UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PALERMO

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

DIPARTIMENTO DI MECCANICA E AERONAUTICA

VETTURA A BASSO CONSUMO: L'INIEZIONE DIRETTA DI BENZINA

Tesi di laurea di:
Emiliano Pipitone

Relatore:
Prof.Ing.Alberto Beccari

Anno Accademico 1998-99

1. PROGRESSO TECNOLOGICO ED AMBIENTE

Quest'ultimo secolo è stato caratterizzato da un fervente sviluppo tecnologico mirato al miglioramento della qualità della vita dell'uomo ed al soddisfacimento dei suoi bisogni primari. Ricerche e scoperte effettuate in tutti i campi della scienza hanno messo a disposizione dell'uomo macchine e mezzi in grado di compiere lavori, effettuare trasporti, curare malattie, etc...

Tuttavia questo tumultuoso susseguirsi di ricerche ed invenzioni è stato non di rado accompagnato da turbamenti dell'ambiente naturale in cui l'uomo vive, intaccando sia la geografia del pianeta sia gli eventi climatici che lo caratterizzano. L'invenzione di macchine capaci di svolgere pesanti lavori utilizzando come fonte energetica i combustibili fossili ha segnato lo sviluppo industriale degli ultimi due secoli ed ha per questo motivo concentrato la maggior parte degli sforzi della scienza moderna. Ed è proprio l'intensivo utilizzo di tali macchine e di altri processi che ha causato quelle modificazioni del clima caratterizzate da un globale e progressivo aumento della temperatura sul pianeta, processo meglio noto col nome di "Effetto Serra".

1.1 Effetto Serra

L'atmosfera terrestre è composta da più strati, ognuno dei quali manifesta diversa sensibilità alla sua composizione. L'effetto serra è causato dalla presenza nell'atmosfera terrestre di vapore acqueo e di gas come il biossido di carbonio (CO_2), il metano (CH_4), il perossido di azoto (N_2O), l'ozono della troposfera (O_3) ed i clorofluorocarburi (dei quali si è fatto un largo uso "a perdere" sia con gli spray che nell'industria elettronica).

Questi aeriformi hanno la caratteristica di essere trasparenti alle radiazioni infrarosse provenienti dal sole, ma non a quelle emesse dal nostro pianeta per via di una differente lunghezza d'onda delle due radiazioni, per cui ne risulta un effetto di ritenzione dell'energia che il pianeta altrimenti tenderebbe a disperdere nell'universo, il che si traduce in un aumento globale della temperatura media del pianeta.

Ed è proprio tale effetto serra che ha reso possibile la vita sul nostro pianeta, mantenendo una temperatura media di ben 33°C più alta di quella che si avrebbe in assenza di effetto serra (+15 anziché -18 °C). Nell'atmosfera la concentrazione dei "gas serra" sopracitati varia a seconda dell'altitudine (vedi Tabella 1); ai giorni d'oggi il biossido di carbonio ha una concentrazione media di 360 ppm mentre il vapore ha concentrazioni fortemente variabili con la latitudine e l'altitudine (da 2 a 3000 ppm);

	Concentrazione atmosferica (ppm)	Aumento di temperatura (°C)	Durata media (anni)	Potenziale effetto serra	Incremento Annuo %
$H_2O_{(VAP)}$	2-3000	20.6	0.01	N.D.	N.D.
CO_2	350-370	7.2	5-200	1	0.4-1.7
O_3	0.04-1	2.4-2.7	0.08-0.5	1800-2000	0.5-2
N_2O	0.31	1.4	100-170	150-290	0.2-0.4
CH_4	1.7	0.8	10-90	20-63	0.75-1.7
CFC	0.005-0.5	N.D.	16-150	3500-17000	3-7
Altri	<10	0.6	--	--	--

Tabella 1. Concentrazione di gas serra nell'atmosfera

considerate le basse concentrazioni degli altri gas nonostante il loro maggiore potenziale effetto serra, risulta che i principali responsabili del "riscaldamento terrestre" sono il vapore acqueo ed il biossido di carbonio. L'aumento di temperatura del pianeta è pertanto un fenomeno

climatico legato all'aumento della concentrazione di anidride carbonica nell'atmosfera terrestre, aumento causato dallo stravolgimento di equilibri biologici ben definiti. Tali equilibri biologici erano caratterizzati da un certo quantitativo di biossido di carbonio prodotto naturalmente (ossidazione di sostanze organiche, incendi, oceani ed eruzioni vulcaniche) ed assorbito principalmente dalla vegetazione attraverso la fotosintesi clorofilliana e dagli oceani.

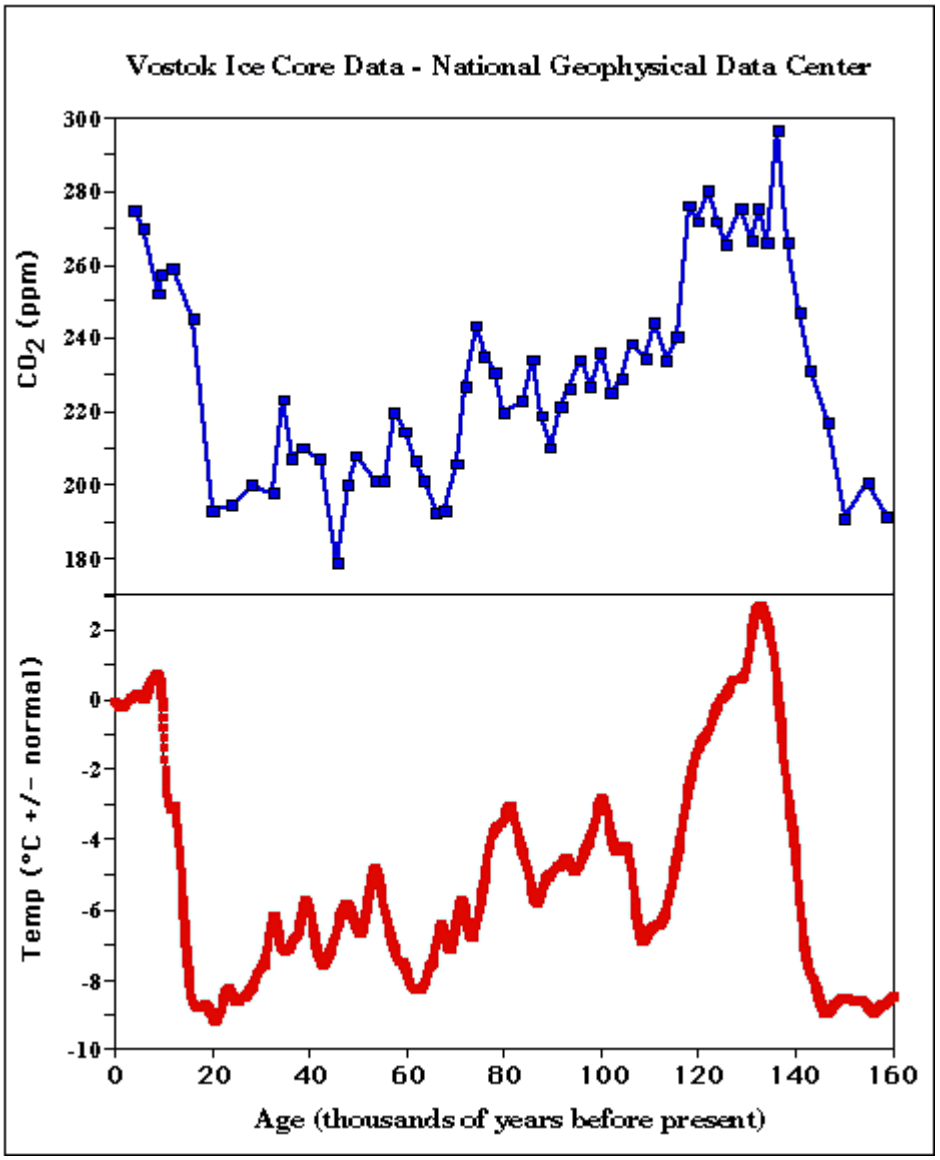


Figura 1. Variazioni di temperatura e di concentrazione di CO_2 nell'atmosfera negli ultimi 160.000 anni

La differenza tra anidride carbonica prodotta ed assorbita ha causato nel corso delle varie ere fluttuazioni nella sua concentrazione nell'atmosfera, il che, stando l'effetto serra indotto da tale gas, ha comportato fluttuazioni della temperatura media del pianeta (vedi Figura 1). Le attività umane hanno perturbato tali delicati equilibri introducendo altre fonti di biossido di carbonio (detti appunto fattori antropogenici) riconducibili all'utilizzo di combustibili fossili ed alla deforestazione[1] causata da incendi, conversione in terreni agricoli di boschi e foreste ed urbanizzazione. Il biossido di carbonio è uno dei prodotti derivanti dalla combustione di combustibili fossili pertanto l'incremento della sua concentrazione nell'atmosfera è strettamente correlabile alle attività umane che impiegano combustibili fossili come fonti energetiche, non trascurando però l'influenza esercitata sul fenomeno da eventi connessi alla continua deforestazione del pianeta, poiché la fotosintesi clorofilliana, processo biochimico grazie al quale le piante, sotto l'azione della luce solare, formano composti organici, assorbe anidride carbonica dall'atmosfera rilasciando ossigeno. Dall'analisi di dati storici relativamente attendibili si è appurato che la concentrazione di biossido di carbonio nell'atmosfera nel 1750 (cioè prima della rivoluzione industriale) era di circa 280 ppm, mentre dati relativi a misure più recenti riportano una concentrazione di 314 ppm nel 1958 e di 334 ppm nel 1978: mantenendo la crescita attuale, la concentrazione di anidride carbonica dovrebbe raggiungere un valore doppio rispetto a quello preindustriale (cioè circa 600 ppm) prima del 2060.

[1] E' da considerare fattore antropogenico (ma anche naturale) il respiro umano, la cui quota parte di biossido di carbonio emesso è valutato intorno agli 1.8 miliardi di tonnellate annue.

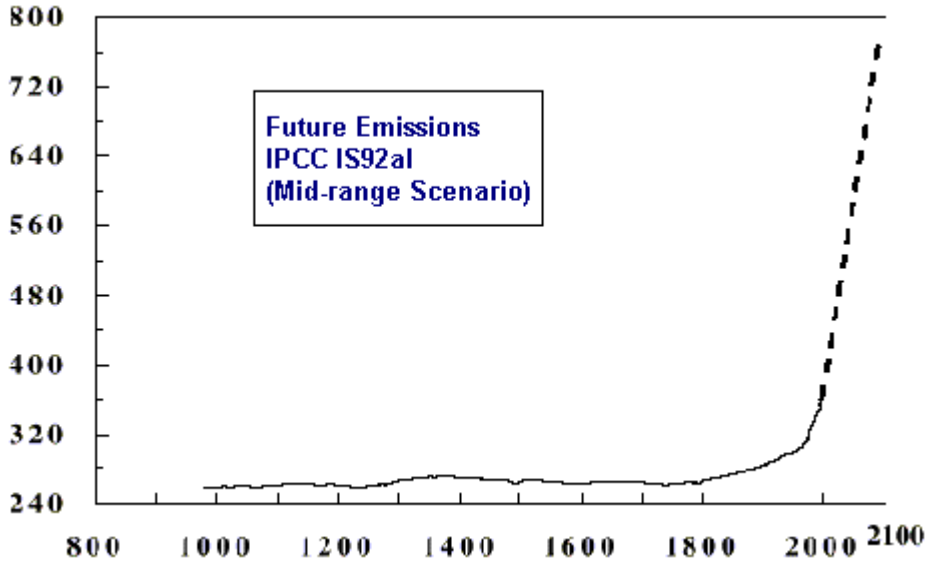


Figura 2. Variazione della concentrazioni di CO_2 (con proiezioni future)

Secondo i più recenti studi tale incremento della concentrazione dovrebbe causare un aumento di temperatura del pianeta variabile da 1.5 a 4.5°C, con valore medio atteso di circa 3°C. Le conseguenze di questo incontrollato aumento di biossido di carbonio nell'atmosfera potrebbero essere molto serie; infatti, come si vede in Figura 1 le evoluzioni termiche della terra sono state piuttosto blande nel corso dei secoli (il pianeta ha affrontato mediamente incrementi di temperatura di 10°C in archi temporali di 5000 anni !!) per cui l'aumento di temperatura previsto di circa 3°C sarebbe un vero e proprio shock per l'intero ecosistema mondiale, si avrebbe cioè una velocità di aumento di temperatura circa quindici volte maggiore di quella imposta dai ritmi naturali, il che causerebbe un grave sconvolgimento del clima e della vita stessa sul pianeta per via della lenta adattabilità di ogni forma vivente ai mutamenti climatici. Le conseguenze di questo improvviso riscaldamento del pianeta sarebbero disastrose: fusione dei ghiacciai con conseguente innalzamento del livello del mare (anche di 50 cm entro il 2100), aumento dell'evaporazione dell'acqua con relativo incremento della concentrazione di vapore nell'atmosfera (il che amplificherebbe l'effetto serra stesso) ed avanzamento dei deserti.

