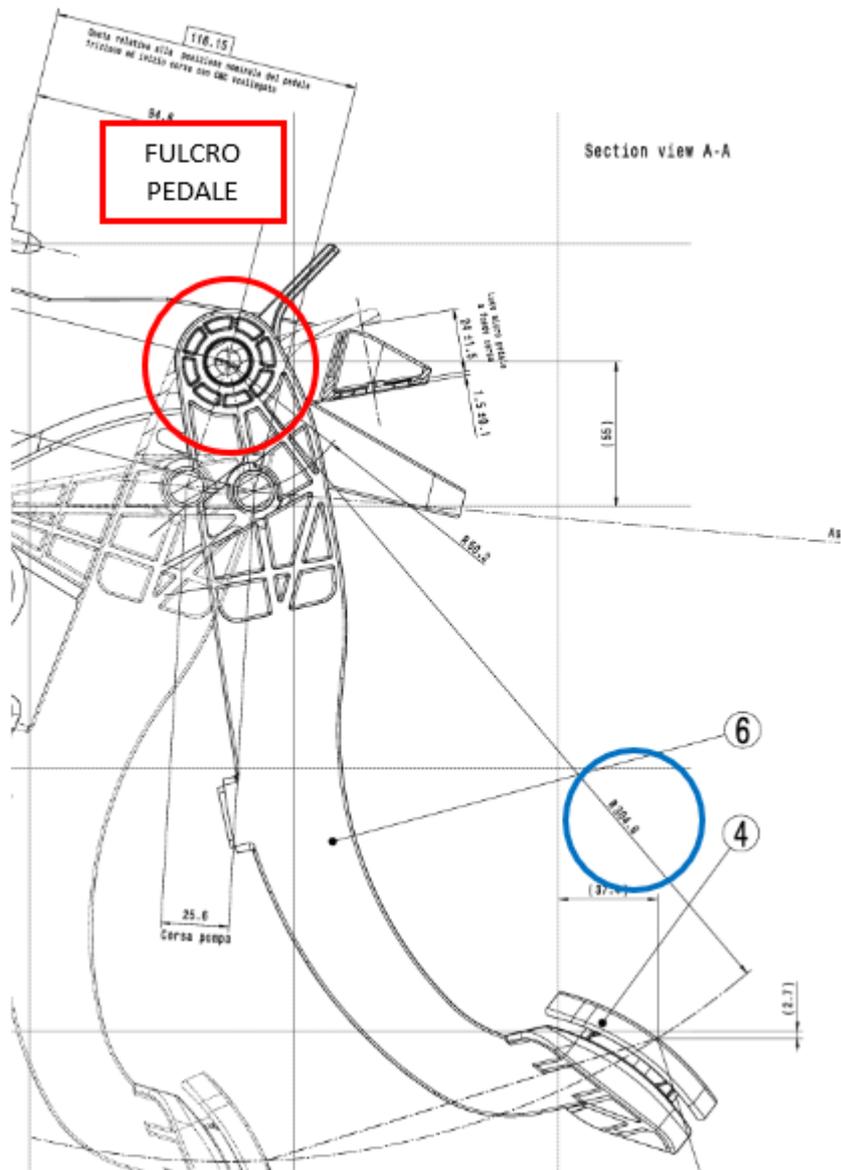
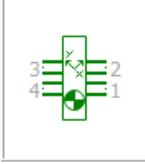


Figura 23 – Indicazione della rotazione del pedale attorno al suo fulcro

Alla cerniera appena citata è collegata una delle porte del pedale: per modellare questo componente del sistema, che deve avere la possibilità di essere collegato a più elementi differenti, è stato scelto un elemento appartenente alla libreria *Planar Mechanical* che prende il nome di *dynamic\_plmbody*.

**Submodel summary**



**Alias:** dynamic\_plmbody\_1  
**Component:** dynamic\_plmbody  
**Submodel name:** PLMDBOD0

**Compatible submodel list**

Name	Description	Submodel type
PLMDBOD0	multiple port body	dynamic block submodel

Figura 24 – Scelta del submodel per l'elemento dynamic\_plmbody (corpo pedale)

Tale elemento è stato definito in maniera tale da possedere quattro porte, necessarie per il suo collegamento con:

- il fulcro del pedale;
- la molla passafulcro;
- il puntalino e l'astina per il comando della frizione;
- il sistema per la simulazione dell'input fornito dal driver.

Per quanto riguarda i parametri, invece, gli elementi che simulano dei corpi necessitano della definizione delle seguenti caratteristiche:

- posizionamento del sistema di riferimento locale del corpo;
- coordinate lineari ed angolari di tutte le porte del corpo;
- massa e momento di inerzia;
- velocità lineari ed angolari iniziali.

Nel caso di interesse, risulta opportuno concentrarsi principalmente sulla definizione delle corrette coordinate di tutte le porte definite per il corpo in esame (coordinate che vengono ricavate dai disegni CAD 3D disponibili); per questo motivo, il posizionamento del sistema di riferimento locale del corpo verrà lasciato coincidente con quello definito di default dal software. Inoltre, partendo da una condizione iniziale di quiete, saranno posti pari a zero tutti i valori di velocità lineari ed angolari iniziali.

Per quanto riguarda, invece, la scelta dei parametri inerziali, per questi sono stati imposti dei valori molto ridotti, tenendo conto della ridotta massa caratteristica del componente in esame e, soprattutto, del ridotto interesse per la dinamica del sistema.

Pertanto, i parametri imposti vengono qui di seguito riassunti:

<b>Numero porta</b>	<b>Corrispondente nel sistema reale</b>	<b>Coordinata x</b>	<b>Coordinata y</b>
Porta 1	Punto ideale per l'applicazione del carico imposto dal driver	162.4 mm	-257.73 mm
Porta 2	Collegamento con la molla passafulcro	-48.66 mm	-93.03
Porta 3	Collegamento con il fulcro del pedale	0 mm	0 mm
Porta 4	Collegamento con il puntalino del comando idraulico	10.22 mm	-49.16 mm

$$Massa\ del\ pedale = 0.3\ kg$$

$$Momento\ d'inerzia\ del\ pedale\ (attorno\ all'asse\ z\ baricentrico) = 0.001\ kgm^2$$

Occorre sottolineare che le coordinate delle diverse porte presenti nell'elemento scelto per la modellazione del corpo del pedale sono state determinate rispetto al sistema di riferimento posto in corrispondenza del fulcro del pedale.

## Parameters of dynamic\_plmbody\_1 [PLMDBOD0-2]

Title	Value	Unit	Tags	Name
▼ <input type="checkbox"/> items location				
coordinates reference	relative			option
⊕ absolute angular position	0	degree		theta
⊕ G: absolute x position	0	m		Gx
⊕ G: absolute y position	0	m		Gy
O: absolute x position	0	m		Ox
O: absolute y position	0	m		Oy
G: relative x position	0	m		Gxr
G: relative y position	0	m		Gyr
x position at port 1	<b>162.4</b>	<b>mm</b>		xr1
x position at port 2	<b>-48.66</b>	<b>mm</b>		xr2
x position at port 3	0	<b>mm</b>		xr3
x position at port 4	<b>10.22</b>	<b>mm</b>		xr4
y position at port 1	<b>-257.73</b>	<b>mm</b>		yr1
y position at port 2	<b>-93.03</b>	<b>mm</b>		yr2
y position at port 3	0	<b>mm</b>		yr3
y position at port 4	<b>-49.16</b>	<b>mm</b>		yr4
joint relative angular position at port 1	0	degree		alpha1
joint relative angular position at port 2	0	degree		alpha2
joint relative angular position at port 3	0	degree		alpha3
joint relative angular position at port 4	0	degree		alpha4
▼ <input type="checkbox"/> inertia				
mass	<b>0.3</b>	kg		m
moment of inertia around Gz axis	<b>0.001</b>	kgm**2		inerti
▼ <input type="checkbox"/> initial velocities				
⊕ absolute angular velocity	0	rev/min		omega
⊕ G: x velocity	0	m/s		Gvx
⊕ G: y velocity	0	m/s		Gvy

Figura 25 – Definizione dei parametri per l'elemento dynamic\_plmbody (corpo pedale)

A questo punto, occorre procedere alla descrizione di tutti i restanti elementi collegati al corpo utilizzato per la modellazione del pedale vero e proprio.

In primo luogo, si procede all'analisi del sistema che è stato utilizzato per simulare l'input imposto dal driver sul pedale.

Per la realizzazione di questa parte del modello sono state valutate diverse ipotesi alternative: originariamente, si era valutata come ottimale la definizione dell'input fornito dal driver in termini di spostamento, ossia di corsa definita dal pedale. È noto, infatti, che la ciabatta del pedale (cioè la porzione del pedale che viene schiacciata dal piede del driver) percorre un arco di circonferenza di raggio pari a  $304.6\text{ mm}$  (figura 23) e di lunghezza dell'ordine di  $160 - 165\text{ mm}$ ; quindi, dopo aver percorso tale arco di circonferenza, il pedale inevitabilmente si ferma, raggiungendo il fine corsa il quale, all'interno del sistema reale, è fisicamente rappresentato da un componente, fissato sulla porzione di pedaliera sulla quale viene vincolata anche la seconda estremità della molla torsionale, sul quale va in battuta il pedale. Pertanto, fornire un input in termini di corsa descritta dal pedale sarebbe stato comodo anche alla luce dei dati sperimentali noti ed utilizzati per la validazione del modello, in quanto si tratta principalmente di grafici che riportano l'andamento del carico fornito al pedale in funzione della corsa da questo definita. Questa soluzione, però, si pone in contrasto con il meccanismo di funzionamento che sta alla base del software utilizzato; infatti, le equazioni che Amesim risolve ogni qualvolta viene costruito un modello analitico e ne viene simulato il funzionamento sono equazioni volte al soddisfacimento di un bilancio di potenza tra l'input e l'output definiti per il modello. Ne consegue che, per definire una potenza in ingresso, occorre definire una forza in ingresso. Pertanto, per aggirare il problema, si è scelto di simulare l'input di schiacciamento del pedale utilizzando degli elementi di natura idraulica, combinati all'elemento *plmjack* appartenente alla libreria degli elementi meccanici bidimensionali. In sostanza, l'idea seguita è stata la seguente: per generare una forza che funga da input per il sistema e che sia, in qualche modo, collegata alla corsa descritta dal pedale, si sfrutta la variazione di pressione che si realizza all'interno del cilindro attuatore *actuator 001*. Pertanto, utilizzando un serbatoio ed un'opportuna sorgente di portata, si fa in modo che la variazione di pressione indotta all'interno del cilindro attuatore attraverso lo scorrimento di un pistone al suo interno coincida con la forza che consente lo scorrimento dell'elemento *plmjack*. Ovviamente, per fare in modo che la forza così ottenuta sia collegata alla corsa descritta dal pedale, si impone che la corsa descritta dal pistone del cilindro attuatore sia pari alla corsa prevista per il pedale.

Pertanto, il sistema definito per la realizzazione del segnale di input risulta essere costituito dai seguenti elementi, caratterizzati secondo quanto riportato:

- serbatoio di liquido;
- sorgente di portata;
- cilindro attuatore;
- giunto prismatico (che prevede la sola traslazione).

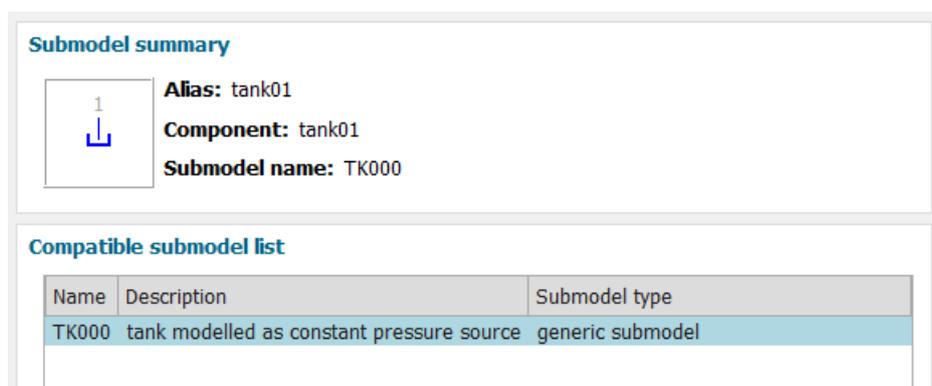


Figura 26 – Scelta del submodel per l'elemento tank01 (serbatoio)

Per consentire un corretto funzionamento del sistema di input, è necessario che tale serbatoio sia pressurizzato, ossia che il liquido in esso contenuto sia posto ad una pressione minima pari ad 1 *bar*. Occorre, inoltre, sottolineare che le caratteristiche del particolare liquido “fittizio” utilizzato per simulare al meglio lo schiacciamento del pedale imposto dal driver non sono di interesse; per questo motivo, si è scelto di utilizzare il liquido prestabilito di default con l'utilizzo degli elementi della libreria idraulica. Nella figura 28 sono riportate le caratteristiche previste per tale liquido.



Figura 27 – Definizione dei parametri per l'elemento tank01 (serbatoio)

**Submodel**



**elementaryhydraulicprops [FP04]**

indexed hydraulic fluid properties

External variables

Image >>

---

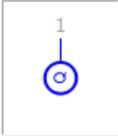
**Parameters**

Title	Value	Unit	Tags
type of fluid properties	elementary		
index of hydraulic fluid	0		
temperature	40	degC	
name of fluid	unnamed fluid		
▼ <input type="checkbox"/> General properties			
density	850	kg/m**3	
bulk modulus	17000	bar	
absolute viscosity	51	cP	
▼ <input type="checkbox"/> Aeration			
absolute viscosity of air/gas	0.02	cP	
saturation pressure (for dissolved air/...	1000	bar	
air/gas content	0.1	%	
polytropic index for air/gas/vapor con...	1.4	null	

Figura 28 – Caratteristiche del fluido utilizzato per la simulazione dell'input

Per poter consentire la presenza di una portata di fluido all'interno del sistema, è stato necessario collegare alla seconda porta di input idraulico del cilindro attuatore una sorgente di portata, modellato attraverso l'elemento *flowsource*:

**Submodel summary**



**Alias:** flowsource

**Component:** flowsource

**Submodel name:** QS00

---

**Compatible submodel list**

Name	Description	Submodel type
QS00	piecewise linear hydraulic flow source	generic submodel

Figura 29 – Scelta del submodel per l'elemento flowsource

Per simulare correttamente il movimento da imporre per il pedale e definire un flusso di portata graduale, sono stati delineati cinque stage di durata differente

- Primo stage: portata nulla e durata pari ad 1 secondo
- Secondo stage: portata costante pari a  $8.01 \text{ cm}^3/\text{s}$  e durata pari a 10 secondi
- Terzo stage: portata nulla e durata pari ad 1 secondo
- Quarto stage: portata costante pari a  $-8.01 \text{ cm}^3/\text{s}$  e durata pari a 10 secondi
- Quinto stage: portata nulla e durata pari ad 1 secondo

Graficamente, l'andamento ottenuto può essere così rappresentato:

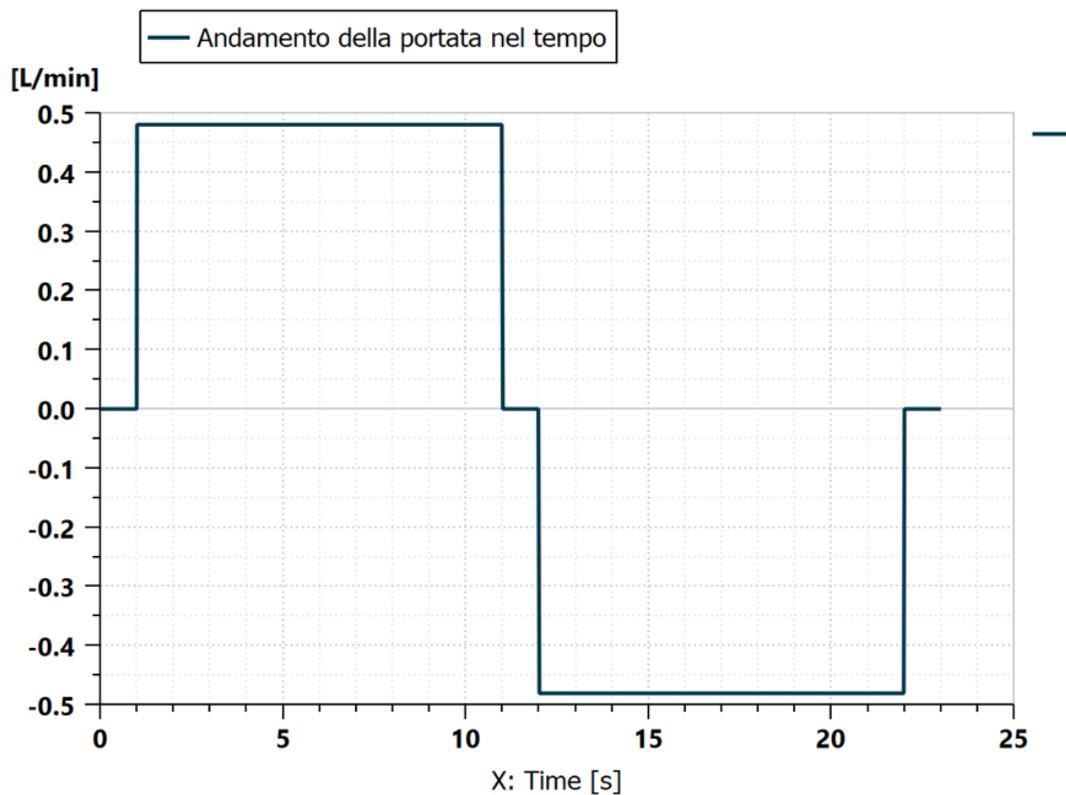


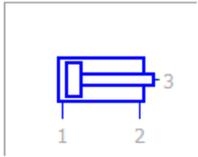
Figura 30 – Rappresentazione dell'andamento della portata nel tempo

Title	Value	Unit	Tags	Name
number of stages	5			nstages
cyclic	no			iscyclic
time at which duty cycle starts	0	s		tinit
flow rate at start of stage 1	0	L/min		qs1
flow rate at end of stage 1	0	L/min		qe1
duration of stage 1	1	s		dt1
flow rate at start of stage 2	8.01	cm <sup>3</sup> /s		qs2
flow rate at end of stage 2	8.01	cm <sup>3</sup> /s		qe2
duration of stage 2	10	s		dt2
flow rate at start of stage 3	0	L/min		qs3
flow rate at end of stage 3	0	L/min		qe3
duration of stage 3	1	s		dt3
flow rate at start of stage 4	-8.01	cm <sup>3</sup> /s		qs4
flow rate at end of stage 4	-8.01	cm <sup>3</sup> /s		qe4
duration of stage 4	10	s		dt4
flow rate at start of stage 5	0	L/min		qs5
flow rate at end of stage 5	0	L/min		qe5
duration of stage 5	1	s		dt5

Figura 31 – Definizione dei parametri per l'elemento flowsource

Sfruttando il flusso di portata così definito, risulta possibile ottenere lo scorrimento richiesto all'interno del cilindro attuatore *actuator* 001. Si procede, quindi, alla descrizione delle caratteristiche dell'elemento scelto.

