

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale

**Progettazione di un sistema di attuazione
elettromeccanico per il controllo di iEGR tramite i
componenti del treno valvole**

Relatore

Prof. Aurelio Somà

Tutor Aziendale Eaton Corp.

Dott. Ing. Nicola Andrisani

Candidato

Martina Carrà

Sessione di Laurea:

Luglio 2019

Riassunto

Lo scopo della tesi è la progettazione e simulazione di un sistema di attuazione elettromeccanico in grado di attivare la funzione di iEGR pensata per un motore diesel 6 cilindri.

Il sistema complessivo è costituito da due sottoinsiemi: il primo sottoinsieme è il treno valvole standard a cui appartengono i bilancieri, le punterie idrauliche e le valvole; il secondo sottoinsieme è il sistema di attuazione studiato costituito da un asse ausiliario, un attuatore rotativo e i leverismi che realizzano la trasmissione del moto dall'attuatore all'asse e dall'asse ai bilancieri. L'interazione tra i due sottoinsiemi è resa possibile dall'utilizzo (nel primo sottoinsieme) di un bilanciere in grado di attivare e disattivare la funzione secondaria di iEGR.

La tesi è suddivisa in cinque sezioni. La prima sezione tratta delle nuove sfide alle quali sono sottoposte le case automobilistiche per far fronte ai recenti aggiornamenti delle procedure di omologazione. Esse devono rispettare i nuovi standard senza ridurre le prestazioni. Segue pertanto una parte che ha lo scopo di contestualizzare il lavoro di tesi, spiegando le nuove procedure di omologazione, gli obiettivi e le strategie della Commissione Europea per un'Europa ad impatto climatico zero entro il 2050 e un approfondimento sulle emissioni inquinanti rilasciate dai veicoli.

La seconda sezione è un'introduzione al treno valvole e ai sistemi VVA (Variable Valve Actuation). In particolare, è stato illustrato il funzionamento del valve train di tipo II, con un approfondimento sui parametri di maggior rilievo nella progettazione dei singoli componenti. Invece, la trattazione dei sistemi VVA è stata suddivisa sulla base della variazione che essi producono: variazione del timing (sistemi VVT) o dell'alzata della valvole (sistemi VVL). Sono stati forniti alcuni esempi di sistemi VVT, mentre l'attenzione è stata posta maggiormente sui sistemi VVL, suddivisi a loro volta sulla base della funzione che essi realizzano, tra cui l'internal Exhaust Gas Recirculation, principale oggetto della tesi. Infine è stato fatto un confronto tra i sistemi che realizzano iEGR tramite attuazione elettromeccanica e tramite attuazione elettro-idraulica, evidenziando i vantaggi e gli svantaggi di entrambe le tecnologie.

La terza sezione entra nel merito del lavoro svolto in Eaton Corp: è stata illustrata la modellazione CAD delle parti che costituiscono il sistema di attuazione, effettuata a

partire dai modelli pre-esistenti dei componenti del valve train, e le grandezze di interesse per il dimensionamento dei suddetti. Successivamente è stata spiegata e commentata l'esecuzione delle prove sperimentali effettuate sul prototipo dell'attuatore rotativo e i loro risultati. In particolare, sono state condotte tre prove differenti: una prova per ottenere la caratteristica della molla di ritorno ed il valore degli attriti all'interno dell'attuatore; una prova per ricavare la curva di taratura del sensore di posizione così da poter convertire il segnale da Volt a gradi di rotazione e, infine, una prova tramite cella di acquisizione per ottenere l'andamento della tensione, della corrente assorbita e della posizione dell'attuatore nel tempo. I dati ottenuti sono stati, poi, utilizzati per calibrare il modello in Creo Mechanism dell'attuatore. Infine tale modello è stato utilizzato per simulare il comportamento dell'intero sistema di attuazione a differenti temperature.

La quinta e ultima sezione illustra le conclusioni alle quali si è giunti, ponendo l'attenzione su un confronto tra il sistema elettromeccanico progettato e un sistema idraulico, di cui i tempi di risposta erano già noti.

Abstract

The aim of this thesis is to design and simulate an electromechanical actuation system able to activate and deactivate iEGR function on a six cylinders diesel engine.

The overall system is made up of two subsystems: the first one is the standard valve train system which includes Roller Rocker Arms, Hydraulic Lash Adjusters and the valves; the second one is the designed actuation system which includes an auxiliary shaft, a rotary actuator and the mechanical linkages to transmit motion from the actuator to the shaft and from the shaft to the Rocker Arm. These two systems work together, thanks to the switchable Roller Rocker Arm, to provide the iEGR secondary function.

The thesis is divided into five chapters. Chapter number one is about the current standard and regulations involving all the vehicles in use. Indeed, today's car manufacturers have to respect the new emission control standards without effecting tool performances. Therefore, chapter one aims to contextualize the thesis, speaking about the new emission controls, the European Congress targets to be a zero pollutant emissions society no later than 2050 and the origins of the pollutant emissions themselves.

Chapter number two and three are respectively an introduction to valve train systems and VVA (Variable Valve Actuation) systems. Type II valve train system has been explained, paying attention to its parts and their more relevant design parameters. VVA systems discussion has been divided in two parts, basing on their effects: a timing variation (VVT systems) or a valve lift variation (VVL systems). In particular, VVL systems have been deepened, explain internal Exhaust Gas Recirculation (iEGR) function.

Chapter number four is about the real project carried out in Eaton Corp. Starting from the explanation of the system and its modeling in PTC Creo, the chapter focuses on the experimental tests carried out on the prototype of the rotary actuator involved in the system. Three different types of test have been done: the first test aims to obtain the characteristic of the return spring and the value of the frictions inside the actuator, the second one aims to draw the calibration curve of the position sensor and the last one is about the behavior of the current, tension and rotation in

function of the time. Then, the results of the tests have been used to calibrate the CAD model of the actuator. Later the actuator model has been used to simulate the whole actuation system in different temperature conditions.

The last chapter aims to summarize the work and highlights the results, doing also a comparison between the results of the studied electromechanical system and a hydraulically actuated system previously studied.

Sommario

1. Introduzione.....	9
1.1 La procedura internazione di prova per i veicoli leggeri	9
1.2 Un’economia climaticamente neutra	11
1.2.1 L’Accordo di Parigi: i punti chiave.....	11
1.2.2 La comunicazione della Commissione al Parlamento Europeo.....	12
1.3 Le emissioni inquinanti.....	18
1.3.1 Gli ossido di azoto, NOx.....	19
1.3.2 Gli idrocarburi, HC	19
1.3.3 Il monossido di carbonio, CO	20
1.3.4 Il particolato, PM	20
1.3.5 L’anidride carbonica, CO ₂	21
1.4 Le emissioni diesel.....	23
2. Il treno valvole	26
2.1 Asse a camme	28
2.2 Rocker Arm.....	29
2.3 Hydraulic Lash Adjuster	32
3. Variable Valve Actuation, VVA.....	34
3.1 I sistemi <i>camless</i>	36
3.2 I sistemi <i>camshaft based</i>	37
3.2.1 I sistemi VVT.....	38
3.2.2 I sistemi VVL.....	40
3.2.3 Exhaust Gas Recirculation, EGR.....	45
3.2.4 Attuazione elettro-meccanica e attuazione idraulica.....	49
4. Metodologia e risultati	53
4.1 La descrizione del sistema	54
4.2 L’esecuzione delle prove sperimentali e loro risultati	59
4.2.1 La caratteristica della molla di ritorno e gli attriti	62
4.2.2 La curva di taratura del sensore di posizione	67
4.2.3 I tempi di risposta	68
4.3 Il set up della simulazione in Creo Mechanism	72
4.3.1 La creazione dell’assieme	73
4.3.2 L’impostazione della simulazione	74
4.4 La calibrazione del modello.....	76

4.4.1 La calibrazione della disattivazione	77
4.4.2 La calibrazione dell'attivazione	79
4.5 La simulazione del sistema di attuazione a differenti temperature	83
4.5.1 La simulazione a 20°C	85
4.5.2 La simulazione a -7 °C.....	88
4.5.3 La simulazione del sistema di attuazione a 100°C.....	90
4.5.4 I risultati a confronto.....	92
5. Conclusioni	97

Capitolo 1

1.1 La procedura internazionale di prova per i veicoli leggeri	8
1.2 Un'economia climaticamente neutra	10
1.2.1 L'accordo di Parigi: i punti chiave	10
1.2.2 La comunicazione della Commissione al Parlamento Europeo	11
1.3 Le emissioni inquinanti	17
1.3.1 Gli ossidi di azoto, NOx	18
1.3.2 Gli idrocarburi, HC	18
1.3.3 Il monossido di carbonio, CO	19
1.3.4 Il particolato, PM	19
1.3.5 L'anidride Carbonica, CO ₂	20
1.4 Le emissioni diesel	22

1. Introduzione

Le nuove procedure di omologazione delle vetture e i recenti regolamenti che fissano le norme sul controllo delle emissioni inquinanti e dei consumi, hanno portato le case automobilistiche a dover sviluppare dei nuovi sistemi di *air management* che rispettino gli standard richiesti e che non danneggino le prestazioni. Con la seguente tesi, si vuole quindi introdurre il contesto all'interno del quale ad oggi operano i costruttori dei nuovi veicoli commerciali, le sfide alle quali sono sottoposti e i nuovi sistemi che guardano al futuro dell'industria automobilistica, per concentrare poi l'attenzione sui sistemi che realizzano l'iEGR.

1.1 La procedura internazionale di prova per i veicoli leggeri

Le regole sempre più stringenti in merito al controllo delle emissioni delle autovetture, in concomitanza con il *dieselgate* (ovvero lo scandalo legato alla falsificazione delle emissioni di vetture munite di motori diesel), impongono ai costruttori l'obbligo di sottoporre i propri veicoli ad una nuova procedura di omologazione, che prende il nome di **WLTP**.

Infatti, a partire dall'1 Settembre 2018, nei paesi dell'Unione Europea, il protocollo di omologazione **NEDC (New European Driving Cycle)**, nato nel 1992 e il cui più recente aggiornamento risale al 1997, è stato sostituito dal **WLTP (Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure)**, che prevede anche l'introduzione di prove su strada denominate **RDE (Real Driving Emissions)**, per rilevare accuratamente gli ossidi di azoto e, pertanto, stimare realmente i consumi ed emissioni inquinanti dei nuovi veicoli, così da verificare che quanto dichiarato dai costruttori sia conforme alla realtà.

La *procedura internazionale di prova per i veicoli leggeri*, traduzione italiana di WLTP, prevede una prova dalla durata di trenta minuti con velocità media dell'autovettura pari a 46.5 km/h e velocità massima di 131 km/h, a differenza della precedente NEDC, i cui test duravano venti minuti con una velocità media di 34 km/h e una velocità massima di 120 km/h. Inoltre, il chilometraggio da sostenere è raddoppiato, passando dagli 11 km delle prove NEDC, ai 23.25 km per il WLTP. Le caratteristiche dei test sono riassunte in Tabella 1.

	NDEC	WLTP
Durata	30 min	20 min
Velocità media	46.5 km/h	34 km/h
Velocità massima	131 km/h	120 km/h
Distanza percorsa	11 km	23.25 km

Tabella 1 - Procedure di omologazione a confronto

Un'altra novità apportata dalla nuova procedura di omologazione è l'obbligo di effettuare le prove su strada con quattro differenti velocità medie, così da registrare i dati anche per differenti stili di guida. Si tratta delle cosiddette prove RDE, che rilevano direttamente su strada le emissioni di sostanze inquinanti come polveri sottili e gli ossidi di azoto **NOx**. Il WLTP impone, inoltre, che i test vengano effettuati non solo sulle vetture nell'allestimento base, ma anche sulle versioni top gamma, poichè per le vetture più accessoriate solitamente si registrano valori più elevati di emissioni e consumi.

Se per gli automobilisti l'introduzione della nuova procedura di omologazione non ha comportato alcun cambiamento, il nuovo ciclo WLTP ha fatto risultare inevitabilmente più alte le emissioni delle vetture sul mercato, a causa dei criteri più precisi di rilevamento, mettendo alla prova i produttori del settore.

1.2 Un'economia climaticamente neutra

Il 28 Novembre 2018 la Commissione europea ha presentato la sua strategia a lungo termine per un'Europa ad *impatto climatico zero* entro il 2050. Tale strategia è in linea con gli obiettivi dell'Accordo di Parigi, primo accordo universale e giuridicamente vincolante sul clima mondiale, stipulato in occasione della Conferenza sul clima di Parigi (COP21) del Dicembre 2015.

1.2.1 L'Accordo di Parigi: i punti chiave

L'Accordo di Parigi per la prima volta ridefinisce le traiettorie di sviluppo delle nazioni facenti parte dell'Unione Europea e le unisce sulla base dell'impegno comune a combattere il cambiamento climatico e ad adattarsi ai suoi effetti, aiutando i paesi in via di sviluppo a fare lo stesso.

Il punto centrale dell'Accordo è quello di limitare il riscaldamento globale mantenendo la temperatura media al massimo tra gli 1.5-2 gradi Celsius superiore a quella dell'epoca pre-industriale. Tale accordo si propone, infatti, di condurre le politiche odierne verso la neutralità delle azioni umane rispetto al clima entro la fine del secolo.

Pertanto, i punti chiave di tale accordo sono:

- contenere l'aumento medio della temperatura mondiale così da limitare i rischi del cambiamento climatico;
- fare sì che le emissioni globali raggiungano il loro massimo livello nel più breve tempo possibile, in consapevolezza che per i paesi in via di sviluppo occorrerà più tempo;
- procedere, nella fase successiva, ad una rapida riduzione mettendo in atto soluzioni tecnologicamente avanzate.

Inoltre, nell'ambito della conferenza di Parigi, i paesi partecipanti hanno stabilito di riunirsi ogni cinque anni per fissare via via degli obiettivi più ambiziosi sulla base delle future conoscenze scientifiche e tecnologiche, imponendo una politica di trasparenza degli obiettivi fissati e dei progressi compiuti, così che questi vengano riferiti non solo agli altri Stati membri, ma anche all'opinione pubblica, che deve essere sensibilizzata e resa partecipe.

L'Accordo prevede, infatti, un coinvolgimento non solo della sfera politica, ma anche delle città, delle regioni e degli enti locali, che sono invitati a promuovere iniziative per la riduzione delle emissioni, ridurre la vulnerabilità agli effetti negativi dei cambiamenti climatici, migliorare la cooperazione regionale e internazionale.

1.2.2 La comunicazione della Commissione al Parlamento Europeo

Nell'Ottobre del 2018, il gruppo intergovernativo di esperti sul cambiamento climatico (IPCC) ha reso pubblica la relazione sull'impatto del riscaldamento globale di 1.5°C rispetto ai livelli preindustriali. I dati scientifici rilevano che le attività umane generano un riscaldamento globale di 1°C superiore ai livelli preindustriali e che la temperatura terrestre sta aumentando con una rapidità di 0.2°C per decennio. Le previsioni stimano un aumento della temperatura di 2°C poco dopo il 2060, se le nazioni non intervengono congiuntamente a favore del clima.

La relazione dell'IPCC dichiara che i cambiamenti climatici, se incontrastati, comporteranno effetti irreversibili su larga scala, tale relazione riporta infatti: *“In presenza di un riscaldamento globale di 1°C gli ecosistemi che popolano circa il 4% della superficie terrestre subirebbero una trasformazione di qualche tipo e questa percentuale aumenterebbe al 13% se la temperatura s'innalzasse di 2°C: ad esempio, con un aumento della temperatura di 2 °C scomparirebbe il 99% delle barriere coralline. La perdita irreversibile della calotta glaciale in Groenlandia potrebbe essere innescata da un riscaldamento compreso tra 1.5 e 2°C, con un conseguente innalzamento fino a 7 metri del livello del mare che inciderebbe direttamente sulle zone costiere in tutto il mondo, comprese le terre basse e le isole in Europa. Stiamo già assistendo alla rapida perdita della banchisa glaciale artica nel periodo estivo e alle ripercussioni negative di questa perdita sulla biodiversità nella regione nordica e sulle fonti di sussistenza della popolazione locale.”*

Inoltre, le conseguenze del cambiamento climatico coinvolgerebbero anche la produttività economica, la stabilità politica, la capacità di produzione del cibo, la salute pubblica e la biodiversità, basti pensare ai danni economici e non solo causati dalle catastrofi naturali, quali gli straripamenti dei fiumi in Europa. Nella Figura 1 sottostante sono riportati gli effetti dei cambiamenti climatici in Europa.

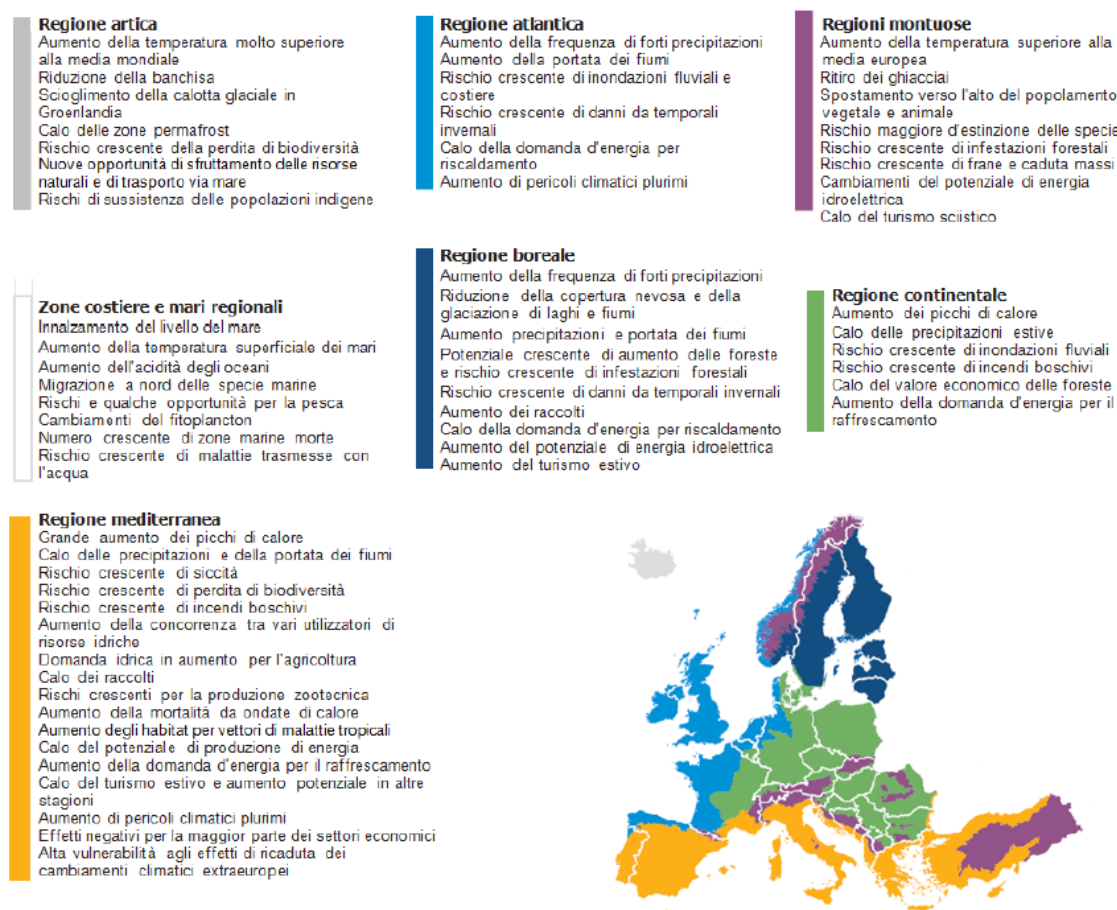


Figure 1 - Effetti dei cambiamenti climatici in Europa

La strategia a lungo termine ha l'obiettivo, quindi, di dimostrare l'intenzione dell'Europa di guidare le procedure internazionali per la salvaguardia dell'ambiente e dell'ecosistema e di tracciare il percorso di transizione dell'economia attuale verso un'economia a zero emissioni di gas a effetto serra, evoluzione che deve avvenire entro il 2050 e che sia al contempo sostenibile sul piano sociale ed in termini di costi.

A tale proposito l'Europa sta indagando sulle cause primarie dei cambiamenti climatici, con lo scopo di individuare una risposta mondiale. Essa, si prefigge una riduzione dell'80-95% delle emissioni di gas serra, essendo responsabile del 10% delle emissioni mondiali. In Figura 2 sono mostrate le chilotonnellate di CO₂ emesse per paese nel 2015, tali valori sono stati successivamente resi in percentuale e riportati in Figura 3, ponendo una maggiore attenzione ai livelli superiori al 1% delle emissioni totali.

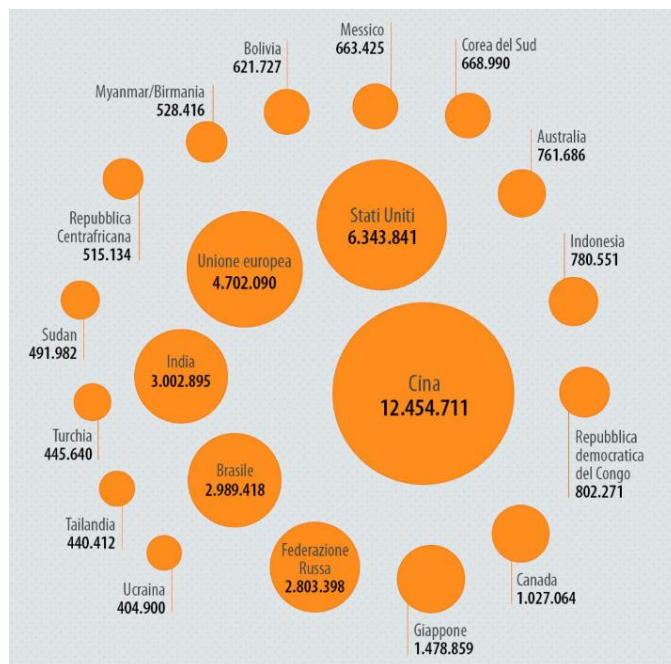


Figure 2 - Chilotonnellate di CO2 emesse nel 2012 per paese

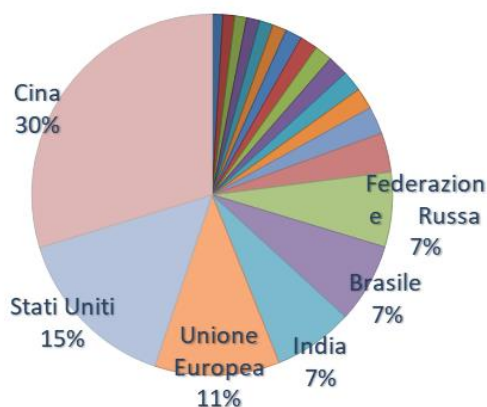


Figure 3 - Percentale di emissioni inquinanti per paese nel 2015

Sul piano dell'energia, sono già stati approvati gli obiettivi che mirano ad un aumento dell'efficienza energetica di almeno il 32,5% e ad una crescita della quota di fonti di energia rinnovabili di almeno il 32% entro il 2030. Inoltre, si vuole stimolare il settore dei trasporti tramite la legislazione che impone una riduzione delle emissioni di CO₂ di automobili, camion e furgoni.

La commissione, a questo punto, propone delle soluzioni che, andando ad agire sul nostro sistema energetico, sulle modalità di sfruttamento del suolo, sul settore agricolo, sui sistemi di trasporto di merci e persone, hanno come obiettivo un'economia a zero emissioni nette entro metà secolo.

Per il raggiungimento degli obiettivi di cui sopra, sono stati valutati otto scenari. Cinque di essi si propongono di effettuare il passaggio verso l'ecosostenibilità tramite tecnologie ed azioni e sono conseguentemente caratterizzati dall'aumento del consumo dell'energia elettrica, aspetto che implica un netto aumento delle capacità di stoccaggio (6 volte i livelli attuali). Con questi cinque scenari si dovrebbe raggiungere una riduzione delle emissioni di gas a effetto serra pari all'80% rispetto ai livelli del 1990 entro in 2050; se si considerassero anche gli effetti di assorbimento della CO₂ legati all'uso del suolo e alla sevicoltura, la riduzione di emissioni raggiungere il 90%.

Il sesto scenario è stato ottenuto tramite la combinazione degli scenari precedenti, con il quale si otterrebbe una riduzione del 90% delle emissioni di gas serra, che, come si può vedere non rappresenta una società totalmente neutrale nei confronti dell'ambiente a causa del settore agricolo.

Il settimo e ottavo scenario ricercano la giusta combinazione per il raggiungimento della neutralità delle emissioni. Nel dettaglio: il settimo scenario si concentra sui vettori energetici a zero emissioni di CO₂ e sulle tecnologie che consentono la cattura e l'immagazzinamento del carbonio per fare da contrappeso alle emissioni residue non eliminabili; l'ottavo scenario, invece, prende come punto di partenza il settimo scenario, ma fa una valutazione dei benefici che deriverebbero da un cambiamento radicale nelle scelte dei consumatori, se queste venissero indirizzate verso servizi e prodotti a ridotta intensità di carbonio.

Di seguito, vengono analizzati, sinteticamente, ma più nel dettaglio gli scenari di cui sopra:

- **Primo scenario, l'efficienza energetica e gli edifici a zero emissioni:** si stima che i benefici, che derivano dall'efficienza energetica, potenzialmente arriveranno a dimezzare il consumo energetico rispetto al 2005. Questo scenario, tuttavia non si concentra solo sulla decarbonizzazione dei processi industriali, ma pone l'attenzione anche sulla domanda energetica degli edifici, sottolineando che occorre passare ad impianti di riscaldamento alimentati da fonti di energia rinnovabile e migliorare i materiali di edificazione in modo tale da ottenere un isolamento più efficiente.

- **Secondo scenario, la decarbonizzazione dell'approvvigionamento energetico europeo tramite la diffusione delle fonti di energia rinnovabile e dell'energia elettrica:** in una società come quella attuale, in cui i combustibili fossili sono la fonte di energia primaria, l'obiettivo comune di ogni scenario è quello di giungere entro la metà del secolo ad una elettrificazione su larga scala sostenuta dalla diffusione a tappeto delle energie rinnovabili. In questo modo, si avrà che l'Europa, ad oggi dipendente al 55% dalle importazioni di energia (petrolio e gas), scenderà al 20% del suo attuale fabbisogno energetico d'importazione, con conseguenti risparmi, che consentirebbero di avere più risorse per potenziali investimenti nella modernizzazione dell'economia dell'Unione Europea. In questo scenario, l'80% dell'energia provverrà da fonti rinnovabili e il 15% dall'energia nucleare.
- **Terzo scenario, una mobilità pulita, connessa e sicura:** i mezzi di trasporto, ad oggi, sono responsabili di un quarto delle emissioni di gas a effetto serra in Europa; pertanto, anche questo settore dovrà contribuire in maniera determinante alla decarbonizzazione. L'industria automobilistica già da qualche anno investe sulle tecnologie a zero o basse emissioni, quali le vetture elettriche. L'elettrificazione dei trasporti, tuttavia, non sarà risolutiva per tutte le tipologie di mezzo, a causa dei limiti che sono ancora presenti nelle nuove tecnologie. Per esempio, le batterie hanno ancora una bassa densità di energia, cosa che richiede che vengano ricaricate spesso, e il loro peso le rende inadatte al trasporto aereo, alla navigazione e ai camion che devono percorrere lunghe tratte. Dal punto di vista energetico, il treno permane la soluzione migliore per il trasporto delle merci su medie e grandi distanze, pertanto dovrebbe essere reso più competitivo rispetto al trasporto su gomma.
- **Quarto scenario, l'economia circolare come mezzo per ridurre le emissioni di gas serra:** nonostante l'industria europea sia ad oggi già altamente efficiente, il riciclaggio e il riutilizzo dei materiali, con una conseguente riduzione del consumo delle materie prime, non può che migliorare la sua competitività e ridurre le emissioni di gas effetto serra. Non bisogna però dimenticare il protagonista dell'industria, ovvero il consumatore, che determina la domanda di prodotti. Le sue esigenze

potrebbero infatti cambiare, causa la digitalizzazione e una maggiore attenzione nei confronti del clima. In quest'ultimo caso, si avrebbe maggiore richiesta di prodotti ecologici e a zero impatto sull'ambiente. Tuttavia, perchè cambi la mentalità dei consumatori, c'è bisogno di una maggiore trasparenza sull'impronta ecologica e di carbonio dei prodotti e dei servizi.

- **Quinto scenario, le interconnessioni intelligenti:** fondamentale per una nuova Europa a zero emissioni è lo sviluppo di un'infrastruttura adeguata che garantisca un'interconnessione e un'integrazione tra i settori di tutta Europa. Per quanto riguarda invece, le strutture già esistenti, queste possono essere ammodernate per continuare il loro utilizzo.
- **Sesto scenario, i benefici della bioeconomia e i pozzi di assorbimento del carbonio:** si stima che la popolazione mondiale, entro il 2050, subirà un'aumento del 30%, con un conseguente aumento della domanda di cibo, mangimi e fibre, da destinarsi sia all'industria alimentare sia ai settori dell'energia, a cui l'agricoltura dovrà far fronte. Determinante diventa quindi, in questo scenario, il ruolo del biogas e, pertanto, della biomassa. La biomassa, infatti, può essere trasformata in biocarburanti e biogas tramite il trattamento in digestori anaerobici (che ridurrebbero anche le emissioni di CO₂), può essere fonte di energia termica e, inoltre, può essere trasportata utilizzando la rete esistente per il biogas, dopo essere stata purificata. Fondamentali, in questo scenario, sono anche l'imboschimento e il ripristino dei terreni forestali, in quanto favoriscono l'assorbimento della CO₂, accrescono la biodiversità e aumentano la disponibilità di biomassa.
- **Settimo scenario, la cattura e lo stoccaggio delle emissioni residue di CO₂:** ad oggi i sistemi per lo stoccaggio e la cattura delle emissioni di CO₂ non sono ancora in fase di commercializzazione, a causa dei mancanti progetti dimostrativi della tecnologia e di una verificata fattibilità in termini economici. Tuttavia, questi sistemi, nell'ottica di questo scenario, devono diventare protagonisti dell'Europa a zero emissioni, specialmente nella fase di transizione. Pertanto, se si vuole che queste tecnologie atte allo stoccaggio e alla cattura delle emissioni di CO₂ diventino concretamente una risorsa entro i prossimi decenni, sarà necessario investire nella ricerca e nelle dimostrazioni, per garantirne la diffusione.

Ai fini di questa tesi, lo scenario di maggiore interesse è il terzo, che prospetta una mobilità pulita. Le autovetture dovranno adattarsi alle restrizioni sulle emissioni adottando dei sistemi tecnologicamente avanzati. Nel seguito, verranno descritti alcuni sistemi tuttora in commercio che, in modi differenti, permettono di migliorare le prestazioni, riducendo parzialmente le emissioni inquinanti.

1.3 Le emissioni inquinanti

Le emissioni inquinanti generate dalle autovetture, dalle centrali eneegetiche e dai processi industriali sono alla base degli attuali problemi ambientali, ad oggi priorità di tutte le nazioni. Tra le sostanze reputate maggiormente nocive non solo per l'ambiente, ma anche per la salute dell'uomo, si ha:

- L'anidride carbonica (CO₂), considerata la principale responsabile dell'effetto serra e del conseguente riscaldamento globale;
- Il monossido di carbonio (CO) che disturba l'assorbimento dell'ossigeno ad opera dei globuli rossi;
- Gli ossidi di azoto (NO_x), gli ossidi di zolfo (SO_x) e l'ammoniaca (NH₃), responsabili delle piogge acide;
- Il particolato (PM) che danneggia le mucose degli occhi e del naso ed è cancerogeno.

La reazione di combustione ideale, in Figura 4, di un carburante idrocarburo C_xH_y non dovrebbe comportare la creazione di sostanze nocive ma solamente la produzione ad esempio di CO₂, H₂O, N₂ e O₂.

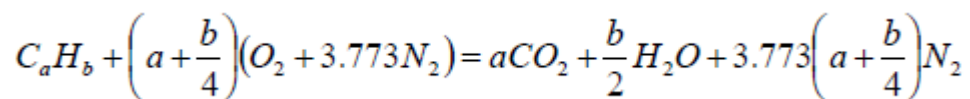


Figure 4 - Reazione di combustione ideale

Tuttavia, in un processo di combustione reale, si generano delle sostanze inquinanti e tossiche, pari generalmente all'1% dei prodotti della combustione, quali il monossido di carbonio (CO), gli idrocarburi (HC), gli ossidi di azoto (NO_x) e il particolato (PM), come mostra la Figura 5.

