Università degli Studi "Roma Tre"

Facoltà di Ingegneria

Dipartimento di Ingegneria Meccanica ed industriale

DOTTORATO DI RICERCA IN INGEGNERIA MECCANICA ED INDUSTRIALE

XX CICLO

STUDIO DELLE PRESTAZIONI OPERATIVE ED AMBIENTALI DI MOTORI DIESEL AD INIEZIONE DIRETTA PER APPLICAZIONI AGRICOLE ED INDUSTRIALI

Candidato:

Leonardo Capogreco

Docente Guida:

Prof. Ing. Giancarlo Chiatti

Correlatore:

Ing. Giovanni Santoro

(ISMA – Istituto Sperimentale per la Meccanizzazione Agricola)

Coordinatore:

Prof. Ing. Edoardo Bemporad

Indice

Introduction **I**

Hints about engines.....I

Description of work carried out.....VI

Introduzione **VIII**

Cenni sui motori.....VIII

Inquadramento del lavoro.....XIII

1 – Il sistema di iniezione "Common Rail" **1**

Premessa.....1

Principio di funzionamento.....4

Circuito di alimentazione carburante.....6

Circuito elettronico.....27

Applicazione del sistema CR a motori con ridotto numero di cilindri.....29

2 – Modellazione del sistema di iniezione (motore monocilindrico) **32**

Premessa.....32

Metodologia applicata.....33
Il circuito elettronico.....35
Il circuito di alimentazione carburante.....44

3 – Modellazione del sistema "motore completo" 55
Premessa.....55
Principali componenti del modello "motore".....58
Configurazioni motore monocilindrico.....60
Configurazione motore bicilindrico.....62

4 – Modellazione del sistema "veicolo completo" 64
Premessa.....64
Modello del cambio meccanico di velocità a cinque rapporti.....65
Configurazione con sistema di iniezione di tipo "Multijet".....67
Configurazioni con sistema di iniezione semplificato.....69

5 – Simulazioni ed analisi dei risultati 72
Premessa.....72
Simulazioni prima configurazione (lato motore).....74
Simulazioni seconda configurazione (lato utenza-trazione).....83
Simulazioni terza configurazione (lato utenza - trazione e PTO).....84

Conclusioni 85

Appendice A – Modello sistema di iniezione (motore monocilindrico) 88

Modello completo (supercomponenti).....88
Supercomponente Rail.....89
Supercomponente regolatore di pressione.....91
Supercomponente pompa di alta pressione.....96
Supercomponente elettroiniettore.....98

Appendice B – Modello del sistema "motore completo" 103
Premessa.....103
Modello completo motore bicilindrico.....103
Sottomodello camera di combustione.....104
Sottomodelli testa cilindro.....107
Supercomponente Rail.....113
Supercomponente regolatore di pressione.....115
Supercomponente pompa di alta pressione.....120
Supercomponente elettroiniettore.....122

Appendice C – Modello del sistema "veicolo completo" 127
Premessa.....127
Configurazione modello veicolo completo con sistema di iniezione MULTIJET.....127
Sottomodelli utilizzatore.....128
Configurazione modello veicolo completo con sistema di iniezione semplificato ed innesto PTO.....136
Sottomodello sistema di iniezione.....137

Bibliografia 139

Introduction

Hints about engines

In this section we'll give a brief description of engines and their functional structure, to better understand the problem of which the thesis deals with.

After over one hundred years of research and development, nowadays, there are several technological innovations that concern engines.

By exploiting technological improvements achieved in every sector of technics, the engine builders continuously try to improve continuously their projects from every point of view: greater powers, reduction of costs and environmental impact of building process, reduction of fuel consumption.

The research is also necessary to comply with the new regulations about environmental pollution.

For example, the emission limits EURO IV, in force as of 2006, imply a 50% reduction of pollutants emission compared to limits EURO III, in force from the end of 2000. The limits EURO V, that will come into force in 2009, fix a drastic reduction of emissions (chart 1).

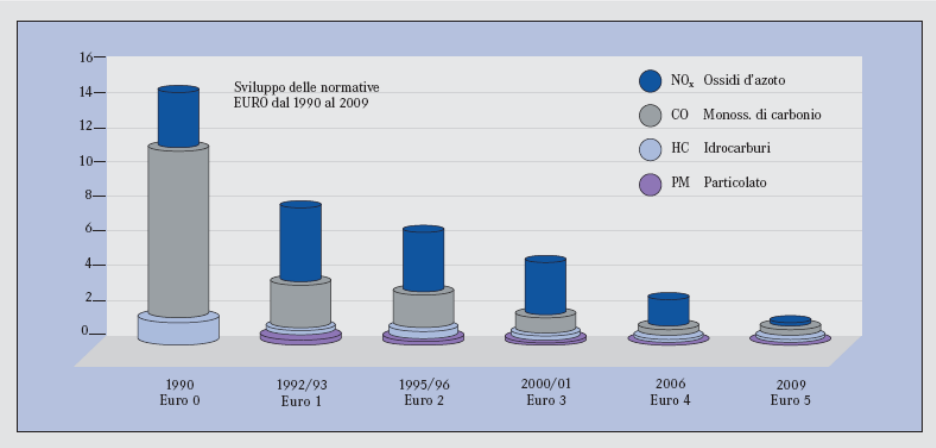


Chart 1: Limits of emission [g/kWh], evolution of EURO laws from 1990 to 2009.

To respect these laws, engine companies have to develop new specific components, such as catalytic converters, turbocharging systems, exhausted gas recirculation (EGR), high pressure injection systems (which are here dealt with).

The introduction of these new components necessarily leads to an increase in complexity of modern engines. So it is necessary to conceive new control systems able to manage all these new components with several control parameters. From this point of view the development of electronic control systems is of primary importance in the field of engines (ECU, Electronic Control Unit).

Recently, the usage of such electronic devices has had an important application in full electronic high pressure injection Common Rail systems.

These kinds of injection systems provide all market request features, such as:

- lower pollutants emission
- noiseless engines
- lower fuel consumption
- higher performances

compared with traditional systems.

The main feature of such systems is the possibility to manage fuel pressure regardless of engine load and angular velocity. Such a thing is allowed by an element called “rail”.

The Common Rail injection system (the functioning of which will be explained in the next sections) allows to manage, in the same combustion cycle, a little injection (called PILOT) before the MAIN injection and potentially a delayed injection (called POST) that allows to activate afterhandling systems of exhaust gasses.

This combination of injections (UNIJET system) ensures a big reduction of combustion noise and allows an improvement in the start from cold (thanks to the PILOT injection), but it produces a worsening of particulate emission that is acceptable for EURO III law but unacceptable for EURO IV law (today in force).

The multiple injections (MULTIJET) represent a technologic evolution of the Common Rail system. This new configuration is based on a partition of the main injection into three injections one after the other (PRE-MAIN-AFTER). There is also the possibility to carry out PILOT and POST injections with more flexibility than before (chart 2).

The PRE injection allows to control the velocity of combustion of the premix phase reducing the combustion noise and promoting the ignition and therefore the engine cold behaviour. Therefore the PRE injection behaves like the PILOT injection but reducing particulate emissions (soot).

The AFTER injection, placed some hundreds of microseconds after the main injection, produces a rise of temperature in the combustion chamber, making the soot post-oxidation easier and increasing the trade-off between NO_x and particulate emissions.

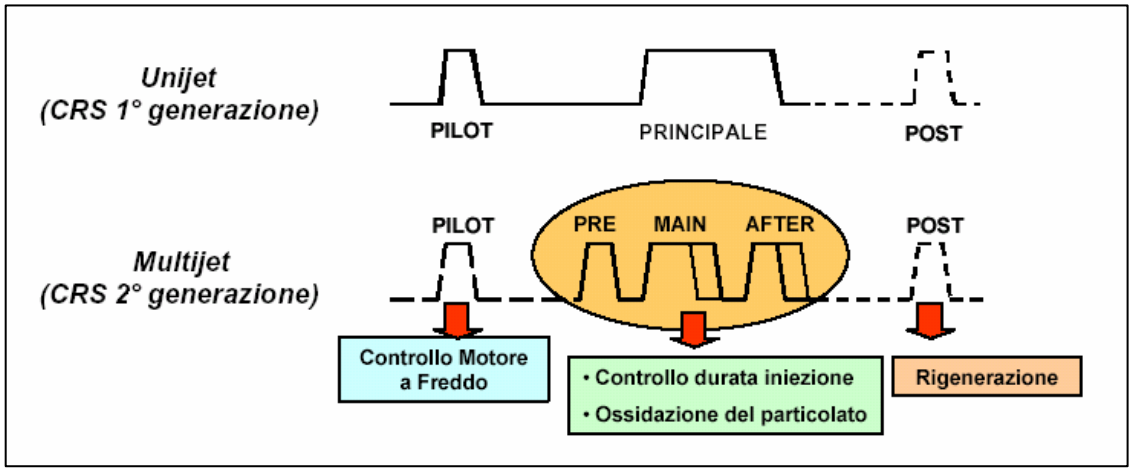


Chart 2: Sequence of injections in UNIJET and MULTIJET systems.

In this respect the usage of DPF (Diesel Particulate Filter) is very common nowadays. The DPF efficiency is very high (more than 90%). The real problem with DPF is the correct management of the regeneration process.

The filter, in fact, cumulates particles of particulate produced by the engine. The amount of particles produced depends on the engine working conditions, so the beginning of the regeneration process (that allows to burn cumulate particles, cleaning the filter) isn't predictable a priori

The amount of cumulated particulate can be calculated considering the upstream-downstream pressure of the filter. For every specific application it is possible to detect the overloaded filter pressure. The pressure gauged leads to the regeneration event. In order to activate the regeneration event an inlet filter temperature of minimum 600C° is required. This temperature is linked to the maximum performances of the vehicle.

Since the filter overloading could be reached in several operative conditions, it is unconceivable to enforce the driver to use the car in its maximum performances; it is necessary to increase the exhaust gas temperature in the inlet of the filter, by changing engine parameters.

A strategy has been developed in order to increase the exhaust gas temperature. It can be done in any operative condition, notwithstanding the load and the angular velocity of the engine. This strategy (chart 3) is based on the management of multiple injections. By modifying injection parameters (such as: amounts of injected fuel, the gap between each injection and the following one) it is possible to modify the combustion process in order to have a rise of exhaust gas temperature up to 600 C°, thus supporting the regeneration of the filter.

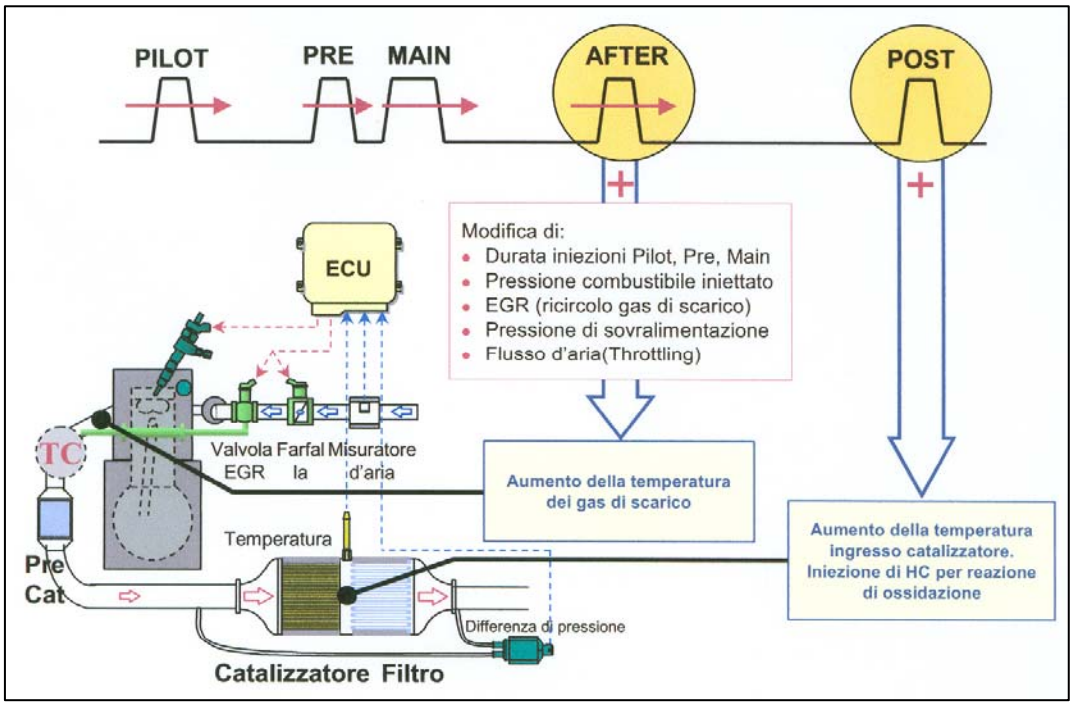


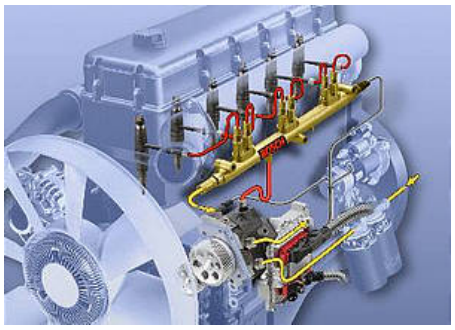
Chart 3: Regeneration plan of DPF filter.

Description of work carried out

The aim of this work concerns the tweak of a simulation model of direct injection systems employed in Diesel engines for agricultural and industrial use. The modelling of the complete system has been realised using the AMESim code. It is based on an intuitive graphical interface in which the system is displayed throughout the simulation process. Moreover, AMESet has been used AMESet to create new icons and submodels. With AMESet it is possible to integrate new submodels and customize component categories and submodels extending the capability of AMESim into a specific application.

In order to obtain a complete model of the "vehicle", also from the thermodynamic point of view, we have proceeded step by step.

The first specific area of investigation dealt with was high pressure injection systems (above mentioned). The simulation model made, (which allows to detect every main characteristic of injection systems), has been developed through three steps:



1. project of the structure of injection system and identification of its functional paramenters
2. analysis of performances of nozzles with several types of fuel
3. analysis of electronic control unit of the injection system

The second step has involved linking the injection system performances to the engine performances. We have than moved on to an overall model which takes information from the injection system and integrates it with an evaluating model of the engine global performances.

In this respect, the initial model – which is an oil-dynamic one– has been completely changed in order to obtain a thermal-dynamically complete model. This can take into account the thermal aspects.

In this way we have been able to evaluate the combustion heat release curves and all the engine main parameters in several operative conditions, from a thermal and fluid-dynamic point if view.

Finally the model of a user (for agricultural and industrial use) has been realised. This has allowed us to analyse the dynamics of the post-engine apparatus, which provide for traction and/or movement of several users, through a PTO (Power Take Off).

The collaboration with the ISMA (Istituto Sperimentale per la Meccanizzazione Agricola of Monterotondo, Rome) has been fundamental as it has allowed for experimental tests in order to obtain the correct configuration of the final model.

Introduzione

Cenni sui motori

In questo paragrafo si dà una breve panoramica sui motori a combustione interna e sui loro assetti funzionali per poter meglio inquadrare il problema del quale la tesi si occupa.

Dopo oltre cento anni di ricerca e sviluppo, i motori a combustione interna continuano oggi ad essere oggetto di continuo interesse e di continue innovazioni tecnologiche. Sfruttando i progressi tecnologici compiuti in ogni settore della tecnica, i costruttori di motori cercano di migliorare continuamente i loro progetti sotto tutti gli aspetti: potenze sempre maggiori, riduzione dei costi e dell'impatto ambientale del processo costruttivo, riduzione dei consumi di combustibile e guidabilità sempre migliore. La ricerca è anche necessaria per le nuove e sempre più stringenti normative antinquinamento.

A titolo di esempio basti pensare che i limiti di emissioni EURO IV, in vigore a partire dal 2006, prevedono una riduzione delle emissioni di circa il 50% rispetto ai limiti EURO III, in vigore a partire dalla fine del 2000. I limiti EURO V ,che entreranno in vigore nel

2009, fissano un ancor più drastico abbattimento delle emissioni (figura 1).

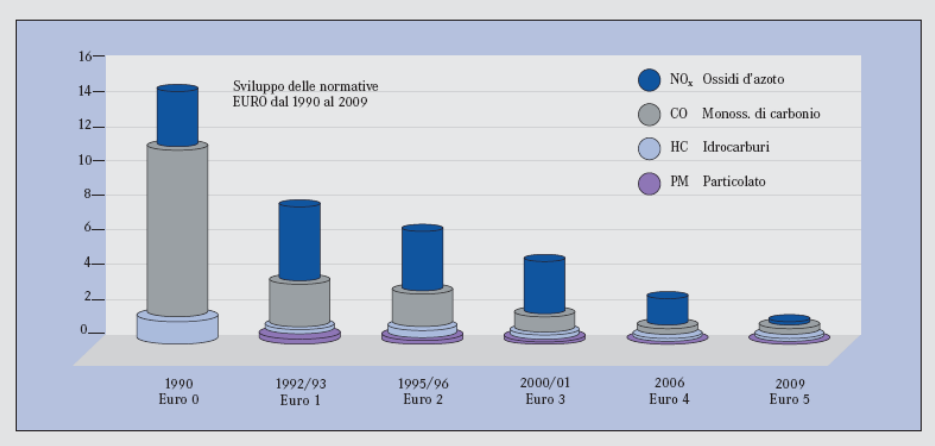


Figura 1: Limiti di emissioni in [g/kWh], evoluzione delle normative EURO dal 1990 al 2009.

Per poter rispettare queste norme le case automobilistiche e, in un ottica più ampia, le aziende produttrici di motori per uso plurimo, sono chiamate ad un incessante opera di sviluppo che porta all'introduzione di un numero sempre maggiore di nuovi componenti specifici: si pensi ad esempio ai sistemi di catalizzazione, ai sistemi di sovralimentazione, a quelli di ricircolo dei gas di scarico (EGR) o quelli di iniezione del combustibile ad alta pressione (oggetto di indagine del presente lavoro).

L'introduzione di tali nuovi componenti porta inevitabilmente un aumento della complessità dei moderni propulsori. Ecco così che nasce la necessità di prevedere sistemi di controllo che sappiano gestire tutti questi nuovi componenti, caratterizzati da un alto numero di parametri di controllo e di variabili ed inevitabilmente, quindi, da maggiori gradi di libertà. In questo senso risulta di fondamentale importanza lo sviluppo dei sistemi di controllo elettronici degli attuali motori, costituiti da apposite centraline elettroniche (ECU, Electronic Control Unit).

In questi ultimi anni l'impiego di tali dispositivi elettronici ha visto un' importante applicazione (come è stato prima accennato) nei sistemi di iniezione ad alta pressione a controllo elettronico (commercialmente denominati Common Rail).

Questi sistemi d'iniezione offrono tutte le caratteristiche richieste dal mercato attuale:

- minori emissioni inquinanti,
- maggiore silenziosità,
- minori consumi,
- maggiori prestazioni,

rispetto ai sistemi tradizionali.

Caratteristica di tali impianti è la possibilità di gestire la pressione del gasolio indipendentemente dal numero di giri e dal carico del motore. Il componente che rende possibile tale disaccoppiamento è l'accumulatore ad alta pressione (rail).

Il sistema d'iniezione Common Rail (il cui principio di funzionamento verrà accuratamente analizzato nei prossimi capitoli) consente, infatti, di gestire, all'interno dello stesso ciclo di combustione, una piccola iniezione (PILOT) attuata alcuni millisecondi in anticipo rispetto alla iniezione principale (MAIN) ed eventualmente una iniezione ritardata (POST) che serve ad attivare i sistemi di post-trattamento dei gas di scarico (iniezione di idrocarburi incombusti HC per favorire le reazioni nel catalizzatore) .

Questa combinazione di iniezioni (sistema UNIJET) garantisce una apprezzabile riduzione del rumore di combustione e consente un notevole miglioramento degli avviamenti a freddo (grazie appunto all'iniezione PILOT) ma produce un certo peggioramento del particolato, peggioramento che era accettabile per soddisfare i limiti delle emissioni EURO III, ma risulta insufficiente nei confronti delle emissioni EURO IV (attualmente in vigore).

Le iniezioni multiple (MULTIJET) rappresentano una forte evoluzione tecnologica del sistema Common Rail appena esposto. Il concetto che sta alla base delle iniezioni multiple è quello di suddividere l'iniezione principale in una sequenza di tre iniezioni ravvicinate (PRE - MAIN - AFTER) mantenendo la possibilità di attuare le iniezioni PILOT e POST con molta più flessibilità temporale (figura 2).

La PRE iniezione permette di controllare la velocità di combustione della fase premiscelata riducendo il rumore di combustione e favorendo l'accendibilità e quindi il comportamento del motore a freddo in termini di rumore ed emissioni di idrocarburi. La pre iniezione si comporta quindi come l'iniezione pilota garantendo però un contenimento del particolato (soot).

L'iniezione AFTER , posizionata alcune centinaia di microsecondi dopo la main , produce un innalzamento della temperatura in camera di combustione favorendo una post-ossidazione del soot, generato precedentemente , e consentendo di migliorare il trade-off tra emissioni di NO_x e di particolato.

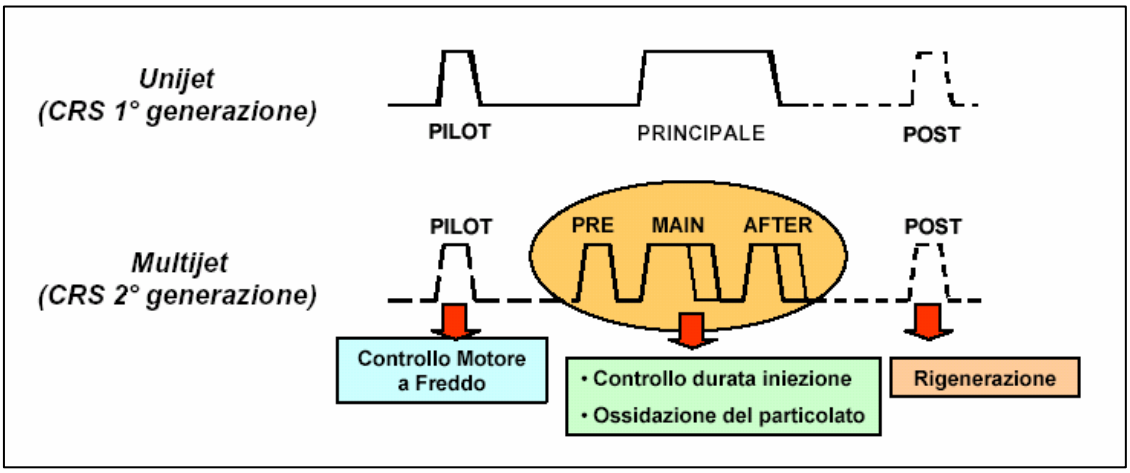


Figura 2: Sequenza di iniezioni nel sistema UNIJET e MULTIJET.

In questo senso è, oggi, diffuso l'impiego di filtri antiparticolato a rigenerazione controllata (DPF = Diesel Particulate Filter).

L'efficienza dei filtri del particolato è ad oggi consolidata e risulta essere molto elevata (abbattimento superiore al 90%). Il vero problema dei filtri del particolato e' rappresentato dalla corretta gestione del processo di rigenerazione.

Il filtro ,infatti, accumula le particelle del particolato emesse dal motore: la quantità di particelle è strettamente legata alle condizioni di funzionamento del motore e quindi non è prevedibile a priori quando occorre innescare il processo di rigenerazione, che brucia le particelle accumulate ripulendo il filtro.

La quantità di particolato accumulato è stimabile indirettamente attraverso la misura della pressione a monte e a valle del filtro. Per ogni specifica applicazione è possibile individuare la pressione corrispondente alle condizioni di filtro prossimo all'intasamento. Il valore della pressione determina quindi l'evento della rigenerazione.
Per attivare la rigenerazione occorre raggiungere una temperatura all'ingresso del filtro di almeno 600 C°. Detta temperatura corrisponde ad una tipologia di funzionamento del veicolo prossima alle massime prestazioni .

Dal momento che le condizioni di incipiente intasamento del filtro possono essere raggiunte in qualsiasi condizione di funzionamento del veicolo, non è pensabile obbligare il conducente ad utilizzare il veicolo stesso alle sue massime prestazioni; occorre invece incrementare la temperatura dei gas di scarico all'ingresso del filtro agendo sui parametri motoristici.

E' stata dunque sviluppata una strategia dedicata all'incremento della temperatura dei gas di scarico attuabile in qualsiasi condizione di funzionamento del motore, quindi indipendentemente dal numero di

giri e dal carico del motore. Questa strategia (schematizzata in figura 3) si basa sostanzialmente sulla flessibilità di gestione delle iniezioni multiple: modificando i parametri dell'iniezione (quantità iniettate, distanze tra una iniezione e la successiva nel treno di cinque iniezioni possibili all'interno dello stesso ciclo di combustione) è possibile modificare la combustione in modo da ottenere un innalzamento della temperatura dei gas di scarico fino ad oltre 600 C° promuovendo e controllando quindi la rigenerazione del filtro.

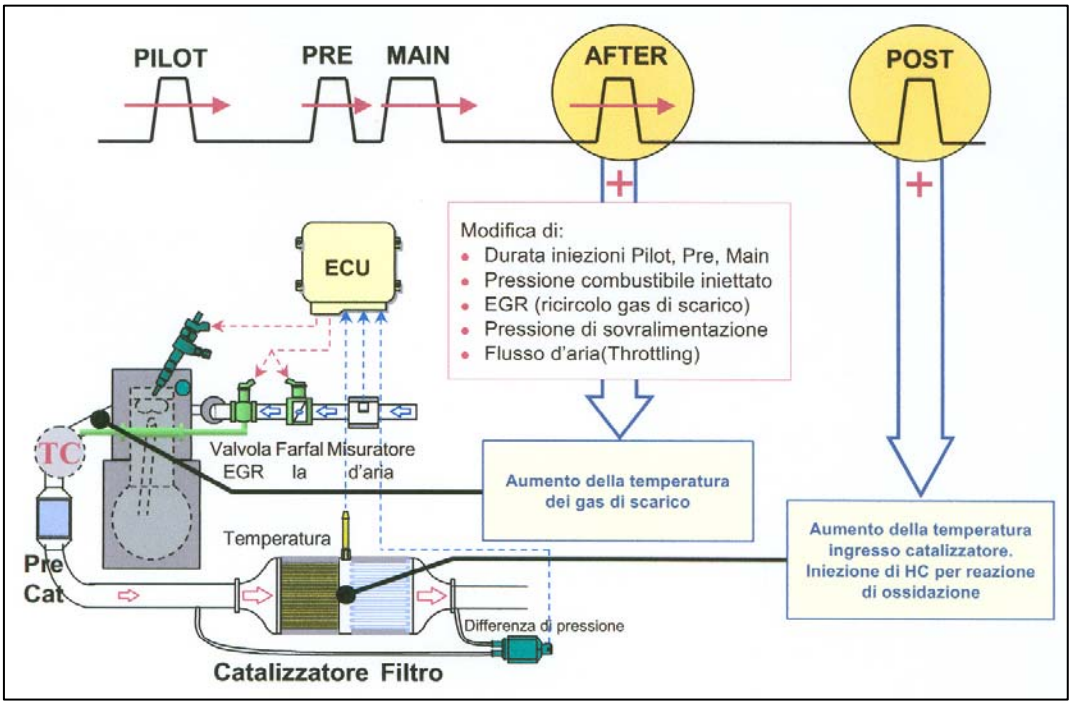


Figura 3: Schema della rigenerazione del filtro DPF.

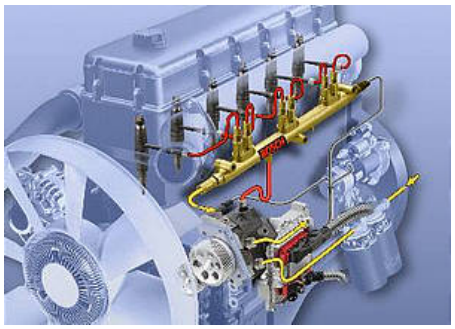
Inquadramento del lavoro

L'obiettivo del presente lavoro è quello di mettere a punto un modello di simulazione delle prestazioni di sistemi di iniezione diretta

per motori Diesel, di piccola cilindrata, di impiego industriale ed agricolo. La metodologia di indagine impiegata ha previsto l'utilizzo del codice di calcolo AMESim attraverso il quale sono stati realizzati gli elementi costituenti il sistema, utilizzando sottomodelli appartenenti alle librerie standard e nuovi sottomodelli creati appositamente mediante AMESet. Quest'ultimo software, associato ad AMESim, consente infatti di poter intervenire sui codici sorgente dei sottomodelli relativi a componenti appartenenti alle librerie standard, al fine di realizzare una miglior aderenza del modello al sistema reale.

Al fine di ottenere un modello completo, anche dal punto di vista termodinamico, del "veicolo", in grado di rappresentare un utile strumento di sintesi delle prestazioni dell'intera "macchina", si è proceduto per passi successivi.

La prima area specifica di indagine trattata è stata quella dei sistemi di iniezione ad alta pressione (precedentemente citati). La realizzazione di un modello di simulazione che consentisse di valutare tutti gli aspetti di rilievo dei sistemi di iniezione in esame, ha visto tre fasi di sviluppo:



1. progetto dell'architettura del sistema di iniezione ed identificazione dei suoi parametri funzionali
2. analisi della prestazioni dei polverizzatori al variare della tipologia di combustibile impiegata
3. analisi del sistema di gestione elettronica dell'iniezione

Il secondo step è stato quello di legare le prestazioni del sistema di iniezione alle prestazioni del motore. Si è quindi pensato ad un

modello complessivo che assumesse le informazioni desumibili dal sistema di iniezione e le integrasse con un modello di previsione delle prestazioni globali del motore. In questo senso, la modellistica inizialmente sviluppata, in chiave oleodinamica, è stata completamente riproposta, al fine di ottenere un modello termodinamicamente completo che tenesse conto degli aspetti termici (legati alle variazioni delle proprietà chimico-fisiche dei combustibili con la temperatura, che incidono in maniera significativa sulle condizioni di efflusso attraverso gli ugelli del polverizzatore). Ciò ha consentito, inoltre, di poter valutare le curve di rilascio del calore e tutti i parametri significativi, da un punto di vista termo-fluido-dinamico, del motore in vari assetti operativi.

Infine si è proceduto a modellare l'utilizzatore (esplorando varie possibili configurazioni di interesse agricolo ed industriale). Ciò ha consentito di analizzare le dinamiche degli apparati a valle del motore stesso, deputati alla trazione e/o alla movimentazione, mediante presa di forza (PTO – Power Take Off), di varie utenze.

In questo senso è risultata fondamentale la collaborazione con l'istituto sperimentale per la meccanizzazione agricola (ISMA) di Monterotondo grazie al quale è stato possibile effettuare prove sperimentali utili ad ottenere una corretta configurazione finale del modello realizzato.

Capitolo 1

Il sistema di iniezione "Common Rail"

Premessa

Il sistema Common Rail è un sistema ad iniezione diretta in cui cioè il combustibile viene iniettato direttamente nel cilindro. Nelle camere ad iniezione diretta il livello di turbolenza che si crea, a causa della forma della camera, è inferiore a quello dei sistemi di iniezione a precamera . A causa del ridotto *swirl*, affinché si abbia una mescolanza ottimale tra aria e combustibile, è necessaria una polverizzazione molto spinta del combustibile attraverso fori molto piccoli (diametri dell'ordine del centinaio di μm) a pressioni elevatissime (intorno ai 1300 bar). Nei sistemi d'iniezione tradizionali il controllo dell'iniezione del combustibile nel cilindro (dosatura e fasatura) è strettamente vincolato alla pompa meccanica, che genera la pressione che aziona gli iniettori. I limiti maggiori di questo sistema sono:

- impossibilità di modulare la pressione d'iniezione in modo indipendente dalla velocità di rotazione del motore;

- fasatura poco flessibile;
- impossibilità di realizzare una pre-iniezione.

Nel sistema Common Rail, invece, la pressione di iniezione è indipendente dalla velocità di rotazione del motore e dal carico (posizione dell'acceleratore) dal momento che la pompa di alta pressione comprime il gasolio e lo invia all'accumulatore comune (rail). Grazie al controllo elettronico della pompa stessa e degli iniettori, inoltre, è possibile ottimizzare, per ogni punto di funzionamento del motore, sia la pressione di iniezione sia la quantità di combustibile iniettata. Da qui la possibilità di impiegare, da un lato, una pressione d'iniezione molto elevata e, dall'altro, di erogare (grazie al controllo elettronico) minime quantità di combustibile, cioè di realizzare una pre-iniezione, detta "iniezione pilota". Due caratteristiche che assicurano grandi vantaggi.

L'elevata pressione d'iniezione consente, infatti, una combustione più efficiente e, quindi, migliori prestazioni in termini di :

- incremento della coppia e della potenza erogate dal motore,
- riduzione dei consumi di combustibile,
- miglioramento della guidabilità della vettura.

L'iniezione pilota garantisce una drastica riduzione del rumore di combustione consentendo di creare nella camera di combustione le condizioni di temperatura e pressione ideali per la realizzazione della combustione principale. Preriscaldando la camera di combustione, infatti, si riduce drasticamente il gradiente di pressione lungo il ciclo, causa della ruvidità di combustione e del tipico rumore metallico dei motori a iniezione diretta tradizionali.

Le caratteristiche del sistema Common Rail possono, perciò, essere riassunte nei punti seguenti :

- generazione della pressione e controllo dell'iniezione completamente separati
- pressione d'iniezione molto alta ,indipendente dalla velocità di rotazione del motore e regolabile in modo flessibile tra 150 bar e 1600 bar;
- capacità di controllare minime quantità di combustibile iniettato e, quindi, di realizzare iniezioni multiple (iniezione pilota, ed eventualmente una post-iniezione per la gestione dei dispositivi di trattamento dei gas di scarico;
- precisione del comando elettronico di iniezione sia per quanto riguarda l'anticipo sia per ciò che concerne la durata della fase di iniezione stessa;
- migliore formazione della miscela aria-combustibile;
- maggiore flessibilità al variare delle condizioni di funzionamento, in particolare a freddo;
- riduzione dei consumi di combustibile;
- riduzione delle emissioni inquinanti (NO_x, particolato, idrocarburi incombusti, ecc.);
- incremento della coppia e della potenza erogata;
- riduzione del rumore complessivo del motore.

Principio di funzionamento

Uno schema generale del sistema Common Rail è quello rappresentato in figura 4. Il gasolio viene prelevato dal serbatoio (1) da una piccola pompa elettrica (2) ed inviato alla pompa d'alta pressione RADIALJET (4). La pompa elettrica ha come unico scopo quello di fornire alla pompa d'alta pressione la giusta portata di gasolio necessaria per l'alimentazione degli iniettori e garantire la lubrificazione ed il raffreddamento alla pompa radialjet.

1: Serbatoio di alimentazione
2: Pompa elettrica di bassa pressione
3: Circuito di alimentazione ad alta pressione
4: Pompa ad alta pressione RADIALJET
5: Regolatore di pressione
6: Rail
7: Sensore di pressione
8: Elettroiniettore
9: Centralina elettronica (E.C.U./E.P.U.)
10: Circuito di ricircolo degli elettroiniettori
11: Circuito di ricircolo della pompa

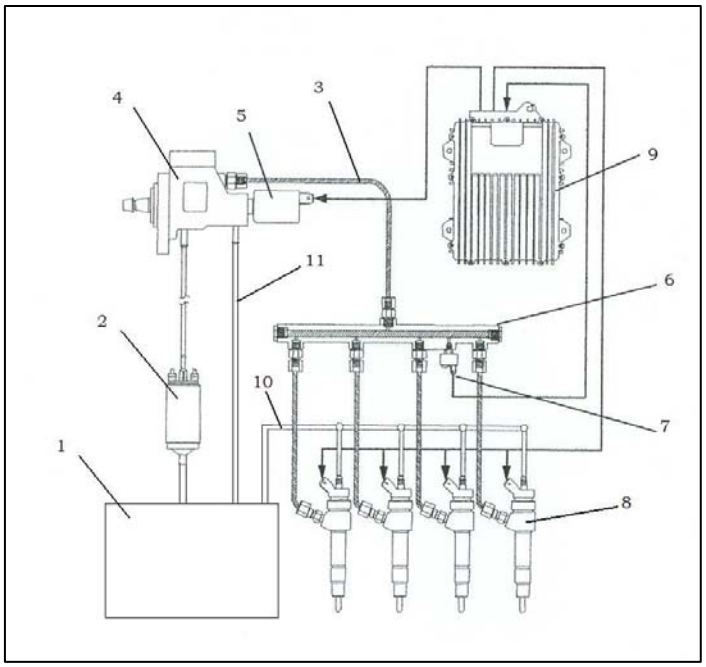


Figura 4 : Schema generale di funzionamento del sistema Common Rail.

La pompa radialjet (come verrà mostrato nel seguito) è una pompa volumetrica rotativa a tre pistoni radiali, azionati da un eccentrico solidale con l'albero della pompa, comandato dalla

cinghia di distribuzione del motore senza obblighi di fasatura[1] (a differenza della pompa tradizionale).

La mandata della pompa radialjet è controllata attraverso un'elettrovalvola regolatrice di pressione (5), comandata dalla centralina elettronica (9), che provvede a spillare dalla mandata il combustibile qualora la pressione nel contenitore d'accumulo, il rail (6), diventasse eccessiva.

Il combustibile spillato dall'elettrovalvola regolatrice e quello utilizzato per il raffreddamento e la lubrificazione della pompa sono inviati al serbatoio a pressione atmosferica attraverso il circuito di bassa pressione (11). Il combustibile elaborato dalla radialjet giunge, invece, attraverso un circuito d'alta pressione (3), al collettore di accumulo in alta pressione: il rail (6).

Al Rail è collegato un sensore di pressione (7), che monitorizza costantemente la pressione , inviando un segnale elettrico direttamente alla centralina elettronica (9), che sovrintende al funzionamento dell'intero sistema d'iniezione.

La centralina elettronica (che contiene le unità di controllo E.C.U. e di potenza E.P.U. per il pilotaggio dei vari attuatori) riceve i segnali di pressione, di sovralimentazione, velocità , temperatura liquido refrigerante, posizione acceleratore, ecc., li elabora secondo un opportuno software ed apposite mappature e invia i segnali di controllo al regolatore di pressione, all'E.G.R. (Exaust Gas Ricirculation), agli elettroiniettori (8),ecc.

Quando la centralina elettronica invia il segnale di comando d'apertura all'elettroiniettore, questi si aziona iniettando all'interno della camera di combustione per il tempo di durata del segnale

[1] Si intende l'angolo tra l'istante di inizio dell'iniezione ed il punto morto superiore.

proveniente dalla centralina. I ricircoli degli iniettori sono convogliati in un circuito a bassa pressione (10) direttamente nel serbatoio di alimentazione.

Circuito di alimentazione carburante

L'impianto di alimentazione carburante (mostrato in figura 5) è suddiviso in circuito di bassa pressione e circuito di alta pressione.

Il circuito di bassa pressione è costituito da:

- serbatoio ;
- elettropompa immersa nel serbatoio;
- filtro combustibile;
- collettore di ritorno;

1: Pompa ad alta pressione
2: Regolatore di pressione
3: Collettore del carburante(RAIL)
4: Elettroiniettori
5: Circuito alimentazione e riflusso
6: Serbatoio carburante
7: Filtro carburante
8: Pompa elettrica bassa pressione
9: Sensore di pressione
10: Collettore di ritorno

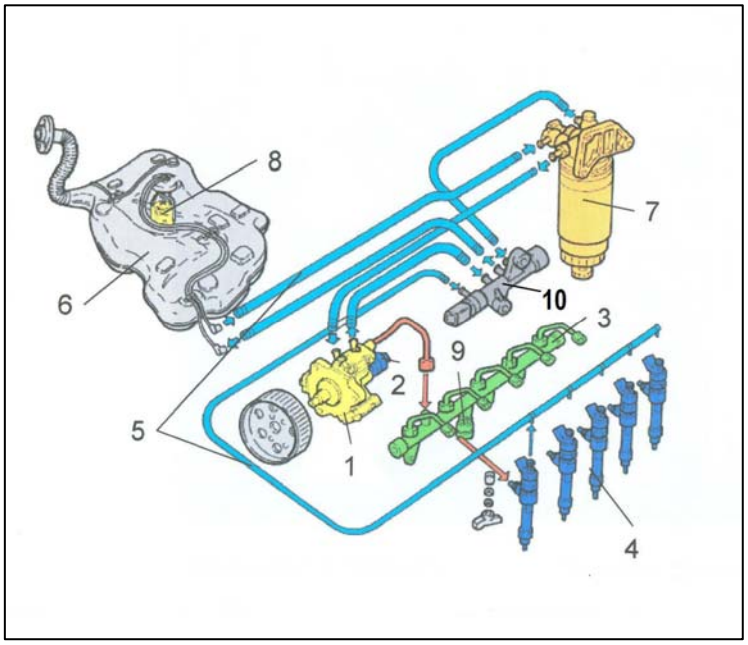


Figura 5 : Schema idraulico impianto di alimentazione.

Il circuito di alta pressione è costituito da :

- pompa ad alta pressione RADIALJET
- collettore di mandata (RAIL)
- elettroiniettori

Elettropompa:

L'elettropompa viene alimentata a 12 V. Essa, alloggiata direttamente nel serbatoio, è di tipo volumetrica a rullini, con motorino a spazzole ed eccitazione a magneti permanenti (figura 6).

La girante (1) ruota, trascinata dal motorino elettrico, creando dei volumi (2) che si spostano dalla luce di aspirazione (3) alla luce di mandata (4).

1: Girante
2: Volumi
3: Luce di aspirazione
4: Luce di mandata
5: Rullini
6: Anello esterno
7: Valvola di sovrappressione

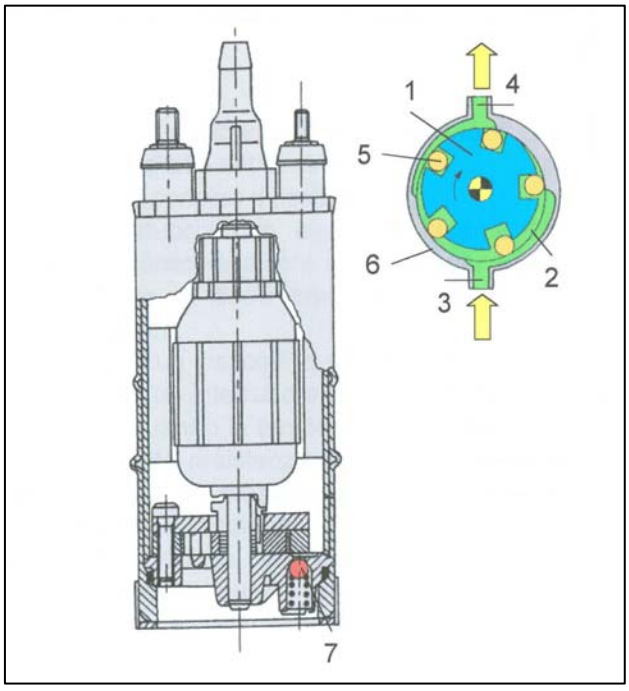


Figura 6 : Sezione elettropompa.

Tali volumi sono delimitati dai rullini (5) che durante la rotazione del motorino aderiscono all'anello esterno (6).
L'elettropompa è dotata di due valvole :

- Una valvola di non ritorno per evitare lo svuotamento del circuito carburante (a pompa ferma)
- Una valvola di sovrapressione (7) che ricircola la mandata con l'aspirazione quando si verificano pressioni superiori a 5 bar.

Filtro carburante:

Il filtro del combustibile è posizionato tra la pompa elettrica e la pompa radialjet ed ha la funzione di limitare il più possibile che le particelle solide presenti nel gasolio raggiungano la pompa e gli iniettori. Esso è inoltre di estrema utilità in quanto evita che l'acqua condensata nel serbatoio del combustibile raggiunga gli elementi meccanici del sistema e li danneggi .

1: Filtro
2: Dispositivo di preriscaldo
3: Termointerruttore
4: Tappo di scarico

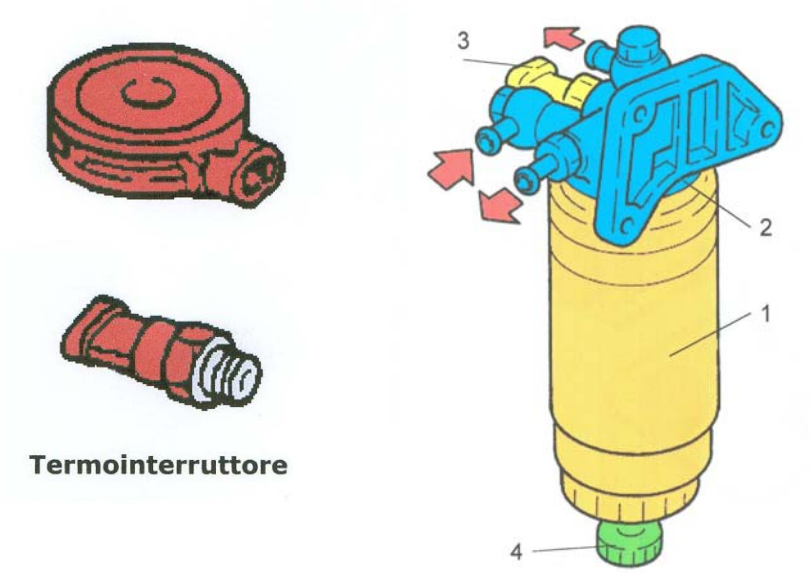


Figura 7 : Filtro gasolio e componenti.