E’ necessario allora un impegno congiunto al livello mondiale per l’abbattimento delle emissioni di anidride carbonica e per l’arresto della deforestazione del pianeta essendo la vegetazione terrestre l’unica vera spugna capace di convertire l’anidride carbonica in ossigeno

1.2 Emissioni di biossido di carbonio

1.2.1 CO2 ed Energia

Come già accennato le emissioni di biossido di carbonio hanno fonti naturali ed antropogeniche (cioè introdotte dall’uomo).Gli scienziati non hanno determinato esattamente la quantità di tale gas immesso nell’atmosfera ogni anno, ma pare che queste emissioni varino tra 130 e 1100 miliardi di tonnellate annue. Secondo l’OECD (Organization for Economic Cooperation and Development) il valore più probabile si attesta sugli 800 miliardi di tonnellate annue, di cui 770 ,il 96%, sono il risultato delle emissioni naturali (ossidazione di sostanze organiche, incendi, oceani, eruzioni vulcaniche) mentre il restante 4% sarebbe da imputare alle attività umane (principalmente consumo di energia prodotta attraverso combustibili fossili). La quantità di energia utilizzata ogni anno nel mondo è in costante aumento e secondo l’International Energy Outlook 1998 (IEO98) nel 2020 il mondo consumerà tre volte l’energia consumata ventotto anni fa’ (Figura 3). Nonostante il continuo incremento di fabbisogno di energia, il progresso non compie grossi passi nel senso dello sfruttamento di fonti energetiche “pulite” e rinnovabili per cui le fonti energetiche principalmente sfruttate rimangono i combustibili fossili (carbone, metano e petrolio in generale).

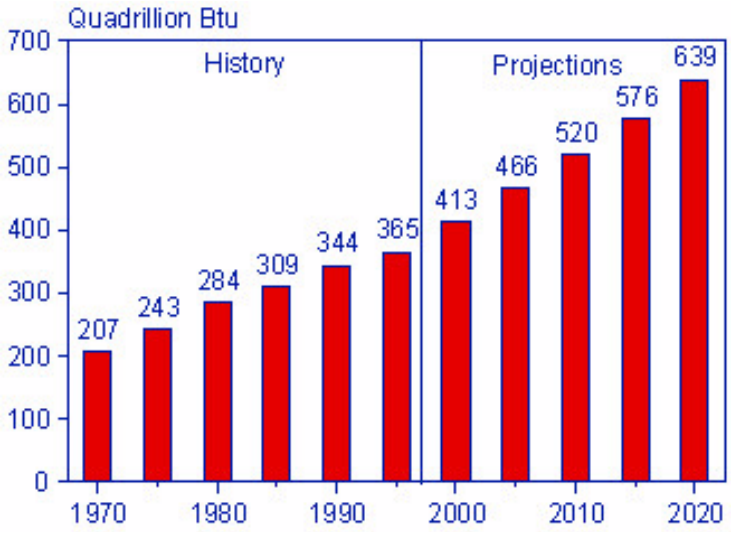


Figura 3. Consumo Energetico Mondiale, 1970-2020

Errore. Il collegamento non è valido.

Figura 4. Produzione mondiale di energia primaria (10^{15} Btu), 1973-1996

Come si vede dalla Figura 4, dai combustibili fossili si produce circa il 90% dell'energia primaria.

I fumi derivanti dalla combustione di combustibili fossili sono mediamente costituiti per circa il 98% da azoto (N_2), ossigeno (O_2), vapore acqueo (H_2O) ed anidride carbonica (CO_2) mentre per il restante 2% sono formati da sostanze tossiche come idrocarburi incombusti (HC), monossido di carbonio (CO) ed ossidi di azoto (NO_X). Assodata la assoluta predominanza delle fonti energetiche fossili ed essendo il biossido di carbonio uno dei principali prodotti derivanti dalla loro combustione, l'andamento delle emissioni di CO_2 non può che seguire l'aumento di fabbisogno di energia nel mondo, come si vede in Figura 5.

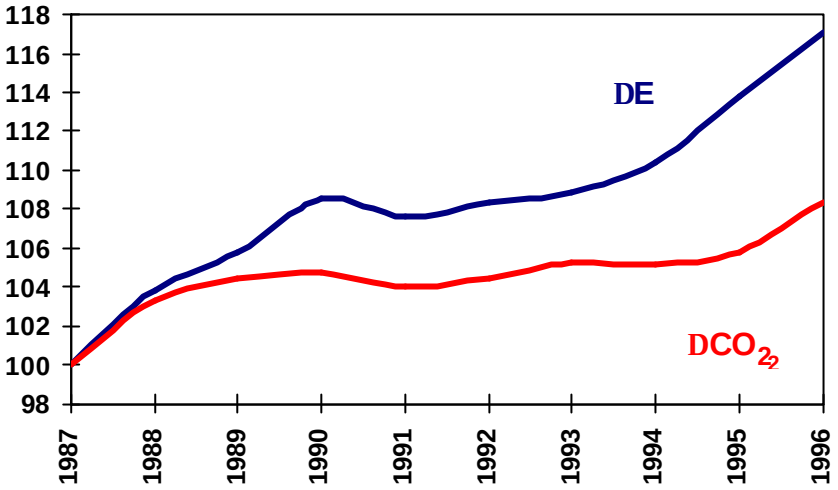


Figura 5. Incremento relativo della produzione mondiale di energia e di emissioni di CO_2 da combustibili fossili (anno base 1987=100)

D'altronde la popolazione mondiale è in continuo aumento (vedi nota 1 a pag.4), di conseguenza è naturale che si verifichi una crescita del fabbisogno di energia anno dopo anno; da ciò segue, dato il massiccio utilizzo di combustibili fossili, il forte progredire delle emissioni di biossido di carbonio (Figura 6), che nel 1996 hanno raggiunto i 6036.2 milioni di tonnellate di carbonio, cioè 22.13 miliardi di tonnellate di CO_2 (peso C_{eq}= peso CO_2/3.667).

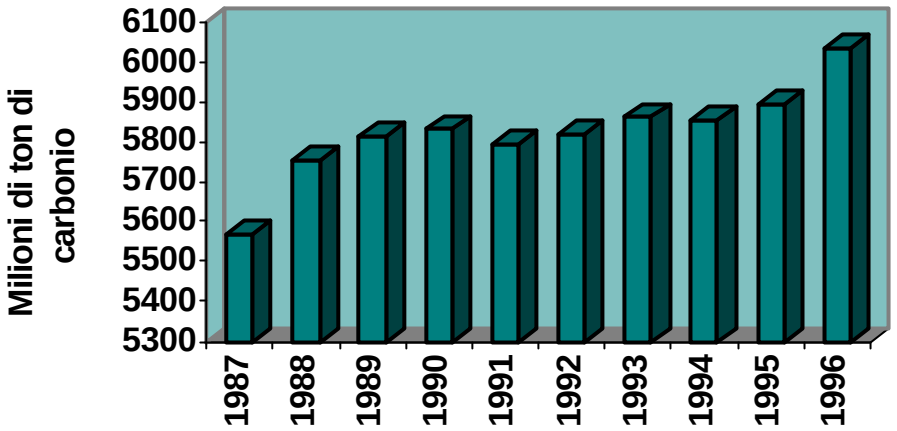


Figura 6. Emissioni mondiali di biossido di carbonio , 1987-1996

1.2.2 Trasporti

Lo sviluppo dell'economia mondiale ha dato un forte impulso all'ampliamento ed al miglioramento del mondo dei trasporti che ha così subito una grande espansione.

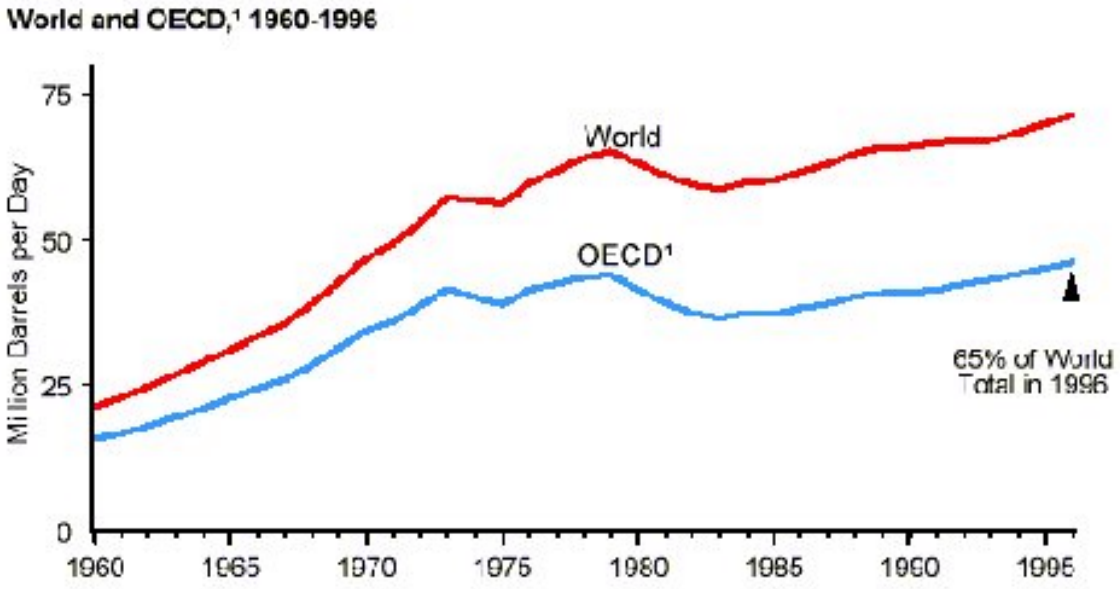


Figura 7. Consumo annuale mondiale di petrolio (milioni di barili al giorno)

Oggi il settore dei trasporti è completamente dominato dall'utilizzo dei combustibili fossili e per lo più dal petrolio, il cui consumo annuo è cresciuto notevolmente negli ultimi quarant'anni (Figura 7).
Parallelamente allo sviluppo dei trasporti si è verificato naturalmente un aumento delle emissioni di biossido di carbonio connesse a tale settore, come si può vedere in Figura 8; dalla Figura 9 si nota invece che il contributo alle emissioni di CO_2 del settore dei trasporti raramente supera percentuali del 30% del totale delle emissioni legate all'energia nei paesi del G7, raggiungendo quasi il 35% in Francia.

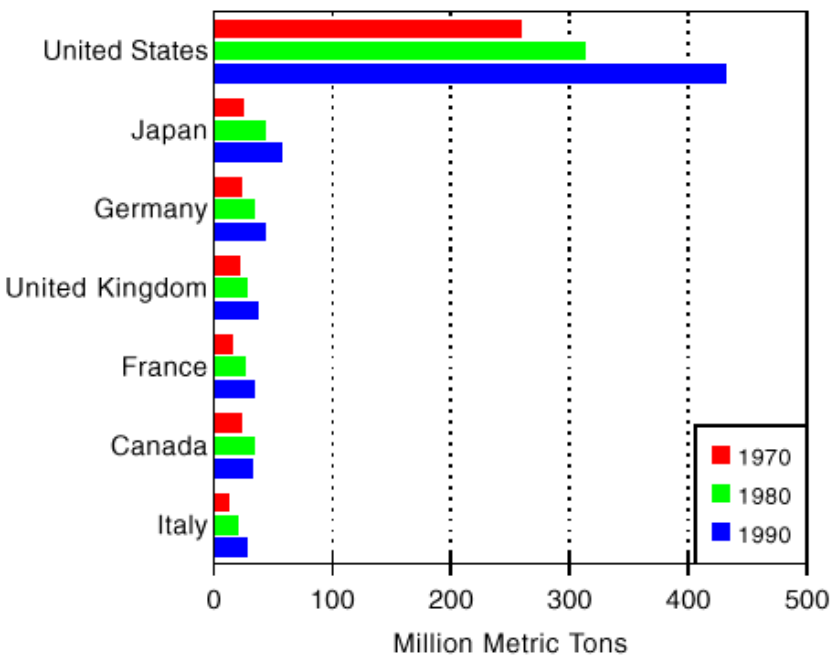


Figura 8. Emissioni di CO_2 nel settore dei trasporti nei paesi del G7 (milioni di tonnellate annue)

Ciò significa che senza dubbio il settore dei trasporti ha un grande peso sull'effetto serra, e se è vero che è necessario un impegno a livello internazionale per il controllo del riscaldamento terrestre attraverso l'abbattimento dei consumi di combustibile nei trasporti, uno sforzo

maggiore è richiesto al fine di limitare le emissioni di anidride carbonica degli altri settori.