**Submodel summary**



**Alias:** actuator001

**Component:** actuator001

**Submodel name:** HJ020

**Compatible submodel list**

Name	Description	Submodel type
HJ020	double hydraulic chamber single rod jack supplying a force	generic submodel

Figura 32 – Scelta del submodel per l'elemento actuator001

Come riportato nella descrizione presente all'interno della libreria di Amesim, si tratta di un cilindro a pistone singolo, dotato di una doppia camera idraulica e di un corpo fisso che si trova all'estremità del pistone. Il *submodel* presente per questo elemento consente di tenere conto della dinamica della pressione nei volumi presenti su entrambi i lati del pistone, dell'attrito viscoso e della perdita oltre il pistone. Il funzionamento di tale elemento è il seguente: per consentire la movimentazione del pistone occorre fornire uno spostamento (e, quindi, una velocità iniziale non nulla) in corrispondenza della terza porta dell'elemento; in risposta a tale spostamento, la stessa porta è in grado di emettere una forza di opportuna intensità. Le restanti due porte, invece, sono relative al flusso idraulico: pertanto, richiedono una portata in ingresso e possono restituire la pressione di alimentazione in uscita. Quanto descritto può essere così sintetizzato:

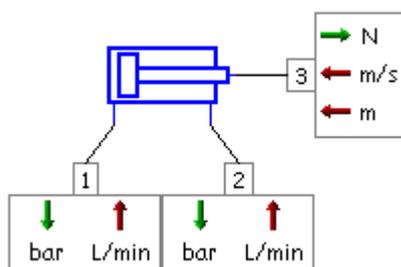


Figura 33 – Variabili in ingresso ed in uscita dalle varie porte dell'elemento actuator001

Grazie alla presenza di un parametro di enumerazione, l'elemento può essere utilizzato in due diverse modalità. Infatti, con riferimento all'impostazione scelta per il parametro “*use initial displacement – usa spostamento iniziale*” si ha:

- se questo parametro è impostato su “*yes – sì*”, allora vuol dire che lo spostamento iniziale del componente esterno collegato alla terza porta del cilindro idraulico viene ignorato e l'inizializzazione avviene internamente al pistone;
- se questo parametro è impostato su “*no*”, allora vuol dire che la posizione iniziale dell'elemento è determinata dal componente esterno collegato alla terza porta.

Nel caso in analisi si ha interesse a trasmettere lo spostamento derivato dalla variazione di pressione al successivo elemento *plmjack*, motivo per cui il parametro “*use initial displacement*” è impostato su “*yes*”. Per quanto riguarda, invece, la definizione dei restanti parametri occorre fare riferimento all'immagine riportata nella figura 34, ossia occorre tenere conto di come i parametri siano impostati a livello software.

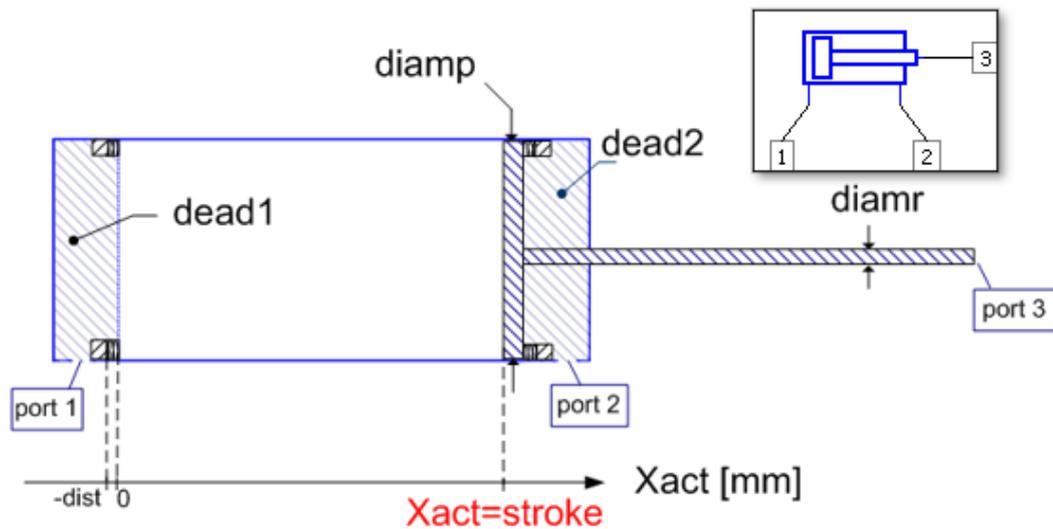


Figura 35 – Visualizzazione del significato assunto dai parametri dell'elemento actuator001

Parameters of actuator001 [HJ020-1]				
Title	Value	Unit	Tags	Name
Ⓝ pressure at port 1	0	bar		p1
Ⓝ pressure at port 2	0	bar		p2
index of hydraulic fluid	0			indexf
use initial displacement	yes			usedispl
#displacement of piston	0	m		xact0
piston diameter	25	mm		diamp
rod diameter	12	mm		diamr
length of stroke	<b>165</b>	<b>mm</b>		stroke
dead volume at port 1 end	50	cm**3		dead1
dead volume at port 2 end	50	cm**3		dead2
viscous friction coefficient	0	N/(m/s)		visc
leakage coefficient	0	L/min/bar		leak
spring rate at endstops	100000	N/mm		k
damping coefficient on endstops	100000	N/(m/s)		cdamp
deformation on endstops at which damping r...	0.001	mm		distdef

Figura 34 – Definizione dei parametri per l'elemento actuator001

Come è possibile notare dall'immagine riportata in figura 34, per questo modello di cilindro idraulico è prevista anche la presenza di due volumi morti, i quali evitano che il volume idraulico si azzeri a fine corsa. Nel caso in cui non si possiedano dei dati certi circa i valori assunti da questi due volumi è possibile impostare questi volumi su zero, facendo in modo che il *submodel* previsto per l'elemento fornisca loro un valore pari ad  $1/1000$  del volume idraulico massimo. Inoltre, per questo elemento l'utente può impostare una molla e un tasso di smorzamento per il contatto alle estremità della corsa e di un preciso valore di deformazione in corrispondenza del quale lo smorzamento di fine corsa è pienamente efficace. Per la maggior parte dei casi, i valori predefiniti per questi parametri sono soddisfacenti: anche nel caso in esame, non è stato necessario intervenire su tali valori numerici. Al contrario, nel caso in cui fosse necessario modificare i valori, occorre seguire i seguenti consigli:

- se i valori della rigidità della molla in corrispondenza del fine corsa e della velocità di smorzamento sono numericamente dello stesso ordine di grandezza, probabilmente non si verificherà alcun rimbalzo quando viene raggiunto l'arresto di fine corsa, il che rappresenta una situazione desiderabile. Un tasso di smorzamento inferiore può provocare un rimbalzo tanto più elevato quanto minore è il valore assunto da tale tasso. In casi estremi, la simulazione può interrompersi per la presenza di troppe discontinuità;
- gli attuatori sono normalmente progettati per fornire una decelerazione controllata in corrispondenza delle posizioni estreme: questo significa che la forza di decelerazione aumenta parallelamente all'incremento della posizione dell'attuatore. Per consentire ciò, occorre definire una deformazione di fine corsa tale per cui il tasso di smorzamento sia pienamente efficace. Ciò garantisce che la forza di smorzamento sia una funzione continua della posizione dell'attuatore. Se la forza della molla nel finecorsa presenta un valore troppo elevato, l'esecuzione della simulazione potrebbe risultare molto lenta.

Un altro parametro che potrebbe sembrare di difficile interpretazione è l'indice del fluido idraulico (“*index of hydraulic fluid*”): in realtà, esso si riferisce alla tipologia di fluido che è stata già definita all'interno dell'icona a goccia presente in alto a sinistra all'interno del modello (figura 18).

L'ultimo parametro da definire per il quale occorre prestare maggiore attenzione è lo spostamento dell'asta (pistone)  $x_{act}$ , il quale può essere calcolato in due modi differenti:

- è possibile porre tale parametro direttamente pari allo spostamento (con segno invertito) che il cilindro idraulico riceve in ingresso dalla sua terza porta;
- è possibile calcolare un offset per far iniziare lo spostamento dell'asta a partire da una posizione definita dall'utente ed indicata con  $x_{act0}$ .

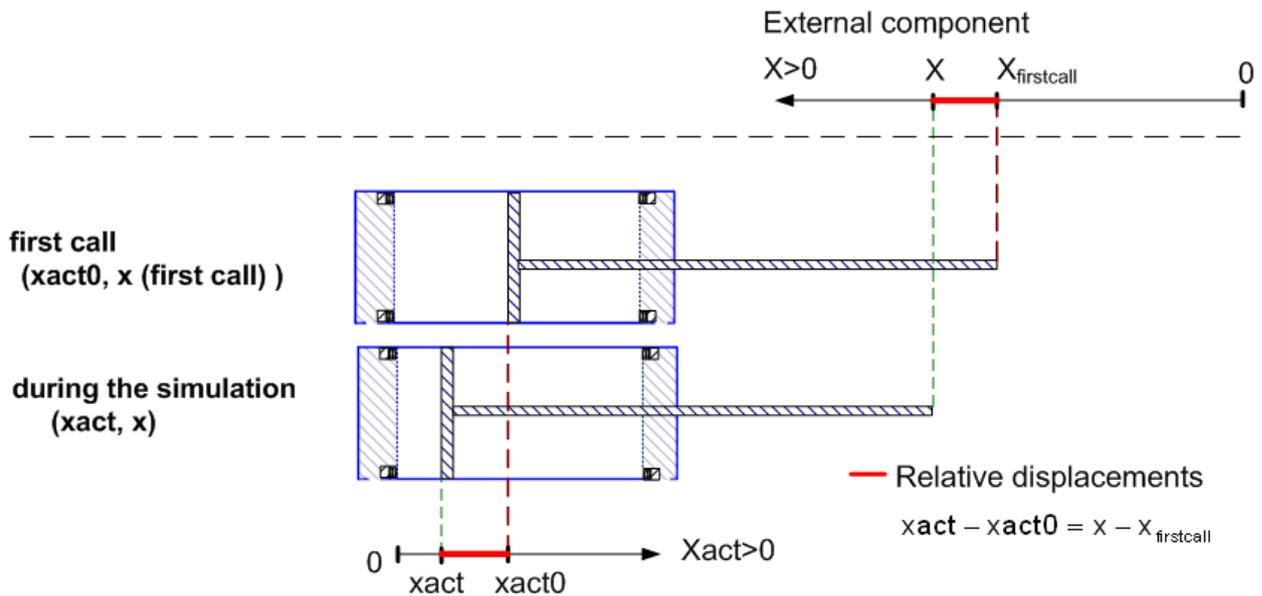


Figura 36 – Schematizzazione per il calcolo dello spostamento del pistone

Nel caso in analisi, non si è interessati alla definizione dello spostamento iniziale del pistone né ad una caratterizzazione estremamente dettagliata dell'elemento: si è interessati semplicemente alla correlazione del movimento che si realizza all'interno del cilindro attuatore con l'input fornito dal driver che si vuole simulare. Pertanto, ciò che conta è imporre una corsa del pistone pari alla corsa che deve essere definita dal pedale della frizione, a sua volta pari a  $165\text{ mm}$ .

L'ultimo elemento che è stato utilizzato in questa parte del modello in analisi per consentire una corretta simulazione dell'input fornito dal driver è l'elemento *plmjack* appartenente alla libreria degli elementi meccanici bidimensionali.

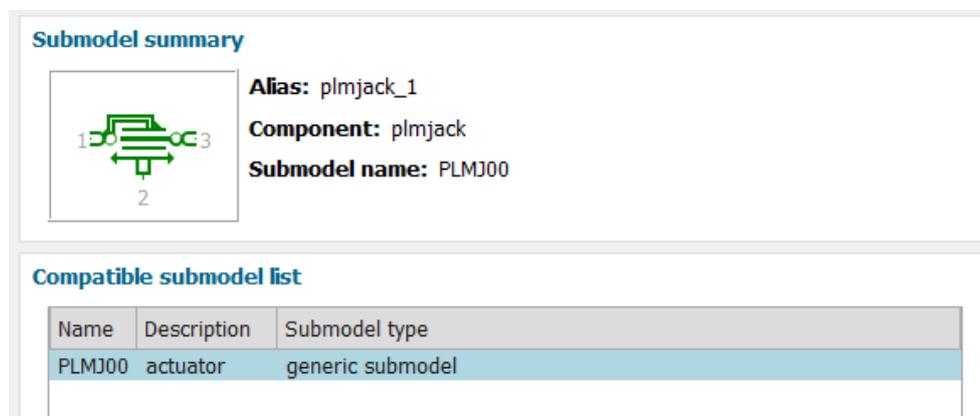


Figura 37 – Scelta del submodel per l'elemento plmjack

Come riportato nella descrizione presente all'interno della libreria di Amesim, si tratta di un elemento che consente di simulare un attuttore traslazionale. In esso, la prima e la terza porta sono dedicate alla connessione con altri elementi appartenenti alla libreria meccanica bidimensionale, mentre la seconda porta è riservata al collegamento con elementi monodimensionali che consentano la genesi di una forza di input per la traslazione dell'attuttore. Gli input relativi a queste porte sono velocità, posizioni e accelerazioni dei corpi: a partire da queste informazioni, l'elemento plmjack calcola la velocità relativa, la posizione e l'accelerazione dell'attuttore e fornisce questi parametri come output alla sua seconda porta. Quanto riportato può essere così schematizzato:

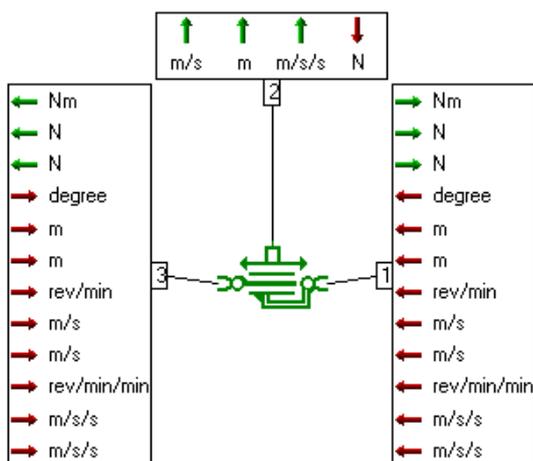


Figura 38 - Variabili in ingresso ed in uscita dalle varie porte dell'elemento plmjack