Tale dispositivo è di tipo a cartuccia con elemento filtrante (vd (1) figura 7) costituito da un pacco di dischi in carta ad alto potere filtrante.

Il filtro è munito di un dispositivo di preriscaldo combustibile (2) comandato da un termointerruttore (3) montato sul filtro stesso.

Quando la temperatura del gasolio è inferiore a 6 °C una resistenza elettrica provvede a riscaldarlo sino ad un massimo di 15 °C prima di inviarlo alla pompa di alta pressione. Questa azione di riscaldamento del combustibile è molto importante in quanto consente di prevenire una eventuale separazione dei cristalli di paraffina ("scissione paraffinica") che può provocare, a bassa temperatura, l'otturazione del filtro e di conseguenza l'interruzione dell'alimentazione del carburante.

Alla base del filtro è montato un tappo (4), per lo scarico dell'acqua "catturata".

Nel filtro è ubicata, infine, una valvola di regolazione a bassa pressione costituita da una sfera caricata da una molla calibrata (circa 2.5 bar). Quando la pressione di mandata del combustibile , che agisce sulla sfera, vince il carico della molla di reazione, una parte del combustibile viene ricircolato al serbatoio attraverso la tubazione di ritorno.

Pompa di alta pressione RADIALJET:

La pompa di alta pressione del sistema Common Rail è denominata "radialjet" in quanto dotata di tre pistoni radiali disposti a 120° l'uno dall'altro. Essa viene trascinata, senza necessità di alcuna fasatura (compito che viene assolto dal sistema di controllo elettronico),

ad una velocità di rotazione pari alla metà di quella del motore. Tale dispositivo assolve il compito di mantenere permanentemente il combustibile, contenuto nel collettore, al livello di pressione richiesto.

Ogni gruppo pompante è composto da (vd figura 8):

- Un pistone (3) il cui movimento è determinato da un eccentrico di forma triangolare (7) solidale con l'albero della pompa (6);
- Una valvola di aspirazione a piattello (2);
- Una valvola di mandata a sfera (4).

1: Cilindro
2: Valvola di aspirazione a piattello
3: Pistone
4: valvola di mandata a sfera
5: Molla
6: Albero pompa
7: Eccentrico
8: Aspirazione (bassa pressione)
9: Mandata (alta pressione-rail)
10: Riflusso

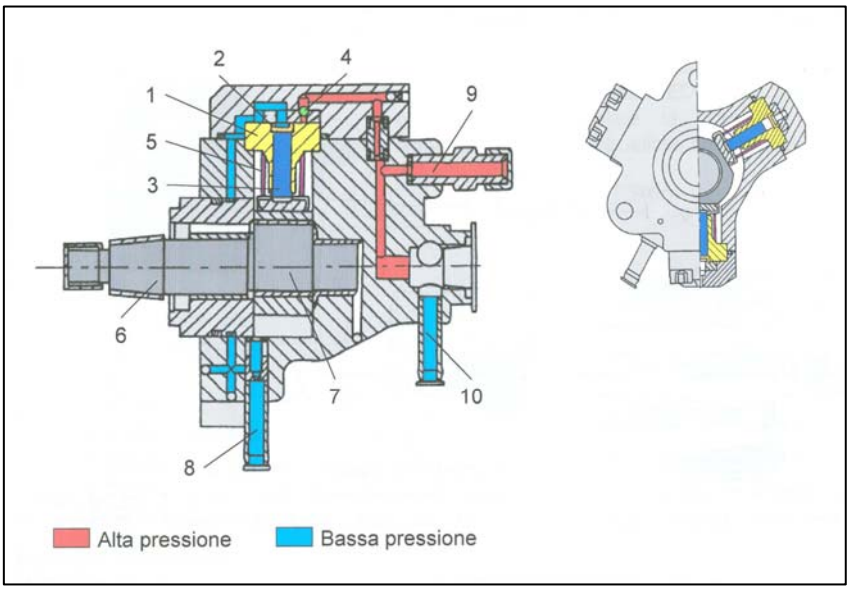


Figura 8 : Sezione pompa RADIALJET.

La pompa è lubrificata e raffreddata dallo stesso gasolio circolante all'interno attraverso opportune luci di passaggio. La pressione di alimentazione minima all'ingresso della pompa deve essere pari a 2,5 bar, mentre la portata minima in ingresso deve essere pari a 0,5 lt/min in eccesso rispetto alla mandata; per questo motivo viene utilizzata l'elettropompa ad immersione precedentemente descritta.

La pressione di mandata della pompa è regolata dall'elettrovalvola

regolatrice di pressione (vd (8) figura 9) mediante l'apertura della valvola a sfera (9).

Il combustibile spillato dall'elettrovalvola regolatrice di pressione e quello utilizzato per il raffreddamento e la lubrificazione della pompa sono inviati al serbatoio a pressione atmosferica.

1: Albero di comando
2: Camma eccentrica
3: Pompante
4: Valvola di aspirazione
5: Valvola mandata
6: Guarnizione di tenuta
7: Raccordo alta pressione al rail
8: Valvola regolatrice di pressione
9: Valvola a sfera
10: Ritorno carburante
11: Ingresso carburante
12: Valvola di strozzamento
13: Canale a bassa pressione

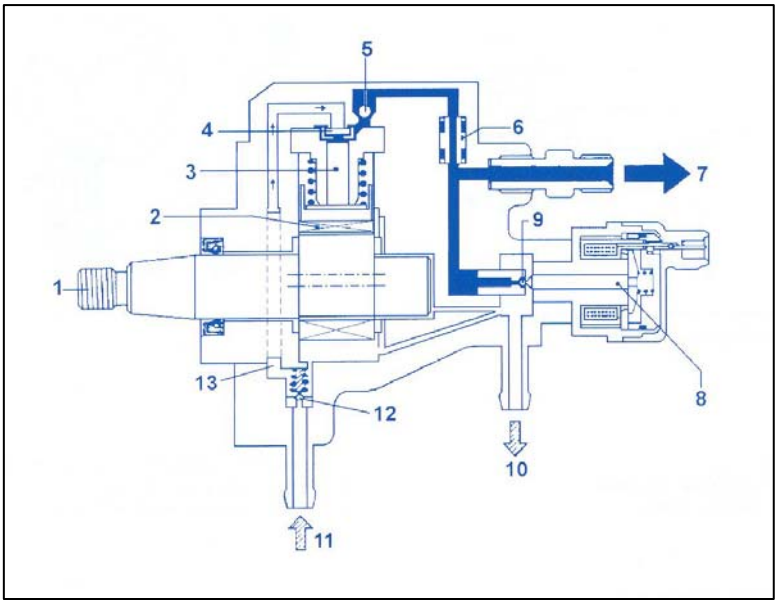


Figura 9 : Schema funzionale pompa RADIALJET.

La pompa radialjet è dotata inoltre di una valvola elettromagnetica di tipo ON-OFF installata sulla mandata di uno dei pompanti (non visibile in figura 9) che permette di disattivare il pompante stesso durante le condizioni di funzionamento per le quali sia richiesta una portata di combustibile inferiore ai 2/3 della portata massima della pompa. Si limita in questo modo l' assorbimento di potenza da parte della pompa in tali condizioni operative.

La presenza di tre pompanti all'interno della pompa fa sì che il segnale di pressione proveniente dal rail ("pump signal"[1]) non sia un segnale costante ma sia un segnale contenente principalmente tre onde

sinusoidali sfasate fra di loro. La frequenza fondamentale di questo segnale è perciò pari a tre volte la frequenza della pompa (frequenza relativa ad una velocità pari alla metà di quella dell' albero motore); ciò significa 50 Hz per una velocità dell'albero motore di 2000 giri/min[2]. Un esempio relativo a tale segnale è mostrato in figura 10.

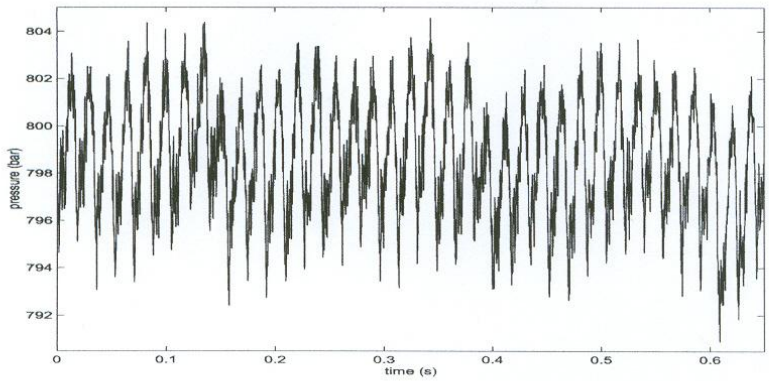


Figura 10: "Pump signal".

[1] Si intende il segnale di pressione misurato nel rail quando il sistema è in funzionamento normale salvo il fatto che non ci sono iniezioni.

[2] $(\frac{3*N}{2*60})Hz = (\frac{3*2000}{2*60})Hz = 50Hz$,dove N è la velocità angolare dell'albero motore in [giri/min]

Elettrovalvola regolatrice di pressione:

L' elettrovalvola regolatrice di pressione, detta più brevemente regolatore di pressione, montata sulla pompa di alta pressione e comandata dalla centralina elettronica, consente di mantenere il livello di pressione nel rail ad un valore desiderato. Essa è costituita da un otturatore sferico mantenuto sulla sua sede da un'asta caricata da una molla e dalla forza generata da un solenoide (quando eccitato). Qualora il suddetto solenoide non è eccitato la pressione dipende unicamente dal precarico della molla che fornisce un valore di circa 150 bar a 1000 giri/min della pompa; il precarico può, naturalmente, essere regolato mediante appositi spessori di registro.

La modulazione della pressione si ottiene alimentando in PWM (Pulse Width Modulation) la bobina del solenoide e chiudendo il loop di regolazione mediante il feedback dal sensore di pressione; il segnale PWM ha una frequenza di 200 Hz ed il duty-cycle (vd figura 11) può essere variato via software dall'1% al 95%.

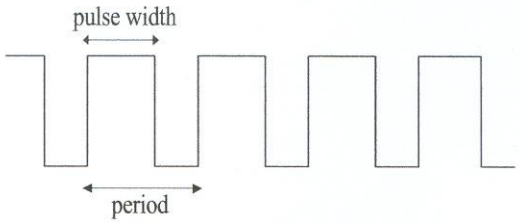


Figura 11 : Duty-cycle del segnale inviato alla bobina , d= $\frac{pulsewidth}{period}$.

Gli elementi costituenti il regolatore di pressione sono (figura 12):

- Otturatore sferico (1)
- Un perno (2) di comando valvola (3)
- Una molla di precarico (4)
- Una bobina (5)
- Un corpo (6)
- Un'ancora (7)

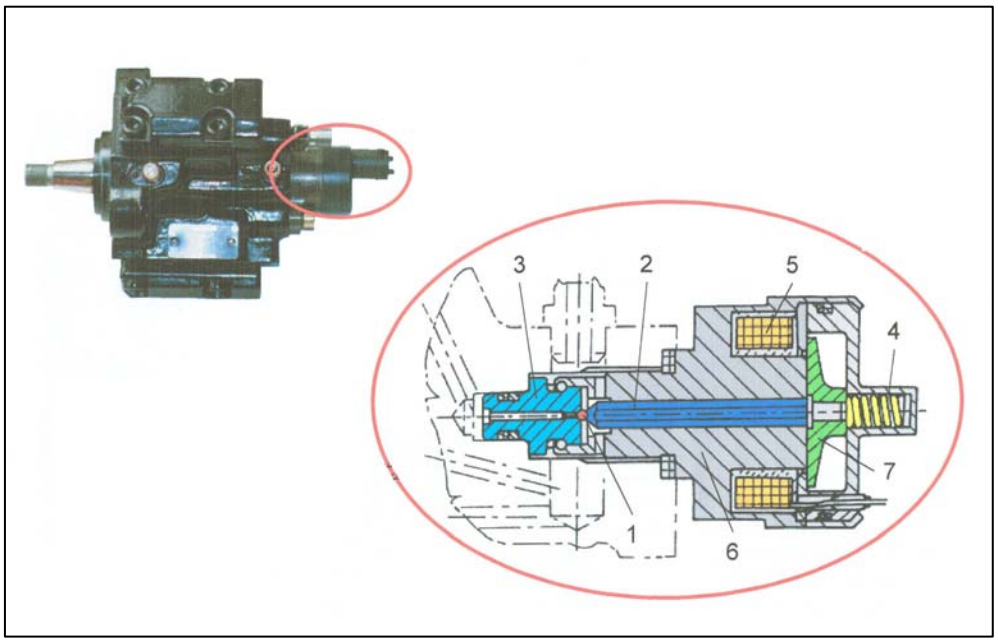


Figura 12: Sezione regolatore di pressione.

Collettore di accumulo (RAIL):

Il collettore di accumulo del gasolio in alta pressione (rail), ha lo scopo di smorzare le oscillazioni di pressione dovute alle tre mandate che si hanno ad ogni giro pompa ed alle aperture degli iniettori.

Il volume interno del rail è stato scelto in modo tale da smorzare tali pulsazioni, evitando però che insorgessero ritardi di adeguamento della pressione durante i transitori e senza penalizzare la fase di avviamento, durante la quale il rail si deve riempire di gasolio.

Figura 13 : Rail.

Il rail, costruito in acciaio per resistere alle elevate pressioni di esercizio, ha la forma di un parallelepipedo molto allungato (vd figura 13), nel quale è stata ricavata una cavità cilindrica, di diametro 11 mm, per tutta la lunghezza del rail; il volume della cavità è di circa 35 cm^3.

Opportuni fori passanti consentono il fissaggio del rail al motore per mezzo di staffe. Sul collettore è posizionato il sensore di pressione combustibile (figura 14).

Quest'ultimo ha il compito di misurare la pressione del com-

bustibile nel rail, al fine di determinare la pressione di iniezione; il valore della pressione rilevata viene utilizzato come feedback per il controllo in loop chiuso della pressione stessa e per determinare la durata del comando elettrico inviato agli iniettori.

Questo dispositivo, dunque, ha il compito di fornire alla centralina elettronica un segnale di retroazione atto a:

- Regolare la pressione di iniezione;
- Regolare la durata dell'iniezione.

1: Connettore elettrico
2: Collegamenti interni
3: Convertitore di segnale (amplificatore)
4: Elemento del sensore (membrana)
5: Entrata alta pressione

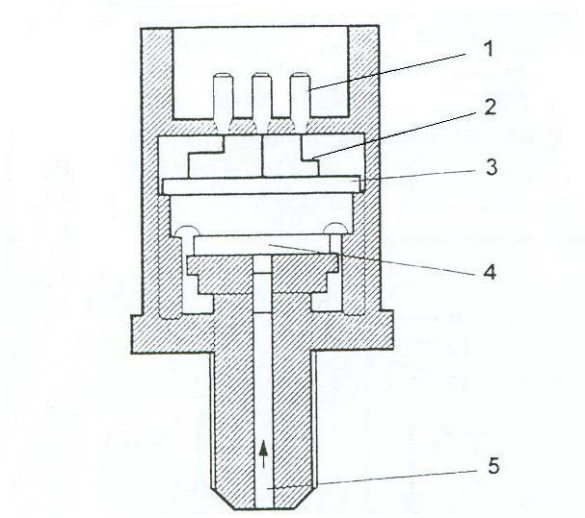


Figura 14 : Sezione sensore pressione combustibile.

Caratteristiche elettriche del sensore (figura 15):

Alimentazione	+5 V
Range	0 ÷ 1500 bar

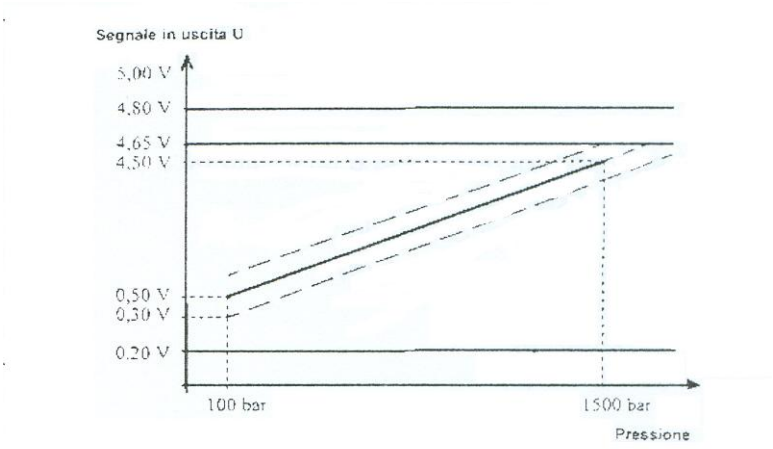


Figura 15: Diagramma pressione/tensione di risposta.

Elettroiniettore:

L'iniettore utilizzato dai sistemi Common Rail è molto più sofisticato e complesso di un iniettore tradizionale. Esso è un iniettore a comando elettromagnetico (figura 16), costituito essenzialmente da due parti principali:

- Elettrovalvola di comando composta da bobina e valvola pilota;
- Attuatore /Polverizzatore composto da asta di pressione, spina, ugello multiforo alimentato ad alta pressione.

Il collegamento idraulico al resto del sistema è garantito da un circuito di alimentazione ad alta pressione collegato al Rail e da una tubazione di ricircolo a pressione atmosferica collegato al serbatoio.

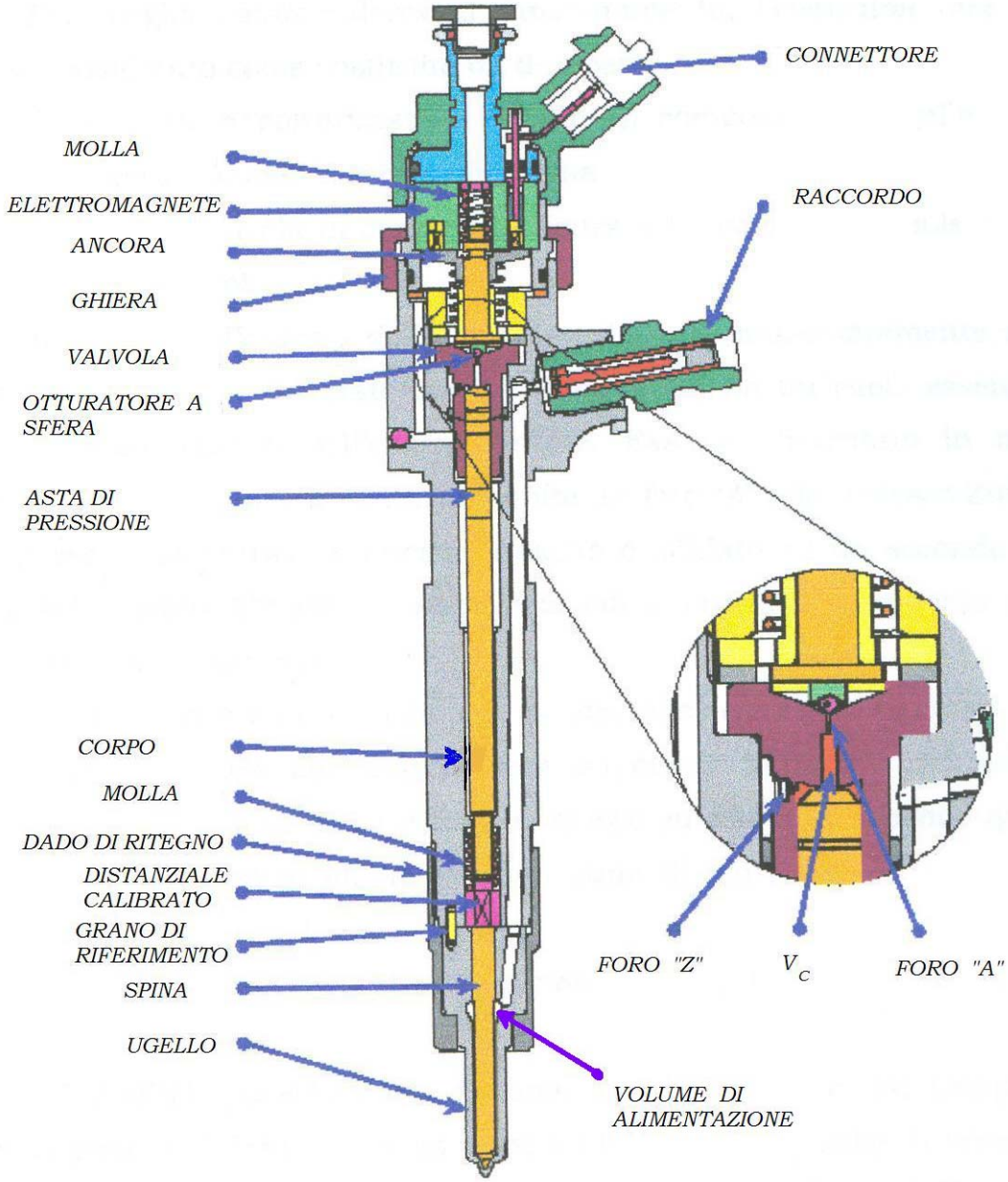


Figura 16: Sezione dell'elettroiniettore.

Il collegamento elettrico è garantito, invece, da un connettore sulla parte superiore, collegato direttamente alla centralina elettronica. Un ruolo fondamentale per il funzionamento dell'iniettore è svolto dal

volume "V_c" (volume di controllo) ricavato all'interno della valvola pilota ed immediatamente al di sopra dell'attuatore. Il volume di controllo è una capacità di dimensioni ridotte, alimentato permanentemente con il gasolio ad alta pressione addotto dal foro "**Z**" (dal tedesco **Z**ufluss =ingresso). Lo scarico di questa capacità è affidato al foro "**A**" (dal tedesco **A**bfluss = uscita), la cui apertura è controllata dall'elettrovalvola di comando. Il gasolio contenuto nel volume di controllo agisce, con il valore della pressione di alimentazione, sulla superficie superiore dell'asta di pressione, avente area A_c; la forza F_c che agisce su tale area dipende, perciò, dalla pressione P_c presente all'interno del volume di controllo.

L'elettrovalvola di comando ha il compito di controllare la pressione nel volume di controllo e, quindi, di determinare l'istante in cui l'attuatore permette l'inizio dell'introduzione stessa. La pressione nel volume di controllo viene determinata dall'apertura e dalla chiusura del foro "A" da parte di un otturatore a sfera, comandato tramite un ago pilota (ancora), che è trattenuto in posizione di chiusura per mezzo di una molla. Eccitando l'elettromagnete, viene vinta la forza dovuta alla molla e l'ancora si alza, consentendo all'otturatore a sfera di scoprire la luce del foro "A".

L'ugello viene alimentato dal gasolio in pressione quando il complesso asta di pressione-spina è in posizione sollevata.
Le forza che agiscono sul sistema asta di pressione-spina sono:

- La **forza elastica F_e**, rivolta nel verso di chiusura, generata dalla molla che agisce sulla spina; tale forza garantisce la tenuta del polverizzatore quando la pressione di linea scende a zero, evitando gocciolamenti di combustibile nel cilindro;

- La **pressione P_c** del gasolio presente nel volume di controllo, che agisce sull'area A_c superiore dell'asta di pressione; tale pressione genera una forza $F_c = P_c \times A_c$, che agisce anch'essa nel verso di chiusura.
- La **pressione P_a** del gasolio presente nel volume di alimentazione, che agisce sull'area A_a della corona circolare delimitata esternamente dal diametro di scorrimento della spina nell'ugello ed internamente dal diametro di tenuta della sede conica; tale pressione P_a genera una forza $F_a = P_a \times A_a$ rivolta nel verso di apertura.

$F_1 > F_2$

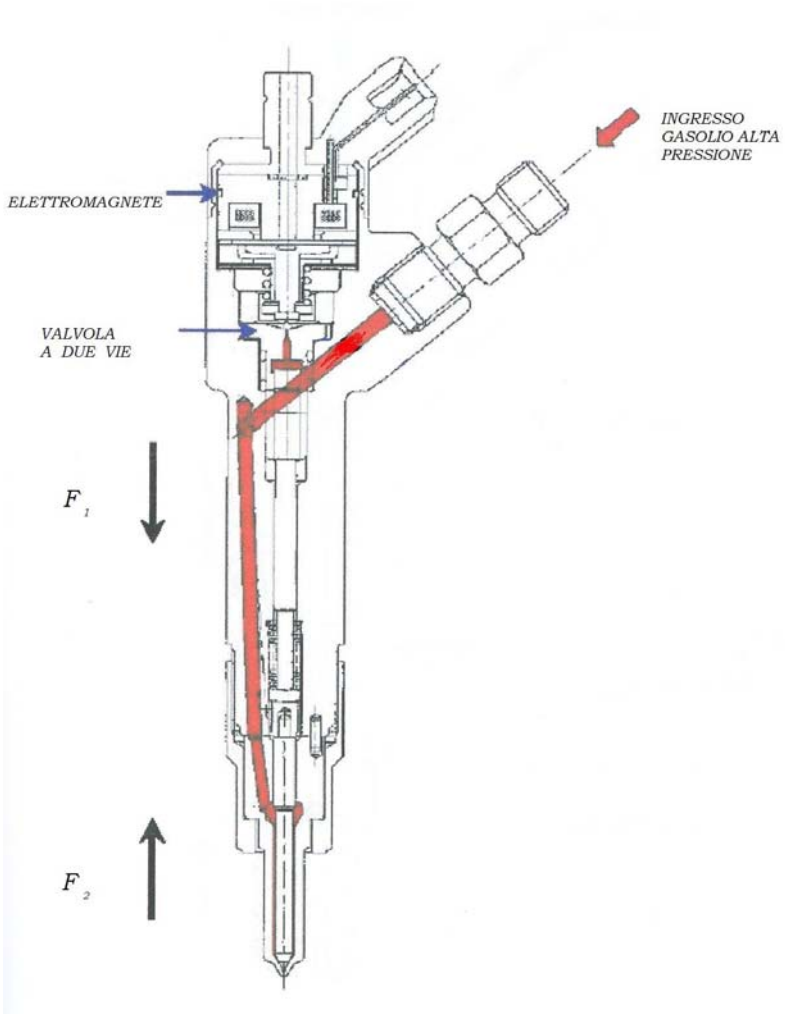


Figura 17 : Elettroiniettore in posizione di riposo.

In condizioni di riposo (figura 17) l'elettromagnete è diseccitato e l'ago pilota è in posizione di chiusura. Nel volume di controllo, alimentato dal foro "Z", la pressione P_c è pari alla pressione di linea e di conseguenza le forze che agiscono nella direzione di chiusura del complesso asta di pressione-spillo $F_c + F_e = F_1$ sono preponderanti rispetto alla forza d'apertura $F_a = F_2$.

In questo caso il bilancio delle forze risulta quindi:

- $F_1 > F_2$

Eccitando l'elettromagnete (figura 18), si provoca l'alzata dell'ago pilota ed il foro "A",che presenta una sezione d'efflusso maggiore rispetto al foro "Z", viene scoperto; conseguentemente si determina uno scarico del gasolio presente nel volume di controllo, non essendo più questi alimentato a sufficienza dal foro "Z", e la pressione P_c diminuisce.

La forza F_c agente sulla superficie superiore dell'asta di pressione diminuisce e, quando la forza di apertura $F_a = F_2$ diventa maggiore di $F_c + F_e = F_1$ inizia l'apertura del polverizzatore. Il bilancio delle forze in questo caso risulta essere:

- $F_2 > F_1$

Dal volume di alimentazione, costantemente rifornito dalla pressione di linea P_a, comincia a defluire il gasolio attraverso il polverizzatore ed inizia l'introduzione di combustibile nel cilindro. La diseccitazione dell'elettromagnete provoca la chiusura del foro "A", che determina a sua volta la rapida risalita della pressione nel volume di controllo fino al valore originario, con conseguente riequilibrio delle

forze agenti sull'asta di pressione-spina. Per effetto del riequilibrio delle forze, l'asta di pressione e la spina ridiscendono fermando l'afflusso di combustibile al polverizzatore e quindi terminando l'iniezione.

$F_1 < F_2$

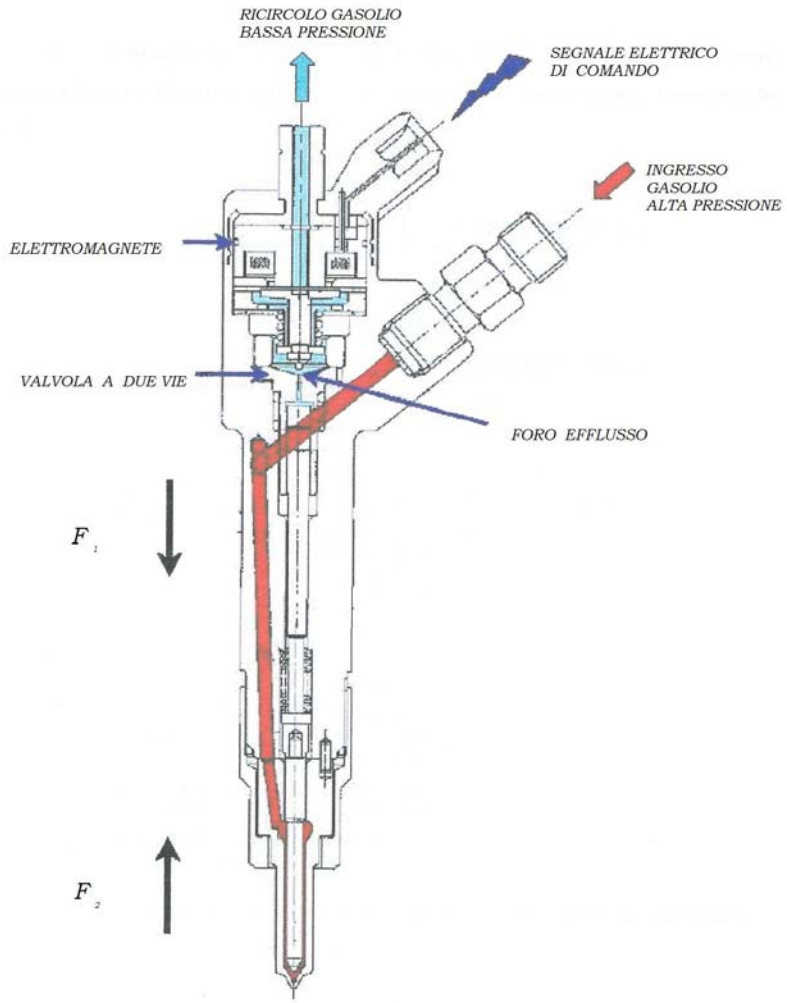


Figura 18 : Elettroiniettore in posizione di iniezione.

In figura 19 sono riportati, in un diagramma temporale, le varie fasi del processo d'iniezione, in relazione all'andamento della corrente

trasmessa dalla centralina all'elettroiniettore, dell'alzata dell'ago pilota e dell'alzata spillo.

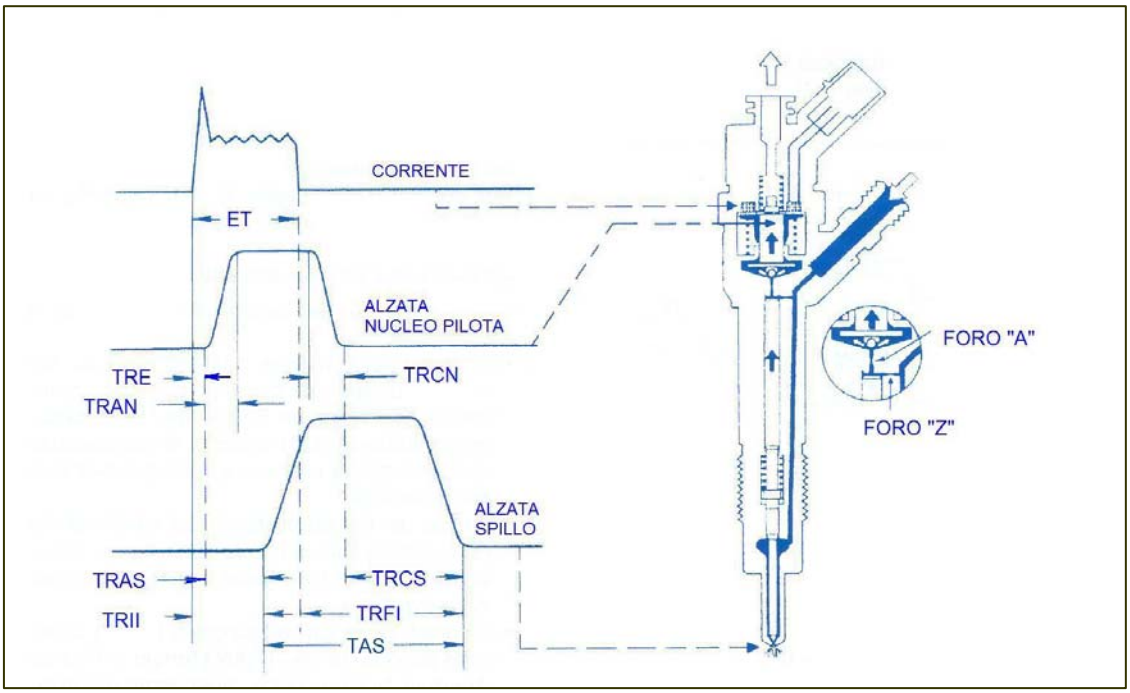


Figura 19 : Diagramma di lavoro dell'elettroiniettore.

Come si può osservare in figura, ai capi della bobina dell'elettrovalvola viene applicata una corrente che viene mantenuta per un tempo ET (Tempo di eccitazione) dipendente dalla quantità di combustibile che si desidera iniettare e dalla pressione di alimentazione.

Il moto del nucleo pilota dell'elettrovalvola comincia con un ritardo TRE (Tempo Ritardo Eccitazione) e il volume di controllo comincia a svuotarsi.

Il nucleo pilota raggiunge la battuta superiore dopo un tempo TRAN (Tempo di Ritardo Apertura Nucleo pilota), dipendente dall'alzata

massima, regolabile per mezzo di un'apposita vite di registro.

Trascorso un tempo TRAS (Tempo di Ritardo Apertura Spillo) dall'inizio del moto del nucleo pilota, il complesso asta di pressione--spina inizia il suo moto e contemporaneamente comincia l'iniezione; il tempo trascorso dall'inizio dell'eccitazione dell'elettromagnete viene detto TRII (Tempo di Ritardo Inizio Iniezione).

Quando cessa il comando all'elettromagnete, il nucleo pilota comincia la sua corsa di discesa, che termina dopo un tempo TRCN (Tempo di Ritardo Chiusura Nucleo pilota), dipendente sempre dall'alzata massima consentita al nucleo; con la discesa dell'ago pilota si chiude il foro "A" ed il volume di controllo si riempie nuovamente.

Quando le pressioni si sono riequilibrate, il complesso asta di pressione-spina ridiscende terminando l'iniezione. Si possono individuare, quindi, i seguenti tempi:

- TRCS (Tempo di Ritardo Chiusura Spillo); pari al tempo intercorso tra la chiusura del foro "A" ed il termine dell'iniezione,
- TAS (Tempo Apertura Spillo); pari alla durata effettiva dell'iniezione,
- TRFI (Tempo di Ritardo Fine Iniezione); calcolato dalla fine del comando elettrico.

La durata effettiva dell'iniezione non è immediatamente correlabile alla durata del comando elettrico ed in genere la durata dell'iniezione effettiva è maggiore della durata del comando elettrico, in quanto il tempo di ritardo di fine iniezione è maggiore del tempo di ritardo inizio iniezione (in seguito quando si farà riferimento alla durata dell'iniezione, si considererà la durata del comando elettrico ET). Attraverso opportuni rilievi condotti al banco prova iniettori è possibile

determinare i tempi TRII e TRFI.

Concludendo questa trattazione riguardante il principio di funzionamento dell'elettroiniettore possiamo osservare come la quantità di carburante introdotta ad ogni iniezione dipenda essenzialmente da due parametri:

- la durata dell'apertura dello spillo,
- la pressione nel volume di alimentazione.

In prima approssimazione si può considerare che la pressione nel volume di alimentazione sia pari alla pressione di linea; tuttavia, durante l'iniezione si ha un lieve abbassamento della pressione dovuto all'iniezione stessa.

Non potendo controllare e misurare la pressione nel volume di alimentazione, sia per le difficoltà di accesso che per il breve tempo a disposizione, si assume come pressione di iniezione la pressione misurata nel rail.

La durata dell'apertura dello spillo dipende dalla durata del comando elettrico ET (Tempo di Eccitazione); infatti, maggiore è la durata del comando elettrico, maggiore è il tempo di permanenza del nucleo pilota nella posizione di apertura e maggiore è la durata di apertura dello spillo.

Il comando elettrico, dunque, non agisce direttamente sull'apertura dello spillo, ma su un circuito idraulico interno, che ha il compito di innalzare l'attuatore sfruttando una differenza di pressione. Quindi, l'alta tensione di alimentazione iniziale dell'iniettore non serve per vincere la forza dovuta all'elevata pressione del combustibile, ma unicamente per ridurre i transitori elettrici di azionamento che, se

relazionati ai tempi di iniezione estremamente brevi, influiscono notevolmente sull'andamento dell'alimentazione. A tale scopo la centralina possiede al suo interno dei condensatori (un condensatore serve due iniettori) che, una volta caricati, devono inizialmente garantire una tensione di alimentazione di circa 80 V. La corrente assorbita dal carico elettrico dell'avvolgimento così alimentato è di circa 20 A (vd figura 19). Al termine del transitorio, l'iniettore è alimentato con una tensione di 12 V ed una corrente regolata a 12 A. Durante questa fase e quella in cui l'iniettore viene mantenuto chiuso i condensatori vengono ricaricati.

Circuito elettronico:

Il circuito elettronico di un sistema di iniezione Common Rail è caratterizzato da una centralina e da una serie di sensori.
Per quel che concerne la centralina, (vd (10) figura 20), essa è costituita da due unità:

- unità ECU
- unità EPU

Come già accennato in precedenza, l' unità ECU (Elettronic Control Unit) è deputata all' elaborazione dei dati ed al controllo dell'unità EPU (Elettronic Power Unit) la quale contiene i circuiti di potenza necessari per produrre l'eccitazione dei vari solenoidi.

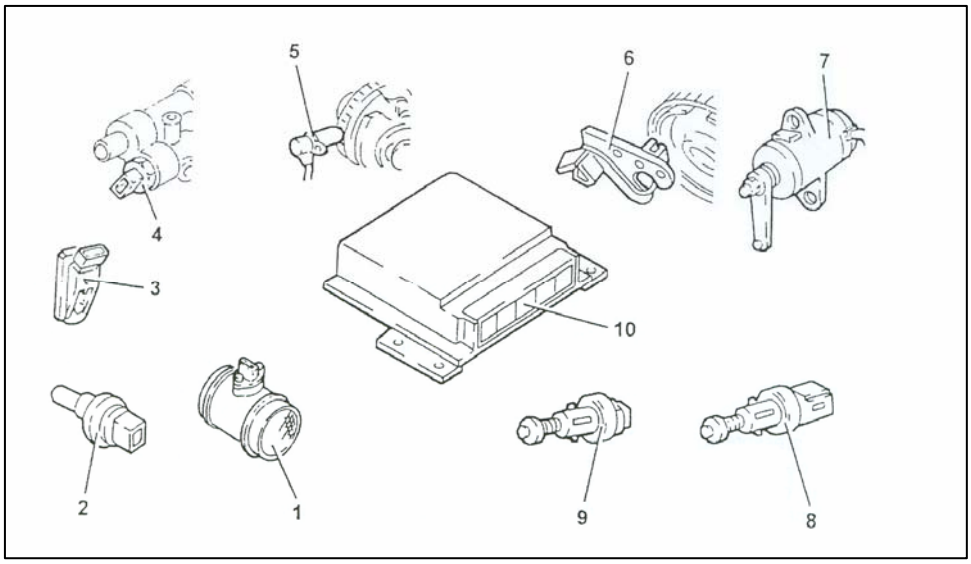


Figura 20 :Componenti del circuito elettronico.

Nella memoria della centralina è residente il programma di gestione (software) che si compone di una serie di strategie, ciascuna delle quali gestisce una precisa funzione di controllo dell'impianto.

Tramite l'utilizzo di informazioni fornite da vari sensori (input), ciascuna strategia elabora una serie di parametri, basandosi sulle mappe dati memorizzati in apposite aree di memoria della centralina e successivamente comanda gli attuatori del sistema (output) .

Lo scopo principale delle strategie di gestione è di determinare l'esatta quantità di carburante che deve essere iniettata nei cilindri con una fasatura (anticipo iniezione) ed una pressione tali da ottenere il miglior comportamento del motore in termini di potenza, consumo, fumosità, emissioni e guidabilità.

Per quanto riguarda i sensori (figura 20) il sistema Common Rail prevede i seguenti:

- misuratore portata aria (1)
- sensore temperatura aria (integrato nel misuratore portata aria)
- sensore temperatura acqua (2)
- sensore pressione di sovralimentazione (3)
- sensore temperatura combustibile (4)
- sensore numero di giri (5)
- sensore di fase (6)
- potenziometro pedale acceleratore (7)
- sensore pressione combustibile (già citato nella sezione riguardante il Rail)
- sensore pressione atmosferica (integrato all'interno della centralina)
- interruttore pedale freno (8)
- interruttore pedale frizione (9)

Applicazione del sistema CR a motori con ridotto numero di cilindri

Data la vasta applicazione in campo industriale di motori con ridotto numero di cilindri, si è ritenuto opportuno riprogettare l'architettura del sistema di iniezione al fine di renderne compatibile l'impiego in motori di questa categoria.

Lo schema generale di un sistema di iniezione Common Rail per i motori con ridotto numero di cilindri (in particolare motori mono e bicilindrici) rimane lo stesso rispetto a quello già visto nel capitolo precedente (in figura 21 è mostrato il layout d'impianto di un sistema applicato ad un motore monocilindrico). Naturalmente l'applicazione ad un motore di piccola potenza richiede delle modifiche sostanziali ai componenti del sistema.

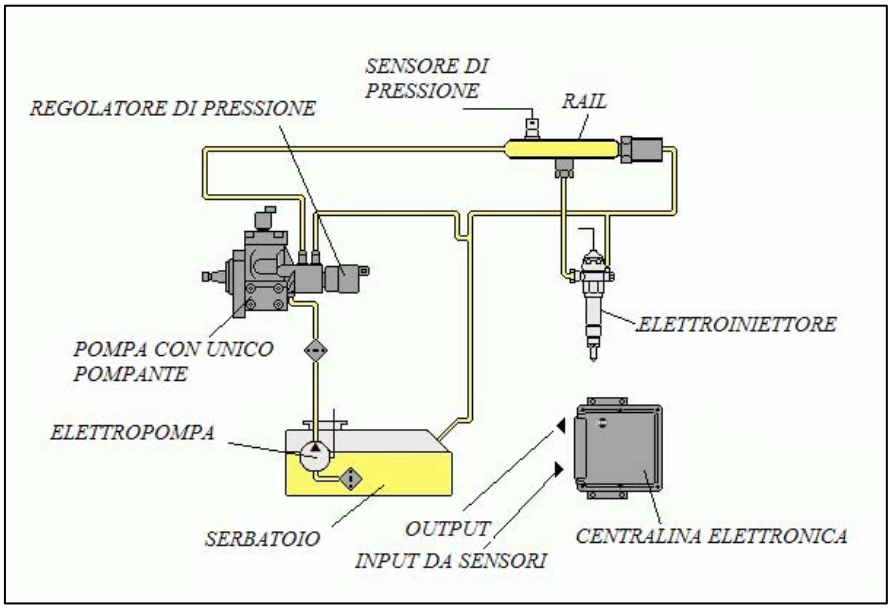


Figura 21: Schema d'impianto per motori monocilindrici.

Rispetto ai sistemi utilizzati nei motori pluricilindrici, infatti,

occorre adottare una pompa di alta pressione non più radiale con tre pompanti disposti a 120° l'uno dall'altro, ma una pompa con un unico pompante simile a quella utilizzata nei sistemi ad iniezione meccanica.

E' necessario utilizzare tale pompa poiché la potenza assorbita da una pompa Radialjet è troppo elevata rispetto alla potenza (decisamente contenuta) erogata da un motore mono o bicilindrico; inoltre il costo di un sistema complesso di questo tipo andrebbe ad incidere eccessivamente sul costo, generalmente basso, di motori di questa classe.

Il rail in questo caso è stato scelto con una capacità di 15 cm^3, mentre il regolatore di pressione, il sensore di pressione e l'elettroiniettore rimangono gli stessi di quelli utilizzati in un sistema Common Rail tradizionale.

Per quanto riguarda le pressioni nel rail sono stati scelti valori massimi intorno agli 800 bar, (più bassi rispetto ai 1600-2000 bar verso cui si sono spinti i sistemi di tipo automobilistico di ultima generazione), proprio in virtù delle minori portate erogate dalla pompa di alta pressione con unico pompante. Tali valori di pressione consentono l'utilizzo di un rail e di un regolatore di pressione più economici.

Un problema non banale che si presenta in questo sistema, rispetto ad un motore pluricilindrico, è rappresentato dal fatto che le ridotte dimensioni del rail non consentono un efficace smorzamento delle oscillazioni di pressione dovute alla mandata della pompa ed alle aperture dell'elettroiniettore.