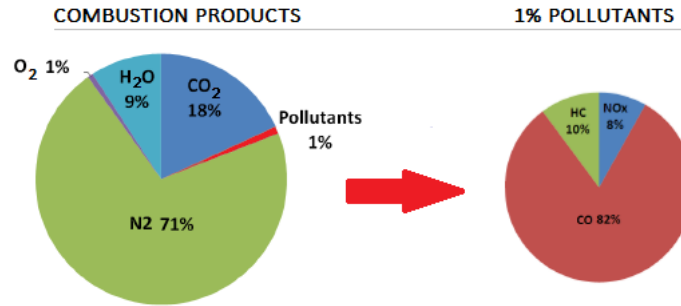


Figure 5 - Percentuali di sostanze inquinanti nei prodotti della combustione

In Tabella 2, di seguito, sono riportate le quantità di sostanze inquinanti prodotte da un motore diesel per kg di carburante:

CO	200 g/kg di carburante
NO _x	20 g/kg di carburante
HC	25 g/kg di carburante
PM	0.2 – 0.5 % per massa di carburante

Tabella 2 - Quantità di sostanze inquinanti per kg di combustibile

1.3.1 Gli ossido di azoto, NO_x

Gli ossidi di azoto hanno origine nella camera di combustione dalla reazione dell'azoto con l'ossigeno. In particolare, essi vengono prodotti nel fronte di fiamma e nei gas che bruciano ad alte temperature; infatti, la loro formazione è causata proprio dall'ossidazione dell'azoto ad alte temperature (<2000K). Gli ossidi di azoto e il particolato sono gli inquinanti critici dei motori diesel.

Tra gli ossidi dell'azoto più comuni sono inclusi gli NO (monossido di azoto) e gli NO₂ (ossido nitroso). Quest'ultimo, in particolare, ha un notevole impatto sul clima e sui fenomeni quali l'effetto serra e l'indebolimento dello strato di ozono.

1.3.2 Gli idrocarburi, HC

Gli idrocarburi sono costituiti da n atomi di carbonio e m atomi di idrogeno (C_nH_m) e sono un miscuglio di idrocarburi che hanno origine dal combustibile e dall'olio di lubrificazione. Si generano in camera di combustione quando si verifica il fenomeno del *quenching*, ovvero quando il calore del fronte di fiamma viene assorbito dagli elettrodi delle candele, rallentandolo o estinguendolo completamente. Ciò che ne consegue è una combustione incompleta. Altre cause della produzione degli HC sono, ad esempio, il congelamento della fiamma sulle pareti fredde del cilindro o l'eccesso d'aria presente in alcune zone della camera di combustione tale da non far

iniziare la combustione o da non farla giungere a totale compimento. Ciò che accomuna tutti questi fenomeni è una combustione incompleta.

1.3.3 Il monossido di carbonio, CO

La produzione del monossido di carbonio ha inizio nella camera di combustione e continua fin quando, nella fase di espansione, la temperatura dei gas combusti non scende al di sotto di un certo livello. Da qui, la dipendenza della produzione del monossido di carbonio (sostanze tossica, inodore e incolore, con un densità simile a quella dell'aria) dalla temperatura nel cilindro.

1.3.4 Il particolato, PM

Il particolato è uno dei principali e più dannosi prodotti della combustione responsabili dell'inquinamento associato ai veicolo a gasolio, tuttavia è costituito da speci chimiche non totalmente definite e la sua produzione non è completamente nota. Infatti, la definizione del particolato dipende dal metodo di campionamento utilizzato. Ad esempio, il metodo adottato in numerosi laboratori che seguono le procedure EPA (Environmental Protection Agency) simula il sistema di scarico di un veicolo e prevede la diluizione del gas di scarico con una massa d'aria pulita, che lo raffredda fino ad una temperatura di 52°C circa, e il successivo passaggio della miscela attraverso un filtro. Lo scopo della diluizione è simulare le condizioni nelle quali il particolato è emesso dai veicoli nell'atmosfera. Pertanto, come si può dedurre, qualsiasi cambiamento nella procedura di simulazione porterebbe a risultati differenti. Tuttavia il metodo della diluizione atmosferica rimane non perfettamente aderente alla realtà, dal momento che in laboratorio viene utilizzato un *dilution ratio* variabile tra 3:1 e 20:1, molto distante dai valori di *dilution ratio* reali (500-1000).

Nonostante, come già detto, la composizione chimica del particolato non sia totalmente nota, esso è costituito da un agglomerato di particelle di carbonio che assorbono altre speci per formare delle strutture dalle proprietà fisico-chimiche complesse.

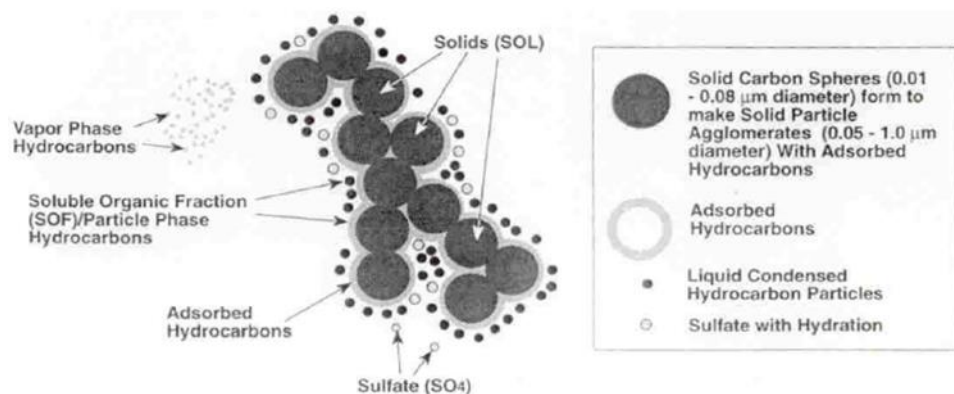


Figure 6 - Rappresentazione schematica del particolato diesel

Il particolato ha una distribuzione di grandezza bimodale, ovvero presenta due tipi differenti di particelle che si distinguono sulla modalità di formazione: le particelle emesse nella modalità di nucleazione e le particelle emesse nella modalità di accumulazione.

Le particelle di nucleazione sono generalmente di dimensioni tali da essere definite “nanoparticelle” (50 nm di diametro) e si formano principalmente quando diminuisce la temperatura dei gas di scarico nel sistema di scarico stesso e dopo che questi si sono mischiati con l’aria fredda. Invece, le particelle di accumulazione si formano dalla agglomerazione di particelle di carbonio con altre sostanze allo stato solido, congiuntamente con l’adsorbimento di gas e la condensazione del vapore. Esse hanno un diametro di circa 0.1 – 0.2 μm.

1.3.5 L’anidride carbonica, CO₂

La CO₂, pur non essendo un prodotto della combustione tossico, è il principale responsabile dell’effetto serra e di ciò che ne deriva. Infatti, la temperatura della superficie terrestre è determinata dall’equilibrio tra la radiazione solare ricevuta e le radiazioni re-immesse nello spazio, che generalmente ammonta al 30% dell’energia ricevuta che viene riflessa. Il riscaldamento globale è causato dai gas a effetto serra (come ad esempio la CO₂), i quali bloccano la radiazione riflessa, che al posto di essere re-immessa nello spazio rimane nell’atmosfera terrestre, innalzandone la temperatura. È pertanto necessario limitare la produzione di CO₂ ad opera dei veicoli. Tuttavia, essendo essa presente tra i prodotti della reazione di combustione

ideale, mostrata in precedenza, non vi è modo di ridurla, se non riducendo il carburante che partecipa alla combustione.

Al termine degli anni '90, l'ACEA (European Automobile Manufacturers' Association) decise, su base volontaria, un limite di 140 g/km di emissioni CO₂ per tutte i veicoli venduti a partire dal 2008, riducendo così le emissioni di anidride carbonica del 25% rispetto al 1995. Successivamente venne fissato un nuovo obbiettivo pari a 120 g/km di CO₂ emessa per le autovetture in vendita dal 2012.

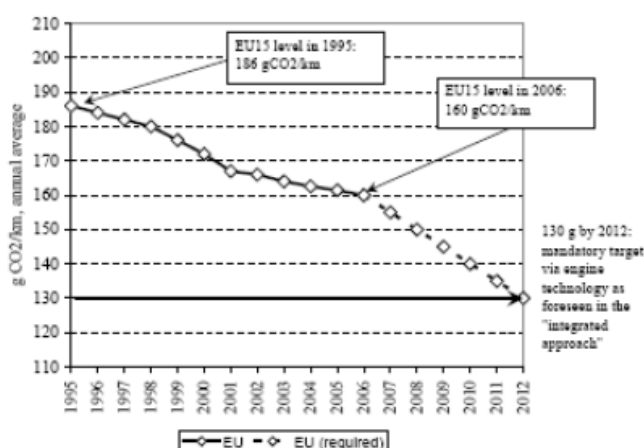


Figure 7 - Variazione delle emissioni di anidride carbonica in Europa dal 1995 al 2012

Tuttavia gli obiettivi posti volotariamente dall'Associazione portarono degli scarsi risultati in termini di riduzione della CO₂, pertanto una nuova legislazione (Regulation 443/2009/EC, adottata a partire dal 23 Aprile del 2009) definì un limite di emission di CO₂ consentito varibaile in funzione alla massa del veicolo.

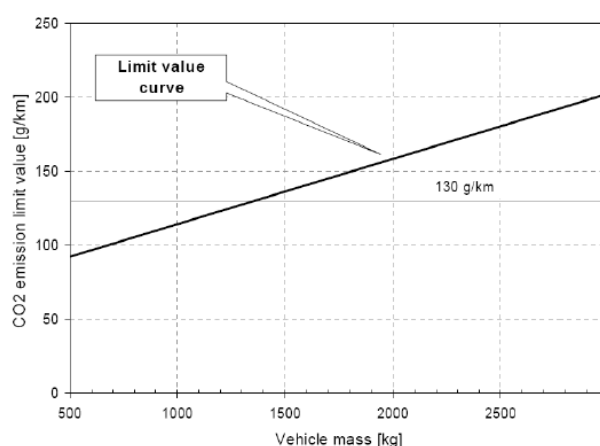


Figure 8 - Limite sulle emissioni di CO2

Ad oggi, i nuovi obiettivi di emissioni di CO₂ stabiliti dall'EC (European Commission) impongono che entro il 2020 si ottenga un limite massimo di 95 g/km di CO₂.

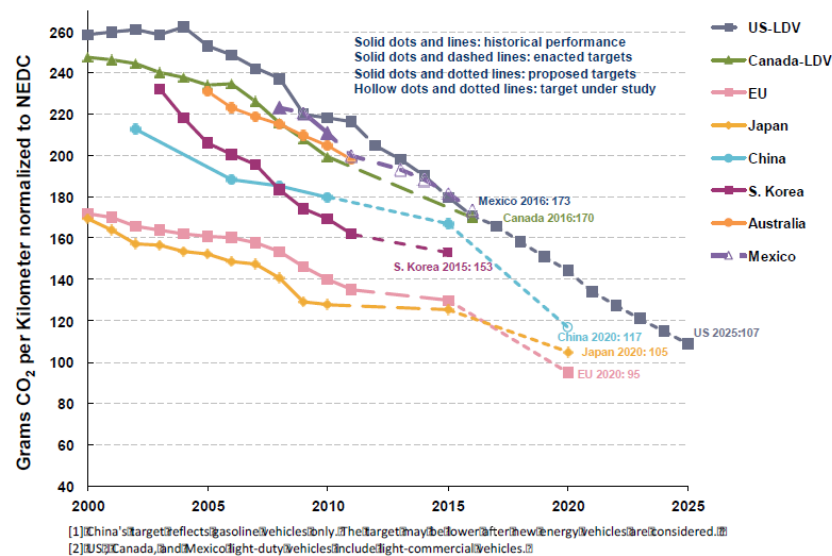


Figure 9 - Convergenza delle emissioni globali di anidride carbonica

1.4 Le emissioni diesel

Nei motori ad accensione per compressione, il processo di combustione è innescato tramite l'iniezione ad alta pressione e alta temperatura del combustibile, il quale a contatto con l'aria nel cilindro e grazie alla presenza di moti turbolenti genera una miscela in grado di autoaccendersi, senza quindi la necessità di un meccanismo di innesco ulteriore. Pertanto, la combustione non avviene con una miscela precedentemente formata ed omogenea di aria e combustibile (come avviene invece nei motori SI), ma la distribuzione del carburante, iniettato sotto forma di liquido nebulizzato, è altamente disomogenea. Questo influenza fortemente i processi di formazione delle sostanze inquinanti, tra cui gli ossidi di azoto.

Il principale meccanismo di formazione degli NO_x nei motori è di natura termica: la reazione di formazione degli NO necessita un'elevata energia di attivazione, di conseguenza è fortemente dipendente dalla temperatura. Pertanto, questo meccanismo diventa particolarmente rilevante alle alte temperature e in presenza di miscele di aria e combustibile molto prossime a quella stechiometrica. La formazione degli NO_x è pressoché irrilevante a temperatura inferiore ai 1700K, ma la sua produzione aumenta repentinamente quando la temperatura sale sopra i 2000K. Pertanto, poiché è evidente la dipendenza di questo meccanismo dalla temperatura,

se la temperatura nel cilindro diminuisse durante la corsa di espansione, verrebbe interrotta la produzione di NO dopo il rilascio del calore.

La fonte principale di produzione degli NOx è la combustione diffusiva, contrariamente a quanto si ipotizzava prima degli anni '80, in cui la responsabilità era attribuita alla combustione premiscelata, che avviene prima di quella diffusiva. Tuttavia, nonostante la combustione premiscelata (che avviene prima del raggiungimento della pressione massima nel cilindro) generi quantità di NOx trascurabili, essa risulta rilevante se dopo che la porzione premiscelata è bruciata, questa è compressa ad alte temperature e pressioni, raggiungendo le temperature più alte rispetto a qualsiasi altra porzione nel cilindro. Per questo motivo, le attuali tecniche di controllo della produzione degli NOx si concentrano su questa prima fase della combustione.

I principali fattori di influenza sulle emissioni di NOx sono:

- dosatura;
- anticipo di iniezione;
- tenore di gas residui.

La formazione degli NOx dipende dalla dosatura, essi diminuiscono al diminuire del carico, ma in maniera meno evidente rispetto ai motori ad accensione comandata. Pertanto, in condizioni di pressione e temperatura quasi costanti, la produzione di NOx diminuisce al diminuire della quantità iniettata.

Un altro fattore importante per le emissioni di NOx è l'anticipo di iniezione, in quanto determina una maggiore quantità di carburante iniettata, che di conseguenza avrà maggiori possibilità di mescolarsi con l'aria, andando a determinare una maggiore porzione premiscelata. Tale porzione premiscelata, come detto in precedenza, è tra le principali responsabili della formazione degli NO. Un ritardo nell'iniezione, invece, permette di ottenere l'effetto contrario: riduce la porzione di carburante premiscelata con una conseguente riduzione degli NO prodotti.

In ultimo, una delle strategie utilizzate per diminuire le emissioni di NOx è il ricircolo dei gas combusti (exhaust gas recirculation, EGR). Facendo ricircolare i gas combusti all'interno del cilindro si abbassa la temperatura post combustione. In questo modo si ottiene:

- Una riduzione della temperatura grazie all'effetto di diluizione della carica di aria fresca con i gas combusti;
- Una riduzione della temperatura massima raggiunta grazie all'effetto termico, ovvero grazie ad una maggiore capacità termica massica dei gas combusti;
- Una riduzione delle temperature per effetti chimici.

L'aria pulita che viene aspirata contiene al suo interno delle quantità trascurabili di CO_2 , la porzione di gas di scarico recuperata invece contiene quantità notevoli di CO_2 che aumentano all'aumentare del flow rate caratteristico dell'EGR:

$$\text{EGR [\%vol]} = \frac{CO_{2int\%}}{CO_{2exh\%}}$$

Come visibile in Figura 10, tra gli effetti di diluizione, termico e chimico elencati, quello maggiormente importante in termini di riduzione degli NO_x è l'effetto di diluizione, con un piccolo contributo apportato dall'effetto chimico. L'effetto di diluizione, infatti, diminuendo la quantità di miscela utile (tramite l'introduzione di gas inerti che non partecipano più alla combustione), consente di abbassare le temperature nel cilindro e, conseguentemente, le emissioni di NO_x .

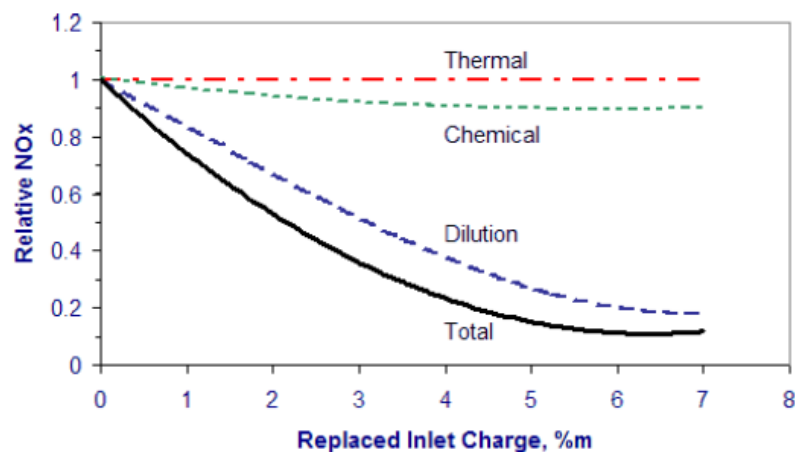


Figure 10 - Emissioni relative di NO_x al variare dell'EGR flow rate

Tuttavia, l'EGR presenta anche degli aspetti negativi: la riduzione delle emissioni di NO_x comporta un aumento dei consumi specifici e maggiori emissioni di PM. Infatti, la percentuale massima di EGR è limitata dall'aumento della produzione di particolato, idrocarburi incombusti e monossido di carbonio.

Capitolo 2 Secondo

2. Il treno valvole	25
2.1 Asse a camme	27
2.2 Rocker Arm	28
2.3 Hydraulic Lash Adjuster	31

2. Il treno valvole

Il funzionamento degli odierni motori a quattro tempi a combustione interna richiede una o più camere di combustione, dette cilindri, all'interno delle quali avviene il ciclo di combustione. L'energia rilasciata viene trasmessa successivamente all'albero motore, per passare poi al cambio e, in ultimo, agli utilizzatori finali quali le ruote, le pompe e l'alternatore.

Perché il processo di combustione avvenga, c'è bisogno di fornire aria (se il motore è diesel) o una miscela di aria e comburente (se il motore è a benzina) e di scaricare nell'ambiente i gas combusti alla fine di ogni ciclo. Questo ciclo si realizza mediante l'apertura e la chiusura delle valvole, poste sulla sommità dei cilindri, in contemporanea con il movimento del pistone. Più in generale, ogni cilindro presenta almeno una valvola per l'aspirazione (*intake*) e almeno una valvola per lo scarico (*exhaust*). Ciò che è fondamentale in questo processo, è il *timing* di apertura e chiusura delle valvole, il quale deve essere estremamente preciso, così da permettere l'aspirazione e lo scarico in determinate condizioni di pressione e temperatura. Altre due grandezze molto importanti sono la durata e l'ampiezza dell'apertura. Questi ultimi due parametri sono generalmente combinati assieme in un diagramma denominato *valve lift* (alzata valvola). In Figura 11 è mostrato un tipico esempio di valve lift, mentre in Figura 12 e 13 sono rappresentate rispettivamente la velocità e l'accelerazione della valvola, al variare dell'angolo camma.

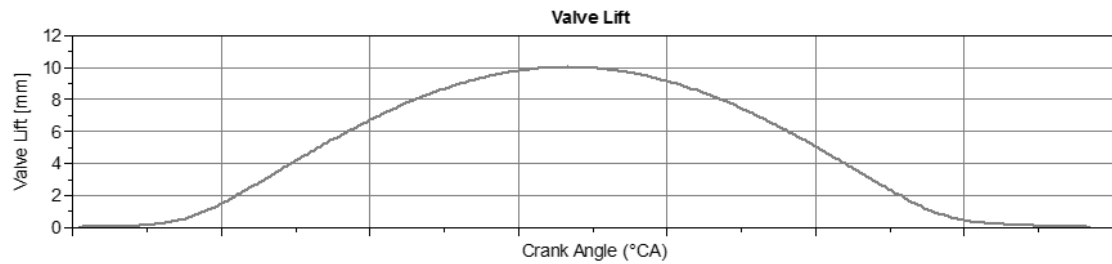


Figure 11 - Valve lift

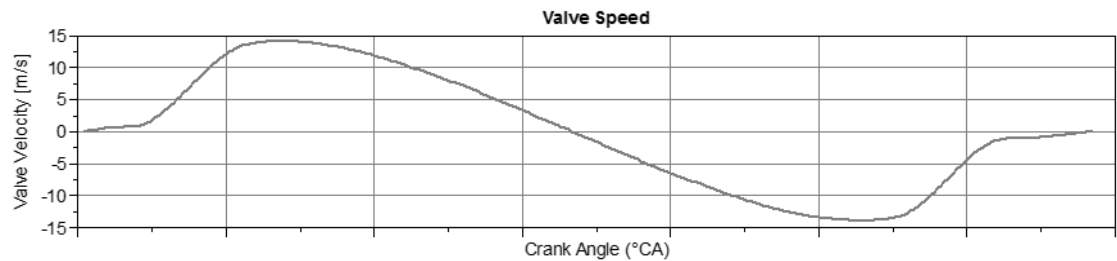


Figure 12 - Valve speed

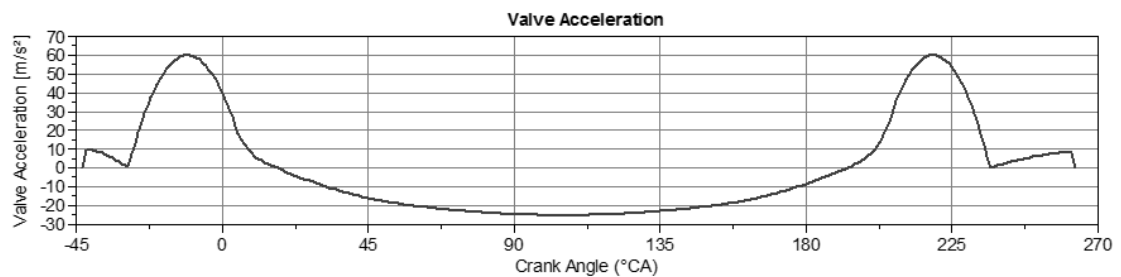


Figure 13 - Valve acceleration

La curva del valve lift è disegnata tenendo conto dei parametri di velocità e accelerazione, in particolare si può notare dal grafico in Figura 12 (valve speed) che nelle parti iniziali e finali ci sia un tratto a velocità costante e ridotta, detto *rampa*. La rampa consente di avere una transizione tra la fase di chiusura e la fase di apertura e nei sistemi meccanici permette di compensare le tolleranze del sistema.

La maggior dei sistemi di air management sono *camshaft based*, ovvero sono caratterizzati dalla presenza dell'asse a camme. L'elemento principale dell'asse a camme sono i lobi, i quali sono i diretti o indiretti responsabili dell'apertura delle valvole. Le molle montate sulle valvole, invece, svolgono il compito di riportare le valvole nella posizione di chiusura. In tali sistemi, l'insieme dei componenti che controllano le operazioni di apertura e chiusura delle valvole è detto *valve train*. Ci sono cinque differenti tipologie di valve train, come mostrato in Figura 14.



Figure 14 - Tipologie di valve train

Nella presente tesi verrà utilizzato un valve train di *tipo II*, detto *End pivot*. Questa configurazione di treno valvole è largamente utilizzata in quanto avvantaggiata da bassi attriti, grande resistenza, packaging compatto e bassi costi. I componenti di un valve train di tipo II sono:

- Valvola;
- Camma;
- Roller Finger Follower (RFF) o Roller Rocker Arm (RRA);
- Hydraulic Lash Adjuster (HLA).

2.1 Asse a camme

Ci sono numerose configurazioni dei motori dotati di asse a camme sulla testa, le principali sono:

- *Single overhead cam* (SOHC);
- *Double overhead cam* (DOHC);

Un motore con singolo albero a camme in testa è caratterizzato dalla presenza di tante camme quanti sono i cilindri, mentre un motore con doppio albero a camme in testa ha il doppio delle camme, questo consente di avere più valvole preposte all'aspirazione e allo scarico, con un conseguente flusso dei gas in ingresso e in uscita più libero, incrementando così la potenza del motore.

In Figura 15 sono mostrati gli schemi, a sinistra, di un motore SOHC e, a destra, di un motore DOHC.

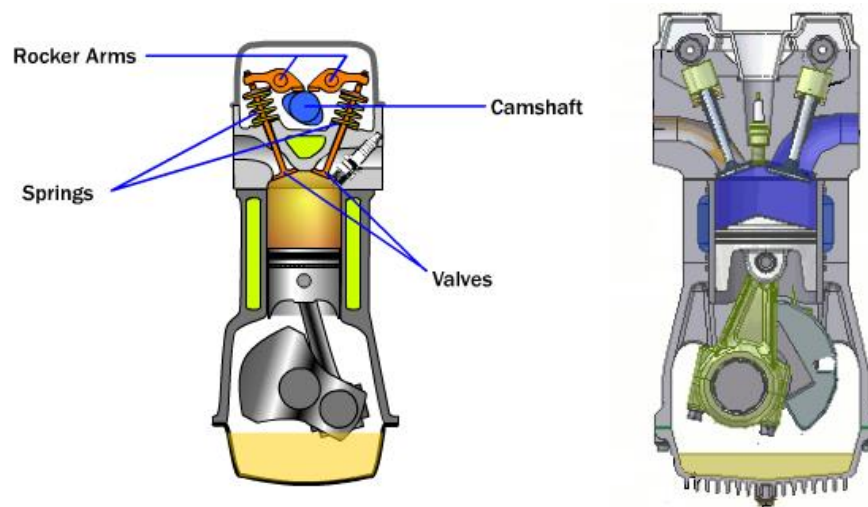


Figure 15 - SOHC and DOHC engines

Sia nei motori con singolo sia nei motori con doppio asse a camme in testa, le camme sono guidate dall'albero motore, tramite una cinghia o una catena, le quali richiedono una periodica manutenzione, poichè la loro rottura avrebbe come immediata conseguenza l'interruzione della rotazione dell'asse a camme.

2.2 Rocker Arm

Il rocker arm è il componente che collega il tip della valvola con l'HLA e che, grazie al contatto con la camma, trasforma il movimento rotatorio di quest'ultima nel moto alternato di apertura e chiusura delle valvole.

Il design del RRA richiede una combinazione di metodi analitici e di esperienza, senza trascurare la scelta del materiale e le tecniche di realizzazione del pezzo. Inoltre, la validazione del design si realizza dopo il superamento delle analisi strutturali tramite il metodo degli elementi finiti e i test partici.

La progettazione del rocker arm parte dal layout della geometria del valve train. I paramentri critici che influiscono sul design del RRA, mostrati in Figura 16, sono:

- La distanza radiale tra il fulcro e il centro del rullo (R_c);
- La distanza radiale tra il fulcro e il centro del rocker radius (R_v);
- Il raggio del pattino del rocker arm (R_r);

- L'angolo tra R_v e R_c (γ);
- Il raggio del rullo (R_p);
- Spessore del cuscinetto;
- La distanza tra il center pivot e la superficie superiore della valvola normale all'asse delle valvole stessa (H);
- La distanza normale all'asse della valvola tra il center pivot e il centro della camma (D_c);
- La distanza parallela all'asse della valvola tra il center pivot e il centro della camma (H_c);
- La distanza tra il center pivot e il l'asse della valvola (D_v).

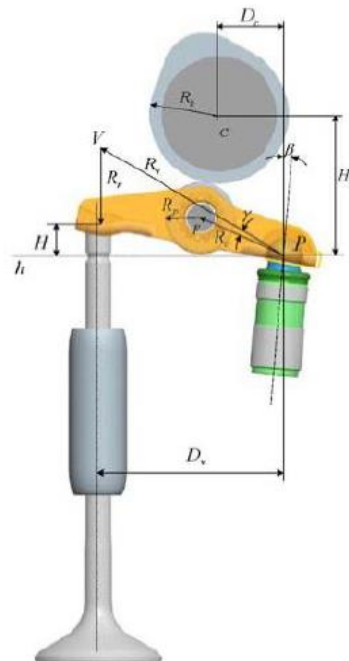


Figure 16 - Schema per il design del bilanciere

Uno fra i parametri più importanti per il design del Rocker Arm è il cosiddetto *rocker arm ratio*, ovvero il rapporto tra la distanza del punto di contatto con il tip valvola con il centro di rotazione e la distanza del punto di contatto tra la camma e il roller del bilanciere e con lo stesso centro di rotazione. Il valore del rocker ratio non rimane costante durante il ciclo, ma cambia poiché variano i punti di contatto bilanciere/valvola e bilanciere/camma. Generalmente, per un RA di tipo II, il rocker ratio ha un valore intermedio tra 1.5 e 2.0. All'aumentare del rocker ratio aumenta il valve lift e la forza trasmessa.

L'ottimizzazione del RRA deve essere effettuata tenendo conto di:

- usura;
- distribuzione dei contatti;
- distribuzione delle forze.

Lo strisciamento relativo tra l'RRA e il tip della valvola deve essere ottimizzata per evitare un'usura eccessiva. A tale scopo, è necessario stimare lo strisciamento: poichè il punto di contatto in questione si sposta nel passaggio dalla configurazione a valvola aperta alla configurazione a valvola chiusa, si deve comparare lo spostamento del tip valvola con lo spostamento del pattino del rocker arm, come mostrato in Figura 17.

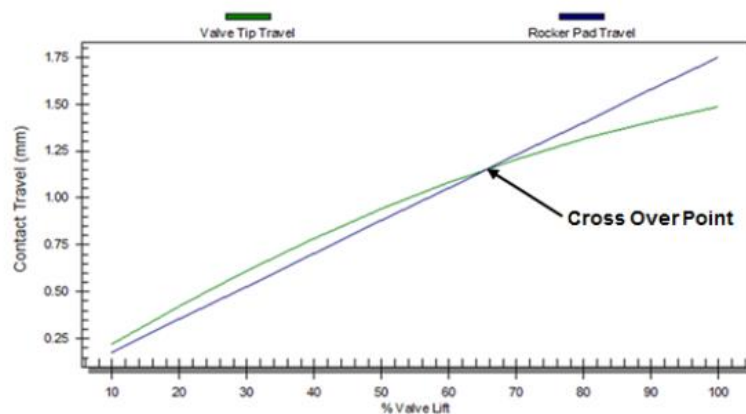


Figure 17 - Valve tip travel comparato al Rocker pad travel

Se le due linee si incrociano il corrispondenza del 70% dell'alzata valvola, allora si avrà uno sliding accettabile. La distanza tra il center pivot e il tip valvola (H) è il fattore che più influisce sul valore dello strisciamento e, pertanto, sul *cross over point*. Il valore di H raccomandato è generalmente un terzo del valve lift.

Il RRA deve essere inoltre ottimizzato ai fini di contenere la distribuzione dei contatti entro una certa area centrata nella linea di mezzeria della valvola. È da considerarsi un buon punto di partenza una suddivisione 50/50 del contatto, con una superficie del tip valvola coinvolta inferiore al 50%.

Un'ulteriore ottimizzazione del bilanciere riguarda la dimensione dei rulli. Da essa (e dalla conseguente dimensione delle camme) dipende l'angolo di pressione. L'angolo di pressione a sua volta influisce, in particolar modo, sui carichi, le accelerazioni e sulla vita a fatica del componente. L'angolo di pressione tra la camma e il rullo del

Rocker Arm consigliato è generalmente pari a 90° quando la valvola è a metà della sua apertura o $95-105^\circ$ quando la valvola è del tutto chiusa e può essere ridotto aumentando la dimensione dei rulli (o delle camme).

Tutte le ottimizzazioni illustrate devono essere svolte simultaneamente e possono essere limitate dalle direttive del cliente: talvolta è, infatti, necessario compromettere alcuni parametri a causa dei vincoli imposti.

2.3 Hydraulic Lash Adjuster

La Hydraulic Lash Adjuster (HLA), altrimenti detta punteria, è un componente che svolge due importanti compiti, ovvero:

- è il fulcro per la rotazione del bilanciere, poiché l'ogiva del rocker arm è accoppiata con la sua sommità;
- recupera i giochi meccanici che possono essere causati dalle tolleranze, dalla dilatazione termica dei materiali dei componenti e dell'usura delle superfici nel tempo, consentendo così al bilanciere di essere sempre in contatto con le camme e con il tip della valvola.

In Figura 18 è mostrato il modello base prodotto da *Eaton Corp.*

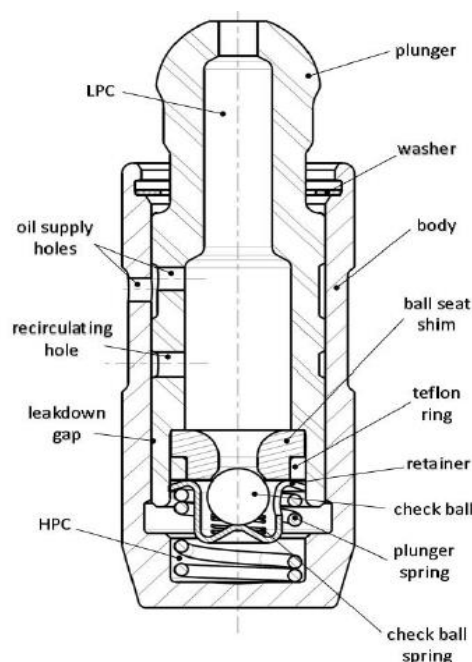


Figure 18 - HLA layout

La principale differenza tra un lash adjuster *idraulico* (Dual Feed) e un lash adjuster *meccanico* è la presenza di olio in pressione all'interno del componente stesso. L'HLA è progettata in modo che l'olio fluisca tra il *plunger interno* e il *plunger esterno* in una sola direzione. Nel dettaglio, l'olio in pressione, sospinto dalla pompa, entra nella punteria tramite un foro appositamente realizzato sul body, e preme contro la *check ball* nell'inner plunger. A questo punto, la pressione dell'olio, aiutata dalla *plunger spring*, consente l'allontamento dell'outer body dall'inner body. Così, L'HLA diventa complessivamente più alta e spinge il bilanciante contro l'asse a camme, recuperando i giochi meccanici.