L'elemento *plmjack* consente di simulare l'imposizione del carico definito con lo schiacciamento del pedale in maniera del tutto analoga a quanto viene fatto su banco di prova, nel momento in cui si vogliono ricavare dei grafici sperimentali. In sostanza, tale elemento deve essere caratterizzato in maniera tale da riprodurre questa condizione:

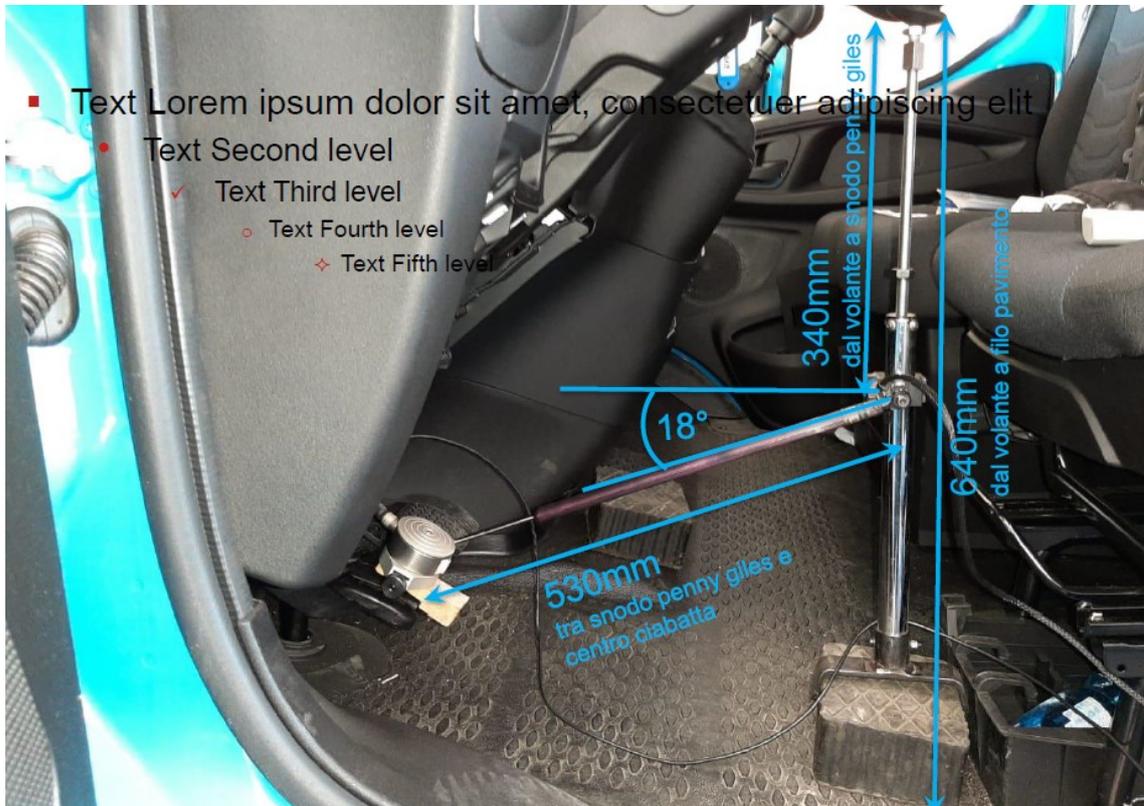


Figura 39 – Foto raffigurante le modalità di esecuzione delle prove sperimentali

Parameters of plmjack\_1 [PLMJ00-2]

Title	Value	Unit	Tags	Name
free length of the actuator	530	mm		x0
piston diameter (for animation)	10	mm		pd
rod diameter (for animation)	5	mm		dr

Figura 40 – Definizione dei parametri per l'elemento plmjack

Pertanto, come possiamo osservare nell'immagine riportata nella figura, ciò che risulta opportuno caratterizzare, al di là dei parametri introdotti soltanto a fini rappresentativi dell'elemento, è la lunghezza libera dell'attuatore: questa, in accordo con la foto riportata nella figura 39, deve essere pari a  $530\text{ mm}$ . Sempre facendo riferimento alla foto precedentemente citata, occorre definire anche le coordinate dell'elemento collegato all'attuatore, ossia l'elemento *plmrefwall*:

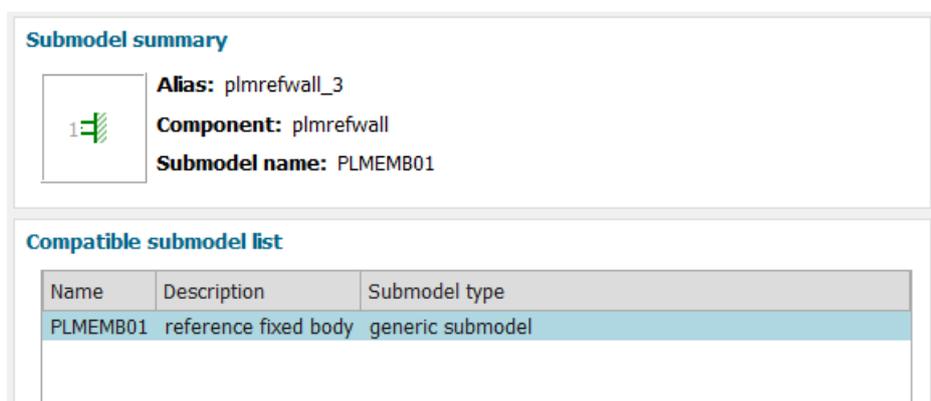


Figura 41 – Scelta del submodel per l'elemento plmrefwall (input)

Tale elemento consente di simulare l'estremità fissa dell'attuatore e le sue coordinate sono state calcolate nel modo seguente:

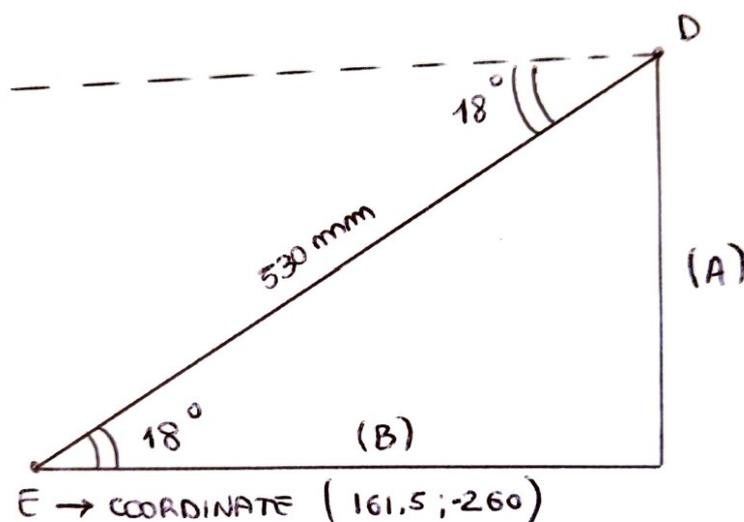
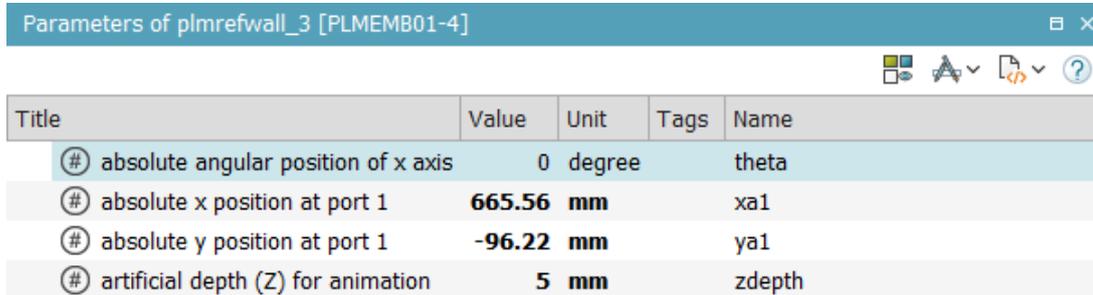


Figura 42 – Calcolo delle coordinate dell'elemento plmrefwall (input)

$$(A) = 530 \text{ (mm)} \cdot \sin(18^\circ) = 163.78 \text{ mm}$$

$$(B) = 530 \text{ (mm)} \cdot \cos(18^\circ) = 504.06 \text{ mm}$$

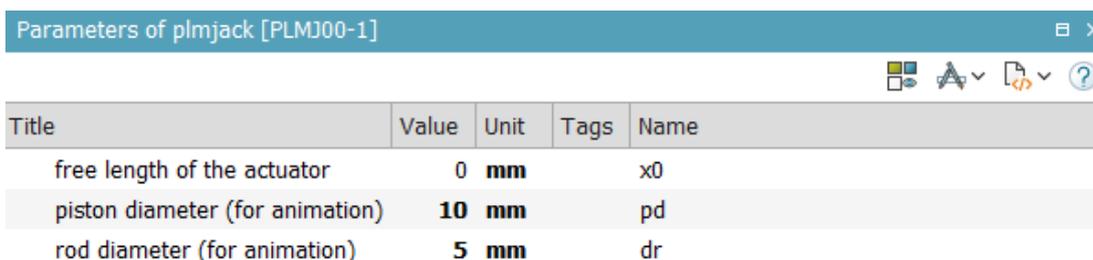
$$\text{Da cui: } \begin{cases} \text{Coordinata x punto D} = 161.5 + 504.06 = 665.56 \\ \text{Coordinata y punto D} = -260 + 163.78 = -96.22 \end{cases}$$



Title	Value	Unit	Tags	Name
# absolute angular position of x axis	0	degree		theta
# absolute x position at port 1	<b>665.56</b>	<b>mm</b>		xa1
# absolute y position at port 1	<b>-96.22</b>	<b>mm</b>		ya1
# artificial depth (Z) for animation	<b>5</b>	<b>mm</b>		zdepth

Figura 43 – Definizione dei parametri per l'elemento plmrefwall (input)

A questo punto, si procede alla descrizione del secondo gruppo di elementi che sono collegati al corpo primario che simula il pedale vero e proprio, ossia quello che consente la modellazione della molla torsionale (o molla passafulcro). Come è possibile osservare da quanto riportato nella figura 18, anche in questa parte del modello viene utilizzato l'elemento *plmjack*, il quale consente di simulare la variazione della distanza tra le due estremità della molla: infatti, quest'ultima risulta essere vincolata al corpo del pedale da una parte e ad un punto fisso dell'intera pedaliera dall'altra. In questo caso, quindi, la lunghezza libera dell'attuatore non deve essere definita a priori, in quanto espressione di una distanza variabile nel corso dello spostamento del pedale. Pertanto, la caratterizzazione di questo secondo elemento *plmjack* risulta la seguente:



Title	Value	Unit	Tags	Name
free length of the actuator	0	<b>mm</b>		x0
piston diameter (for animation)	<b>10</b>	<b>mm</b>		pd
rod diameter (for animation)	<b>5</b>	<b>mm</b>		dr

Figura 44 – Definizione dei parametri per l'elemento plmjack (molla)

Come già sottolineato in precedenza, una delle due estremità della molla viene vincolata ad un punto fisso della pedaliera, il quale viene modellato utilizzando nuovamente l'elemento *plmrefwall*; in questo caso, la caratterizzazione delle sue coordinate è stata effettuata utilizzando le informazioni contenute nei disegni tecnici:

Title	Value	Unit	Tags	Name
# absolute angular position of x axis	0	degree		theta
# absolute x position at port 1	-87.49	mm		xa1
# absolute y position at port 1	-133.95	mm		ya1
# artificial depth (Z) for animation	5	mm		zdepth

Figura 45 – Definizione dei parametri per l'elemento *plmrefwall* (molla)

Modellata la distanza variabile tra le due estremità della molla, occorre definirne anche la rigidità. A tale scopo, avendo a che fare con una rigidità variabile in funzione della corsa definita dal pedale, piuttosto che utilizzare un elemento già predefinito nelle librerie del software, è stata scelta la seguente combinazione di elementi:

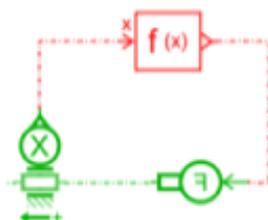
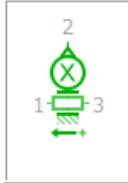


Figura 46 – Elementi utilizzati per la modellazione della molla passafulcro

Per come sono stati combinati gli elementi, il funzionamento è il seguente: attraverso il sensore di spostamento (l'elemento *displacementsensor*) viene letto il valore di spostamento prodotto dall'attuatore, ossia il valore progressivamente variabile della distanza tra le due estremità della molla, il quale viene fornito come variabile indipendente di input all'elemento *fofx*; tale elemento appartiene alla libreria dedicata al segnale e al controllo e consente di definire la legge di rigidità della molla. Questo elemento restituisce in input in termini di forza, motivo per cui per chiudere il circuito occorre introdurre anche un convertitore di forza (l'elemento *forcecon*).

Per questi elementi, sono stati scelti i seguenti *submodel*:

**Submodel summary**



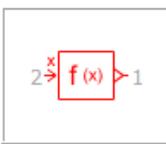
**Alias:** displacementsensor2  
**Component:** displacementsensor2  
**Submodel name:** MECDS2B

**Compatible submodel list**

Name	Description
MECDS2B	displacement sensor with offset and gain
MECDS1B	displacement sensor with offset and gain (acceleration and displacement at ports)
MECDS0B	displacement sensor with offset and gain (displacement at ports)
MECDS2A	displacement sensor with offset and gain
MECDS1A	displacement sensor with offset and gain (acceleration and displacement at ports)
MECDS0A	displacement sensor with offset and gain (displacement at ports)

Figura 47 – Scelta del submodel per l'elemento displacementsensor

**Submodel summary**



**Alias:** fofx  
**Component:** fofx  
**Submodel name:** FX00

**Compatible submodel list**

Name	Description	Submodel type
FX00	output a prescribed function of input	generic submodel

Figura 48 – Scelta del submodel per l'elemento fofx

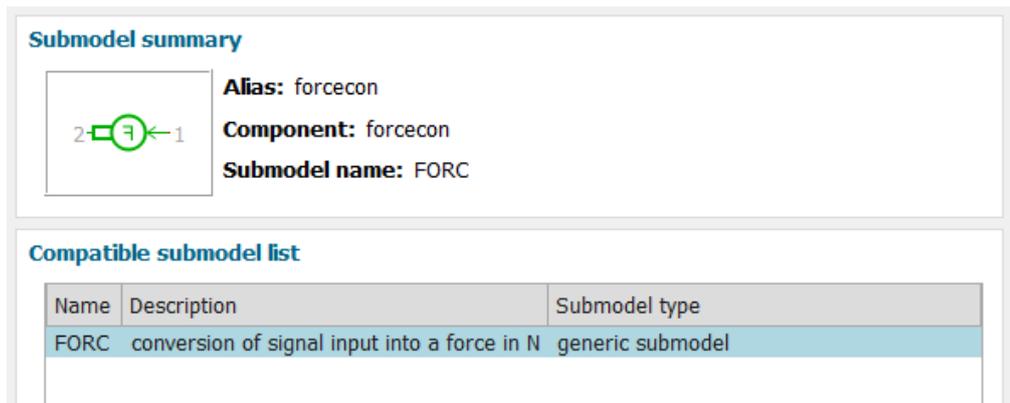


Figura 49 – Scelta del submodel per l'elemento forcecon

Tra gli elementi citati, l'unico che necessita di una vera e propria caratterizzazione è l'elemento *fofx*, ossia l'elemento che consente di definire la legge di rigidità della molla. La legge di variazione della rigidità in funzione della distanza tra le estremità della molla è stata ricavata dal materiale fornito per l'attività ed è stata utilizzata come segue per consentire la caratterizzazione dell'elemento:



Figura 50 – Definizione dei parametri per l'elemento fofx

La caratteristica della molla così ottenuta viene rappresentata graficamente come segue:

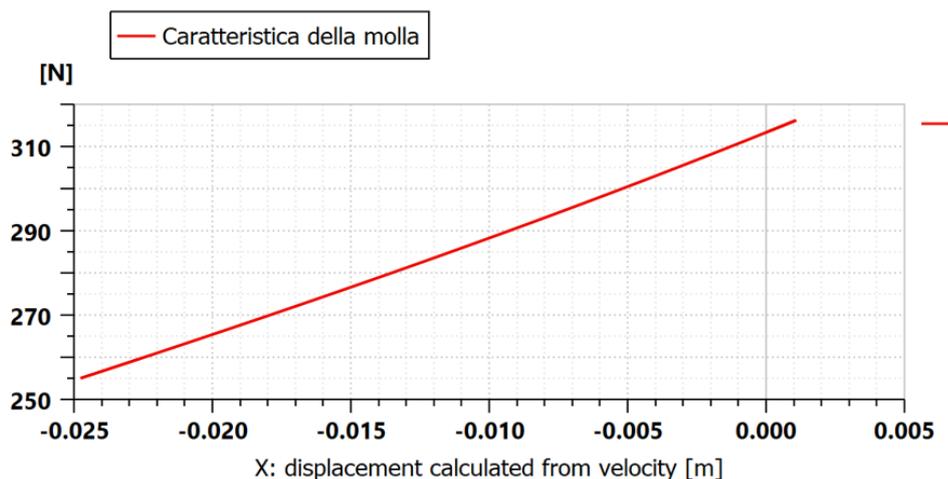
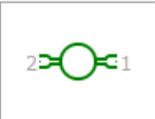


Figura 51 – Rappresentazione grafica della caratteristica della molla

Per concludere l'analisi del modello del pedale della frizione, occorre descrivere la porzione di esso che consente la connessione con il successivo comando di attuazione idraulico. A tal proposito, occorre sottolineare che quanto riportato per questa parte del modello all'interno della figura 18 rappresenta soltanto una prima bozza di soluzione, che è stata adottata soltanto per chiudere il modello del pedale e verificarne il corretto funzionamento. Pertanto, la corretta descrizione di come è stato effettuato il collegamento tra i due diversi modelli è rimandata all'ultimo capitolo di questo elaborato, in cui verrà mostrato il modello nella sua interezza. Al momento, l'unico elemento che occorre citare è l'elemento *dynamic\_plmbody* che è stato utilizzato per modellare l'astina di comando del cilindro maestro, ossia l'elemento che consente di trasferire l'input di schiacciamento del pedale al comando idraulico. Tale elemento viene collegato al corpo del pedale attraverso una cerniera (*plmpivot*) e viene caratterizzato principalmente attraverso la definizione delle coordinate per le sue due porte.