La pressione all'interno del rail presenta, infatti, notevoli oscillazioni; ciò fa sì che il sistema funzioni in regime transitorio.

Dunque, alla luce di tali problematiche, corre l'obbligo di realizzare una fasatura tra pompa di alta pressione e tempi di iniezione

, a differenza di ciò che accade nei sistemi Common Rail tradizionali. Tale necessità discende dalla possibilità di attuare l'iniezione del combustibile nell'istante in cui la pressione, all'interno del rail, ha raggiunto il valore desiderato (vd. Grafico 2 capitolo 5).

Capitolo 2

Modellazione del sistema di iniezione (motore monocilindrico)

Premessa

In questo capitolo verrà analizzato, in tutti i suoi elementi, il modello costruito per l'analisi di un sistema di iniezione, non convenzionale, di tipo MULTIJET, applicato ad motore monocilindrico di 500cc di cilindrata. Tale modello verrà successivamente modificato, in chiave termo-idraulica, per consentire l'analisi del "sistema motore" completo (permettendo, quindi, il collegamento con un modello che possa rappresentare il funzionamento di una camera di combustione per motori ad accensione per compressione). Ne verrà, quindi, estesa l'applicazione ad un motore bicilindrico (con cilindrata pari ad 880cc). Entrambe queste configurazioni (mono e bicilindrico) sono, infatti, di interesse in campo industriale ed agricolo e saranno utilizzate, come verrà mostrato nei prossimi capitoli, per la realizzazione di un modello completo dell'intero veicolo in grado di poter valutare, in maniera esaustiva, le prestazione dell'intera "macchina", anche da un punto di vista termo-fluido-dinamico.

Metodologia applicata

La metodologia di indagine impiegata ha previsto (come prima accennato) l'utilizzo del software AMESim (**A**dvanced **M**odelling **E**nvironment for performing **Sim**ulation of engineering systems).

Il programma presenta una moderna interfaccia grafica che permette, attraverso simboli che rappresentano i componenti, di mostrare in maniera immediata il sistema in esame.

AMESim offre una vasta libreria di componenti con i quali è possibile ricostruire un generico sistema composto da numerosi elementi. Le librerie a disposizione sono varie, ma vengono riportate, di seguito, solo quelle utilizzate per la simulazione dei sistemi di iniezione oggetto di indagine.

Componenti meccanici: per sistemi rotanti e lineari come ad esempio molle, masse, camme, per la creazione di modelli meccanici ad una dimensione;

Componenti di controllo: per la generazione di segnali connettori, derivatori ed integratori, componenti lineari e non, che possono essere collegati con la tecnica dei diagrammi a blocchi; tale libreria viene utilizzata per creare i sistemi di controllo;

Componenti e connessioni idrauliche: per serbatoi, valvole, orifizi, pompe, motori e trasduttori; condotti idraulici di diverso tipo a seconda della viscosità e compressibilità del fluido, della dilatazione delle pareti, della cavitazione, della propagazione delle onde di pressione e dell'inerzia del fluido;

HCD (Hydraulic Component Design): per la creazione di un generico sistema oleodinamico come iniettori, valvole di regolazione e controllo.

AMESim ha oltretutto una semplice visualizzazione dei sistemi realizzati, in quanto utilizza il metodo "multiport", e cioè connessioni che permettono lo scambio bidirezionale di dati.

Scelti i componenti, bisogna associare una descrizione matematica alle icone scegliendo i sottomodelli più idonei; bisogna poi definire i parametri di ogni componente e infine avviare la simulazione e visualizzare gli andamenti delle grandezze d'interesse.

Di grande utilità risulta la possibilità di creare dei supercomponenti (più componenti raggruppati tra loro) per una più chiara visualizzazione di ampi sistemi. I vari supercomponenti creati entreranno a far parte di librerie apposite cosicché da diventare facilmente gestibili in futuro alla pari degli altri componenti presenti nelle librerie standard di AMESim. In figura 22 è riportato il modello finale del sistema di iniezione ad alta pressione realizzato per un motore monocilindrico quattro tempi, in cui si può osservare il largo impiego di supercomponenti.

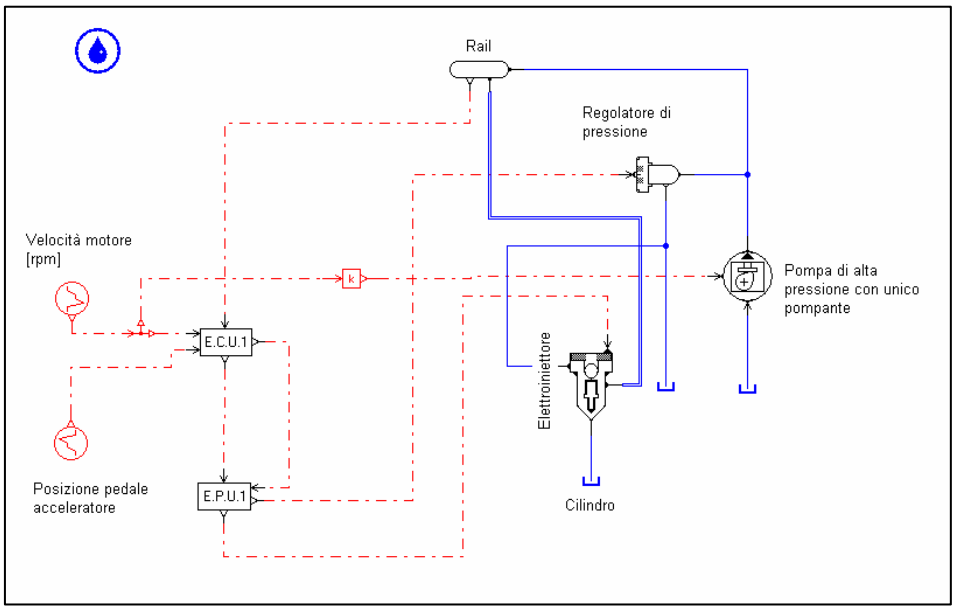


Figura 22 :Modello completo del sistema di iniezione ad alta pressione per motore monocilindrico.

Ci si può anche avvalere di AMESet (**A**dvanced **M**odelling **E**nvironment **S**ubmodel **E**diting **T**ool) che permette la realizzazione di componenti non presenti nelle librerie standard e la modifica dei codici dei sottomodelli dei componenti di default.

Il circuito elettronico

Il circuito elettronico è costituito da due unità:

- l'unità E.C.U. , a cui è affidato il controllo dell'intero sistema,
- l'unità E.P.U., che è caratterizzata da circuiti di potenza atti a produrre l'eccitazione per i solenoidi delle varie elettrovalvole.

Per quanto concerne la modellazione di quest'ultima unità sono state semplificate le problematiche relative alla realizzazione del segnale di potenza in quanto esse esulano dagli obiettivi del presente lavoro.

Come si può osservare dalla figura 23 , è stato utilizzato il componente GA00 che rappresenta il sottomodello di un guadagno.

L'output di tale componente viene, infatti, ottenuto moltiplicando il segnale in ingresso (che è di tipo "on"(1) "off" (0) ad onda quadra) per

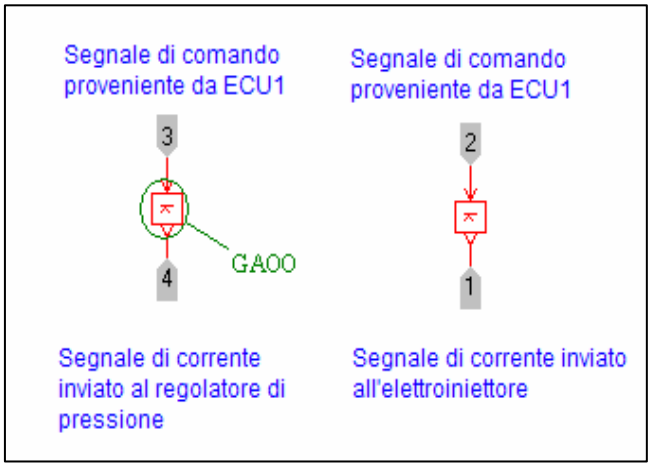


Figura 23 :Modello dell'unità E.P.U.

un guadagno K.

Nella fattispecie sono stati utilizzati due di questi componenti :

- uno, deputato a produrre l'eccitazione del solenoide dello elettroiniettore, con un valore di K pari a 12, allo scopo di ottenere, nello stato di "on", un'alimentazione di 12 A
- uno, deputato a produrre l'eccitazione del solenoide dell'elettrovalvola regolatrice di pressione, con un valore di K pari a 5, ottenendo in questo modo 5 A di alimentazione.

Particolare attenzione è stata dedicata, invece, alla realizzazione del modello relativo all'unità di controllo (E.C.U.) che rappresenta ,insieme all'elettroiniettore, la chiave del successo del sistema di iniezione Common Rail, in quanto consente la gestione elettronica, e non più meccanica, dell'intero sistema al fine di ottenere la migliore iniezione possibile in termini di:

- consumi,
- emissioni,
- rumorosità.

La realizzazione del modello della centralina elettronica (E.C.U.) ha richiesto un notevole impiego di risorse, essendo stata, tra l'altro, ampliata per consentirne l'applicazione ad un motore bicilindrico.

Il modello ha due obiettivi:

1) impostare il database e valutare il comportamento del motore
2) trovare la configurazione del database ottimale per le applicazioni oggetto d'esame.

Si può, quindi, affermare che il modello in questione (di seguito mostrato) presenta nella struttura di base dei dati il proprio elemento di flessibilità.

Agendo, infatti, sull'unità di controllo , via software , è possibile variare , di volta in volta , in funzione del numero di giri del motore e delle condizioni di carico la durata e la fasatura delle quattro iniezione (trascuriamo l'iniezione POST) che il sistema in esame (in configurazione MULTIJET) può effettuare in un ciclo motore.

Per quanto concerne la pressione di iniezione, quest'ultima non viene mantenuta costante indipendentemente dalle condizioni di esercizio ma viene variata allo scopo di raggiungere una ottimizzazione della quantità di combustibile iniettata. Agendo , dunque, su due fattori (durata dell'iniezione e pressione di iniezione) è possibile ottenere un'ampia gamma di punti di funzionamento ottimali.

In figura 24 è rappresentato il modello della E.C.U. nel quale si distinguono 5 parti:

- parte "A": deputata al controllo dell'iniezione MAIN
- parte "B": deputata al controllo dell'iniezione PILOT
- parte "C": deputata al controllo dell'iniezione PRE
- parte "D": deputata al controllo dell'iniezione AFTER
- parte "E": deputata al controllo della pressione nel Rail

Si può osservare, inoltre, la presenza di ciò che potremmo definire il "cervello" della centralina elettronica, vale a dire un insieme di file di dati (database) che in funzione di un gran numero di parametri (quali: temperatura combustibile, temperatura liquido refrigerante, velocità di rotazione del motore, posizione del pedale dell'acceleratore e quant'altro) consente di definire il miglior set di valori relativamente

alle durate delle iniezioni ed alla pressione di iniezione. I dati citati derivano da risultanze sperimentali.

Naturalmente i modelli dell'unità E.C.U ed E.P.U sono stati condensati in supercomponenti, come si può osservare in figura 22.

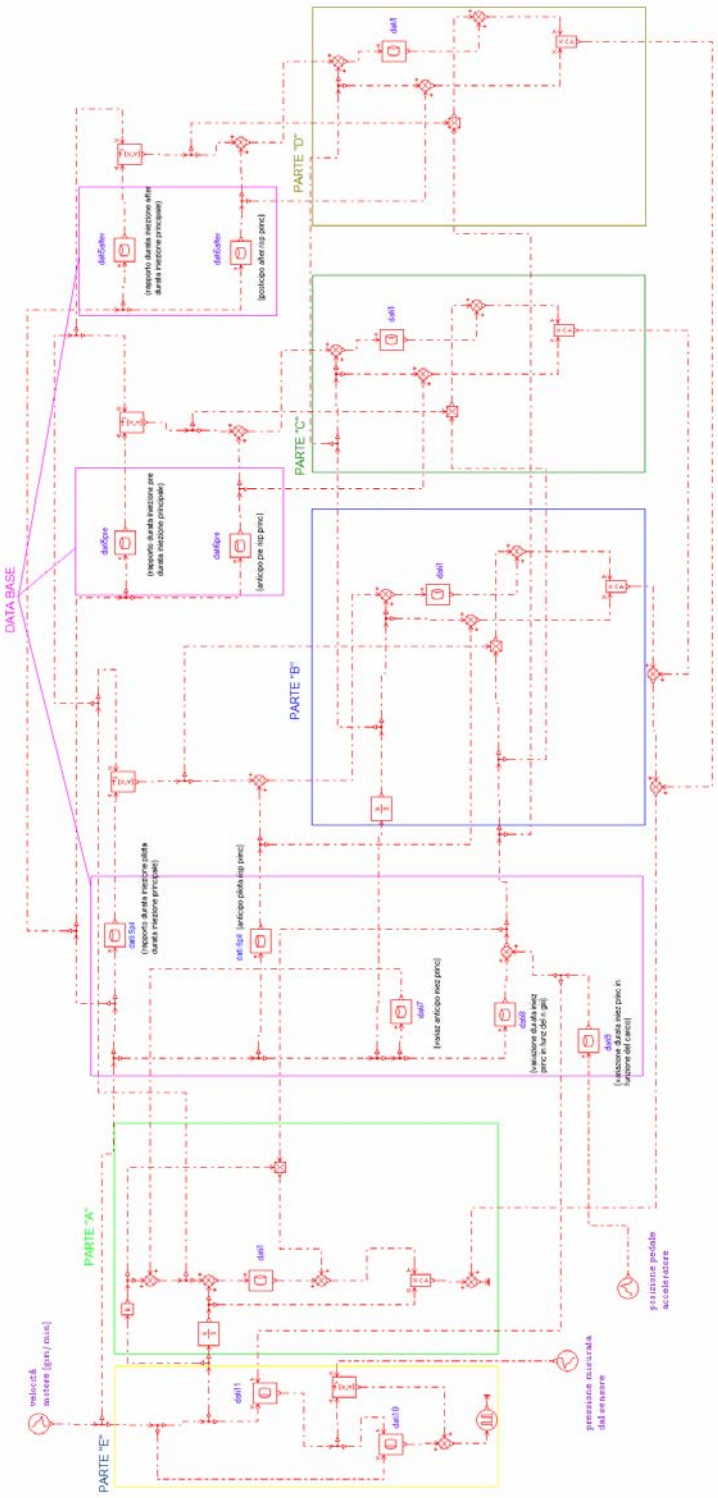


Figura 24: Modello dell'unità E.C.U.1.

Analisi della zona deputata al controllo dell'iniezione principale (parte A):

La zona in esame, rappresentata in figura 25, riproduce la tempistica dell'iniezione principale in un motore quattro cilindri quattro tempi.

Le variabili che sono state considerate nella realizzazione di tale modello sono:

- la velocità di rotazione del motore,
- la posizione del pedale dell'acceleratore.

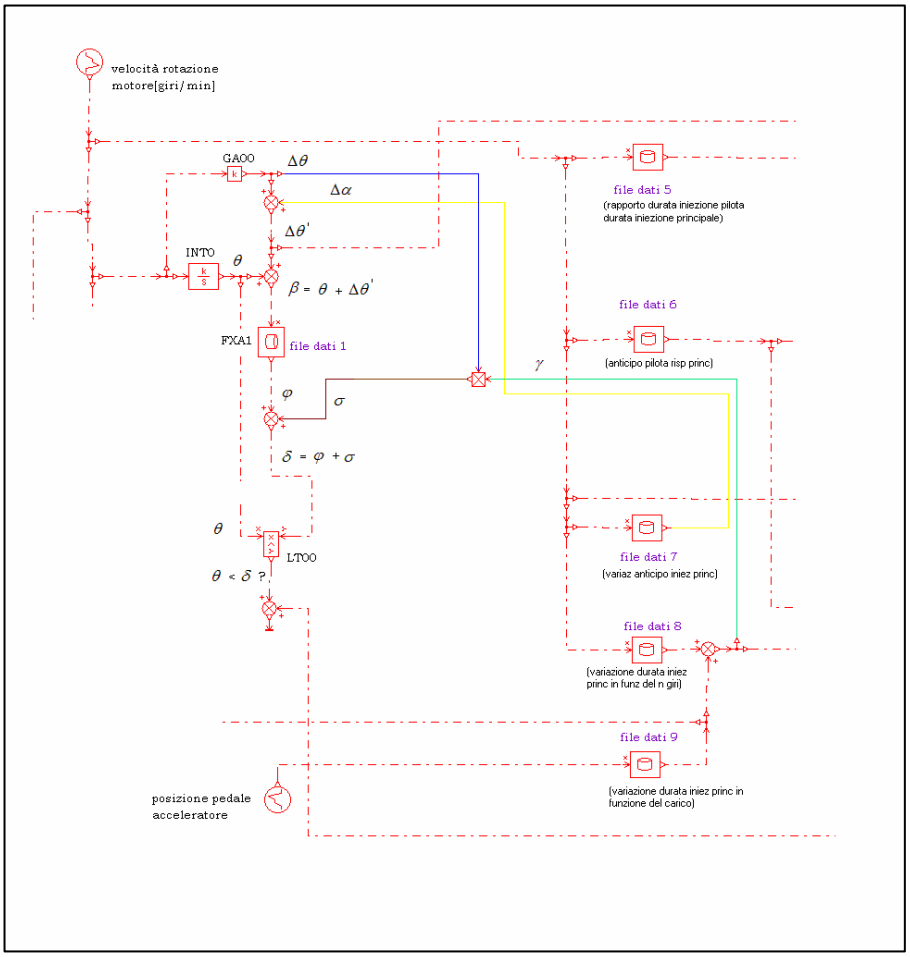


Figura 25 :Porzione del modello E.C.U.1, deputata al controllo dell'iniezione principale.

Dal segnale che definisce la velocità di rotazione del motore si risale, attraverso il blocco integratore all'angolo di manovella, θ, in funzione del tempo. Tenendo conto del fatto che la velocità del motore è espressa in giri al minuto, la costante di integrazione K del sottomodello INT0 è posto pari a 6.

Allo stesso tempo in uscita dal blocco moltiplicatore, rappresentato dal sottomodello GA00, si ottiene la durata dell'iniezione principale espressa in gradi di manovella ($\Delta\theta$) relativa a condizioni standard.

Nella fattispecie per iniezione in condizioni standard si intende una iniezione della durata di $0.25 ms$ effettuata a cavallo del P.M.S., senza alcuna correzione relativa alle condizioni operative del sistema (database vuoto).

E' evidente che al variare della velocità di rotazione del motore varierà anche il valore dell'angolo $\Delta\theta$ che sarà pari a 1.5° per una velocità di 1000 giri/min, 3° per una velocità di 2000 giri/min e così via.

Il valore della costante K, relativa al sottomodello GA00, sarà dunque posto pari a 0.0015.

Il $\Delta\theta$ così ricavato viene successivamente sommato al $\Delta\alpha$, proveniente dal file di dati 7 e relativo alla variazione dell'anticipo dell' iniezione principale rispetto al P.M.S. in funzione del numero di giri, ottenendo $\Delta\theta'$ ($=\Delta\theta+\Delta\alpha$). La somma β tra $\Delta\theta'$ ed il valore θ, relativo all'angolo istantaneo di manovella, viene inviata al sottomodello FXA1 (rappresentato in figura 25 dal file di dati 1).

Questo file di dati è strutturato in modo tale da produrre come output un valore φ pari a:

- 0° ⟶ per $0° \leq \beta < 360°$,
- 360° ⟶ per $360° \leq \beta < 1080°$, e così via[1].

Successivamente φ viene sommato al valore σ, ottenuto dal prodotto tra $\Delta\theta$ ed γ :

$\sigma = \Delta\theta * \gamma$,

(il valore di γ deriva dalla somma degli output relativi ai file 8 e 9, i quali determinano una variazione della durata dell' iniezione principale in funzione, rispettivamente, del numero di giri e delle condizioni di carico.)

δ (pari, quindi, a $\varphi + \sigma$) viene , infine, confrontato con θ :

- se $\theta < \delta$ ⟶ in uscita dal sottomodello di comparazione LT00 avrò un valore unitario(dunque vi sarà un'iniezione),
- se $\theta > \delta$ ⟶ in uscita avrò, invece, un valore nullo (vale a dire nessuna iniezione) .

Il principio di funzionamento delle zone "B", "C" e "D" è esattamente analogo a quello appena esposto, considerando il fatto che le iniezioni pilota, pre, after presentano la stessa tempistica dell'iniezione principale .

La diversità è relativa a due fattori : - durata (gestita dal file di dati 5 , in funzione del numero di giri),

[1] Il valore 1080 scaturisce dalla somma di 360° con 720° che rappresenta la distanza tra due iniezioni consecutive relative allo stesso cilindro.

- anticipo e ritardo rispetto all'iniezione principale (gestito dal file di dati 6).

Analisi della zona deputata al controllo della pressione nel Rail (parte "E") :

La porzione di modello presa in esame (vd figura 25) è caratterizzata da due elementi basilari : - il file di dati 10,
- il file di dati 11.

Questi file di dati, contenuti nel sottomodello FXYA1, consentono di gestire il funzionamento del regolatore di pressione, e dunque il valore della pressione nel collettore di mandata, in funzione delle condizioni operative del sistema (vale a dire: velocità di rotazione del motore e condizioni di carico). Agendo, infatti, sul valore del duty-cycle del segnale ad onda quadra generato dal sottomodello PWM1, si può variare la pressione nel rail.

Se, ad esempio, si verifica un incremento delle condizioni di carico, il modello, in base ai file di dati in esso contenuti, reagirà incrementando il valore del duty-cycle e, di conseguenza, anche quello della pressione del combustibile contenuto nel rail.

Analizziamo adesso il flusso di informazioni che regola il funzionamento del modello realizzato.

Come si può osservare in figura 25, il segnale relativo alla velocità di rotazione del motore "n" e quello relativo alla posizione del

pedale dell'acceleratore "ac" rappresentano gli input del sottomodello FXYA1-1.

Quest'ultimo è caratterizzato da una matrice con un numero finito di elementi, X*Y, dove:

- con X, si intende il numero di letture di velocità (dipendente dalla precisione della ruota fonica)
- con Y, si intende il numero di rilevazioni della posizione del pedale dell'acceleratore (dipendente anch'esso dalla precisione del sensore, costituito da un potenziometro).

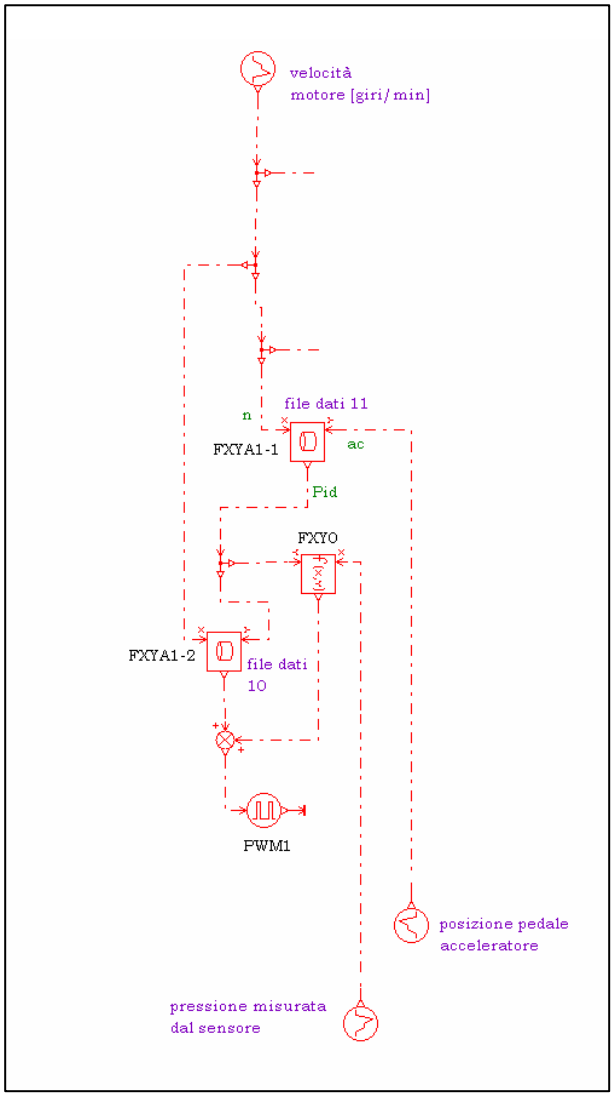


Figura 25: Modello E.C.U. del regolatore di pressione.

Per ogni coppia di valori X-Y vi sarà in uscita un segnale "P_{id}" che rappresenta il valore di pressione desiderato.

Quest' ultimo viene, da un lato, inviato al sottomodello FXYA1-2 , il quale elabora un corrispondente valore del duty-cycle e, dall'altro,

confrontato con il valore di pressione misurato dal sensore posto sul rail (loop di retroazione). Il confronto appena citato viene realizzato nel sottomodello FXY0, nel quale si è introdotta la funzione :

$$f(X,Y) = \frac{Y - X}{Y} * 0.01$$

che consente una variazione del duty-cycle di $\pm 1\%$.

In tal modo risulta possibile correggere il duty-cycle, del segnale ad onda quadra, calcolato dal sottomodello FXYA1-2 qualora si verificasse uno scostamento del valore di pressione misurato da quello desiderato.

Il circuito di alimentazione carburante

In questo paragrafo verranno analizzati i modelli relativi ai componenti che costituiscono il circuito di alimentazione carburante del sistema di iniezione oggetto d'esame.

In particolare si farà riferimento ai componenti principali, vale a dire:

- pompa di alta pressione,
- valvola regolatrice di pressione,
- collettore di accumulo (RAIL),
- elettroiniettore,

trascurando la pompa elettrica di innesco ed il filtro del combustibile i quali non presentano alcuna particolarità costruttiva.

Il sottomodello utilizzato per riprodurre le caratteristiche del fluido di lavoro è l' FP04 (la cui icona è mostrata nella figura accanto). Questo componente consente di poter riprodurre le caratteristiche fisico-chimiche di vari combustibili utilizzando, se necessario, un ampio database. Ciò consente di poter esplorare, in varie configurazioni, le condizioni di efflusso attraverso gli ugelli del polverizzatore. Tali condizioni risultano, infatti, particolarmente sensibili alle variazioni delle caratteristiche del combustibile.

Per l'analisi accurata (ovvero le variabili esterne ed i parametri utilizzati) di tutti gli elementi costituenti i modelli di seguito riportati, si rimanda all'appendice A.

Pompa di alta pressione:

Come già detto la pompa in questione presenta un unico pompante azionato mediante una camma che ruota ad una velocità pari alla metà di quella del motore.

Il modello, dunque, nel presente caso, è caratterizzato da un unico blocco funzionale il quale riproduce il funzionamento del pompante stesso (figura 26).

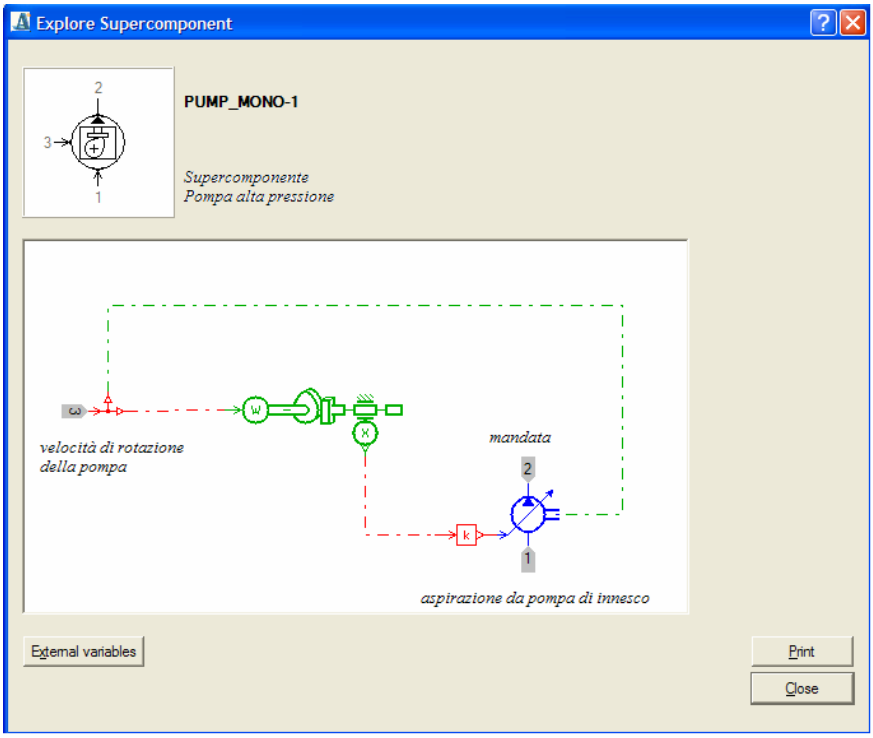


Figura 26: Modello della pompa di alta pressione con unico pompante.

Il profilo della camma presenta l'andamento mostrato in figura 27.

Per quel che concerne la fasatura della pompa, cui si è accennato precedentemente, alla luce dei risultati ottenuti dalle numerose simulazioni effettuate si è scelto di fasare la stessa in modo tale che il picco di portata da essa elaborato cada 10° in anticipo rispetto al P.M.S. Così facendo, come si evince dai risultati che verranno mostrati, si è raggiunto l'obiettivo di

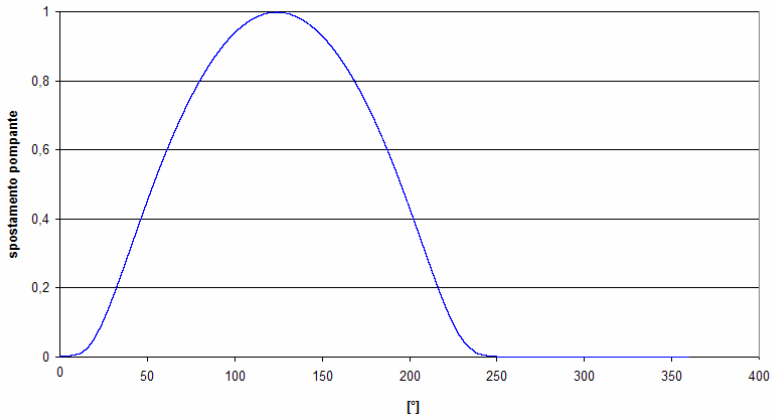


Figura 27: Profilo camma.

iniettare il combustibile in camera di combustione nell'istante in cui, all'interno del rail, vige la pressione desiderata (pari, nella fattispecie, a circa 800 bar).

Valvola regolatrice di pressione:

Il regolatore di pressione assolve ad un compito molto importante all'interno del sistema in esame, infatti esso consente di mantenere il livello di pressione nel rail ad un valore desiderato effettuando degli spillamenti di combustibile, proporzionali al tempo di apertura dell'otturatore sferico.

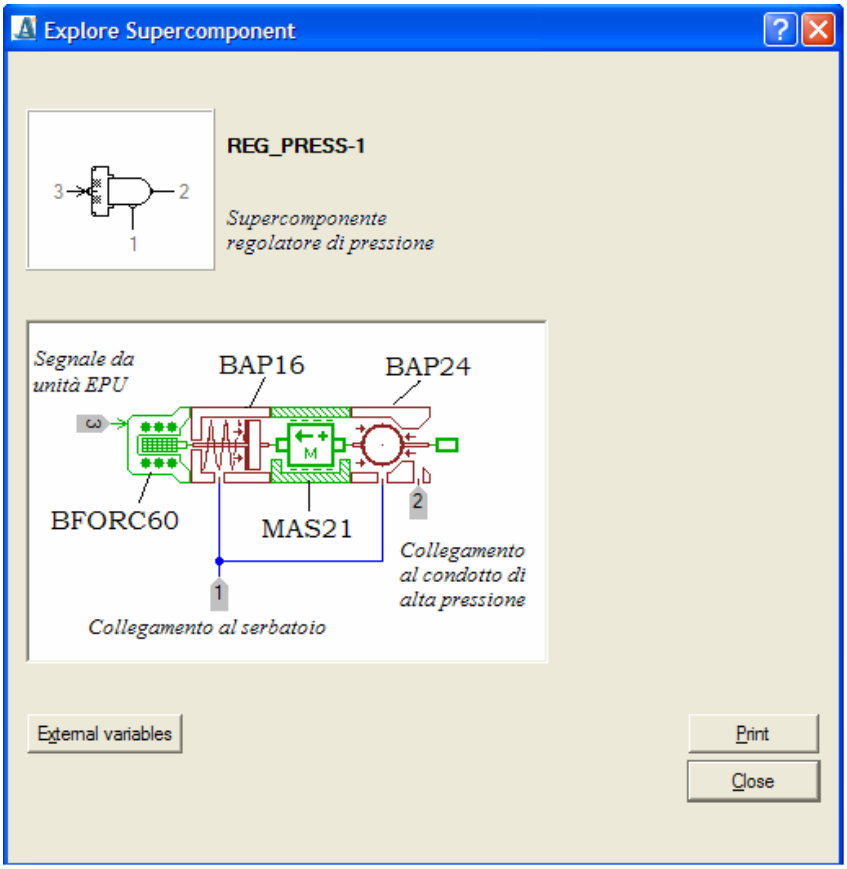


Figura 28: Modello del regolatore di pressione.

Come si può osservare in figura 28, si sono utilizzati principalmente quattro componenti per la modellazione di tale elemento. Tre componenti, BAP16 MAS21 e BAP24, provengono dalla libreria HCD (Hydraulic Component Design) mentre il BFORC60 è stato realizzato utilizzando AMESet.

Iniziamo proprio da quest'ultimo, il BFORC60, il quale rappresenta il sottomodello di un solenoide. Non è stato possibile utilizzare l'elemento standard BFORC presente nella libreria HCD in quanto esso converte un segnale adimensionale di input in una forza (output) espressa in Newton e di pari valore. Nel nostro caso ,invece, abbiamo in ingresso un segnale di corrente [A], proveniente dall'unità E.P.U. ed in uscita una forza [N] ottenuta attraverso una relazione che riproduce il funzionamento del solenoide reale. Di seguito si riporta lo scheletro del codice sorgente del sottomodello (in FORTRAN) in cui si è inserito il blocco principale contenente l'equazione caratteristica (scritta in rosso) dell'elemento in esame:

```
C Submodel BFORC60 skeleton created by AME Submodel editing utility
C  mar 30. ott 13:41:00 2007

C
**********************************************************************
*
C
C TITLE : BFORC
C ---------------------------------------------------------------------
C DESCRIPTION :
C
C    Submodel BFORC converts a dimensionless signal input to an force
C    output of dimension N with the same value.
```

```
C
C ---------------------------------------------------------------------
C USAGE :
C ---------------------------------------------------------------------
C PARAMETER SETTINGS :
C ---------------------------------------------------------------------
C DATE OF CREATION/AUTHOR : Leonardo Capogreco
C ---------------------------------------------------------------------
C INDEX OF REVISIONS :
C ---------------------------------------------------------------------
C LIST OF FUNCTIONS USED :
C ---------------------------------------------------------------------
C SOURCE :
C
C    IMAGINE Roanne (42)
C    5, rue Brison
C    42300 ROANNE       tel: (33).04.77.23.60.30
C    FRANCE             fax: (33).04.77.23.60.31
C
C
*****************************************************************************
C >>>>>>>>>>>>Insert Private Code Here.
C <<<<<<<<<<<<End of Private Code.


C There are 0 real parameters:


C There are 0 integer parameters:


C There are 0 text parameters:

      subroutine bforc60in(n)
      integer n
      integer error
C >>>>>>>>>>>>Extra Initialization Function Declarations Here.
C <<<<<<<<<<<<End of Extra Initialization declarations.
      error = 0

C >>>>>>>>>>>>Initialization Function Check Statements.
C <<<<<<<<<<<<End of Initialization Check Statements.
      if(error .eq. 1)then
        print*, 'Warning in BFORC60 instance ', n
      elseif(error .eq. 2)then
        print*, 'Fatal error in BFORC60 instance ', n
        print*, 'Terminating the program.'
```

```
        call famexit(1)
      endif
C >>>>>>>>>>>>Initialization Function Executable Statements.
C <<<<<<<<<<<<End of Initialization Executable Statements.


      end

C  There are 2 ports.

C    Port number 1 has 1 variable:
C         Variable number 1 `curr' variable scalar input
C            corrente ingresso  [A]

C    Port number 2 has 1 variable:
C         Variable number 1 `force' variable scalar output
C            forza in uscita  [N]
C

C  There are 0 internal variables.
C

      subroutine bforc60(n, curr, force)

      integer n
      double precision curr, force
C >>>>>>>>>>>>Extra Calculation Function Declarations Here.
C <<<<<<<<<<<<End of Extra Calculation declarations.
      integer loop

C     Set all submodel outputs below:

C     force      = ??


C >>>>>>>>>>>>Calculation Function Executable Statements.

      force=(20*curr)

C <<<<<<<<<<<<End of Calculation Executable Statements.

      End
```

Il segno positivo della relazione sta ad indicare che la forza generata dal solenoide sull'otturatore sferico tende a limitare la

capacità di efflusso del foro dell'otturatore e dunque ad incrementare la pressione nel rail consentendo una maggiore alimentazione dello stesso. Questa scelta è resa necessaria da ragioni di sicurezza, infatti, in caso di guasto del sistema, la pressione nel rail si porta al valore minimo.

Collettore di accumulo:

Il collettore di accumulo è stato modellato (vd figura 29) usufruendo, principalmente, dei sottomodelli BHC11 e PT001. Quest'ultimo rappresenta un trasduttore di pressione.

L'elemento più importante è il BHC11 il quale rappresenta una camera idraulica con pressione variabile. Ciascuna porta riceve un informazione di portata e volume e restituisce, come output, una pressione (vd appendice A).

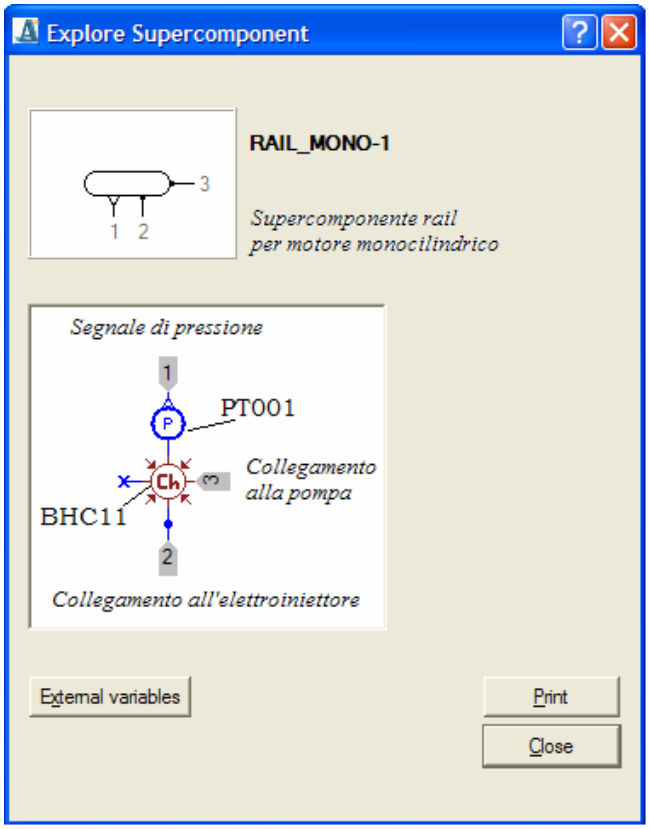


Figura 29: Modello del collettore di accumulo.

Il volume totale è calcolato dalla somma dei quattro volumi di input e del volume morto (che nel nostro caso è il volume del rail), equivalente al volume del fluido idraulico nel caso in cui tutti i volumi

di input fossero nulli.

Attraverso il computo di tale volume totale e del modulo di elasticità volumetrica effettivo (che tiene conto di eventuali deformazioni della camera) è possibile calcolare la variazione della pressione nel tempo.

Elettroiniettore:

Il modello dell'elettroiniettore è stato realizzato distinguendo (vd figura 30) due blocchi caratteristici:

- il blocco elettrovalvola,
- il blocco polverizzatore,

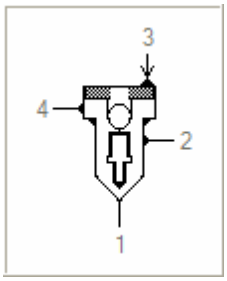
posti in comunicazione fra loro attraverso il volume di controllo.

Il segnale di comando proveniente dalla centralina elettronica, nella fattispecie dall'unità E.P.U., alimenta il solenoide dell'elettroiniettore in maniera del tutto simile a quanto accade nel regolatore di pressione.Anche in questo caso, infatti, il sottomodello BFORC8 è stato realizzato utilizzando AMESet; l'unica differenza, nel codice sorgente, è relativa all'equazione caratteristica dell'elemento, che deve tener conto delle peculiarità del solenoide in esame. Si è posto dunque:

```
force=-(8*curr)
```

tenendo conto di risultanze sperimentali.

Il segno, come si può osservare, è negativo, in quanto, a differenza del regolatore di pressione, si è considerata positiva la forza diretta nel verso di chiusura dell'otturatore sferico.



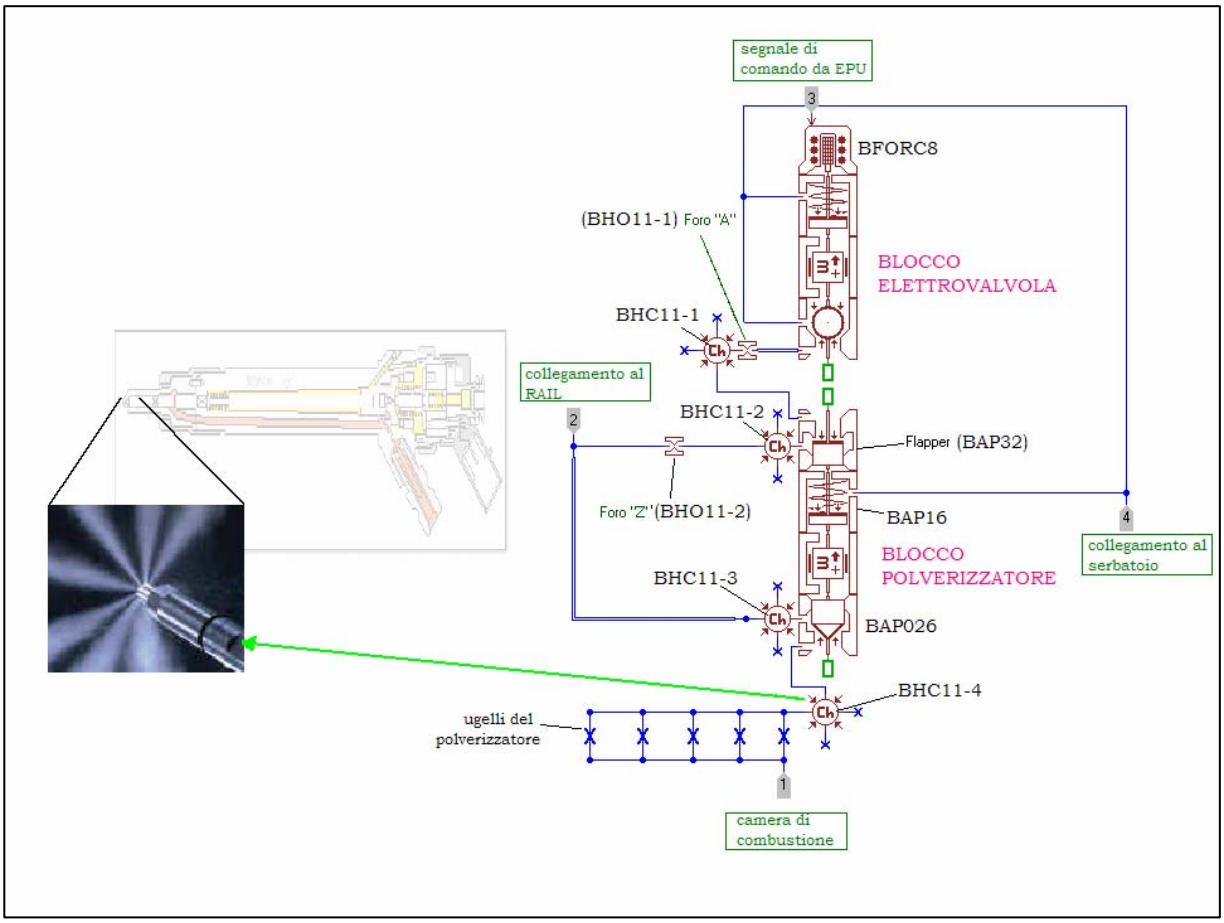


Figura 30: Modello dell'elettroiniettore.

Di particolare importanza ai fini del corretto funzionamento dell'elettroiniettore sono:

- il volume di controllo
- il foro "A"
- il foro "Z"

Per la modellazione del volume di controllo è stato utilizzato il sottomodello BHC11 (già descritto nella sezione riguardante il RAIL), impiegato, inoltre, per rappresentare il volume di alimentazione (BHC11-3), il sac, cioè il volume occupato in fase di riposo dall'estremità conica dell'attuatore (BHC11-4) ed il volume compreso tra la base superiore dell'asta di pressione e la sua battuta (BHC11-2). Relativamente ai fori "A" e "Z" è stato utilizzato il sottomodello BHO11, il quale rappresenta uno strozzatore fisso con caratteristica laminare o turbolenta a seconda che il "flow number" (λ) risulti minore o maggiore del valore critico (λ_{crit}).