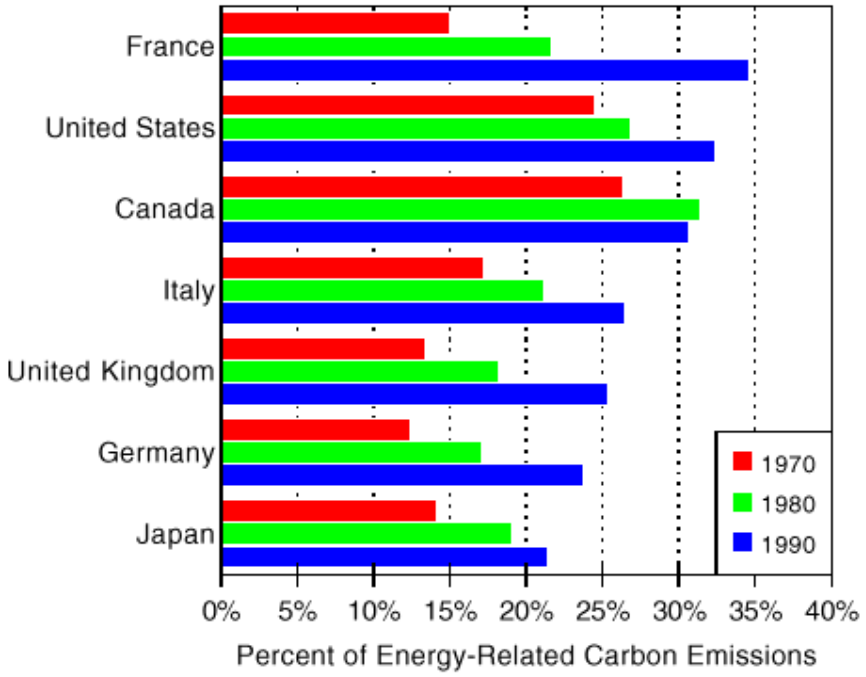


Figura 9. Emissioni di CO_2 nel settore dei trasporti (paesi del G7) in percentuale delle emissioni legate al settore energia

Nel settore delle autovetture l'aumento di immatricolazioni degli ultimi vent'anni non è stato seguito da un proporzionale aumento delle emissioni di biossido di carbonio grazie allo sviluppo di tecnologie e sistemi che hanno consentito di diminuire progressivamente il consumo di combustibile (Figura 10), e ciò ha reso naturalmente anche in termini di emissioni per cui l'incremento di CO_2 dovuto alle autovetture non è stato così rapido come dieci anni fa'. All'inizio degli anni ottanta le emissioni medie di CO_2 dalle autovetture europee erano di circa 200g/Km, mentre negli USA si arrivava a 270g/Km; nel corso di questo ventennio grazie ai grossi sforzi compiuti al fine di ridurre i consumi delle autovetture si è ottenuto un considerevole miglioramento delle emissioni da autovetture con conseguente media europea (relativa ad automobili di nuova fabbricazione) di circa 7.1 litri ogni 100 Km

percorsi per quanto riguarda il consumo di combustibile (contro i 10.8 l negli USA e i 7.5 l in Giappone), e di 171 g/Km per ciò che riguarda le emissioni (260 g/Km in USA e 175 g/Km in Giappone).

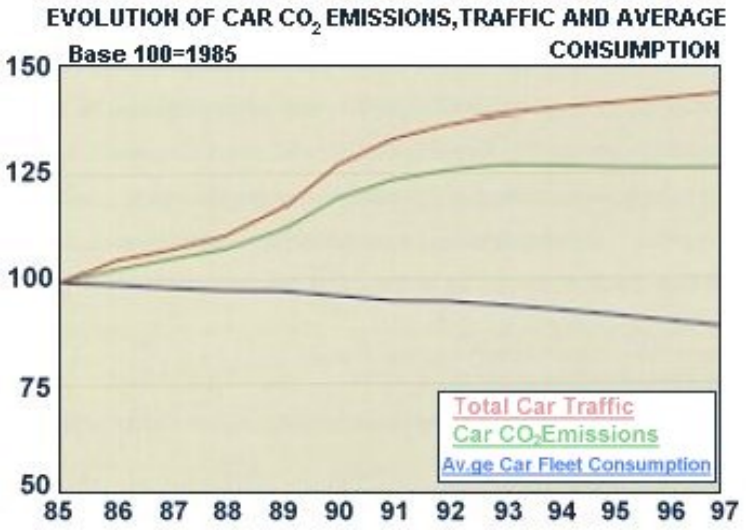


Figura 10. Evoluzione del traffico mondiale di autovetture, delle emissioni di CO_2 e del consumo medio

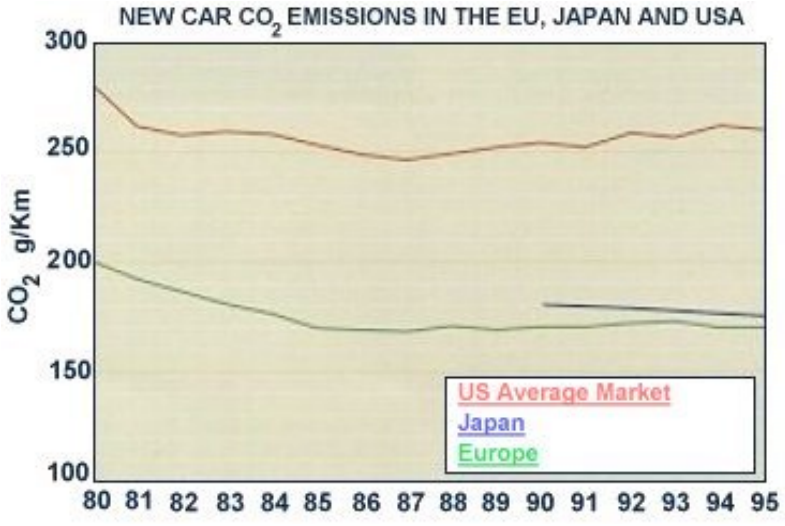


Figura 11. Emissioni di CO2 nell'EU, in Giappone e negli U.S.A.

Per quanto riguarda il contributo alle emissioni di CO_2 del traffico mondiale di autovetture, questo si attesta sul 15% delle emissioni

mondiali dovute all'uomo, mentre se si considera la sola unione europea si trova che il rapporto tra emissioni dovute ad autovetture ed emissioni totali dovute all'uomo scende al 12% (vedi Figura 12). In particolare si vede poi che la percentuale di emissioni dovute ad autoveicoli dell'unione europea rispetto alle emissioni totali nel mondo dovute all'uomo è di circa il 2%; si capisce dunque che le emissioni dannose per il riscaldamento del pianeta sono solo in parte attribuibili al traffico di autovetture, e tale aliquota diminuisce ancora di più se si considera il solo traffico di autovetture europee.

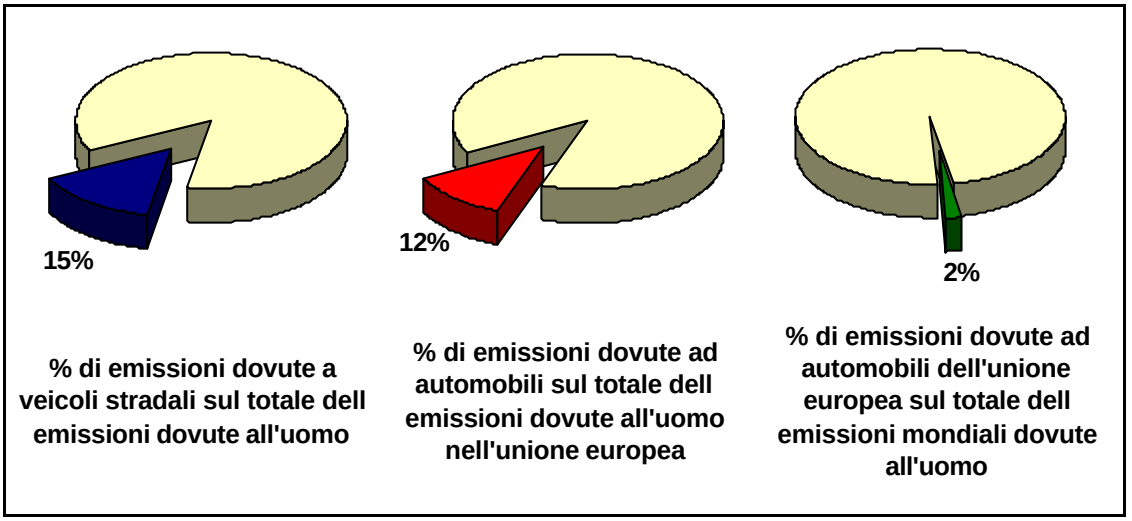


Figura 12

1.3 Disponibilità di risorse

Come già detto nel settore dei trasporti la risorsa energetica maggiormente sfruttata è costituita dal petrolio, dalla cui distillazione e raffinazione si ricavano diversi tipi di combustibile. Il petrolio viene estratto da giacimenti la cui capacità produttiva è naturalmente limitata, per cui costituisce una risorsa energetica destinata ad esaurirsi. Da ciò scaturisce la ricerca e l'individuazione di nuove fonti energetiche,

rinnovabili e non, capaci di offrire al mondo dei trasporti quelle prestazioni garantite dall'utilizzo dei derivati del petrolio. Si parla dunque di auto a metano, ad alcol etilico, ad idrogeno, ad energia solare o a propulsione nucleare; alcune di queste tecnologie sono già state applicate, altre sono ancora in via di sviluppo, ma ciò che è certo è che il petrolio continuerà ad alimentare i motori per molto tempo.

Nonostante ogni anno vengano scoperti nuovi giacimenti petroliferi (vedi Figura 13), la limitata disponibilità di tale risorsa è dunque un ulteriore incentivo alla produzione di autovetture (e motori in generale) con consumi di combustibile sempre più bassi.

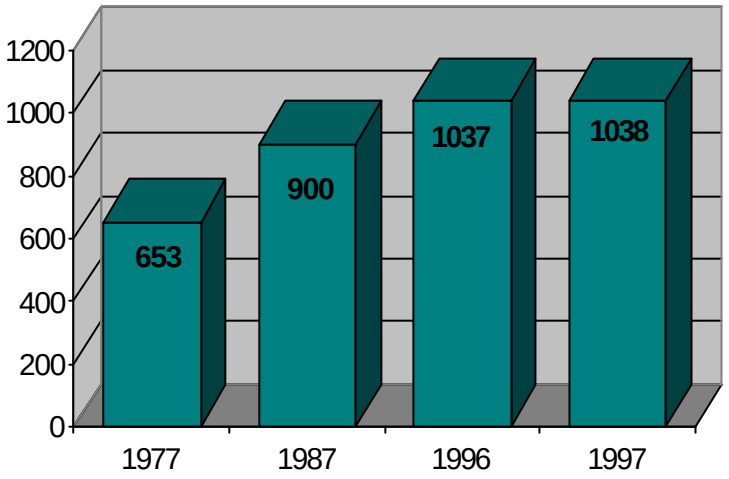


Figura 13. Riserve mondiali di petrolio (miliardi di barili)

1.4 Emissioni e vettura 3 litri

Attualmente c'è a livello Europeo un progetto di studio ed individuazione di possibili sistemi ed accorgimenti che possano consentire la produzione della cosiddetta autovettura *3 litri*, capace cioè di percorrere 100 Km con 3 litri di combustibile (sia esso gasolio o

benzina)[2]. Il progetto nasce dalla necessità di ridurre l'inquinamento atmosferico, soprattutto per ciò che riguarda l'effetto serra, ed il consumo di combustibili fossili, le cui risorse sono destinate a terminare. Secondo una stima condotta dalla Porsche, se da oggi in poi venissero adoperate in tutto il mondo solamente autovetture *3 litri*, entro l'anno 2020 si avrebbe una riduzione di emissioni di anidride carbonica, rispetto a quella prevista seguendo il trend attuale, di circa il 27%. I provvedimenti presi in tutta Europa si propongono riduzioni nelle emissioni entro il 2005: in Germania e Svezia si fissa come obiettivo l'abbattimento delle emissioni del 25% rispetto al quelle del 1990, in Francia si porteranno le emissioni di CO_2 a 150 g/Km, in Italia a 145 g/Km.