Si riportano qui di seguito le caratteristiche definite per i due elementi citati:

**Submodel summary**



**Alias:** plmpivot

**Component:** plmpivot

**Submodel name:** PLMPIV00

---

**Compatible submodel list**

Name	Description	Submodel type
PLMPIV00	revolute pair	generic submodel
PLMPIV01	revolute pair with x and y contact forces	generic submodel

Figura 52 – Scelta del submodel per l'elemento plmpivot (astina di comando)

Come mostrato già in precedenza, con la definizione dei parametri per la cerniera, invece, è possibile caratterizzare la presenza di attrito all'interno del sistema: l'elemento *plmpivot* consente di fornire un valore non nullo al coefficiente di smorzamento (come riportato nella figura 53) al fine di tenere conto della mancata idealità della rotazione che si verifica attorno ad esso.

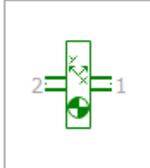
Title	Value	Unit	Tags	Name
spring stiffness	0	Nm/degree		k
damping coefficient	<b>0.2</b>	Nm/(rev/min)		b
diameter of pin (for animation)	<b>5 mm</b>			dpin

Figura 53 – Definizione dei parametri per l'elemento plmpivot (astina di comando)

Per quanto riguarda, invece, la caratterizzazione dell'elemento *dynamic\_plmbody* utilizzato per modellare l'astina di comando del cilindro maestro, occorre sottolineare che le sue coordinate sono state ricavate dai disegni disponibili: da questi, si evince anche che tale elemento non è disposto in maniera perfettamente orizzontale, bensì è inclinato negativamente di una quantità pari a  $5^\circ$ . Anche di questo particolare occorre tenere conto, come mostrato dalla figura 55. Per quanto riguarda, invece, i parametri inerziali caratteristici dell'elemento, per questi sono stati scelti dei valori estremamente ridotti, dal momento che si ha a che fare con una piccola astina di comando, la cui massa è pressoché trascurabile rispetto a quella del pedale o del sistema in generale.

Tutti i valori imposti per i parametri di interesse sono riassunti di seguito.

**Submodel summary**



**Alias:** dynamic\_plmbody

**Component:** dynamic\_plmbody

**Submodel name:** PLMDBOD0

---

**Compatible submodel list**

Name	Description	Submodel type
PLMDBOD0	multiple port body	dynamic block submodel

Figura 54 – Scelta del submodel per l'elemento dynamic\_plmbody (astina di comando)

Numero porta	Corrispondente nel sistema reale	Coordinata x	Coordinata y
Porta 1	Collegamento con il corpo pedale	10.22 mm	-49.16 mm
Porta 2	Collegamento con il cilindro maestro	-84.18 mm	-43.04

*Massa del pedale = 0.01 kg*

*Momento d'inerzia del pedale (attorno all'asse z baricentrico) = 0.0001 kgm<sup>2</sup>*

Title	Value	Unit	Tags	Name
<input checked="" type="checkbox"/> artificial depth (Z) for animation	0	m		zdepth
<input type="checkbox"/> use optional contour file	no			usecontour
<input type="checkbox"/> items location				
<input type="checkbox"/> coordinates reference	relative			option
<input checked="" type="checkbox"/> absolute angular position	-5	degree		theta
<input checked="" type="checkbox"/> G: absolute x position	0	m		Gx
<input checked="" type="checkbox"/> G: absolute y position	0	m		Gy
<input type="checkbox"/> O: absolute x position	0	m		Ox
<input type="checkbox"/> O: absolute y position	0	m		Oy
<input type="checkbox"/> G: relative x position	0	m		Gxr
<input type="checkbox"/> G: relative y position	0	m		Gyr
<input type="checkbox"/> x position at port 1	<b>10.22</b>	<b>mm</b>		xr1
<input type="checkbox"/> x position at port 2	<b>-84.18</b>	<b>mm</b>		xr2
<input type="checkbox"/> y position at port 1	<b>-49.16</b>	<b>mm</b>		yr1
<input type="checkbox"/> y position at port 2	<b>-43.04</b>	<b>mm</b>		yr2
<input type="checkbox"/> joint relative angular position at port 1	0	degree		alpha1
<input type="checkbox"/> joint relative angular position at port 2	0	degree		alpha2
<input type="checkbox"/> inertia				
<input type="checkbox"/> mass	<b>0.01</b>	kg		m
<input type="checkbox"/> moment of inertia around Gz axis	<b>0.0001</b>	kgm**2		inerti
<input type="checkbox"/> initial velocities				
<input checked="" type="checkbox"/> absolute angular velocity	0	rev/min		omega
<input checked="" type="checkbox"/> G: x velocity	0	m/s		Gvx
<input checked="" type="checkbox"/> G: y velocity	0	m/s		Gvy

Figura 55 – Definizione dei parametri per l'elemento dynamic\_plmbody (astina di comando)

## 5. Capitolo

### Il modello del comando di attuazione idraulico

Continuando a seguire la suddivisione del modello mostrata nel secondo capitolo, si procede con la descrizione della modellazione effettuata per la seconda parte del sistema, ossia il comando di attuazione idraulico della frizione. Ci si riferisce, quindi, alla porzione intermedia del sistema, che consente di trasportare l'input di carico definito dallo schiacciamento del pedale imposto dal driver alla leva di disinnesto frizione.

Come è possibile osservare dall'immagine riportata qui di seguito (figura 56), all'interno del comando di attuazione idraulico è possibile individuare cinque componenti principali:

- l'astina di comando del cilindro maestro;
- il cilindro maestro (master cylinder – CMC);
- il serbatoio dell'olio idraulico;
- il cilindro operatore o secondario (slave cylinder – SSC);
- la tubazione di collegamento dei due cilindri idraulici.

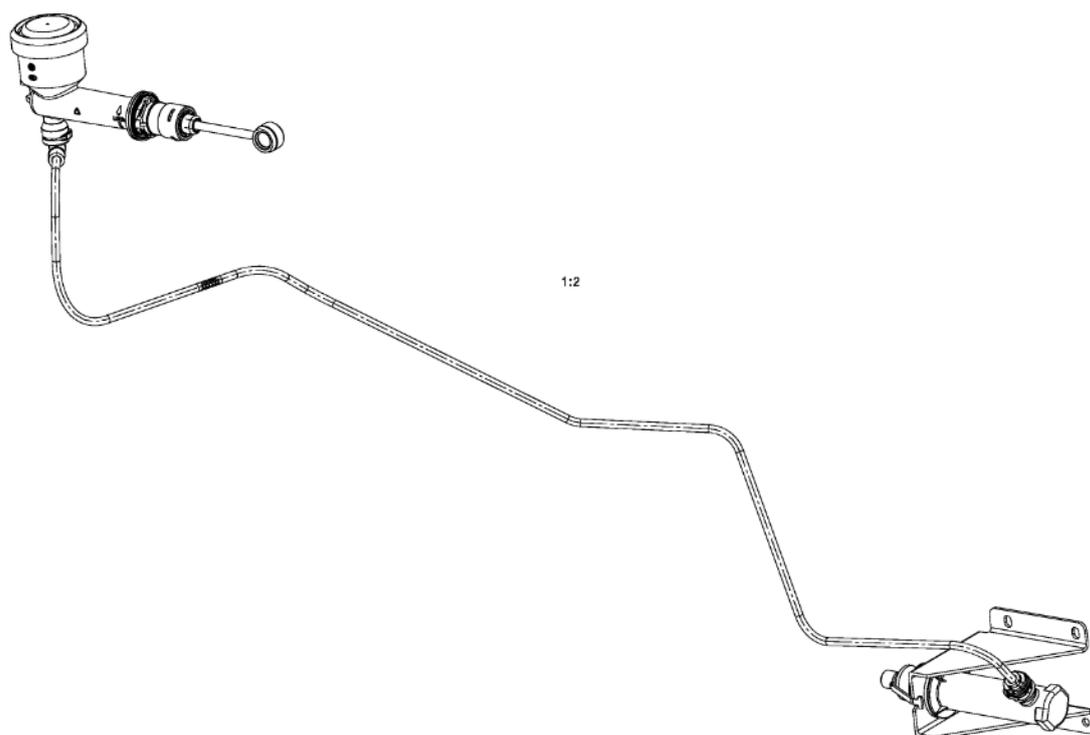


Figura 56 – Schematizzazione degli elementi presenti nel comando idraulico

Pertanto, il modello costruito con Amesim per simulare il funzionamento di questa parte del sistema è costituito principalmente da elementi appartenenti alle librerie *Hydraulic* e *Hydraulic Component Design*. Come è possibile notare dall'immagine riportata nella figura successiva (figura 57), all'interno del modello sono presenti anche elementi appartenenti alle librerie *Mechanical* e *Signal&Control*, i quali consentono la connessione del modello del comando di attuazione idraulico alle restanti porzioni del modello dell'intero sistema della frizione.

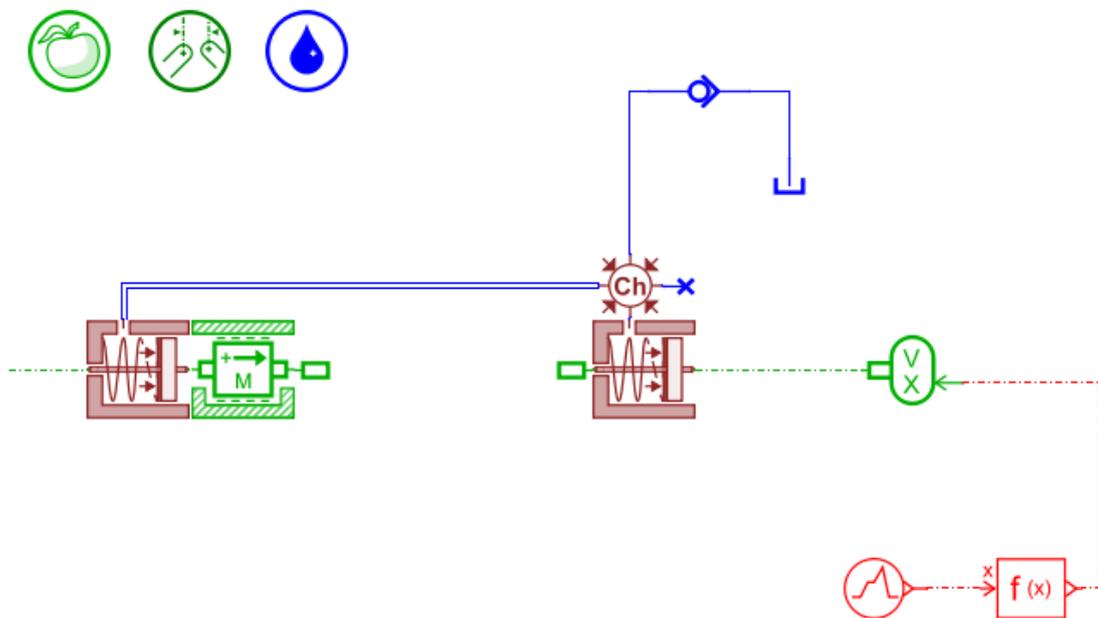


Figura 57 – Modello realizzato per la simulazione del comando di attuazione idraulico

In primo luogo, si procede alla descrizione degli elementi appartenenti alle librerie *Hydraulic* e *Hydraulic Component Design* ed impiegati all'interno del modello riportato in figura 57; come è possibile notare dall'immagine già citata, questi elementi sono identificati, rispettivamente, dai colori **blu** e **rosso scuro**, differenziandosi dagli elementi delle librerie *Mechanical* e *Planar Mechanical* riportati in **verde** (con sfumature diverse per distinguere le due librerie) e da quelli appartenenti alla libreria *Signal&Control* riportati in **rosso**. Nella descrizione riportata di seguito verrà prestata particolare attenzione agli elementi presenti nella parte centrale del modello; verranno trascurati i tre elementi posti nell'estremità destra della figura 57. Tali elementi, infatti, rappresentano una prima bozza di soluzione, che è stata adottata soltanto per chiudere il modello del comando idraulico e verificarne il corretto funzionamento. Anche nella porzione sinistra dell'immagine è possibile notare la mancanza di un elemento, necessario per il collegamento con l'ultima parte del modello relativa alla simulazione del disco condotto e dello spingidisco. Tale mancanza ha l'intento di rimandare la corretta descrizione di come è stato effettuato il collegamento tra i diversi modelli è rimandata all'ultimo capitolo di questo elaborato, in cui verrà mostrato il modello nella sua interezza.

Procedendo alla descrizione, il primo elemento da citare è, sicuramente, l'elemento *tank01* utilizzato per simulare il serbatoio all'interno del quale viene riposto il liquido – e, in particolare, l'olio – necessario per il funzionamento del sistema di attuazione. L'olio idraulico al quale si fa riferimento è un fluido sintetico ATF che può essere inteso come un fluido incomprimibile, in quanto gli effetti prevalenti in termini di perdite sono relativi ai due cilindri presenti all'interno del sistema. Il serbatoio nel quale esso viene contenuto è non pressurizzato e caratterizzato da una minima e trascurabile caduta di pressione: ciò spiega la definizione dei parametri riportata nella figura 59.

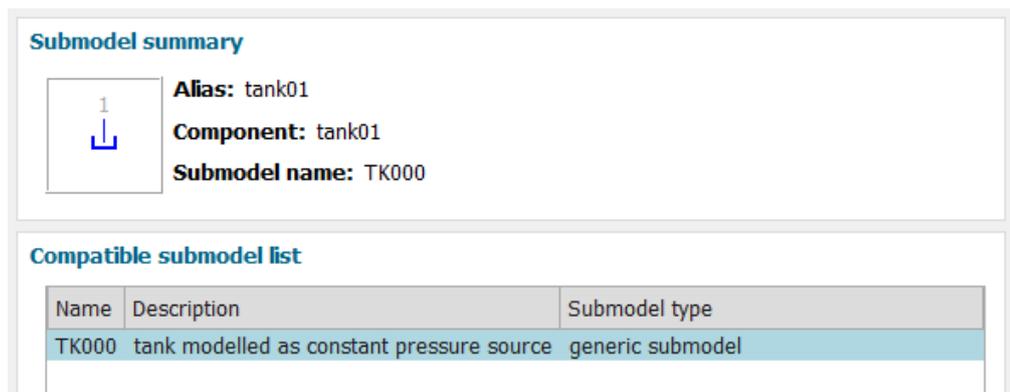


Figura 58 - Scelta del submodel per l'elemento tank01



Figura 59 - Definizione dei parametri per l'elemento tank01

Il serbatoio è posto in comunicazione diretta con il cilindro maestro, il quale è stato modellato attraverso l'elemento *pistonwithspring* presente all'interno della libreria *Hydraulic Component Design*. Prima di procedere con la descrizione di tale elemento, occorre sottolineare che nel collegamento tra questo e il serbatoio vengono posti altri due elementi. Il primo è l'elemento *presscontrol02*:

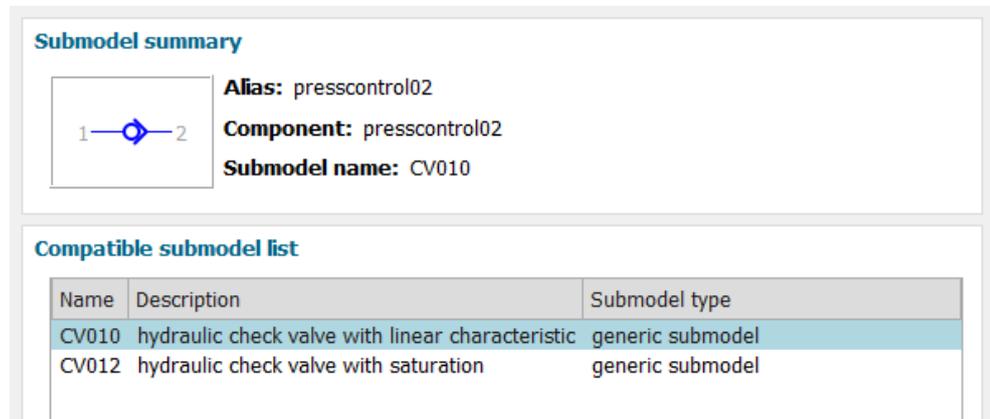


Figura 60 – Scelta del submodel per l'elemento *presscontrol02*

Tale elemento consente di simulare una valvola di ritegno idraulica con una caratteristica lineare. Il suo funzionamento è il seguente: la valvola è normalmente chiusa, ma quando la caduta di pressione che la caratterizza supera la sua pressione di apertura la valvola si apre e lascia passare il fluido in modo tale che la caduta di pressione venga riportata ad un valore pari alla pressione di apertura. Se ne deduce che entrambe le sue porte sono caratterizzate dalla pressione come variabile di input e dalla portata come variabile di output. Per questa valvola non è stato necessario definire parametri particolari, è stato sufficiente utilizzare quelli di default previsti dal software.