Naturalmente si è considerato per il foro "A" una sezione di efflusso maggiore rispetto al foro "Z"; ciò consente, infatti, un repentino svuotamento del volume di controllo.

Capitolo 3

Modellazione del sistema “motore completo”

Premessa

Per quanto concerne la modellazione del complesso sistema di iniezione – camera di combustione, è stata utilizzata, come base di partenza, una struttura di simulazione già esistente e ne è stata estesa l’applicazione al fine di consentire l’analisi del sistema completo.

Il sottomodello, di nuova concezione, appartenente alla libreria IFP ENGINE di AMESim, impiegato per la

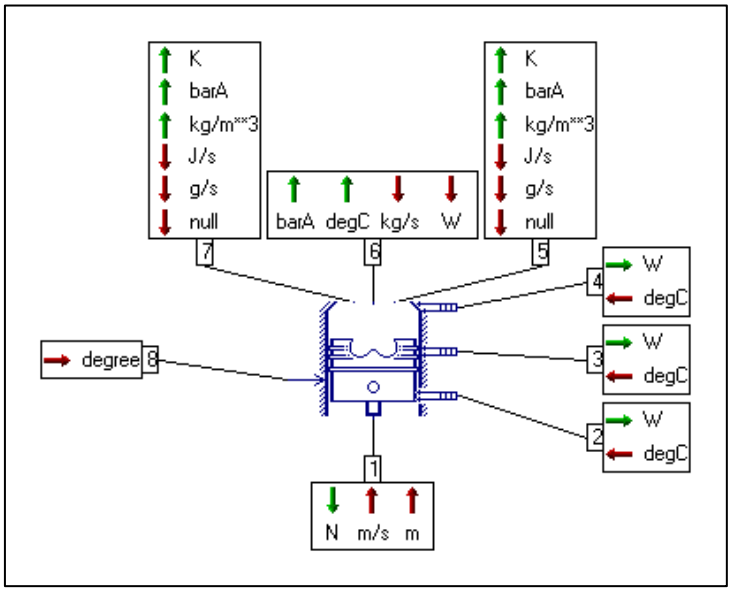


Figura 31: Variabili esterne sottomodello ENGCHMELA01.

modellazione della camera di combustione è l'ENGCHMELA01. La figura 31 che mostra le variabili esterne impiegate dal sottomodello in questione.

Questo sottomodello rappresenta un camera termo – pneumatica a volume variabile caratterizzata da un modello di combustione, la quale consente la valutazione, istante per istante, della pressione all'interno del cilindro e dello scambio di calore con le pareti.

Quest'ultimo avviene attraverso le porte 2-3-4 le quali ricevono rispettivamente un'informazione di temperatura dal pistone, dal cilindro e dalla testa del cilindro e forniscono, in uscita, un flusso di calore. I modelli di scambio termico disponibili sono:

- adiabatico
- modello di Eichelberg
- modello di Annand
- modello di Woschni

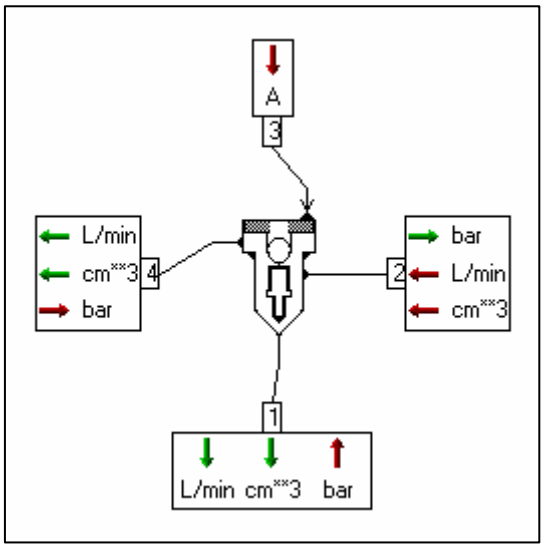


Figura 32: Supercomponente elettroiniettore in configurazione idraulica.

La porta 6, in figura 31, riceve due informazioni relative al flusso entalpico ed alla portata massica del combustibile liquido iniettato. Queste informazioni sono però incompatibili con quelle fornite dall'elettroiniettore così come mostra la figura 32 (dove vengono evidenziate le variabili esterne, nella fattispecie la porta 1, del

supercomponente elettroiniettore, in configurazione idraulica, mostrato nel capitolo precedente).

L'attenzione è stata dedicata (come prima accennato) alla riproposizione di tutta la modellistica prima sviluppata al fine di ottenere un modello complessivo che assumesse le informazioni desumibili dal sistema di iniezione e le integrasse con un modello di previsione delle prestazioni globali del motore. Si è, quindi, ricostruito completamente il modello del sistema di iniezione, in chiave termo-idraulica, ottenendo un'assoluta compatibilità tra le informazioni scambiate tra sistema di iniezione e camera di combustione (vd figura 33).

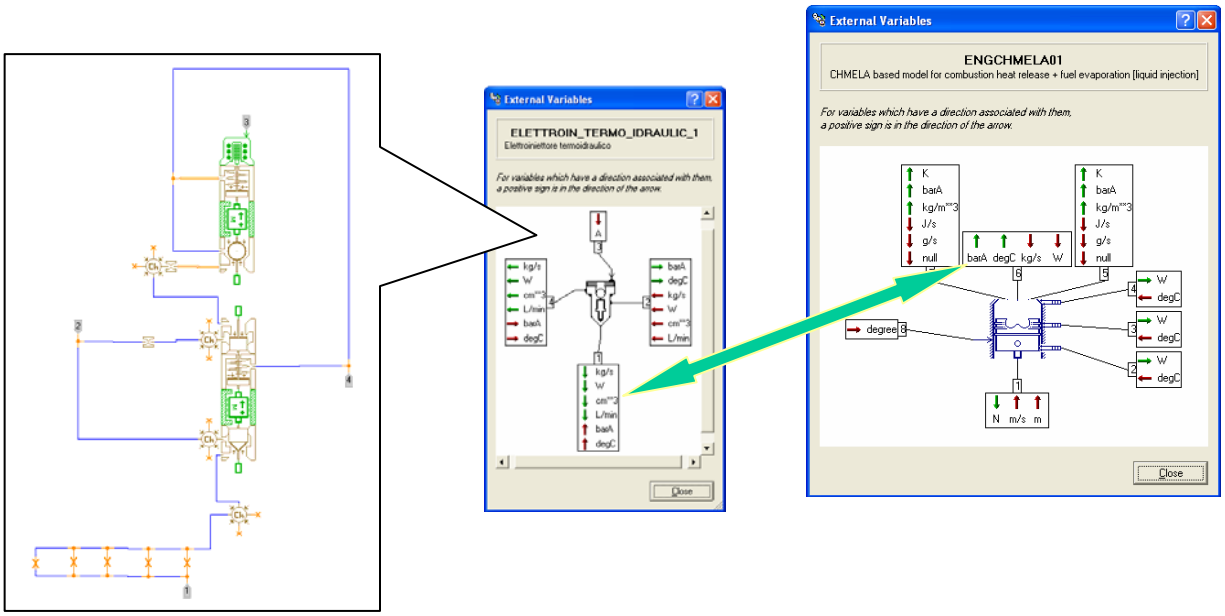


Figura 33: Compatibilità tra variabili esterne.

Per rendere possibile tale compatibilità è stato ricostruito completamente il modello, precedentemente realizzato, utilizzando la libreria di AMESim THCD (thermal-hydraulic component design library). La differenza fondamentale rispetto alla libreria HCD, (hydraulic component design library), utilizzata per realizzare buona parte del modello mostrato nel capitolo 2, è che tale libreria consente lo

studio non solo dei livelli di pressione e delle distribuzioni di portate nel sistema oggetto d'esame, ma permette di tener conto dell'evoluzione della temperatura e dei flussi entalpici. È possibile, inoltre, tener conto delle variazioni delle proprietà chimico-fisiche con la temperatura (le quali condizionano in maniera significativa l'efflusso attraverso gli ugelli del polverizzatore).

Il modello della camera di combustione (mostrato in figura 31) assume, quindi, le informazioni, desumibili dal sistema di iniezione così modificato, e le integra in un modello di previsione delle prestazioni globali del motore.

Principali componenti del modello "motore"

Il componente principale del modello caratterizzante le prestazioni del motore è l'ENGCHMELA01 (cui si è prima accennato).

Come mostra la figura 31, le porte 5 e 7 rappresentano rispettivamente le valvole di scarico e di aspirazione. La porta 1 riceve informazioni circa la velocità e la posizione del pistone al fine di poter calcolare istante per istante il volume della camera e la forza applicata sulla superficie del pistone stesso. La curva di rilascio del calore viene calcolata utilizzando il modello di Chmela, il quale è particolarmente adatto alla modellazione del processo di combustione in motori ad accensione per compressione con iniezione multipla.

Di particolare importanza, nella definizione delle caratteristiche del modello oggetto d'esame, risultano quattro sottomodelli (di cui si riportano le icone rappresentative), ovvero:

1. ENGMD00
2. TFFD
3. ENGDEF00
4. ENGVDEF00

Il sottomodello ENGMD00 consente di definire le proprietà termodinamiche dei fluidi evolventi nel sistema "motore". In particolare, in questo componente, si fa riferimento ad un mix di fluidi caratterizzato da tre elementi gassosi ed un elemento liquido. Gli elementi gassosi sono: l'aria, il combustibile generico vaporizzato (C_XH_Y) ed il gas combusto (prodotto dalla combustione stechiometrica di combustibile ed aria). L'elemento liquido corrisponde al combustibile C_XH_Y, definito per poter tener conto del fenomeno di vaporizzazione del combustibile stesso. È, inoltre, possibile predisporre, attraverso un opportuno settaggio, un collegamento con il sottomodello TFFD (vd figura accanto), deputato a definire le caratteristiche del fluido evolvente nel sistema d'iniezione (termoidraulico), al fine di poter utilizzare le medesime caratteristiche del combustibile in tutto il modello.

Il sottomodello ENGDEF00 consente l'inserimento dei dati relativi all'architettura del motore ed alla definizione della tempistica dello stesso.

Infine, ma non ultimo per importanza, vi è il

sottomodello ENGVDEF00 il quale consente la definizione di tutti i parametri relativi alla testa del cilindro, ovvero:

- Numero di valvole di aspirazione e scarico
- Fasatura di apertura e chiusura della valvole stesse
- Profilo delle camme
- Ecc…

Per l'analisi accurata (ovvero le variabili esterne ed i parametri utilizzati) di tutti gli elementi costituenti i modelli di seguito riportati, si rimanda all'appendice B.

Configurazioni motore monocilindrico

Per quanto concerne la configurazione con motore monocilindrico (500cc) sono stati realizzati due schemi:

1. caratterizzato, lato utenza, da una macchina frenante regolata ad operare a n° di giri costante (es: un banco freno)
2. caratterizzato da una macchina frenante regolata con curva di coppia a varie pendenze (es: macchina operatrice generica)

Quest'ultima configurazione ha messo in evidenza la capacità della centralina elettronica di inseguire le variazioni di velocità angolare.

Tali modelli, i cui schemi sono di seguito riportati (figura 34), sono stati validati grazie ad un confronto tra risultati numerici e risultati ottenuti dalla sperimentazione.

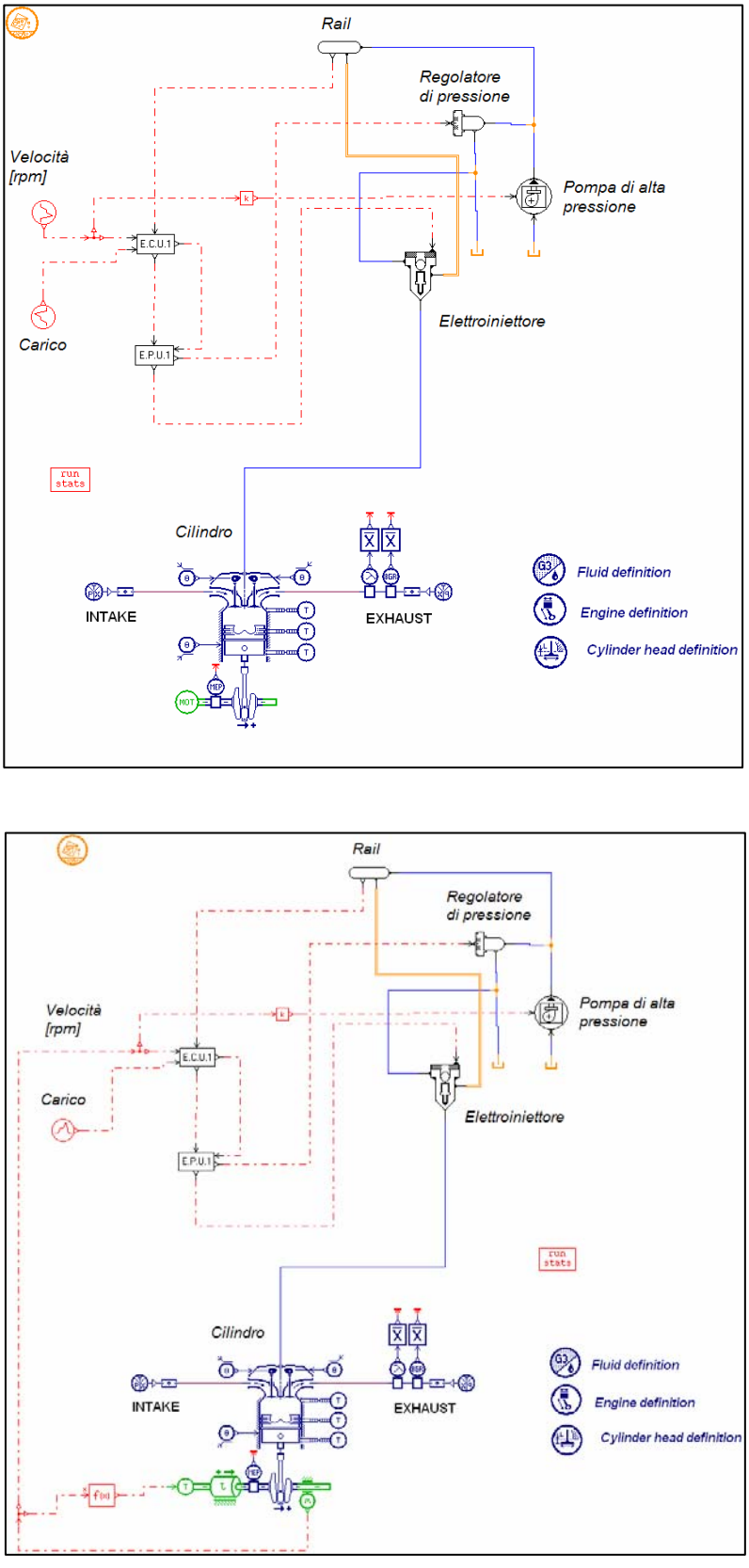


Figura 34: Modelli di calcolo relativi al motore in configurazione monocilindrica.

Configurazione motore bicilindrico

Il modello è stato, quindi, ulteriormente sviluppato per consentire l'applicazione ad un motore bicilindrico di cilindrata pari a 880 cc. In particolare è stata ampliata la centralina di controllo al fine di poter consentire la gestione (nei 720° di manovella) di due treni di iniezioni. In tale configurazione, inoltre, la pompa di alta pressione (anche in questo caso, con unico pompante) gira in sincronismo con il motore.

Di seguito, figure 35 e 36, si riporta, rispettivamente, lo schema sviluppato per il motore bicilindrico (caratterizzato, lato utenza, da una macchina frenante regolata ad operare a n° di giri costante) e l'esploso del supercomponente relativo alla centralina di controllo elettronica.

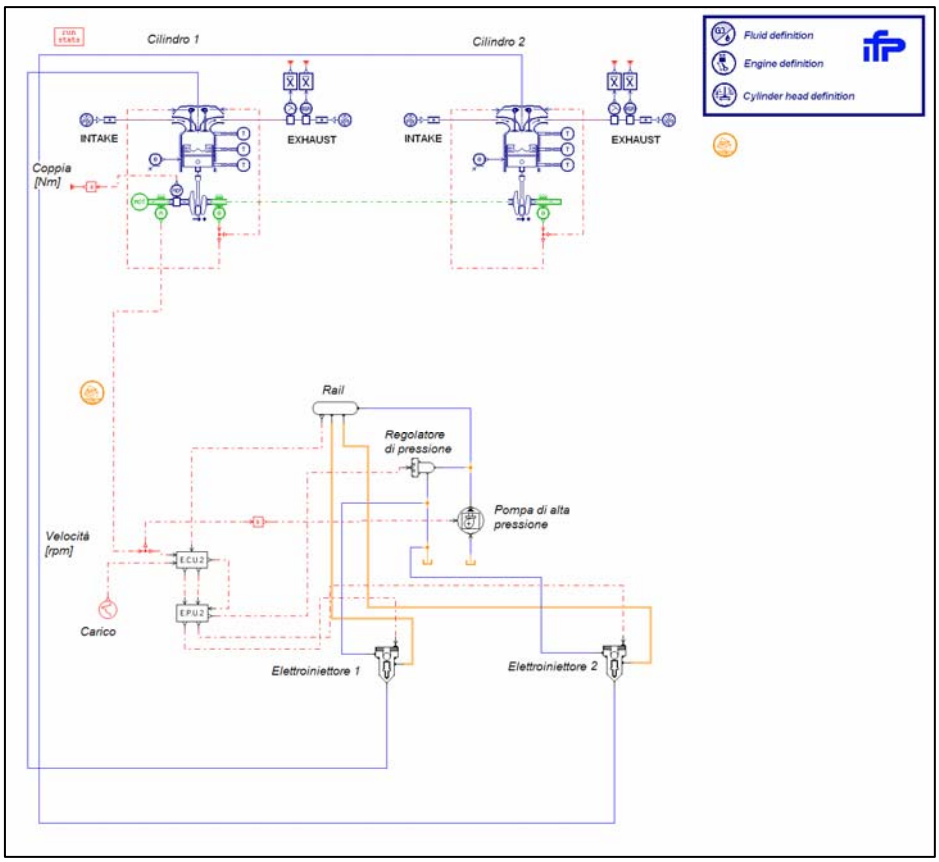


Figura 35: Modello di calcolo relativo al motore in configurazione bicilindrica.

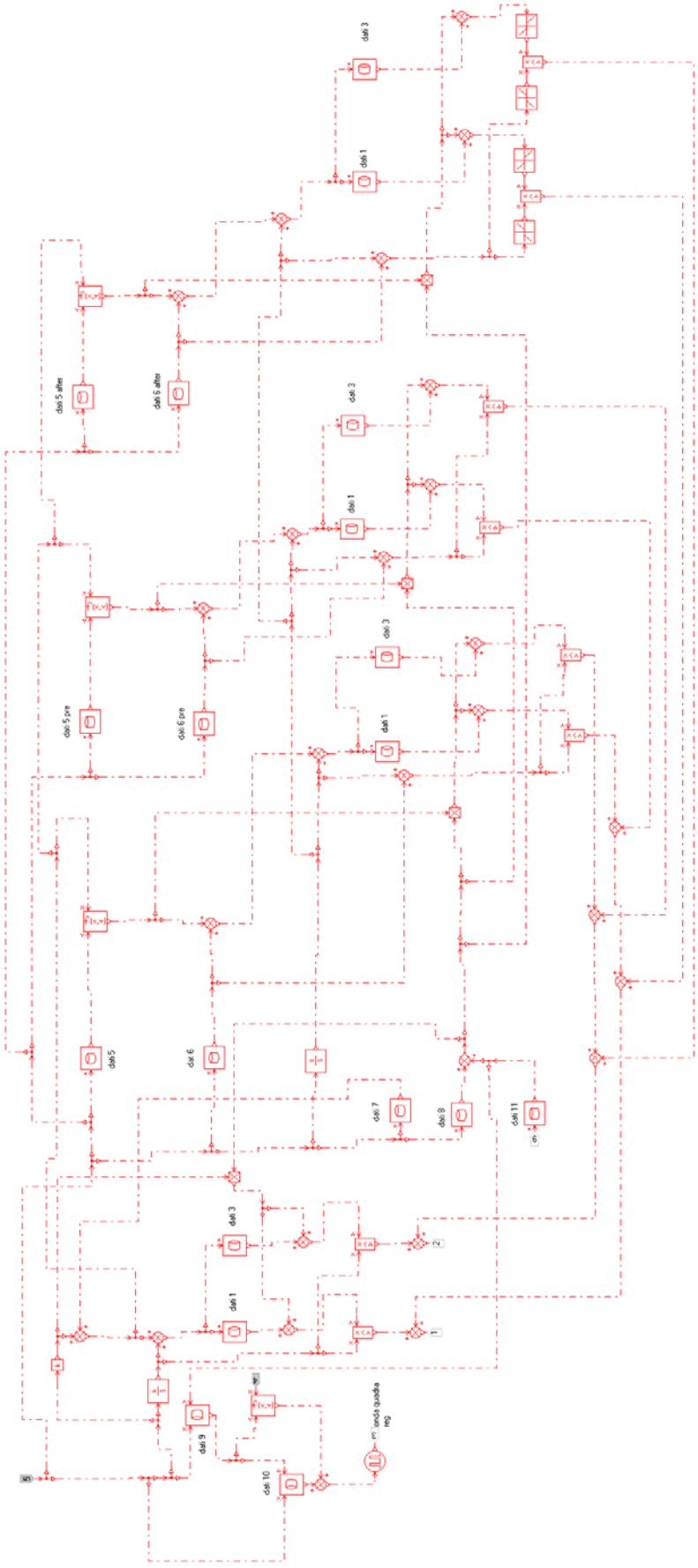


Figura 36: Modello dell'unità E.C.U.2.

Capitolo 4

Modellazione del sistema "veicolo completo"

Premessa

L'ultima fase del presente lavoro, come prima accennato, ha riguardato la modellazione dell'utilizzatore al fine di ottenere un modello completo, anche dal punto di vista termodinamico, del "veicolo", in grado di rappresentare un utile strumento di sintesi delle prestazioni dell'intera "macchina".

In questo capitolo verrà analizzato un modello in grado di apprezzare le dinamiche degli apparati posti a valle del motore, deputati, nella fattispecie, alla trazione ed alla movimentazione, mediante una presa di forza, di un utenza generica.

Partendo, infatti, dal modello di simulazione realizzato per un motore bicilindrico (esposto nel capitolo precedente), si è inserito un modulo in grado di riprodurre il funzionamento di un cambio meccanico di velocità a cinque rapporti, con trasmissione a terra della potenza sviluppata dal motore.

Sono state realizzate, in particolare, tre configurazioni, relative al funzionamento dell'intero veicolo:

- La prima, con un sistema di iniezione "evoluto" (ovvero quello sviluppato nel capitolo precedente), con la logica di effettuare valutazioni sul controllo delle emissioni
- La seconda e la terza, con un sistema di iniezione "semplificato", che riassume la molteplicità degli atti di iniezione mantenendo inalterati gli aspetti energetici. In questi modelli la logica seguita è stata quella di porre l'accento sulla gestione degli apparati a valle del motore.

Per l'analisi accurata (ovvero le variabili esterne ed i parametri utilizzati) di tutti gli elementi costituenti i modelli di seguito riportati, si rimanda all'appendice C.

Modello del cambio meccanico di velocità a 5 rapporti

In figura 37 è mostrato il modello realizzato per la valutazione delle dinamiche relative ad un cambio, di tipo meccanico, di velocità a 5 rapporti. In questa figura è possibile osservare tutti gli elementi costituenti il modello.

L'albero motore è calettato su un elemento, il sottomodello TRMC0D, che rappresenta il funzionamento di una frizione. L'elemento in questione non prevede il computo delle inerzie relative

agli alberi sui quali è calettato. È, quindi, necessario impiegare, in ingresso ed in uscita, l'elemento RL01, che ne consente la valutazione.

L'innesto ed il disinnesto della frizione avviene tramite un segnale, inviato dall'elemento UD00, di valore compreso tra 0 (frizione innestata) ed 1 (frizione disinnestata).

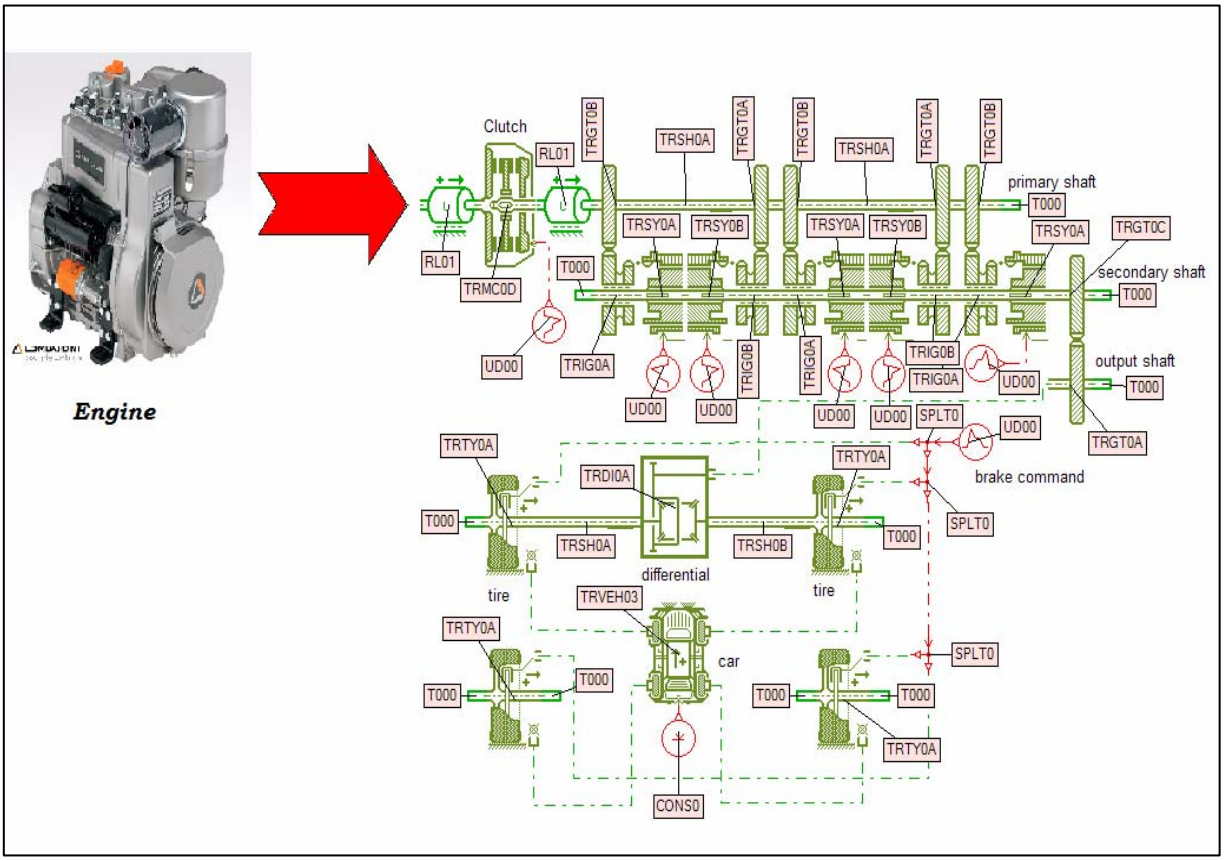


Figura 37: Modello del cambio meccanico di velocità a 5 rapporti.

Lo stesso elemento, UD00, viene utilizzato per la movimentazione dei sincronizzatori. Il segnale, adimensionale, elaborato, viene, infatti, tradotto in un segnale di forza, il quale agisce sull'elemento TRSY0A. Il segnale di coppia fluisce, quindi, dall'albero primario e secondario, all'albero di innesto con il differenziale (elemento TRDI0A). Quest'ultimo ripartisce la coppia stessa tra ruota sinistra e ruota

destra (elementi TRTY0A, i quali consentono la valutazione del contatto ruota-strada).

L'ultimo elemento di rilievo è costituito dal sottomodello TRVEH03. Esso rappresenta un veicolo, dotato di una certa massa, per il quale è possibile, tenendo conto anche dell'inclinazione del percorso da svolgere e della resistenza aerodinamica dell'aria, la valutazione dell'accelerazione, della velocità e dello spostamento longitudinale. L'inclinazione del percorso viene, infatti, fornito, in valore percentuale, attraverso il segnale inviato dal sottomodello CONS0.

Configurazione con sistema di iniezione di tipo "MULTIJET"

La prima configurazione (mostrata in figura 38), elaborata per la modellazione dell'intero veicolo, ha visto l'utilizzo di quanto messo a punto per la simulazione di sistemi ad iniezione multipla. Il modulo, il cui principio di funzionamento è stato esposto nel paragrafo precedente, relativo al cambio meccanico, è stato, infatti, inserito nel modello relativo al motore bicilindrico con sistema di iniezione di tipo multijet (precedentemente elaborato).

Ciò, come verrà mostrato nel prossimo capitolo, ha consentito di poter effettuare valutazioni relative sia ad aspetti termo-fluido-dinamici tipici del motore (curve di rilascio del calore, andamenti di pressione e temperatura nel cilindro, ecc...) sia ad aspetti legati agli organi di trasmissione della potenza (andamenti delle velocità degli alberi primario e secondario del cambio, coppia trasmessa, ecc...).

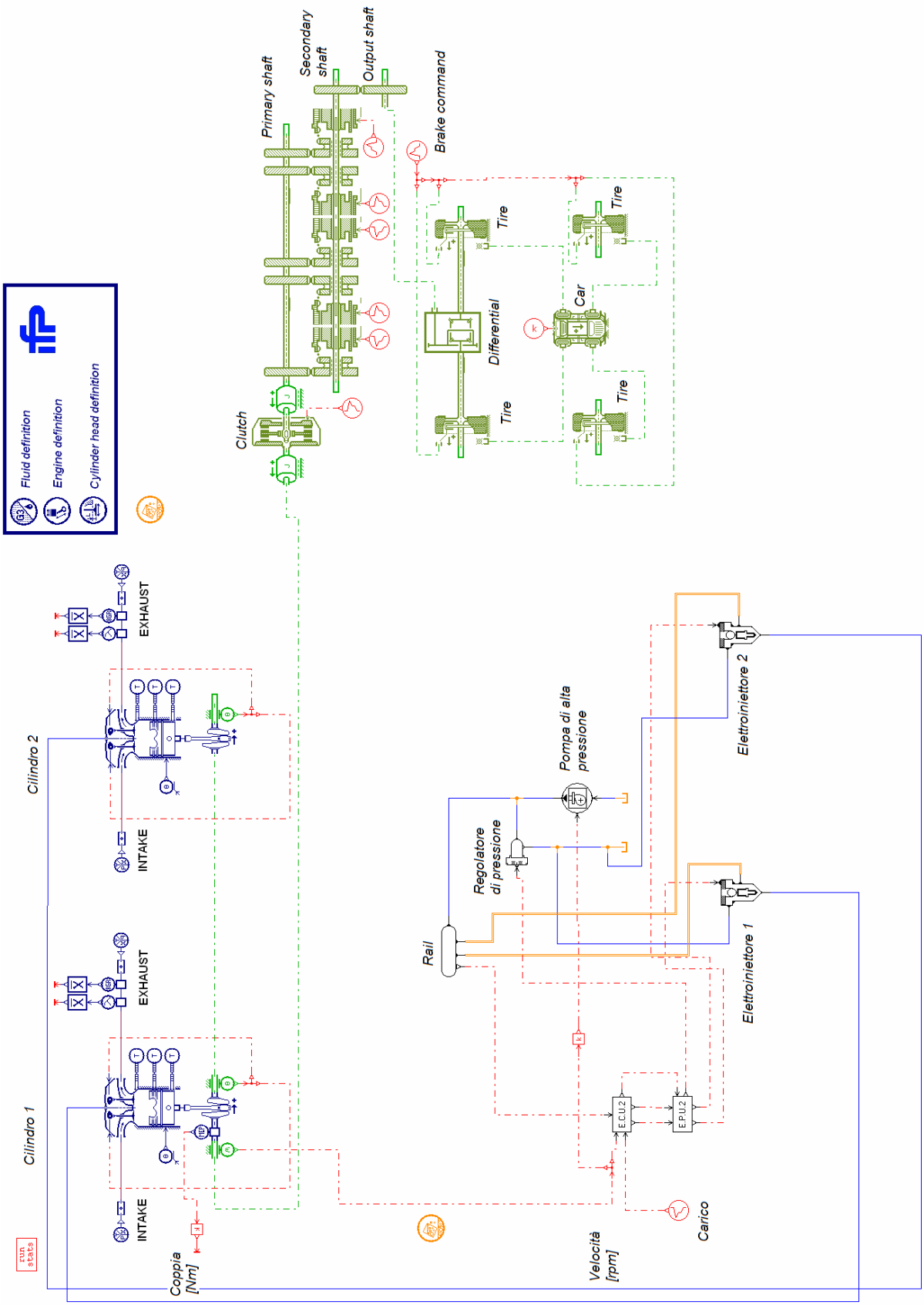


Figura 38: Configurazione finale modello veicolo completo, con sistema di iniezione di tipo Multijet.

La complessità del modello, dal punto di vista computazionale, non ha, però, consentito l'esplorazione di un orizzonte temporale sufficientemente ampio da poter evidenziare le dinamiche degli apparati a valle del motore. Come verrà mostrato nel prossimo capitolo, infatti, il modello in questione, è stato impiegato per simulazioni di breve durata, ma significative per effettuare, riguardo il comportamento del motore in varie condizioni operative, valutazioni circa il controllo delle emissioni.

Configurazioni con sistema di iniezione semplificato

La seconda configurazione (mostrata in figura 39) è caratterizzata, lato motore, da un modello semplificato del sistema di iniezione. Tale modello consente di riassumere la molteplicità degli atti di iniezione, mantenendo inalterati gli aspetti energetici.

La necessità di ricorrere ad un modello così modificato, rispetto a quanto esposto nel paragrafo precedente, deriva dall'opportunità di porre l'accento sulla gestione degli apparati posti a valle del motore (in questo caso, deputati alla trazione del veicolo).

La semplificazione apportata ha, infatti, consentito, come verrà mostrato nel prossimo capitolo, di esplorare un orizzonte temporale tale da poter effettuare valutazioni circa la bontà, del modello di simulazione messo a punto, relativamente all'aderenza dei risultati ottenuti rispetto a quanto disponibile in letteratura.

La terza ed ultima configurazione (mostrata in figura 40) rappresenta un ulteriore sviluppo della precedente, consentendo

l'inserimento, mediante una seconda frizione, di una presa di forza collegata ad una utenza generica a coppia costante.

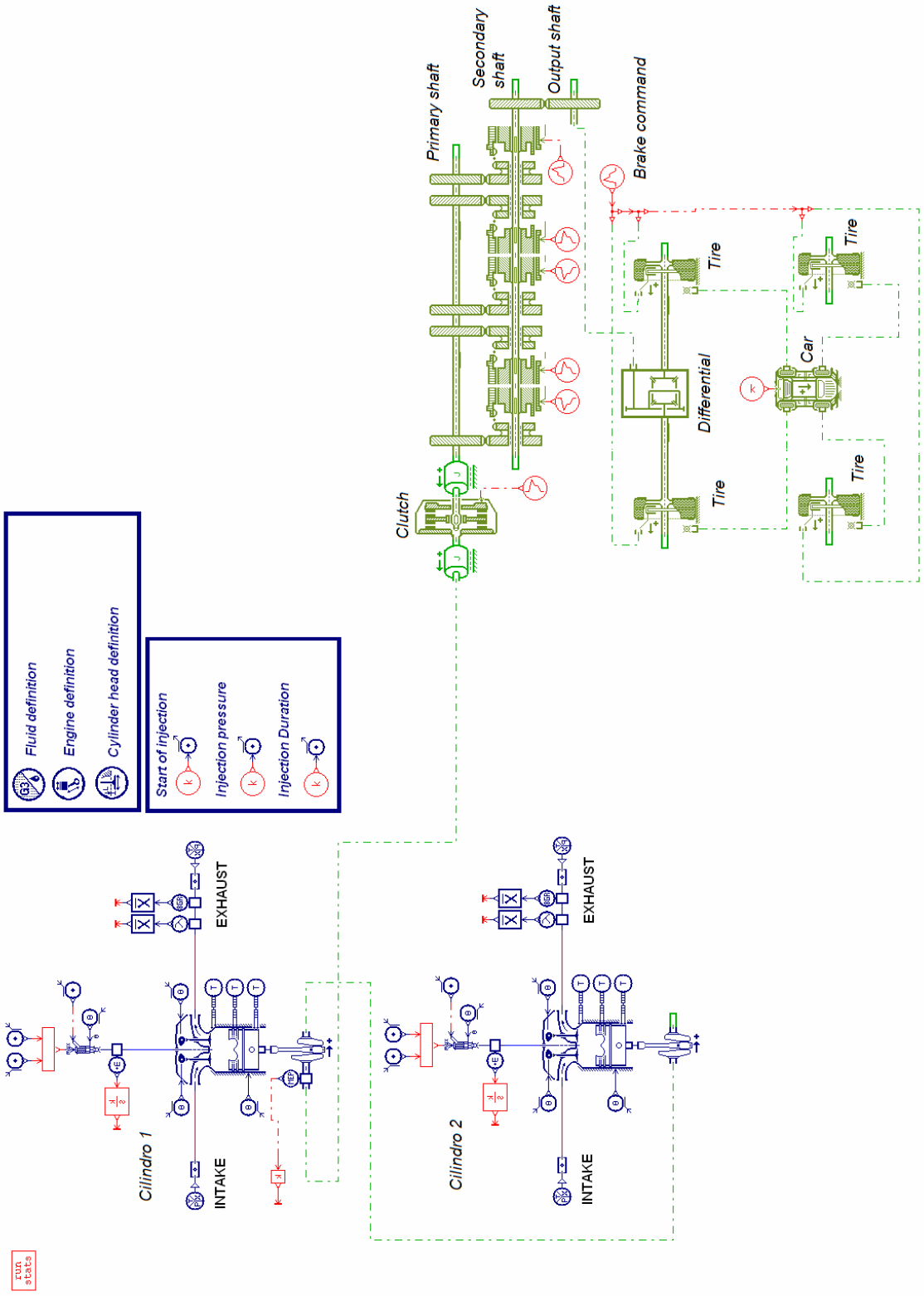


Figura 39: Configurazione finale modello veicolo completo, con sistema di iniezione semplificato.

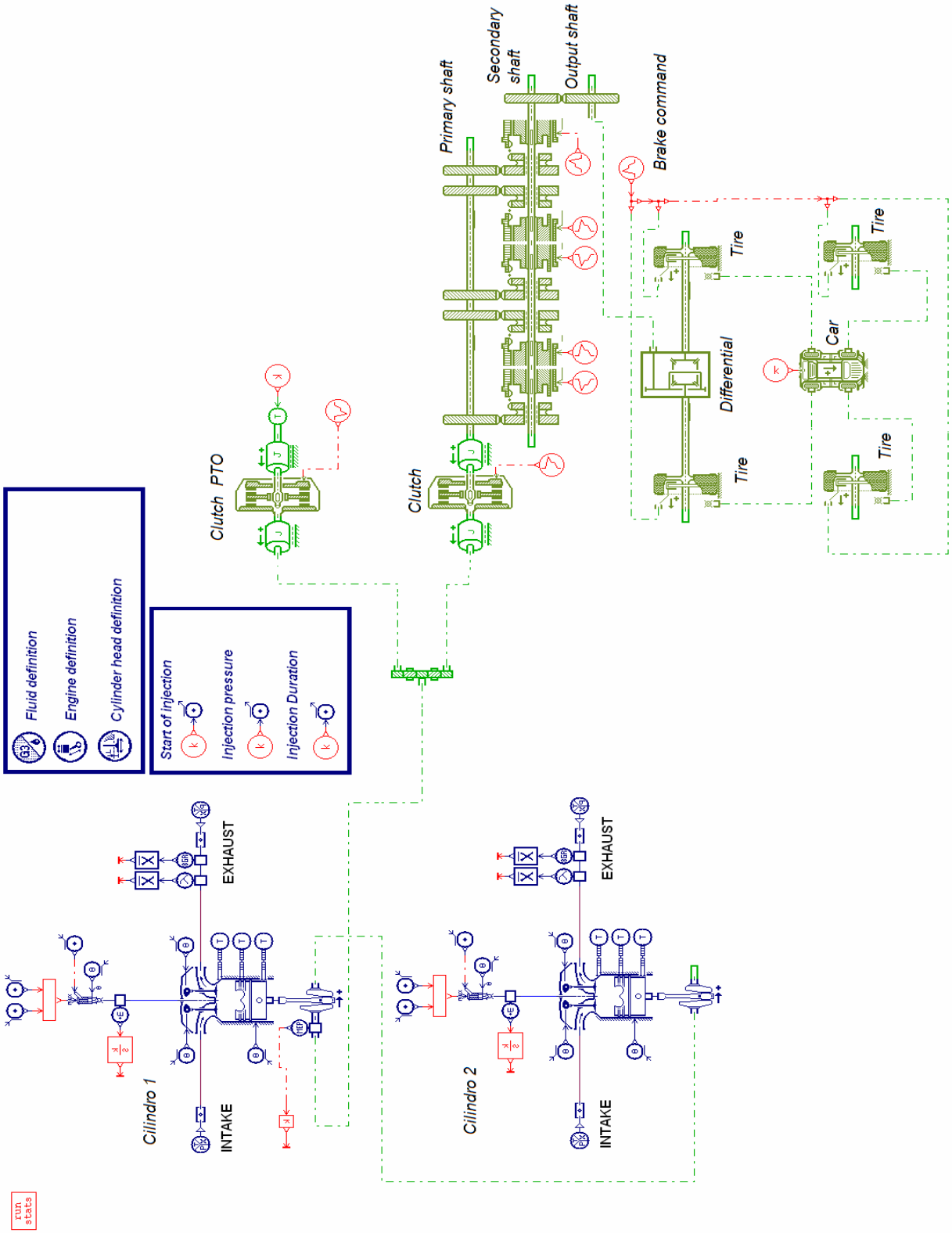


Figura 40: Configurazione finale modello veicolo completo, con sistema di iniezione semplificato ed innesto per PTO.

Capitolo 5

Simulazioni ed analisi dei risultati

Premessa

In questa sezione verranno mostrate le simulazioni realizzate sui modelli il cui principio di funzionamento è stato esposto nei capitoli precedenti.

Per quanto concerne la prima configurazione, messa a punto con il sistema di iniezione multijet, sono state realizzate simulazioni in varie condizioni operative. Ciò ha consentito di validare la bontà del modello stesso. Nel seguito, per brevità, verranno mostrati dei risultati ottenuti in condizione di carico massimo ad una velocità angolare del motore pari a circa 3600 giri/min (tipica della classe di motori oggetto d'indagine). È stata posta particolare attenzione nella valutazione del funzionamento degli apparati a monte dell'utenza (quindi lato motore). Ciò giustifica, come già accennato, il fatto di aver eseguito simulazioni su un orizzonte temporale di breve durata, ma sufficiente ad effettuare le indagini desiderate.

Diversa filosofia è stata seguita, invece, per quanto concerne le simulazioni effettuate sul modello realizzato con sistema di iniezione semplificato (seconda e terza configurazione). In questo caso si è valutato in dettaglio il funzionamento degli apparati posti a valle del motore. L'orizzonte temporale esplorato è stato, quindi, significativamente maggiore, rispetto al precedente caso. Ciò ha consentito di valutare la capacità del modello nel riprodurre le dinamiche relative al funzionamento dell'utenza.

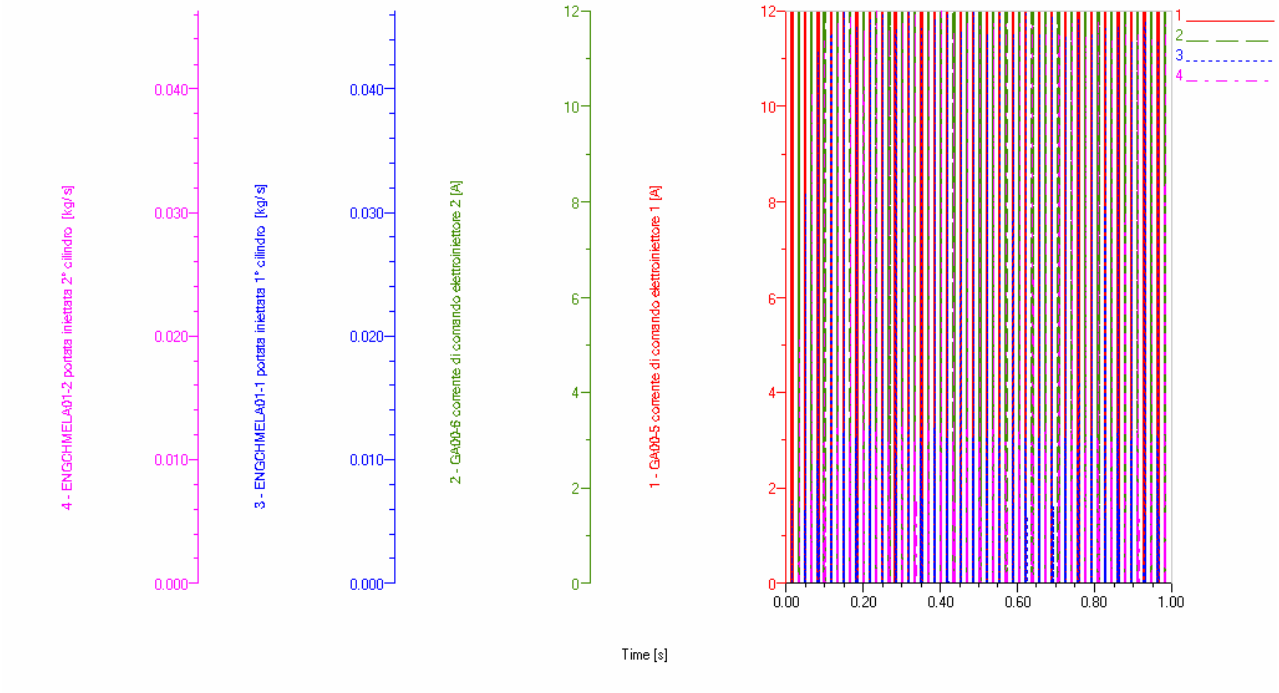
Di seguito si riportano le caratteristiche geometriche del motore esaminato.