La Commissione Europea ha proposto l'obiettivo di ridurre i consumi fino a 5l/100 Km entro il 2010, mentre a lungo termine si pensa appunto all'autovettura *3 litri*; l'obiettivo dei 5l/100Km tradotto in termini di emissioni di anidride carbonica significa 120 g/Km di CO_2. Per quanto riguarda le emissioni tossiche, idrocarburi incombusti (HC), ossidi di azoto (NO_X) e monossido di carbonio (CO), i valori fissati dalla normativa europea sono riportati nella Figura 14.

Molte sono le tecnologie in via di sviluppo che promettono un considerevole abbattimento dei consumi. Tuttavia molte di queste conservano ancora costi elevati o comportano l'adozione e/o l'alterazione di processi produttivi tali da portare nettamente in negativo il bilancio tra la riduzione di anidride carbonica emessa durante l'utilizzo del veicolo e l'aumento dell'emissione per la produzione o per il riciclaggio.

[2] Attualmente la media europea si attesta sui 7 litri per ogni 100 Km percorsi

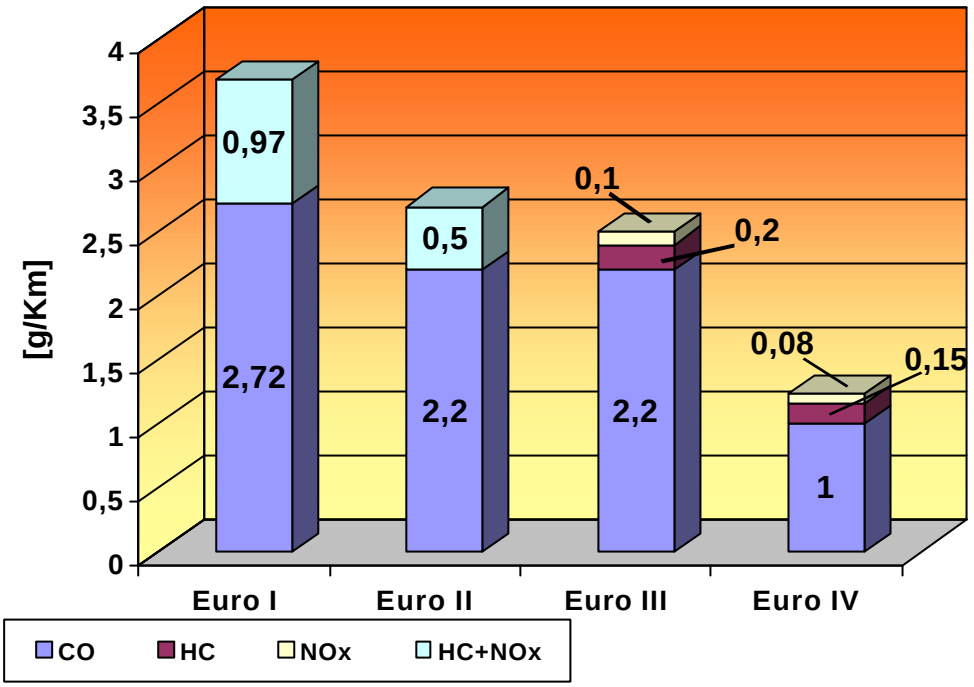


Figura 14. Normative Europee sulle emissioni da autoveicoli

BIBLIOGRAFIA DEL CAPITOLO 1

E.TIEZZI, N.MARCHETTINI, "GREENHOUSE EFFECT AND GLOBAL CHANGE:THE ROLE OF SCIENTIFIC RESEARCH",SAE PAPER NO. 96A6001

D. GRUDEN - PORSCHE (GERMANY), "CO2 EMISSIONS AND THEIR ENVIRONMENTAL IMPACT", SAE PAPER NO. 96A6002

S.A. SHILLINGTON - ROVER GROUP LIMITED, "THE UNSTOPPABLE VERSUS THE IMMOVABLE - A PERSONAL VIEW OF THE FUTURE FACING GASOLINE DIRECT INJECTION IN THE FACE OF EURO IV", IMECHE 1998 S490/009/97

F.PISCHINGER, P.WALZER - FEV MOTORTECHNIK GMBH & CO KG, "FUTURE TRENDS IN AUTOMOTIVE ENGINE TECHNOLOGY", FISITA CONGRESS PRAGA 1996 P1303

SITO INTERNET HTTP://WWW.ACEA.BE

SITO INTERNET HTTP://WWW.EPA.GOV/GLOBALWARMING/INDEX.TEXT.HTML

SITO INTERNET HTTP://WWW.BP.COM/BPSTATS/

SITO INTERNET HTTP://WWW.OTT.DOE.GOV/

SITO INTERNET HTTP://WWW.OECD.ORG/

2. NUOVE TECNOLOGIE

2.1 Uno approccio globale al problema

Come già detto il Consiglio Europeo ha posto grande attenzione ai problemi dell'inquinamento proponendo obiettivi molto precisi alle case automobilistiche. Si parla di abbassare i consumi di combustibile delle automobili a benzina fino a 5l/100 Km per il 2005, mentre per le auto Diesel si considera la meta dei 4.5l/100 Km. Gli obiettivi assegnati alle industrie sono impegnativi se si considera che queste sono chiamate a soddisfare esigenze conflittuali, poiché da un lato persiste la spinta ad equipaggiare le autovetture con sistemi e tecnologie innovative capaci di abbattere i consumi, dall'altro esistono limiti alle emissioni nocive, vincoli di carattere economico (specialmente in un mercato di grande concorrenza), problemi connessi alla sicurezza, e, problema ultimamente più sentito, di riciclabilità degli elementi del veicolo. Le tecnologie allo studio e sviluppo offrono un potenziale di riduzione dei consumi a lungo termine di circa il 40%. Molte di queste tecnologie necessitano però di una totale reingegnerizzazine di parte o tutto il veicolo, per cui presentano costi che le rendono non immediatamente attuabili. E' chiaro che una riduzione dei consumi secondo i livelli indicati dal Consiglio Europeo deve essere inserita in una visione globale del problema, considerando molteplici aspetti del veicolo: motore, trasmissione, massa ed aerodinamica, accessori, sicurezza, comfort e prestazioni. Ognuno di questi aspetti presenta un proprio potenziale di riduzione dei consumi ed è caratterizzato da un differente grado di avanzamento della tecnica. L'obbiettivo principale è comunque quello di saper trarre il meglio da ognuno dei nuovi dispositivi, giungendo ad un buon compromesso tra risparmio energetico e costo di produzione, senza penalizzare aspetti come la sicurezza e l'affidabilità.

2.2 La struttura del veicolo

Naturalmente il primo passo verso l'abbattimento dei consumi di combustibile è costituito dalla riduzione della massa della vettura: infatti, come si può osservare in Figura 15, vi è una correlazione pressoché lineare tra peso del veicolo e consumo chilometrico.

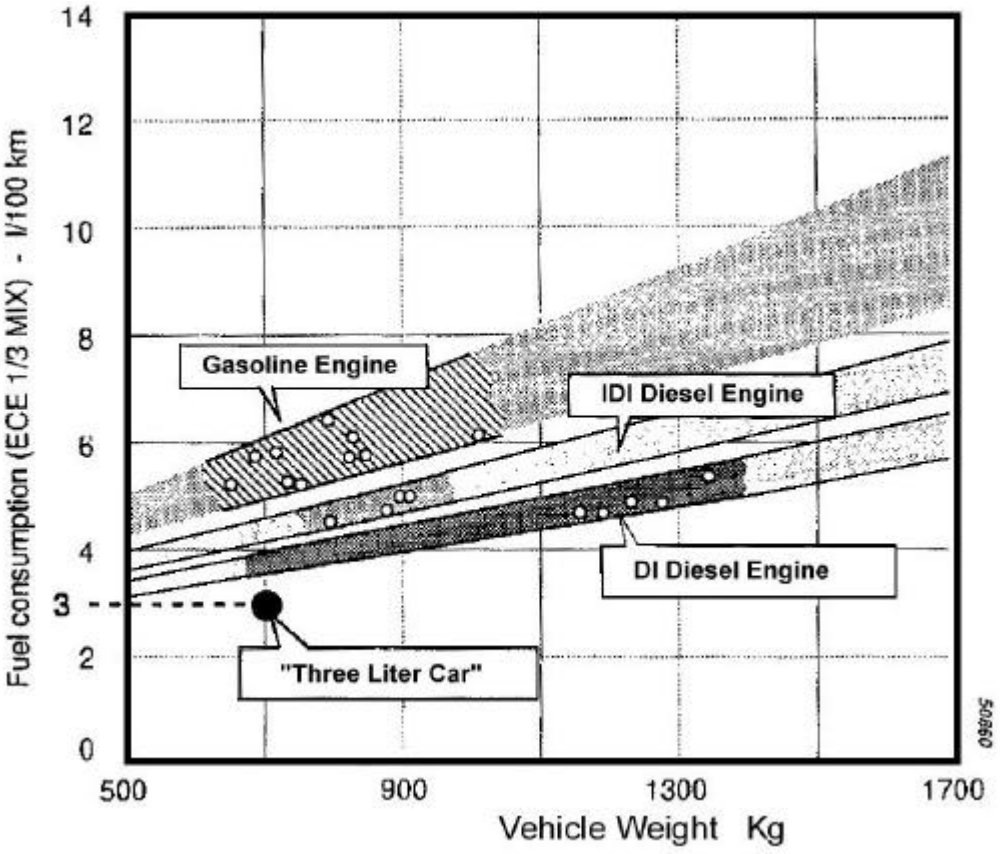


Figura 15

Il diagramma mette anche in luce che le vetture diesel ad iniezione diretta (DI) sono le più vicine al traguardo dei 3litri/100Km, e che l'influenza del peso sul consumo si fa sentire maggiormente per le auto

a benzina (inclinazione maggiore della fascia di interpolazione). Le alternative più valide a tal proposito sembrano essere rappresentate dall'utilizzo di leghe leggere, di metalli come Alluminio e Magnesio e di materiali compositi per la struttura del veicolo. Il vantaggio offerto da tali materiali dovrebbe portare ad una diminuzione del peso tra il 15% ed il 30%. La riduzione del peso del veicolo assume fondamentale importanza soprattutto nell'utilizzo urbano, dove per questioni di inerzia, le frequenti accelerazioni e decelerazioni farebbero desiderare una vettura più leggera.

Purtroppo il contenimento del peso di una vettura si scontra con la necessità di una sufficiente resistenza all'urto e/o con il costo elevato di leghe e materiali leggeri. Altro punto di intervento sul veicolo riguarda il suo carico aerodinamico, per il quale però nel breve termine non sembrano sussistere sviluppi determinanti, stante l'attuale configurazione standard che prevede pilota e passeggero adiacenti ed in posizione seduta, configurazione che richiede un'area minima di avanzamento al di sotto della quale è impossibile andare. Il problema legato alla riduzione sia del peso che della resistenza aerodinamica resta quello della reingegnerizzazione di gran parte del veicolo che può comportare un aumento insostenibile dei costi.

Oltre a limitare la resistenza aerodinamica del veicolo, si sta pensando di limitare anche la resistenza al rotolamento attraverso l'uso di pneumatici a basso coefficiente di attrito. Questa volta l'ostacolo che si pone alla realizzazione è legato a fattori di sicurezza, poiché è chiaro che una diminuzione dell'attrito fra pneumatici ed asfalto penalizza sia il controllo della vettura sia la sua capacità di arresto in breve spazio (spazio di frenata).