Il secondo elemento, invece, è l'elemento *bhc1*:

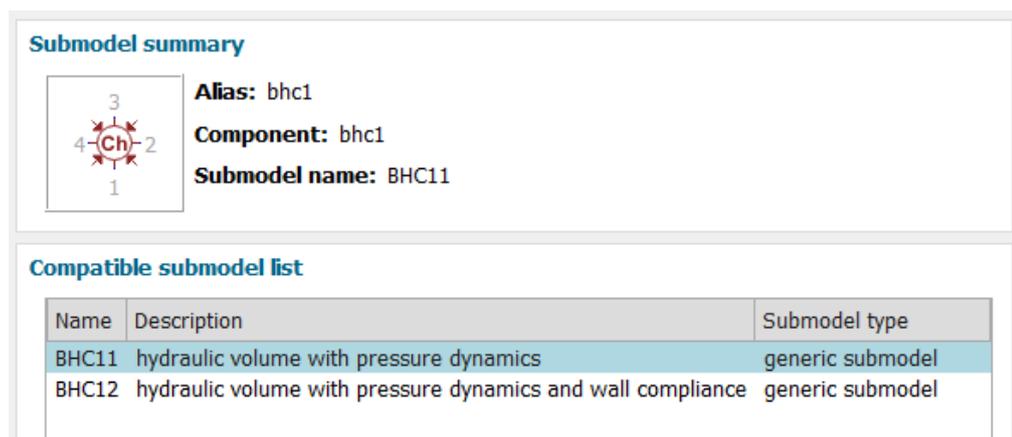
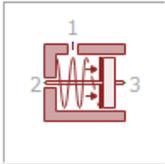


Figura 61 – Scelta del submodel per l'elemento *bhc1*

Tale elemento rappresenta una camera idraulica a volume variabile e a dinamica di pressione. Ogni porta riceve una portata in  $[L/min]$  e un volume in  $[cm^3]$  come input e fornisce una pressione come output. Il volume totale viene calcolato sommando i quattro ingressi di volume, a cui si aggiunge un volume morto caratteristico dell'elemento. Il parametro così calcolato viene utilizzato, insieme al modulo di volume del fluido alla pressione attuale, per calcolare la rigidità idraulica e la derivata temporale della pressione. Nel caso in esame, l'elemento è stato utilizzato per consentire l'ingresso del fluido proveniente dal serbatoio all'interno del cilindro maestro; di conseguenza, anche in questo caso non è stato necessario definire parametri particolari ma è stato sufficiente utilizzare quelli di default previsti dal software.

Si procede, ora, alla descrizione dell'elemento che è stato utilizzato per la modellazione di entrambi i cilindri idraulici presenti all'interno del sistema in analisi.

**Submodel summary**



**Alias:** bap3

**Component:** bap3

**Submodel name:** BAP015

**Compatible submodel list**

Name	Description	Submodel type
BAP015	piston with spring	generic submodel
BAP016	piston with spring	generic submodel

Figura 62 – Scelta del submodel per l'elemento bap3 (cilindro maestro)

L'elemento rappresenta parte di un martinetto (o una valvola) in cui una pressione e una forza elastica agiscono su un pistone; il corpo del martinetto (o della valvola) è fisso. In ingresso alla prima porta si pone una pressione, la quale consente di definire una portata ed un volume come parametri di output. Tale porta, quindi, deve essere generalmente collegata ad un elemento della libreria idraulica convenzionale.

Invece, la velocità e lo spostamento del pistone rappresentano un input per la terza porta e vengono trasferiti senza modifiche alla seconda porta; alla seconda porta occorre fornire una forza esterna con input: questa, insieme alla pressione e alla forza della molla, consente di definire la forza in uscita dalla terza porta. Infine, il volume della camera definito dal corpo e dal pistone viene calcolato in funzione dello spostamento che si

realizza in corrispondenza della terza porta dell'elemento. Quanto riportato può essere riassunto e schematizzato nel modo seguente:

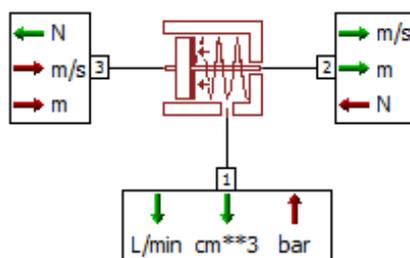


Figura 63 - Variabili in ingresso ed in uscita dalle varie porte dell'elemento

Le figure seguenti mostrano i parametri associati al modello dell'elemento. Per la definizione di tali parametri e, quindi, per la caratterizzazione del movimento del pistone vengono definiti due sistemi di riferimento: uno di questi è vincolato al corpo del pistone, mentre l'altro è vincolato allo stelo del pistone stesso. La posizione assiale relativa tra questi due sistemi di riferimento dipende dagli spostamenti in ingresso alle porte. Quando si assume che tutti gli spostamenti delle porte siano nulli, la posizione assiale dello stelo del pistone rispetto al sistema di riferimento solidale al corpo del pistone può essere definita dal parametro "compressione della molla a spostamento zero – spring compression at zero displacement" ( $x_{s0}$ ).

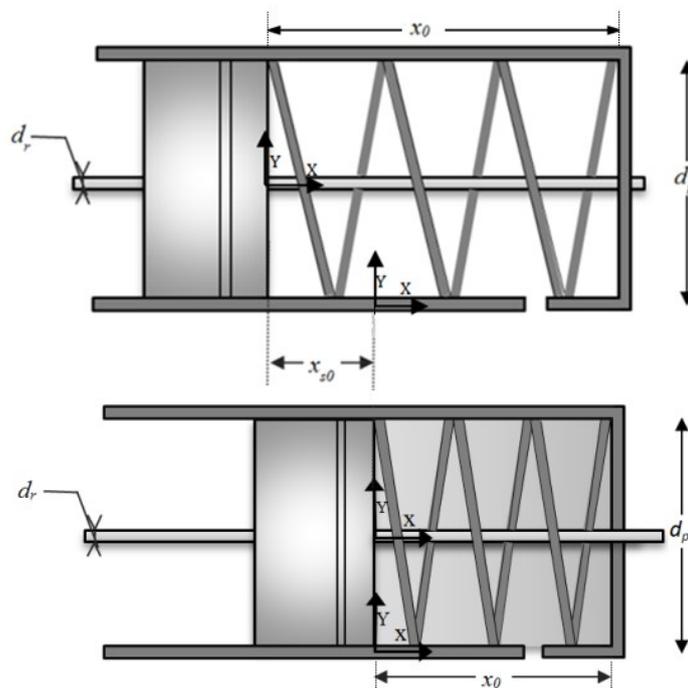


Figura 64 – Rappresentazione dei parametri interni dell'elemento bap3

Pertanto, i parametri caratteristici dell'elemento sono:

- $x_{s0}$  → compressione della molla a spostamento nullo [mm]
- $f_0$  → forza della molla a compressione zero [N]
- $x_0$  → lunghezza della camera a spostamento zero del pistone [mm]
- $d_p$  → diametro pistone [mm]
- $d_r$  → diametro stelo [mm]

Per quanto riguarda la molla, invece, è possibile definire:

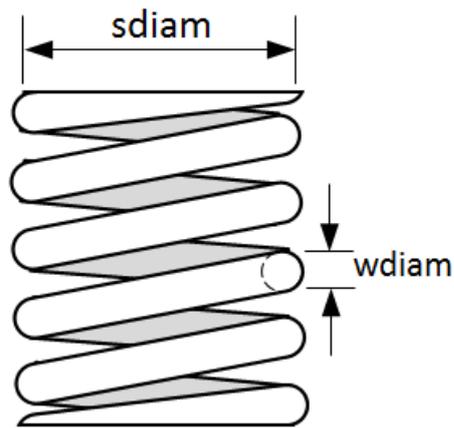


Figura 65 – Rappresentazione dei parametri caratteristici della molla

- $s_{diam}$  → diametro molla [mm]
- $w_{diam}$  → diametro del filo della molla [mm]
- $G$  → modulo di taglio del materiale [ $N/m^2$ ]
- $n_{coils}$  → numero di bobine attive

Si noti che è possibile avere il diametro della molla maggiore del diametro del pistone: in questo caso la molla si trova all'esterno del corpo del pistone. Inoltre, il precarico molla ( $f_0$ ) e la compressione molla ( $x_{s0}$ ) a spostamento nullo possono essere impostati indipendentemente.

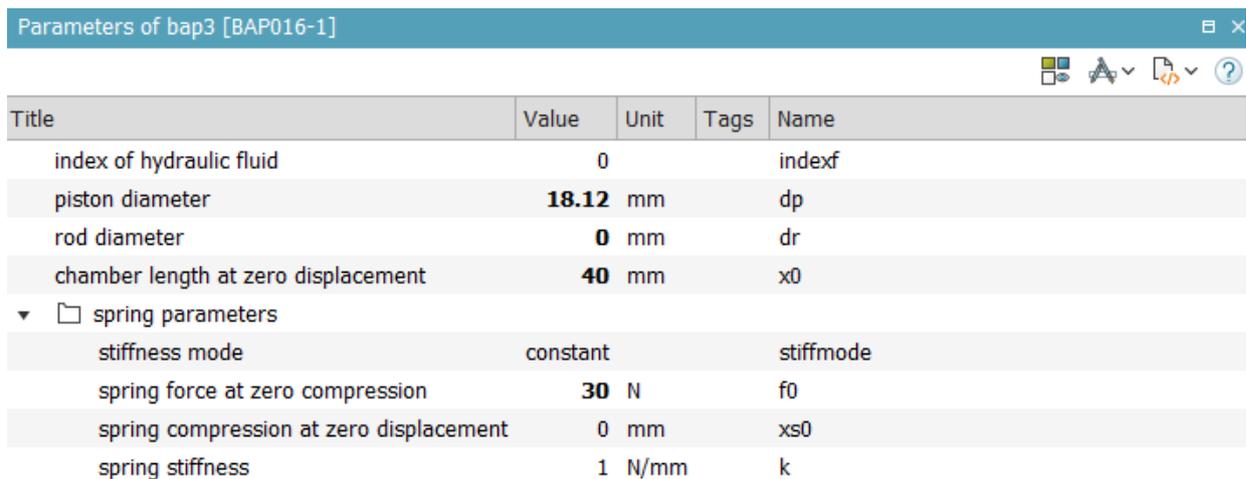
La rigidezza della molla, invece, può essere definita in tre modi diversi:

- definizione di un valore di rigidezza costante;
- definizione di parametri geometrici, come il modulo di taglio del materiale, il diametro della molla, il diametro del filo ed il numero di spire attive: in questo modo la rigidezza verrà automaticamente calcolata e assumerà un valore costante;
- definizione di una legge per l'andamento della forza della molla in funzione della sua compressione: in questo caso, la legge deve essere riportata in un file esterno.

Come già sottolineato in precedenza, nel caso in esame l'elemento fino ad ora descritto è stato utilizzato per la modellazione di entrambi i cilindri attuatori presenti all'interno del comando idraulico. In entrambi i casi la loro caratterizzazione è stata piuttosto semplice, incentrata sulla definizione delle caratteristiche geometriche dei due cilindri e sulle loro condizioni di precarico. Tutti i valori riportati di seguito sono stati ricavati dai disegni tecnici dei componenti o dai risultati di rilievi sperimentali.

Più nel dettaglio, è stato imposto:

*Cilindro maestro* → *Diametro del pistone* = 18.12 mm



Title	Value	Unit	Tags	Name
index of hydraulic fluid	0			indexf
piston diameter	<b>18.12</b>	mm		dp
rod diameter	<b>0</b>	mm		dr
chamber length at zero displacement	<b>40</b>	mm		x0
▼ <input type="checkbox"/> spring parameters				
stiffness mode	constant			stiffmode
spring force at zero compression	<b>30</b>	N		f0
spring compression at zero displacement	0	mm		xs0
spring stiffness	1	N/mm		k

Figura 66 – Definizione dei parametri per l'elemento bap3 (cilindro maestro)

*Cilindro operatore → Diametro del pistone = 21.05 mm*

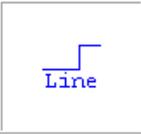
Parameters of bap3\_1 [BAP016-2]

Title	Value	Unit	Tags	Name
index of hydraulic fluid	0			indexf
piston diameter	<b>21.05</b>	mm		dp
rod diameter	<b>0</b>	mm		dr
chamber length at zero displacement	0	mm		x0
▼ <input type="checkbox"/> spring parameters				
stiffness mode	constant			stiffmode
spring force at zero compression	<b>76.5</b>	N		f0
spring compression at zero displacement	0	mm		xs0
spring stiffness	<b>1.923</b>	N/mm		k

Figura 67 - Definizione dei parametri per l'elemento bap3 (cilindro maestro)

Il collegamento tra i due cilindri viene realizzato attraverso un'apposita tubazione, modellata mediante l'elemento *hydraulic\_2*:

**Submodel summary**



Line

**Alias:** hydraulic\_2

**Component:** h2port

**Submodel name:** HL0001

---

**Compatible submodel list**

Name	Description	Submodel type
DIRECT	Direct connection	
HL0001	hydraulic pipe - basic (C-R)	
HL010	hydraulic pipe - distributive (C-R *** C-R)	
HL0040	hydraulic pipe - distributive inertia (C-IR *** C-IR)	
HLLW0	hydraulic pipe - cfd 1d (C-IR *** C-IR)	

Figura 68 – Scelta del submodel per l'elemento hydraulic\_2

Title	Value	Unit	Tags	Name
index of hydraulic fluid	0			indexf
section type	circular			geom
diameter	3.3	mm		diam
length	1258	mm		le
relative roughness	1e-05	null		rr
angle line makes with horizontal (+ve if port 2 above ...	0	degree		ang
▼ <input type="checkbox"/> initial conditions				
⊕ pressure at port 1	0	bar		p1
▼ <input type="checkbox"/> wall compliance				
evaluation of bulk modulus	calculated wall bulk modulus			method
wall thickness	1.3	mm		thick
Young's modulus for material	1500	N/mm**2		emod

Figura 69 – Definizione dei parametri per l'elemento hydraulic\_2

Come è possibile notare dalle immagini riportate, per caratterizzare l'elemento scelto per simulare la tubazione di collegamento tra i due cilindri occorre semplicemente definire i suoi parametri geometrici che, per il caso in analisi, sono stati ricavati dai disegni disponibili per il comando idraulico. Occorre anche definire il modulo di Young caratteristico del materiale che costituisce la tubazione: nel caso in esame, il materiale utilizzato per la realizzazione della tubazione è indicato con la sigla PA610. Si tratta di una poliammide dotata delle seguenti caratteristiche:

Property	Value
<u>Density</u>	<a href="#">1.03 - 1.09 g/cm³</a>
<u>Elastic modulus</u>	<a href="#">1.2 - 1.6 GPa</a>
<u>Elongation</u>	<a href="#">500 %</a>
<u>Impact strength, Charpy notched</u>	<a href="#">7.0 - 13.0 kJ/m²</a>
<u>Tensile strength</u>	<a href="#">45.0 - 55.0 MPa</a>