Successivamente, quando l'asse a camme preme sul bilanciante, sull'inner plunger viene trasmessa una forza che tende a portare la punteria in compressione. In questo modo, l'olio dovrebbe rifluire tra l'inner e l'outer plunger e raggiungere il foro dal quale è stato immesso, tuttavia la *check ball* chiude il passaggio. Si realizza così la *hydraulic lock*, ovvero la punteria diventa un componente rigido, non comprimibile. Pertanto, il bilanciante, facendo da perno sull'HLA, spinge la valvola, che si apre.

Per quanto riguarda l'olio, la maggior parte di esso rimane intrappolato nella punteria, mentre una minima parte riesce a insinuarsi tra l'inner e l'outer body. L'olio che trafila dalle fughe, viene compensato dalla presenza di un serbatoio, sopra la *check ball*, nell'inner body.

Capitolo 3 Terzo

3. Variable Valve Actuation, VVA	33
3.1 I sistemi camless	35
3.2 I sistemi camshaft based	36
3.2.1 I sistemmi VVT	37
3.2.2 I sistemi VVL	39
3.2.3 Exhaust Gas Recirculation, EGR	44
3.2.4 Attuazione elettro-meccanica e attuazione idraulica	48

3. Variable Valve Actuation, VVA

Con il termine Variable Valve Actuation (VVA) o Valve Event Modulation (VEM) si indicano quelle tecnologie utilizzate per aumentare la flessibilità del valve train del motore, consentendo un *timing* e un *lift* del *valve event* variabile. Infatti, i convenzionali motori a quattro tempi sono realizzati con fasatura e alzata delle valvole costanti. Tale soluzione deriva da un compromesso tra l'ottenimento di una coppia elevata a bassa velocità di rotazione e di una potenza elevata alla massima velocità di rotazione del motore. I sistemi di Variable Valve Actuation (VVA) nascono per soddisfare entrambe le esigenze e ridurre inoltre il consumo di carburante e le emissioni inquinanti nelle condizioni di carico parziale.

Pertanto, i requisiti richiesti ai sistemi di attuazione variabile delle valvole sono una maggiore alzata valvola e una maggiore velocità operativa, ai quali si aggiunge la necessità di una migliore combustione e una maggiore efficienza termica, per ridurre il consumo di carburante e le emissioni inquinanti.

In Figura 19 sono mostrate le relazioni tra le funzioni del VVA e i fattori che migliorano le performance del motore.

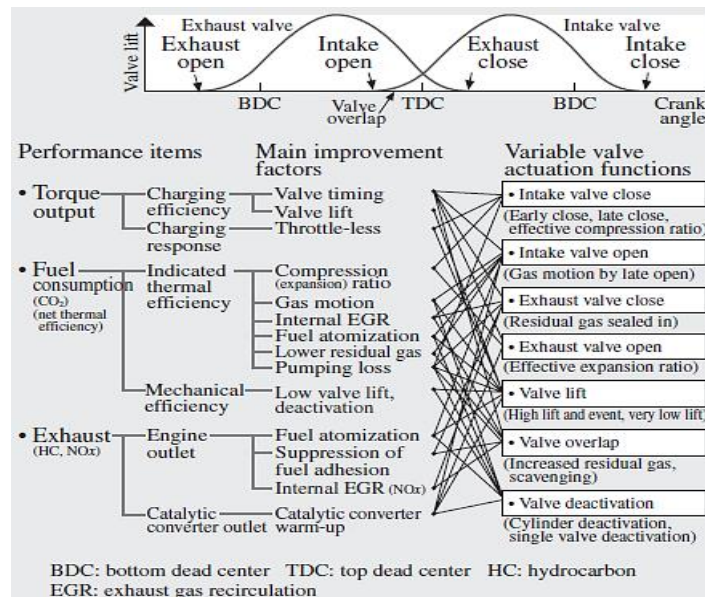
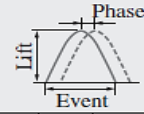


Figure 19 - I fattori che migliorano le performance del motore e le funzioni del VVA

In Figura 20, invece, è mostrata la classificazione degli specifici meccanismi utilizzati per realizzare i sistemi VVA.

										
		○: Possible △: Partially possible ×: Not possible								
Type	Valve lift characteristics	Phase	Lift	Event	Deactivation	Continuous control	Engine performance	Installation	Cost	
With cam	Valve timing control (VTC)		○	×	×	×	○	Low	Good	Low
	Cam switching (VVL)		△→ ○*	○	○	○	×→ △*	↑	↑	↑
	Variable valve event and lift control (VEL)		△→ ○*	○	○	○	○	↓	↓	↓
Without cam	Hydraulic or electromagnetic drive		○	○	○	○	○	High	Poor	High

* Additional functions made possible by combining with valve timing control.

Figure 20 - Confronto tra le funzioni del VVA

I sistemi VVA sono suddivisibili in:

- sistemi *camless*;
- sistemi *camshaft based*.

Di seguito è riportato uno schema riassuntivo delle tecnologie e delle funzioni che rientrano nella trattazione dei sistemi VVA.

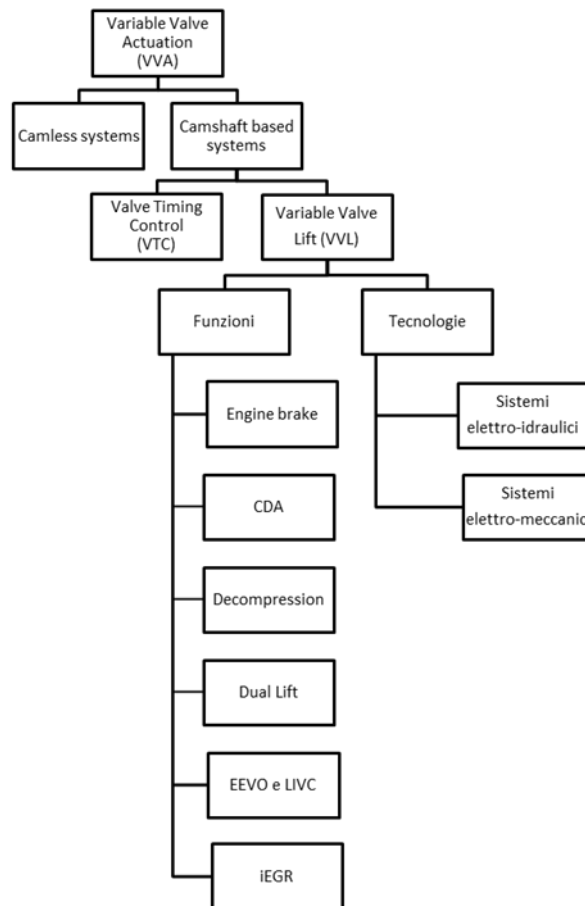


Figure 21 - Schema riassuntivo sistemi VVA

3.1 I sistemi *camless*

I sistemi *camless* (o *free-valve piston engine*) sono sistemi che lavorano in assenza dell'asse a camme. Questo è reso possibile dall'utilizzo di attuatori (elettromagnetici, idraulici o pneumatici), posti direttamente sopra la testa, che movimentano le valvole. In particolare, la fase di apertura delle valvole avviene sempre ad opera degli attuatori, mentre la fase di chiusura può essere realizzata o tramite attuatori o tramite molle di ritorno, a seconda delle specifiche applicazioni. Ogni attuttore è collegato ad una Valve Control Unit (VCU) che assicura il posizionamento ottimale di tutte le valvole.

I motori *camless* sono motori avvantaggiati dal fatto che hanno meno componenti in movimento, poiché mancano dell'asse a camme e della cinghia di trasmissione tra l'albero motore e l'asse stesso, ottenendo così un sistema complessivamente più leggero. Inoltre, lo scarico dei gas combusti e l'iniezione del combustibile (o della miscela di aria e combustibile) sono controllati direttamente dalla ECU (*Engine*

Control Unit). Conseguenza diretta del controllo tramite ECU è una maggiore precisione nella procedura di combustione, con l'importante risultato della riduzione delle emissioni. Infatti, controllando i gas residui, minimizzando le perdite di pompaggio e deattivando i cilindri e le valvole, questa tecnologia riduce il consumo di carburante e le emissioni inquinanti del 20%.

Dal momento che i motori camless lavorano elettronicamente e non meccanicamente, possono essere facilmente aggiornati in modo tale da incontrare le regole di controllo delle emissioni senza modificarne la meccanica. Questi sistemi, pertanto, consentono una maggiore flessibilità; tuttavia sono inclini ad aumentare il rischio di errore, a causa dell'interferenza tra le valvole e il pistone, quando la valvola è nella posizione di totale apertura.

3.2 I sistemi *camshaft based*

I sistemi *camshaft based*, già descritti in precedenza nelle loro componenti, sono meno flessibili rispetto ai sistemi *camless* poiché il *valve event* deve verificarsi entro i limiti del profilo delle camme. Tuttavia, sono generalmente robusti ed è possibile evitare l'interferenza tra i pistoni e le valvole anche durante il malfunzionamento.

La maggior parte dei sistemi VVA sono *camshaft based*. È importante notare che ogni sistema *camshaft based* lavora al massimo delle sue possibilità solamente ad una data velocità, mentre per tutte le altre velocità l'asse a camme non opera in condizioni ottimali. Pertanto, avere un asse a camme significa sempre scendere ad un compromesso, questo è il motivo per il quale le case automobilistiche hanno sviluppato dei sistemi in grado di variare il profilo camma al variare della velocità del motore. Tali sistemi sono dotati di un asse a camme con differenti profili camma e di un attuatore che, tramite una traslazione dell'asse stesso, consente di passare da un profilo camma ad un altro. Tuttavia i sistemi basati sul *cam-switching* non saranno oggetto dello studio di questa tesi.

I sistemi *camshaft based* possono essere classificati a loro volta, in base alla loro funzione, in sistemi che provvedono al:

- Controllo del *timing* delle valvole, detti sistemi VVT (oppure VTC);
- Controllo del *valve event* e dell'alzata valvola, detti sistemi VVL.

I sistemi che si occupano del Valve Timing Control (VTC), altrimenti detti sistemi Variable Valve Timing (VVT), sono la tecnologia VVA camshaft based in grado di modificare il timing del valve event senza incidere significativamente sull'alzata valvola. Invece, i sistemi che realizzano il Variable Valve Lift (VVL) sono in grado di provvedere sia al valve lift sia al duration control. I sistemi VVL possono essere combinati con i sistemi VTC per ottenere un lift variabile e un controllo del timing.

3.2.1 I sistemi VVT

I sistemi VVT, come già esposto in precedenza, sono sistemi in grado di modificare il timing delle valve event senza alterare in maniera significativa l'alzata della valvola. Sono sistemi in grado di migliorare le performance del motore, ridurre il consumo di carburante e, quindi, le emissioni.

Il motore vede spesso una fase in cui si hanno le valvole di scarico e di aspirazione contemporaneamente aperte; in particolare, al termine della corsa di scarico del pistone, quando questo si avvicina al punto morto superiore (condizione di minimo volume del cilindro) e la valvola di scarico è ancora aperta, la valvola di aspirazione inizia ad aprirsi. Questa fase, denominata incrocio, si realizza poiché è impossibile ottenere l'istantanea apertura e chiusura delle valvole: il movimento deve, infatti, avvenire gradualmente anche ad un elevato numero di giri del motore e per questo motivo si adottano gli anticipi di apertura e i ritardi di chiusura delle valvole. Questo comporta un importante vantaggio fluidodinamico, ovvero permette di sfruttare l'effetto estrattore dei gas combusti che più rapidamente escono dal cilindro per dirigersi verso la marmitta e richiamano così la miscela di aria e comburente (o solamente di aria) prima ancora che il pistone abbia iniziato la sua corsa di aspirazione. Considerazioni analoghe valgono la situazione che vede l'anticipo di apertura della valvola di scarico e il ritardo di chiusura della valvola di aspirazione. La durata dell'incrocio, teoricamente, aumenta all'aumentare del numero di giri e, per tale motivo, si sceglie generalmente un tempo medio che non causi problemi ad un basso numero di giri e che non comporti una consistente perdita di coppia ad alti giri. Il sistema VVT nasce per regolare il tempo di apertura e chiusura delle valvole al variare del numero di giri, in modo da ottimizzare la potenza e ridurre consumi, senza che si verifichino malfunzionamenti nel range a basso numero di giri.

Ci sono numerosi design differenti che realizzano un valve timing variabile, questi sistemi possono essere raggruppati in termini di operazioni in:

- Phase changing systems;
- Profile switching systems.

I sistemi di **phase changing** cambiano il timing dell'asse a camme a seconda del range di velocità dell'albero motore, così da realizzare un valve event anticipato o ritardato, tuttavia non possono modificare la durata del valve event e non hanno alcun effetto sull'alzata valvola. Pertanto, realizzano unicamente uno shift del valve event, anticipandolo o ritardandolo. Questi sistemi sono applicabili sia sui motori con un singolo asse a camme (SOHC), realizzando così un valve event traslato della stessa quantità per il lato di scarico e per il lato di aspirazione; sia sui motori con due assi a camme (DOHC). In particolare, nel caso dei motori DOHC, utilizzando un singolo sistema di phase changing VVT si può modificare il timing delle valvole o del lato di scarico o del lato di aspirazione, utilizzando invece due diversi sistemi si ottiene un controllo indipendente sul timing dello scarico e dell'aspirazione.

Il sistemi di **profile switching** (o cam shifting) VVT sono in grado di modificare in maniera indipendente il timing del valve event. Il sistema, infatti, cambia tra differenti profili dell'asse a camme tramite una traslazione dell'asse a camme ed è generalmente progettato per cambiare ad un particolare numero di giri.

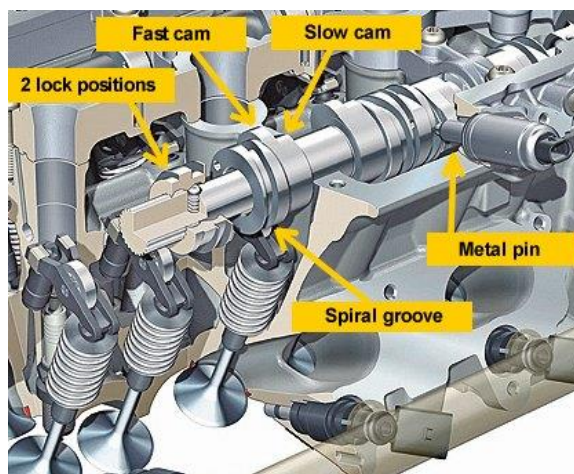


Figure 22 - Sistema che realizza il cam switching

I sistemi più recenti sono in grado di fornire una regolazione continua del timing delle valvole così da consentire di lavorare in condizioni ottimali a qualunque

velocità del motore, a differenza dei primi sistemi VVT che lavoravano su intervalli di velocità. Tra i sistemi VVT si possono distinguere:

- VVT-i (*Variable Valve Timing-intelligent*), in cui i tempi di apertura vengono regolati idraulicamente tramite un variatore che agisce sull'asse a camme;
- VVT-iE (*Variable Valve Timing-intelligent Electronic*), in cui viene sfruttata l'elettronica per regolare il timing delle valvole.

3.2.2 I sistemi VVL

I sistemi che rientrano all'interno della categoria VVL sono utilizzati principalmente per aumentare le performance del motore, a differenza dei sistemi VVT che lavorano maggiormente sul controllo delle emissioni.

Le tecnologie VVL possono essere applicate sia ai motori diesel sia ai motori a benzina: nei motori a benzina, lo scopo principale è quello di migliorare la coppia fornita dal motore a qualsiasi range di velocità, ridurre le emissioni inquinanti nell'avviamento a freddo, realizzare la disattivazione comandata dei cilindri e diminuire le perdite di pompaggio in corrispondenza delle valvole di aspirazione; nei motori diesel, invece, le applicazioni del VVL sono l'implementazione del Miller valve timing, l'alzata valvola secondaria per l'engine braking e l'iEGR (internal Exhaust Gas Recirculation), allo scopo di migliorare il comportamento del motore in fase di riscaldamento, il controllo del moto di swirl e di tumble nel cilindro e la caratteristica di coppia del motore.

Le tecnologie VVL consentono, quindi, differenti funzioni e nel paragrafo che segue verranno trattati:

- l'Engine Brake;
- il CDA (Cylinder De-Activation);
- il Dual Lift;
- la Decompressione;
- il LIVC (Late Intake Valve Closing);
- l'EEVO (Early Exhaust Valve Opening).

Il **freno motore** (in inglese *engine brake*) trova la sua principale applicazione con i veicoli commerciali pesanti. Le tecnologie che realizzano l'*engine brake* svolgono parzialmente il lavoro dei freni, con il vantaggio di ridurre l'usura e il calore sviluppato dai freni stessi. Il sistema è in grado di far cambiare l'alzata valvola dalla modalità standard di guida alla modalità di engine brake in un solo ciclo motore. Infatti, quando attivo, il freno motore modifica le operazioni delle valvole di scarico cosicché il motore lavori come un compressore. Questo comporta un rallentamento delle ruote motrici del mezzo, consentendo di avere un maggior controllo del veicolo. In questo modo si limita l'usura dei freni e la necessità di manutenzione e si riduce il costo totale di esercizio dei possessori di mezzi pesanti. In Figura 23 è mostrato un esempio di tecnologia engine brake, realizzata da Eaton.



Figure 23 - Tecnologia engine brake realizzata da Eaton

Un'altra funzione che realizza il VVL è la **Cylinder Deactivation** (CDA), i cui meccanismi sono il modo più diretto per ridurre le emissioni di CO₂ e risparmiare carburante. Il CDA consiste in un down-sizing temporaneo, esso disattiva parte dei cilindri del motore tutte le volte che non è richiesta la piena potenza, interrompendo non solo la combustione e, dunque, l'iniezione, ma anche il cinematismo delle valvole di aspirazione e di scarico dei cilindri interessati. In questo modo, i cilindri che restano attivi lavorano con una più alta efficienza e si migliora il consumo di carburante. Il CDA riduce le emission inquinanti tramite il raggiungimento di una temperatura di scarico più alta nei cilindri attivi. Questo fa sì che sia possibile mantenere le temperature di post-trattamento quando il motore lavora in condizioni di basso carico. Esso consente anche un warm-up più veloce e minimizza il raffreddamento durante il coasting. Infatti, durante il coasting il CDA può essere applicato ad alcuni o a tutti i cilindri così da ridurre la massa di aria che fluisce attraverso i sistemi di post-trattamento, per minimizzare sia il raffreddamento sia le

perdite di pompaggio. In Figura 24 è visibile la riduzione del consumo di carburante nel caso di un motore sei cilindri con tre cilindri disattivati (a sinistra) e l'aumento della temperatura di scarico (a destra), entrambi al variare della coppia e della velocità del motore.

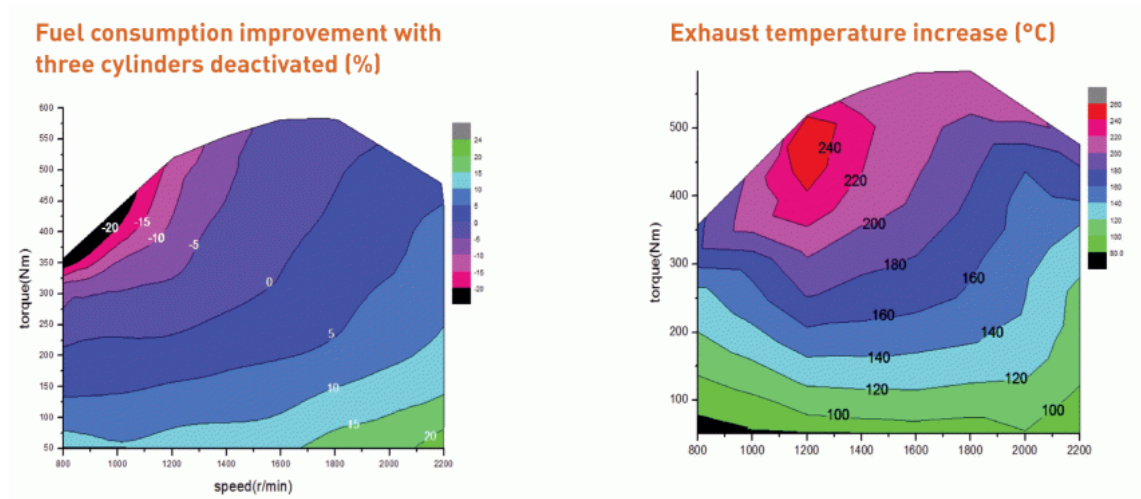


Figure 24 – Riduzione del consumo di carburante e aumento della temperatura di scarico

Il CDA è realizzato in maniera differente a seconda che si tratti di un motore dall'asse a camme in testa o di un motore "cam-in-block". Nel primo caso, al valve train è integrato un sistema valve bridge collassabile; nel secondo caso, è integrato un sistema pushrod collassabile. Sul mercato sono presenti numerose soluzioni tecniche differenti per ottenere il CDA su un valve train di tipo II. Le soluzioni più comuni sono le tecnologie:

- hydraulic lash adjuster-based;
- roller rocker arm-based;
- roller lifter-based;
- camshaft-based.

In Figura 25 è mostrato un dual function roller rocker arm da applicazioni CDA.



Figure 25 - Dual lift RRA

Per ridurre la complessità ed il costo dei sistemi VVL con variazione continua dell'alzata, alcuni costruttori si sono orientati su sistemi **Dual Lift**, che prevedono sostanzialmente la possibilità di utilizzare due differenti profili camma per l'alzata delle valvole di aspirazione. Ciò significa che il profilo camma non è unico per tutti i regimi di velocità e che è possibile ottenere due lift differenti della valvola, un *high-lift* e un *low-lift*.

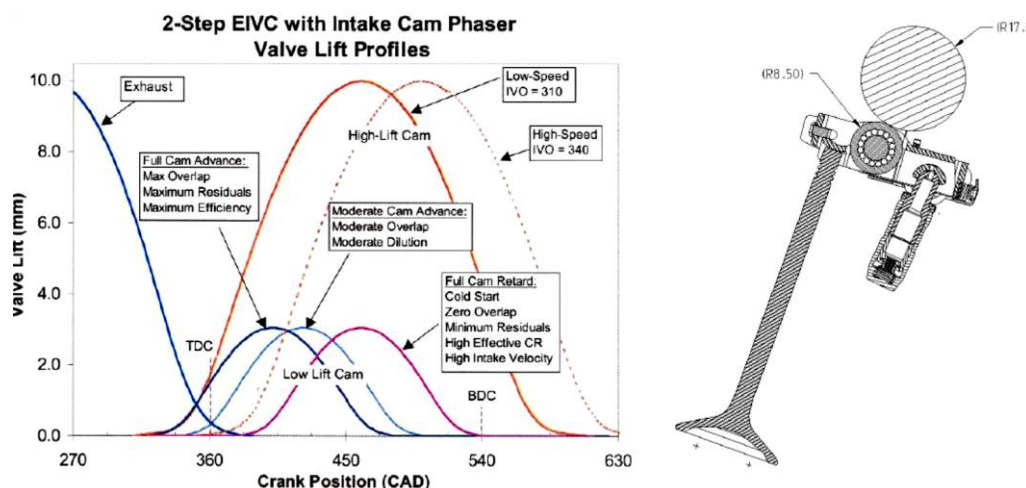


Figure 26 - Possibilità di valve lift per tecnologia dual lift

I sistemi VVL si prestano inoltre a funzioni quali la **decompressione**. Essa consiste nella riduzione della pressione all'interno del cilindro a bassi rpm per facilitare l'avviamento del motore e si realizza aprendo momentaneamente le valvole di scarico durante la corsa di compressione del pistone, in modo tale da scaricare parzialmente la camera di combustione. Diminuendo la pressione all'interno del cilindro, infatti, si richiede meno energia di avviamento.

Infine, le tecnologie VVL consentono di realizzare numerose funzioni, tra cui l'**EEVO**, per un migliore controllo termico, e il **LIVC**, per un maggiore risparmio di carburante.

In via del tutto teorica, nel ciclo convenzionale di un motore a combustione interna a 4 tempi, le valvole di aspirazione e le valvole di scarico rimangono contemporaneamente chiuse durante le fasi di compressione e di iniezione, come mostrato in Figura 27.

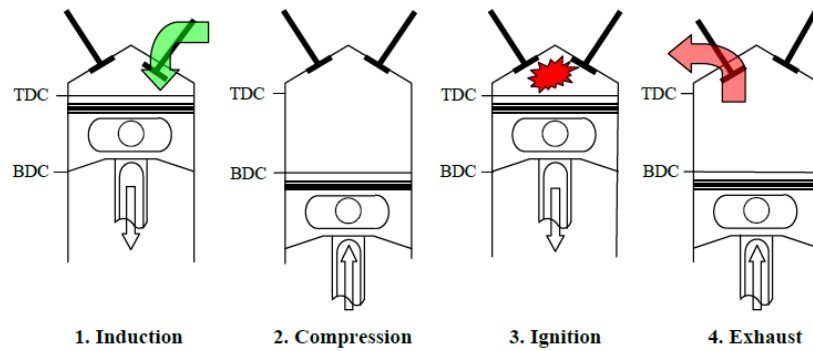


Figure 27 - Rappresentazione del ciclo motore a 4 tempi

Invece, in Figura 28 si può notare che il valve event (termine con il quale comunemente si fa riferimento all'apertura o chiusura delle valvole di aspirazione e/o scarico) non coincide con il punto morto superiore (TDC) e il punto morto inferiore (BDC).

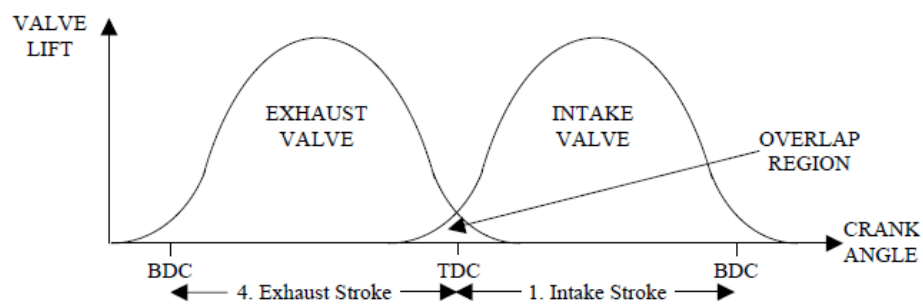


Figure 28 - Valve Event

All'apertura della valvola di scarico, la pressione dei prodotti della combustione all'interno del cilindro consente al fluido di muoversi verso lo scarico. Affinché si ottenga un'alta efficienza dal gas nel cilindro, è preferibile aprire la valvola di scarico solo dopo che il pistone abbia raggiunto il punto morto inferiore. Tuttavia, c'è un altro aspetto da considerare, ovvero, per ridurre al minimo il lavoro del pistone per espellere i gas combusti la pressione del cilindro deve essere la più bassa possibile prima che il pistone inizi la sua salita, così che all'apertura della valvola di scarico questi escano per effetto della differenza di pressione. Pertanto, si hanno due fenomeni che richiedono comportamenti diversi delle valvole di scarico: il primo preferisce un'apertura della valvola dopo che il pistone ha raggiunto il punto morto inferiore, il secondo prima che lo stantuffo abbia raggiunto il punto morto inferiore. La soluzione EEVO (Early Exhaust Valve Opening) realizza la seconda delle due

soluzioni esposte, ovvero un'alzata della valvola di scarico anticipata rispetto al BDC, per un migliore controllo termico.

L'efficienza volumetrica di un motore dipende anche dal timing di chiusura delle valvole di aspirazione, per ogni range di velocità. Infatti, le performance e il risparmio ottenibili dal motore sono strettamente connessi alla quantità di aria che viene immessa nel cilindro. La coppia massima si ottiene chiudendo le valvole di aspirazione esattamente quando è stata aspirata la più grande massa di aria (o miscela di aria e combustibile) immagazzinabile nel cilindro, ovvero quando il pistone ha raggiunto il punto morto inferiore. Una chiusura anticipata delle valvole di aspirazione riduce la massa di aria aspirata; invece, una chiusura ritardata fa sì che l'aria venga spinta dal cilindro verso il collettore di alimentazione durante la corsa di compressione. Il metodo **LIVC**, Late Intake Valve Closing, vede una chiusura della valvola di aspirazione ritardata rispetto al ciclo motore teorico. In questo modo, l'aria che rientra nel lato di aspirazione, riempie il collettore ad una temperatura più alta e, nella successiva corsa di aspirazione, verrà re-immessa nel cilindro ad una pressione maggiore. Ne consegue una riduzione sia della NO_x prodotta sia delle perdite di pompaggio e un risparmio di carburante.

3.2.3 Exhaust Gas Recirculation, EGR

Le emissioni di ossido di azoto NO_x prodotte dalle autovetture possono essere ridotte tramite l'utilizzo della tecnologia che consente il raffreddamento dei gas di scarico per poi re-immetterli nella camera di combustione. Quello che ne consegue è la riduzione della temperatura di combustione e della produzione di ossidi di azoto. Infatti, se la reazione di combustione del carburante avviene ad alte temperature all'interno del cilindro, si ha una riduzione della produzione di particolato e un aumento della produzione di NO_x . Viceversa, a basse temperature di combustione si hanno meno ossidi di azoto, ma più particolato. Bisogna pertanto trovare il giusto equilibrio tramite una tecnologia che influenzi la combustione.

La Exhaust Gas Recirculation (EGR) è una strategia utilizzata per ridurre le emissioni di NO_x . Essa consiste nel mettere in ricircolo una porzione (generalmente 5-15% in volume) dei gas di scarico. Tali gas sono esausti, in quanto nel processo di combustione di cui sono stati partecipi hanno consumato l'ossigeno. Pertanto, dopo

la loro re-immissione, essi non partecipano più alla combustione, ma contribuiscono ad abbassare le temperature massime raggiunte nella camera di combustione. Questo avviene perché le molecole di carburante hanno bisogno di più tempo per trovare le molecole di ossigeno con cui reagire, dal momento l'aria è stata diluita con i gas di scarico e, di conseguenza, le molecole circostanti il carburante sono inerti. In questo modo, viene rallentata la velocità di combustione e, pertanto, la temperatura di picco della combustione stessa viene abbassata, dal momento che la medesima quantità di energia è rilasciata in un tempo più lungo. Non solo, l'energia è utilizzata per riscaldare una quantità di gas maggiore rispetto a quella che si avrebbe senza EGR. Inoltre, la ricircolazione dei gas cambia la capacità termica della miscela, infatti i gas combusti hanno una capacità termica maggiore dell'aria dal momento che contengono la CO_2 che ha un numero maggiore di gradi di libertà. Pertanto la stessa quantità di energia di combustione produrrà una temperatura minore sui gas presenti con la strategia EGR, piuttosto che sull'aria pura.

La temperatura di combustione, a sua volta, influenza fortemente la generazione degli ossidi di azoto e una sua riduzione ha un effetto immediato sulla produzione degli stessi. L'azoto, infatti, nonostante a temperatura ambiente sia un gas inerte, alle alte temperature e alte pressioni, come quelle raggiunte durante la combustione nel cilindro, reagisce formando gli NO_x , fonte di inquinamento la cui riduzione è imposta dalle normative anti-inquinamento.

La strategia di EGR può essere ottenuta sia internamente con un opportuno timing delle valvole, sia esternamente con delle tubazioni che riconducono i gas di scarico verso il canale di aspirazione dopo averlo generalmente raffreddato, come mostrato in Figura 29. In entrambi i casi lo scopo comune di queste due tecnologie è la riduzione delle emissioni di NO_x .

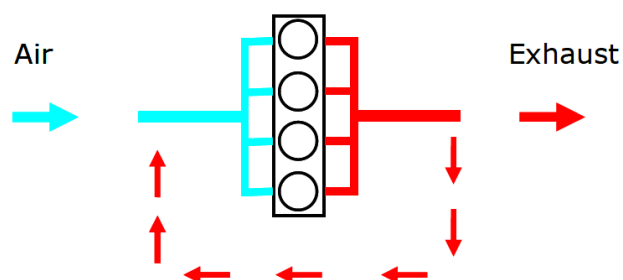


Figure 29 - eEGR

Più nel dettaglio, l'EGR può essere realizzata con differenti configurazioni:

- External EGR:
 - High Pressure Loop (Short Route) EGR;
 - Low Pressure Loop (Long Route) EGR;
 - Dual Loop o Mixed Loop EGR;
- Internal EGR:
 - Pre-opening delle valvole di aspirazione;
 - Post opening delle valvole di scarico.

Le strategie di external EGR mirano principalmente alla riduzione degli ossidi di azoto all'interno della camera di combustione stessa, così che si possa fare a meno dei sistemi di after-treatment. Le strategie di iEGR, invece, mira ad un innalzamento repentino della temperatura dei gas combusti e del convertitore catalitico, che così raggiunge in minor tempo la temperatura di maggiore efficienza consentendo una riduzione degli NOx maggiore. L'iEGR lavora, infatti, generalmente in condizioni di warm-up e basso carico, quando la temperatura dei sistemi di after-treatment è troppo bassa perché questi lavorino al massimo delle loro potenzialità.