Sempre nell'ottica di diminuzione del peso la tendenza attuale è quella di incrementare la potenza specifica (Kw/Kg) del veicolo, ottenendo a parità di potenza sviluppata vetture più leggere e quindi con consumi di combustibile più contenuti.

2.3 La trasmissione

Un ruolo determinante è giocato dagli organi di trasmissione ed in particolare dal cambio. La tendenza attuale manifesta una crescente richiesta di autovetture dotate del cosiddetto cambio automatico, di cui si intravede la possibilità di migliorare il rendimento (notoriamente più scarso di quello del cambio manuale) mentre sono allo studio sistemi di cambio continuo affiancato da una gestione elettronica "intelligente" della marcia. In alternativa si fa avanti una via di mezzo tra cambio automatico e cambio manuale: il sistema Selespeed della Magneti Marelli.

2.4 Il motore

Per quanto riguarda il segmento delle medie e piccole autovetture, la generalizzazione della tecnologia multivalvole (3, 4, fino a 5 valvole per ogni cilindro, vedi Figura 16) e l'adozione di motori di piccola cilindrata, specialmente se sovralimentati, offrono immediate possibilità di economia di combustibile, compatibilmente con i costi, l'affidabilità ed il comfort.

Figura 16. Testa di motore con 5 valvole per cilindro

Vantaggi in tale segmento sono ottenibili anche attraverso una riduzione delle perdite per attrito ed un miglior sistema di raffreddamento. L'iniezione diretta rappresenta probabilmente lo stadio ultimo dell'evoluzione dei motori ad accensione comandata, soprattutto se utilizzata con miscela carburata povera, e, anche se sarà adottata prima nelle auto di media e grossa taglia, darà sicuramente un rilevante contributo all'economia di carburante in tutte le fasce di automobili. Naturalmente affinché venga impiegata con miscela carburata povera sarà necessario disporre di un adeguato trattamento dei fumi per limitare le emissioni di ossidi di azoto (NO_X). Grande attenzione concentra su di sé l'apparato preposto alla distribuzione, di cui rappresentano modifiche e perfezionamenti i sistemi a fasatura variabile o ad alzata variabile, il cui obiettivo è ottimizzare il riempimento del motore per tutti i regimi di rotazione del motore e l'eliminazione della valvola a farfalla.
Grossi passi avanti fa anche l'elettronica con nuovi sistemi di gestione del motore e sistemi "drive by wire", cioè controllo elettronico della valvola a farfalla, che disgiungono il pedale dell'acceleratore dall'apertura della valvola a farfalla (EGAS).

2.5 Gli accessori

Attualmente il mercato delle autovetture vede in forte crescita la richiesta di tutti quei servizi, meglio noti come accessori, (anche se ormai di serie su gran parte dell'offerta mondiale) dedicati al miglioramento del comfort e delle condizioni di guida; più precisamente si tratta di sistemi come l'aria condizionata, sistemi di controllo dell'autovettura (ABS, TCS, servosterzo, etc…), servizi elettrici e di intrattenimento. La prima diretta conseguenza di tali accessori è l'aumento di peso del veicolo: nei veicoli di piccola taglia questo può

influire parecchio (5-6% del peso totale) con un consumo addizionale di circa il 2.5%. Inoltre il loro utilizzo assorbe parte della potenza erogata dal motore (quindi non si inquadrano bene nell'ottica di abbattimento dei consumi) e può creare qualche problema in determinate condizioni di guida (forti accelerazioni, salite). L'impatto degli accessori sul consumo non è ben noto e di alcuni di essi non si tiene conto durante le prove che determinano ufficialmente il consumo della vettura. Si stima che su una vettura di media taglia 100W di potenza assorbiti da un accessorio corrispondono ad un aumento del consumo di circa il 2.4% ovvero ad aumento del peso di circa 50g.

Una opportunità con rilevante influenza sul risparmio di combustibile è rappresentata dai sistemi di conversione dell'energia cinetica, per i quali esistono già applicazioni nelle auto elettriche. Tali sistemi sono in grado di decelerare il veicolo trasformando parte della sua energia cinetica in energia elettrica utilizzabile (per esempio dagli accessori). La loro applicazione alle autovetture con motore a combustione interna richiede però ancora lo sviluppo di una tecnologia adeguata ed a costo contenuto.

BIBLIOGRAFIA DEL CAPITOLO 2

L.MORELLO - FIAT AUTO, G.ROVERA - CENTRO RICERCHE FIAT, "GLOBAL APPROACH TO THE FUEL ECONOMY IMPROVEMENT IN PASSENGER CARS", SAE PAPER NO. 96A6004

F.PISCHINGER, P.WALZER - FEV MOTORTECHNIK GMBH & CO KG, "FUTURE TRENDS IN AUTOMOTIVE ENGINE TECHNOLOGY", FISITA CONGRESS PRAGA 1996 P1303

R.CICHOCKI, W.OSPELT - AVL LIST (AUSTRIA), "TECHNOLOGIES FOR FUTURE HSDI PASSENGER CAR DIESEL ENGINE", SAE PAPER NO. 96A6009

3. LA TRASMISSIONE

3.1 Tendenze di mercato

Analisi di mercato hanno rivelato un trend crescente verso l'acquisto di autovetture dotate di cambio automatico, sia del tipo discontinuo, con un certo numero di rapporti (fino a 7), sia del tipo continuo. La percentuale di vetture circolanti dotate di cambio automatico dovrebbe avere crescita maggiore proprio in Europa, dove il cambio manuale conserva ancora la quota principale di mercato. Se la tecnologia relativa a tali dispositivi di cambio non dovesse migliorare, la tendenza rivelata dalle analisi di mercato potrebbe condurre ad un aumento dei consumi e delle emissioni di gas serra non trascurabili. Tali sistemi di cambio automatico sono infatti caratterizzati da un'efficienza inferiore rispetto a quella del cambio manuale. Ciò si traduce in consumi di combustibile più elevati, il che, ceteris paribus, comporta emissioni maggiori.

3.2 Il cambio robotizzato

Nell'ottica di sviluppo di dispositivi di cambio automatici ed efficienti, nasce proprio in questi anni una valida alternativa al cambio automatico, con un rilevante potenziale di riduzione dei consumi. Si tratta di un dispositivo di cambio sviluppato dalla Magneti Marelli e chiamato **Selespeed**, nato dall'accoppiamento di una ordinaria scatola del cambio con un attuatore idraulico, capace di guidare e portare a termine tutti gli spostamenti ed ingranamenti necessari al cambio di rapporto, ma più velocemente ed accuratamente di un normale pilota. Ciò consente di coniugare l'alta efficienza, ampiamente dimostrata, del cambio manuale,

con la rapidità ed il comfort di un cambio automatico. Il sistema progettato per funzionare in condizioni “drive by wire”, cioè con controllo elettronico della valvola a farfalla (EGAS), operando in assenza di pedale della frizione e leva cambio, offre gli stessi vantaggi di un cambio automatico in termini di comfort. Il servo comando include quattro diversi attuatori: frizione, selezione dei rapporti, ingranamento e controllo della farfalla. L’attuatore per l’ingranamento delle ruote dentate è pilotato attraverso una elettrovalvola capace di mantenere la pressione esercitata sull’accoppiamento dentato sotto i limiti stabiliti dal costruttore della scatola del cambio, garantendo così una lunga durata al meccanismo. A vantaggio del sistema Selespeed giocano il peso e l’ingombro ridotto, le minori dispersioni energetiche ed il costo, soprattutto nei confronti dei sistemi a cambio automatico. Al Centro Ricerche Fiat sono state condotte una serie di prove che hanno messo a confronto un cambio robotizzato a 5 rapporti con il cambio continuo variabile (CVT) e con cambi automatici a 4 e 5 rapporti (E-4AT ed E-5AT); dai test è emerso che il sistema Selespeed riesce a riportare, in termini di consumo, un vantaggio medio superiore al 5% nelle autovetture medio-piccole, mentre in quelle di più alta categoria il risparmio si spinge fino al 10%. In termini di peso poi il guadagno si aggira attorno al 20-30%. L’economia conseguita si fa anche più evidente se si prende in considerazione un cambio Selespeed a 6 rapporti. Attualmente è impiegato nella nuova Alfa156, ma si prevede una rapida diffusione anche al mercato della piccole e medie vetture.

3.3 CVT e gas elettronico (EGAS)

Il cambio continuo variabile (in inglese Continuous Variable Transmission, CVT) è un tipo di cambio automatico in cui il rapporto di trasmissione tra albero motore e ruote può variare con continuità in un

definito intervallo di valori. Il cambio CVT consente di adattare il regime di rotazione del motore a qualsiasi condizione di carico in modo da minimizzare il consumo specifico. Infatti osservando una tipica mappa dei consumi di un motore a combustione interna (vedi Figura 17,piano Coppia-velocità angolare) si distinguono le curve isoconsumo e le curve isopotenza (queste ultime sono rami di iperbole, essendo la potenza erogata dal motore proporzionale al prodotto fra coppia motrice e velocità angolare).

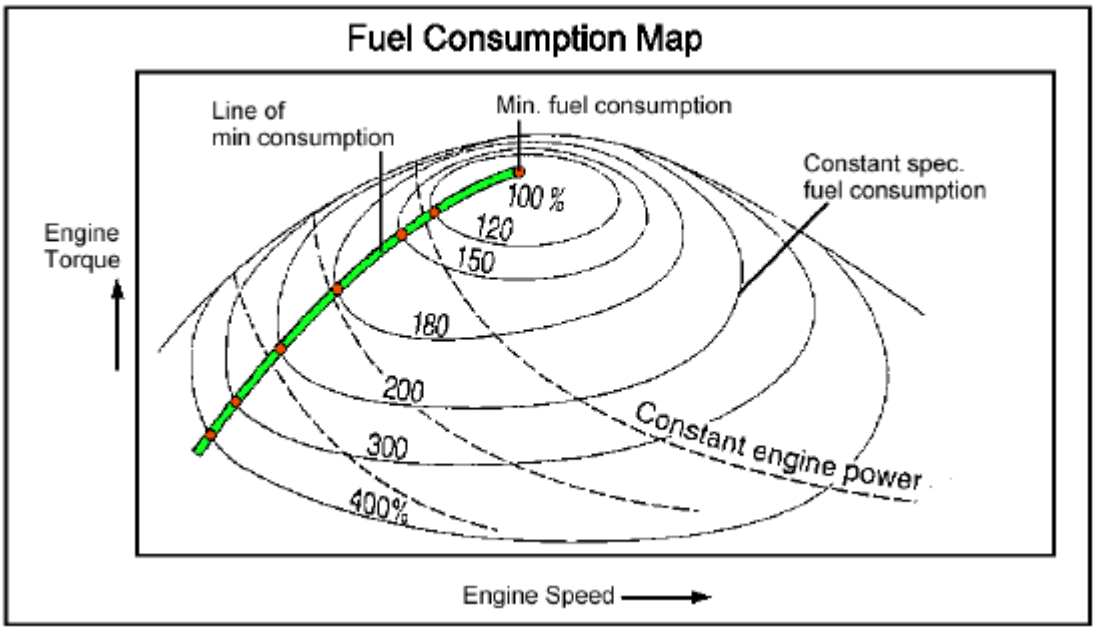


Figura 17

Per data potenza erogata dal motore il consumo specifico minimo è individuato dal punto di tangenza della relativa curva isopotenza con l'unica curva isoconsumo ad essa tangente. Il luogo di tali punti di tangenza individua una curva sul piano Coppia-velocità angolare (colore verde), che rappresenta appunto la curva dei minimi consumi. Per ogni condizione di carico (cioè coppia motrice C) è possibile individuare quel valore del regime di rotazione tale che il punto di coordinate (C,n) appartiene alla curva dei minimi consumi. Poiché l'obiettivo finale

sarebbe quello di poter viaggiare sempre in condizioni di minimo consumo, occorre disgiungere il pedale dell'acceleratore dalla valvola a farfalla, assegnando cioè il comando della valvola a farfalla ad una centralina (che avrebbe pure il controllo sul cambio CVT), lasciando al pilota la decisione sulla condizione di carico, ovvero la velocità di avanzamento del veicolo (guida "drive by wire").In tal modo il controllo eseguito dalla centralina sui parametri anticipo all'accensione e tempo di iniezione sarebbe non più indiretto, cioè regolato attraverso le informazioni sulle combustioni già avvenute, ma diretto, in quanto legato al moto della farfalla da essa stessa controllato, il che consente di perfezionare il contenimento delle emissioni e di ridurre il consumo di carburante. In test condotti sul ciclo americano FTP 75 sono stati riscontrate economie di combustibile dal 2 al 6% nel confronto con veicoli a trasmissione automatica, mentre si è stimata un economia del 6% nel confronto con vetture a cambio semi-automatico. La realizzazione di tali sistemi di guida tarda ad affermarsi sia perché le difficoltà tecniche non sono tutte superate sia perché si teme una cattiva risposta del mercato.