Figura 70 - Principali caratteristiche meccaniche della poliammide PA610

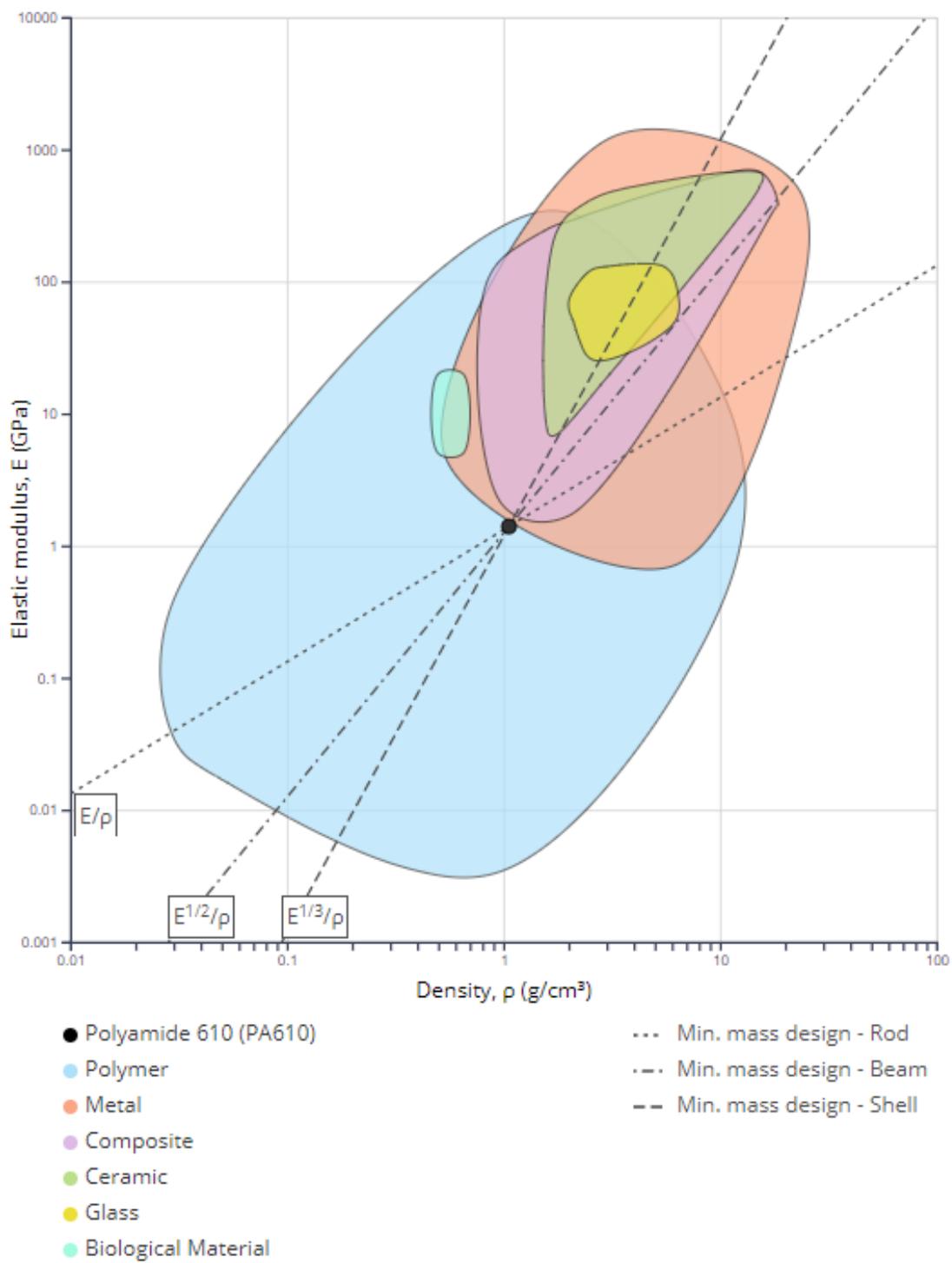
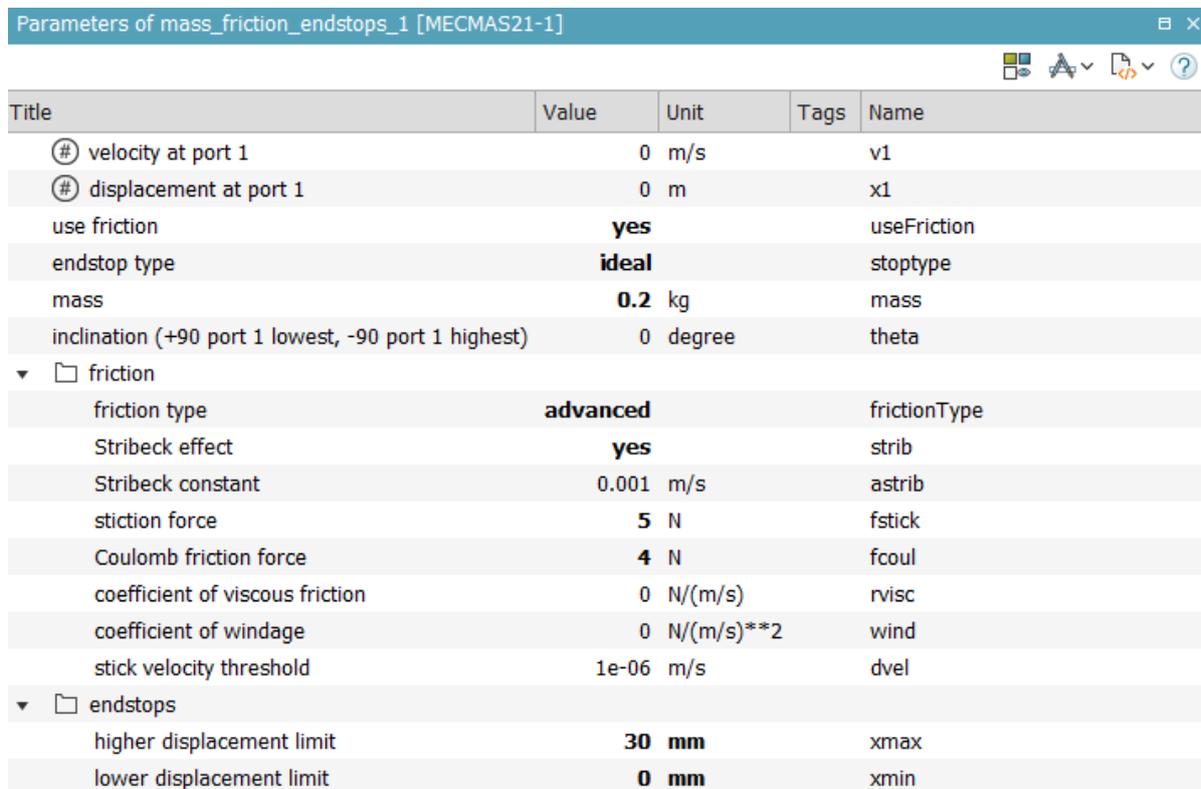


Figura 71 - Rappresentazione grafica delle caratteristiche elastiche della poliammide PA610

Alla luce delle informazioni raccolte, per il materiale in analisi è stato imposto un valore medio di modulo elastico (o modulo di Young), pari a  $1.5 \text{ GPa} = 1500 \text{ MPa} = 1500 \text{ N/mm}^2$ .

Per concludere la descrizione del comando idraulico, occorre citare un ultimo elemento. Dall'immagine riportata nella figura 57, è possibile notare che all'elemento che simula il funzionamento del cilindro operatore è stata collegata anche una massa. Nella realtà questo elemento non è presente, ma è stato scelto come strumento per introdurre all'interno del sistema dei fincorsa e dei parametri di attrito caratteristici dell'intero sistema. In sostanza, non essendo possibile inserire queste informazioni – soprattutto quelle relative alla presenza dell'attrito – nella caratterizzazione degli elementi utilizzati per la realizzazione del modello e descritti fino ad ora, si è scelto di introdurre un elemento ulteriore, una massa fittizia che permettesse di tenere conto anche di questi aspetti. Tenendo a mente questa finalità, tale elemento massa è stato così caratterizzato:



Title	Value	Unit	Tags	Name
# velocity at port 1	0	m/s		v1
# displacement at port 1	0	m		x1
use friction	<b>yes</b>			useFriction
endstop type	<b>ideal</b>			stoptype
mass	<b>0.2</b>	kg		mass
inclination (+90 port 1 lowest, -90 port 1 highest)	0	degree		theta
▼ <input type="checkbox"/> friction				
friction type	<b>advanced</b>			frictionType
Stribeck effect	<b>yes</b>			strib
Stribeck constant	0.001	m/s		astrib
stiction force	<b>5</b>	N		fstick
Coulomb friction force	<b>4</b>	N		fcoul
coefficient of viscous friction	0	N/(m/s)		rvisc
coefficient of windage	0	N/(m/s)**2		wind
stick velocity threshold	1e-06	m/s		dvel
▼ <input type="checkbox"/> endstops				
higher displacement limit	<b>30</b>	mm		xmax
lower displacement limit	<b>0</b>	mm		xmin

Figura 72 – Caratterizzazione dell'elemento massa fittizio

## 6. Capitolo

### Il modello del disco condotto e dello spingidisco

Per la realizzazione di quest'ultima parte del modello sono state considerate diverse soluzioni alternative. In origine, si era pensato di utilizzare alcuni elementi presenti all'interno della libreria *Powertrain*: tale libreria contiene diversi elementi meccanici notevolmente articolati, i quali consentono di simulare il comportamento di interesse porzioni di sistemi complessi.

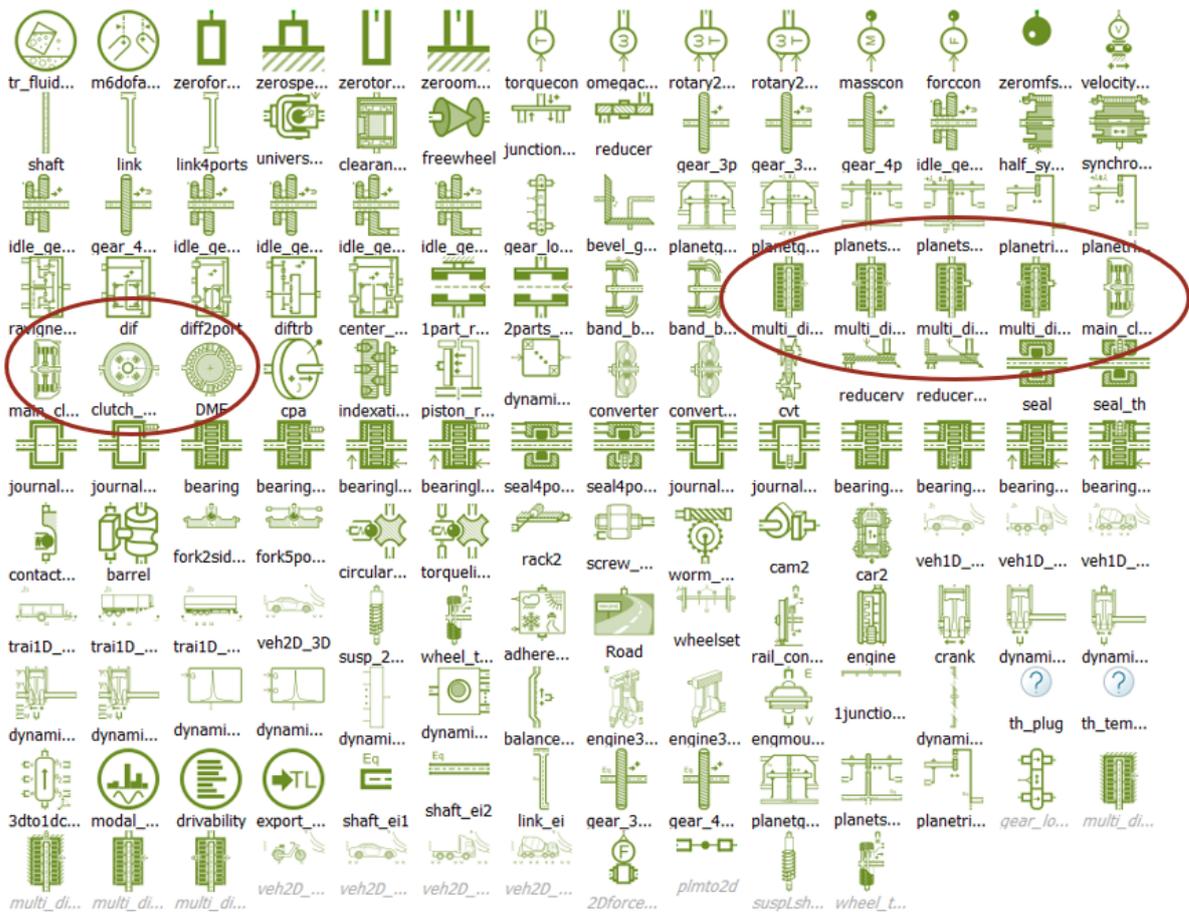


Figura 73 – Elementi contenuti nella libreria Powertrain

Tra i diversi elementi presenti e riportati nella figura precedente, l'attenzione è stata rivolta a quelli che consentono la modellazione, in maniera più o meno complessa, di un sistema frizione e, in particolare, dell'insieme di disco condotto e spingidisco. Più in dettaglio, due elementi risultavano essere particolarmente interessanti:

- l'elemento *manual clutch* – *TRMCOA* → Questo elemento può essere utilizzato per la rappresentazione della trasmissione della coppia di attrito in una frizione meccanica impiegata in un classico cambio manuale. La forza di attrito è intesa come una semplice forza di Coulomb e viene modellata attraverso una funzione *tanh*. La forza di attrito viene convertita al corrispondente valore di attrito coulombiano quando la velocità assoluta supera un certo valore soglia.

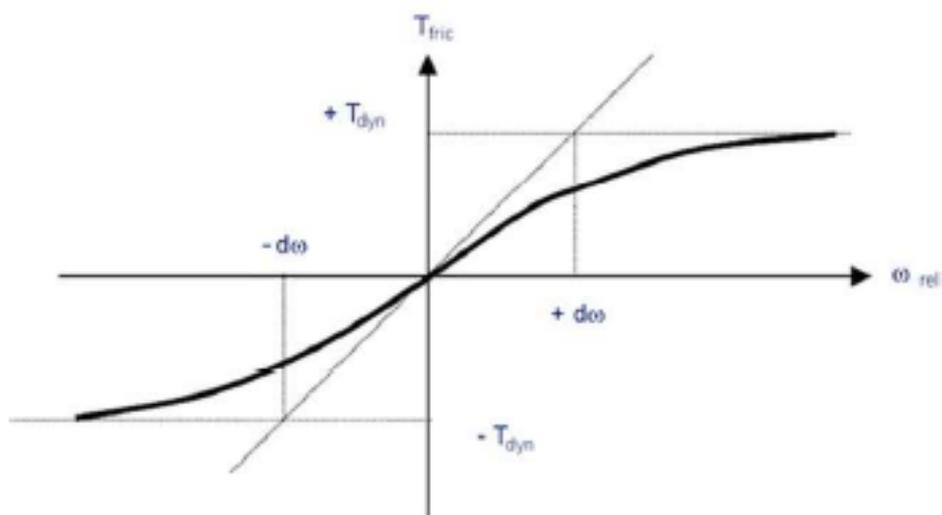


Figura 74 – Rappresentazione della funzione tangente iperbolica dell'attrito

- l'elemento *disc clutch* – *TRDCB01* → Questo elemento può essere utilizzato per rappresentare l'attrito tra due corpi che ruotano attorno ad un asse comune (in questo caso, i due corpi sono rappresentati dal disco condotto e dallo spingidisco). Sebbene siano possibili rappresentazioni più complesse, anche con questo elemento risulta possibile intendere la forza di attrito come una semplice forza di Coulomb, modellata attraverso una funzione *tanh* analoga a quella mostrata in precedenza. Il vantaggio connesso all'utilizzo di questo elemento sta nel fatto che, definendo in maniera opportuna le sue caratteristiche, risulta possibile introdurre un cilindro idraulico come attuatore della frizione.