Considerando la presente tesi, il caso di studio è un motore diesel, in cui l'obiettivo è la riduzione delle emissioni di ossidi di azoto NOx, tramite un controllo attivo della temperatura dei sistemi di after-treatment tramite una strategia di switchable internal Exhaust Gas Recirculation (iEGR).

Il valve train in esame comprende i seguenti componenti:

- un asse a camme dual- lift;
- un Hydraulic Lash Adjuster (HLA);
- un dual function switchable Roller Rocker Arm;
- una valvola;
- un sistema di attuazione elettromeccanico appositamente studiato per questa applicazione.

Un esempio di quanto appena descritto è mostrato in Figura 30.



Figure 30 - Sistema sviluppato da Eaton

In particolare, la tesi si concentra sulla progettazione del sistema di attuazione elettromeccanico che consente di abilitare e disabilitare la strategia di iEGR. Tale sistema è controllato da un attuatore elettromeccanico, il cui immediato beneficio sono un tempo di risposta inferiore rispetto alle tecnologie idrauliche e la quasi totale indipendenza dalle condizioni di temperatura e pressione, così che le operazioni possano avvenire anche nella condizione di cold-start.

Infatti, i sistemi tradizionali che si basano sulla pressione idraulica per attivare l'EGR richiedono tempi più lunghi per generare i gas di scarico più caldi che servono per portare i sistemi SCR (Selective Catalytic Reduction), i quali trasformano le emissioni di NOx diesel in innocuo azoto e acqua, alla sua temperatura necessaria per operare (tipicamente 200-250°C). I sistemi elettromeccanici, al contrario, permettono di superare i limiti dei sistemi elettroidraulici, nei quali la pressione e temperatura dell'olio ha effetto sulla velocità del sistema.

La chiave della funzionalità dell'iEGR è lo Switchable Roller Rocker Arm (SRRRA). Il Rocker Arm utilizzato nell'ambito di questa tesi, simile a quello mostrato in Figura 31 sviluppato da Eaton nel 2018, è costituito da un inner body (1) libero di compiere una rotazione relativa rispetto all'outer body (2). Il pin (3) è generalmente nella condizione di disingaggio e viene spinto dal sistema di attuazione a percorrere la corsa di ingaggio. Il funzionamento di questo RRA necessita di un asse a camme con tre lobi per ogni valvola, come quello mostrato in Figura 30. I lobi più esterni consentono la realizzazione del main event premendo sui rulli esterni del RRA (4), mentre il lobo centrale permette la realizzazione dell'iEGR lavorando sull'inner roller (5). Il pattino (6) del bilanciamento realizza il contatto con il tip della valvola, mentre l'ogiva (7) riproducendo la forma della punteria, consente l'accoppiamento

con l'HLA. Quando il pin è nella posizione disingaggiata, il bilanciario non trasmette alla valvola l'alzata secondaria, poichè l'inner body e l'outer body sono in rotazione relativo tra loro. Invece, quando il pin è nella condizione di ingaggio, inner body e outer body diventano solidali e il RRA trasmette l'alzata valvola secondaria, realizzando la strategia di iEGR. La posizione del profilo dell'iEGR rispetto all'angolo camma dipende dalla posizione che si vuole ottenere del lift secondario, pertanto esso può essere spostato più vicino al lift di scarico o al lift di aspirazione.

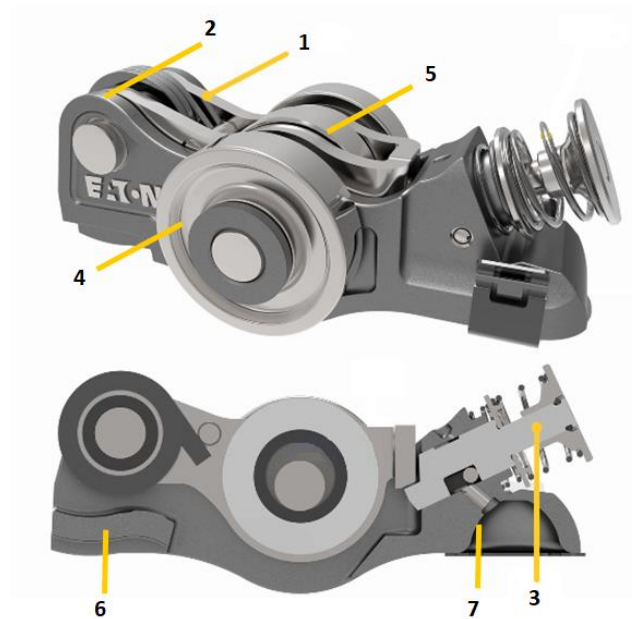


Figure 31 - RRA sviluppato da Eaton nel 2018

Nell'ambito di questa tesi, la camma di scarico è stata dotata di un profilo aggiuntivo, che consente l'apertura dello scarico durante l'aspirazione al fine di incrementare il tenore di gas residui per la riduzione degli NOx.

3.2.4 Attuazione elettro-meccanica e attuazione idraulica

Il sistema progettato in questa tesi è un sistema elettromeccanico per il controllo della strategia di iEGR. I sistemi di attuazione elettromeccanici sono generalmente costituiti da un attuatore, un asse e i leverismi o le camme che sono in grado di ingaggiare e/o disingaggiare il pin dello Switchable Roller Rocker Arm (SRRA), consentendo rispettivamente l'attivazione e disattivazione del lift secondario. Come mostrato in Figura 32.

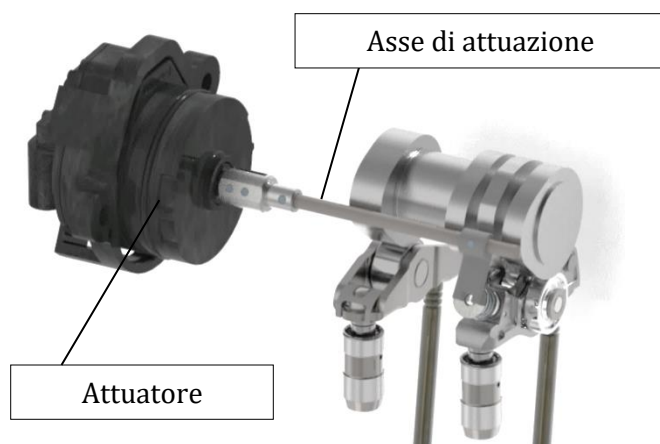


Figure 32 - Esempio di sistema di attuazione elettromeccanico sviluppato da Eaton

Il grande vantaggio dei sistemi elettromeccanici è la indipendenza dalla pressione e una minore dipendenza dalla temperatura rispetto ai sistemi idraulici. I sistemi elettromeccanici, infatti, dipendono dalle condizioni di temperatura limitatamente all'olio utilizzato per lubrificare i componenti. La temperatura genera delle variazioni di viscosità dell'olio, con la conseguenza di esercitare una maggiore opposizione al moto, a basse temperature, o una minore opposizione al moto, alle alte temperature.

I sistemi idraulici, invece, sono costituiti da una Oil Control Valve (OCV) e da una Dual Feed Hydraulic Lash Adjuster, come mostrato in Figura 33.

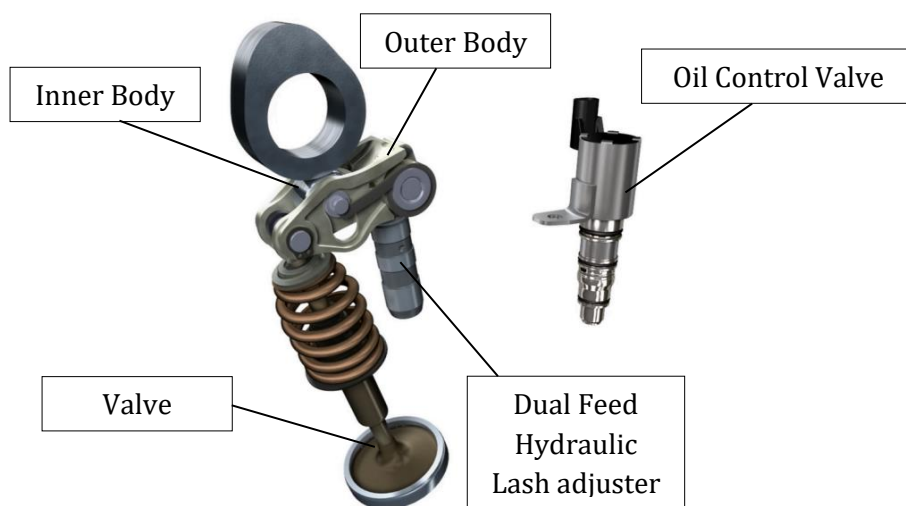


Figure 33 - Componenti del sistema idraulico

La OCV, mostrata in Figura 34, prende l'olio dal motore e lo manda alla punteria. Quando riceve il segnale elettrico, l'OCV pressurizza l'olio che viene erogato alla HLA. In questo modo la pressione dell'olio sulle superfici di spinta del pin consente la traslazione di quest'ultimo, che quindi verrà ingaggiato, attivando la funzione di

iEGR. Quando si interrompe il segnale elettrico, la pressione torna alle condizioni iniziali, l'olio non fornisce più la spinta necessaria per tenere il pin ingaggiato e ritorna alla posizione di partenza, disattivando la funzione di iEGR.

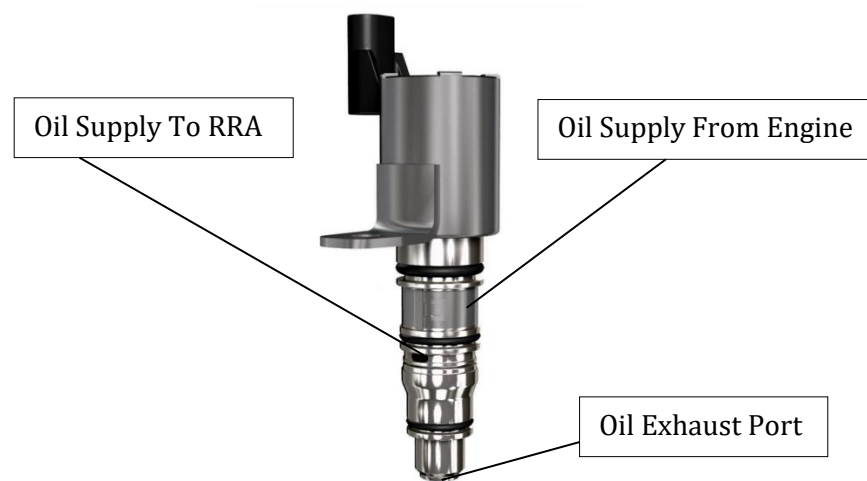


Figure 34 - Oil Control Valve

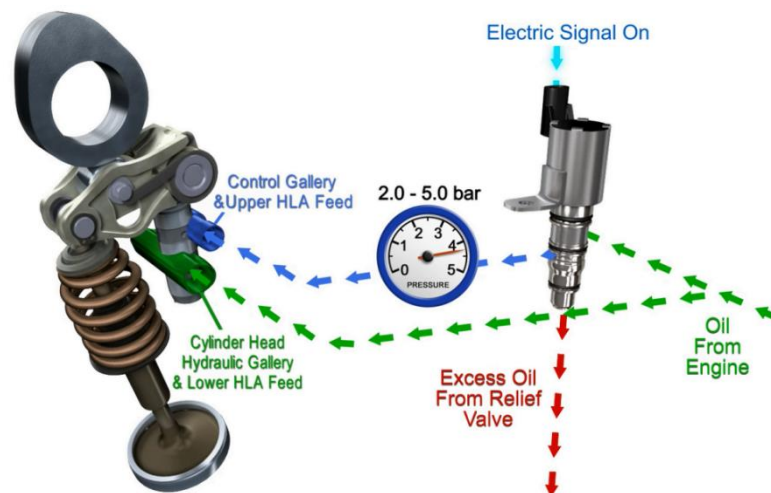


Figure 35 - Esempio di sistema di attuazione idraulico sviluppato da Eaton

Da quanto è visibile in Figura 35, la punteria ha due canali di alimentazione: un Upper HLA Feed che riceve l'olio dalla OCV, ovvero il canale coinvolto nell'ingaggio e disingaggio del pin; un Lower HLA Feed che riceve l'olio direttamente dal motore per compensare i giochi meccanici e le tolleranze, così da garantire sempre il corretto accoppiamento tra HLA e SRRA. La OCV presenta invece tre canali: uno per ricevere l'olio dal motore, uno per mandare l'olio alla HLA e un ultimo canale per lo scarico dell'olio in eccesso.

Come si può facilmente dedurre, i sistemi di attuazione idraulica sono fortemente dipendenti dalle condizioni di pressione e temperatura, tanto da limitarne il funzionamento nelle condizioni di partenza a freddo. Inoltre i tempi di risposta variano anche la variare della posizione del cilindro. Infatti, le perdite di pressione lungo il canale che eroga l'olio alla HLA fanno sì che aumentino i tempi di risposta.

Un altro problema fondamentale dei sistemi idraulici è l'infiltrazione dell'aria a motore spento all'interno del circuito. Questo fa sì che nell'olio si creino delle bolle, che generano un aumento dell'energia richiesta al sistema. Ciò si verifica poiché parte dell'energia viene spesa per comprimere tali bolle d'aria.

Infine, il trend attuale nei motori va verso una riduzione delle dimensioni della pompa d'olio per diminuire le pressioni. Questo, chiaramente, genera una diminuzione della pressione a disposizione del sistema di attuazione idraulico che conseguentemente peggiora le prestazioni.

Capitolo 4 Quarto

4. Metodologia e risultati	53
4.1 La descrizione e il dimensionamento del sistema	54
4.2 L'esecuzione delle prove sperimentali e loro risultati	59
4.2.1 La caratteristica della Return Spring e l'attrito	62
4.2.2 La curva di taratura del sensore di posizione	67
4.2.3 I tempi di risposta	68
4.3 Set up della simulazione in Creo Mechanism	72
4.3.1 La creazione dell'assime	73
4.3.2 L'impostazione della simulazione	74
4.4 La calibrazione del modello	76
4.4.1 La calibrazione in attivazione	77
4.4.2 La calibrazione in disattivazione	79
4.5 La simulazione del sistema di attuazione	83
4.5.1 La simulazione a 20°C	85
4.5.2 La simulazione a -7°C	88
4.5.3 La simulazione a 100°C	90
4.5.4 I risultati a confronto	92

4. Metodologia e risultati

Lo scopo di questo capitolo è illustrare come il modello CAD sia stato sviluppato e calibrato tramite i test svolti sul prototipo dell'attuatore rotativo e come siano state fatte delle previsioni sul comportamento del sistema al di fuori delle condizioni nominali. Gli studi, infatti, identificano due condizioni critiche:

- la richiesta di cold-start a -7°C;
- l'esigenza della velocità operativa a 100°C.

Il presente lavoro mira a progettare un sistema nel quale la presenza dell'olio sia solo allo scopo di lubrificare e non sia il componente fondamentale per l'attuazione, ovvero un sistema elettromeccanico. Come illustrato nel paragrafo sull'iEGR, il sistema elettromeccanico offre la possibilità di rimediare ai problemi del sistema idraulico connessi alla OCV (Oil Control Valve) e alla viscosità dell'olio alle basse temperature. Il sistema, pertanto, utilizza un attuatore rotativo comandato tramite l'ECU: essa manda il segnale di attivazione che mette in funzione l'attuatore

rotativo, la rotazione (trasmessa all'asse di attuazione) consente l'ingaggio del pin e la realizzazione della funzione secondaria. Tuttavia, come verrà mostrato, i test evidenziano un'influenza dell'olio di lubrificazione sui tempi di risposta anche nel caso elettromeccanico.

La richiesta di una previsione dei tempi di risposta a -7°C è imposta del cliente e dalla normativa riguardante il cold-start. A basse temperature la viscosità dell'olio è tale da impedire lo switching nei sistemi idraulici. Invece, le performance migliori sono attese alle alte temperature, come 100°C , grazie alla bassa viscosità dell'olio. Tuttavia, alle alte temperature, connesse alla alte velocità, non si ha un grande utilizzo della strategia di iEGR, in quanto essa è pensata per le basse temperature e le basse velocità del motore. Lo studio, ad ogni modo, deve garantire la corretta attivazione della funzione secondaria in una certo range di velocità e temperature.

4.1 La descrizione del sistema

Il sistema progettato è stato pensato per l'attivazione e la disattivazione della funzione di iEGR su sei valvole di scarico di un motore diesel sei cilindri, come mostrato in Figura 36. I punti di partenza del dimensionamento del sistema, entrambi imposti dal cliente, sono stati la posizione dell'attuatore e la posizione dell'asse di attuazione.

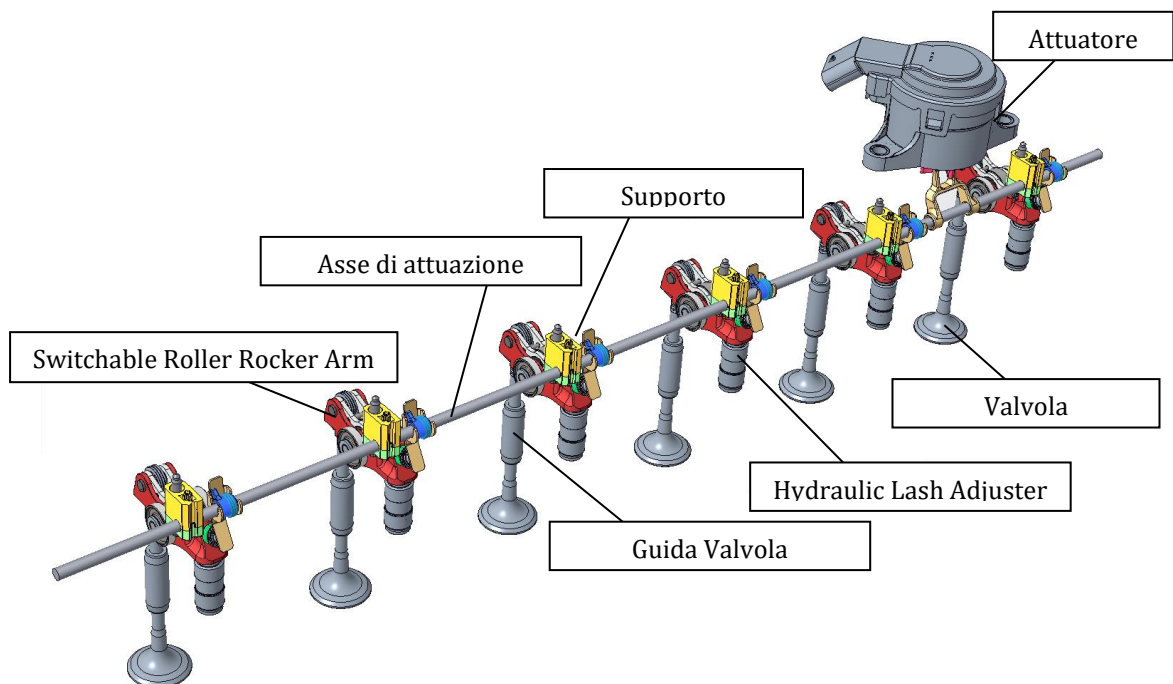


Figure 36 - Modello CAD del sistema studiato

Tuttavia, nell'ottica di ridurre il numero di gradi di libertà del sistema e ottenere un tempo di simulazione ridotto, limitando le possibilità di failure, il numero di componenti è stato diminuito ed è stata aumentata l'inerzia dei componenti rimanenti. Si è passati così da un modello CAD su sei posizioni ad un modello CAD su solamente una posizione, come mostrato in Figura 37. Dopo questa modifica sul numero di componenti, è stato necessario controllare che il nuovo modello avesse lo stesso comportamento e tempo di risposta del modello precedente. A tale scopo è stata effettuata una simulazione che ha dimostrato come il software abbia un approccio lineare e che per ovviare alla riduzione dei componenti sia sufficiente aumentare le inerzie dei rimanenti.

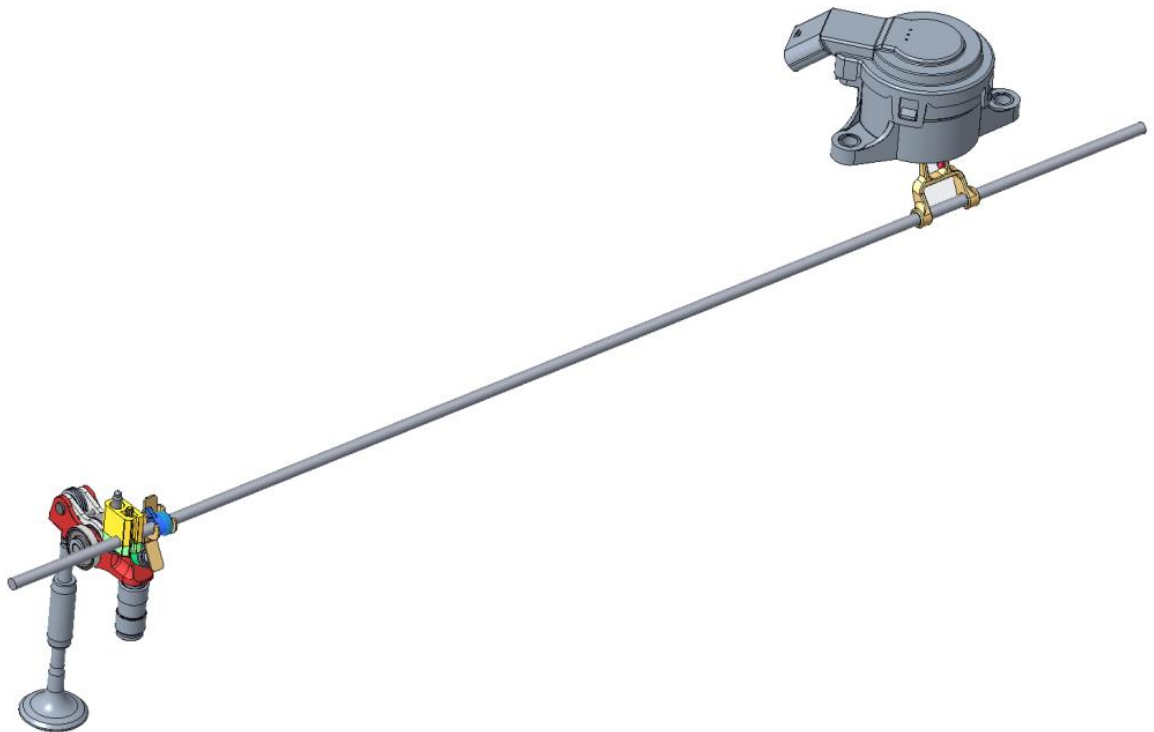


Figure 37 - Modello CAD alleggerito

Iniziando la descrizione del sistema da dove parte la catena cinematica, un attuatore rotativo ad induttanza posto sopra la testa del motore e perpendicolare all'asse di attuazione è accoppiato, tramite una parte dentata solidale al suo shaft, con una leva che realizza la trasmissione del moto tra l'attuatore e l'asse di attuazione. Le specifiche del prototipo dell'attuatore sono state divulgate dal fornitore, in particolare è nota l'inerzia del rotore, la massima rotazione garantita pari a 38° , la coppia di attuazione erogata alla temperatura di 20°C con una corrente assorbita di 5A e le resistenze degli avvolgimenti a due differenti temperature (150°C e 20°C). Tuttavia

non è nota la caratteristica della molla di ritorno e gli attriti interni all'attuatore, i quali sono stati determinati tramite le prove sperimentali descritte nei capitoli successivi.

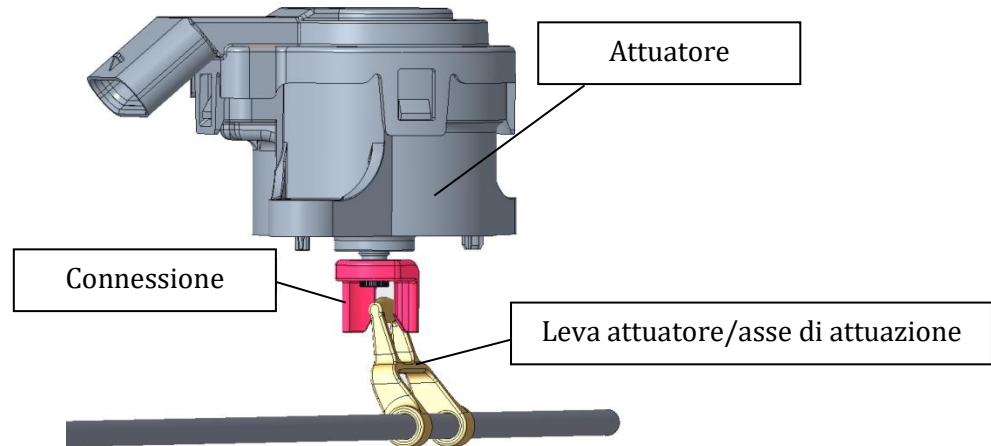


Figure 38 - Dettaglio della connessione tra l'attuatore e l'asse di attuazione

L'asse di attuazione ha un diametro di 5 mm ed è stato dimensionato per ridurre la torsione, considerando la lunghezza dell'asse, nota dal modello CAD della testa (fornito dal cliente), e il materiale. Per sorreggere l'asse di attuazione sono stati utilizzati dei supporti in plastica precedentemente progettati per applicazioni simili.

L'asse di attuazione è dotato di un bushing, una molla di compliance e una leva, come mostrato in Figura 39. Il bushing svolge due funzioni:

- facilitare il montaggio della molla di compliance;
- impedire la rotazione relativa della leva rispetto all'asse di attuazione.

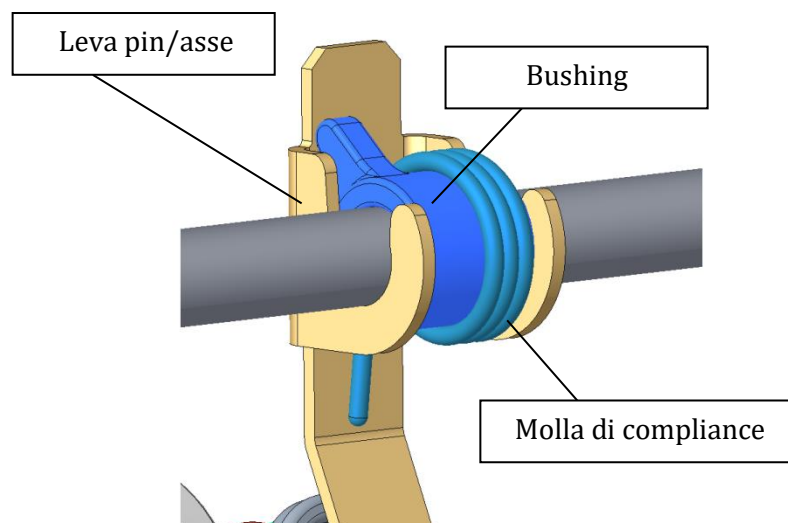


Figure 39 - Dettaglio dell'asse di attuazione

La molla di compliance è fondamentale per il funzionamento del sistema in quanto assorbe, tramite la sua torsione, la rotazione dell'asse di attuazione qualora in pin fosse bloccato, impedendo così la rottura del sistema. Inoltre la molla di compliance si comprime ogni volta che il pin viene ingaggiato, poiché l'angolo di rotazione dell'asse è stato sovradimensionato rispetto a quello minimo necessario per l'ingaggio del pin: in questo modo la molla compensa i giochi, le tolleranze e la torsione dell'asse, impedendo che il pin si disingaggi. Il dimensionamento della molla è stato effettuato a partire dalla molla di ritorno del pin: la compliance infatti deve essere in grado di comprimere la molla del pin e deve prevedere un margine di compressione ulteriore.

La leva è stata progettata a partire dall'angolo di cui deve ruotare l'asse di attuazione, così da ridurre al minimo gli attriti tra leva e pin ed essere quanto più possibile perpendicolare all'asse del pin in ogni istante del moto. La rotazione dell'asse di attuazione è stata dimensionata tramite l'ausilio del modello CAD, considerando quattro diverse posizioni del pin :

- la posizione di disingaggiato con un gap di 0.5 mm misurato sull'asse del pin;
- la posizione di disingaggio con la leva in tangenza;
- la posizione di totale ingaggio a fine corsa;
- la posizione teorica della leva che tiene conto di un precarico della molla di compliance, tale da recuperare la torsione dell'albero, corrispondente ad un angolo di circa 5° .

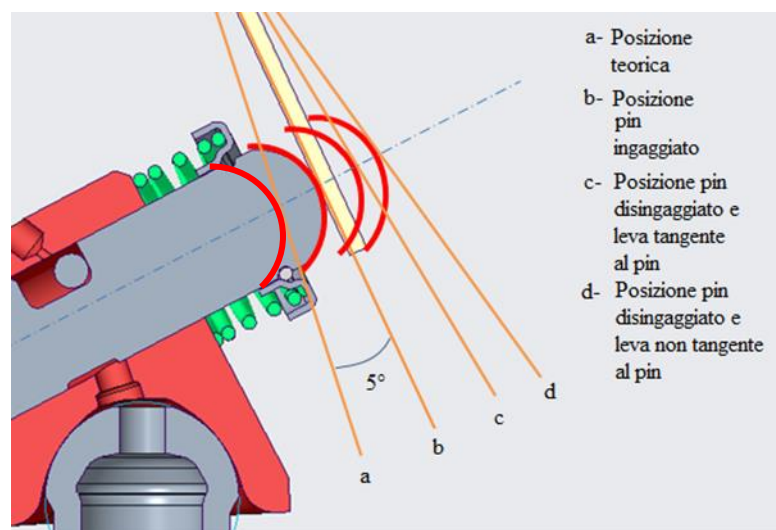


Figure 40 - Schema per la determinazione dell'angolo di rotazione dell'asse di attuazione

Il gap iniziale di 0.5 mm è un valore ricavato da degli studi preliminari che tengono conto della catena di tolleranze sul sistema di attuazione e sul fissaggio, per impedire che il pin venga ingaggiato erroneamente.

La leva, ruotando assieme all'asse di attuazione, spinge il pin ingaggiandolo con l'innerbody dello Switchable Roller Rocker Arm (SRRA). Il bilanciante, in Figura 41 e Figura 42, è stato fornito da Eaton, in quanto la sua progettazione non è oggetto di questa tesi. Esso è costituito da un inner body libero di compiere una rotazione relativa rispetto all'outer body. Il pin è generalmente nella condizione di disingaggio e viene spinto dal sistema di attuazione a scorrere nella sua sede. Il funzionamento di questo SRRA necessita di un asse a camme con tre lobi per ogni valvola. I lobi più esterni consentono la realizzazione del main event premendo sui rulli esterni del RRA, mentre il lobo centrale permette la realizzazione dell'iEGR lavorando sull'inner roller. Il pattino del bilanciante realizza il contatto con il tip della valvola, mentre l'ogiva consente l'accoppiamento con l'HLA.

Quando il pin è nella posizione disingaggiata, il bilanciante non trasmette alla valvola l'alzata secondaria, poichè l'inner body e l'outer body sono in movimento relativo tra loro. Invece, quando il pin è nella condizione di ingaggio, inner body e outer body diventano solidali e il RRA trasmette l'alzata valvola secondaria, realizzando la strategia di iEGR.

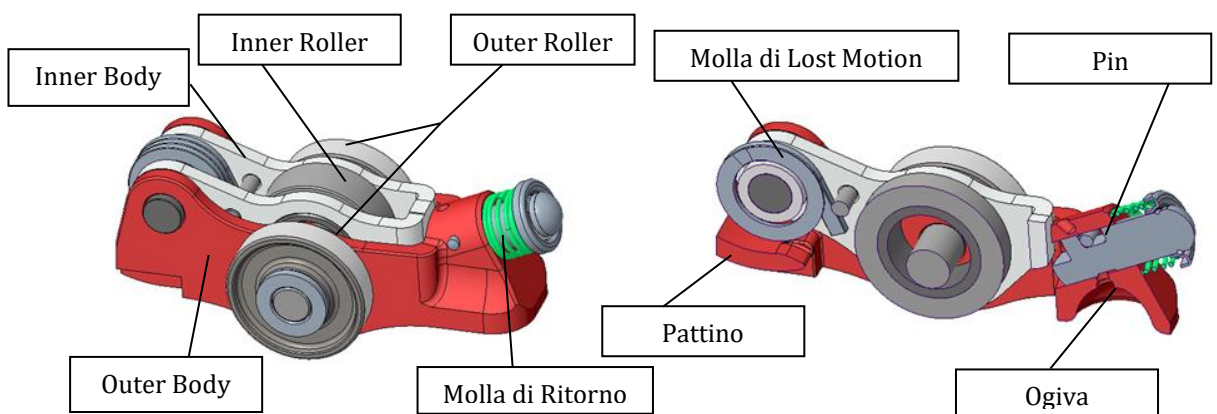


Figure 41 - Switchable Roller Rocker Arm

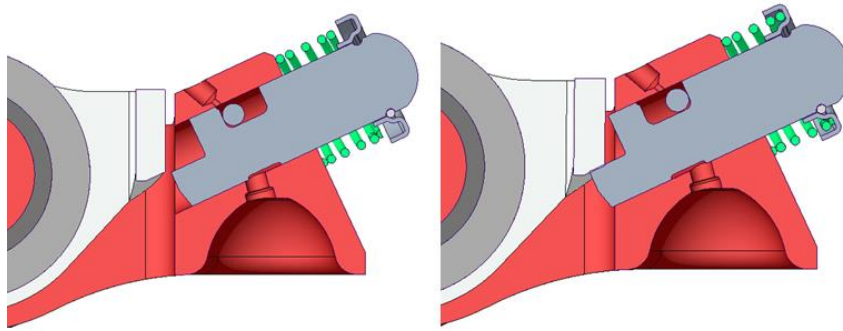


Figure 42 - Confronto tra pin disingaggiato (a sinistra) e pin ingaggiato (a destra)

La molla di ritorno del pin svolge, assieme alla molla di ritorno interna all'attuatore, il compito fondamentale di riportare tutto il sistema nella posizione iniziale e disingaggiare il pin, disattivando la funzione di iEGR, quando l'attuatore non è più alimentato.