BIBLIOGRAFIA DEL CAPITOLO 3

G.LAPP, O.GLOCKLER - BOSH, "THE ROLE OF FUTURE ENGINE CONTROL SYSTEM FOR GASOLINE ENGINES FUEL ECONOMY IMPROVEMENT", SAE PAPER NO. 96A6006

L.IPPOLITO, G.ROVERA - CENTRO RICERCHE FIAT, "POTENTIAL OF ROBOTIZED GEARBOX TO IMPROVE FUEL ECONOMY", SAE PAPER NO. 96A6007

F.PISCHINGER, P.WALZER - FEV MOTORTECHNIK GMBH & CO KG, "FUTURE TRENDS IN AUTOMOTIVE ENGINE TECHNOLOGY", FISITA CONGRESS PRAGA 1996 P1303

4. IL MOTORE

4.1 Strategie per l'abbattimento dei consumi

Le più importanti strategie d'intervento sul motore allo scopo di ridurre i consumi così come stabilito dal Consiglio Europeo possono essere riassunte sotto tre aspetti fondamentali:

1) Riduzione delle perdite di pompaggio ed eliminazione della valvola a farfalla:
   - ⇒ Sovralimentazione
   - ⇒ Ricircolo dei gas di scarico
   - ⇒ Combustione povera
   - ⇒ Controllo dinamico della fasatura e dell'alzata delle valvole

2) Ottimizzazione della termodinamica:
   - ⇒ Maggiori rapporti di compressione compatibilmente con il controllo della detonazione
   - ⇒ Ricircolo dei gas di scarico
   - ⇒ Miscela carburata povera
   - ⇒ Variazione dinamica del rapporto di compressione e della corsa del pistone
   - ⇒ Sistema di raffreddamento ottimale

3) Eliminazione dei consumi non necessari e riduzione delle perdite per attrito:
   - ⇒ Interruzione dell'alimentazione ai cilindri in fase di decelerazione
   - ⇒ Regime minimo di rotazione più basso

⇒ Riduzione degli attriti interni al motore

⇒ Riduzione di carichi elettrici ed esterni in generale

⇒ Sviluppo di sistemi “Stop & Go”

La pratica della sovralimentazione può dare sicuramente un grosso impulso all’aumento della potenza specifica (Kw/Kg), il ché comporta, a parità di potenza della vettura, un peso minore e quindi un consumo più contenuto (vedi paragrafo 2.2). Un buon sistema di sovralimentazione deve però offrire maggiori prestazioni in un ampia gamma di regimi (turbo compressore a geometria variabile) e garantire tempi di risposta brevi (sovralimentatori a bassa inerzia), tenendo sotto debito conto fattori come il costo ed il comfort di guida. Buone prospettive sono offerte anche da sistemi in grado di regolare, entro un campo di valori definito, il rapporto di compressione del motore, intervenendo quindi direttamente sul rendimento termico del motore.

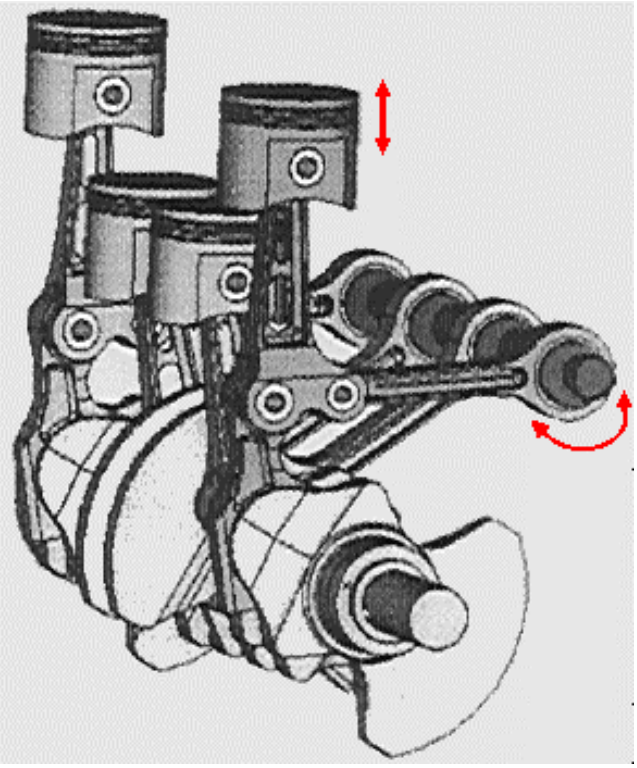


Figura 18

In Figura 18 è rappresentato un sistema di modulazione del rapporto di compressione che attraverso la rotazione di un albero a camme consente di aumentare o diminuire la corsa del pistone, contenendo le perdite per attrito e riducendo le spinte laterali del pistone sul cilindro. Si stima che applicando rapporti di compressione variabili e sistemi di sovralimentazione ad alta pressione si possano raggiungere potenze specifiche pari a 100 Kw/l, che consentirebbero l'adozione di motori di minore cilindrata con risparmio sul consumo di circa il 25%.

In Figura 19 si osserva la diminuzione di consumo specifico conseguita con rapporto di compressione maggiore, ed inoltre si può notare come questo consenta di estendere i limiti di stabilità del funzionamento con miscele povere. Si tenga però presente che al crescere del rapporto di compressione del motore cresce anche la temperatura massima raggiunta nel ciclo, e questo causa un aumento delle emissioni di ossidi di azoto.

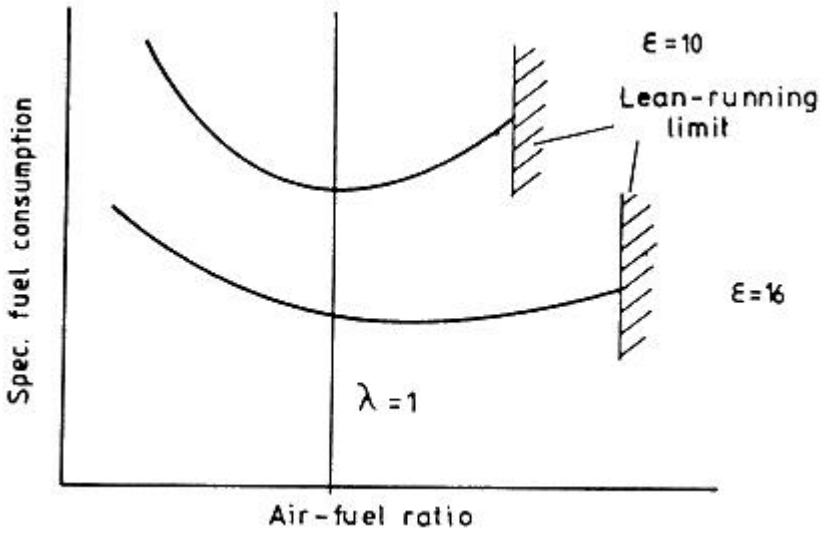


Figura 19

Inoltre un elevato rapporto di compressione riduce la temperatura dei gas di scarico per via della maggiore efficienza termica, cosa che può compromettere il buon funzionamento di un sistema antinquinante basato su catalizzatore (la cui efficienza dipende dalla temperatura raggiunta, vedi Figura 20) o su post-combustione.

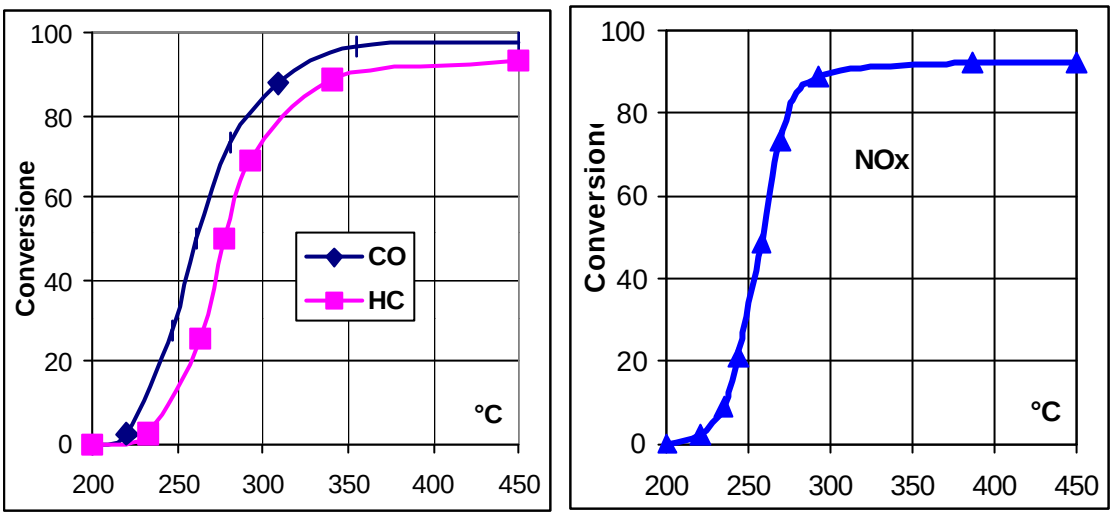


Figura 20. Efficienza di conversione del catalizzatore in funzione della temperatura

Il problema del raffreddamento dei gas di scarico può tuttavia essere parzialmente risolto ritardando leggermente l'accensione.

4.2 Ricircolo dei gas di scarico (EGR)

Il ricircolo dei gas di scarico (Exhaust Gas Recirculation, EGR) consiste nel riammettere nel cilindro parte dei gas di scarico formatisi nel ciclo precedente. Con tale pratica si persegue un duplice obiettivo: mantenere la temperatura all'interno del cilindro mediamente più bassa (dato che tali gas hanno calore specifico maggiore di quello dell'aria) e bruciare

parte degli idrocarburi incombusti del ciclo precedente, abbassando la loro concentrazione nei gas emessi dal veicolo e sfruttando maggiormente il combustibile, a tutto vantaggio del consumo specifico. Per quanto riguarda il primo dei due obiettivi, esso ha benefici effetti in quanto contribuisce a:

⇒ limitare gli effetti di parete (soprattutto l'aumento di volume specifico della carica nuova per via del calore ricevuto dalle pareti) nonché il cimento termico del motore

⇒ inibire la tendenza alla detonazione del combustibile, consentendo così di bruciare combustibili con minore numero di ottano (N.O.) e/o di operare con rapporti di compressione più elevati (con diretto incremento del rendimento termico del motore)

⇒ produrre minori inquinanti NO_X, la cui formazione è rallentata alle basse temperature e in presenza di una minore concentrazione di O_2 (dato il difetto di aria)

L'ultimo effetto è forse il più importante (ed è anche quello che ha portato all'adozione di tale pratica), poiché le nuove tecnologie di iniezione diretta con miscela povera, come si vedrà, devono far fronte ad una maggiore produzione di inquinanti NO_X, ed il sistema EGR è perfettamente calzante se non si dispone di altre tecnologie (per esempio catalizzatori de-NO_X di adeguata efficienza).
Il ricircolo dei gas di scarico trova anche applicazione come dispositivo di regolazione; poiché, infatti, con l'attuale metodo di *regolazione per quantità* del motore ad accensione comandata (vedi più avanti) si varia la quantità di miscela immessa nel cilindro strozzando l'aspirazione con la valvola a farfalla, se si riammette parte dei gas di scarico si ottiene una

carica “fresca” parzialmente composta da miscela carburata, ottenendo lo stesso effetto, ma facendo a meno del corpo farfallato. Variando la percentuale dei gas ricircolati, varia la percentuale di miscela carburata aspirata dal motore: si realizza così lo stesso tipo di regolazione attuato con la valvola a farfalla, col vantaggio di limitarne l’utilizzo e quindi le pesanti perdite di pompaggio ad essa legate. Tuttavia il ricircolo dei gas di scarico ha dei limiti di applicabilità e non può essere adoperato come unico mezzo di regolazione: infatti, dato che mischiando gas inerti alla miscela carburata si pregiudica la velocità di combustione, in regime di forte parzializzazione (per esempio al “minimo”) la piccola quantità di miscela da fornire al motore non può essere ottenuta diluendo la carica con un elevata percentuale di gas di scarico, cosa che porterebbe a mancate accensioni e maggiori emissioni di idrocarburi incombusti (un più elevato rapporto di compressione migliorerebbe la situazione, innalzando le temperature del ciclo). Pertanto il ricircolo dei gas di scarico deve essere opportunamente dosato e comunque in percentuali variabili da regime a regime. Inoltre, dato che si diluisce la carica fresca con gas quasi completamente inerti, si ha una diminuzione della potenza erogata dal motore, e ciò potrebbe essere di disturbo in situazioni in cui la formazione della miscela non è ottimale (motore freddo) o in cui il motore ha bisogno di miscela aria-benzina più ricca (in accelerazione).