Numero cilindri:	2
Cilindrata [cc]:	880
Alesaggio [mm]:	86
Corsa [mm]:	76
Rapporto di compressione:	20.3:1
Diametro valvola aspirazione [mm]:	37.2
Diametro valvola scarico [mm]:	33

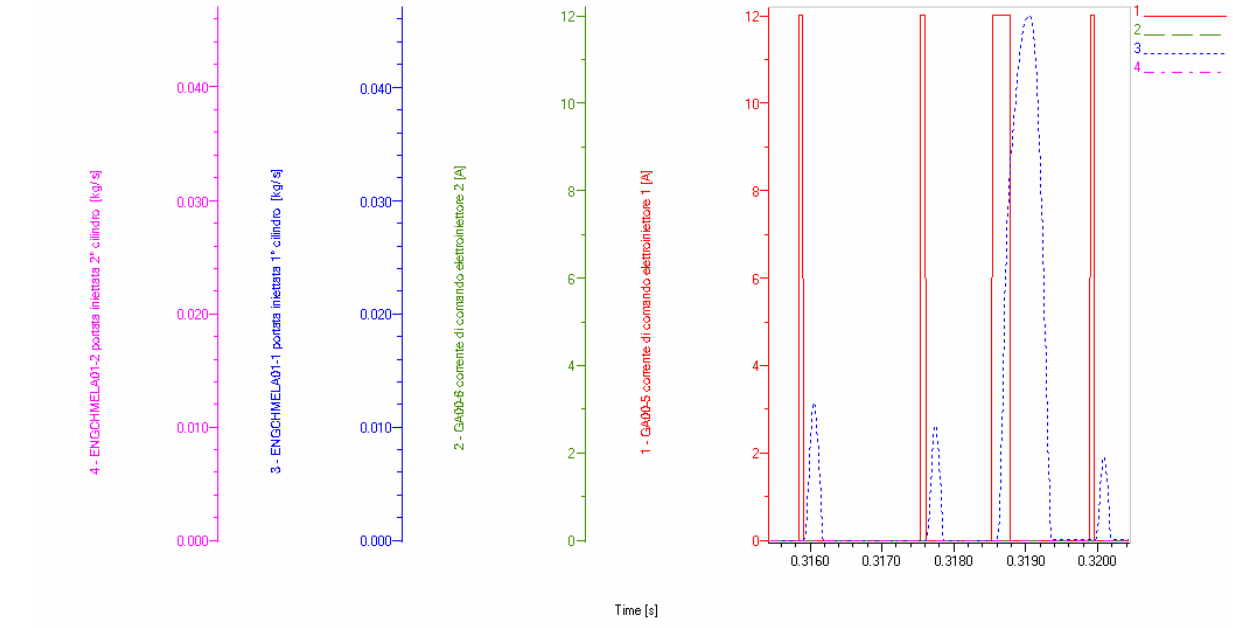
Simulazioni prima configurazione (lato motore)

Grafico 1:

corrente di comando elettroiniettori, portate iniettate cilindri.



Particolare relativo al primo cilindro:



Particolare relativo al secondo cilindro:

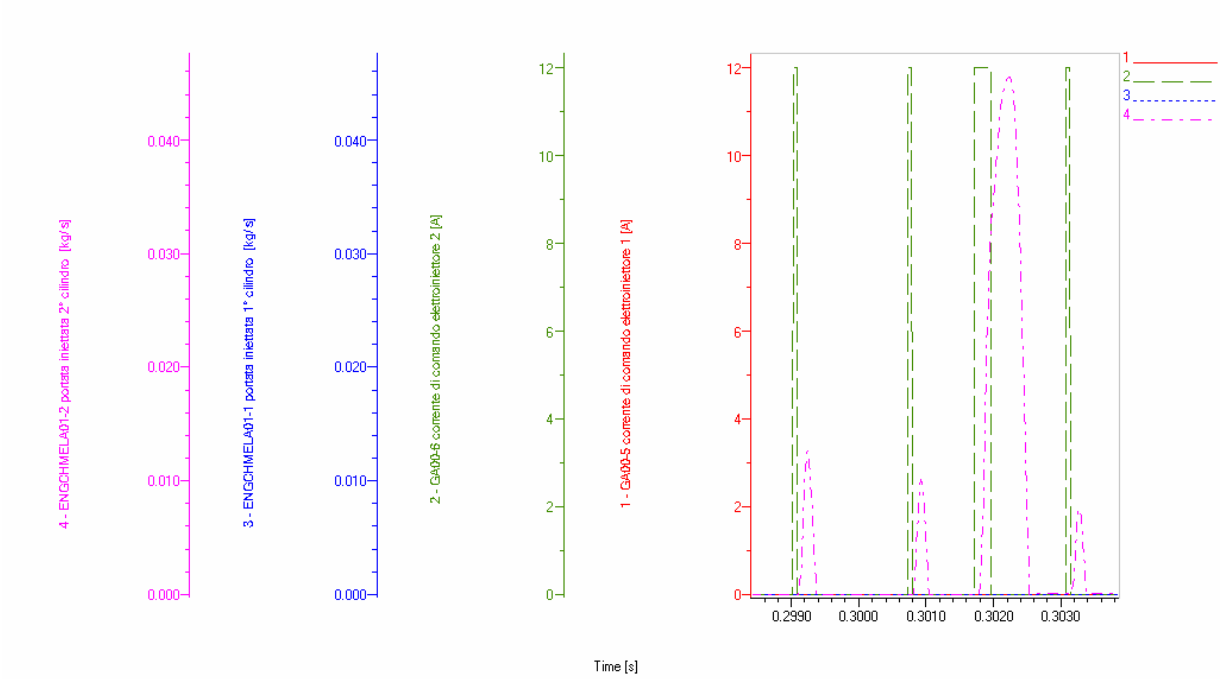
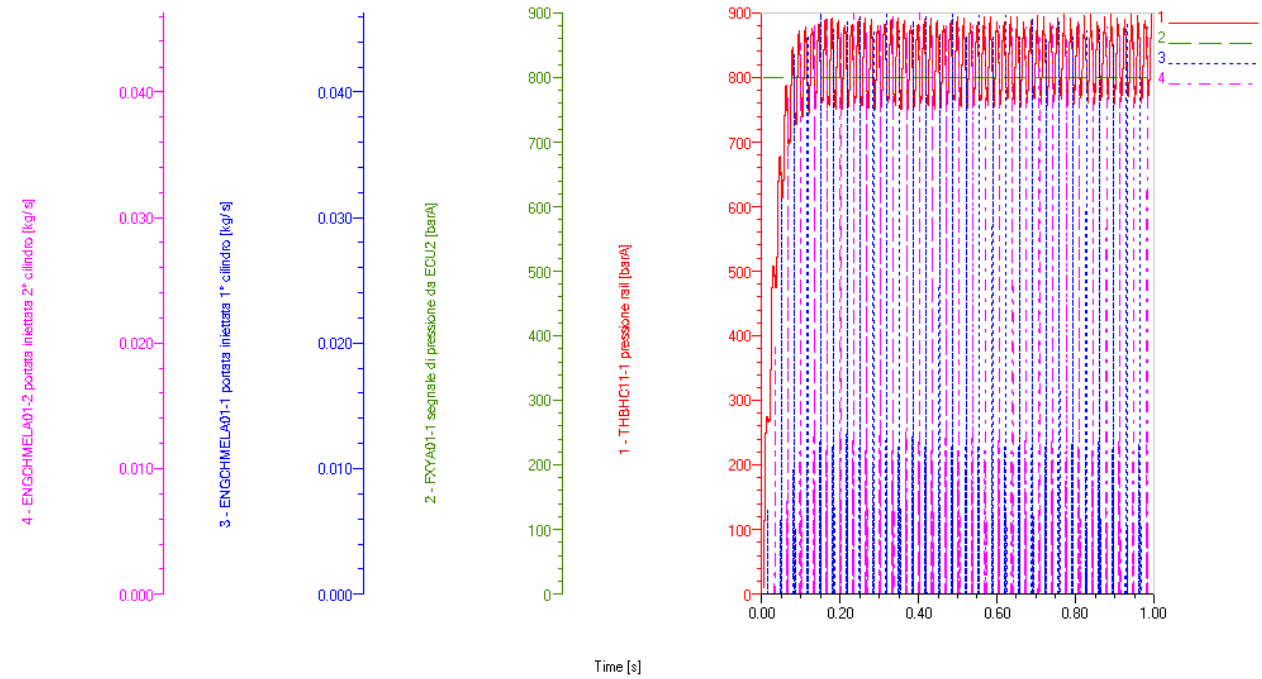
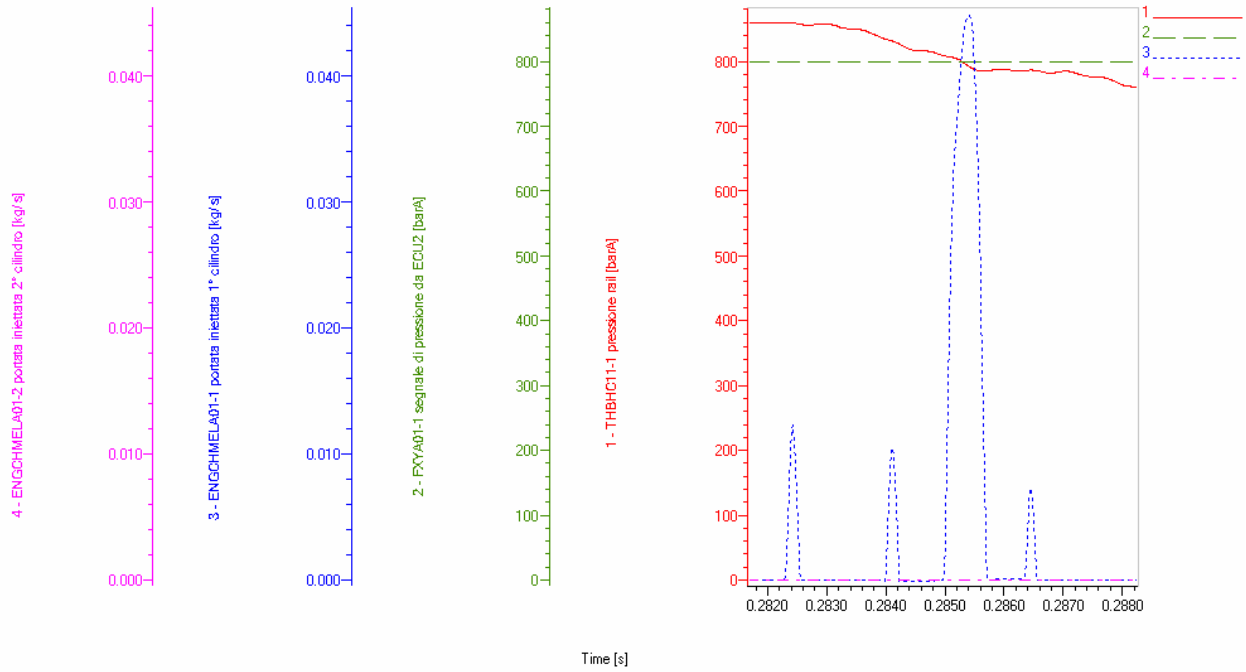


Grafico 2:

pressione rail, segnale di pressione da ECU2, portate iniettate cilindri.



Particolare relativo al primo cilindro:



Particolare relativo al secondo cilindro:

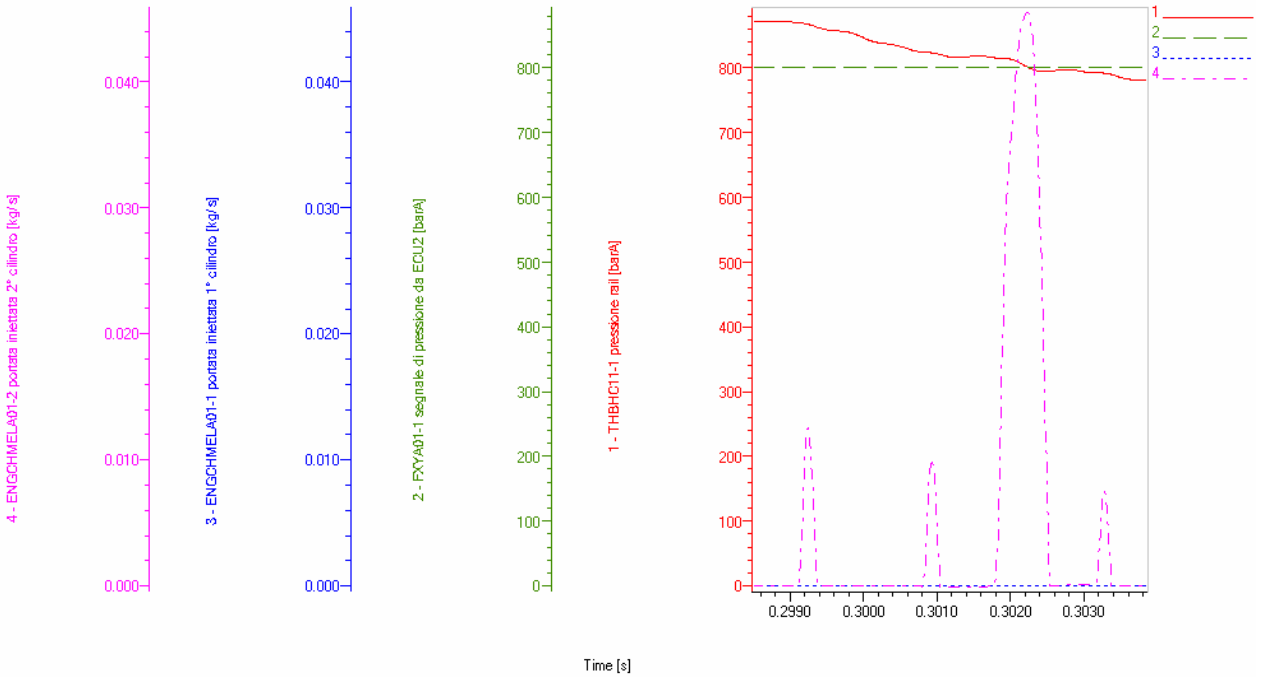
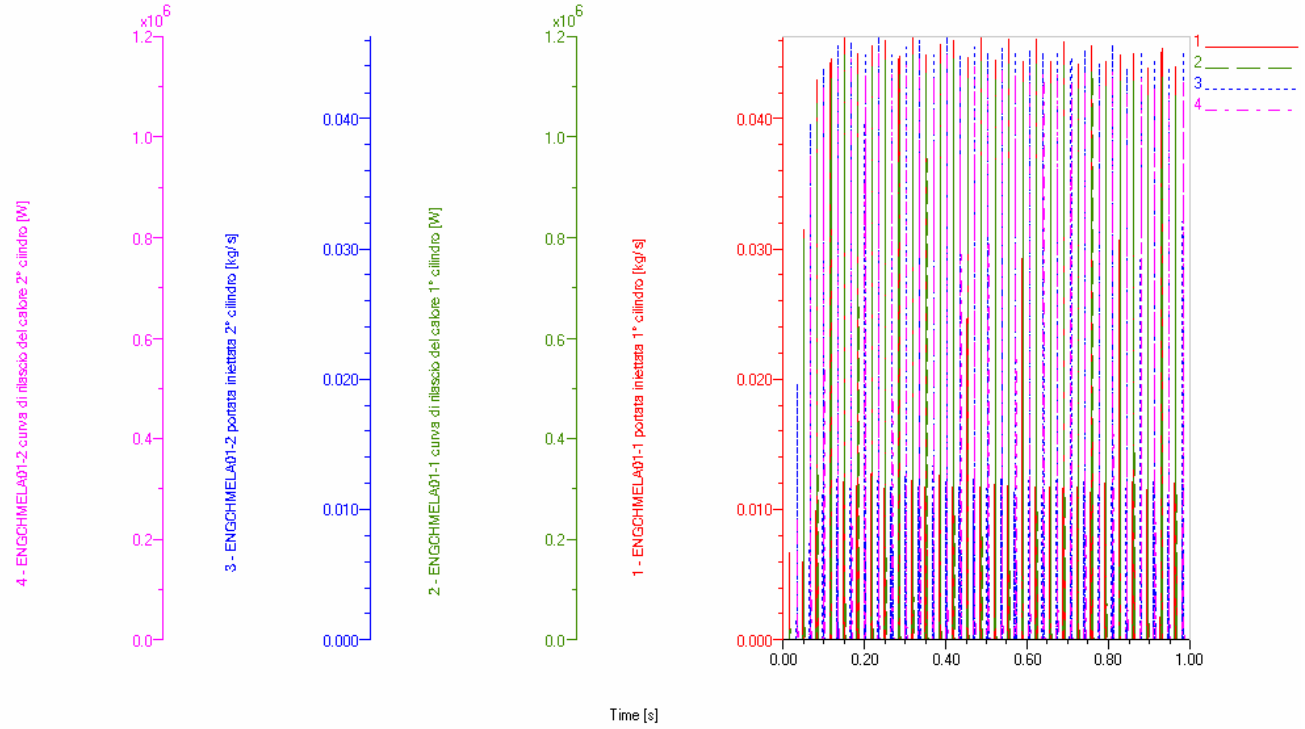
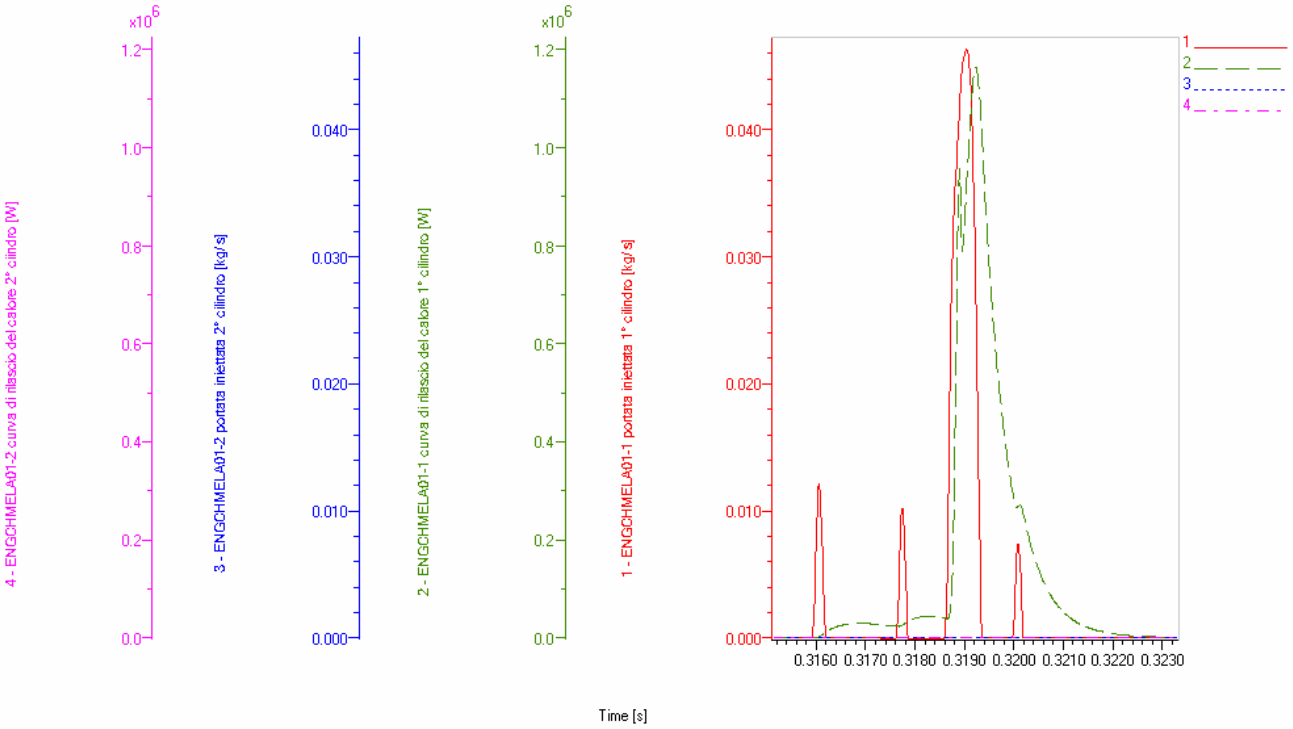


Grafico 3:

portate iniettate cilindri, curve di rilascio del calore.



Particolare relativo al primo cilindro:



Particolare relativo al secondo cilindro:

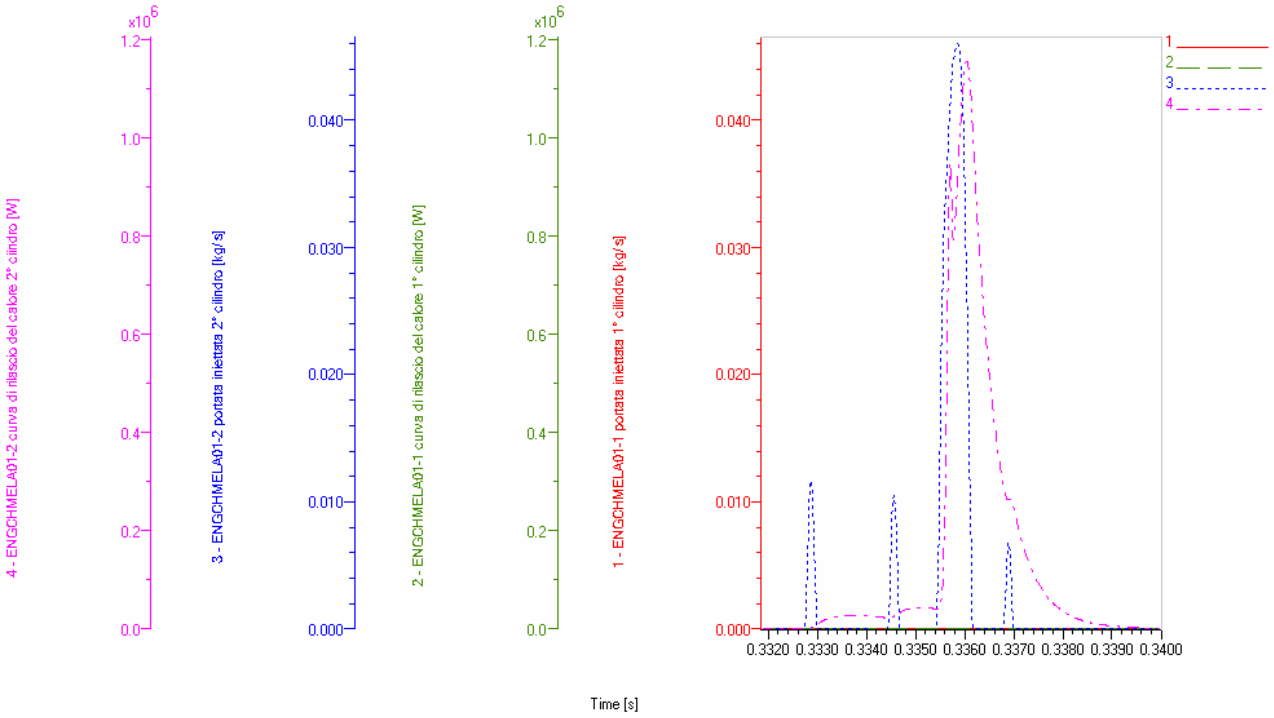
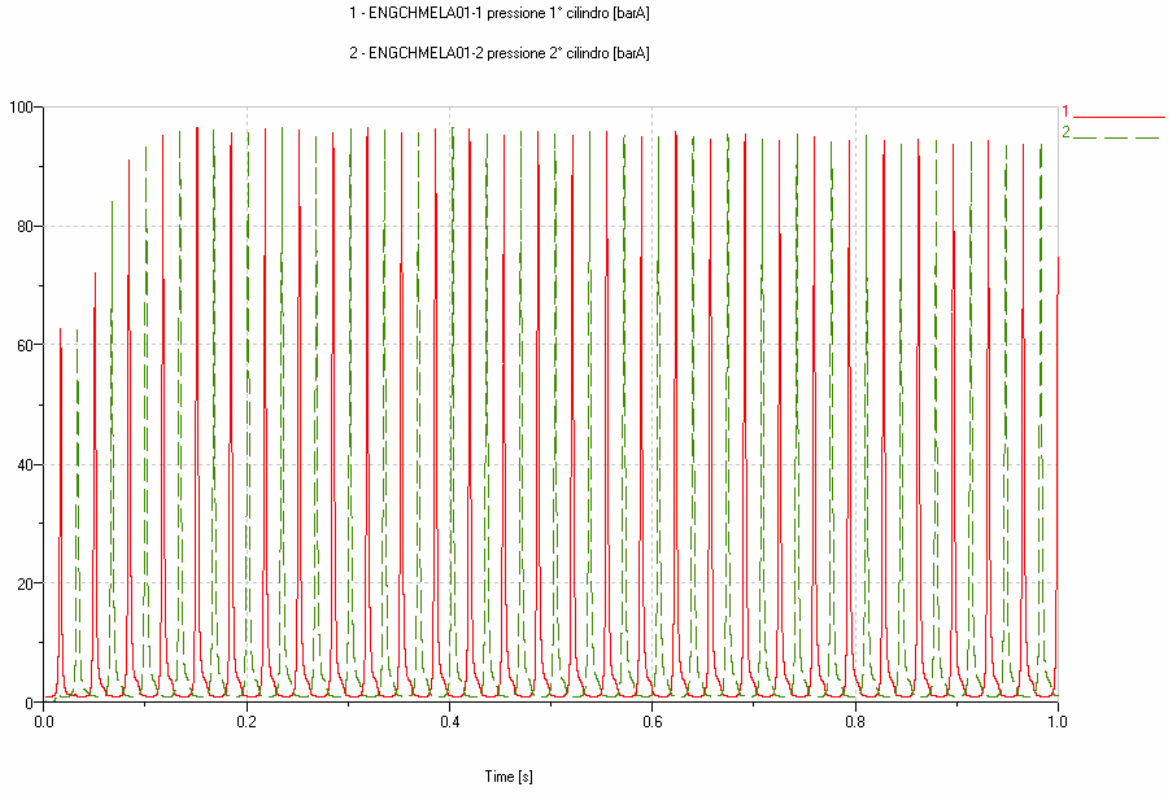
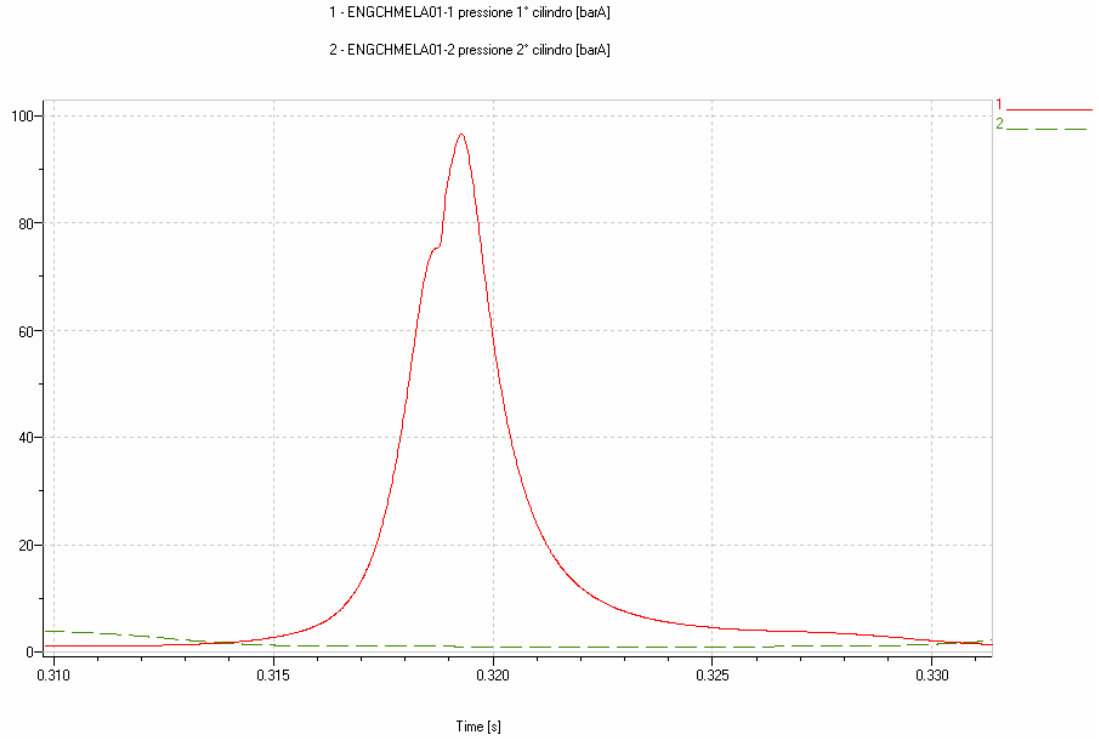


Grafico 4:
andamenti della pressione nei cilindri:



Particolare relativo al primo cilindro:



Particolare relativo al secondo cilindro:

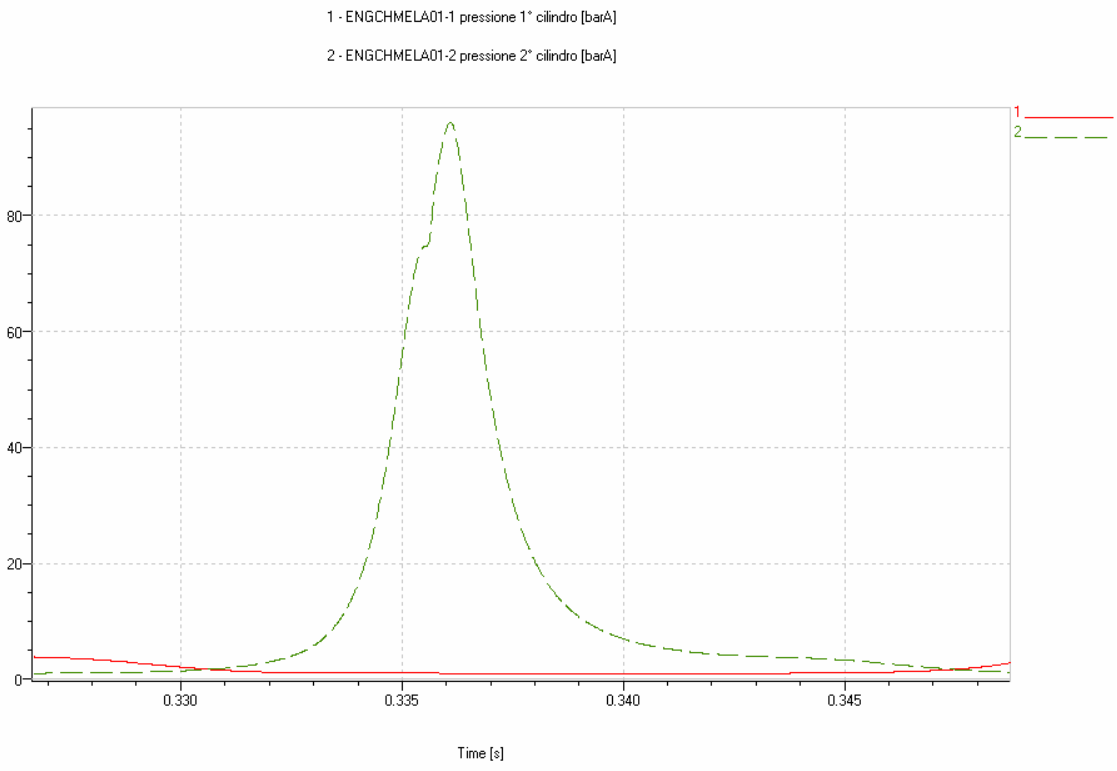
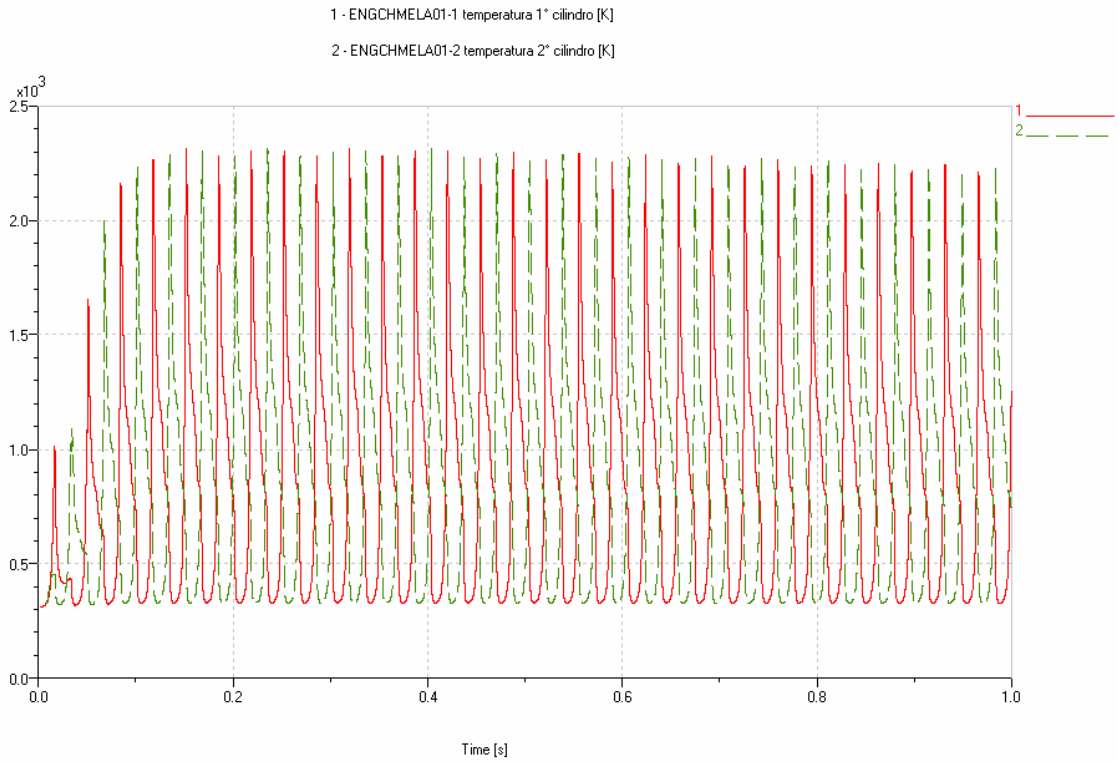


Grafico 5:

andamento della temperatura nei cilindri.



Particolare relativo ad un ciclo completo (720° di manovella):

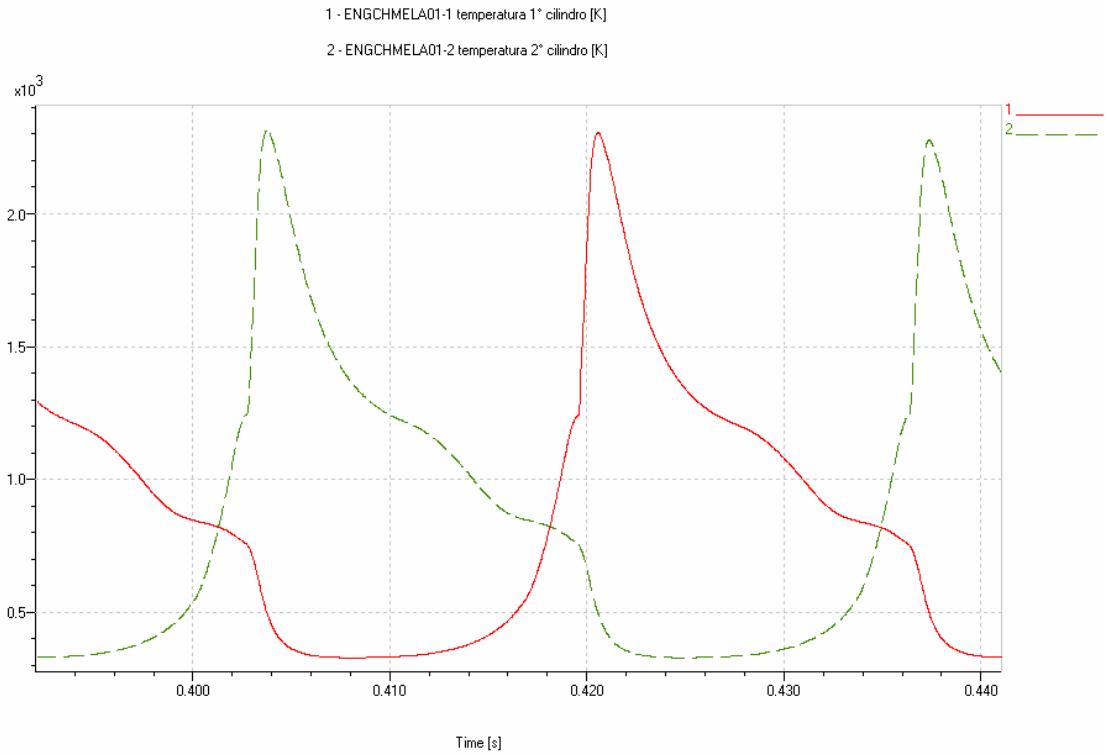
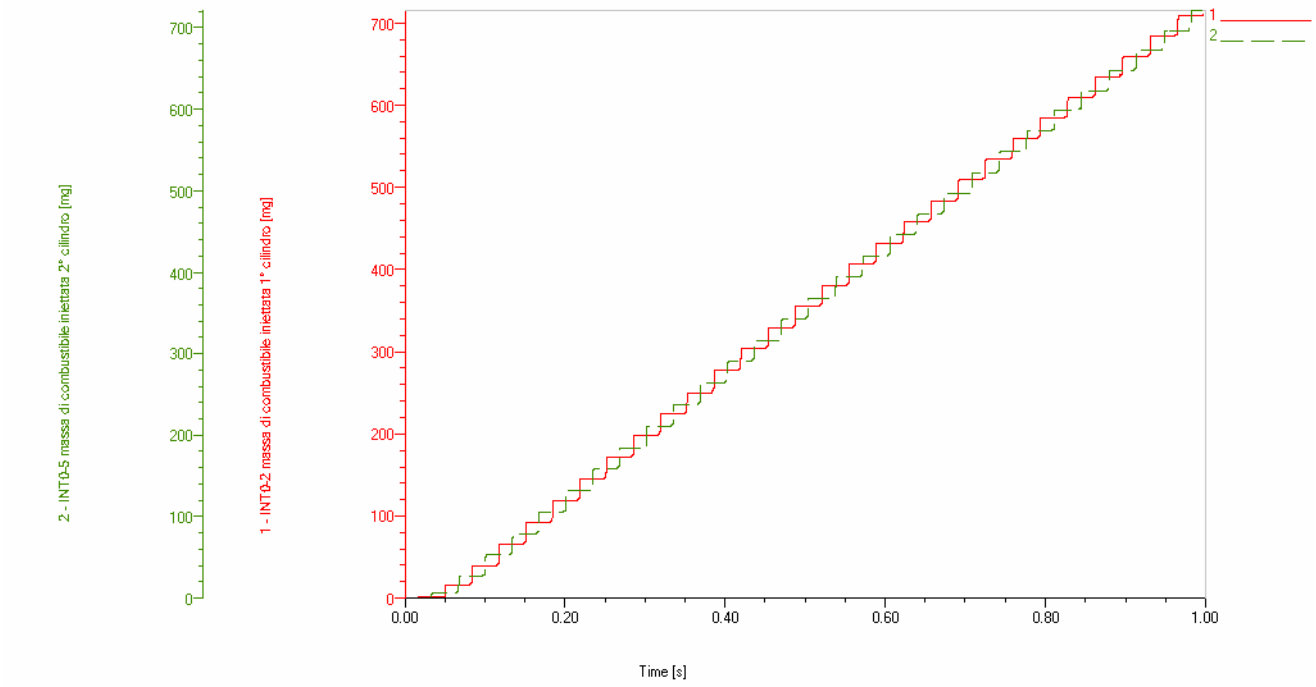
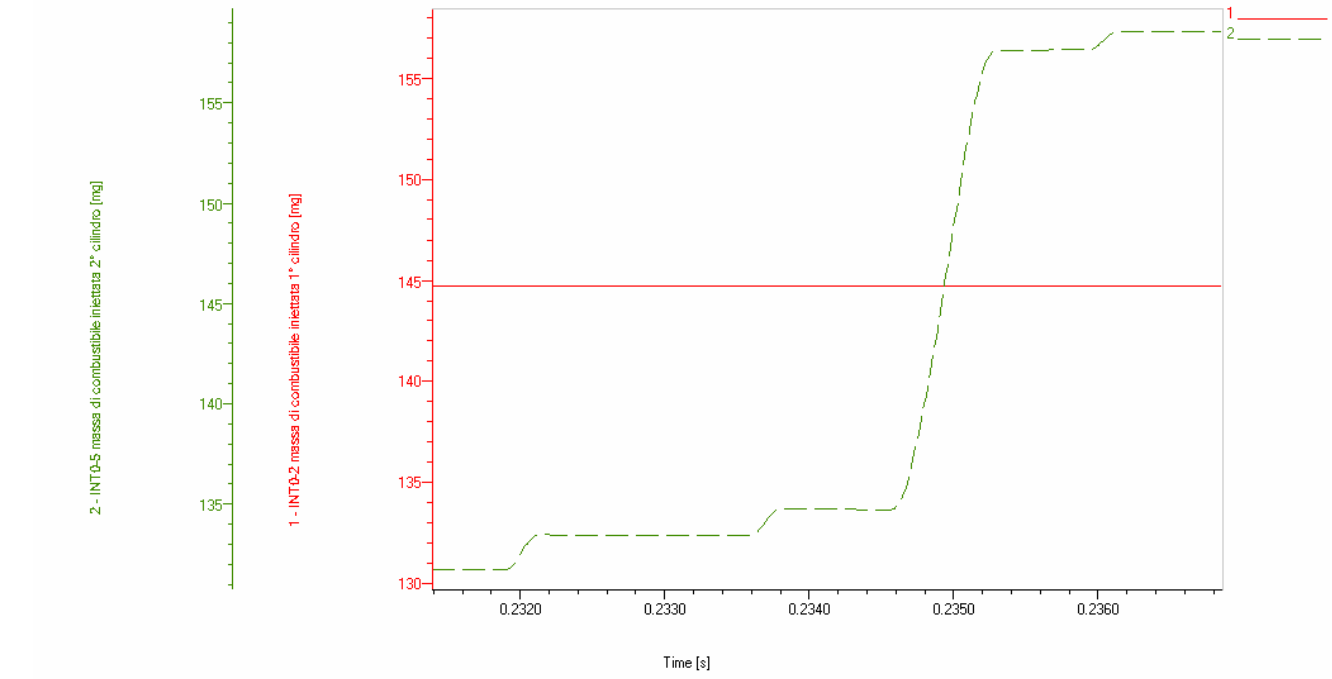


Grafico 6:

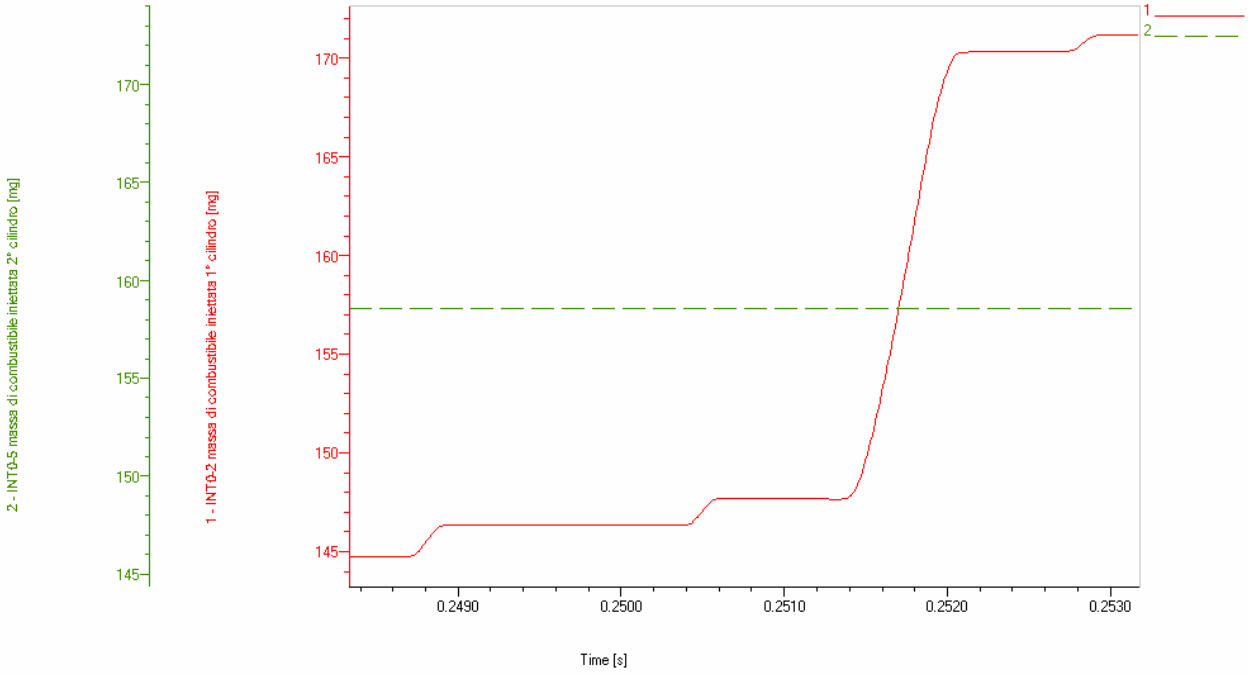
masse di combustibile iniettate.