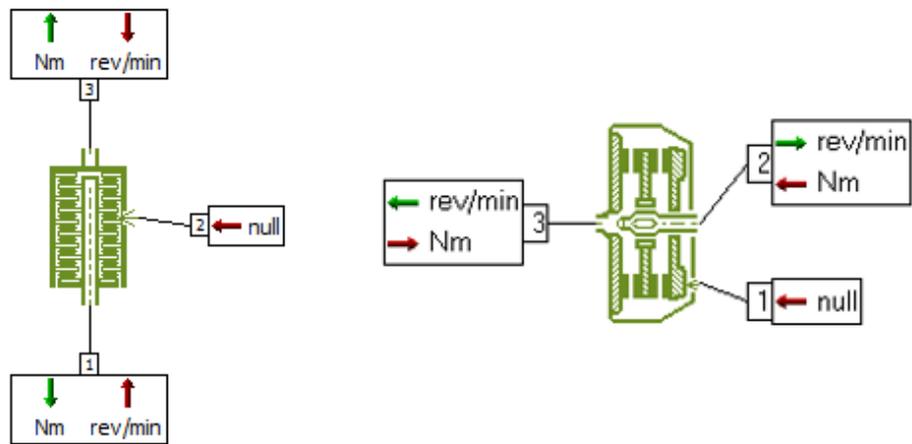


Figura 75 – Elementi disc clutch (a sx) e manual clutch (a dx)

Procedendo alla modellazione mediante l'utilizzo di elementi come quelli citati, il modello ha iniziato a complicarsi notevolmente, il che non era particolarmente benvisto. Inoltre, il grado di complicazione raggiunto non era pienamente giustificato, in quanto era possibile ottenere lo stesso obiettivo in termini di funzionalità e correttezza anche in maniera più semplice. Per questo, è stata adottata la seguente soluzione:

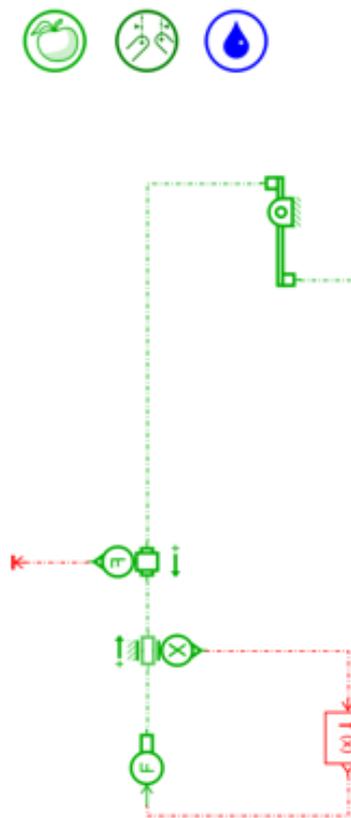


Figura 76 – Schematizzazione del modello realizzato per la terza parte del sistema

Il primo elemento che compare all'interno del modello è l'elemento *lever2*, utilizzato per modellare la leva di disinnesto frizione.

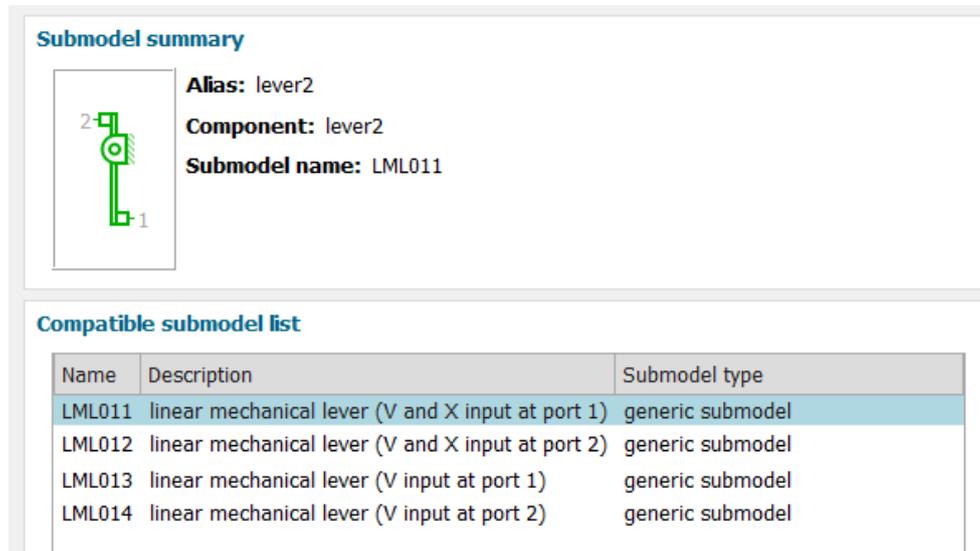


Figura 77 – Scelta del submodel per l'elemento lever2

La caratterizzazione di questo elemento è estremamente semplice, occorre soltanto riportare le caratteristiche geometriche della leva, ricavate da disegno:

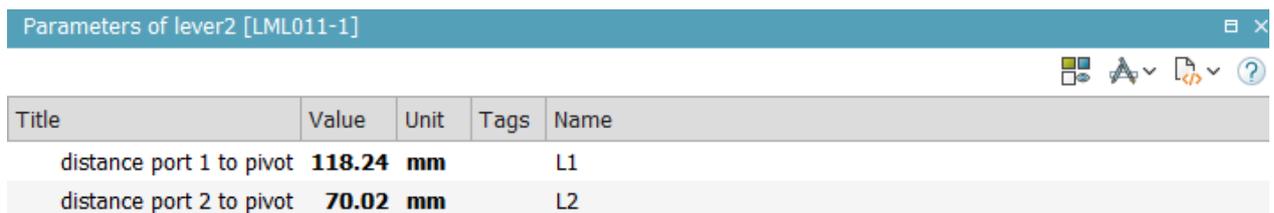


Figura 78 – Definizione dei parametri per l'elemento lever2

La restante parte del modello si compone di una combinazione di elementi già descritta in precedenza – con particolare riferimento alla modellazione della molla passafulcro all'interno del modello del pedale della frizione – che consentono di simulare la caratteristica dello spingidisco. Anche in questo caso, quindi, il funzionamento di questo insieme di elementi è il seguente: attraverso il sensore di spostamento (l'elemento *displacementsensor*) viene letto il valore di spostamento prodotto dal movimento della leva di disinnesto frizione, il quale viene fornito come variabile indipendente di input all'elemento *f of x*; tale elemento appartiene alla libreria dedicata al segnale e al controllo e consente di definire la legge caratteristica dello spingidisco.

Questo elemento restituisce in input in termini di forza, motivo per cui per chiudere il circuito occorre introdurre anche un convertitore di forza (l'elemento *forcecon*). Pertanto, per la definizione della caratteristica dello spingidisco si ha:

Parameters of fofx [FX00-2]		
Title	Value	Unit
output value		f
discontinuity handling		inactive
expression in terms of the input x	$-(\text{abs}(x)*x^4*0.0225-x^4*1.4942+\text{abs}(x)*x^2*32.295-x*x*306.02+\text{abs}(x)*1240.7+46.557)$	

Figura 79 – Definizione dei parametri per l'elemento fofx

La caratteristica da modellare è la seguente:

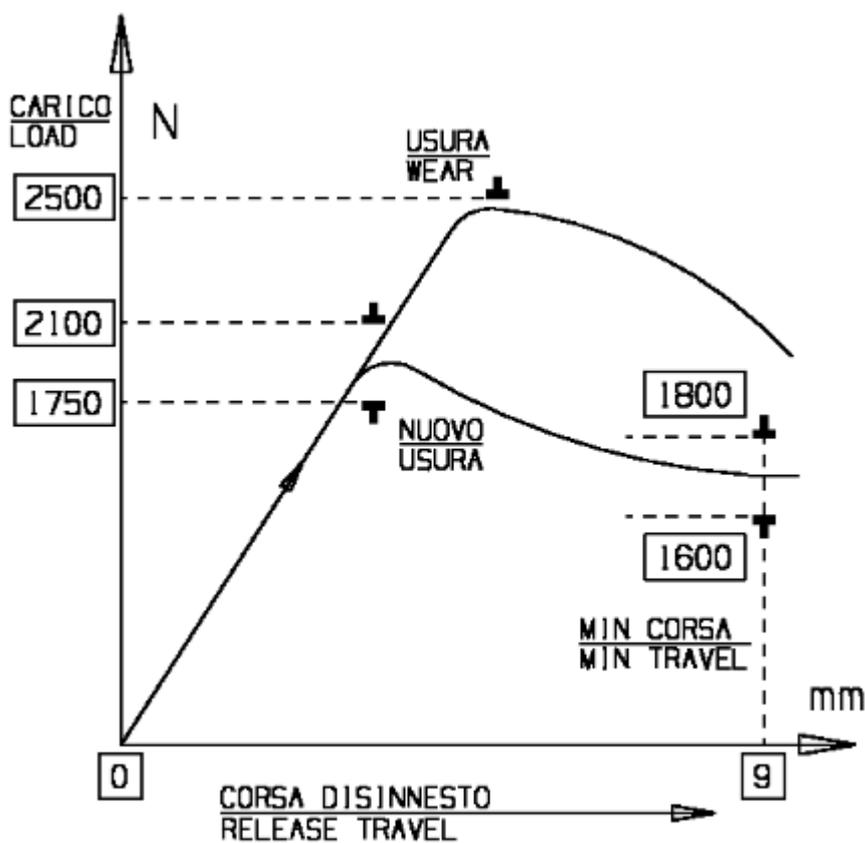


Figura 80 – Caratteristica dello spingidisco (carico – corsa)

Riportando questa caratteristica (che è stata ricavata dai disegni dello spingidisco) su di un foglio Excel, è possibile ottenerne una buona approssimazione utilizzando un polinomio di quarto grado, coincidente con quello riportato nella caratterizzazione dell'elemento *fofx* della figura 79.

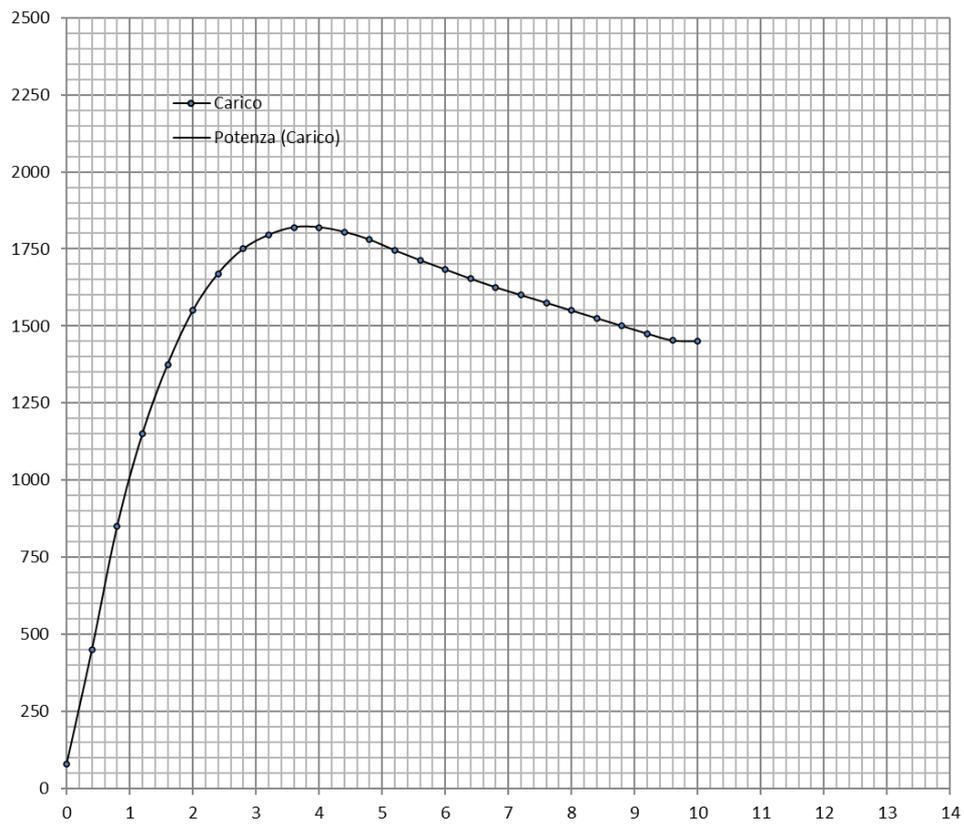


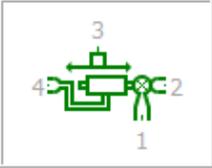
Figura 81 – Modellazione della caratteristica dello spingidisco su Excel

## 7. Capitolo

### Validazione del modello e analisi dei risultati

Per concludere la trattazione occorre, in primo luogo, riportare il modello completo ed analizzare come è stata effettuata la sua validazione, ossia come è stato verificato il suo corretto funzionamento. Come è possibile notare da quanto riportato nella figura 84, rispetto a quanto visto fino ad ora il modello completo risulta differente per quanto riguarda gli elementi che consentono il collegamento tra la porzione di modello relativa al pedale della frizione e quella relativa la comando idraulico. Tale collegamento è stato effettuato utilizzando una combinazione di elementi già descritta in precedenza – sia per il modello del pedale che per quello dello spingidisco – e aggiungendo l'elemento *plmpivotedpivottrans*. A differenza di elementi analoghi analizzati già in precedenza, tale elemento è in grado non soltanto di traslare in una direzione ma anche di compiere una rotazione attorno ad una cerniera. Tale movimento angolare risulta necessario per tenere conto dell'inclinazione della astina di comando del cilindro maestro, già sottolineata in precedenza.

#### Submodel summary



**Alias:** plmpilotedpivottrans  
**Component:** plmpilotedpivottrans  
**Submodel name:** PLMTRPI10

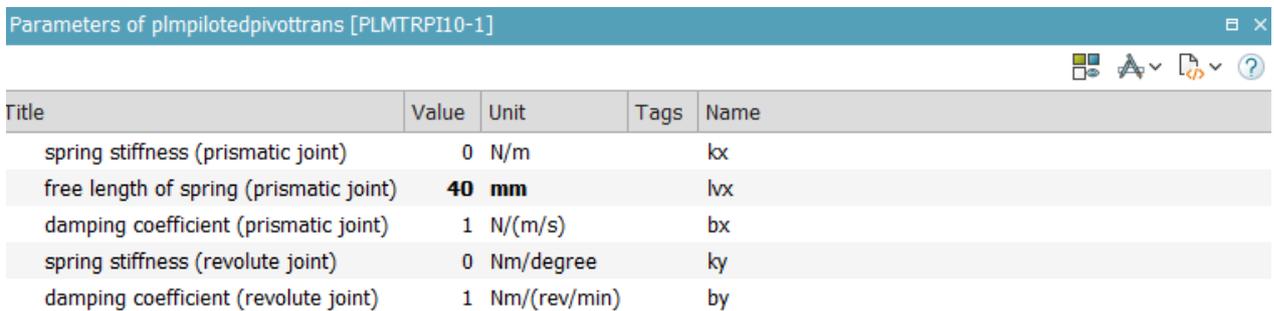
#### Compatible submodel list

Name	Description	Submodel type
PLMTRPI10	driven slotted link	generic submodel
PLMTRPI11	driven slotted link with contact forces	generic submodel

Figura 82 – Scelta del submodel per l'elemento *plmpivotedpivottrans*

Grazie alla presenza di questo elemento, il funzionamento della combinazione di elementi utilizzata per la connessione delle due parti del modello risulta essere il seguente: attraverso il sensore di spostamento (l'elemento *displacementsensor*) viene letto il valore di spostamento prodotto dal movimento dell'elemento *plmpivotedpivottrans*, il quale viene fornito come variabile indipendente di input all'elemento *fofx*; tale elemento appartiene alla libreria dedicata al segnale e al controllo e consente di definire la modalità con cui l'input deve essere fornito al comando idraulico. In questo caso non deve essere introdotta alcuna legge particolare in questo elemento, occorre riportare senza alcuna modifica lo spostamento dell'elemento *plmpivotedpivottrans*.

Pertanto, l'elemento *plmpivotedpivottrans* viene così caratterizzato:



Title	Value	Unit	Tags	Name
spring stiffness (prismatic joint)	0	N/m		kx
free length of spring (prismatic joint)	<b>40</b>	<b>mm</b>		lx
damping coefficient (prismatic joint)	1	N/(m/s)		bx
spring stiffness (revolute joint)	0	Nm/degree		ky
damping coefficient (revolute joint)	1	Nm/(rev/min)		by

Figura 83 – Definizione dei parametri per l'elemento *plmpivotedpivottrans*

Ciò di cui occorre tenere conto nella caratterizzazione di questo elemento è la semplice lunghezza dell'astina di comando del cilindro maestro, pari a *40 mm*.