La molla di ritorno è stata dimensionata per disingaggiare il pin in un tempo inferiore alla *switching window*, partendo da studi precedenti sulle forze di disingaggio del pin alle condizioni di -7°C e considerando i vincoli costruttivi. La molla di compliance è stata dimensionata, invece, a partire dalla molla di ritorno del pin: la molla di compliance deve essere in grado di comprimere la molla di ritorno del pin e prevede anche un margine di compressione aggiuntivo.

4.2 L'esecuzione delle prove sperimentali e loro risultati

Nell'ambito della presente tesi, nel tentativo di simulare tramite Creo Mechanism la dinamica del sistema di attuazione e rendere tale simulazione più aderente alla realtà, sono state svolte tre tipologie di prove sperimentali sul prototipo di attuatore rotativo che si intende utilizzare per questa applicazione.

L'attuatore in esame è un attuatore rotativo a riluttanza, del quale sono noti gli ingombri, l'inerzia del rotore, la coppia di attuazione se l'attuatore è alimentato a 12V ad una temperatura di 20°C (in Figura 43) e che esso è in grado compiere una rotazione di 38° . Sono state fornite inoltre le resistenze elettriche a due differenti temperature (20°C e 150°C), che verranno utilizzate per determinare le resistenze nelle condizioi di temprature delle simulazioni (20°C , -7°C e 100°C).

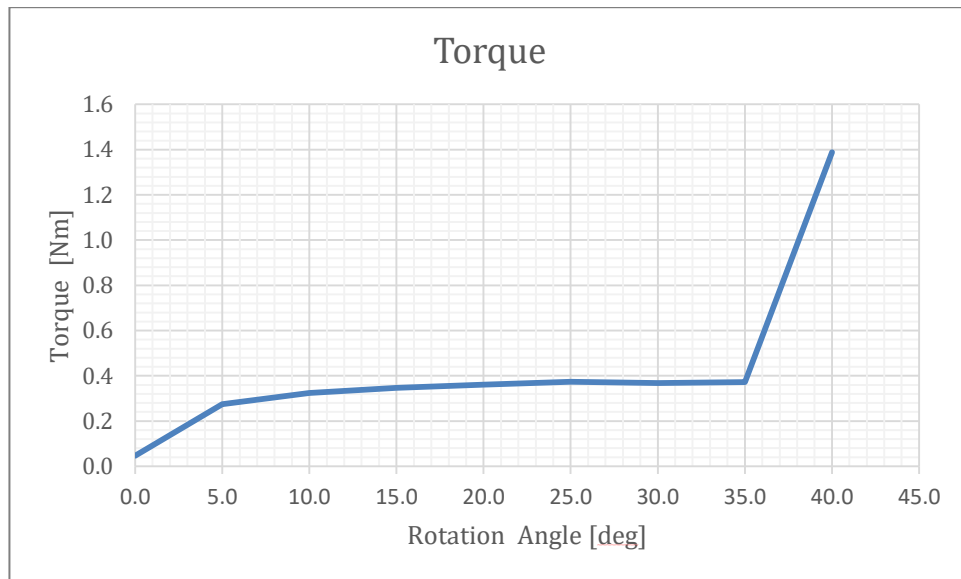


Figure 43 - Coppia di attuazione a 5A e 20°C

Le prove sperimentali sono state svolte ai fini di determinare:

- la caratteristica della return spring e il contributo degli attriti all'interno dell'attuatore;
- la curva di taratura del sensore di posizione;
- l'andamento della corrente assorbita, della tensione e della posizione angolare dello shaft dell'attuatore.

Per svolgere le prove è stato necessario disegnare e realizzare alcuni componenti, quali:

- una boccola;
- una barra;
- un punta.

La boccola, mostrata in Figura 44, è stata realizzata al tornio e presenta tre variazioni di diametro di cui il primo ospita un foro per l'accoppiamento con l'asse dell'attuatore e un foro passante per bloccare la posizione della boccola rispetto all'attuatore, tramite l'utilizzo di due grani; il secondo diametro ha una funzione di centraggio della barra che si accoppia con la boccola; il terzo filettato per consentire il bloccaggio della barra tramite una rondella e un dado.

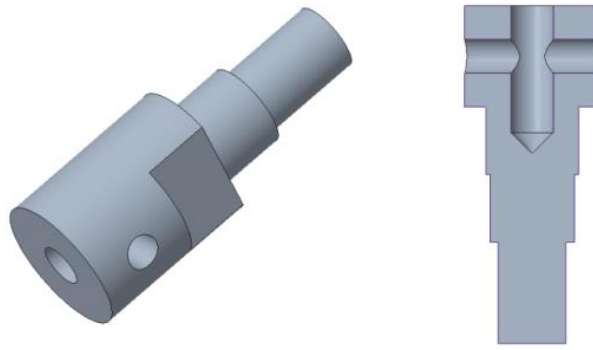


Figure 44 - Boccola

La barra, come è visibile in Figura 45, è dotata di un foro per l'accoppiamento alla boccola e, infine, la punta, in Figura 46, è stata realizzata con un foro filettato per essere montata sullo strumento di misura.

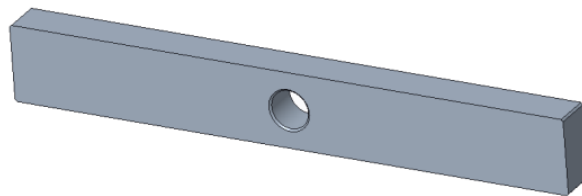


Figure 45 - Barra

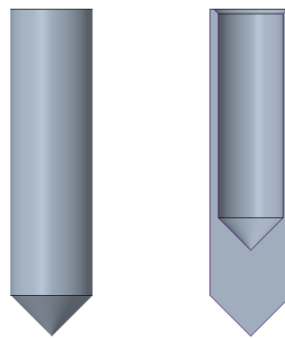


Figure 46 – Punta

In Figura 47 è mostrato il sistema assemblato sul quale sono state svolte le prove: l'attuatore è stato montato su una piastra forata ad L e il suo asse è stato accoppiato con la boccola sopra descritta; la boccola a sua volta è stata accoppiata con la barra, bloccata tramite una rondella e un dado.



Figure 47 - Sistema sul quale sono state svolte le prove

Di seguito vengono descritte le prove e i loro risultati.

4.2.1 La caratteristica della molla di ritorno e gli attriti

L'obiettivo di questa prova è stimare la caratteristica della molla di ritorno e il contributo degli attriti all'interno del prototipo dell'attuatore rotativo. La molla di ritorno è determinante per il sistema, in quanto:

- oppone resistenza al moto durante la corsa di attivazione, quando l'attuatore è alimentato;
- consente al sistema di tornare nella posizione iniziale (aiutata dalla molla di ritorno del pin) quando l'attuatore non è alimentato, situazione che si verifica sia per disattivare l'iEGR sia in caso di un guasto .

Nell'ambito di questo progetto tesi, non essendo disponibile nessuno strumento in grado di misurare direttamente la coppia della molla, è stato utilizzato un leverismo. Il sistema mostrato in Figura 48 è stato utilizzato per lo svolgimento dei test e comprende la struttura che, tramite la rotazione della manovella posta in alto, consenta la traslazione verticale del dinamometro (1). La prova consiste nel misurare la forza applicata dalla molla di ritorno tramite la barra alla punta del dinamometro (1), posto a distanza nota rispetto al centro di rotazione. La punta dello strumento stesso genera la rotazione della barra, solidale con l'asse dell'attuatore, tramite la traslazione verso il basso (o verso l'alto) dello strumento, a seconda che si voglia misurare la forza della molla nella corsa di attivazione (verso di rotazione antiorario) o di disattivazione (verso di rotazione orario). La quota di cui viene traslato il dinamometro è misurata da un comparatore (2).

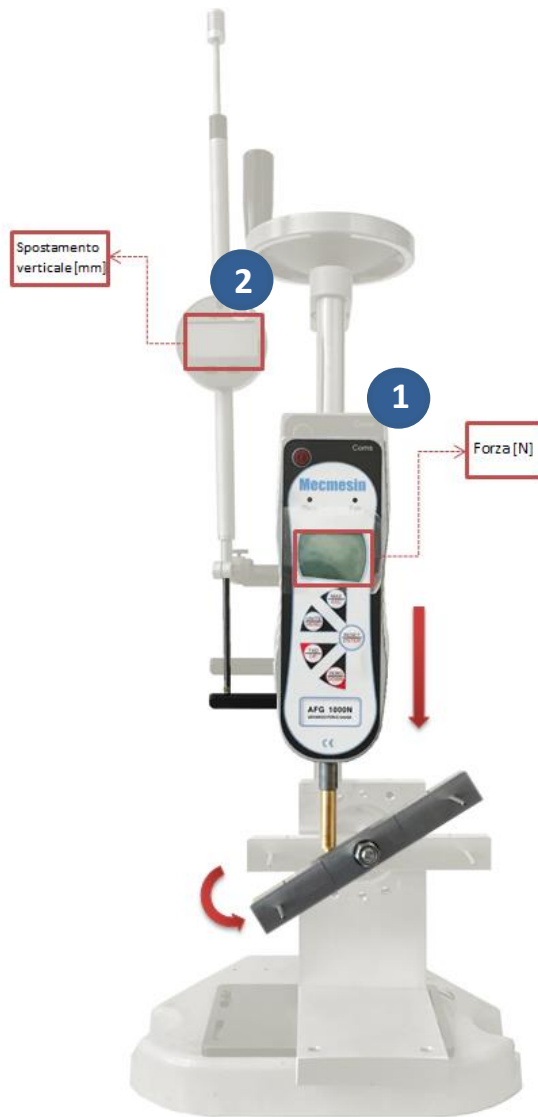


Figure 48 - Sistema utilizzato per le prove sulla return spring

La prima parte della prova consiste nella raccolta dei dati, in particolare il carico applicato e lo spostamento verticale. Lo svolgimento consiste nell'applicazione di un carico a distanza nota dal centro di rotazione della barra al variare dello spostamento verticale. I dati sono stati raccolti con step sempre uguali di 1 mm di traslazione verticale.

Le prove sono state ripetute tre volte e hanno esaminato due condizioni differenti:

- l'attivazione: il dinamometro scende e la punta dello strumento genera una rotazione in senso antiorario della barra;
- la disattivazione: il dinamometro trasla verso l'alto e la barra, spinta dalla molla di ritorno, ruota in senso orario.

La seconda parte della prova riguarda l'elaborazione dei dati al fine di ricavare la caratteristica della molla di ritorno. Facendo riferimento al diagramma di corpo libero, in Figura 49, tracciato per un generico angolo di rotazione θ , nota la traslazione verticale y e la distanza L del punto di contatto punta/barra, è possibile calcolare l'angolo di rotazione dell'attuatore, come segue:

$$\theta = \text{atan}\left(\frac{y}{L}\right) \quad (1)$$

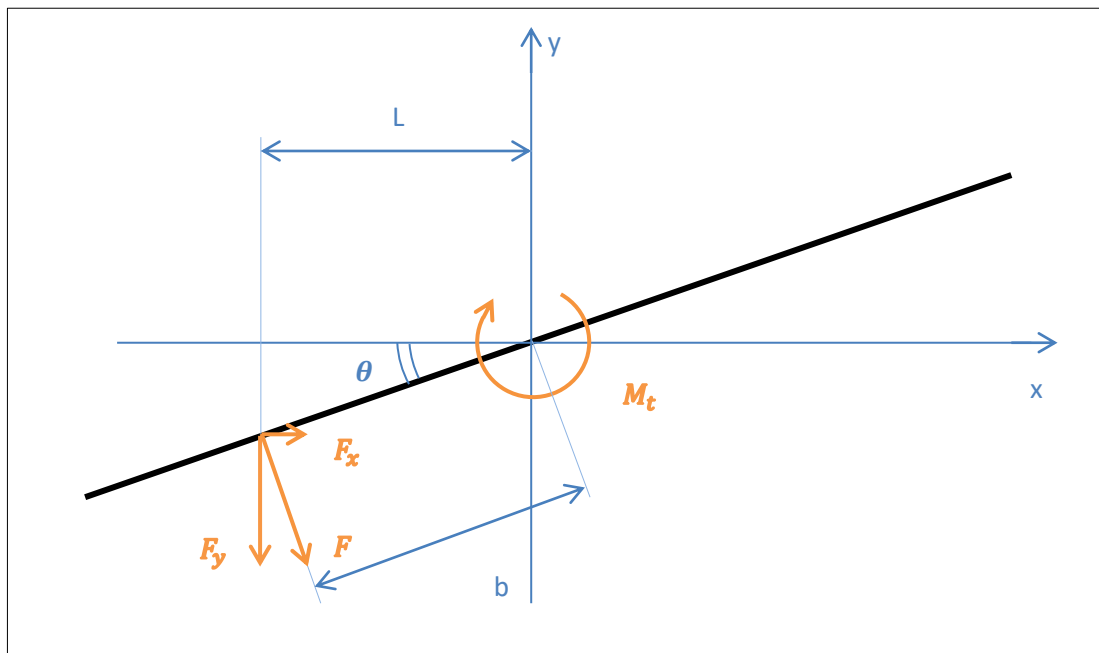


Figure 49 - Diagramma di corpo libero del sistema

Il diagramma di corpo libero è stato tracciato assumendo che l'attrito tra la barra e la punta del dinamometro sia trascurabile. A partire dall'angolo di rotazione e dalla forza verticale misurata dal dinamometro F_y , è stato possibile calcolare la forza F esercitata:

$$F = \frac{F_y}{\cos(\theta)} \quad (2)$$

Si attendono delle forze maggiori quando la punta spinge la barra verso il basso, poiché la molla e gli attriti si oppongono al movimento. Invece, quando la punta sale ci si aspettano delle forze minori, poiché la molla di ritorno non si oppone alla

rotazione, ma la genera. L'unico effetto che si oppone al movimento è l'attrito interno all'attuatore.

Il braccio della forza, invece è stato calcolato come segue:

$$b = \frac{L}{\cos(\theta)} \quad (3)$$

A questo punto, nota la forza F e il braccio b , è stato possibile calcolare la coppia che si oppone alla coppia di attuazione:

$$M_t = F \cdot b \quad (4)$$

La prova sopra descritta è stata ripetuta tre volte nel verso di attivazione e tre volte nel verso di disattivazione, i dati raccolti sono stati elaborati tramite le equazioni descritte e infine mediati. Questo ha permesso di ottenere due curve:

- la curva della coppia che si oppone alla rotazione quando è nella corsa di attivazione dell'iEGR;
- la curva della coppia che si oppone alla rotazione quando è nella di disattivazione dell'iEGR.

Le prove, i cui risultati sotto forma di grafico sono mostrati in Figura 50, hanno evidenziato che il massimo angolo di rotazione garantito dal prototipo è pari a 38° e confermano il comportamento atteso.

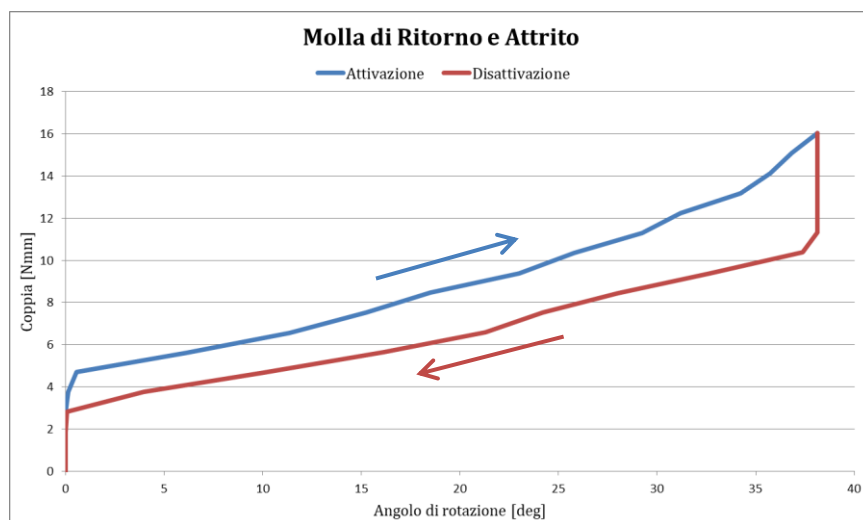


Figure 50 - Coppia esercitata dalla molla di ritorno al variare dell'angolo di rotazione

Le coppie nei due versi di rotazione presentano due curve differenti, poichè esse tengono conto degli attriti interni all'attuatore. Come si è detto precedentemente, quando la punta scende il moto è contrastato dalla torsione della molla e dagli attriti, quando la punta sale solamente gli attriti si oppongono alla rotazione. Facendo la media delle due curve, è possibile ottenere la sola caratteristica della molla ed evidenziare il contributo degli attriti in attivazione e in disattivazione, in Figura 51.

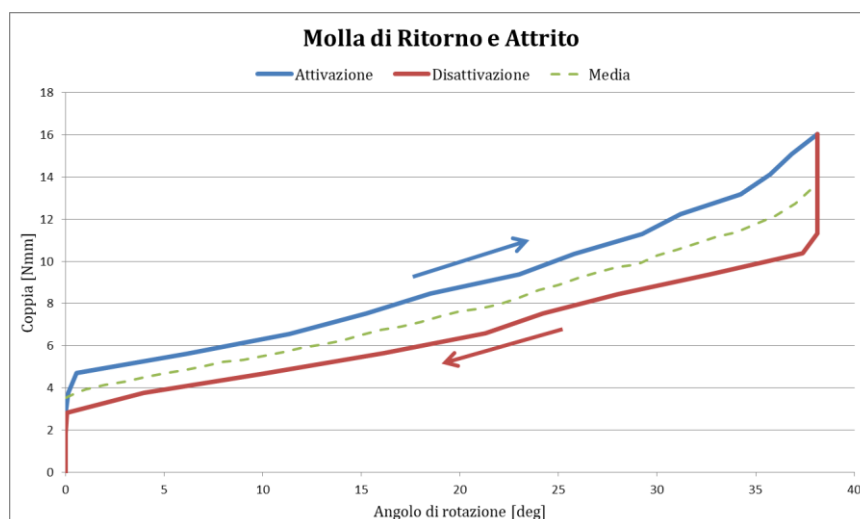


Figure 51 - Coppia esercitata dalla return spring

I dati in forma tabulare sono stati utilizzati nella simulazione in Creo Mechanism per impostare due Motor Force: il primo applica la coppia che si oppone alla coppia dell'attuatore in attivazione (a sinistra in Figura 52) e il secondo applica la coppia che riporta il sistema in posizione durante la disattivazione (a destra nella Figura 52).

Posizione [deg]	Coppia [Nmm]	Posizione [deg]	Coppia [Nmm]
0.0	0.0	38.1	16.0
0.0	0.9	38.1	15.1
0.0	1.9	38.1	14.1
0.0	2.8	38.1	13.2
0.1	3.8	38.1	12.3
0.6	4.7	38.1	11.3
6.1	5.6	37.4	10.4
11.3	6.6	32.7	9.4
15.3	7.5	28.0	8.4
18.5	8.5	24.2	7.5
23.0	9.4	21.3	6.6
25.8	10.3	16.1	5.6
29.2	11.3	10.0	4.7
31.2	12.2	4.0	3.7
34.2	13.2	0.1	2.8
35.7	14.1	0.0	1.9
36.8	15.1	0.0	0.9
38.1	16.0	0.0	0.0

Figure 52 – Caratteristica della Return Spring in forma tabulare per PTC Creo

4.2.2 La curva di taratura del sensore di posizione

Il prototipo dell'attuatore rotativo sul quale sono state condotte le prove sperimentali contiene al suo interno un sensore di posizione. Il sensore è alimentato a 5V e non è fornita la sua curva di taratura, pertanto essa è stata ottenuta sperimentalmente.

I test sono stati condotti con il sistema utilizzato nella prova precedente, aggiungendo alla strumentazione un alimentatore e un volmetro. Il sensore è stato alimentato con una tensione di 5V, mentre tramite il volmetro si è letto il segnale di output di quest'ultimo al variare dell'angolo di rotazione della barra. In questo modo è stato possibile ottenere la curva di taratura, mostrata in Figura 53, che consente una rapida conversione del segnale di output del sensore, da Volt a gradi di rotazione.

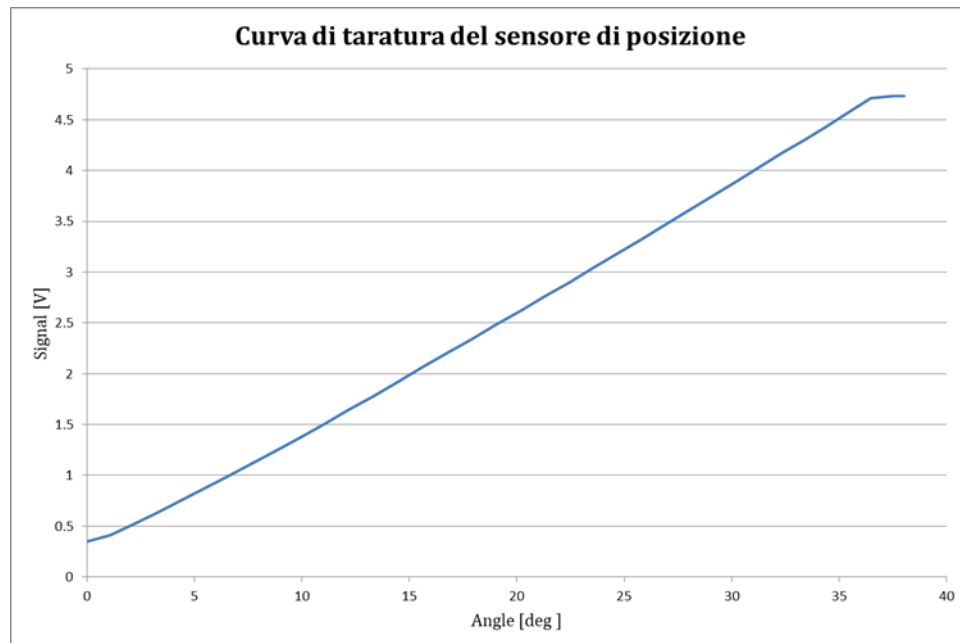


Figure 53 - Curva di taratura del sensore di posizione

Dal grafico è visibile che, nonostante dalla prova precedente sia risultato che l'attuatore è in grado di compiere una rotazione massima di 38°, dopo 36.5° la curva satura a 4.7 V, senza mai raggiungere i 5 V dell'alimentazione. Questo non consente di sapere precisamente, tramite il solo sensore, la posizione angolare dello shaft negli ultimi gradi della rotazione.

4.2.3 I tempi di risposta

Quest'ultima tipologia di prove ha consentito di ricavare sperimentalmente i tempi di risposta dell'attuatore, in termini di corrente assorbita, tensione di alimentazione e posizione angolare dell'attuatore. I test sono stati effettuati a 20°C e il sistema di prova è costituito dal solo attuatore, fissato alla piastra ad L (mostrata in precedenza), e dalla boccola di massa ed inerzia note di cui sopra. La strumentazione utilizzata consta di:

- un alimentatore a 12 V per l'attuatore;
- un alimentatore a 5 V per il sensore di posizione;
- una pinza amperometrica;
- una cella di acquisizione configurabile a 3 canali.

Dopo aver configurato i canali della cella di acquisizione per le grandezze d'interesse, alimentando per tutta la durata del test il sensore di posizione a 5 V, sono state condotte delle prove di On-Off in assenza di carico, dalle quali sono stati ottenuti i dati sperimentali ricercati. La prova è stata ripetuta tre volte e i grafici che seguono sono il risultato della media delle prove. Inoltre, nonostante i test di On-Off consentano di ottenere in un'unico grafico l'andamento delle grandezze d'interesse sia in attivazione sia in disattivazione, i grafici sono stati divisi nelle due condizioni di funzionamento per meglio apprezzare le curve.

La posizione angolare

Come si può osservare in Figura 54 e in Figura 55, l'angolo di rotazione cresce fino a raggiungere un massimo di circa 36.5°. Tuttavia, come spiegato nel paragrafo precedente, tale angolo non rappresenta il massimo effettivo della rotazione consentita all'attuatore, bensì a causa della saturazione della curva di taratura non è possibile, tramite il solo sensore, conoscere esattamente la posizione una volta che il segnale raggiunge 4.7 V.

Inoltre, dal grafico in Figura 55, che rappresenta l'andamento dell'angolo di rotazione in funzione del tempo quando si toglie l'alimentazione dell'attuatore e lo shaft ritorna nella posizione iniziale, si possono notare dei rimbalzi. Tuttavia, questi non verranno simulati in Creo Mechanism.

Tra il comando di attivazione e l'inizio della rotazione, passa un certo intervallo di tempo a causa dei ritardi elettrici e magnetici all'interno del circuito. È interessante notare la differenza tra attivazione e disattivazione: la fase di disattivazione impiega un tempo maggiore per terminare la sua corsa (all'incirca 0.017s) rispetto all'attivazione (0.0075 s). Questo è legato alle forze che agiscono sul sistema. Infatti, nella corsa di attivazione, il moto del rotore è innescato dal circuito elettromagnetico, mentre nella disattivazione la rotazione è imposta dalla molla di ritorno.

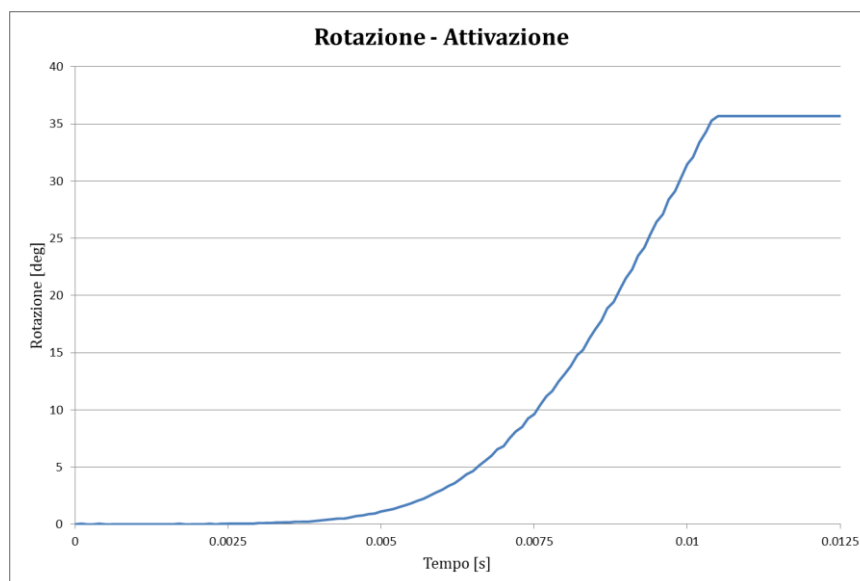


Figure 54 - Andamento dell'angolo di rotazione nel tempo nella corsa di attivazione

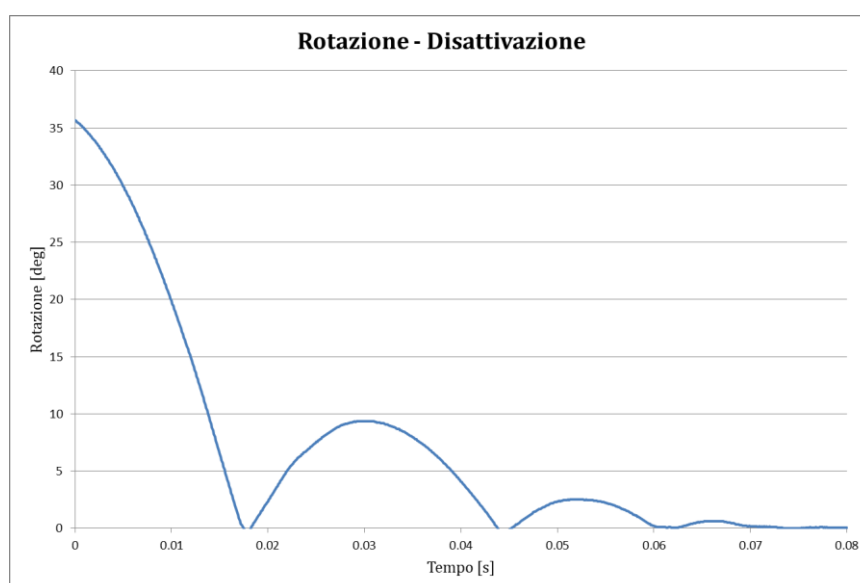


Figure 55 - Andamento dell'angolo di rotazione nel tempo nella corsa di disattivazione

La corrente assorbita

Le curve in Figura 56 e in Figura 57 mostrano come la corrente fluisca all'interno dell'attuatore, rispettivamente in attivazione e in disattivazione. Il comportamento dipende dall'inerzia della corrente negli avvolgimenti del circuito. In particolare, nella corsa di andata, si può notare che la corrente cresce fino a raggiungere un massimo di 3.73 A, dopo il quale decresce. Essi rappresentano uno spunto notevole, approfondito in seguito, per le correzioni che sono state apportate alla simulazione. Tuttavia, la presente tesi non si occupa di investigare la natura dei fenomeni elettrici.