In tali situazioni è da prevedere un interruzione del ricircolo, per cui se questo è adoperato allo scopo di contenere le emissioni di NO_X, deve essere accoppiato ad un altro sistema antinquinante. Un ordinario sistema EGR (Figura 21) prevede un canale di ricircolo inserito nel collettore di scarico e terminante in quello di aspirazione, dotato di apposita valvola di regolazione capace di intercettare quantità variabili di gas esausti a seconda del carico al motore (per esempio tramite mappatura software e centralina di controllo).

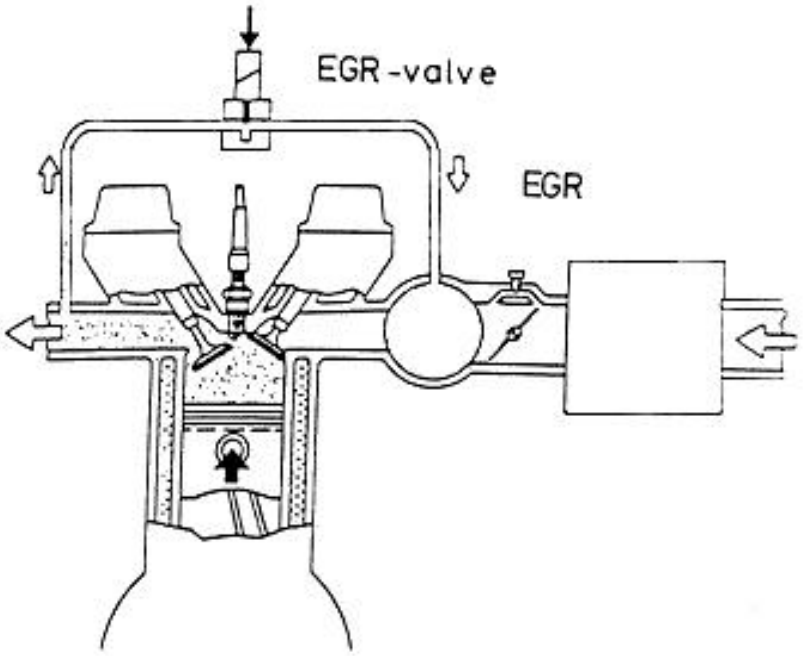


Figura 21

4.3 La distribuzione

4.3.1 La respirazione del motore 4T

Nei motori a combustione interna a quattro tempi il ricambio della carica avviene attraverso l'apertura e la chiusura di valvole (principalmente a stelo), normalmente disposte in testa al cilindro. Il moto delle valvole (alzata) è comandato attraverso un collegamento all'albero motore stesso, per cui gli istanti[3] di apertura e chiusura, così come i tempi di permanenza in apertura e chiusura sono connessi solamente all'angolo di

[3] In realtà l'apertura della valvola non avviene istantaneamente, ma richiede un certo tempo, per cui si ha una curva della legge di alzata piuttosto "bombata" (vedi Figura 22).

manovella dell'albero motore. Nella Figura 22 è rappresentato un diagramma di distribuzione delle valvole di aspirazione (intake) e scarico (exhaust) normale, cioè con aperture e chiusure nei punti morti.
La quantità di fluido imprigionata dentro il cilindro ad ogni ciclo (cui è direttamente proporzionale la potenza erogata dal motore) dipende dalla sezione di passaggio delle luci valvole, dall'alzata delle stesse, dal tempo in cui rimangono aperte e da altri fattori; tra questi fattori però assume un ruolo importante la velocità di rotazione dell'albero, per via dell'inerzia che oppone il fluido stesso alle variazioni di moto (si tratta di miscela aria-benzina per il motore ad accensione comandata, e di aria per il motore ad accensione per compressione, quindi fluidi comprimibili). Data la comprimibilità del fluido, questo non viene istantaneamente accelerato dal moto del pistone, bensì lo segue con un certo ritardo.

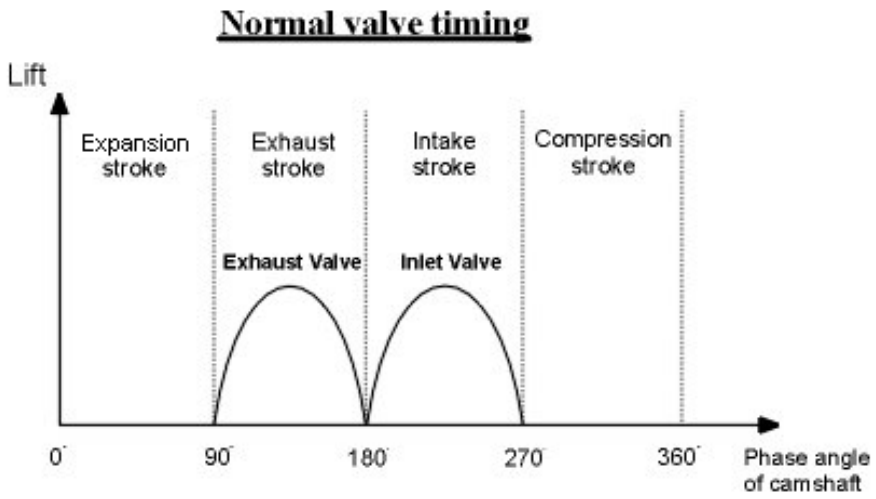


Figura 22

All'aumentare della velocità di rotazione diminuisce il tempo a disposizione della colonna fluida per essere risucchiata dentro la camera di combustione, e dei gas di scarico per essere espulsi, per cui

l'accelerazione e la velocità del pistone potrebbero risultare troppo grandi per consentire un adeguato ricambio della carica.

Al fine di migliorare il ricambio di carica e massimizzare la quantità di fluido imprigionata dal motore ad un determinato regime, si operano anticipi e ritardi sulle fasi d'apertura e chiusura rispetto ai punti morti di riferimento, sfruttando così i fenomeni d'inerzia delle colonne fluide anche per il lavaggio dello spazio morto, a valvole di aspirazione e scarico contemporaneamente aperte (incrocio delle fasi, Figura 23). Gli anticipi ed i ritardi così predisposti rendono il riempimento ottimale per un regime solo; più vantaggioso risulterebbe poter variare gli istanti di apertura e chiusura delle valvole in funzione del regime di rotazione del motore, massimizzando così il riempimento per più di un regime: si perviene così al concetto di distribuzione con **fasatura variabile** (Variable Valve Timing, VVT), con diretti benefici sulle prestazioni e sul consumo di combustibile.

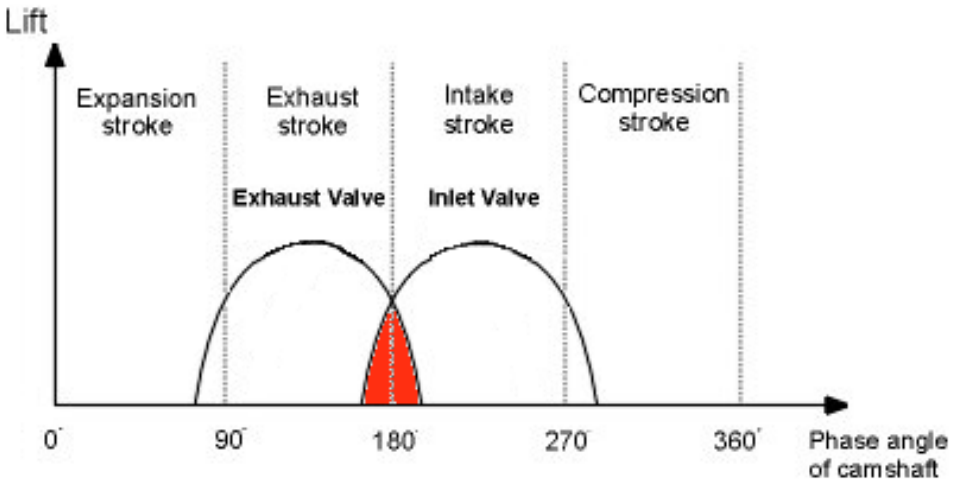


Figura 23. Incrocio delle fasi

Ancora meglio sarebbe riuscire a modificare la fasatura *per ogni* valore del campo di velocità di rotazione del motore: in tal caso la **fasatura**

sarebbe **variabile con continuità**. Altro modo di intervenire sulla fasatura, e quindi sulla respirazione del motore 4T, è quello di modificare l'ampiezza della corsa della valvola, ciò che si intende fare con sistemi di **valvole ad alzata variabile**.

4.3.2 La fasatura variabile

Come già detto gli anticipi ed i ritardi della distribuzione consentono sia di sincronizzare il moto della colonna fluida in aspirazione con l'apertura e la chiusura della valvola omonima, sia di ottimizzare lo scarico dei gas esausti dal motore, il tutto per una fissata velocità angolare dell'albero motore. In condizioni lontane da tale regime di rotazione, la distribuzione non è più ottimale, ed il riempimento del motore diminuisce, con ovvio peggioramento del consumo specifico. Il regime di "minimo" è per esempio un regime lontano da quello di ottimo riempimento, per cui, specialmente nel traffico urbano, il motore ha un consumo specifico più elevato, e naturalmente emissioni maggiori. I sistemi di fasatura variabile riescono ad estendere il sincronismo tra valvole e gas a più regimi di rotazione, e nel caso di fasatura variabile con continuità, all'intero campo delle velocità angolari. I sistemi più evoluti consentono di operare sia sulle valvole di aspirazione sia su quelle di scarico (i benefici maggiori si conseguono comunque operando sulla valvola di aspirazione), indipendentemente le une dalle altre, adottando la distribuzione ideale per ogni regime. Giocando sull'incrocio delle fasi si riesce anche a trattenere, a fine aspirazione, una data percentuale di gas esausti dentro il cilindro, il ché produce un effetto analogo a quello che si ottiene con il **ricircolo dei gas di scarico** (EGR, Exhaust Gas Recirculation), per cui è come se si praticasse un ricircolo *interno* dei gas di scarico.