Particolare relativo al primo cilindro:



Particolare relativo al secondo cilindro:



Simulazioni seconda configurazione(lato utenza-trazione)

Grafico 7:

legge di cambiata delle marce.

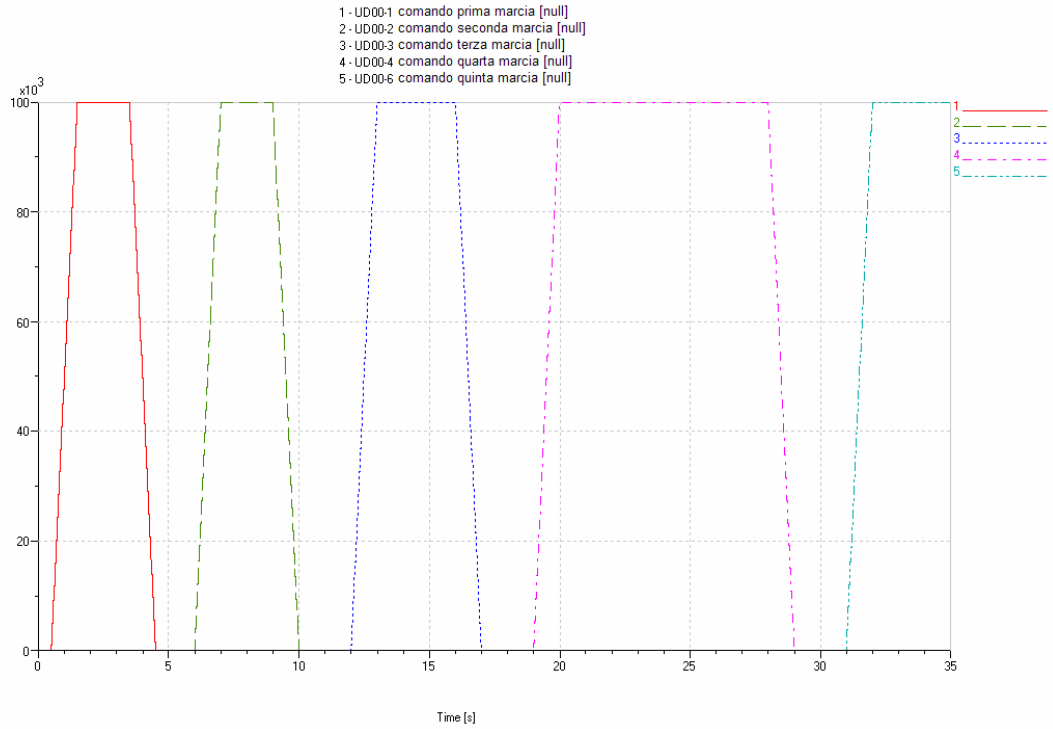
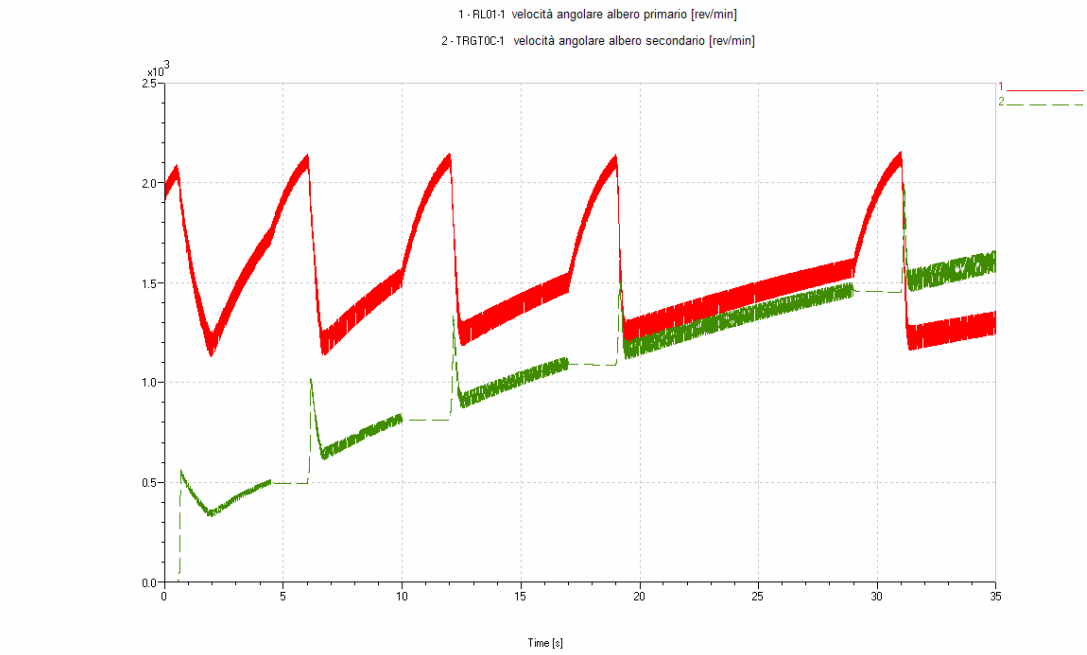


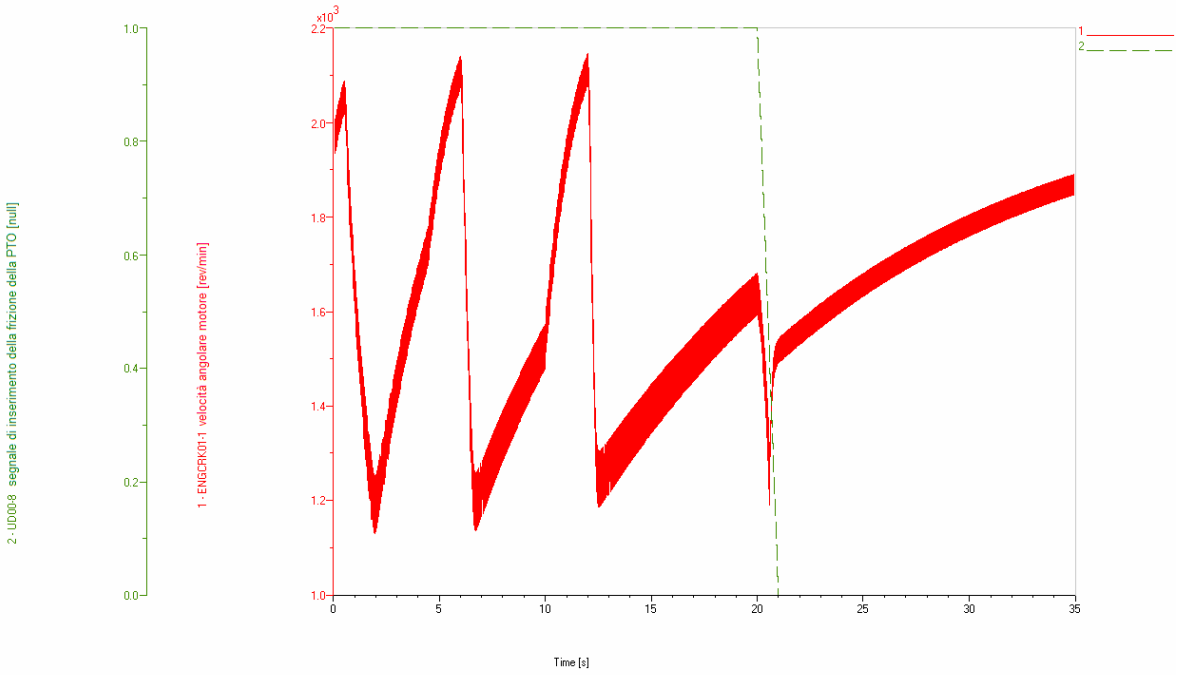
Grafico 8:

andamenti delle velocità angolari albero primario e secondario del cambio.



Simulazioni terza configurazione (lato utenza-trazione e PTO)

Grafico 9:
andamento della velocità angolare motore e del segnale di innesto della frizione della PTO (simulazione effettuata inserendo, lato trazione, le prime tre marce).



Conclusioni

La realizzazione dei modelli di simulazione ottenuti è stata eseguita per passi successivi.

Prima di procedere alla modellazione è stata progettata l'architettura di un sistema di iniezione ad alta pressione, a controllo elettronico, non convenzionale. Tale esigenza derivava dalla possibilità di applicare il sistema in questione, in grado di gestire quattro iniezioni per ciclo (MULTIJET), su motori Diesel di piccola cilindrata per uso agricolo ed industriale.

L'attività di modellazione, svolta utilizzando il codice di calcolo AMESim, ha richiesto l'impiego sia di componenti standard che di componenti appositamente creati mediante AMESet. Grazie a quest'ultimo software è stato, infatti, possibile realizzare una migliore aderenza dei modelli ai sistemi reali.

Terminata la modellazione e la validazione dello schema realizzato ci si è occupati di legare le prestazioni del sistema di iniezione esaminato alle prestazioni del motore. Ciò ha richiesta una riproposizione completa del modello al fine di integrare le informazioni desumibili dal sistema di iniezione con quelle richieste dal modello di previsione delle prestazioni del motore.

In questa fase è stato messo a punto un modello relativo a motori monocilindrici di piccola taglia (di cilindrata pari a 500cc). L'integrazione ottenuta, con il sottomodello rappresentativo del funzionamento della camera di combustione, ha consentito la valutazione dei parametri termo-fluido-dinamici di maggior interesse.

Al fine di estendere il ventaglio di applicazioni del modello messo a punto, si è proceduto a realizzare un modello in grado di simulare il funzionamento di un motore in configurazione bicilindrica. Ciò ha richiesto, come ovvio, una integrazione del modulo relativo alla centralina elettronica di controllo, dovendo, quest'ultima, gestire, per l'applicazione in questione, un database notevolmente più ampio. Tale modificazione ha consentito, altresì, di evidenziare la bontà del modello realizzato per la centralina di controllo, la quale presenta nella struttura di base dei dati il proprio elemento di flessibilità.

Infine si è proceduto a modellare l'utilizzatore allo scopo di valutare, anche, le dinamiche relative agli apparati posti a valle del motore, deputati alla trazione ed alla movimentazione, mediante PTO, di varie utenze, ottenendo un modello completo dell'intero "veicolo".

La prima integrazione con il modello, relativo alla simulazione delle prestazioni di un motore bicilindrico, ha interessato un modulo in grado di riprodurre fedelmente il funzionamento di un cambio meccanico di velocità a cinque rapporti. Come mostrano le simulazioni riportate nel capitolo 5, la complessità del modello, dal punto di vista computazionale, non ha consentito l'esplorazione di un orizzonte temporale sufficientemente ampio da poter evidenziare le dinamiche degli apparati a valle del motore.

Si è, quindi, proceduto con il realizzare una configurazione semplificata, "lato motore", per quanto concerne il modello del sistema di iniezione, il quale consentisse, comunque, di mantenere inalterati gli

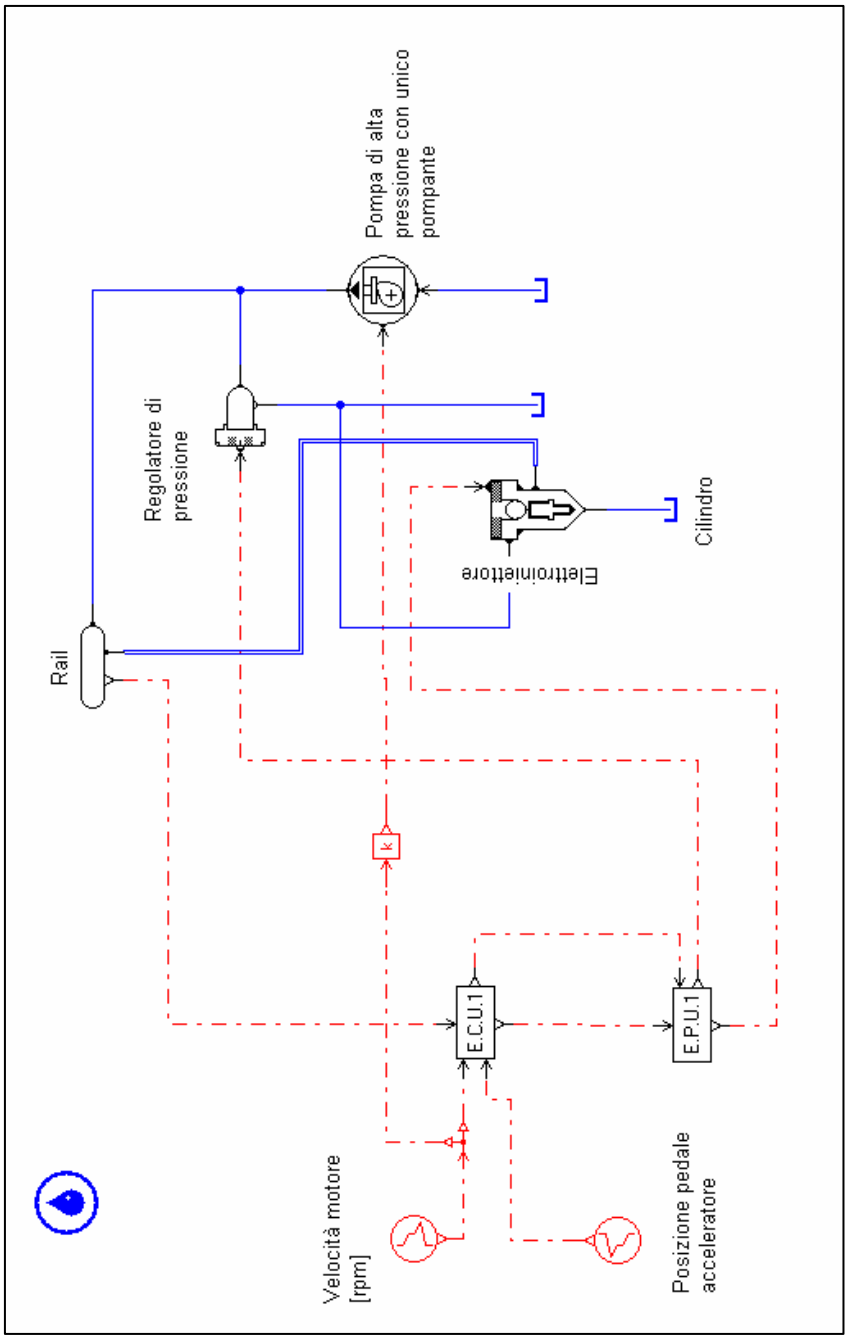
aspetti energetici.

Ciò ha permesso l'esplorazione di un orizzonte temporale sufficiente ad apprezzare il corretto funzionamento dell'utilizzatore, consentendo, inoltre, l'inserimento di un ulteriore modulo in grado di riprodurre l'innesto di una generica presa di forza.

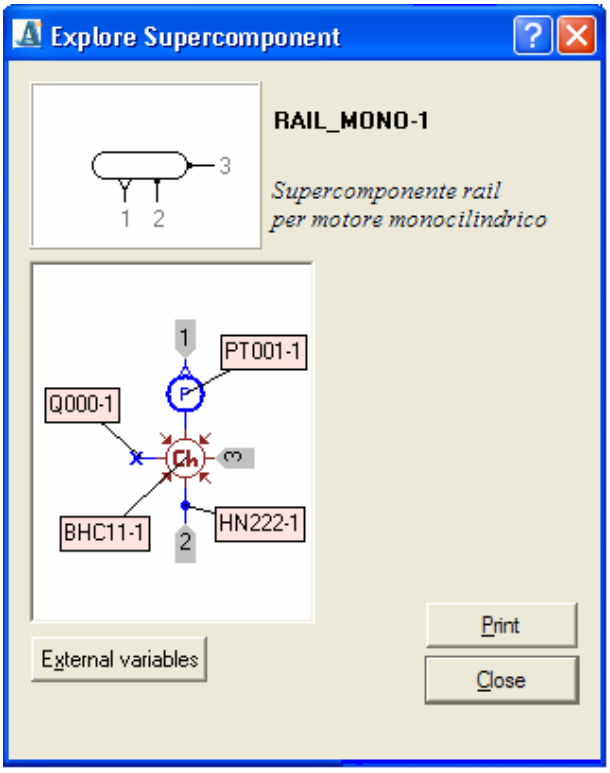
Concludendo si può affermare che i dati elaborati attraverso le molteplici simulazioni svolte, esplorando vari assetti operativi, hanno consentito di evidenziare le potenzialità del modello complessivo, così realizzato, nel valutare le possibili applicazioni di sistemi di iniezione ad alta pressione nel settore dei piccoli motori Diesel; settore di ampio interesse in ambito agricolo ed industriale.

Appendice A – Modello sistema di iniezione (motore monocilindrico)

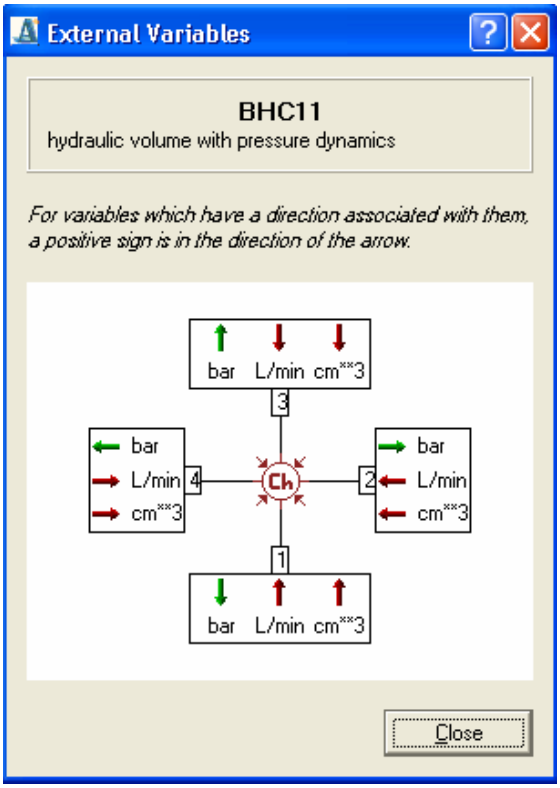
Modello completo (supercomponenti)



Supercomponente Rail



Elementi principali:



Variabili esterne:

Port	No	BHC11 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	pressure port 1	p1	bar	explicit state scalar	output	0.00000000000000e+000
1	2	flow rate port 1	q1	L/min	variable scalar	input	-
1	3	volume port 1	vol1	cm**3	variable scalar	input with default	0.000000e+00
2	1	duplicate of port 1 variable 1	p2	bar	duplicate [hidden]	output	-
2	2	flow rate port 2	q2	L/min	variable scalar	input	-
2	3	volume port 2	vol2	cm**3	variable scalar	input with default	0.000000e+00
3	1	duplicate of port 1 variable 1	p3	bar	duplicate [hidden]	output	-
3	2	flow rate port 3	q3	L/min	variable scalar	input	-
3	3	volume port 3	vol3	cm**3	variable scalar	input with default	0.000000e+00
4	1	duplicate of port 1 variable 1	p4	bar	duplicate [hidden]	output	-
4	2	flow rate port 4	q4	L/min	variable scalar	input	-
4	3	volume port 4	vol4	cm**3	variable scalar	input with default	0.000000e+00

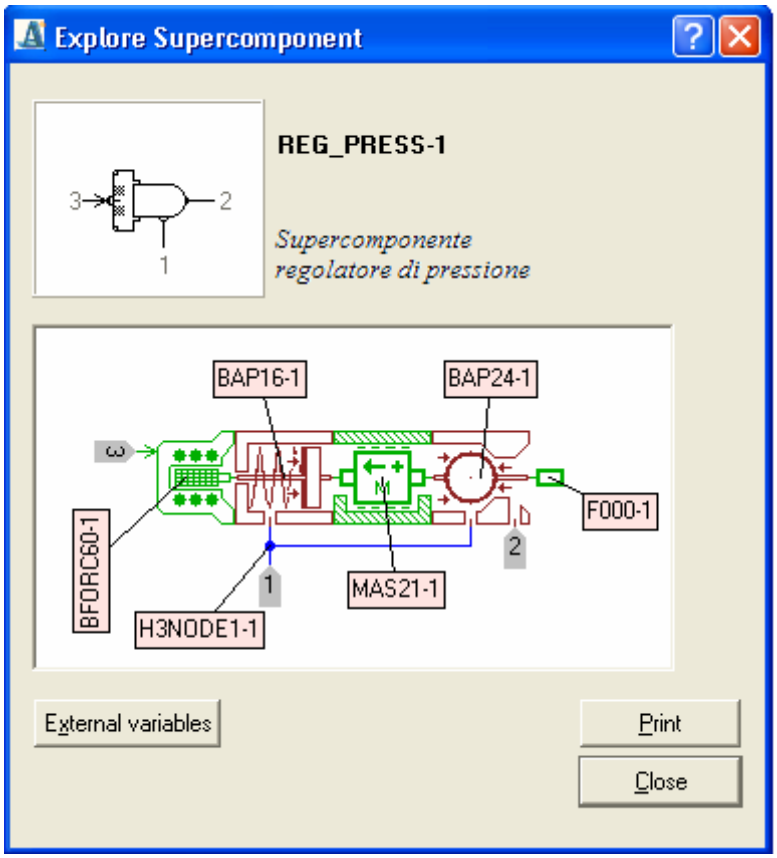
Variabili interne :

No	BHC11 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	volume of hydraulic chamber	vol	cm**3	variable scalar	-
2	activity of hydraulic capacitance (chamber)	actCchamber	J	activity variable scalar	-

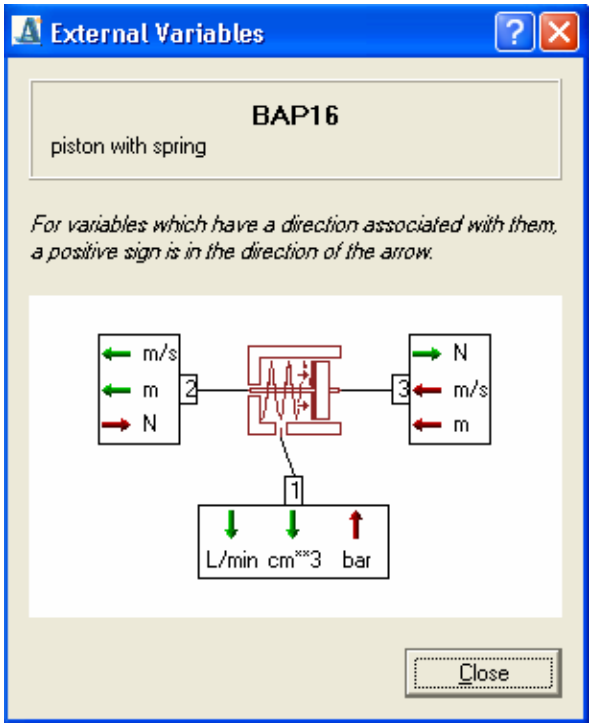
Parametri reali :

No	BHC11 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	dead volume	vol0	cm**3	1.00000000000000e+001

Supercomponente regolatore di pressione



Elementi principali:



Variabili esterne:

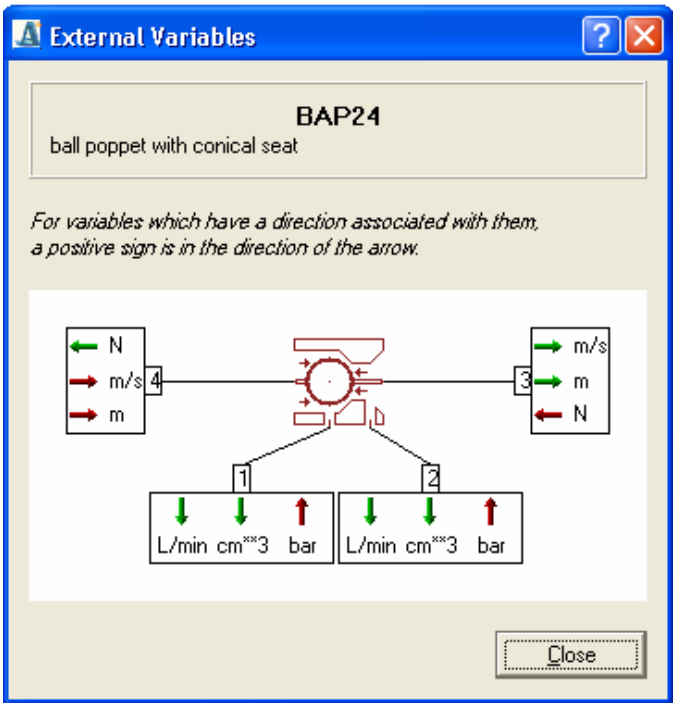
Port	No	BAP16 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	flow rate port 1	q1	L/min	variable scalar	output	-
1	2	volume port 1	vol1	cm**3	variable scalar	output	-
1	3	pressure port 1	p1	bar	variable scalar	input	-
2	1	duplicate of port 3 variable 2	v2	m/s	duplicate [hidden]	output	-
2	2	duplicate of port 3 variable 3	x2	m	duplicate [hidden]	output	-
2	3	force port 2	f2	N	variable scalar	input	-
3	1	force port 3	f3	N	variable scalar	output	-
3	2	velocity port 3	v3	m/s	variable scalar	input	-
3	3	displacement port 3	x3	m	variable scalar	input	-

Variabili interne :

No	BAP16 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	length of chamber	length	mm	variable scalar	-
2	activity of mechanical capacitance (spring)	actCspring	J	activity variable scalar	-

Parametri reali :

No	BAP16 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	piston diameter	dp	mm	1.00000000000000e+01
2	rod diameter	dr	mm	5.00000000000000e+00
3	spring stiffness	k	N/mm	1.00000000000000e+00
4	spring force at zero displacement	f0	N	1.00000000000000e+00
5	chamber length at zero displacement	x0	mm	0.00000000000000e+00



Variabili esterne:

Port	No	BAP24 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	flow rate port 1	q1	L/min	variable scalar	output	-
1	2	volume port 1	vol1	cm**3	variable scalar	output	-
1	3	pressure port 1	p1	bar	variable scalar	input	-
2	1	flow rate port 2	q2	L/min	variable scalar	output	-
2	2	volume port 2	vol2	cm**3	variable scalar	output	-
2	3	pressure port 2	p2	bar	variable scalar	input	-
3	1	duplicate of port 4 variable 2	v3	m/s	duplicate [hidden]	output	-
3	2	duplicate of port 4 variable 3	x3	m	duplicate [hidden]	output	-
3	3	force port 3	f3	N	variable scalar	input	-
4	1	force port 4	f4	N	variable scalar	output	-
4	2	velocity port 4	v4	m/s	variable scalar	input	-
4	3	displacement port 4	x4	m	variable scalar	input	-

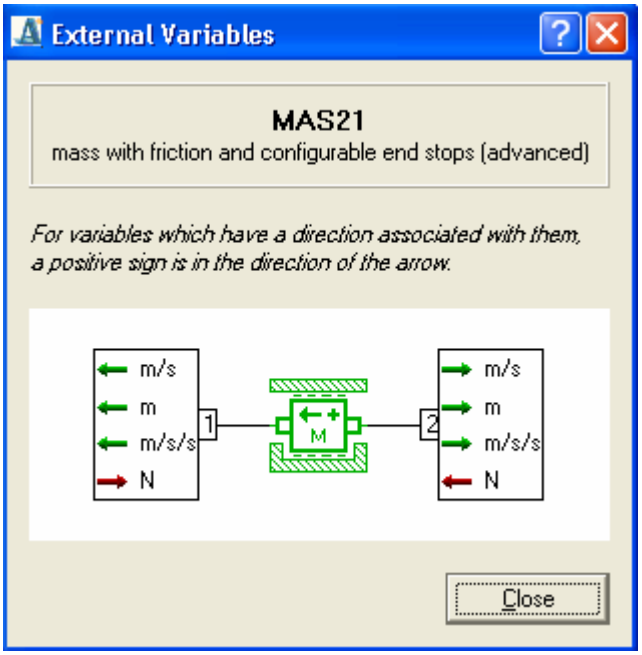
Variabili interne :

No	BAP24 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	poppet lift	xlift	mm	variable scalar	-
2	flow area	area	mm**2	variable scalar	-
3	flow coefficient (Cq)	cq	null	variable scalar	-
4	flow number (lambda)	lambda	null	variable scalar	-

5	mean fluid velocity	flv	m/s	variable scalar	-
6	flow force	fjet	N	variable scalar	-
7	activity of hydraulic dissipation (orif)	actRorif	J	activity variable scalar	-

Parametri reali :

No	BAP24 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	seat diameter (hole)	ds	mm	5.00000000000000e+00
2	seat semi-angle (between 0 and 90)	theta	degree	4.50000000000000e+01
3	ball diameter	db	mm	1.00000000000000e+01
4	rod diameter (opposite to seat)	drp	mm	0.00000000000000e+00
5	rod diameter (seat side)	drs	mm	0.00000000000000e+00
6	maximum flow coefficient	cqmax	null	7.00000000000000e-01
7	critical flow number	lamdac	null	1.00000000000000e+02
8	opening (underlap) corresponding to zero displacement	xlift0	mm	0.00000000000000e+00
9	opening for minimum area	xmin	mm	0.00000000000000e+00
10	opening for maximum area	xmax	mm	1.00000000000000e+30
11	jet force coefficient	kjet	null	0.00000000000000e+00
12	volume at port 1 corresponding to zero lift	vol10	cm**3	1.00000000000000e+00
13	volume at port 2 corresponding to zero lift	vol20	cm**3	0.00000000000000e+00



Variabili esterne:

Port	No	MAS21 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	sign reversed duplicate of port 2 variable 1	v1	m/s	duplicate [hidden]	output	-
1	2	sign reversed duplicate of port 2 variable 2	x1	m	duplicate [hidden]	output	-
1	3	sign reversed duplicate of port 2 variable 3	acc1	m/s/s	duplicate [hidden]	output	-
1	4	force port 1	fext1	N	variable scalar	input	-
2	1	velocity port 2	v2	m/s	explicit state scalar	output	0.00000000000000e+000
2	2	displacement port 2	x2	m	explicit state scalar	output	0.00000000000000e+000
2	3	acceleration port 2	acc2	m/s/s	variable scalar	output	-
2	4	force port 2	fext2	N	variable scalar	input	-

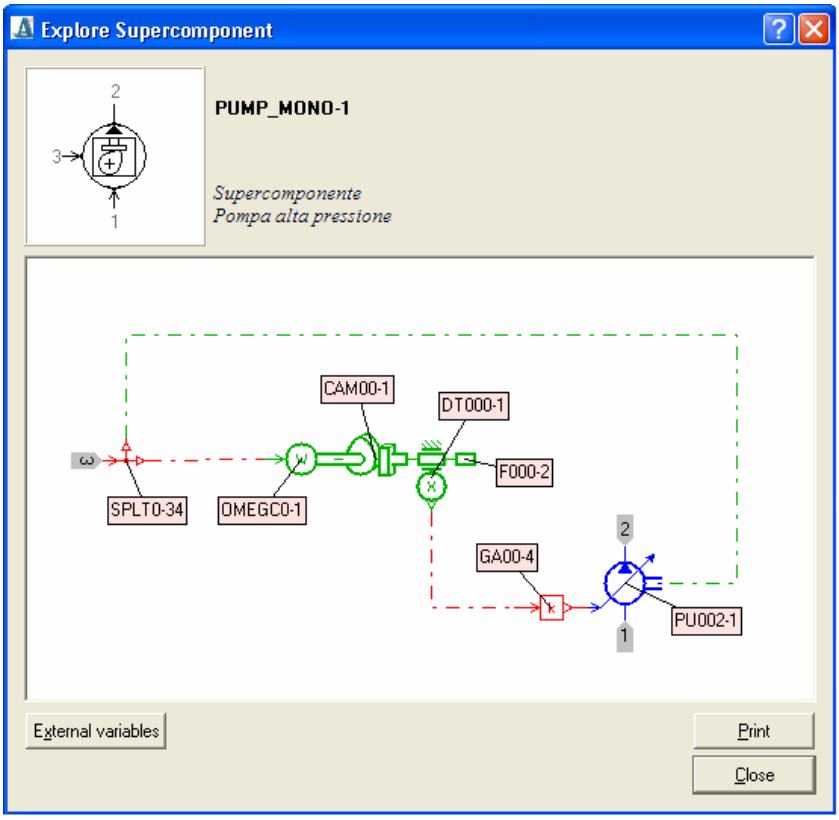
Variabili interne :

No	MAS21 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	dry frictions (stiction/dynamic)	ffric	N	variable scalar	-
2	Stick flag (1:stick;0:slip)	stick	null	variable scalar	-
3	activity of mechanical dissipation (frict)	actRfrict	J	activity variable scalar	-
4	activity of mechanical inertia (mass)	actImass	J	activity variable scalar	-

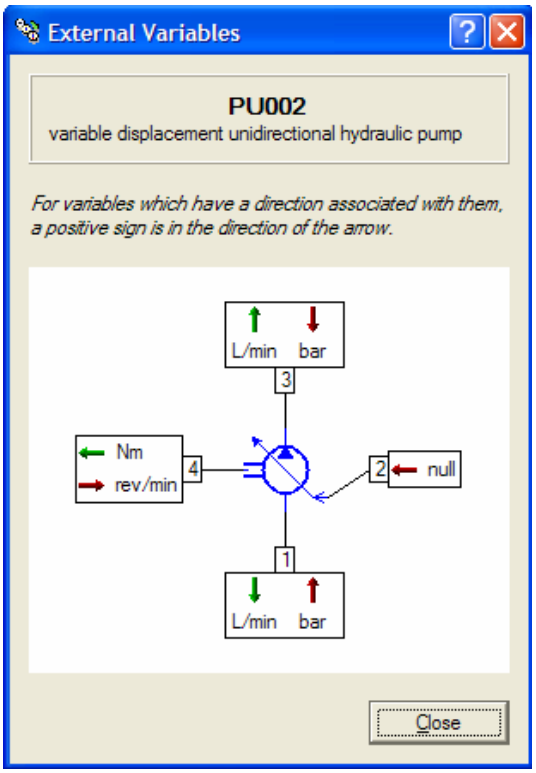
Parametri reali :

No	MAS21 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	mass	mass	kg	1.00000000000000e+000
2	stiction friction force (static)	fstick	N	0.00000000000000e+000
3	Coulomb friction force (dynamic)	fcoul	N	0.00000000000000e+000
4	viscous friction	rvisc	N/(m/s)	1.00000000000000e+003
5	windage friction	wind	N/(m/s)**2	0.00000000000000e+000
6	stick velocity threshold	dvel	m/s	1.00000000000000e-006
7	Stribeck constant	astrib	m/s	1.00000000000000e-003
8	lower displacement limit	xmin	m	-1.00000000000000e+000
9	higher displacement limit	xmax	m	1.00000000000000e+000
10	inclination (+90 port 1 lowest -90 port 1 highest)	theta	degree	0.00000000000000e+000

Supercomponente pompa di alta pressione



Elementi principali:



Variabili esterne:

Port	No	PU002 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	sign reversed duplicate of port 3 variable 1	qin	L/min	duplicate [hidden]	output	-
1	2	pressure at port 1	pin	bar	variable scalar	input	-
2	1	signal input	sigin	null	variable scalar	input	-
3	1	flow rate at port 3	qout	L/min	variable scalar	output	-
3	2	pressure at port 3	pout	bar	variable scalar	input	-
4	1	shaft torque	torque	Nm	variable scalar	output	-
4	2	shaft speed	speed	rev/min	variable scalar	input	-

Variabili interne :

No	PU002 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	fraction swash	swash	null	variable scalar	-

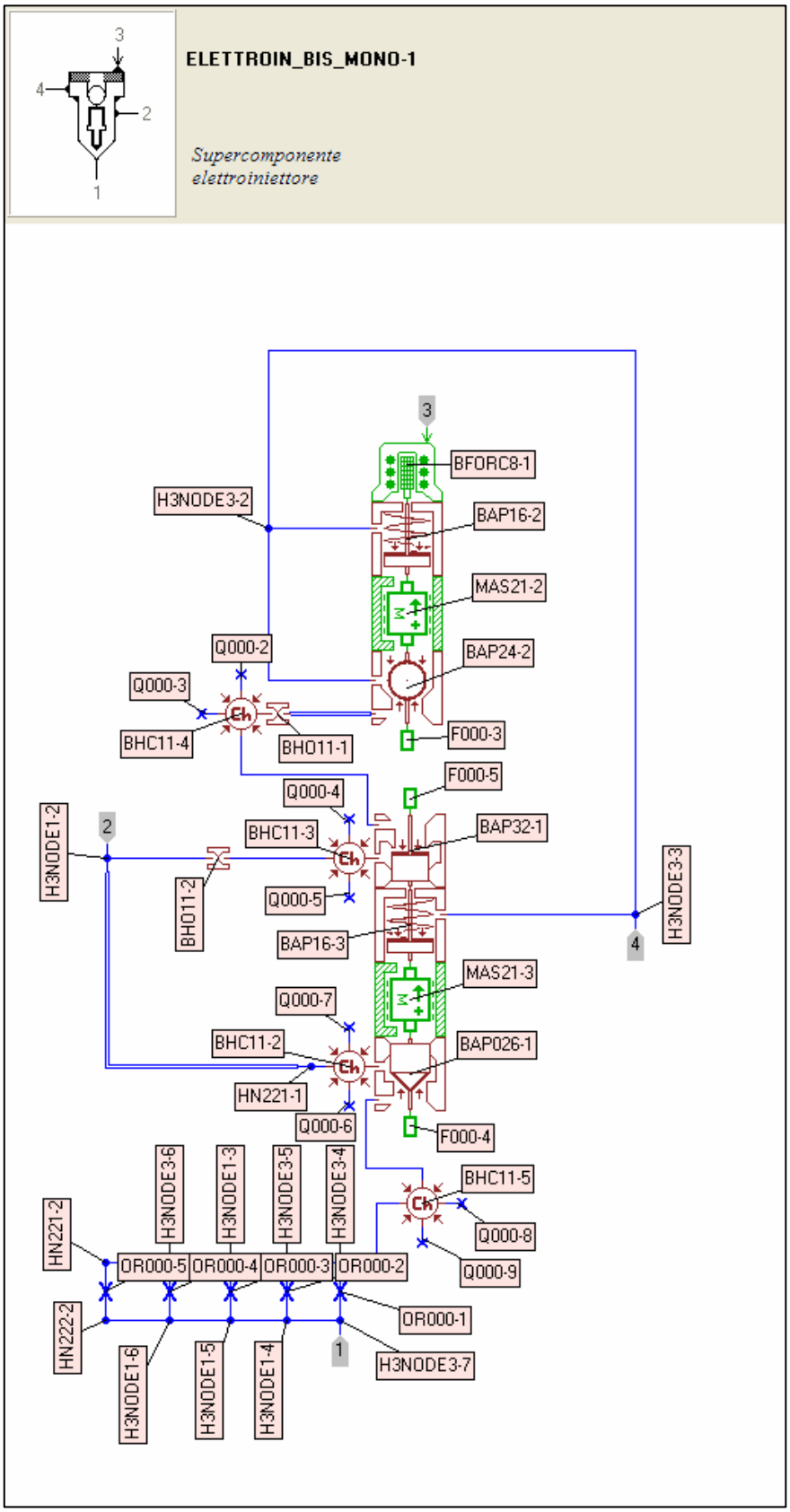
Parametri reali :

No	PU002 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	pump displacement	displ	cc/rev	1.00000000000000e+002
2	typical pump speed	wtyp	rev/min	1.00000000000000e+003

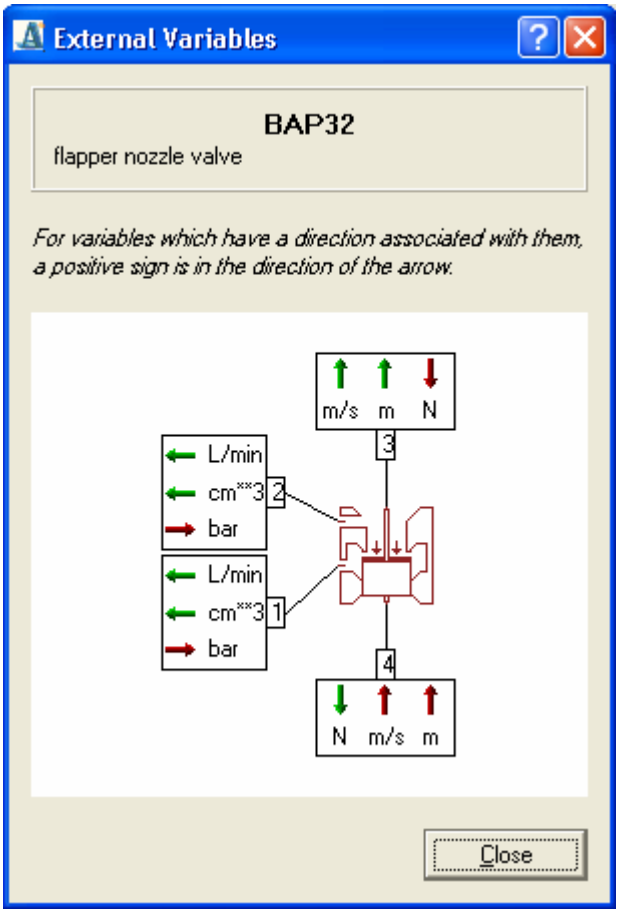
Parametri interi :

No	PU002 : Integer parameters	Variable name	Default value
1	index of hydraulic fluid	indexf	0

Supercomponente elettroiniettore



Elementi principali:



Variabili esterne:

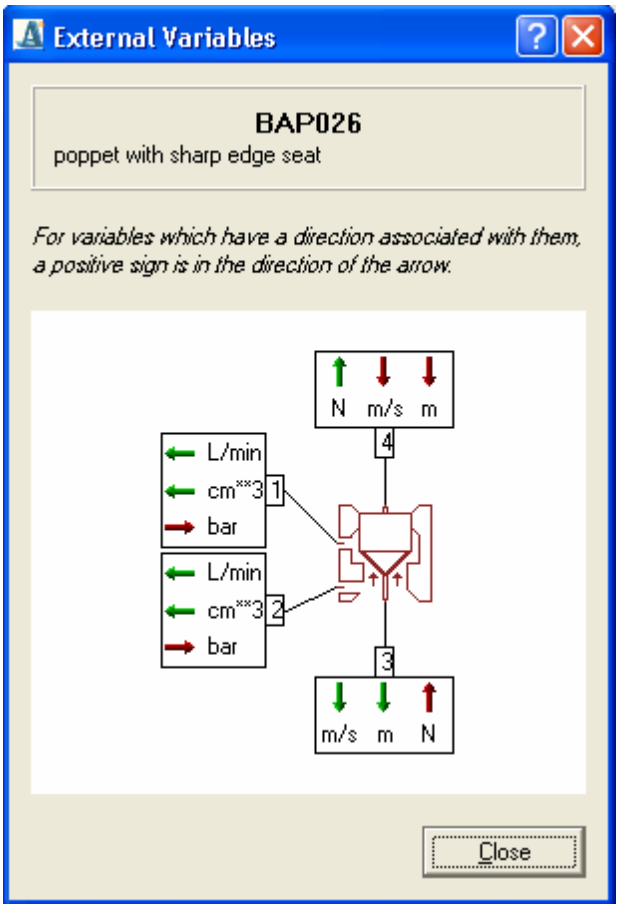
Port	No	BAP32 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	flow rate port 1	q1	L/min	variable scalar	output	-
1	2	volume port 1	vol1	cm**3	variable scalar	output	-
1	3	pressure port 1	p1	bar	variable scalar	input	-
2	1	flow rate port 2	q2	L/min	variable scalar	output	-
2	2	volume port 2	vol2	cm**3	variable scalar	output	-
2	3	pressure port 2	p2	bar	variable scalar	input	-
3	1	duplicate of port 4 variable 2	v3	m/s	duplicate [hidden]	output	-
3	2	duplicate of port 4 variable 3	x3	m	duplicate [hidden]	output	-
3	3	force port 3	f3	N	variable scalar	input	-
4	1	force port 4	f4	N	variable scalar	output	-
4	2	velocity port 4	v4	m/s	variable scalar	input	-
4	3	displacement port 4	x4	m	variable scalar	input	-

Variabili interne :

No	BAP32 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	flapper lift	xlift	mm	variable scalar	-
2	flow area	area	mm**2	variable scalar	-
3	flow coefficient (Cq)	cq	null	variable scalar	-
4	flow number (lambda)	lambda	null	variable scalar	-
5	mean fluid velocity	flv	m/s	variable scalar	-
6	activity of hydraulic dissipation (orif)	actRorif	J	activity variable scalar	-

Parametri reali :