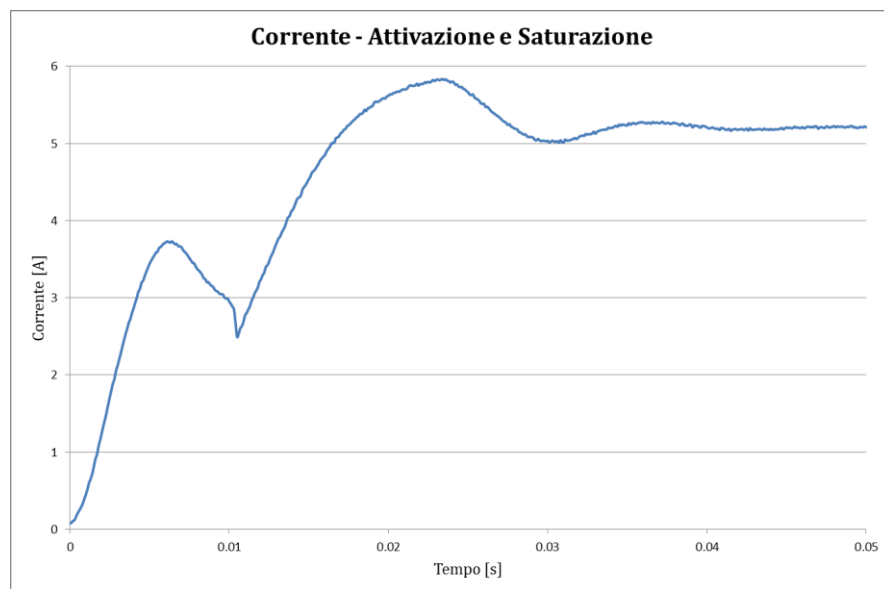


Figure 56 - Andamento della corrente assorbita nel tempo nella corsa di attivazione

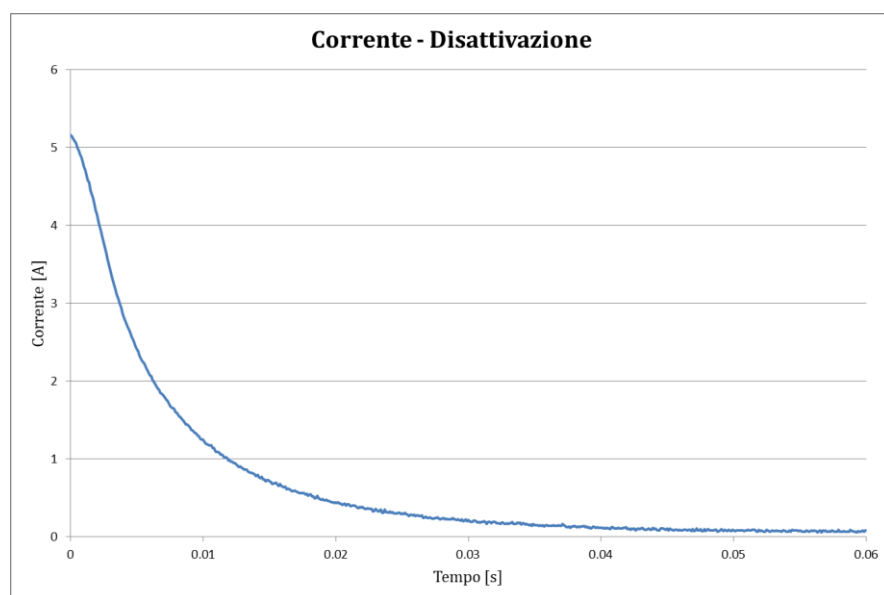


Figure 57 - Andamento della corrente assorbita nel tempo nella corsa di disattivazione

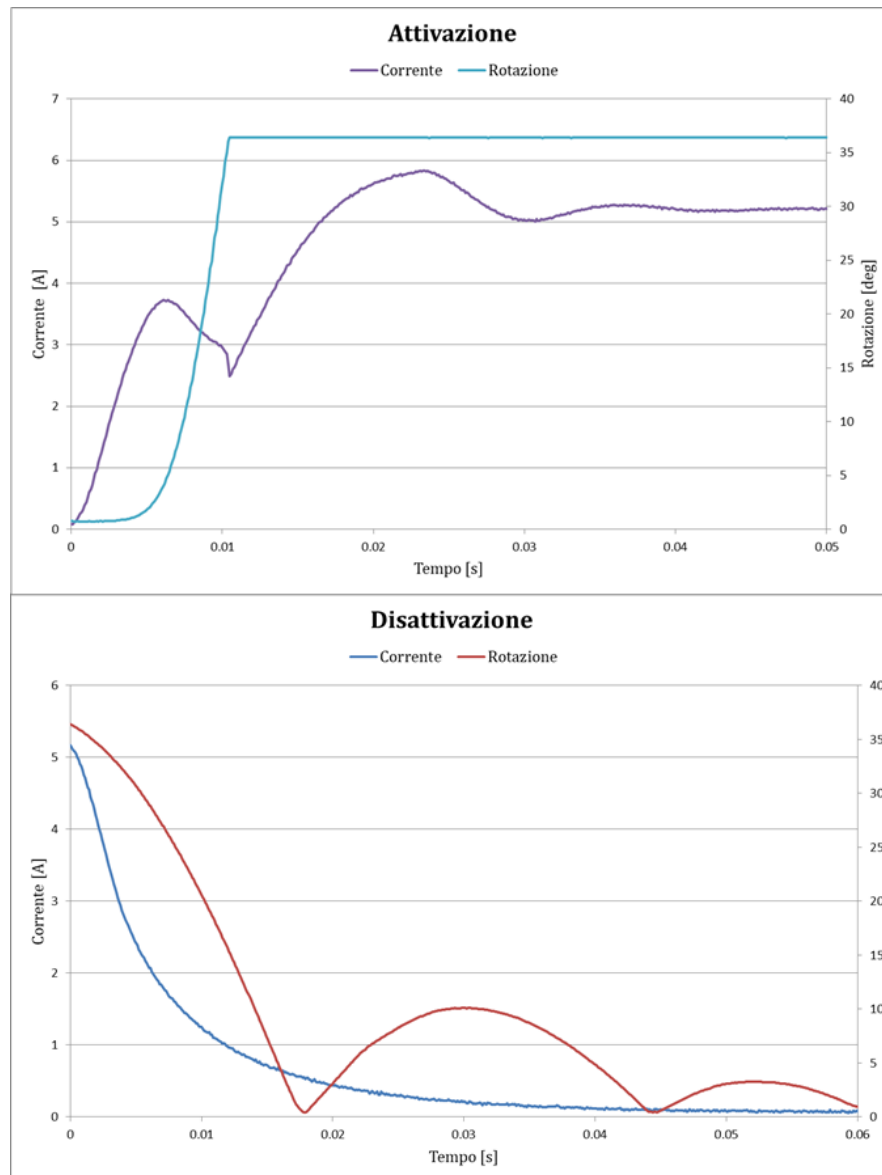


Figure 58 - Confronto tra corrente e rotazione nella corsa di attivazione e disattivazione

La tensione di alimentazione

Di seguito sono riportati i grafici degli andamenti della tensione di alimentazione nel tempo per la fase di attivazione (in Figura 59). In particolare si può notare che la tensione cresce fino ad un massimo di 10V, ma si è detto precedentemente che il prototipo dell'attuatore è stato alimentato a 12 V. Questo, infatti, si è verificato dal momento che il canale di acquisizione ha un limite massimo di 10 V. Sono inoltre visibili i grafici che permettono il confronto tra la tensione e la posizione angolare, in Figura 60.

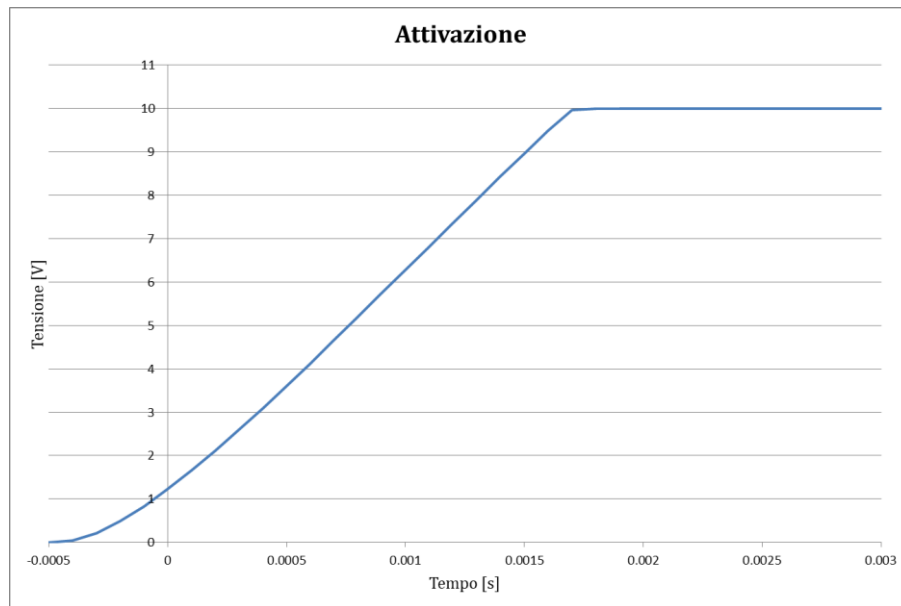


Figure 59 - Andamento della tensione di alimentazione nel tempo, in attivazione

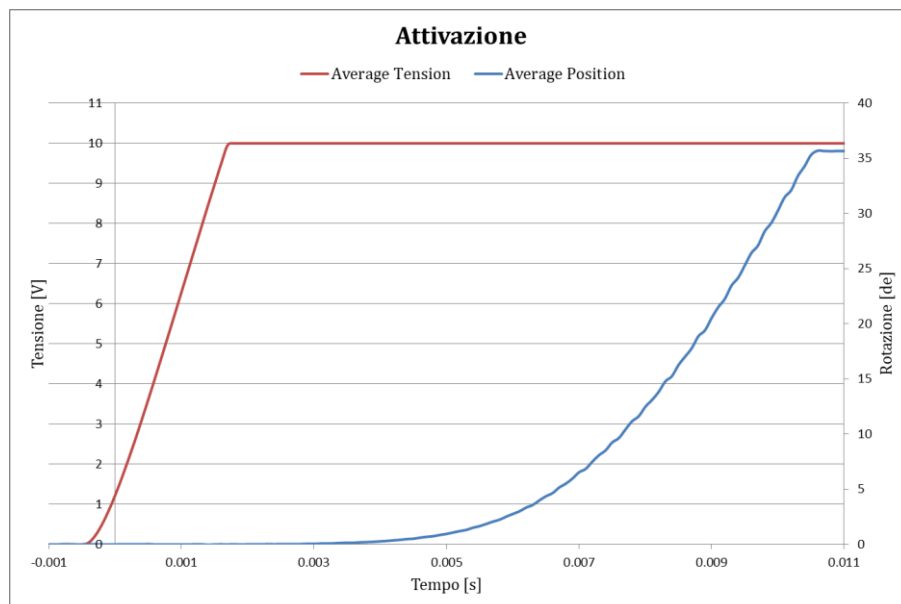


Figure 60 - Confronto tra l'andamento della tensione e della rotazione, in attivazione

4.3 Il set up della simulazione in Creo Mechanism

In questa sezione si vuole approfondire l'aspetto di realizzazione dell'assieme e definizione di tutti i parametri necessari alla simulazione del sistema di attuazione. In particolare, di seguito, è spiegato quali connessioni abbiano consentito l'interazione tra le parti.

4.3.1 La creazione dell'assieme

Il disco, dimensionato per simulare l'inerzia del rotore (nota dal fornitore del prototipo), ha una connessione di tipo *pin*, che permette un GDL di rotazione con la cover dell'attuatore. Lo shaft dell'attuatore a cui è connessa una parte dentata, per l'accoppiamento con l'asse di attuazione, ha anch'esso un collegamento di tipo *pin* con la cover dell'attuatore. Invece, il rotore ruota solidalmente con lo shaft dell'attuatore, pertanto tra loro non ci sono GDL.

L'asse di attuazione è stato posizionato nell'assieme con un vincolo di tipo *pin* rispetto al supporto, presentando così un GDL di rotazione. Il supporto invece non ha gradi di libertà rispetto al sistema di riferimento assoluto. Il bushing, la molla di compliance e la leva che realizza il collegamento tra attuatore e asse di attuazione sono solidali all'asse stesso. Il modello CAD della molla di compliance, così come quello della molla di ritorno del pin, sono inseriti nell'assieme con l'unico scopo di simulare le masse. Infatti, essi non presentano nessuna caratteristica elastica. Invece, la leva che spinge il pin è connessa all'asse di attuazione con un collegamento di tipo *pin*, così da consentire, successivamente il set up dei parametri che definiscono la molla di compliance.

La valvola è stata assemblata a partire dalle posizioni dell'HLA e del guida valvola, che non presentano GDL rispetto al sistema di riferimento assoluto. La valvola è inserita nel guida valvola con una connessione di tipo *slider* (corsoio) che le consente un GDL di traslazione rispetto al guida valvola stesso. La corsa della valvola è stata limitata superiormente e lasciata illimitata inferiormente, poichè la sua discesa dipenderà unicamente dalla spinta del bilanciere.

Il bilanciere è stato assemblato tramite un vincolo cinematico di tipo *pin* imponendo la coincidenza dell'ogiva con la punteria e la tangenza del pattino con il tip della valvola. Le parti costitutive del bilanciere sono state precedentemente assemblate in modo tale da consentire le rotazioni relative tra inner body e outer body e il pin è stato accoppiato con l'outer body tramite una connessione di tipo *slider*, che gli consente un GDL di traslazione. Inoltre, è stata definita una *cam connection* tra il pin e l'inner body così da simulare l'ingaggio.

4.3.2 L'impostazione della simulazione

Per simulare il sistema di attuazione non è sufficiente assemblare l'assime, ma devono essere definite tutte le connessioni tra i componenti. In particolare, la definizione delle connessioni cinematiche precedentemente descritte, consente l'introduzione nel modello di molle, smorzatori e Torque Motor in corrispondenza dei vincoli stessi.

Nel sistema esaminato sono stati introdotti:

- la Return Spring dell'attuatore;
- la coppia di attuazione;
- la connessione tra l'asse di attuazione e l'attuatore;
- lo smorzatore che simula l'attrito viscoso al pin;
- la return spring del pin;
- la molla di compliance;
- il contatto tra la leva dell'asse di attuazione e il pin;
- la molla di ritorno della valvola;
- la molla di Lost Motion del bilanciamento.

La molla di ritorno dell'attuatore e gli attriti interni allo stesso, a seguito delle prove sperimentali, sono stati simulati in Creo Mechanism tramite il Torque Motor. In particolare, il comportamento dell'attuatore è stato diviso nella corsa di attivazione e nella corsa di disattivazione. In questo modo sono stati settati due Torque Motor: il primo che simula la coppia di opposizione degli attriti e della molla di ritorno nella corsa di andata; il secondo che simula la coppia della corsa di disattivazione. I due Torque Motor non lavorano mai contemporaneamente: nella simulazioni agiranno uno sulla prima metà e l'altro sulla seconda metà del tempo di simulazione.

La coppia di attuazione, nota tramite il fornitore del prototipo dell'attuatore, sotto forma tabulare è stata inserita nella simulazione anch'essa tramite un Torque Motor di verso opposto a quello che simula la return spring. Si sottolinea che la coppia dell'attuatore è esercitata solo per la prima metà della simulazione.

La connessione tra l'asse di attuazione e l'attuatore è stata simulata tramite una *Gear Connection*, così da consentire, a fronte di una rotazione di 38° dell'attuatore, una

rotazione di 13.2° dell'asse di attuazione. Per fare questo è stato sufficiente introdurre un opportuno rapporto di riduzione.

L'attrito viscoso che si realizza nello scorrimento del pin rispetto all'outer body, è stato simulato tramite uno smorzatore, il cui fattore di smorzamento è stato calcolato come segue:

$$C = \mu \frac{A}{h} \quad (5)$$

In cui:

- μ è il coefficiente di attrito viscoso dell'olio di lubrificazione 0W-30;
- A è la superficie di contatto;
- h è il gioco radiale tra il pin e la sua sede nell'outer body.

Il valore di h è stato calcolato a partire dalle tolleranze dimensionali dei componenti. La superficie A utilizzata nella formula è la media tra le superfici di attrito in attivazione (a pin completamente ingaggiato) e in disattivazione (a pin completamente disingaggiato). Il coefficiente di attrito viscoso invece è stato ricavato dalle tabelle in Figura 61.

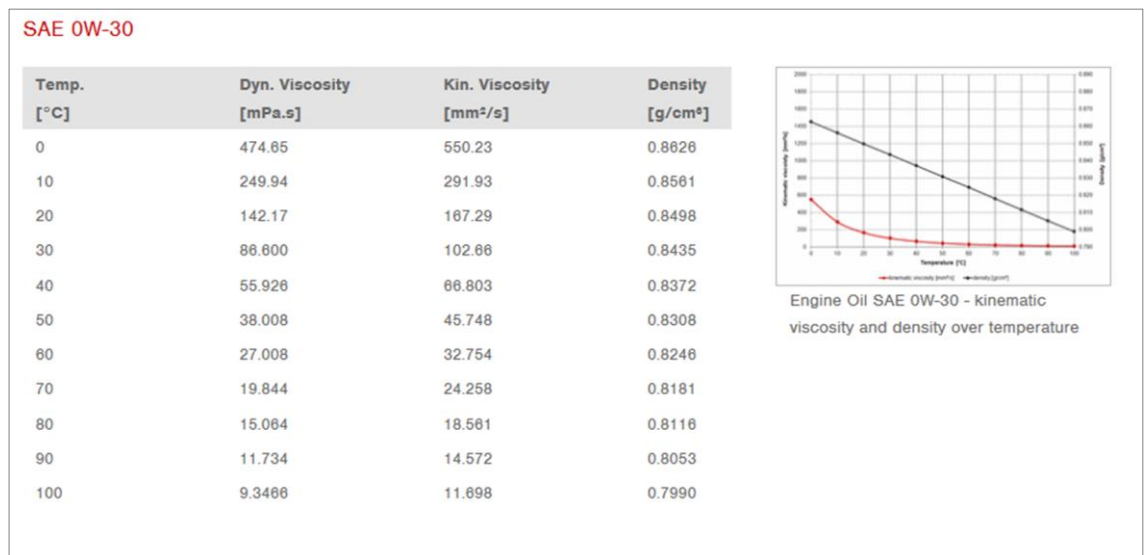


Figure 61 - Dati dell'olio 0W-30

La molla di ritorno del pin è stata simulata tramite una *extension and compression spring* fornendo i valori di rigidezza e precarico calcolati in precedenza. Invece, la molla di compliance è stata simulata con una *torsion spring*, con i valori del precedente dimensionamento. Infine, i valori della molla di lost motion e della molla

di ritorno della valvola sono stati forniti rispettivamente da Eaton e dal cliente e il loro studio non è oggetto di questa tesi.

Per simulare il contatto tra pin e leva, senza il quale i componenti si compenetrerebbero, è stata imposta una *cam connection* tra le superfici di contatto, con i coefficienti di attrito statico e dinamico dalla letteratura, rispettivamente pari a:

- $\mu_s = 0.1$
- $\mu_d = 0.07$

La torsione dell'asse di attuazione non è stata simulata nel modello, dal momento che a causa dell'approccio a parametri concentrati del software CAD, per simulare il comportamento torsionale sarebbe stato necessario dividere l'asse in sezioni e successivamente aggiungere tra una porzione e l'altra molle e smorzatori. Tuttavia questa sarebbe stata una complicazione del modello notevole e avrebbe condotto ad un rallentamento o fallimento delle simulazioni.

4.4 La calibrazione del modello

Le prove sperimentali condotte sul prototipo dell'attuatore, illustrate nei paragrafi precedenti, hanno permesso di ottenere:

- La caratteristica della molla di ritorno e il contributo degli attriti all'interno dell'attuatore;
- L'andamento della corrente assorbita, della tensione e della posizione angolare.

Questo paragrafo, invece, ha lo scopo di mostrare come i dati elaborati siano stati confrontati con i dati estratti dalla simulazione in Creo Mechanism. Tali confronti hanno portato all'introduzione di alcuni fattori correttivi, sulla base delle risorse a disposizione con Creo, che hanno consentito di rendere la simulazione del comportamento dell'attuatore più aderente al comportamento reale. La situazione studiata è alla temperatura di 20° C.

Il sistema esaminato, come già illustrato in precedenza, è costituito dal solo attuatore rotativo e dalla boccola solidale allo shaft dell'attuatore, mostrati in Figura 62. Poiché la fase di disattivazione dipende solamente dalle inerzie e dalla coppia della return spring ottenuta sperimentalmente, pertanto questa fase è stata il punto di

partenza del confronto tra comportamento in simulazione e comportamento sperimentale.

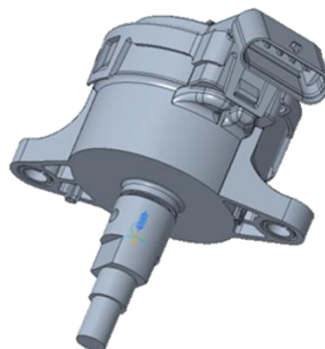


Figure 62 - Il modello da calibrare

4.4.1 La calibrazione della disattivazione

Come si può notare dalla Figura 63 e dal dettaglio della Figura 64 che mostrano il confronto tra simulazione e prove sperimentali per quanto riguarda la rotazione, la simulazione dimostra di essere in anticipo rispetto al comportamento reale. Inoltre, sono visibili i rimbalzi, discussi in precedenza, che tuttavia non sono simulabili tramite Creo Mechanism.

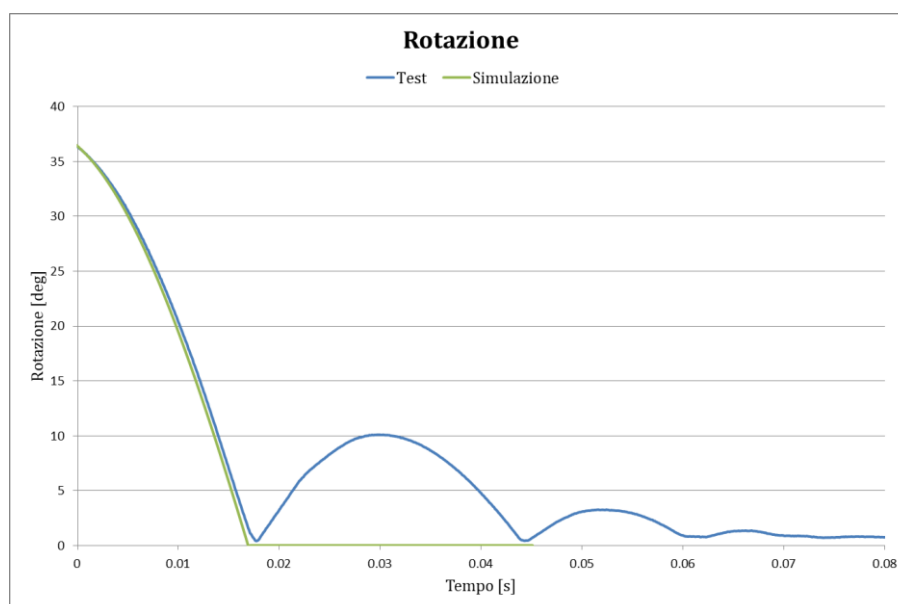


Figure 63 - Confronto della posizione tra test e simulazione in attivazione

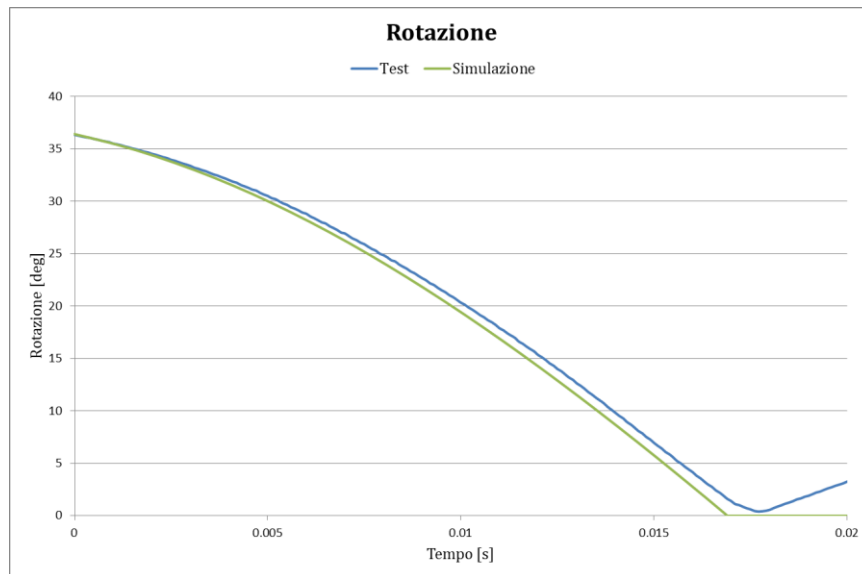


Figure 64 - Dettaglio degli scostamenti tra sistema reale e sistema simulato

Il ritardo nella posizione si traduce in una differenza tra le velocità di rotazione del sistema simulato, di poco più veloce, e del sistema reale, come visibile in Figura 65.

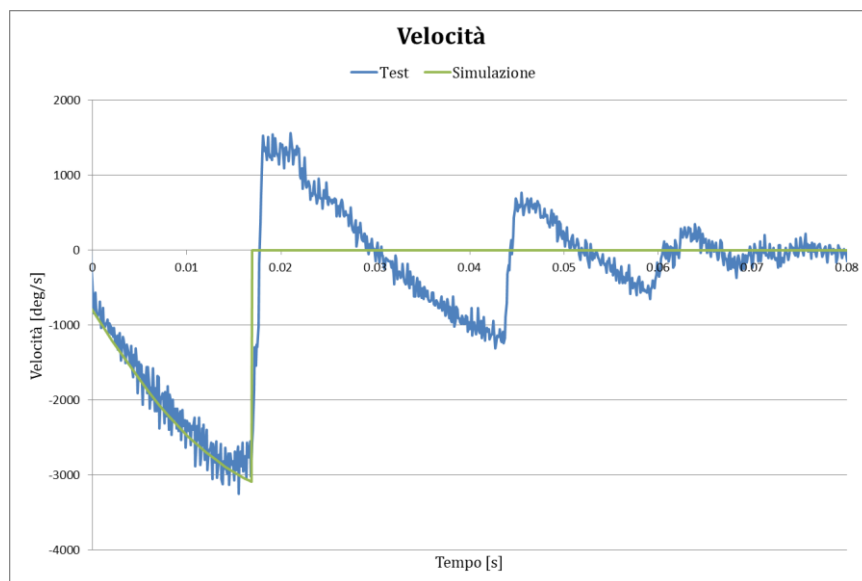


Figure 65 - Confronto delle velocità in disattivazione

A seguito di queste osservazioni e al fine di ottenere una sovrapposizione delle curve quanto più precisa possibile, considerando la presenza del cuscinetto all'interno dell'attuatore, la simulazione è stata modificata tramite l'aggiunta di uno smorzatore dal coefficiente di smorzamento pari a $0.0005 \frac{N \cdot s \cdot mm}{deg}$. Tale coefficiente di smorzamento è stato calibrato sulla base delle prove sperimentali. L'aggiunta dello smorzatore ha permesso di ottenere una perfetta sovrapposizione delle curve di posizione angolare e velocità di rotazione, come mostrano la Figura 66 e 67.

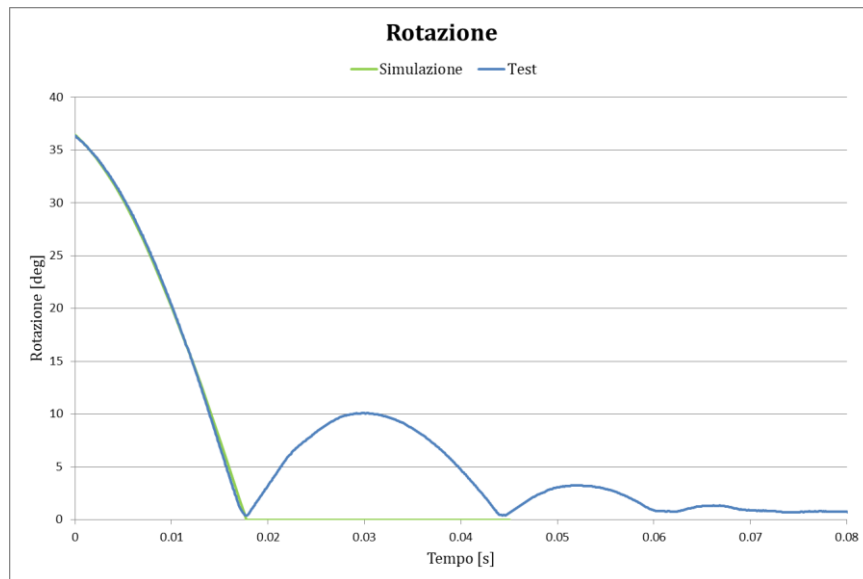


Figure 66 - Confronto della rotazione dopo la correzione in disattivazione

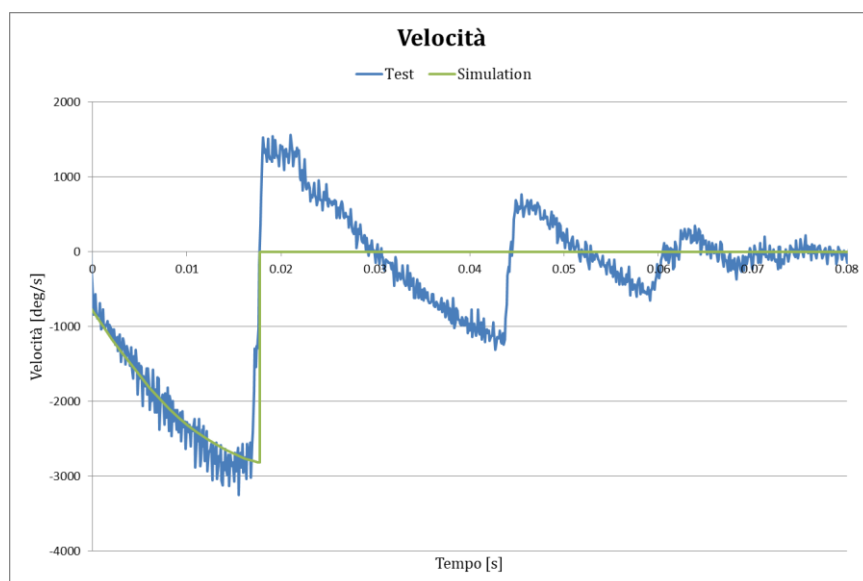


Figure 67 - Confronto della velocità dopo la correzione in disattivazione

4.4.2 La calibrazione dell'attivazione

A partire dal confronto tra la rotazione sperimentale e quella simulata, si nota in Figura 68 innanzitutto un ritardo della risposta del sistema reale rispetto quello simulato. In particolare, tale ritardo è pari a 0.003 s ed è di natura elettrica. Infatti, dopo 0.003 s dall'inizio del test, l'attuatore riceve la corrente necessaria per erogare la coppia sufficiente a far muovere il rotore, corrispondente a circa 2 A.

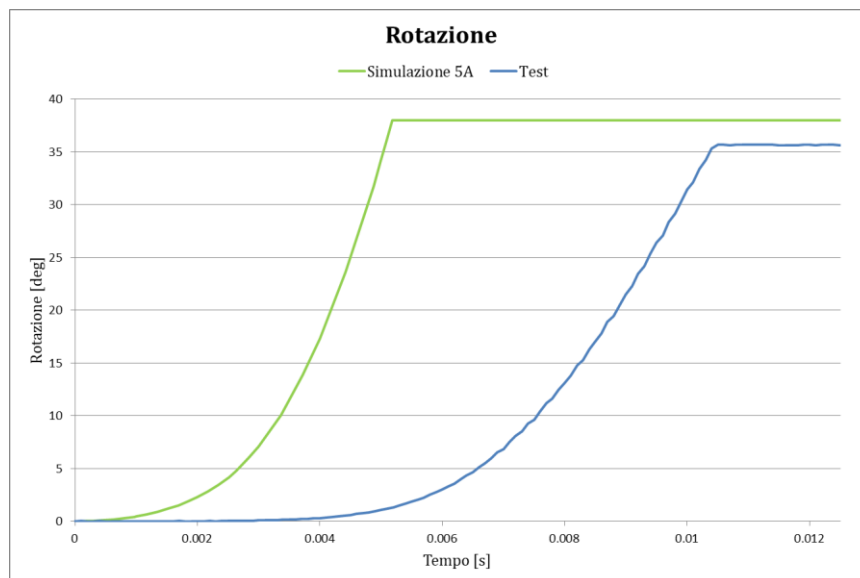


Figure 68 - Confronto rotazione in attivazione

Tale comportamento è stato simulato in Creo Pameetric ritardando di 0.003 s dallo Start della simulazione la partenza del Torque Motor che fornisce la coppia dell'attuatore. In questo modo è stato ottenuto un avvicinamento delle curve e la coincidenza tra gli istanti di inizio della rotazione, come visibile in Figura 69.

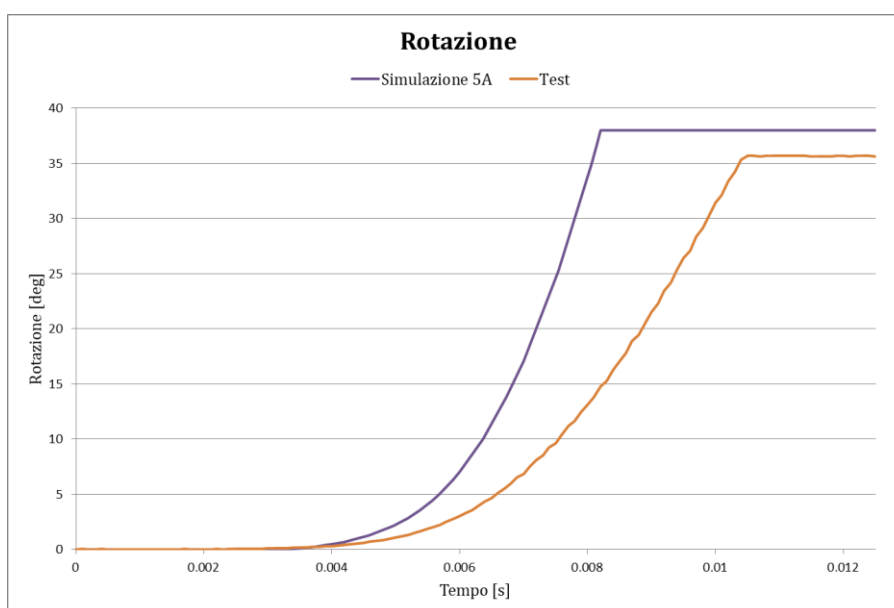


Figure 69- Confronto delle rotazioni dopo la correzione in attivazione

Successivamente, è stato osservato il grafico che riporta l'andamento della corrente a confronto con la rotazione sperimentale, in Figura 70. Tale grafico ha mostrato come la corrente nella corsa di attivazione cresca fino ad un massimo di 3.73 A per poi diminuire per tutta la durata della rotazione. Terminata la corsa di attuazione, quando

l'attuatore ha effettuato la rotazione completa, la corrente cresce nuovamente fino a raggiungere i 5 A.

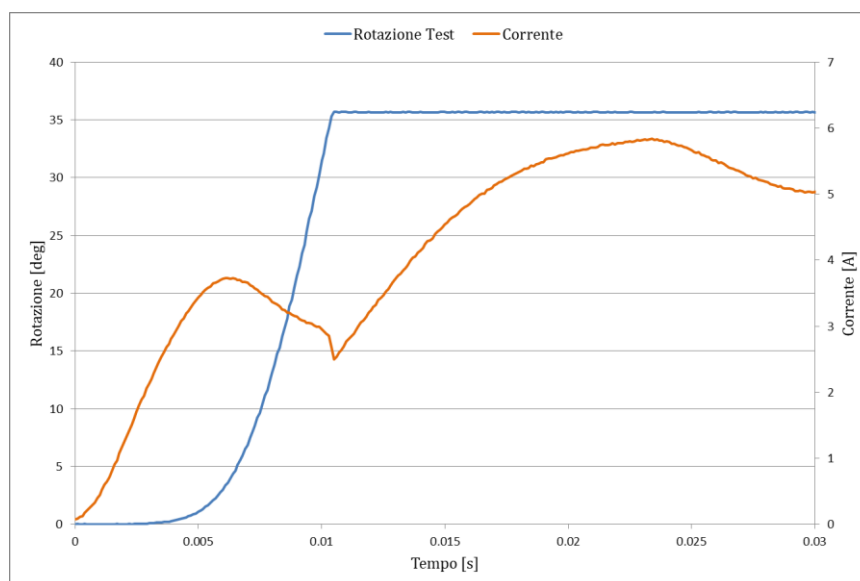


Figure 70 - Confronto tra corrente assorbita e rotazione in attivazione



Figure 71 - Confronto tra corrente assorbita e velocità in attivazione

Dato che la corrente massima raggiunta durante la rotazione di attivazione è 3.73 A anzichè 5 A, il Torque Motor di attuazione a 5 A è stato sostituito con un Torque Motor che fornisce la coppia corrispondente a 3.73 A. La coppia alla corrente massima riscontrata durante la corsa di attivazione, in Figura 72, è stata ottenuta tramite una proporzione a partire dalla coppia a 5 A.