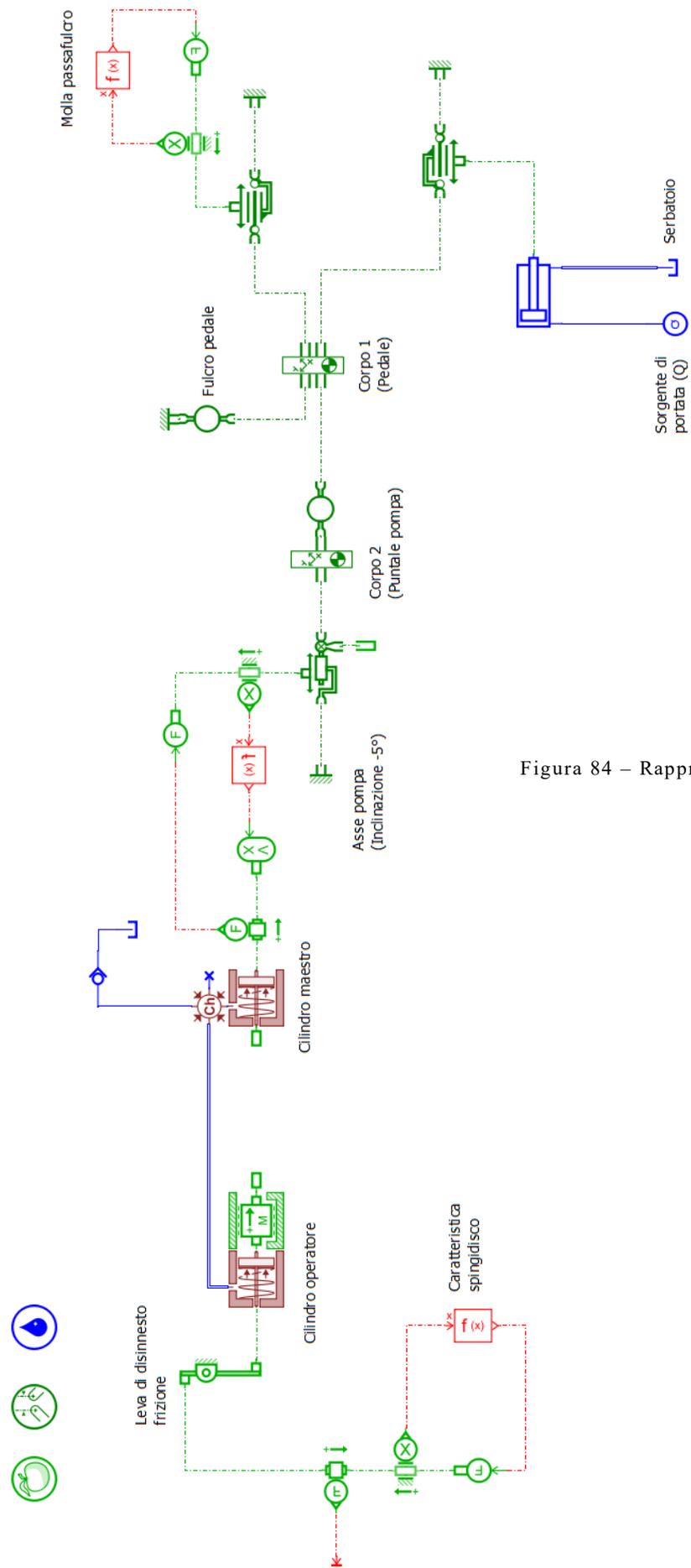


Figura 84 – Rappresentazione del modello comp

Per effettuare la validazione del modello si è fatto riferimento all'andamento del grafico carico – corsa del pedale noto sperimentalmente:

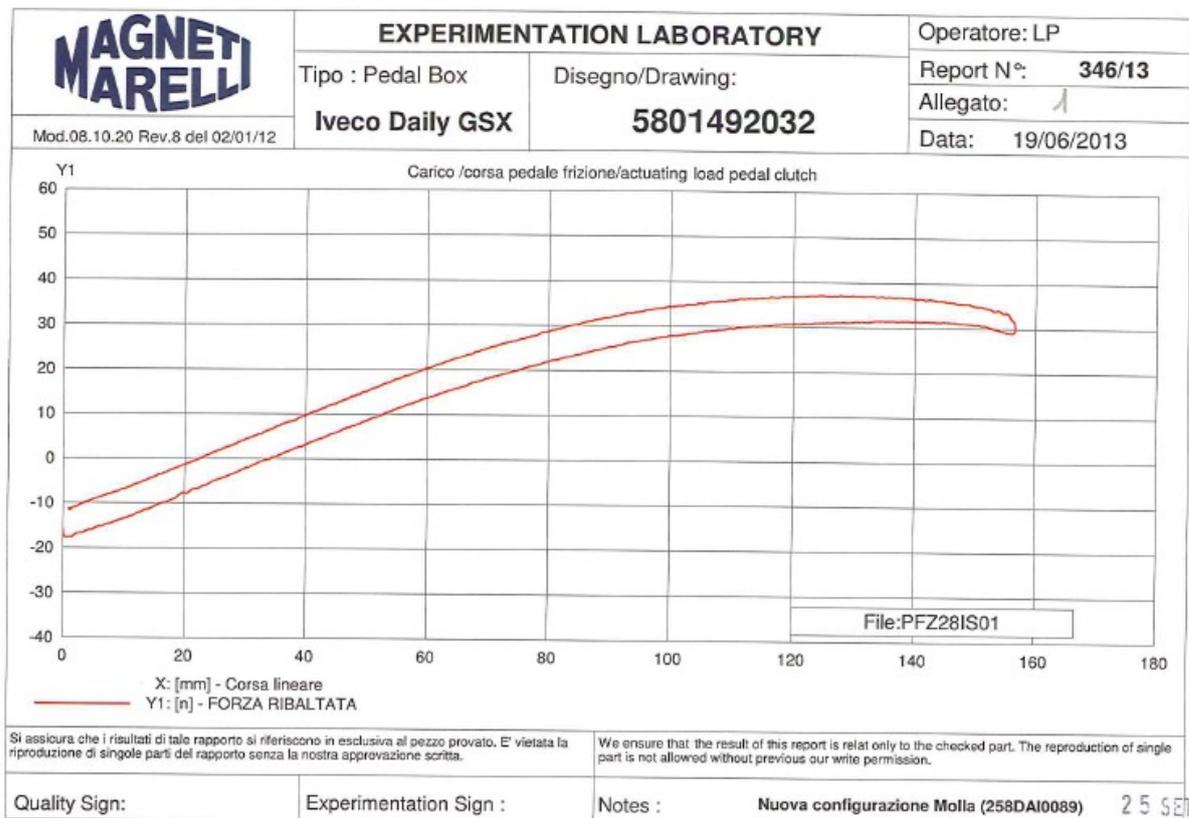


Figura 85 – Grafico sperimentale da verificare

Con il modello fino ad ora descritto è stato ottenuto il grafico riportato nella figura di seguito: al di là della diversa disposizione nel piano di riferimento, il grafico ottenuto dalla modellazione è perfettamente analogo a quello sperimentale.

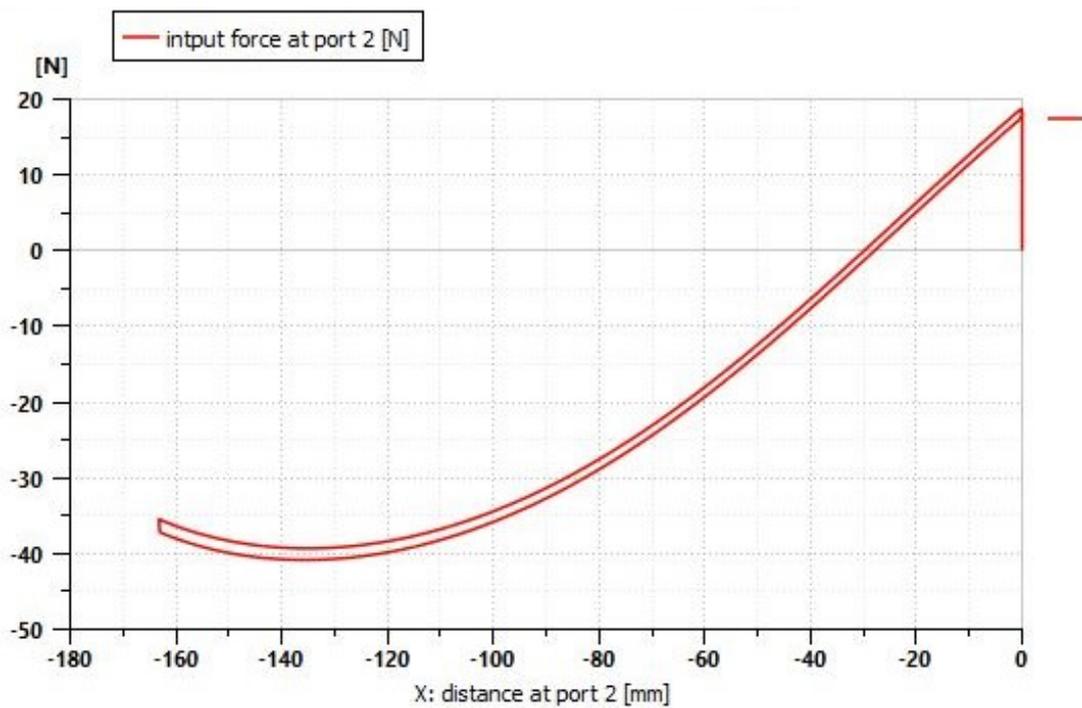


Figura 86 – Andamento carico – corsa del pedale ottenuto con il modello

Anche se questo grafico mostra il corretto funzionamento del modello, ne sono stati analizzati degli altri che confermassero questa conclusione; in particolare, come si può evincere dalle immagini riportate di seguito sono stati analizzati gli andamenti caratteristici per i due cilindri presenti nel comando idraulico. In tutti i casi sono stati riscontrati degli andamenti analoghi a quelli attesi o noti sperimentalmente.

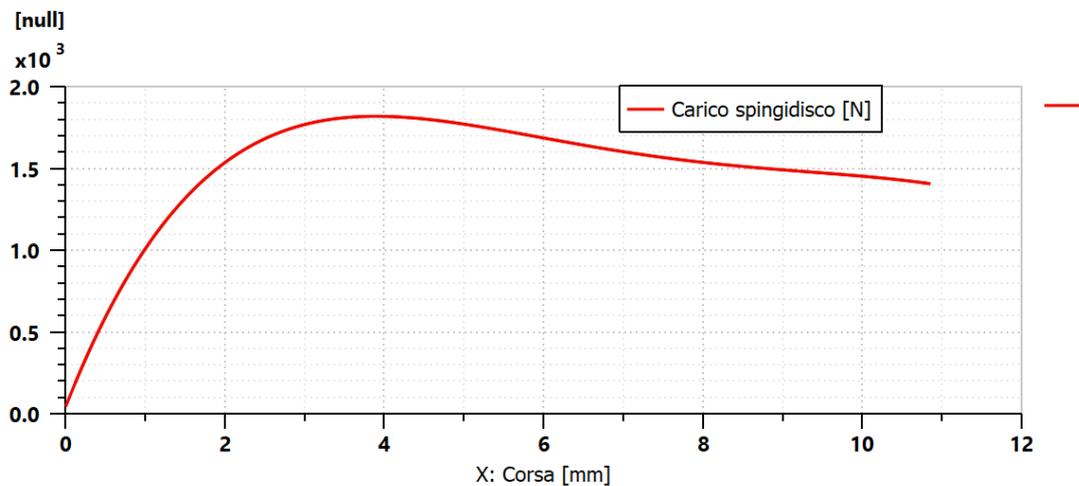


Figura 87 – Caratteristica dello spingidisco

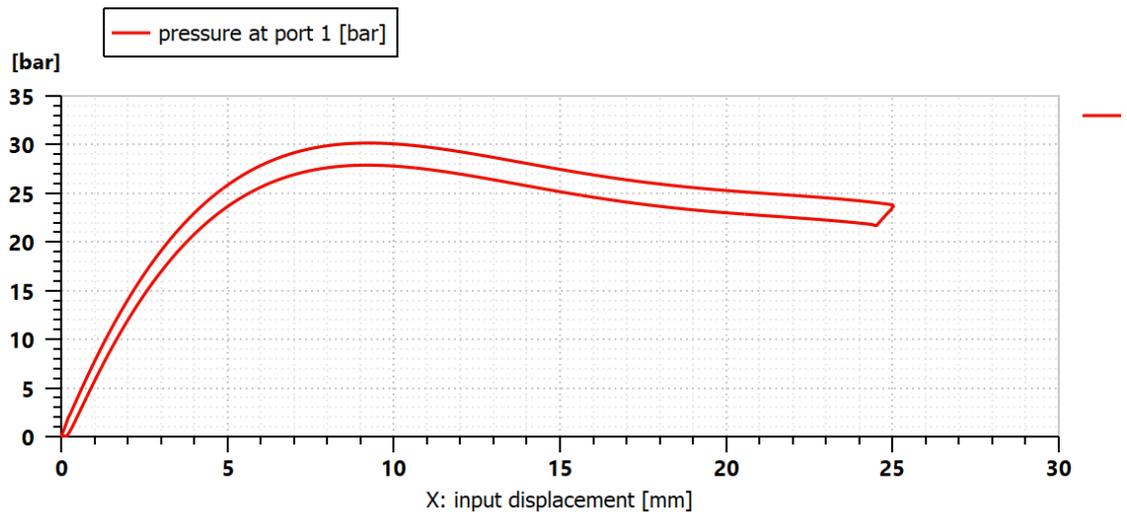


Figura 89 – Caratteristica del cilindro maestro

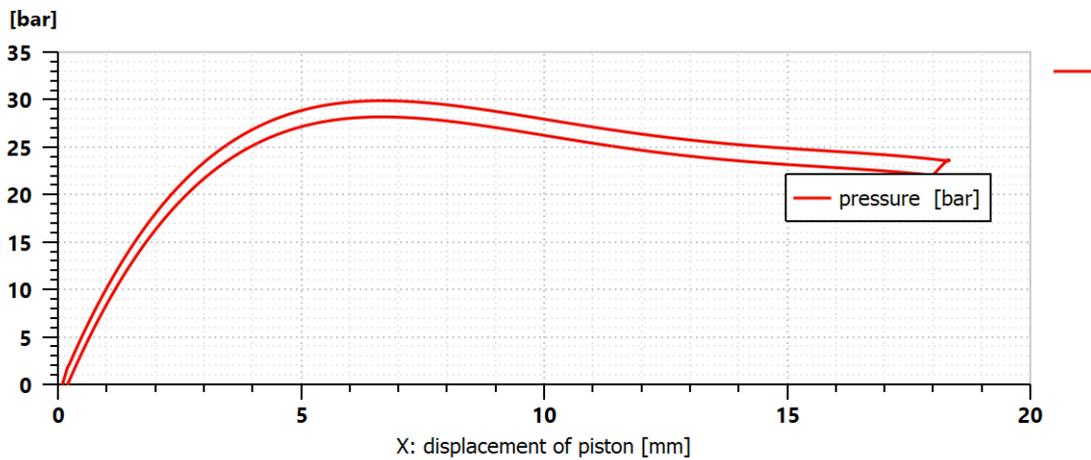


Figura 88 – Caratteristica del cilindro operatore

Il lavoro compiuto ha mostrato le potenzialità del software Amesim nella modellazione del sistema frizione nonché la possibilità di costruire un unico modello che possa tenere conto dei diversi parametri che influenzano le performance del sistema. A causa della limitata disponibilità di tempo, il modello non è stato ulteriormente dettagliato e complicato, ma questo non esclude la possibilità di farlo in futuro, tenendo conto delle modifiche che il sistema reale subirà nel corso del tempo.

## Bibliografia

- Sito IVECO: <https://www.iveco.com/italy/azienda/pages/azienda-valori-a-proposito-di-iveco.aspx>
- Pagina Wikipedia IVECO: <https://it.wikipedia.org/wiki/Iveco>
- Veicoli più venduti: [https://www.motorimagazine.it/camion-piu-venduti-italia/?refresh\\_ce](https://www.motorimagazine.it/camion-piu-venduti-italia/?refresh_ce)
- Libro: D. Scullino, “Meccanica dell’automobile”, V Edizione, Libri Sandit, 2021, Capitolo 11 - Trasmissione, pagine 241-258
- [1] D. Scullino, “Meccanica dell’automobile”, V Edizione, Libri Sandit, 2021, Capitolo 11 - Trasmissione, pagina 249
- [2] D. Scullino, “Meccanica dell’automobile”, V Edizione, Libri Sandit, 2021, Capitolo 11 - Trasmissione, pagine 248
- [3] D. Scullino, “Meccanica dell’automobile”, V Edizione, Libri Sandit, 2021, Capitolo 11 - Trasmissione, pagine 250
- [4] D. Scullino, “Meccanica dell’automobile”, V Edizione, Libri Sandit, 2021, Capitolo 11 - Trasmissione, pagine 250
- [5] D. Scullino, “Meccanica dell’automobile”, V Edizione, Libri Sandit, 2021, Capitolo 11 - Trasmissione, pagine 257
- [6] D. Scullino, “Meccanica dell’automobile”, V Edizione, Libri Sandit, 2021, Capitolo 11 - Trasmissione, pagine 257