No	BAP32 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	internal diameter of the nozzle (hole)	di	mm	6.00000000000000e+00
2	rod diameter (nozzle side)	dr	mm	0.00000000000000e+00
3	diameter of the flapper	df	mm	1.00000000000000e+01
4	maximum flow coefficient	cqmax	null	7.00000000000000e-01
5	critical flow number	lamdac	null	1.00000000000000e+02
6	opening (underlap) corresponding to zero displacement	xlift0	mm	0.00000000000000e+00
7	opening for minimum area	xmin	mm	0.00000000000000e+00
8	opening for maximum area	xmax	mm	1.00000000000000e+30
9	volume at port 1 corresponding to zero lift	vol10	cm**3	0.00000000000000e+00
10	volume at port 2 corresponding to zero lift	vol20	cm**3	0.00000000000000e+00



Variabili esterne:

Port	No	BAP026 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	flow rate port 1	q1	L/min	variable scalar	output	-
1	2	volume port 1	vol1	cm**3	variable scalar	output	-
1	3	pressure port 1	p1	bar	variable scalar	input	-
2	1	flow rate port 2	q2	L/min	variable scalar	output	-
2	2	volume port 2	vol2	cm**3	variable scalar	output	-
2	3	pressure port 2	p2	bar	variable scalar	input	-
3	1	duplicate of port 4 variable 2	v3	m/s	duplicate [hidden]	output	-
3	2	duplicate of port 4 variable 3	x3	m	duplicate [hidden]	output	-
3	3	force port 3	f3	N	variable scalar	input	-
4	1	force port 4	f4	N	variable scalar	output	-
4	2	velocity port 4	v4	m/s	variable scalar	input	-
4	3	displacement port 4	x4	m	variable scalar	input	-

Variabili interne :

No	BAP026 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	poppet lift	xlap	mm	variable scalar	-
2	flow area	area	mm**2	variable scalar	-
3	flow coefficient (Cq)	cq	null	variable scalar	-
4	flow number (lambda)	lambda	null	variable scalar	-
5	mean fluid velocity	flv	m/s	variable scalar	-
6	flow force	fjet	N	variable scalar	-
7	activity of hydraulic dissipation (orif)	actRorif	J	activity variable scalar	-

Parametri reali :

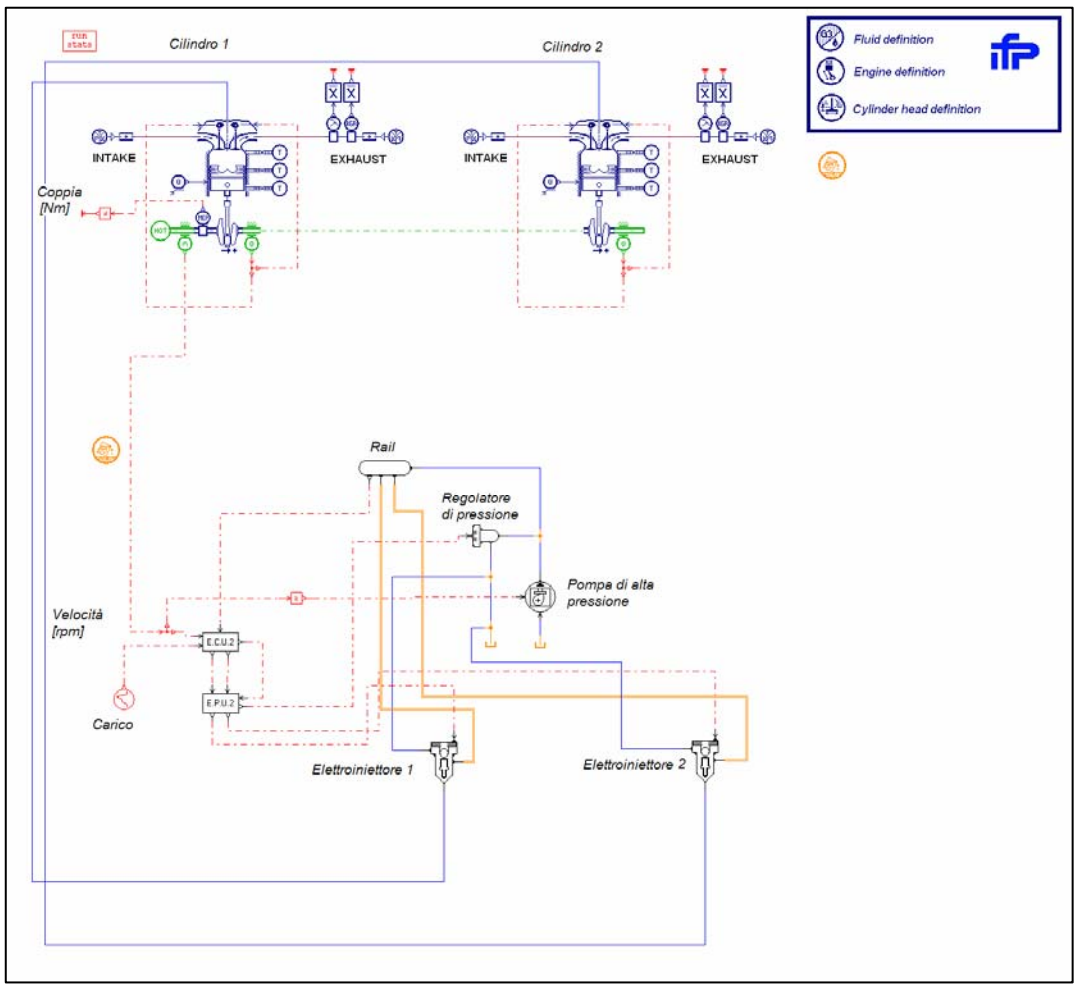
No	BAP026 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	diameter of poppet	dpop	mm	1.50000000000000e+01
2	diameter of hole	ds	mm	1.00000000000000e+01
3	diameter of rod (seat side)	dr	mm	5.00000000000000e+00
4	poppet half angle	alpha	degree	4.50000000000000e+01
5	maximum flow coefficient	cqmax	null	7.00000000000000e-01
6	critical flow number	lamdac	null	1.00000000000000e+02
7	opening (underlap) corresponding to zero displacement	x0	mm	0.00000000000000e+00
8	opening for minimum area	xmin	mm	0.00000000000000e+00
9	opening for maximum area	xmax	mm	1.00000000000000e+30
10	jet forces coefficient	kjet	null	0.00000000000000e+00
11	volume at port 1 corresponding to zero lift	vol10	cm**3	0.00000000000000e+00
12	volume at port 2 corresponding to zero lift	vol20	cm**3	0.00000000000000e+00

Appendice B – Modello del sistema "motore completo"

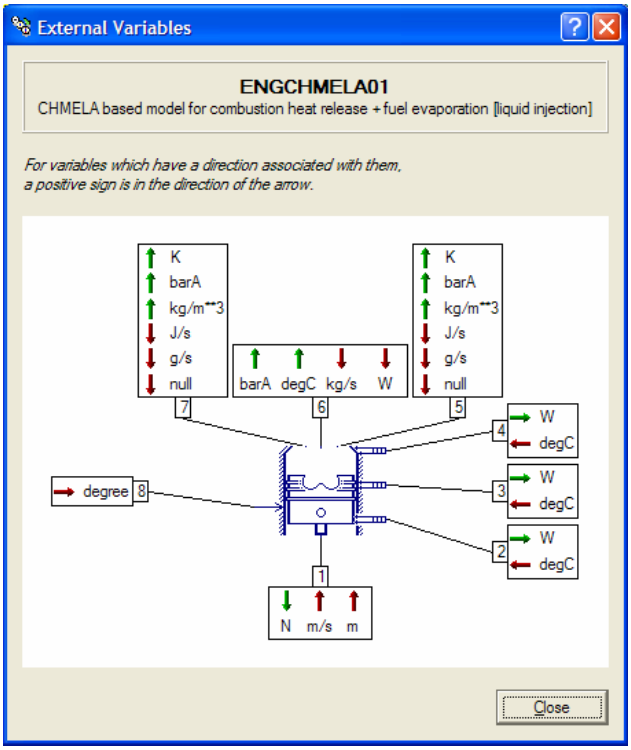
Premessa

In questa sezione, relativamente al modello realizzato per l'analisi del sistema costituito da camera di combustione e sistema di iniezione, si farà riferimento ad una configurazione di tipo bicilindrica. Quest'ultima, infatti, risulta essere la più completa includendo tutti i sottomodelli impiegati nella costruzione dei sistemi monocilindrici esplorati in prima battuta.

Modello completo motore bicilindrico



Sottomodello camera di combustione



Variabili esterne:

Port	No	ENGCHMELA01 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	output force on the piston	f1	N	variable scalar	output	-
1	2	input velocity of the piston	v1	m/s	variable scalar	input	-
1	3	input displacement of the piston	x1	m	variable scalar	input	-
2	1	output heat flow rate exchanged on the piston at port 2	dh2	W	variable scalar	output	-
2	2	input temperature of the piston at port 2	temp2	degC	variable scalar	input	-
3	1	input heat flow rate exchanged on the cylinder wall at port 3	dh3	W	variable scalar	output	-
3	2	input temperature of the cylinder wall at port 3	temp3	degC	variable scalar	input	-
4	1	output heat flow rate on the cylinder head at port 4	dh4	W	variable scalar	output	-
4	2	input temperature of the cylinder head at port 4	temp4	degC	variable scalar	input	-
5	1	temperature in the cylinder	temp	K	multi-line	output	-

					scalar		
5	2	pressure in the cylinder	press	barA	explicit state scalar	output	1.01300000000000e+000
5	3	density in the cylinder of gas	rhoout	kg/m**3	explicit state vector, dimension 3	output	0.00000000000000e+000
5	4	input enthalpy flow rate at port 5	dh5	J/s	variable scalar	input	-
5	5	input mass flow rate at port 5	dm5	g/s	variable scalar	input	-
5	6	input mass fraction at port 5 of gas	x5in	null	variable vector, dimension 3	input	-
6	1	duplicate of port 5 variable 2		barA	duplicate [hidden]	output	-
6	2	temperature in the cylinder temp-273.15	t6	degC	expression [hidden]	output	-
6	3	injected mass flow rate	dm6	kg/s	variable scalar	input	-
6	4	injected enthalpy flow rate	dh6	W	variable scalar	input	-
7	1	duplicate of port 5 variable 1	-	K	duplicate [hidden]	output	-
7	2	duplicate of port 5 variable 2	-	barA	duplicate [hidden]	output	-
7	3	duplicate of port 5 variable 3	-	kg/m**3	duplicate [hidden]	output	-
7	4	input enthalpy flow rate at port 7	dh7	J/s	variable scalar	input	-
7	5	input mass flow rate at port 7	dm7	g/s	variable scalar	input	-
7	6	input mass fraction at port 7 of gas	x7in	null	variable vector, dimension 3	input	-
8	1	crankshaft angle	angle	degree	variable scalar	input	-

Variabili interne:

No	ENGCHMELA01 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	crank angle modulo (720)	alfam	degree	multi-line scalar	-
2	volume of the cylinder	vol	cm**3	variable scalar	-
3	total mass of gas in the cylinder	mgas	g	variable scalar	-
4	mass of gas	m	g	variable vector dimension 3	-
5	mass fraction of gas	xmixt	null	variable vector dimension 3	-
6	mass of fuel injected	minj	mg	explicit state scalar	0.000000e+00
7	liquid fuel mass	mfuli	mg	explicit state scalar	0
8	fuel/air equivalence ratio	rich	null	variable scalar	-
9	volumetric efficiency	remp	null	variable scalar	-

10	burned mass fraction before combustion	fracgb	null	variable scalar	-
11	mass of burned fuel	mb	mg	variable scalar	-
12	dissipative kinetic jet energy	Ediss	J	explicit state scalar	0.000000e+00
13	kinetic jet energy	Espray	J	explicit state scalar	0.000000e+00
14	auto-ignition delay	alpha	null	explicit state scalar	0
15	current combustion heat released	qv	J	explicit state scalar	0.000000e+00
16	combustion heat flow rate	qvdot2	W	variable scalar	-
17	total heat exchanged with piston, wall and cylinder head	dhw	W	variable scalar	-
18	engine rotary velocity	omega	rev/min	variable scalar	-

Parametri reali:

No	ENGCHMELA01 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	# temperature in the cylinder	temp0	K	2.93150000000000e+002
2	# mass fraction of gas 1	xinit1	null	1.00000000000000e+000
3	# mass fraction of gas 2	xinit2	null	0.00000000000000e+000
4	# mass fraction of gas 3	xinit3	null	0.00000000000000e+000
5	bore	borep	mm	8.00000000000000e+001
6	stroke	strokep	mm	8.00000000000000e+001
7	compression ratio	rcp	null	1.00000000000000e+001
8	squish height for heat exchange	squishp	mm	1.00000000000000e+001
9	piston surface for heat exchange	S2p	mm**2	5.00000000000000e+003
10	cylinder head surface for heat exchange	S4p	mm**2	6.00000000000000e+003
11	correction on heat exchange (piston)	gainpist	null	1.00000000000000e+000
12	correction on heat exchange (cylinder wall)	gaincylw	null	1.00000000000000e+000
13	correction on heat exchange (cylinder head)	gaincylh	null	1.00000000000000e+000
14	nozzle injector hole diameter	dinj	mm	1.50000000000000e-001
15	nozzle injector hole number	nhole	null	6.00000000000000e+000
16	nozzle injector hole flow coefficient	K	null	8.00000000000000e-001
17	Cmode : combustion gain	Cmode	kJ/kg/degree	3.50000000000000e+002
18	Crate : combustion mixing rate	Crate	s	5.80000000000000e-003
19	Cdiss : turbulent dissipation constant	Cdiss	1/s	2.50000000000000e+002
20	effect of residual gases on combustion	alphares	null	0.00000000000000e+000
21	gain for auto-ignition delay	At	null	3.70000000000000e+001
22	activation temperature for auto-ignition delay	Ta	K	4.50000000000000e+003
23	pressure dependant power gain for auto-ignition delay	nt	null	1.00000000000000e+000

Parametri interi:

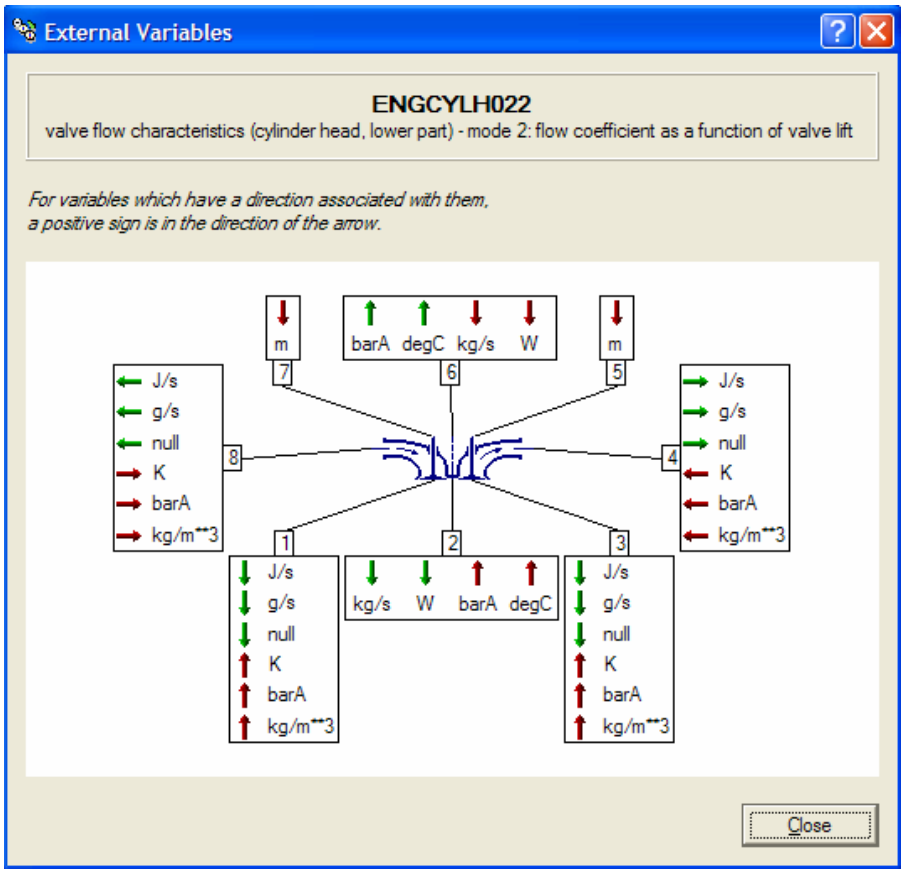
No	ENGCHMELA01 : Integer parameters	Variable name	Default value
1	number of the cylinder	nb	1

2	mixture index	mixt	1
3	liquid fuel index	liqindex	1
4	parameters mode	flaginit	1: global
5	auto-ignition model	IGActi	1: without

Parametri di testo:

No	ENGCHMELA01 : Text parameters	Default value
1	fuel evaporation characteristic time tau = f(T_cc)	0.0001 + 0.0001/T_cc

Sottomodelli testa cilindro



Variabili esterne:

Port	No	ENGCYLH022 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	intake enthalpy flow rate	dh1	J/s	variable scalar	output	-
1	2	intake mass flow rate	dm1	g/s	variable scalar	output	-
1	3	output mass fraction at port 1 of gas	x1out	null	variable vector, dimension 3 [hidden]	output	-
1	4	temperature in the cylinder	temp1	K	variable scalar [hidden]	input	-
1	5	pressure in the cylinder	press1	barA	variable scalar [hidden]	input	-
1	6	chamber : density of gas in the cylinder	rho1in	kg/m**3	variable vector, dimension 3	input	-
2	1	duplicate of port 6 variable 3	-	kg/s	duplicate [hidden]	output	-
2	2	duplicate of port 6 variable 4	-	W	duplicate [hidden]	output	-
2	3	pressure in the cylinder at port 2	press2	barA	variable scalar [hidden]	input	-
2	4	temperature in the cylinder at port 2	temp2	degC	variable scalar [hidden]	input	-
3	1	sign reversed duplicate of port 4 variable 1	dh2	J/s	duplicate [hidden]	output	-
3	2	sign reversed duplicate of port 4 variable 2	dm2	g/s	duplicate [hidden]	output	-
3	3	output mass fraction at port 3 of gas	x3out	null	variable vector, dimension 3 [hidden]	output	-
3	4	temperature in the cylinder	temp3	K	variable scalar [hidden]	input	-
3	5	pressure in the cylinder	press3	barA	variable scalar	input	-
3	6	chamber : density of gas in the cylinder	rho3in	kg/m**3	variable vector, dimension 3 [hidden]	input	-
4	1	exhaust enthalpy flow rate	dh4	J/s	variable scalar	output	-
4	2	exhaust mass flow rate	dm4	g/s	variable scalar	output	-
4	3	output mass fraction at port 6 of gas	x4out	null	variable vector, dimension 3 [hidden]	output	-
4	4	exhaust valve downstream temperature	temp4	K	variable scalar	input	-
4	5	exhaust valve downstream pressure	press4	barA	variable scalar	input	-
4	6	input density at the outlet, of gas	rho4in	kg/m**3	variable vector, dimension 3	input	-
5	1	exhaust valve lift	Lout	m	variable scalar	input	-

6	1	duplicate of port 2 variable 3	-	barA	duplicate [hidden]	output	-
6	2	duplicate of port 2 variable 4	temp6	degC	duplicate [hidden]	output	-
6	3	injection mass flow rate	dm6	kg/s	variable scalar	input	-
6	4	injection enthalpy flow rate	dmh6	W	variable scalar	input	-
7	1	intake valves lift	Lin	m	variable scalar	input	-
8	1	sign reversed duplicate of port 1 variable 1	dh2	J/s	duplicate [hidden]	output	-
8	2	sign reversed duplicate of port 1 variable 2	dm2	g/s	duplicate [hidden]	output	-
8	3	output mass fraction at port 10 of gas	x8out	null	variable vector, dimension 3 [hidden]	output	-
8	4	intake valve upstream temperature	temp8	K	variable scalar	input	-
8	5	intake valve upstream pressure	press8	barA	variable scalar	input	-
8	6	input density at the inlet, of gas	rho8in	kg/m**3	variable vector, dimension 3	input	-

Variabili interne:

No	ENGCYLH022 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	geometrical area for intake valve	Aingeo	mm**2	variable scalar	-
2	effective area for intake valves	Seffin	mm**2	variable scalar	-
3	flow parameter for intake valves	Cmin	null	variable scalar	-
4	velocity of the flow in the intake valves	Vin	m/s	variable scalar	-
5	geometrical area for exhaust valve	Aoutgeo	mm**2	variable scalar	-
6	effective area for exhaust valves	Seffout	mm**2	variable scalar	-
7	flow parameter for exhaust valves	Cmout	null	variable scalar	-
8	velocity of the flow in the exhaust valve	Vout	m/s	variable scalar	-

Parametri reali:

No	ENGCYLH022 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	intake valve head diameter	Dvinp	mm	4.00000000000000e+001
2	exhaust valve head diameter	Dvoutp	mm	4.00000000000000e+001
3	intake seat width	winp	mm	3.00000000000000e+000
4	exhaust seat width	woutp	mm	3.00000000000000e+000
5	intake valve stem diameter	Dsinp	mm	5.00000000000000e+000
6	exhaust valve stem diameter	Dsoutp	mm	5.00000000000000e+000
7	intake valve seat angle	betainp	degree	4.50000000000000e+001
8	exhaust valve seat angle	betaoutp	degree	4.50000000000000e+001
9	additional gain on the intake valve effective area (inflow)	ingainin	null	1.00000000000000e+000

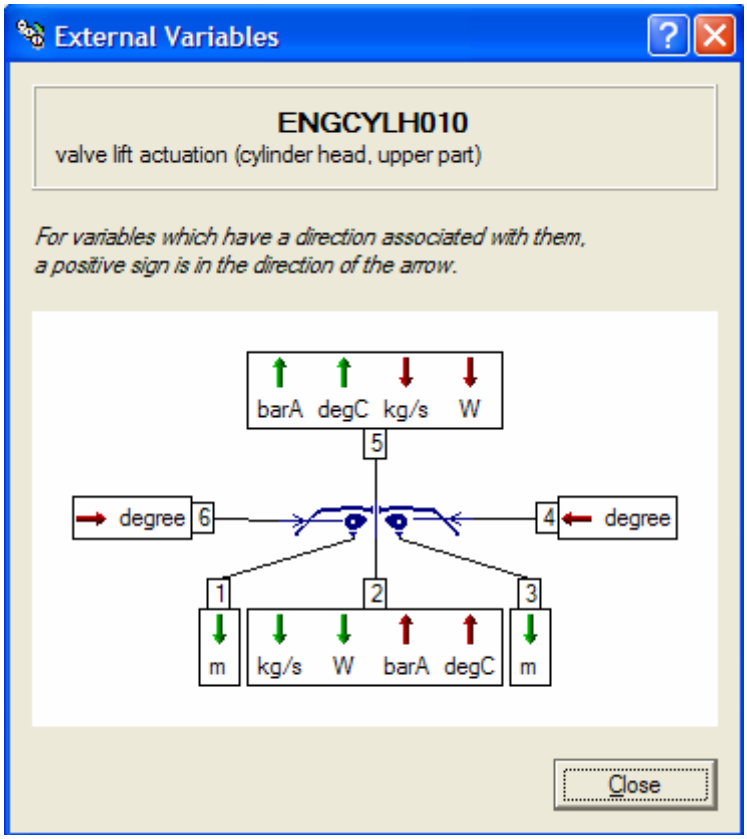
10	additional gain on the intake valve effective area (backflow)	ingainback	null	1.00000000000000e+000
11	additional gain on the exhaust valve effective area (outflow)	outgainin	null	1.00000000000000e+000
12	additional gain on the exhaust valve effective area (backflow)	outgainback	null	1.00000000000000e+000
13	pressure ratio threshold for intake flow accuracy	accin	null	9.90000000000000e-001
14	pressure ratio threshold for exhaust flow accuracy	accexh	null	9.90000000000000e-001

Parametri interi:

No	ENGCYLH022 : Integer parameters	Variable name	Default value
1	mixture index	mixt	1
2	parameter mode	flaginit	1: global
3	flow accuracy	flagacc	1: global accuracy
4	number of intake valves	numinp	2
5	number of exhaust valves	numoutp	2
6	spline type: 0 linear 1 cubic	splinep	0
7	discontinuity handling for linear splines: 0 inactive 1 active	discp	0
8	data out of range mode for linear splines: 1 extrapolation 2 extreme value	lmodep	1
9	use specific datafiles for back flows?	backp	2: Yes

Parametri di testo:

No	ENGCYLH022 : Text parameters	Default value
1	filename or expression for intake valve Cq as a function of lift (L) (inflow)	./data/cams/intake_cqmax(lift)_inflow.data
2	filename or expression for intake valve Cq as a function of lift (L) (back flow)	./data/cams/intake_cqmax(lift)_inflow.data
3	filename or expression for exhaust valve Cq as a function of lift (L) (inflow)	./data/cams/exhaust_cqmax(lift)_inflow.data
4	filename or expression for exhaust valve Cq as a function of lift (L) (back flow)	./data/cams/exhaust_cqmax(lift)_inflow.data



Variabili esterne:

Port	No	ENGCYLH010 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	intake valves lift	Lin	m	variable scalar	output	-
2	1	duplicate of port 5 variable 3	-	kg/s	duplicate [hidden]	output	-
2	2	duplicate of port 5 variable 4	-	W	duplicate [hidden]	output	-
2	3	pressure in the cylinder	press	barA	variable scalar	input	-
2	4	temperature in the cylinder	temp	degC	variable scalar	input	-
3	1	exhaust valves lift	Lout	m	variable scalar	output	-
4	1	crankshaft angle for exhaust	angleout	degree	variable scalar	input	-
5	1	duplicate of port 2 variable 3	-	barA	duplicate [hidden]	output	-
5	2	duplicate of port 2 variable 4	-	degC	duplicate [hidden]	output	-
5	3	injection mass flow rate	dm5	kg/s	variable scalar	input	-
5	4	injection enthalpy flow rate	dmh5	W	variable scalar	input	-
6	1	crankshaft angle for intake	anglein	degree	variable scalar	input	-

Parametri reali:

No	ENGCYLH010 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	reference Intake Valve Opening before TDC (relative advance)	IVOp	degree	3.00000000000000e+001
2	reference Exhaust Valve Closing after TDC (relative delay)	EVCp	degree	3.00000000000000e+001
3	angular position of the IVO in the valve lift data file	IVOfilep	degree	0.00000000000000e+000
4	position of the EVC in the valve lift data file	EVCfilep	degree	0.00000000000000e+000

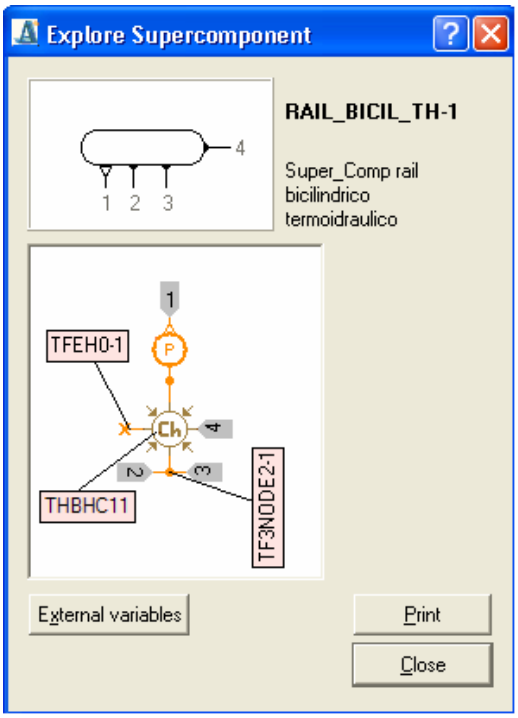
Parametri interi:

No	ENGCYLH010 : Integer parameters	Variable name	Default value
1	number of the cylinder	nb	1
2	parameter mode	flaginit	1: global
3	data file for valve lift, definition of the angle	angdefp	1: crankshaft
4	spline type: 0 linear 1 cubic	splinep	0
5	discontinuity handling for linear splines: 0 inactive 1 active	discp	0

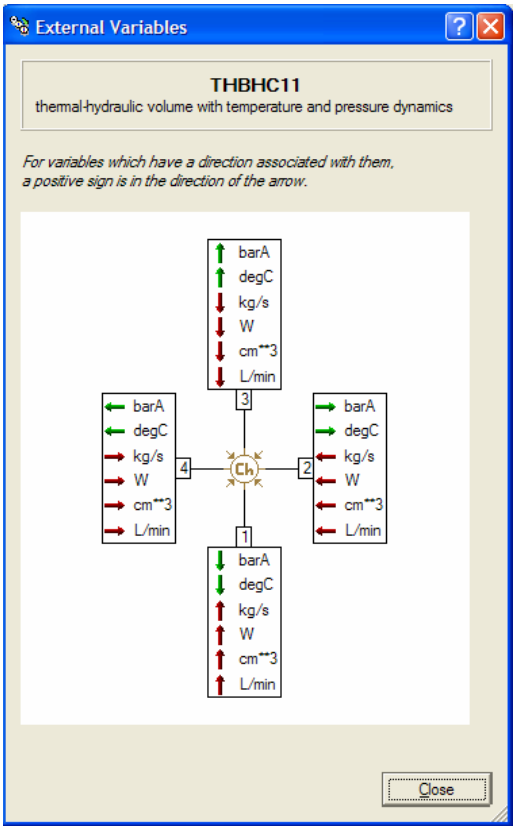
Parametri di testo:

No	ENGCYLH010 : Text parameters	Default value
1	filename for intake valve lift [mm] as a function of the angle [degree]	./data/cam/invalve_lift.data
2	filename for exhaust valve lift [mm] as a function of the angle [degree]	./data/cam/outvalve_lift.data

Supercomponente Rail



Elementi principali:



Variabili esterne:

Port	No	THBHC11 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	pressure (absolute) at port 1	p1	barA	explicit state scalar	output	1.00000000000000e+000
1	2	temperature at port 1	t1	degC	explicit state scalar	output	2.00000000000000e+001
1	3	mass flow rate port 1	dm1	kg/s	variable scalar	input	-
1	4	enthalpy flow rate port 1	dmh1	W	variable scalar	input	-
1	5	volume port 1	vol1	cm**3	variable scalar	input	-
1	6	derivative of volume port 1	dvol1	L/min	variable scalar	input	-
2	1	duplicate of port 1 variable 1	p2	barA	duplicate [hidden]	output	-
2	2	duplicate of port 1 variable 2	-	degC	duplicate [hidden]	output	-
2	3	mass flow rate port 2	dm2	kg/s	variable scalar	input	-
2	4	enthalpy flow rate port 2	dmh2	W	variable scalar	input	-
2	5	volume port 2	vol2	cm**3	variable scalar	input	-
2	6	derivative of volume port 2	dvol2	L/min	variable scalar	input	-
3	1	duplicate of port 1 variable 1	p3	barA	duplicate [hidden]	output	-
3	2	duplicate of port 1 variable 2	-	degC	duplicate [hidden]	output	-
3	3	mass flow rate port 3	dm3	kg/s	variable scalar	input	-
3	4	enthalpy flow rate port 3	dmh3	W	variable scalar	input	-
3	5	volume port 3	vol3	cm**3	variable scalar	input	-
3	6	derivative of volume port 3	dvol3	L/min	variable scalar	input	-
4	1	duplicate of port 1 variable 1	p4	barA	duplicate [hidden]	output	-
4	2	duplicate of port 1 variable 2	-	degC	duplicate [hidden]	output	-
4	3	mass flow rate port 4	dm4	kg/s	variable scalar	input	-
4	4	enthalpy flow rate port 4	dmh4	W	variable scalar	input	-
4	5	volume port 4	vol4	cm**3	variable scalar	input	-
4	6	derivative of volume port 4	dvol4	L/min	variable scalar	input	-

Variabili interne:

No	THBHC11 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	volume of chamber	vol	cm**3	variable scalar	-

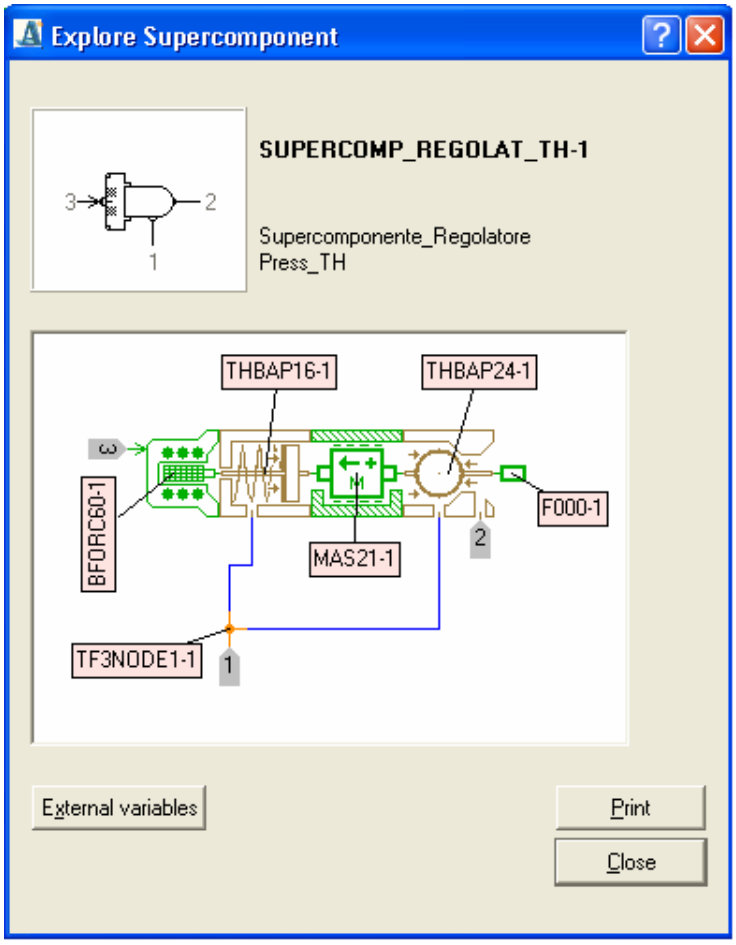
Parametri reali:

No	THBHC11 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	dead volume	vol0	cm**3	1.00000000000000e+001

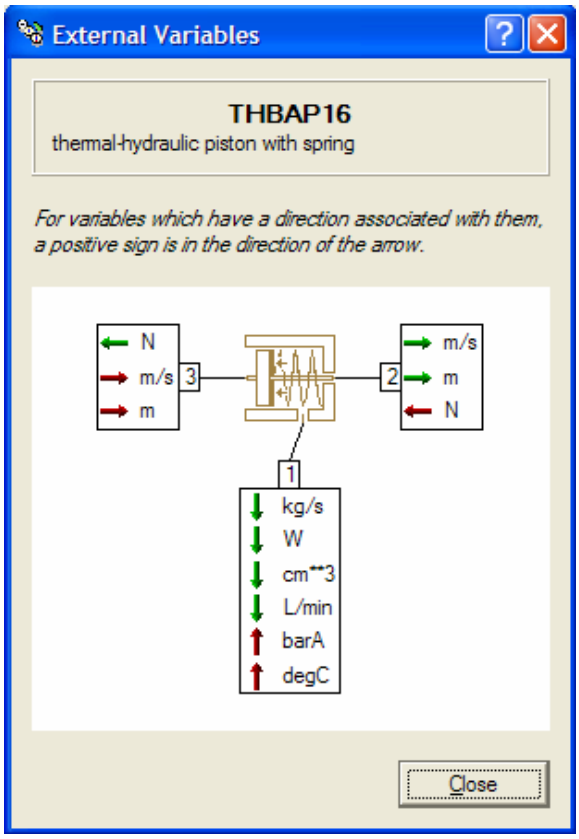
Parametri interi:

No	THBHC11 : Integer parameters	Variable name	Default value
1	index of thermal hydraulic fluid	indexf	1

Supercomponente regolatore di pressione



Elementi principali:



Variabili esterne:

Port	No	THBAP16 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	mass flow rate port 1	dm1	kg/s	variable scalar	output	-
1	2	enthalpy flow rate port 1	dmh1	W	variable scalar	output	-
1	3	volume port 1	vol1	cm**3	variable scalar	output	-
1	4	derivative of volume port 1	dvol1	L/min	variable scalar	output	-
1	5	pressure (absolute) at port 1	p1	barA	variable scalar	input	-
1	6	temperature at port 1	t1	degC	variable scalar	input	-
2	1	duplicate of port 3 variable 2	v2	m/s	duplicate [hidden]	output	-
2	2	duplicate of port 3 variable 3	x2	m	duplicate [hidden]	output	-
2	3	force port 2	f2	N	variable scalar	input	-
3	1	force port 3	f3	N	variable scalar	output	-
3	2	velocity port 3	v3	m/s	variable scalar	input	-

3	3	displacement port 3	x3	m	variable scalar	input	-

Variabili interne:

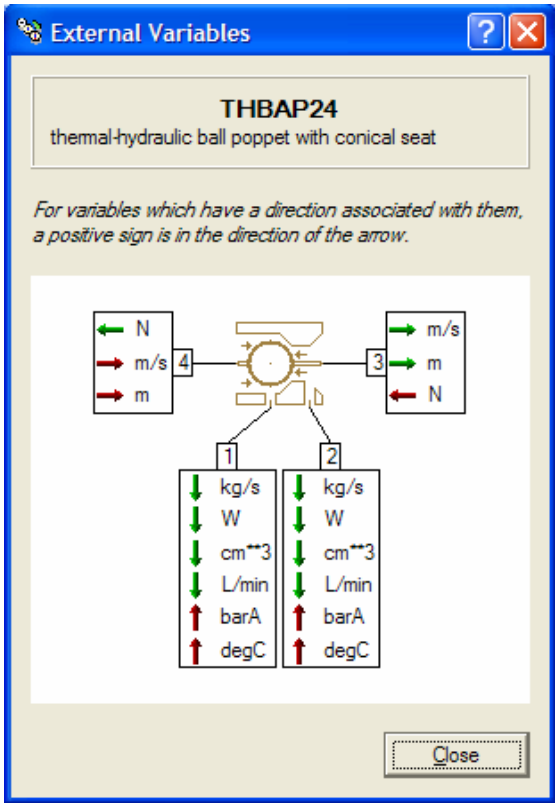
No	THBAP16 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	length of chamber	length	mm	variable scalar	-

Parametri reali:

No	THBAP16 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	piston diameter	dp	mm	1.00000000000000e+001
2	rod diameter	dr	mm	5.00000000000000e+000
3	spring stiffness	k	N/mm	1.00000000000000e+000
4	spring force at zero displacement	f0	N	1.00000000000000e+000
5	chamber length at zero displacement	x0	mm	0.00000000000000e+000

Parametri interi:

No	THBAP16 : Integer parameters	Variable name	Default value
1	index of thermal hydraulic fluid	indexf	1



Variabili esterne:

Port	No	THBAP24 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	sign reversed duplicate of port 2 variable 1	dm1	kg/s	duplicate [hidden]	output	-
1	2	sign reversed duplicate of port 2 variable 2	dmh1	W	duplicate [hidden]	output	-
1	3	volume port 1	vol1	cm**3	variable scalar	output	-
1	4	derivative of volume port 1	dvol1	L/min	variable scalar	output	-
1	5	pressure (absolute) at port 1	p1	barA	variable scalar	input	-
1	6	temperature at port 1	t1	degC	variable scalar	input	-
2	1	mass flow rate port 2	dm2	kg/s	variable scalar	output	-
2	2	enthalpy flow rate port 2	dmh2	W	variable scalar	output	-
2	3	volume port 2	vol2	cm**3	variable scalar	output	-
2	4	derivative of volume port 2	dvol2	L/min	variable scalar	output	-
2	5	pressure (absolute) at port 2	p2	barA	variable scalar	input	-
2	6	temperature at port 2	t2	degC	variable scalar	input	-
3	1	duplicate of port 4 variable 2	v3	m/s	duplicate [hidden]	output	-
3	2	duplicate of port 4 variable 3	x3	m	duplicate [hidden]	output	-
3	3	force port 3	f3	N	variable scalar	input	-
4	1	force port 4	f4	N	variable scalar	output	-
4	2	velocity port 4	v4	m/s	variable scalar	input	-
4	3	displacement port 4	x4	m	variable scalar	input	-

Variabili interne:

No	THBAP24 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	poppet lift	xlift	mm	variable scalar	-
2	flow area	area	mm**2	variable scalar	-
3	flow coefficient (Cq)	cq	null	variable scalar	-
4	flow number (lambda)	lambda	null	variable scalar	-

5	flow force	fjet	N	variable scalar	-
6	jet temperature	tjet	degC	variable scalar	-
7	mean fluid velocity	flv	m/s	variable scalar	-

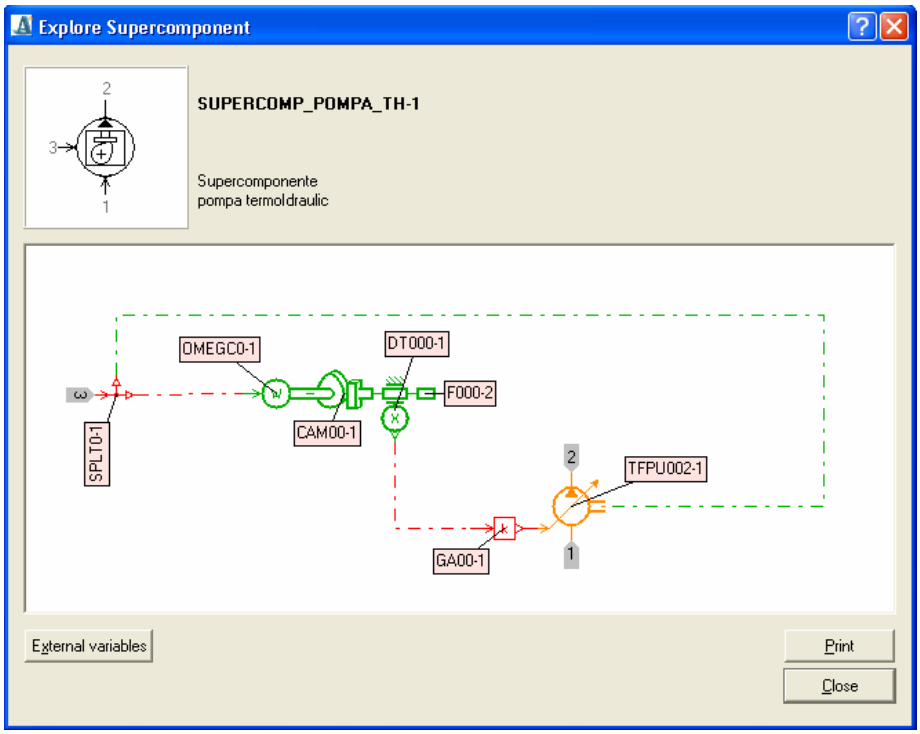
Parametri reali:

No	THBAP24 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	seat diameter (hole)	ds	mm	5.00000000000000e+000
2	seat semi-angle (between 0 and 90)	theta	degree	4.50000000000000e+001
3	ball diameter	db	mm	1.00000000000000e+001
4	rod diameter (opposite to seat)	drp	mm	0.00000000000000e+000
5	rod diameter (seat side)	drs	mm	0.00000000000000e+000
6	jet force coefficient	kjet	null	0.00000000000000e+000
7	maximum flow coefficient	cqmax	null	7.00000000000000e-001
8	critical flow number	lamdac	null	1.00000000000000e+002
9	opening (underlap) corresponding to zero displacement	xlift0	mm	0.00000000000000e+000
10	opening for minimum area	xmin	mm	0.00000000000000e+000
11	opening for maximum area	xmax	mm	1.00000000000000e+030
12	volume at port 1 corresponding to zero lift	vol10	cm**3	1.00000000000000e+000
13	volume at port 2 corresponding to zero lift	vol20	cm**3	0.00000000000000e+000

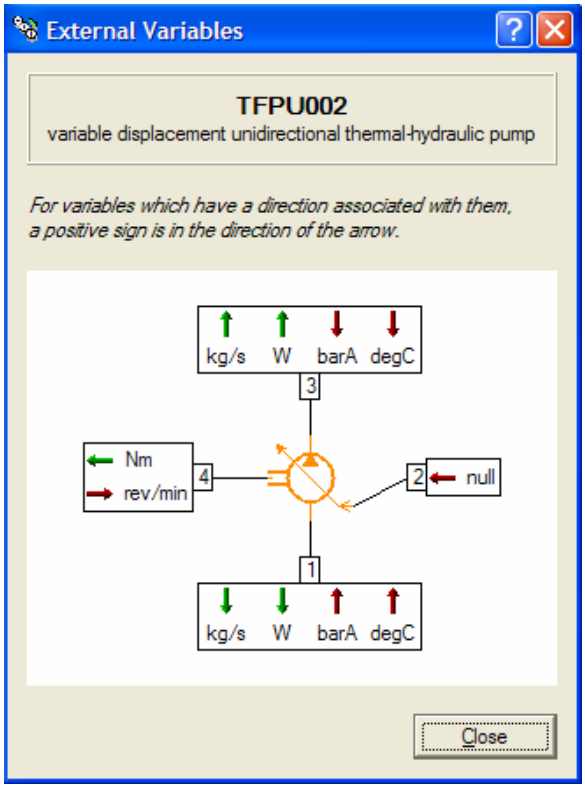
Parametri interi:

No	THBAP24 : Integer parameters	Variable name	Default value
1	index of thermal hydraulic fluid	indexf	1

Supercomponente pompa di alta pressione



Elementi principali:



Variabili esterne:

Port	No	TFPU002 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	sign reversed duplicate of port 3 variable 1	dm1	kg/s	duplicate [hidden]	output	-
1	2	enthalpy flow rate port 1	dmh1	W	variable scalar	output	-
1	3	pressure (absolute) at port 1	p1	barA	variable scalar	input	-
1	4	temperature at port 1	t1	degC	variable scalar	input	-
2	1	signal input	sigin	null	variable scalar	input	-
3	1	mass flow rate port 3	dm3	kg/s	variable scalar	output	-
3	2	enthalpy flow rate port 3	dmh3	W	variable scalar	output	-
3	3	pressure (absolute) at port 3	p3	barA	variable scalar	input	-
3	4	temperature at port 3	t3	degC	variable scalar	input	-
4	1	shaft torque	torque	Nm	variable scalar	output	-
4	2	shaft speed	speed	rev/min	variable scalar	input	-

Variabili interne:

No	TFPU002 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	fraction swash	swash	null	variable scalar	-
2	volumetric flow rate	qlmin	L/min	variable scalar	-

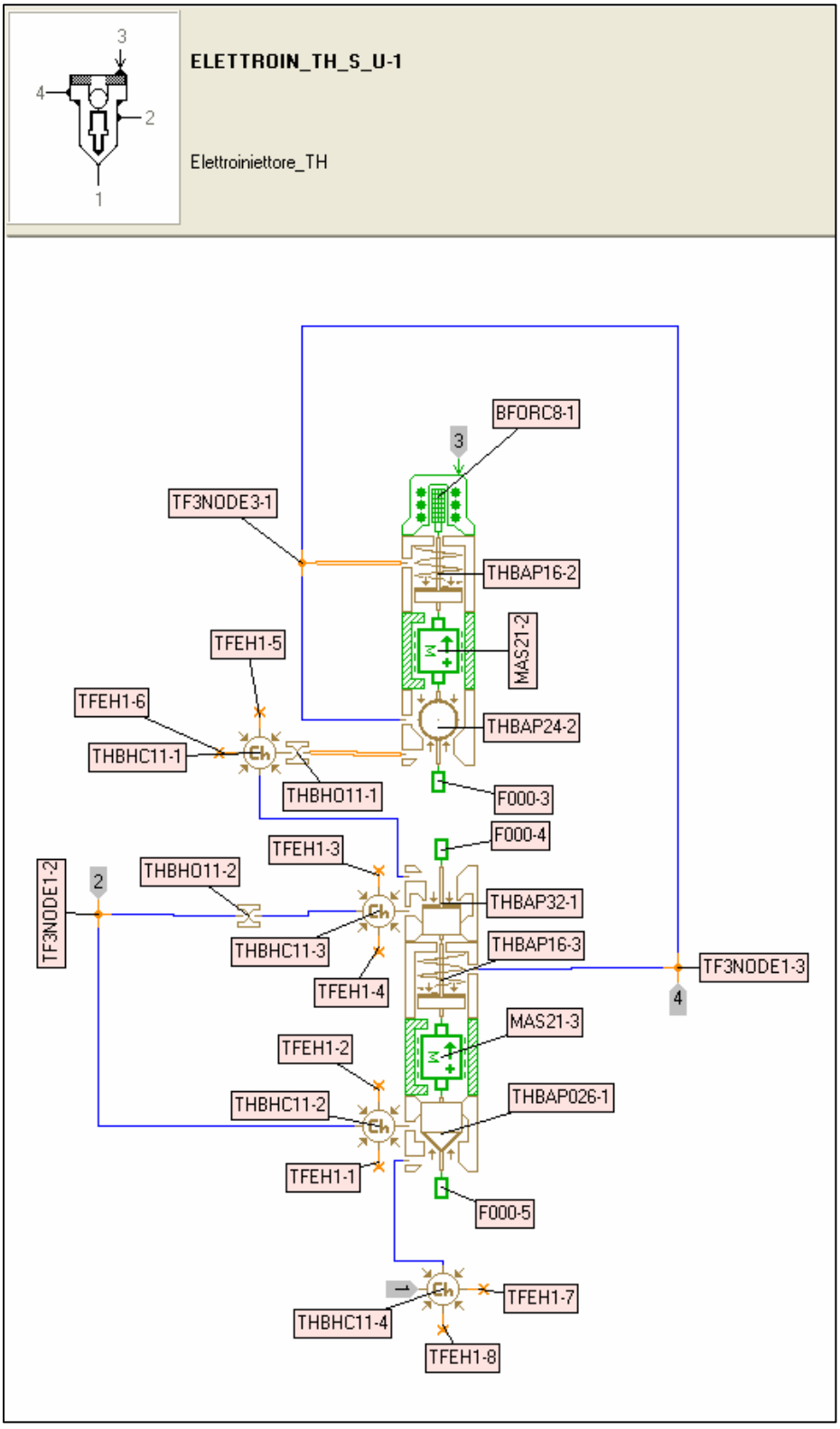
Parametri reali:

No	TFPU002 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	pump displacement	displ	cc/rev	1.00000000000000e+002
2	typical pump speed	wtyp	rev/min	1.00000000000000e+003

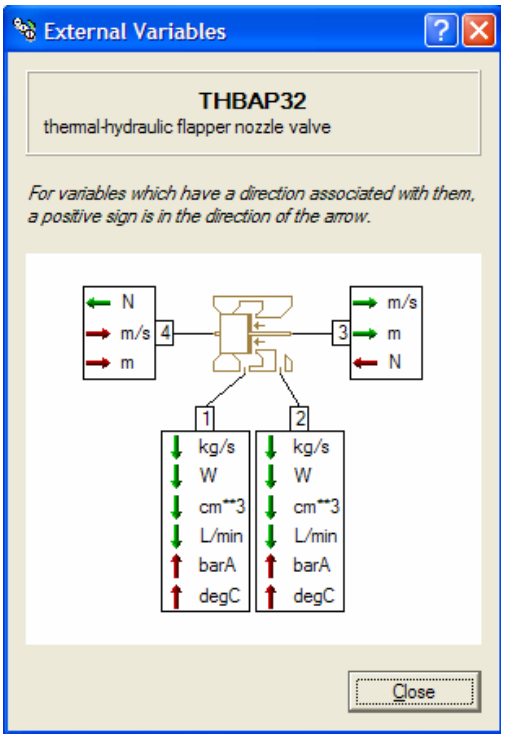
Parametri interi:

No	TFPU002 : Integer parameters	Variable name	Default value
1	index of thermal hydraulic fluid	fi	1

Supercomponente elettroiniettore



Elementi principali:



Variabili esterne:

Port	No	THBAP32 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	sign reversed duplicate of port 2 variable 1	dm1	kg/s	duplicate [hidden]	output	-
1	2	sign reversed duplicate of port 2 variable 2	dmh1	W	duplicate [hidden]	output	-
1	3	volume port 1	vol1	cm**3	variable scalar	output	-
1	4	derivative of volume port 1	dvol1	L/min	variable scalar	output	-
1	5	pressure (absolute) at port 1	p1	barA	variable scalar	input	-
1	6	temperature at port 1	t1	degC	variable scalar	input	-
2	1	mass flow rate port 2	dm2	kg/s	variable scalar	output	-
2	2	enthalpy flow rate port 2	dmh2	W	variable scalar	output	-
2	3	volume port 2	vol2	cm**3	variable scalar	output	-
2	4	derivative of volume port 2	dvol2	L/min	variable	output	-

					scalar		
2	5	pressure (absolute) at port 2	p2	barA	variable scalar	input	-
2	6	temperature at port 2	t2	degC	variable scalar	input	-
3	1	duplicate of port 4 variable 2	v3	m/s	duplicate [hidden]	output	-
3	2	duplicate of port 4 variable 3	x3	m	duplicate [hidden]	output	-
3	3	force port 3	f3	N	variable scalar	input	-
4	1	force port 4	f4	N	variable scalar	output	-
4	2	velocity port 4	v4	m/s	variable scalar	input	-
4	3	displacement port 4	x4	m	variable scalar	input	-

Variabili interne:

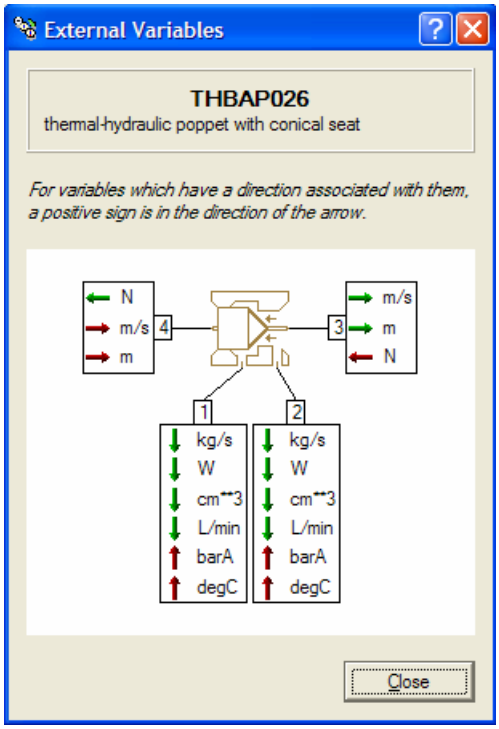
No	THBAP32 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	flapper lift	xlift	mm	variable scalar	-
2	flow area	area	mm**2	variable scalar	-
3	flow coefficient (Cq)	cq	null	variable scalar	-
4	flow number (lambda)	lambda	null	variable scalar	-
5	jet temperature	tjet	degC	variable scalar	-
6	mean fluid velocity	flv	m/s	variable scalar	-

Parametri reali:

No	THBAP32 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	internal diameter of the nozzle (hole)	di	mm	6.00000000000000e+000
2	rod diameter (nozzle side)	dr	mm	0.00000000000000e+000
3	diameter of the flapper	df	mm	1.00000000000000e+001
4	maximum flow coefficient	cqmax	null	7.00000000000000e-001
5	critical flow number	lamdac	null	1.00000000000000e+002
6	opening (underlap) corresponding to zero displacement	xlift0	mm	0.00000000000000e+000
7	opening for minimum area	xmin	mm	0.00000000000000e+000
8	opening for maximum area	xmax	mm	1.00000000000000e+030
9	volume at port 1 corresponding to zero lift	vol10	cm**3	0.00000000000000e+000
10	volume at port 2 corresponding to zero lift	vol20	cm**3	0.00000000000000e+000

Parametri interi:

No	THBAP32 : Integer parameters	Variable name	Default value
1	index of thermal hydraulic fluid	indexf	1
2	pressure acting in the flapper seat area	forcemode	1: constant



Variabili esterne:

Port	No	THBAP026 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	sign reversed duplicate of port 2 variable 1	dm1	kg/s	duplicate [hidden]	output	-
1	2	sign reversed duplicate of port 2 variable 2	dmh1	W	duplicate [hidden]	output	-
1	3	volume port 1	vol1	cm**3	variable scalar	output	-
1	4	derivative of volume port 1	dvol1	L/min	variable scalar	output	-
1	5	pressure (absolute) at port 1	p1	barA	variable scalar	input	-
1	6	temperature at port 1	t1	degC	variable scalar	input	-
2	1	mass flow rate port 2	dm2	kg/s	variable scalar	output	-
2	2	enthalpy flow rate port 2	dmh2	W	variable scalar	output	-
2	3	volume port 2	vol2	cm**3	variable scalar	output	-
2	4	derivative of volume port 2	dvol2	L/min	variable scalar	output	-
2	5	pressure (absolute) at port 2	p2	barA	variable scalar	input	-
2	6	temperature at port 2	t2	degC	variable	input	-

					scalar		
3	1	duplicate of port 4 variable 2	v3	m/s	duplicate [hidden]	output	-
3	2	duplicate of port 4 variable 3	x3	m	duplicate [hidden]	output	-
3	3	force port 3	f3	N	variable scalar	input	-
4	1	force port 4	f4	N	variable scalar	output	-
4	2	velocity port 4	v4	m/s	variable scalar	input	-
4	3	displacement port 4	x4	m	variable scalar	input	-

Variabili interne:

No	THBAP026 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	poppet lift	xlap	mm	variable scalar	-
2	flow area	area	mm**2	variable scalar	-
3	flow force	fjet	N	variable scalar	-
4	flow number (lambda)	lambda	null	variable scalar	-
5	flow coefficient (Cq)	cq	null	variable scalar	-
6	jet temperature	tjet	degC	variable scalar	-
7	mean fluid velocity	flv	m/s	variable scalar	-

Parametri reali:

No	THBAP026 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	diameter of poppet	dpop	mm	1.50000000000000e+001
2	diameter of hole	ds	mm	1.00000000000000e+001
3	diameter of rod (seat side)	dr	mm	5.00000000000000e+000
4	poppet half angle	alpha	degree	4.50000000000000e+001
5	maximum flow coefficient	cqmax	null	7.00000000000000e-001
6	critical flow number	lamdac	null	1.00000000000000e+002
7	opening (underlap) corresponding to zero displacement	x0	mm	0.00000000000000e+000
8	opening for minimum area	xmin	mm	0.00000000000000e+000
9	opening for maximum area	xmax	mm	1.00000000000000e+030
10	jet forces coefficient	kjet	null	0.00000000000000e+000
11	volume at port 1 corresponding to zero lift	vol10	cm**3	0.00000000000000e+000
12	volume at port 2 corresponding to zero lift	vol20	cm**3	0.00000000000000e+000

Parametri interi:

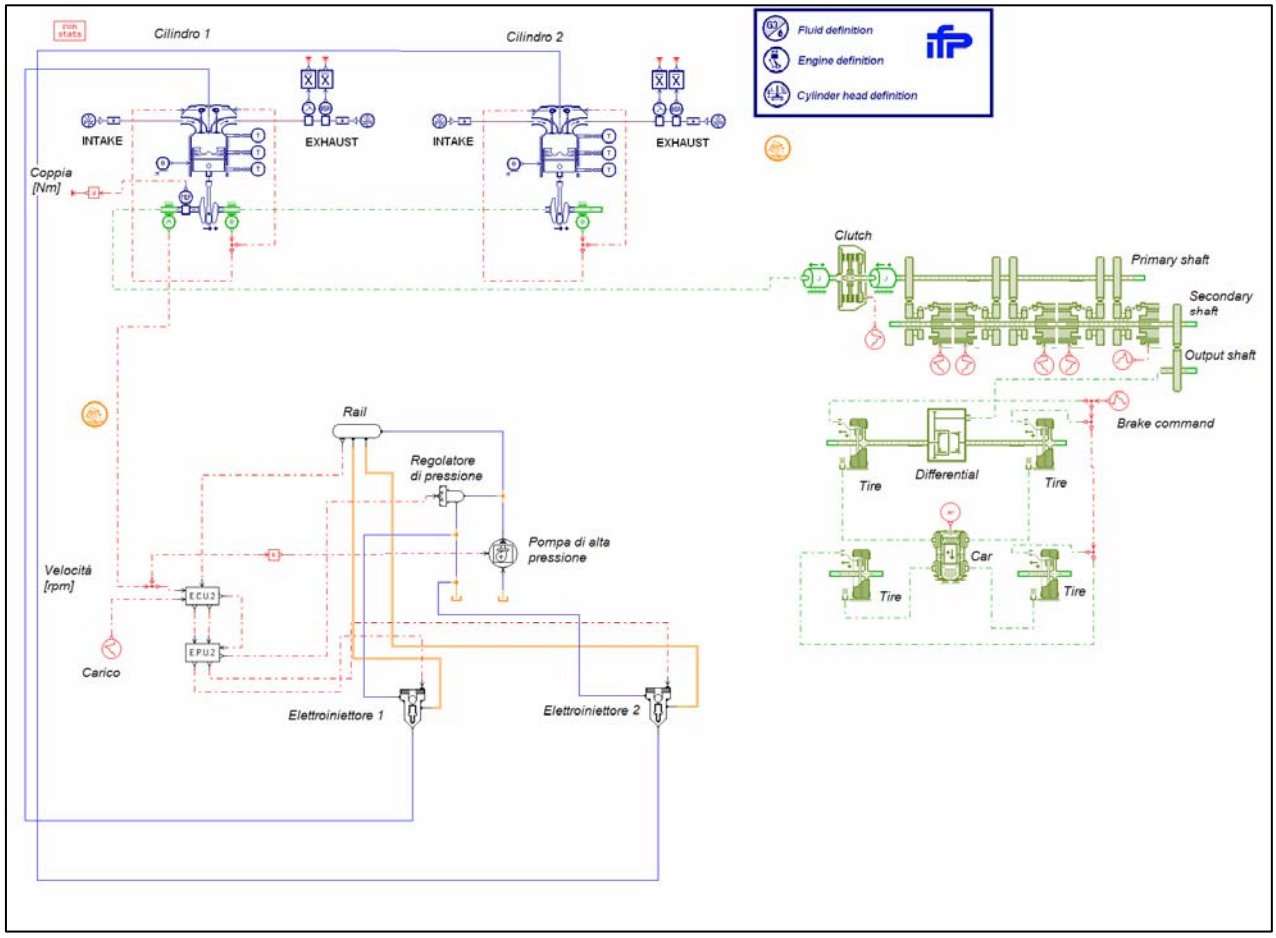
No	THBAP026 : Integer parameters	Variable name	Default value
1	index of thermal hydraulic fluid	indexf	1

Appendice C – Modello del sistema "veicolo completo"

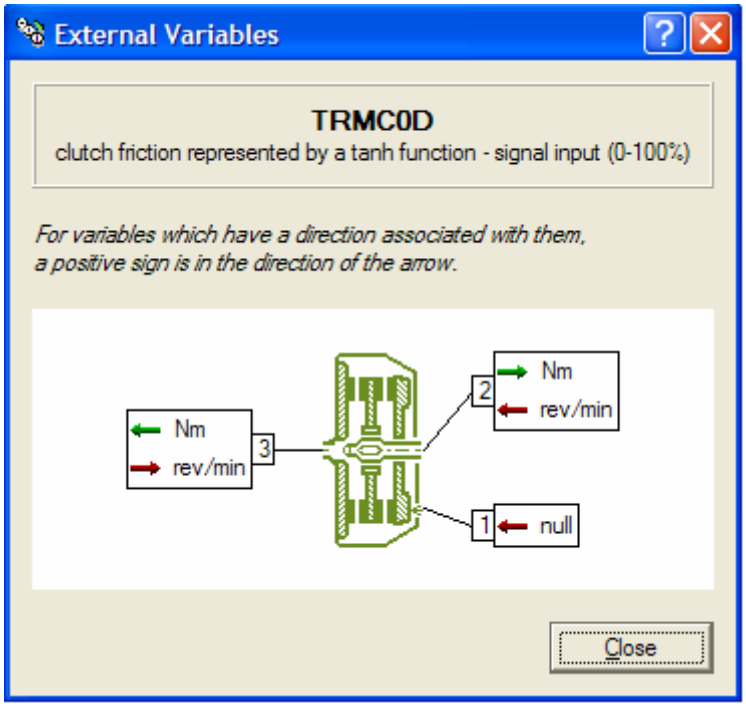
Premessa

In questa sezione, relativamente ai modelli messi a punto per simulare il funzionamento dell'intero veicolo, si porrà maggior attenzione ai principali sottomodelli che costituiscono l'utilizzatore, ovvero il cambio meccanico di velocità a cinque rapporti e la presa di forza (PTO). Tutti gli altri elementi , infatti, sono stati già analizzati nelle sezioni precedenti.

Configurazione modello veicolo completo con sistema di iniezione MULTIJET



Sottomodelli utilizzatore



Variabili esterne:

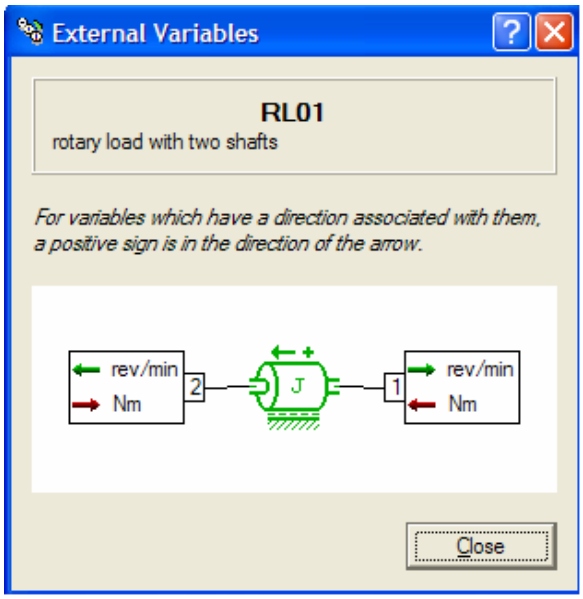
Port	No	TRMC0D : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	percentage of the control	cmde	null	variable scalar	input	-
2	1	torque at port 2	torq2	Nm	variable scalar	output	-
2	2	rotary velocity at port 2	omeg2	rev/min	variable scalar	input	-
3	1	duplicate of port 2 variable 1	torq3	Nm	duplicate [hidden]	output	-
3	2	rotary velocity at port 3	omeg3	rev/min	variable scalar	input	-

Variabili interne:

No	TRMC0D : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	activity of mechanical dissipation (clutch)	actRclutch	J	activity variable scalar	-

Parametri reali:

No	TRMC0D : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	maximum Coulomb friction torque (dynamic)	fslip	Nm	5.00000000000000e+001
2	rotary stick velocity threshold	dvel	rev/min	1.00000000000000e+000



Variabili esterne:

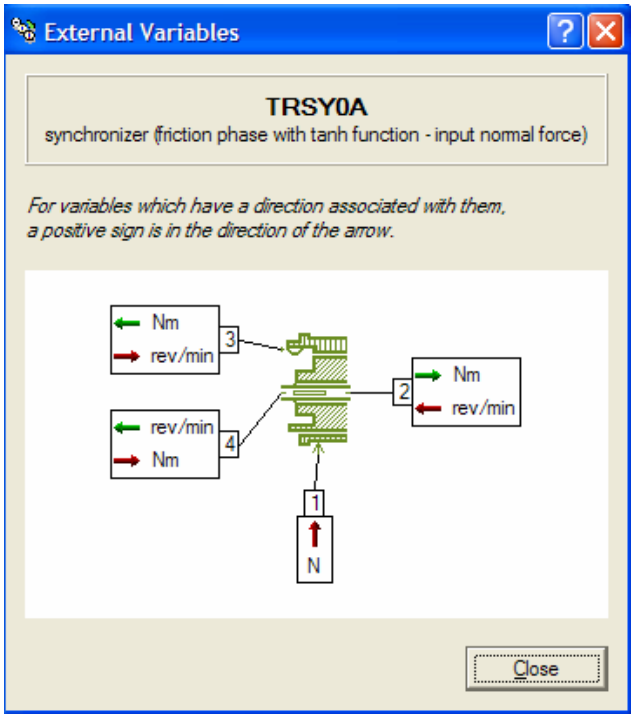
Port	No	RL01 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	sign reversed duplicate of port 2 variable 1	-	rev/min	duplicate [hidden]	output	-
1	3	torque at port 1	torq1	Nm	variable scalar	input	-
2	1	shaft speed at port 2	w	rev/min	explicit state scalar	output	0.00000000000000e+00
2	2	torque at port 2	torq2	Nm	variable scalar	input	-

Variabili interne:

No	RL01 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	rotary acceleration	accel	rad/s/s	variable scalar	-
2	activity of mechanical dissipation (frict)	actRfrict	J	activity variable scalar	-
3	activity of mechanical inertia (rmass)	actIrmass	J	activity variable scalar	-

Parametri reali:

No	RL01 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	moment of inertia	J	kgm**2	1.00000000000000e+00
2	coefficient of viscous friction	vis	Nm/(rev/min)	1.00000000000000e+00
3	Coulomb friction torque	coul	Nm	0.00000000000000e+00
4	stiction torque	stict	Nm	0.00000000000000e+00



Variabili esterne:

Port	No	TRSY0A : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	force command on the sleeve	cmde	N	variable scalar	input	-
2	1	torque at port 2	torq2	Nm	variable scalar	output	-
2	2	rotary velocity at port 2	omeg2	rev/min	variable scalar	input	-
3	1	torque at port 3 rmean*mufr*cmde/sin(alfa)*tanh(2.0*(omeg3+omeg2)/dvel)	torq3	Nm	expression	output	-
3	2	rotary velocity at port 3	omeg3	rev/min	variable scalar	input	-

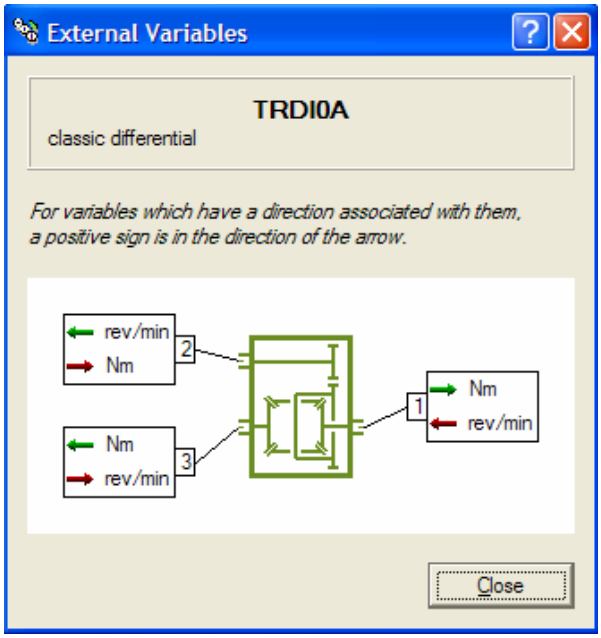
4	1	duplicate of port 2 variable 2	omeg4	rev/min	duplicate [hidden]	output	-
4	2	torque at port 4	torq4	Nm	variable scalar	input	-

Variabili interne:

No	TRSY0A : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	activity of mechanical dissipation (synchro)	actRsynchro	J	activity variable scalar	-

Parametri reali:

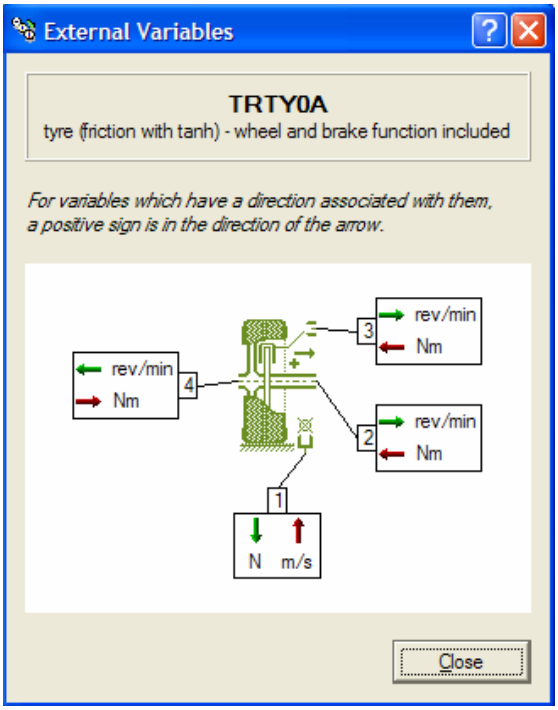
No	TRSY0A : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	mean dynamic friction coefficient	mufr	null	1.00000000000000e-01
2	rotary stick velocity threshold	dvel	rev/min	1.00000000000000e+00
3	mean radius to convert friction force into torque	rmean	mm	1.50000000000000e+01
4	blocker ring cone angle	alfa	degree	6.50000000000000e+00



Variabili esterne:

Port	No	TRDI0A : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	torque on ring gear output at port 1 T2*0.5	T1	Nm	expression	output	-
1	2	rotary velocity of ring gear input at port 1	w1	rev/min	variable scalar	input	-

2	1	rotary velocity of driving gear ouptput at port 2 (w1-w3)*0.5	w2	rev/min	expression	output	-
2	2	torque on driving gear input at port 2	T2	Nm	variable scalar	input	-
3	1	torque on sun gear output at port 3 -T2*0.5	T3	Nm	expression	output	-
3	2	rotary velocity of sun gear input at port 3	w3	rev/min	variable scalar	input	-



Variabili esterne:

Port	No	TRTY0A : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Defaultvalue
1	1	longitudinal tyre force at port 1	fxtyre	N	variable scalar	output	-
1	2	car body velocity at port 1	vcarbody	m/s	variable scalar	input	-
2	1	wheel rotary velocity at port 2	Wwheel	rev/min	explicit state scalar	output	0.00000000000000e+000

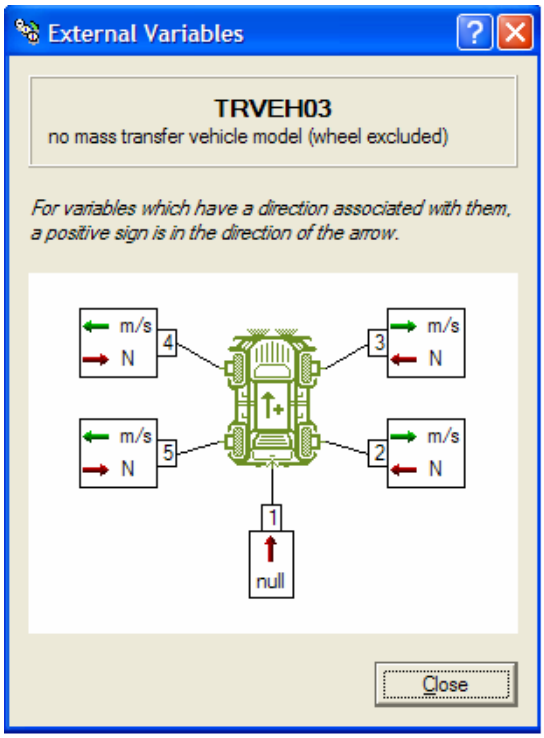
2	2	shaft torque at port 2	Tshaft2	Nm	variable scalar	input	-
3	1	duplicate of port 2 variable 1	omroub	rev/min	duplicate [hidden]	output	-
3	2	brake torque at port 3	Tbrake	Nm	variable scalar	input	-
4	1	sign reversed duplicate of port 2 variable 1	omroue2	rev/min	duplicate [hidden]	output	-
4	2	shaft torque at port 4	Tshaft4	Nm	variable scalar	input	-

Variabili interne:

No	TRTY0A : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Defaultvalue
1	wheel lock parameter	brakelock	null	variable scalar	-
2	longitudinal slip (Sx)	sxwheel	null	variable scalar	-
3	activity of mechanical dissipation (tyre)	actRtyre	J	activity variable scalar	-
4	activity of mechanical inertia (tyre)	actItyre	J	activity variable scalar	-

Parametri reali:

No	TRTY0A : Real parameters	Variable name	Unit	Defaultvalue
1	wheel inertia	jywheel	kgm**2	5.00000000000000e-001
2	tyre rolling radius	rroll	m	3.00000000000000e-001
3	maximum longitudinal force (ie for 100% of slip)	fxmax	N	1.00000000000000e+003
4	longitudinal slip threshold for slope around zero slip velocity	dsx	null	1.00000000000000e+001
5	min car velocity (avoid division by 0 in slip calculation)	vcmin	m/s	1.00000000000000e-001



Variabili esterne:

Port	No	TRVEH03 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	road slope (in %)	alphapc	null	variable scalar	input	-
2	1	velocity at port 2	v2	m/s	explicit state scalar	output	0.00000000000000e+00
2	2	force at port 2	f2	N	variable scalar	input	-
3	1	duplicate of port 2 variable 1	-	m/s	duplicate [hidden]	output	-
3	2	force at port 3	f3	N	variable scalar	input	-
4	1	duplicate of port 2 variable 1	-	m/s	duplicate [hidden]	output	-
4	2	force at port 4	f4	N	variable scalar	input	-
5	1	duplicate of port 2 variable 1	-	m/s	duplicate [hidden]	output	-
5	2	force at port 5	f5	N	variable scalar	input	-

Variabili interne:

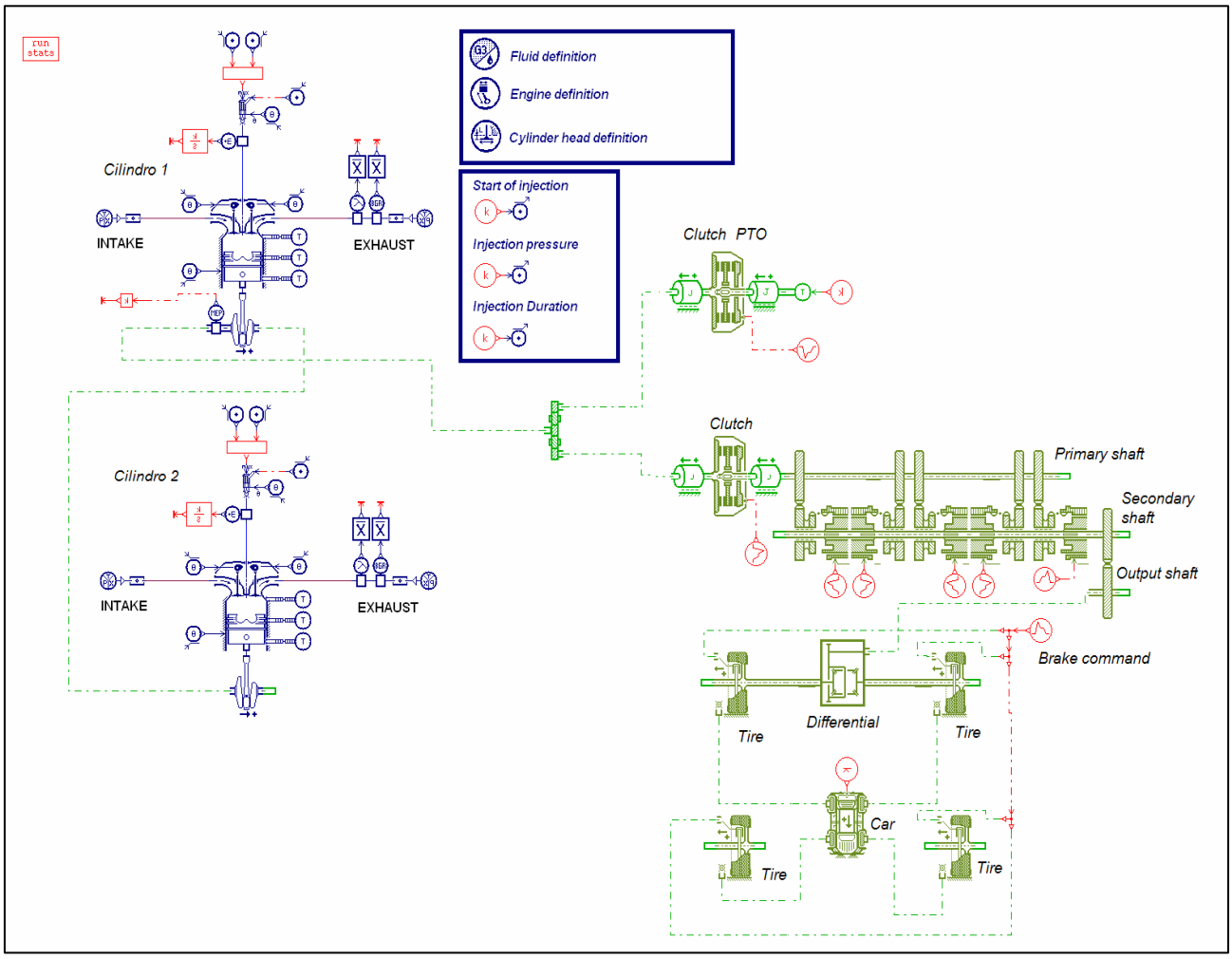
No	TRVEH03 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	carbody longitudinal velocity	vcar	m/s	variable scalar	-
2	carbody longitudinal displacement	xcar	m	explicit state scalar	0.000000e+00
3	carbody longitudinal acceleration	acar	m/s/s	variable scalar	-

4	drag force	fdrag	N	variable scalar	-
5	slope force	fslope	N	variable scalar	-
6	inertia force	finert	N	variable scalar	-
7	front wheels force	ffront	N	variable scalar	-
8	rear wheels force	frear	N	variable scalar	-
9	activity of mechanical dissipation (vehicle)	actRvehicle	J	activity variable scalar	-
10	activity of mechanical inertia (vehicle)	actIvehicle	J	activity variable scalar	-

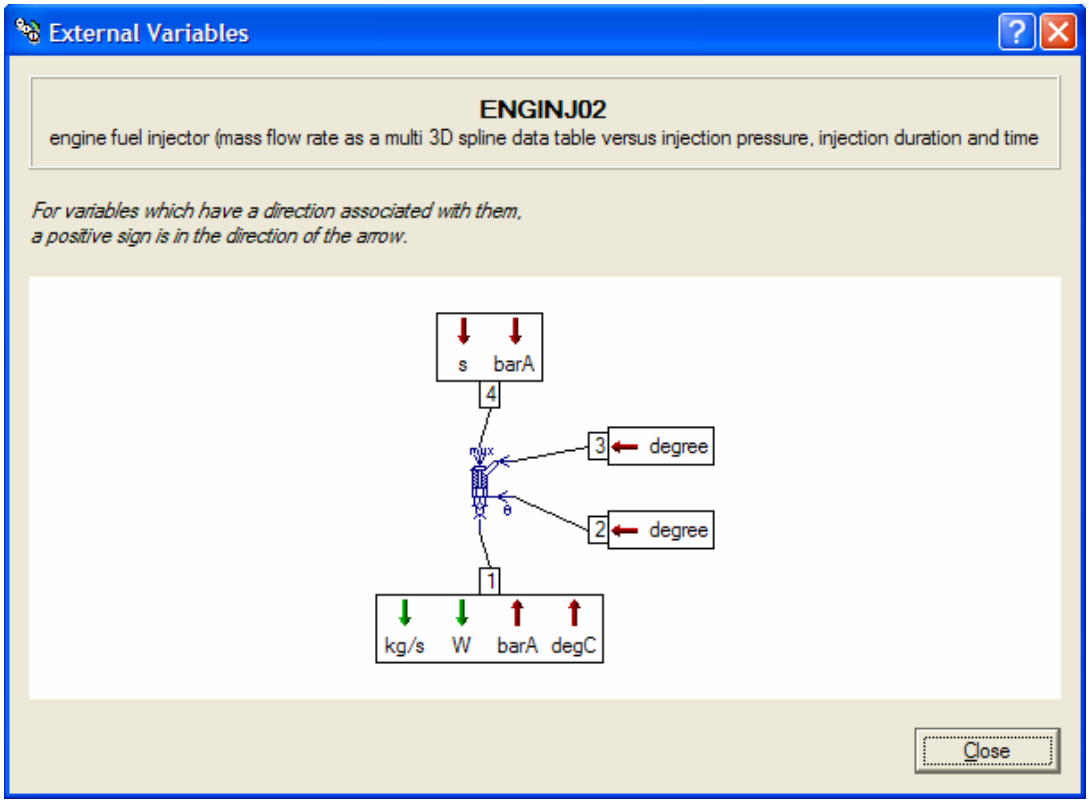
Parametri reali:

No	TRVEH03 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	mass of vehicle	mass	kg	1.00000000000000e+03
2	coefficient of viscous friction	coefv	N/(m/s)	0.00000000000000e+00
3	drag coefficient (Cx)	cx	null	3.00000000000000e-01
4	frontal area	xArea	m**2	1.00000000000000e+00
5	air density	rhoair	kg/m**3	1.22600000000000e+00
6	ambient wind velocity (relative to the ground)	va	m/s	0.00000000000000e+00

Configurazione modello veicolo completo con sistema di iniezione semplificato ed innesto PTO



Sottomodello sistema di iniezione



Variabili esterne:

Port	No	ENGINJ02 : External variables	Variable name	Unit	Type	In/Out	Default value
1	1	output mass flow rate at port 1	dm1	kg/s	variable scalar	output	-
1	2	ouput enthalpy flow rate at port 1	dmh1	W	variable scalar	output	-
1	3	pressure (absolute) at port 1	p1	barA	variable scalar	input	-
1	4	temperature at port 1	t1	degC	variable scalar	input	-
2	1	current crank angle	teta	degree	variable scalar	input	-
3	1	start of injection (SOI)	avi	degree	variable scalar	input	-
4	1	injection duration (Tinj)	tinj	s	variable scalar	input	-
4	2	injection pressure (p)	pinj	barA	variable scalar	input	-

Variabili interne:

No	ENGINJ02 : Internal variables	Variable name	Unit	Type	Default value
1	angle modulo (720)	tetam	degree	variable scalar	-

Parametri reali:

No	ENGINJ02 : Real parameters	Variable name	Unit	Default value
1	injected fuel temperature	tempfuel	K	2.93150000000000e+002

Parametri interi:

No	ENGINJ02 : Integer parameters	Variable name	Default value
1	number of the cylinder	nb	1
2	mixture index	mixt	1
3	liquid fuel index	liqindex	1
4	for mass flow rate table, spline type: 0 linear 1 cubic	splinedm	0
5	flag for mass flow rate table, discontinuity handling for linear splines: 0 inactive 1 active	discdm	1
6	injected fuel	flagfluid	2: gas

Parametri di testo:

No	ENGINJ02 : Text parameters	Default value
1	filename for injection flow rate profile dm=f(p,Tinj, t) dm in g/s, t (local injection time) in s, Tinj (injec.duration)	file.data

Bibliografia

[1] D.Giacosa *"Motori endotermici"* 2003, ed. HOEPLI

[2] K.Newton, W.Steeds, T.Garrett *"The Motor Vehicle"* 7th edition, Butterworths

[3] P.Biondi *"Meccanica Agraria"* 1999, ed. UTET

[4] L.Morello *"Progetto della Trasmissione Meccanica"* 2005, collana automobilistica ATA

[5] R.Bosch "*Panoramica della tecnica di iniezione Diesel"*

[6] G.E.Corcione, M.La Rosa, M.Lavorgna, A.Giuffrida, M.Lanzafame *"Modeling and Control of a Common Rail System for Diesel Multiple Injections"* 2001, SAE Paper 2001-01-014

[7] Kristina Ahlin "*Modelling of pressure waves in the Common Rail Diesel Injection System"* 2000, LiTH-ISY-EX-3081

[8] R.Morselli, E.Corti, G.Rizzoni *"Energy Based Model of a Common Rail Injectior"* 2002, IEEE

[9] N.Guerrisi, P.Dupraz *"A Common Rail Injection System For High Speed Direct Injection Diesel Engines"* 1998, SAE 980803

[10] F.G.Chmela, G.C.Orthaber *"Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion"* 1999, SAE Paper 1999-01-0186

[11] A.E.Catania, A.Ferrari, M.Manno, E.Spessa *"Experimental Investigation of Dynamics Effects on Multiple-Injection Common Rail System Performance"* 2005, ASME Paper ICES2005-1108

[12] G.Bianchi, S.Falfari, P.Pelloni, F.Filicori, M.Milani *"A Numerical and Experimental Study towards Possible Improvements of Common Rail Injectors"* 2002, SAE Paper 2002-01-0500

[13] A.E.Catania, A. Ferrari, M.Manno *"Development and Application of a Complete Common Rail Injection System Mathematical Model for Hydrodynamic Analisys and Disgnostics"* 2005, ASME Paper ICES2005-1018

[14] U.Flaig, W.Polach, G.Ziegler *"Common Rail System for Passenger Car DI Diesel Engines; Experiences with Application for Series Production Projects"* 1999, SAE Paper 1999-01-0191

[15] L.A.Catalano, V.A.Tondolo, A.Dadone *"Dynamic Rise of Pressure in the Common Rail Fuel Injection System"* 2002, SAE Paper 2002-01-0210

[16] A.E.Catania, A.Ferrari, E.Spessa *"Numerical-Experimental Study and Solutions to Reduce the Dwell Time Threshold for Fusion-Free Consecutive Injections in a Multijet Solenoid-Type C.R. System"* 2006, ASME Paper ICES2006-1369

[17] A.E.Catania, A. Ferrari, M.Manno *"Parametric Analisys of Layout Effects on Common Rail Multiple-Injections"* 2005, ASME Paper ICEF2005-1288

[18] C.Park, S.Kook, C.Bae *"Effects of Multiple Injections in a HSDI Diesel Engine Equipped with Common Rail Injection System"* 2004, SAE Paper 2004-01-0127

[19] M.Baratta, A.E.Catania, A.Ferrari *"Hydraulic Circuit Design Keys to Remove The Dependence of the Injected Fuel Amount on Dwell Time in Multi-jet C.R. Systems"* 2006, ASME Paper ICES2006-1426

[20] P.Beierer, K.Huhtala, E.Lehto, M.Vilenius *"Study of the Impact of System Characteristics on Pressure Oscillations in a Common Rail Diesel Fuel Injection System"* 2005, SAE Paper 2005-01-0910

[21] W.Su, H.Wang, B.Liu *"Injcetion Mode Modulation for HCCI Diesel Combustion"* 2005, SAE Paper 2005-01-0117

[22] A.E.Catania, A.Ferrari, E.Spessa, A.Mittica *"Common Rail without Accumulator: Development, Theoretical-Experimental Analisys and Performance Enhancement at DI-HCCI Level of a New Generation FIS"* 2007, SAE Paper 2007-01-1258

[23] R.Buchwald, M.Brauer, A.Sommer, J.Kahrstedt *"Adaption of Injection System Parameters to Homogeneous Diesel Combustion"* 2004, SAE Paper 2004-01-0936

[24] Imagine *"User Manual of AMESim V 4.3", Roanne, France*

[25] Imagine *"User Manual of AMESet V 4.3" , Roanne, France*