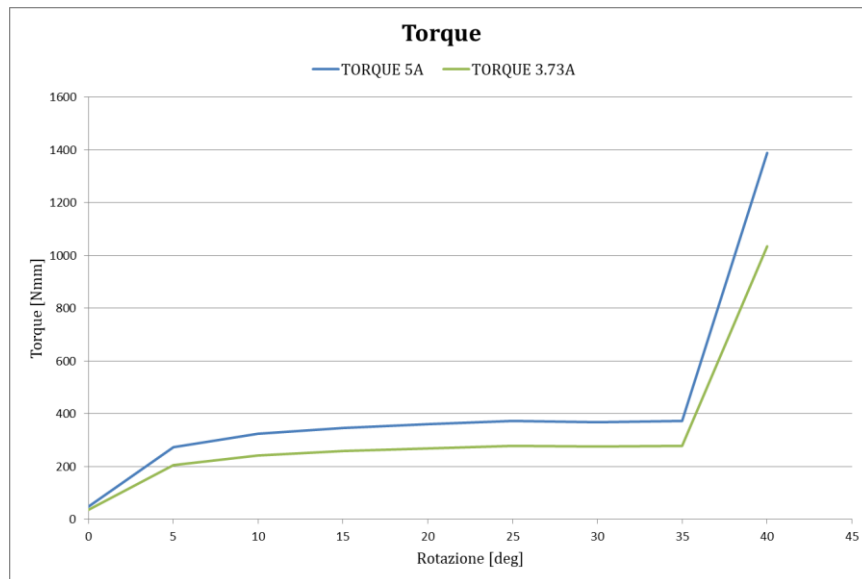


Figure 72 - Coppia dell'attuatore a 3.73 A e a 5 A

Inoltre, per simulare la decrescita della corrente è stato aggiunto uno smorzatore dal coefficiente di smorzamento pari a $0.0175 \text{ N} \frac{\text{N s mm}}{\text{deg}}$, calibrato sulla base delle prove sperimentali.

In seguito a queste correzioni è stato possibile ottenere una quasi totale coincidenza tra le curve della simulazione e le curve sperimentali. In Figura 73 sono mostrati gli andamenti della rotazione e in Figura 74 gli andamenti della velocità, dopo le correzioni apportate.

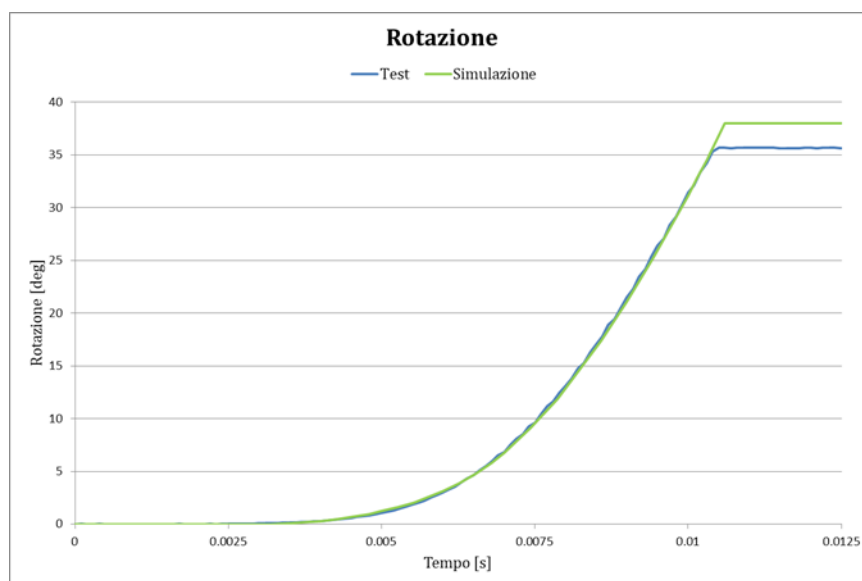


Figure 73 - Confronto delle rotazioni in attivazione dopo le correzioni

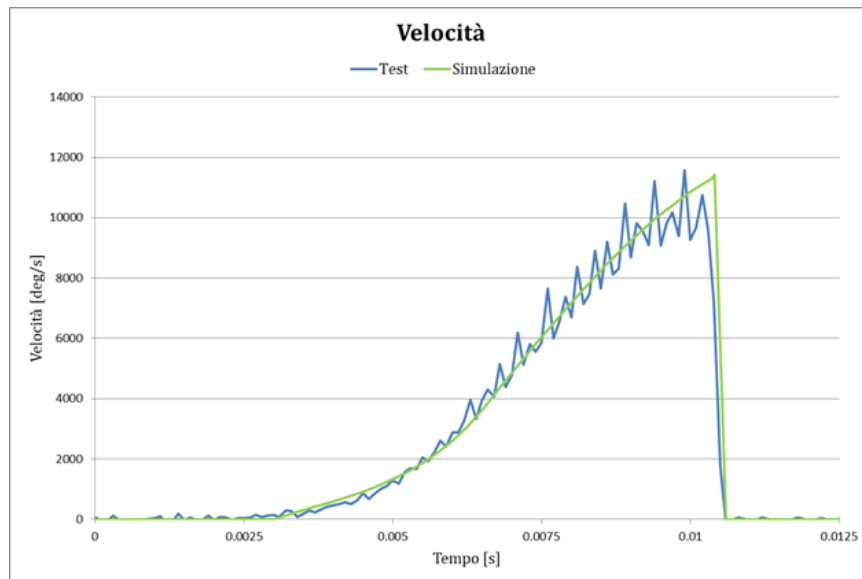


Figure 74 - Confronto delle velocità in attivazione dopo le correzioni

4.5 La simulazione del sistema di attuazione a differenti temperature

In seguito alla calibrazione del modello dell'attuatore, i risultati ottenuti sono stati utilizzati per simulare il comportamento dell'intero sistema di attuazione così da ottenere una previsione dei tempi di risposta. Assumendo che alla partenza le condizioni al contorno del sistema siano del tutto analoghe alle condizioni del solo attuatore e dato che l'inerzia della boccola simula l'inerzia dell'asse di attuazione, è stato possibile utilizzare il modello dell'attuatore così calibrato nella simulazione dell'intero sistema, in Figura 75.

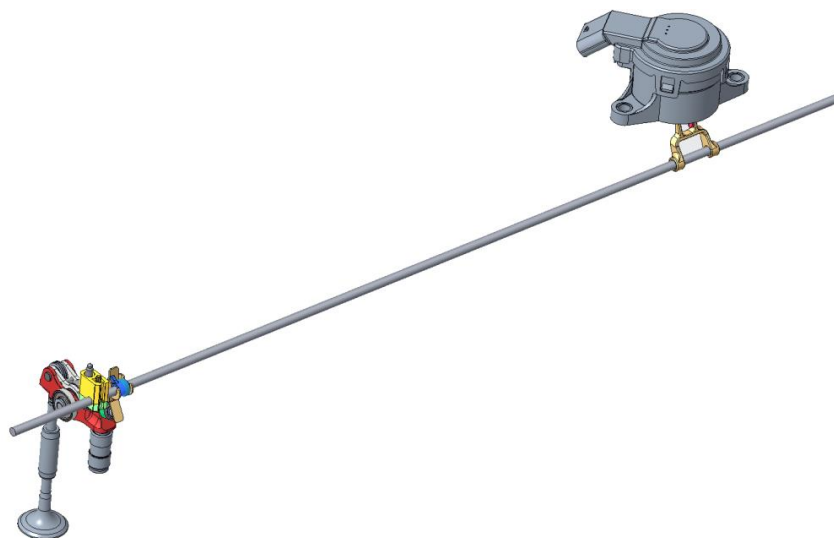


Figure 75 - Modello del sistema di attuazione simulato a differenti temperature

Al fine di consentire un confronto efficace tra i sistemi di attuazione elettromeccanici e i sistemi ad attuazione idraulica, poiché questi ultimi dipendono fortemente dalle condizioni di temperatura e pressione, il sistema in esame è stato simulato a diverse temperature:

- a 20 °C;
- a -7 °C (condizione di cold-start);
- a 100 °C.

Per le simulazioni a temperature diverse dai 20°C è stato necessario ricalcolare i coefficienti di smorzamento utilizzati nel modello di Creo Mechanism per simulare l'attrito viscoso che agisce sul pin, a causa della variazione della viscosità dell'olio, e la coppia di attuazione, poiché la variazione della temperatura influenza le resistenze elettriche e, di conseguenza, la corrente. Essendo la coppia di attuazione dipendente dalla corrente che fluisce nell'attuatore essa è stata ricalcolata, previa determinazione del coefficiente termico del materiale.

Nota la resistenza elettrica, tramite le informazioni fornite dal fornitore del prototipo dell'attuatore, a 150°C e a 20°C, a partire dalla formula (6) è stato ricavato il coefficiente termico del materiale α come nella formula (7):

$$R_{150^{\circ}C} = R_{20^{\circ}C} [1 + \alpha \Delta T] \quad (6)$$

$$\alpha = \frac{R_{150^{\circ}C} - R_{20^{\circ}C}}{R_{20^{\circ}C} \Delta T} \quad (7)$$

In cui:

- $R_{150^{\circ}C}$ è la resistenza elettrica a 150°C;
- $R_{20^{\circ}C}$ è la resistenza elettrica a 20°C;
- ΔT è la differenza di temperatura, tra le temperature di cui è nota la resistenza;
- α è il coefficiente termico del materiale del filo elettrico.

Noto α è stato possibile calcolare la resistenza elettrica a -7 °C (8) e 100°C (9):

$$R_{100^{\circ}C} = R_{20^{\circ}C} [1 + \alpha (T_{100^{\circ}C} - T_{20^{\circ}C})] \quad (8)$$

$$R_{-7^{\circ}C} = R_{20^{\circ}C} [1 + \alpha (T_{-7^{\circ}C} - T_{20^{\circ}C})] \quad (9)$$

A questo punto, considerando che l'attuatore è sempre alimentato a 12 V, è stata calcolata la corrente, come segue:

$$I = \frac{V}{R} \quad (10)$$

Nota la corrente che fluisce nell'attuatore alle diverse temperatura è stata calcolata tramite una proporzione la corrente massima raggiunta nella fase di attivazione dell'attuatore e, a partire da questa, la coppia di attuazione. Le coppie fornite dall'attuatore a 20°C, -7°C e 100°C sono graficate in Figura 76.

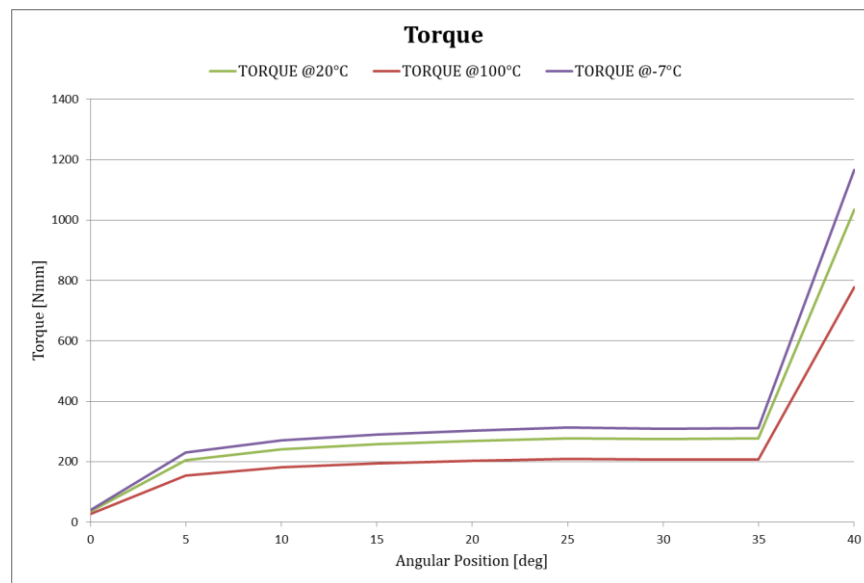


Figure 76 - Coppie di attuazione alle diverse temperature di simulazione

4.5.1 La simulazione a 20°C

La rotazione dell'attuatore nella simulazione dell'intero sistema di attuazione mostra un più lungo tempo di attivazione rispetto alla simulazione del solo attuatore. Questo avviene a causa dell'aumento del carico al quale deve far fronte l'attuatore, esso infatti deve vincere la viscosità dell'olio e la resistenza delle molle per far muovere il pin nella sua sede. Tuttavia, ciò che importa è che il tempo di risposta sia minore del tempo di un ciclo motore alla massima velocità di switching, infatti (da richiesta del cliente) l'attivazione o la disattivazione della strategia di iEGR deve avvenire nel tempo di un ciclo motore alla massima velocità di rotazione. Considerando una velocità di 3000 rpm, il tempo minimo in cui si effettua un ciclo motore è pari a 40 ms. Il tempo di risposta ottenuto dalla simulazione è circa 12 ms, pertanto inferiore al tempo di ciclo motore.

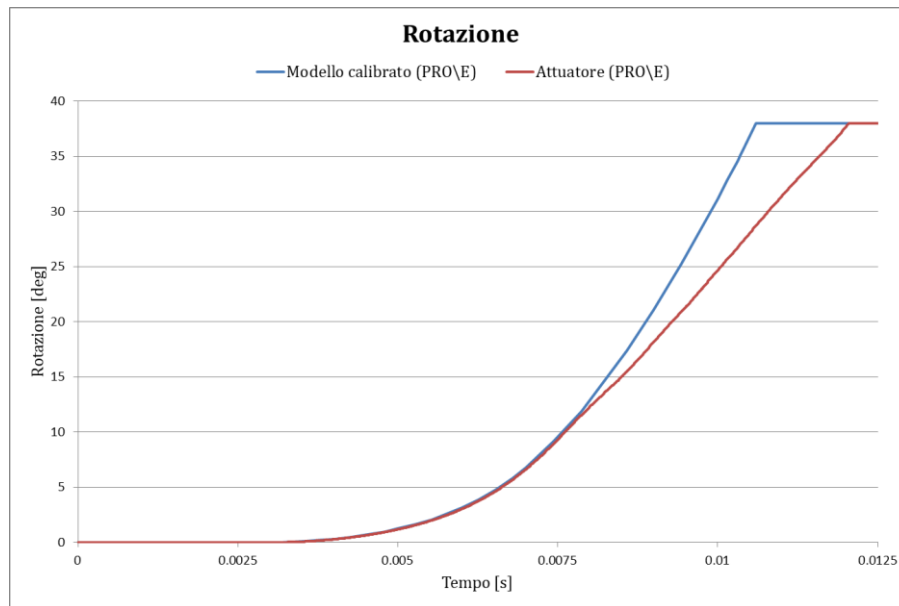


Figure 77 - Confronto tra le rotazioni del modello e dell'asse di attuazione, attivazione

In disattivazione è invece possibile osservare una riduzione del tempo di risposta, mostrato in Figura 78. Questo si verifica perchè le due molle lavorano insieme al fine di riportare il sistema in posizione.

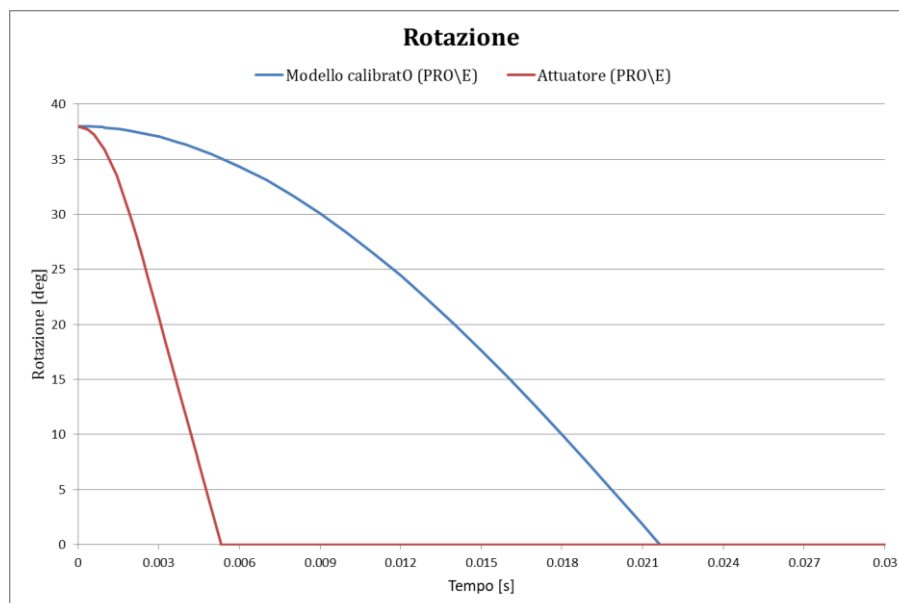


Figure 78 - Confronto tra le rotazioni del modello e dell'asse di attuazione, disattivazione

L'andamento della rotazione dell'asse di attuazione è totalmente analogo a quello dell'attuatore e come ci si attendeva, essi hanno gli stessi tempi di risposta, come mostrato in Figura 79.

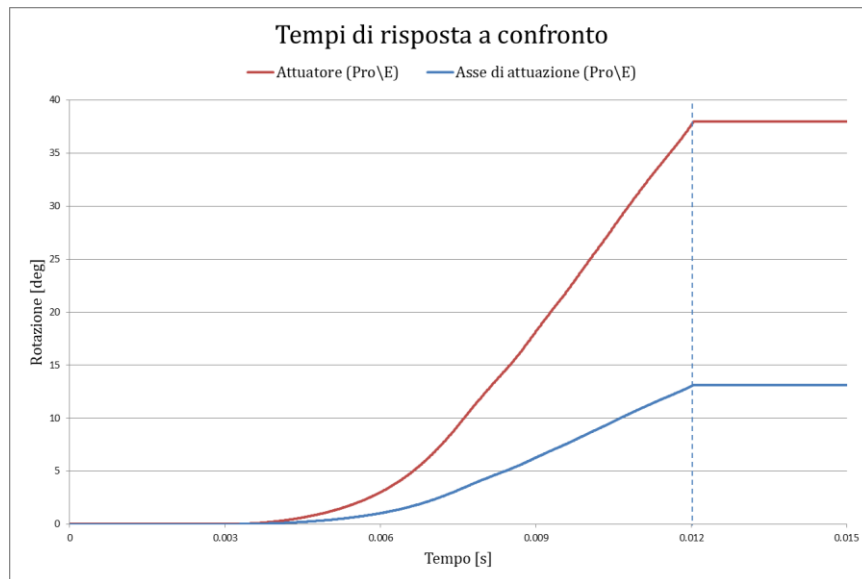


Figure 79 - Confronto tra la rotazione dell'attuatore e dell'asse di attuazione

La corsa del pin, mostrata in Figura 80, evidenzia un tempo di risposta inferiore rispetto al tempo di risposta dell'asse di attuazione. Questo si verifica perché l'asse di attuazione deve effettuare una rotazione maggiore di quella richiesta per il solo ingaggio del pin, dovendo colmare un gap iniziale, la torsione dell'asse e la torsione della molla di compliance. La corsa del pin deve avvenire all'interno della cosiddetta switching window. In questo modo viene garantito il corretto ingaggio. Se così non fosse, la camma premendo sull'inner roller genererebbe delle pressioni molto alte, danneggiando il pin e le valvole. La switching window è stata calcolata pari a circa 6.7ms e poiché il pin completa la sua corsa in 3 ms, si evita il *critical shift*.

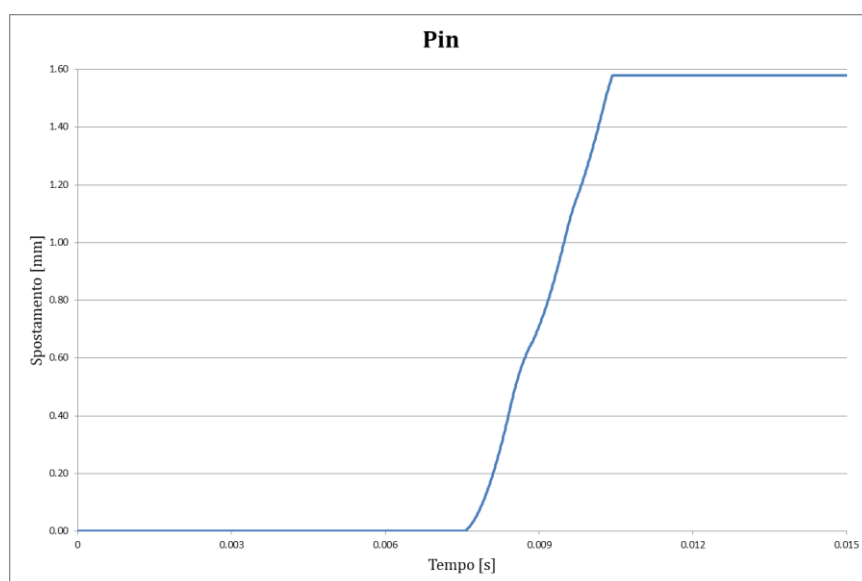


Figure 80 - Tempo di risposta del pin

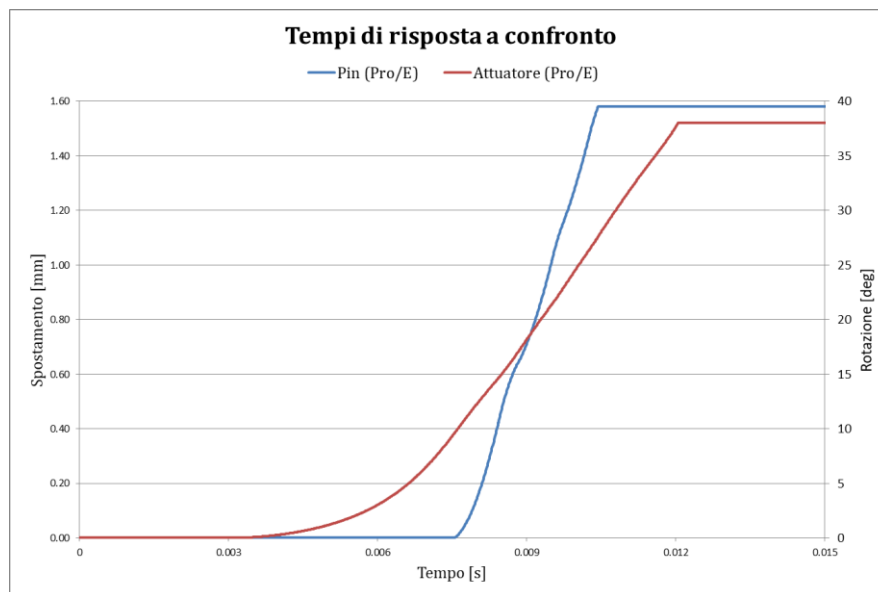


Figure 81 - Confronto tra i tempi di risposta del pin e dell'attuatore

4.5.2 La simulazione a -7 °C

Come spiegato precedentemente, la coppia di attuazione è influenzata dalla temperatura. In particolare, quando la temperatura si abbassa la resistenza elettrica diminuisce e, pertanto, la corrente assorbita è maggiore. Questo genera un miglioramento delle prestazioni dell'attuatore. L'effetto benefico della temperatura sui tempi di risposta dell'attuatore, è tuttavia limitato dall'influenza che la temperatura ha sull'olio di lubrificazione. La diminuzione della temperatura aumenta la viscosità dell'olio, con un conseguente rallentamento del pin.

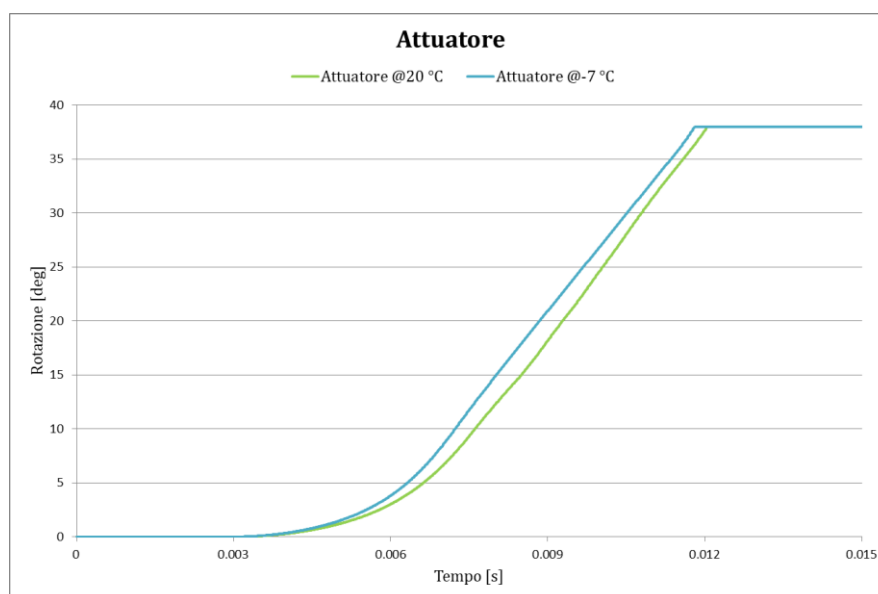


Figure 82 - Confronto tra i tempi di risposta dell'attuatore a 20°C e -7°C, in attivazione

In attivazione, quello che si osserva dalle simulazioni è un generale miglioramento del tempo di risposta dell'attuatore (in Figura 82) e dell'asse di attuazione (in Figura 83), con un rallentamento del pin (in Figura 84), rispetto alla condizione a 20°C.

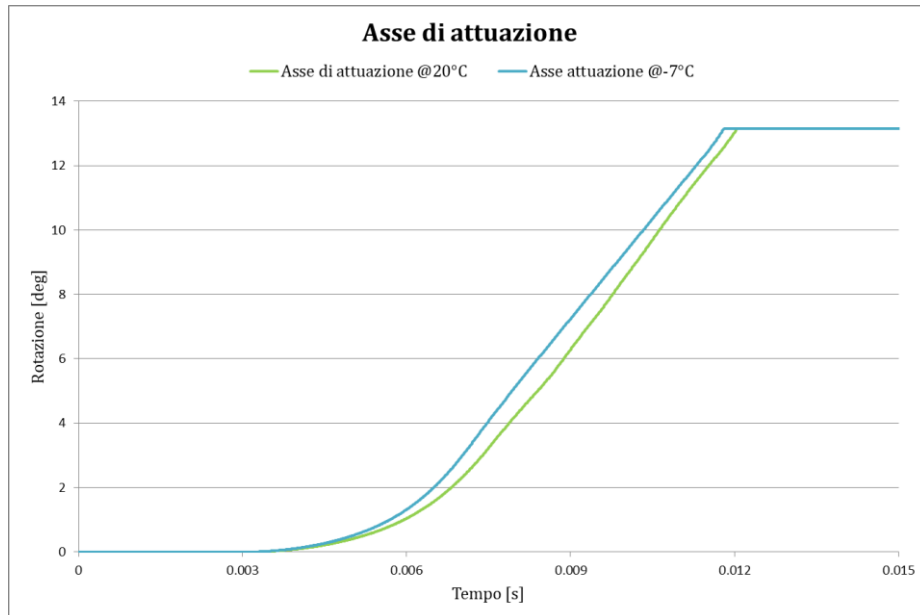


Figure 83 - Confronto tra i tempi dell'asse di attuazione a 20°C e -7°C, in attivazione

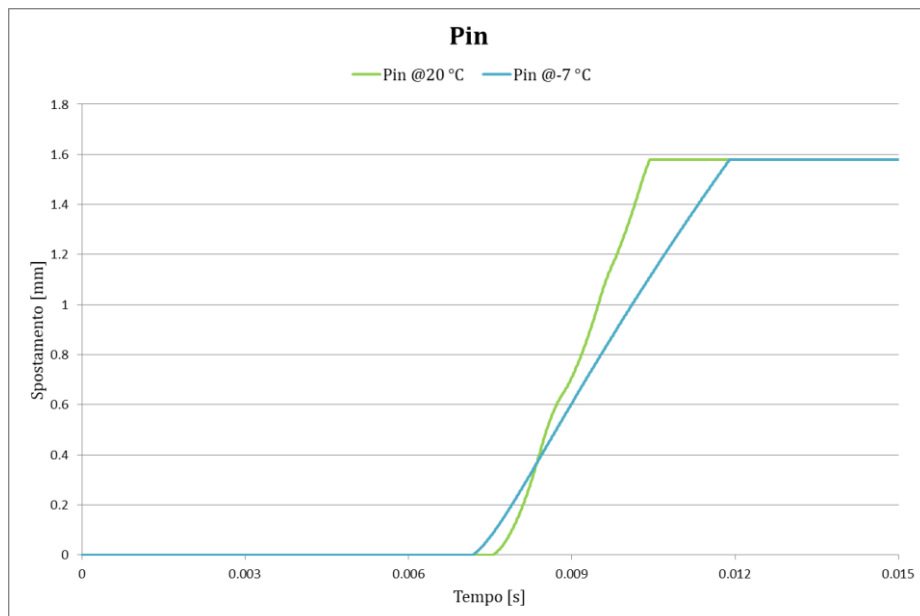


Figure 84 - Confronto tra i tempi di risposta del pin a 20°C e -7°C, in attivazione

Il comportamento del pin si spiega se si considera che, essendo l'attuatore più performante alle basse temperature, l'asse di attuazione si muove più velocemente, ma la viscosità dell'olio di lubrificazione impedisce al pin di muoversi altrettanto velocemente. Pertanto, la rotazione dell'asse viene inizialmente assorbita dalla molla

di compliance e successivamente il moto viene trasmesso al pin grazie alla rigidezza della molla stessa.

In disattivazione, il comportamento dell'attuatore e dell'asse di attuazione a 20°C è del tutto analogo al comportamento del sistema a -7°C in quanto la corsa di disattivazione dipende unicamente dalla molla di ritorno del pin e dell'attuatore e dalle inerzie. Invece, il tempo necessario al pin per tornare in posizione varia anche nella disattivazione, in quanto esso deve vincere l'aumento dell'attrito viscoso. Il ritardo del pin nella corsa di disattivazione è mostrato in Figura 85.

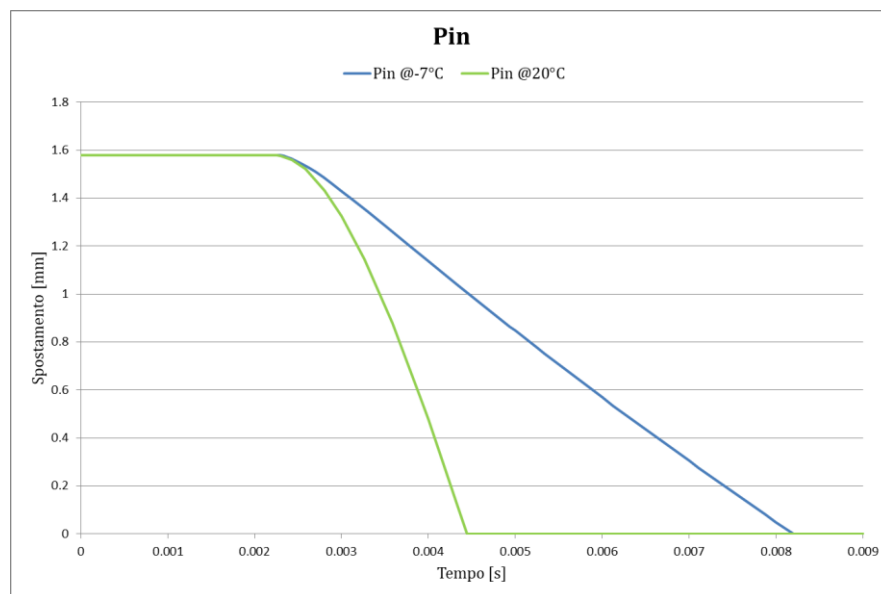


Figure 85 - Confronto tra il tempo di risposta del pin a 20°C e -7°C, in disattivazione

4.5.3 La simulazione del sistema di attuazione a 100°C

Con l'aumento della temperatura, le prestazioni dell'attuatore si abbassano in quanto aumenta la resistenza e diminuisce la corrente assorbita. Questo implica una diminuzione della coppia di attuazione erogata e un aumento del tempo di risposta. Tuttavia, a temperature maggiori, la viscosità dell'olio lubrificante diminuisce, favorendo lo scorrimento dei componenti.

In attivazione, sulla base di quanto appena detto, si assiste ad un aumento complessivo dei tempi di risposta, rispetto alla simulazione effettuata a 20°C. In Figura 86 è mostrato l'andamento a -7°C della rotazione dell'attuatore a confronto con i risultati ottenuti a 20°C. Il tempo di risposta dell'asse di attuazione è del tutto

analogo a quello dell'attuatore e le considerazioni precedentemente fatte valgono anche in queste condizioni. Il pin mostra, in Figura 87, anch'esso un aumento del tempo di risposta dettato unicamente dal peggioramento delle prestazioni dell'asse di attuazione.

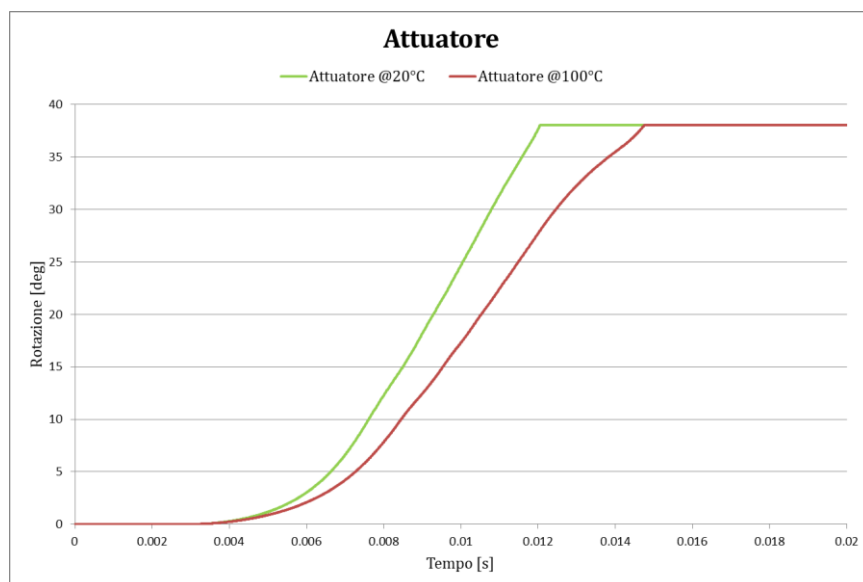


Figure 86 - Confronto tra il tempo di risposta dell'attuatore a 20°C e 100°C, in attivazione

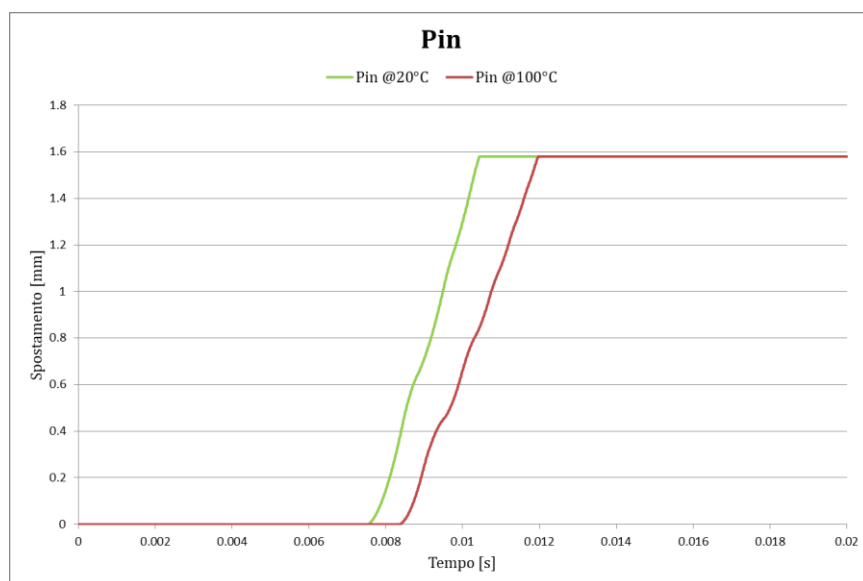


Figure 87 - Confronto tra il tempo di risposta del pin a 20°C e 100°C, in attivazione

In disattivazione, i tempi di risposta dell'attuatore e dell'asse di attuazione a 100°C sono del tutto analoghi a quelli a 20°C, come atteso. Invece, come mostrato in Figura 88, il tempo di risposta del pin migliora poichè è diminuita la viscosità dell'olio a causa della alte temperature.

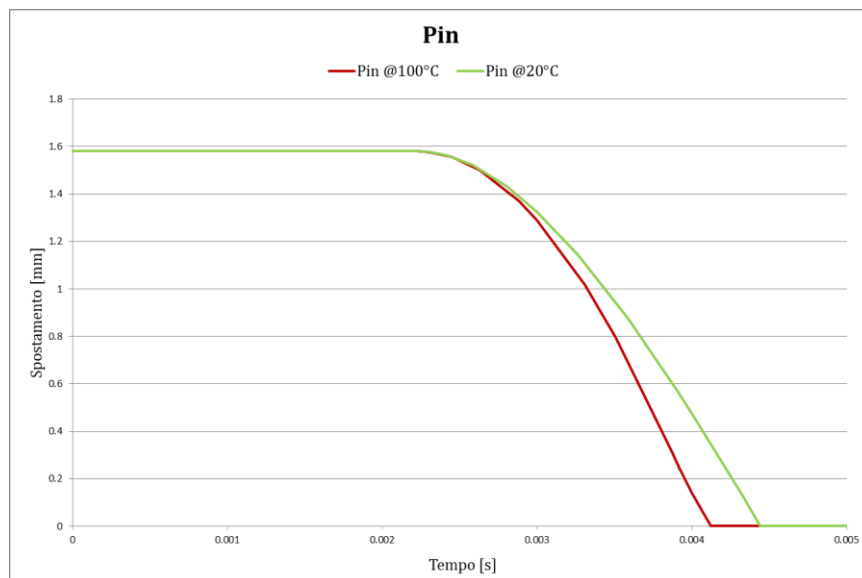


Figure 88 - Confronto del tempo di risposta del pin a 20°C e 100°C, in disattivazione

4.5.4 I risultati a confronto

Confrontando i risultati ottenuti dalle simulazioni alle differenti temperature, si nota che nella corsa di attivazione dell'attuatore, come è mostrato in Figura 89, il tempo di risposta aumenta all'aumentare della temperatura e diminuisce al diminuire della temperatura, per i fenomeni precedentemente descritti. Gli stessi effetti, ovviamente sono visibili sull'asse di attuazione, i cui tempi di risposta sono riportati nel grafico in Figura 90.

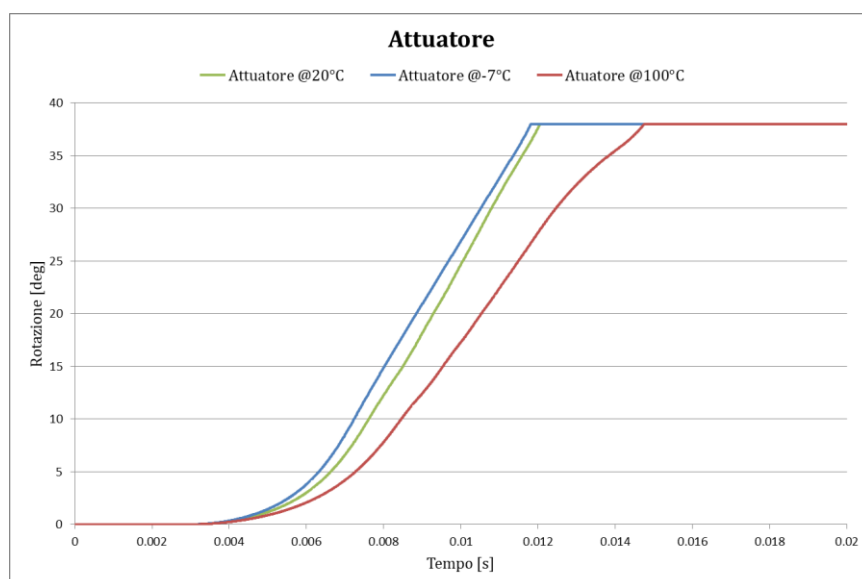


Figure 89 - Tempi di risposta dell'attuatore al variare della T, in attivazione

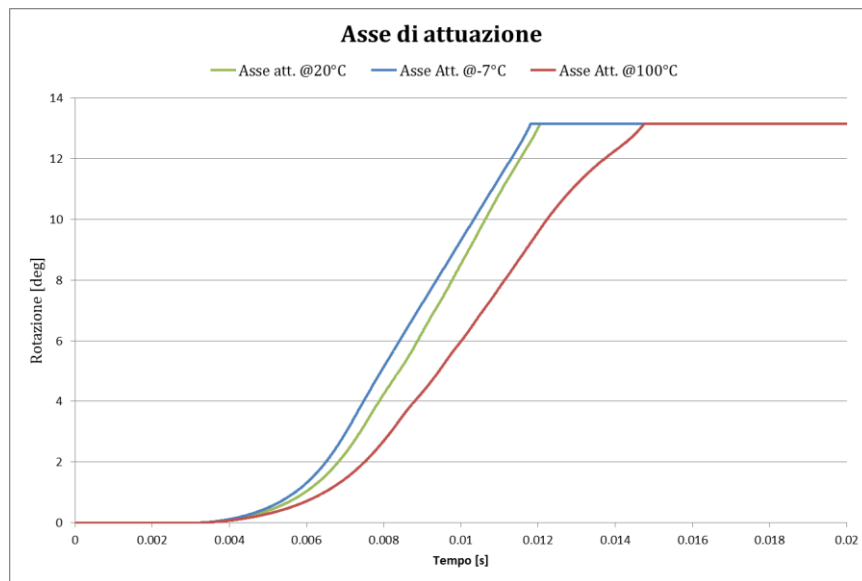


Figure 90 - Tempi di risposta dell'asse di attuazione al variare della T, in attivazione

Invece, per quanto riguarda il pin, i tempi di risposta peggiorano sia con l'aumento sia con la diminuzione della temperatura. Infatti, alle basse temperature aumenta la viscosità dell'olio e pertanto aumenta anche la forza di attrito viscoso che si oppone allo scorrimento del pin. Alle alte temperature, nonostante diminuisca la viscosità dell'olio, il tempo di risposta aumenta a causa del peggioramento delle prestazioni dell'attuatore.

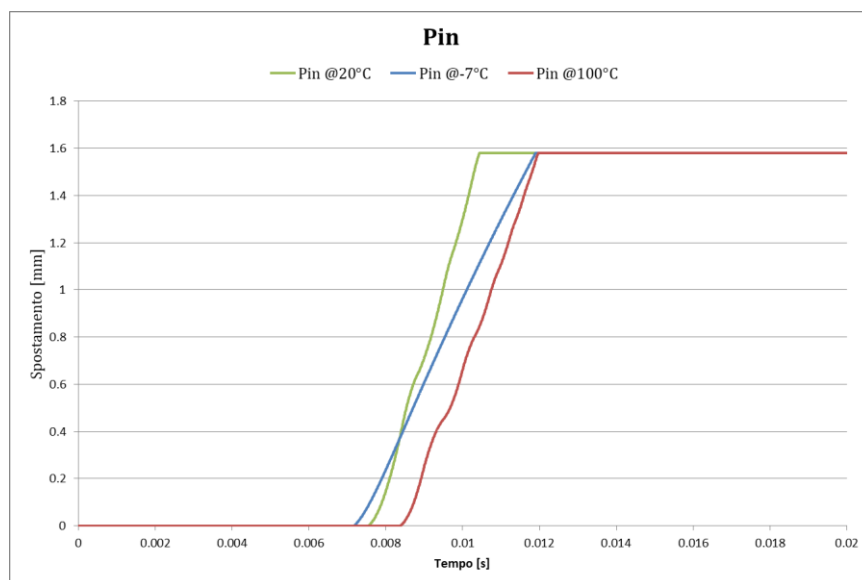


Figure 91 - Tempi di risposta del pin alle differenti temperature esaminate, in attivazione

Si nota che, inizialmente, la curva a -7°C (azzurra) cresce prima della curva a 20°C (verde) poichè l'asse di attuazione impiega meno tempo alle basse temperature per

compiere la rotazione. Tuttavia essa è più lenta per l'aumento del coefficiente di smorzamento.

In disattivazione, i tempi di risposta dell'attuatore e dell'asse di attuazione coincidono a tutte le temperature, poichè essi non dimendono né dalla viscosità dell'olio né dalla coppia di attuazione, ma solamente dalle inerzie e dalle molle di ritorno, che sono invariate. In Figura 92 è riportato il grafico dei tempi di risposta dell'attuatore nella corsa di disattivazione, il cui andamento è analogo a quello dell'asse di attuazione.

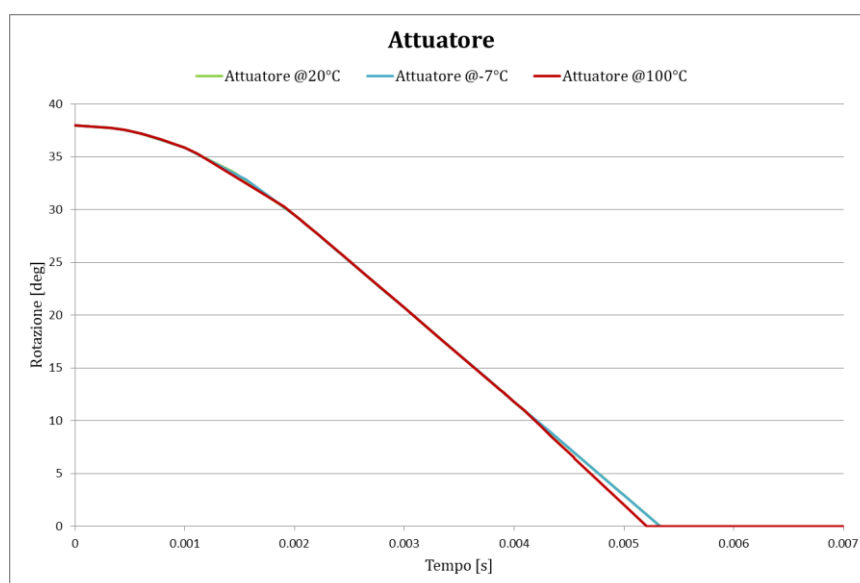


Figure 92 - Tempi di risposta in disattivazione dell'attuatore al variare della T

Il pin, invece, nella corsa di ritorno mostra un riduzione del tempo di risposta alle alte temperature e un aumento del tempo di risposta alle basse temperature.

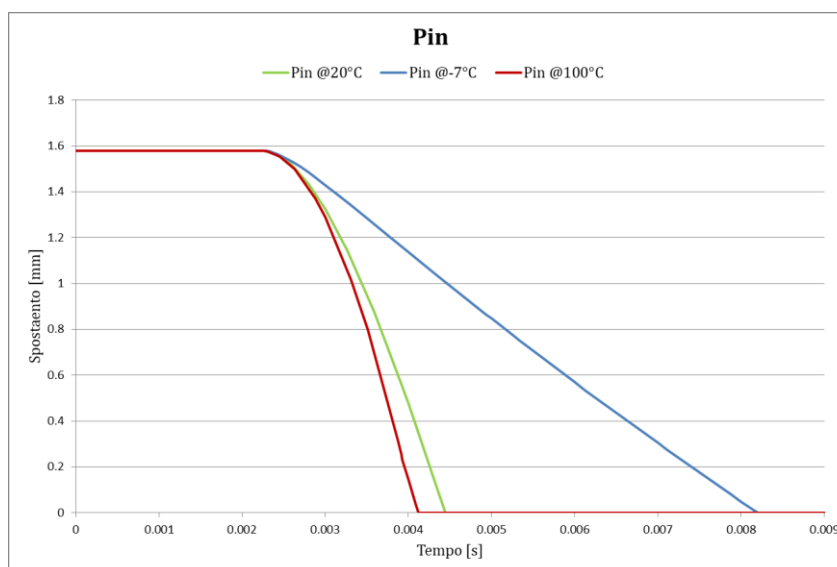


Figure 93 - Tempi di risposta in disattivazione del pin al variare della T

A seguito di queste affermazioni si può affermare che il sistema di attuazione elettromeccanico presenta l'enorme vantaggio di essere totalmenete indipendente dalle condizioni di pressione. Il suo comportamento è tuttavia legato alla temperatura, ma limitatamente all'influenza che essa ha sull'olio utilizzato esclusivamente a scopo lubrificante e sulle prestazioni dell'attuatore.

In particola, in attivazione l'attuatore ha un'efficienza maggiore alle basse temperature e, viceversa, è meno performante alle alte temperture, a causa dell'effetto che la temperatura ha sulle resistenze. Nella corsa di attivazione si può infatti notare, come mostrato in Tabella 3, che il tempo di risposta dell'attuatore rispetto alle condizioni a 20°C:

- aumento del 9% alla temperatura di -7°C;
- aumenta del circa 31% alla temperatura di 100°C.

Attuatore	Tempo di risposta [ms]	Variazione percentuale
@20°C	8.9	
@-7°C	9.8	+9 %
@100°C	11.7	+30.7 %

Tabella 3 - Tempi di risposta dell'attuatore a diverse temperature, in attivazione

In disattivazione, le prestazioni dell'attuatore rimangono invariate al variare della temperatura poiché in disattivazione l'attuatore non è più alimentato e il sistema ritorna nella posizione iniziale unicamente grazie alle molle di ritorno.

Il pin, invece, in attivazione come mostrato in Tabella 4 registra un generale aumento del tempo di risposta. In percentuale il tempo di risposta aumenta del:

- 62% a -7°C;
- 24.5% a 100°C.

Questo si verifica perché alla basse temperature aumenta la viscosità dell'olio e alle alte temperature la minore velocità del sistema di attuazione determinana un rellentamento anche del pin.

Pin	Tempo di risposta [ms]	Variazione percentuale
@20°C	2.9	-
@-7°C	4.7	+62.1%
@100°C	3.6	+24.5%

Tabella 4 - Tempi di risposta del pin a diverse temperature, in attivazione

In disattivazione, il pin presenta una variazione percentuale del tempo di risposta rispetto ai 20°C del:

- circa 73.6% in più alle basse temperature, dovuto alla maggiore viscosità dell'olio;
- circa 14% in meno alle alte temperatura, per la riduzione dell'attrito viscoso.

PIN	Tempo di risposta [ms]	Variazione percentuale
@20°C	2.2	-
@-7°C	6.0	73.6%
@100°C	1.9	-13.6%

Tabella 5 - Tempi di risposta del pin a diverse temperature, in disattivazione

Nonostante le variazioni dei tempi di risposta rispetto al caso ideale a 20°C, le condizioni di temperatura consentono sempre di rimanere nei limiti di tempo impost dalla switching window o dal cam revolution, come si spiega nel capitolo successivo.

5. Conclusioni

In Tabella 6 sono riportati i limiti dei tempi di risposta del pin (imposti dalla *switching window*) e dell'attuatore (imposti dal *cam revolution*), a diverse velocità di rotazione del motore.

Speed [rpm]	Switching Window Time [ms]	Cam Revolution Time [ms]
1000	20.0	120
1500	13.3	80
2000	10.0	60
2500	8.0	48
3000	6.7	40

Tabella 6 - Target dei tempi di risposta a diverse velocità del motore

Come si può vedere, per il sistema elettromeccanico studiato, a 3000 rpm:

- il tempo entro cui deve avvenire l'ingaggio o il disingaggio del pin è pari a 6.67 ms;
- il tempo entro cui il sistema di attuazione deve attivare o disattivare la funzione di iER è pari a 40 ms.

I tempi di risposta precedentemente ottenuti per il pin (Tabella 7) e per il sistema di attuazione (Tabella 8) sono stati elaborati per mostrare in percentuale quanto essi siano inferiori ai rispettivi tempi limite.

Pin	Tempo di risposta [ms]	Δt %
@20°C	2.9	-57%
@-7°C	4.7	-30%
@100°C	3.6	-46%

Tabella 7 - Tempi di risposta del pin

Sistema di attuazione	Tempo di risposta [ms]	Δt %
@20°C	8.98	-78%
@-7°C	9.8	-76%
@100°C	11.7	-71%

Tabella 8 - Tempi di risposta dell'asse di attuazione

Come si può facilmente dedurre, il sistema di attuazione elettro-meccanico è in grado di garantire l'attivazione del sistema in qualsiasi range di temperature, in quanto non dipende dalla pressione, ma unicamente dalla temperatura limitatamente alla variazione che essa genera della viscosità dell'olio di lubrificazione e delle resistenze dell'attuatore. Lo stesso non si può dire per un sistema di attuazione idraulico.

Preso come riferimento un sistema di attuazione idraulico progettato da Eaton nel 2018, per il quale di seguito in Tabella 9 sono riportati i risultati delle prove sperimentali effettuate sul pin nella prima posizione, si nota che il tempo di risposta varia al variare di due parametri: la temperatura e la velocità del motore. I test non sono stati effettuati a temperature inferiori di 20°C dal momento che questi sistemi non sono pensati per lavorare alle basse temperature.

PIN - Posizione 1	Tempi di risposta [ms]				
@20°C	12.55	12.31	12.05	11.78	11.5
@30°C	11.56	11.38	11.18	10.97	10.75
@70°C	13.45	10.85	10.71	10.56	10.4
@100°C	23.25	12.34	10.86	10.73	10.59
Velocità [rpm]	1000	1500	2000	2500	3000

Tabella 9 - Tempo di risposta del pin nella prima posizione per il sistema idraulico

In particolare, in sistema idraulico considerato è costituito da un modello di pompa la cui pressione varia in funzione del numero di giri del motore e della temperatura e che consente una traslazione del pin del RRA di 1.2 mm. In Figura 94 è riportata la caratteristica della pompa.

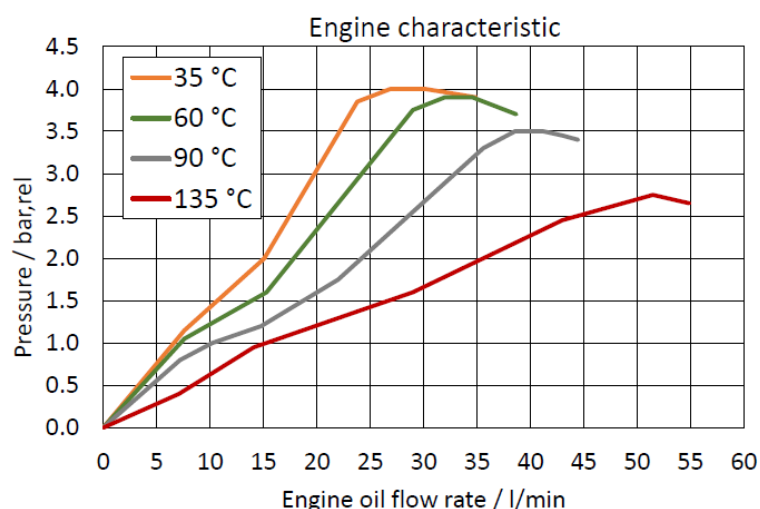


Figure 94 - Caratteristica della pompa dell'olio

Presi come riderimenti i tempi riportati in Tabella 10, mostrata in precedenza, i dati sono stati elaborati per mostrare se i tempi di risposta ottenuti sperimentalmente siano compatibili con i limiti.

PIN – Posizione 1	Δt %				
@20°C	-37%	-7%	21%	47%	72%
@30°C	-42%	-14%	12%	37%	60%
@70°C	-33%	-18%	7%	32%	55%
@100°C	16%	-7%	9%	34%	58%
Velocità [rpm]	1000	1500	2000	2500	3000
Target Time [ms]	20	13.3	10	8	6.7

Tabella 10 - Differenza tra i tempi di risposta e il limite imposto dalla switching window

Come si può vedere dalla tabella sopra riportata, il sistema idraulico considerato può essere utilizzato solamente nelle applicazioni che riguardano i 1000 - 1500 rpm, con una criticità alla temperatura di 100°C a 1000 rpm.

Inoltre, il sistema idraulico presenta delle differenze tra i tempi di risposta del pin nella prima posizione (quella più vicina alla OCV) e nell'ultima posizione (quella più lontana dalle OCV). In Tabella 11, vengono riportati i tempi di risposta relativi al pin in ultima posizione e, in Tabella 12, la differenza tra il tempo di risposta ottenuto e il limite della switching window in percentuale Δt % .

PIN – Posizione N	Tempi di risposta [ms]				
@20°C	14.33	14.06	13.77	13.47	13.16
@30°C	13.39	13.19	12.97	12.74	12.49
@70°C	15.79	12.99	12.84	12.66	12.48
@100°C	23.03	14.75	13.09	12.94	12.78
Velocità [rpm]	1000	1500	2000	2500	3000

Tabella 11 - Tempo di risposta del pin nell'ultima posizione per il sistema idraulico

PIN – Posizione N	Var. Perc. Rispetto al Target Time [ms]				
@20°C	-28%	6%	38%	68%	96%
@30°C	-33%	-1%	30%	59%	86%
@70°C	-21%	-2%	28%	58%	86%
@100°C	15%	11%	31%	62%	91%
Velocità [rpm]	1000	1500	2000	2500	3000
Target Time [ms]	20	13.3	10	8	6.7

Tabella 12 - Differenza tra i tempi di risposta e il limite imposto dalla switching window

Come si può notare, c'è un aumento del tempo di risposta, ad ogni range di temperatura e velocità, e una minore coincidenza con il tempo di risposta imposto come limite.

Indice delle Figure

Figure 1 - Effetti dei cambiamenti climatici in Europa	13
Figure 2 - Chilotonnellate di CO ₂ emesse nel 2012 per paese	14
Figure 3 - Percentale di emissioni inquinanti per paese nel 2015	14
Figure 4 - Reazione di combustione ideale.....	18
Figure 5 - Percentuali di sostanze inquinanti nei prodotti della combustione	19
Figure 6 - Rappresentazione schematica del particolato diesel	21
Figure 7 - Variazione delle emissioni di anidride carbonica in Europa dal 1995 al 2012	22
Figure 8 - Limite sulle emissioni di CO ₂	22
Figure 9 - Convergenza delle emissioni globali di anidride carbonica	23
Figure 10 - Emissioni relative di NO _x al variare dell'EGR flow rate	25
Figure 11 - Valve lift	27
Figure 12 - Valve speed	27
Figure 13 - Valve acceleration.....	27
Figure 14 - Tipologie di valve train	28
Figure 15 - SOHC and DOHC engines.....	29
Figure 16 - Schema per il design del bilanciamento.....	30
Figure 17 - Valve tip travel comparato al Rocker pad travel.....	31
Figure 18 - HLA layout	32
Figure 19 - I fattori che migliorano le performance del motore e le funzioni del VVA	35
Figure 20 - Confronto tra le funzioni del VVA	35
Figure 21 - Schema riassuntivo sistemi VVA.....	36
Figure 22 - Sistema che realizza il cam switching.....	39
Figure 23 - Tecnologia engine brake realizzata da Eaton.....	41
Figure 24 - Riduzione del consumo di carburante e aumento della temperatura di scarico..	42
Figure 25 - Dual lift RRA	42
Figure 26 - Possibilità di valve lift per tecnologia dual lift	43
Figure 27 - Rappresentazione del ciclo motore a 4 tempi.....	44
Figure 28 - Valve Event.....	44
Figure 29 - eEGR.....	46
Figure 30 - Sistema sviluppato da Eaton	48
Figure 31 - RRA sviluppato da Eaton nel 2018.....	49
Figure 32 - Esempio di sistema di attuazione elettromeccanico sviluppato da Eaton	50
Figure 33 - Componenti del sistema idraulico	50
Figure 34 - Oil Control Valve	51
Figure 35 - Esempio di sistema di attuazione idraulico sviluppato da Eaton	51
Figure 36 - Modello CAD del sistema studiato	54
Figure 37 - Modello CAD alleggerito.....	55
Figure 38 - Dettaglio della connessione tra l'attuatore e l'asse di attuazione	56
Figure 39 - Dettaglio dell'asse di attuazione	56
Figure 40 - Schema per la determinazione dell'angolo di rotazione dell'asse di attuazione ..	57
Figure 41 - Switchable Roller Rocker Arm	58
Figure 42 - Confronto tra pin disingaggiato (a sinistra) e pin ingaggiato (a destra)	59
Figure 43 - Coppia di attuazione a 5A e 20°C	60
Figure 44 - Boccola.....	61

Figure 45 - Barra.....	61
Figure 46 – Punta.....	61
Figure 47 - Sistema sul quale sono state svolte le prove	62
Figure 48 - Sistema utilizzato per le prove sulla return spring	63
Figure 49 - Diagramma di corpo libero del sistema	64
Figure 50 - Coppia esercitata dalla molla di ritorno al variare dell'angolo di rotazione	65
Figure 51 - Coppia esercitata dalla return spring.....	66
Figure 52 – Caratteristica della Return Spring in forma tabulare per PTC Creo	66
Figure 53 - Curva di taratura del sensore di posizione	67
Figure 54 - Andamento dell'angolo di rotazione nel tempo nella corsa di attivazione	69
Figure 55 - Andamento dell'angolo di rotazione nel tempo nella corsa di disattivazione	69
Figure 56 - Andamento della corrente assorbita nel tempo nella corsa di attivazione	70
Figure 57 - Andamento della corrente assorbita nel tempo nella corsa di disattivazione	70
Figure 58 - Confronto tra corrente e rotazione nella corsa di attivazione e disattivazione....	71
Figure 59 - Andamento della tensione di alimentazione nel tempo, in attivazione	72
Figure 60 - Confronto tra l'andamento della tensione e della rotazione, in attivazione.....	72
Figure 61 - Dati dell'olio 0W-30.....	75
Figure 62 - Il modello da calibrare	77
Figure 63 - Confronto della posizione tra test e simulazione in attivazione.....	77
Figure 64 - Dettaglio degli scostamenti tra sistema reale e sistema simulato.....	78
Figure 65 - Confronto delle velocità in disattivazione.....	78
Figure 66 - Confronto della rotazione dopo la correzione in disattivazione.....	79
Figure 67 - Confronto della velocità dopo la correzione in disattivazione	79
Figure 68 - Confronto rotazione in attivazione.....	80
Figure 69- Confronto delle rotazioni dopo la correzione in attivazione	80
Figure 70 - Confronto tra corrente assorbita e rotazione in attivazione.....	81
Figure 71 - Confronto tra corrente assorbita e velocità in attivazione.....	81
Figure 72 - Coppia dell'attuatore a 3.73 A e a 5 A	82
Figure 73 - Confronto delle rotazioni in attivazione dopo le correzioni.....	82
Figure 74 - Confronto delle velocità in attivazione dopo le correzioni	83
Figure 75 - Modello del sistema di attuazione simulato a differenti temperature	83
Figure 76 - Coppie di attuazione alle diverse temperature di simulazione	85
Figure 77 - Confronto tra le rotazioni del modello e dell'asse di attuazione, attivazione	86
Figure 78 - Confronto tra le rotazioni del modello e dell'asse di attuazione, disattivazione.	86
Figure 79 - Confronto tra la rotazione dell'attuatore e dell'asse di attuazione	87
Figure 80 - Tempo di risposta del pin.....	87
Figure 81 - Confronto tra i tempi di risposta del pin e dell'attuatore	88
Figure 82 - Confronto tra i tempi di risposta dell'attuatore a 20°C e -7°C, in attivazione.....	88
Figure 83 - Confronto tra i tempi dell'asse di attuazione a 20°C e -7°C, in attivazione	89
Figure 84 - Confronto tra i tempi di risposta del pin a 20°C e -7°C, in attivazione	89
Figure 85 - Confronto tra il tempo di risposta del pin a 20°C e -7°C, in disattivazione.....	90
Figure 86 - Confronto tra il tempo di risposta dell'attuatore a 20°C e 100°C, in attivazione.....	91
Figure 87 - Confronto tra il tempo di risposta del pin a 20°C e 100°C, in attivazione.....	91
Figure 88 - Confronto del tempo di risposta del pin a 20°C e 100°C, in disattivazione.....	92
Figure 89 - Tempi di risposta dell'attuatore al variare della T, in attivazione	92

Figure 90 - Tempi di risposta dell'asse di attuazione al variare della T, in attivazione	93
Figure 91 - Tempi di risposta del pin alle differenti temperature esaminate, in attivazione..	93
Figure 92 - Tempi di risposta in disattivazione dell'attuatore al variare della T	94
Figure 93 - Tempi di risposta in disattivazione del pin al variare della T	94
Figure 94 - Caratteristica della pompa dell'olio	98

Indice delle Tabelle

Tabella 1 - Procedure di omologazione a confronto	10
Tabella 2 - Quantità di sostanze inquinanti per kg di combustibile.....	19
Tabella 3 - Tempi di risposta dell'attuatore a diverse temperature, in attivazione.....	95
Tabella 4 - Tempi di risposta del pin a diverse temperature, in attivazione	95
Tabella 5 - Tempi di risposta del pin a diverse temperature, in disattivazione.....	96
Tabella 6 - Target dei tempi di risposta a diverse velocità del motore	97
Tabella 7 - Tempi di risposta del pin	97
Tabella 8 - Tempi di risposta dell'asse di attuazione	97
Tabella 9 - Tempo di risposta del pin nella prima posizione per il sistema idraulico.....	98
Tabella 10 - Differenza tra i tempi di risposta e il limite imposto dalla switching window ..	99
Tabella 11 - Tempo di risposta del pin nell'ultima posizione per il sistema idraulico	99
Tabella 12 - Differenza tra i tempi di risposta e il limite imposto dalla switching window ..	99