4.3.2.1 Sistemi attuali di fasatura variabile (VVT)

Attualmente sono diversi i sistemi adottati per variare, con continuità o meno, la fasatura della distribuzione, e possono essere raggruppati principalmente secondo il loro modo di operare:

1. Sostituzione dinamica delle camme
2. Variazione dell'angolo di calettamento dell'albero a camme
3. Sistema Rover

4.3.2.2 Sostituzione dinamica delle camme

Col primo sistema il motore non è più dotato di una sola serie di camme, ma di due o addirittura tre serie, ognuna con profilo e dimensioni diverse dalle altre per consentire differenti alzate ed angoli di apertura e chiusura. L'entrata in funzione delle camme è regolata a seconda del regime di rotazione e del carico al motore, e le valvole vengono così comandate da una o più serie di camme, ottimizzando il riempimento del motore in regimi differenti, migliorando sia prestazioni che consumo; in particolare il sistema consente di applicare due o tre schemi di fasatura diversi (a seconda del numero di serie di camme), ma non consente di variare la fasatura con continuità (che rappresenterebbe l'ottimo). Naturalmente all'aumentare delle serie di camme disponibili, la possibilità di modificare la distribuzione si espande e ci si avvicina ad un sistema a fasatura variabile con continuità, ma le difficoltà tecniche aumentano sensibilmente. Questo sistema risulta attualmente essere quello con maggiore incremento di prestazioni (soprattutto coppia) rispetto alla fasatura fissa. E' usato nei sistemi **Honda VTEC,**

Mitsubishi MIVEC, Nissan Neo VVL. Il sistema VTEC della Honda (vedi Figura 24) dispone di tre camme diverse per l'aspirazione. Ai bassi regimi di rotazione (stage-1) le due valvole di aspirazione di ogni cilindro vengono azionate da due camme di profilo diverso: la destra e la sinistra, mentre la camma centrale rimane inattiva, cioè non comanda nessuna valvola; le due camme "in presa" poiché hanno profili diversi, impongono differenti alzate, producendo così un vortice di considerevole turbolenza che agevola l'evaporazione della benzina, nonché la formazione della miscela e la combustione, e consente pertanto di "smagrire" la dosatura fino ad un valore di circa 16 (contro il valore stechiometrico di 14.7). Le alzate imposte in questo stadio sono relativamente piccole, adatte quindi ad una fasatura di basso regime con chiusura precoce delle valvole. Quando il regime di rotazione raggiunge un certo valore (stage-2), preimpostato nella mappatura di funzionamento della centralina di controllo, quest'ultima aziona elettronicamente una valvola a solenoide che aprendosi lascia passare dell'olio in pressione, il quale spinge un pistoncino che interconnette i due bilancieri di destra e sinistra; a questo punto, dato che la camma di destra ha dimensioni maggiori di quella di sinistra, i due bilancieri, e quindi le valvole, vengono guidati dalla sola camma destra; la fasatura imposta è più adatta ad un regime medio-elevato. Successivamente (stage-3), se la velocità angolare del motore aumenta ancora e raggiunge un secondo valore di controllo, l'olio in pressione viene inviato anche ad un secondo condotto ed anche qui spinge un pistoncino, il quale rende solidale il terzo bilanciere con i primi due; adesso il gruppo dei tre bilancieri è guidato dalla camma centrale, che ha dimensioni maggiori di tutte e pertanto impone una fasatura da alto regime, con chiusura posticipata delle valvole di aspirazione.

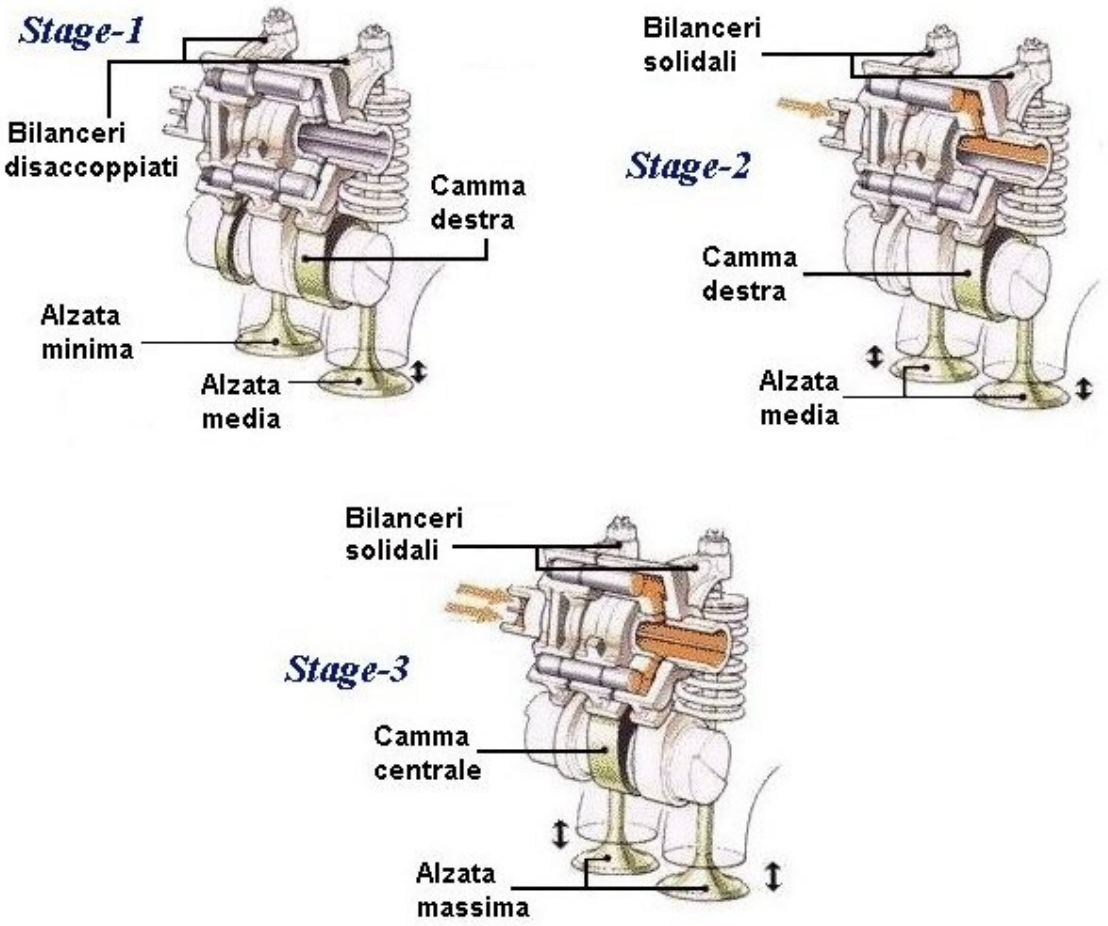


Figura 24 Sistema VTEC 3 Stages Honda

4.3.2.3 Variazione dell'angolo di calettamento dell'albero a camme

Il secondo metodo (variazione dell'angolo di calettamento dell'albero a camme), il più semplice ed economico, agisce variando l'angolo di fase dell'albero a camme delle valvole di aspirazione in base alla velocità angolare dell'albero motore; così, per esempio, ad alte velocità, l'albero a camme in questione viene ruotato "in avanti" di 60°, in modo da consentire un più precoce inizio della fase di aspirazione, per essere riportato indietro al calare della velocità angolare. La rotazione

dell'albero a camme è comandata tramite un attuatore idraulico. Con questo metodo di fasatura è possibile ovviare all'inconveniente presentato dal primo sistema e cioè variare con continuità l'istante di apertura delle valvole. A questo vantaggio si contrappongono però un paio di difetti: prima di tutto questo dispositivo di fasatura variabile non consente di variare né l'alzata né le durate dei tempi di apertura delle valvole (agisce solo sugli istanti di apertura), essendo disponibile una sola serie di camme. Pertanto ad un'apertura anticipata delle valvole di aspirazione corrisponde una chiusura anticipata dello stesso tempo. In definitiva si ha la "traslazione rigida" degli archi di alzata delle valvole (vedi Figura 25). Questo dispositivo di fasatura variabile è applicato nei sistemi **BMW VANOS** (aspirazione), **BMW Double VANOS** (aspirazione e scarico), **Porsche Variocam** (aspirazione), **Toyota VVT-i** (aspirazione) e nei motori **Fiat (Alfa) SUPER FIRE** (aspirazione), **Ford Puma 1.7 Zetec SE** (aspirazione), **Jaguar AJ-V8** (aspirazione), **Lamborghini Diablo SV** (aspirazione).

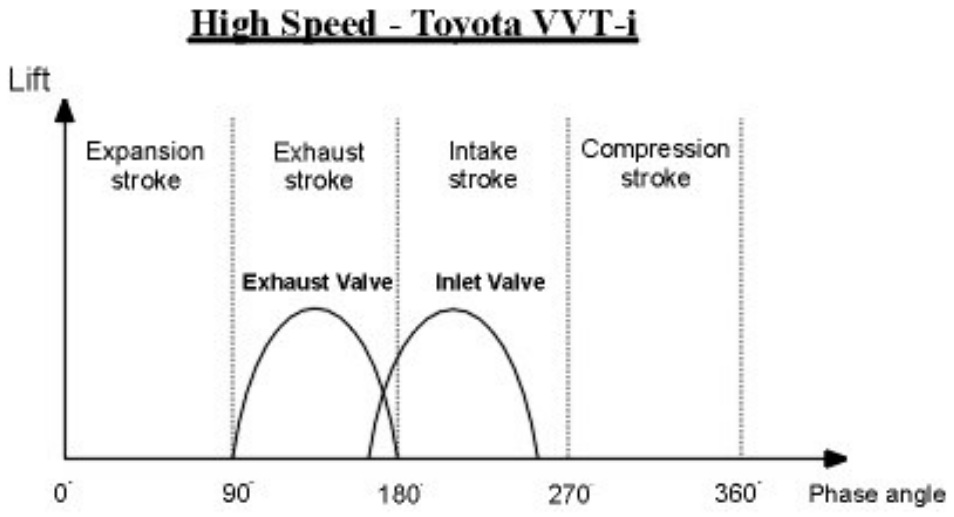


Figura 25

Attualmente solo il sistema Double Vanos progettato dalla BMW agisce sia sulle valvole di aspirazione che su quelle di scarico, riuscendo a spuntare qualcosa in più in termini di coppia.

4.3.2.4 Sistema Rover

Il terzo sistema, progettato ed unicamente applicato dalla **Rover**, agisce sull'albero a camme delle valvole di aspirazione modificandone l'angolo di fase e la velocità istantanea di rotazione. Il tutto è gestito elettronicamente da una centralina di controllo (Engine Managment System, EMS), la quale riceve dati di input da più parti del motore, ed attraverso una complessa mappatura-software individua e comanda i valori dei due parametri da modificare: anticipo e durata dell'apertura della valvola.
E' senza dubbio il sistema di fasatura variabile più completo e flessibile e presenta indiscutibili vantaggi sia rispetto al primo sistema (sostituzione dinamica delle camme) sia rispetto al secondo (variazione dell'angolo di calettamento dell'albero a camme). Al contrario del primo infatti permette di variare con continuità gli istanti di azionamento delle valvole di aspirazione, variando l'angolo di fase dell'albero a camme, ed al contrario del secondo, consente di modificare i tempi di apertura delle valvole, intervenendo sulla velocità istantanea di rotazione dell'albero a camme, non più rigidamente connessa alla velocità di rotazione dell'albero motore, modulando così la quantità di fluido in ingresso al cilindro attraverso il tempo di apertura della valvola. Un difetto di tale sistema è rappresentato dalla difficoltà nell'applicarlo a motori con configurazioni più complesse del 4 cilindri in linea: infatti, visto che ogni meccanismo serve al più due cilindri adiacenti, un motore V6 richiederebbe quattro meccanismi, così come un motore a 8 cilindri.

4.3.3 Valvole ad alzata variabile

Ordinariamente il motore ad accensione comandata viene regolato attraverso la valvola a farfalla, che chiudendosi strozza il flusso di aria risucchiato dal motore, limitandone così la quantità introdotta nel cilindro. Successivamente si ha un'ulteriore laminazione della corrente fluida nel passaggio attraverso la luce della valvola di aspirazione. Questo sistema di regolazione, nonostante la semplicità, comporta delle perdite fluidodinamiche, chiamate perdite di pompaggio (si verificano durante il ciclo di pompaggio della carica fresca), legate alle laminazioni e che possono assorbire una parte non indifferente della potenza erogata dal motore, specialmente ai bassi carichi, quando la valvola a farfalla è quasi completamente chiusa. In alternativa a tale metodo di regolazione si stanno studiando sistemi a valvole ad alzata variabile, cioè valvole la cui corsa è modulata con continuità tra un valore massimo e minimo. In tal caso la regolazione può essere effettuata attraverso il grado di apertura della valvola e la corrente fluida verrebbe strozzata solo dalle valvole di aspirazione, eliminando così la valvola a farfalla e buna parte delle perdite di pompaggio legate al suo funzionamento (area tratteggiata in Figura 26). Nonostante l'eliminazione della farfalla, tale sistema non pregiudica la formazione della miscela, in quanto (con valvola in chiusura e pistone in corsa verso il PMI) si crea ugualmente la depressione che favorisce l'evaporazione della benzina in seno alla corrente d'aria. La formazione della miscela è anche agevolata dalla turbolenza innescata durante la laminazione alla valvola di aspirazione.

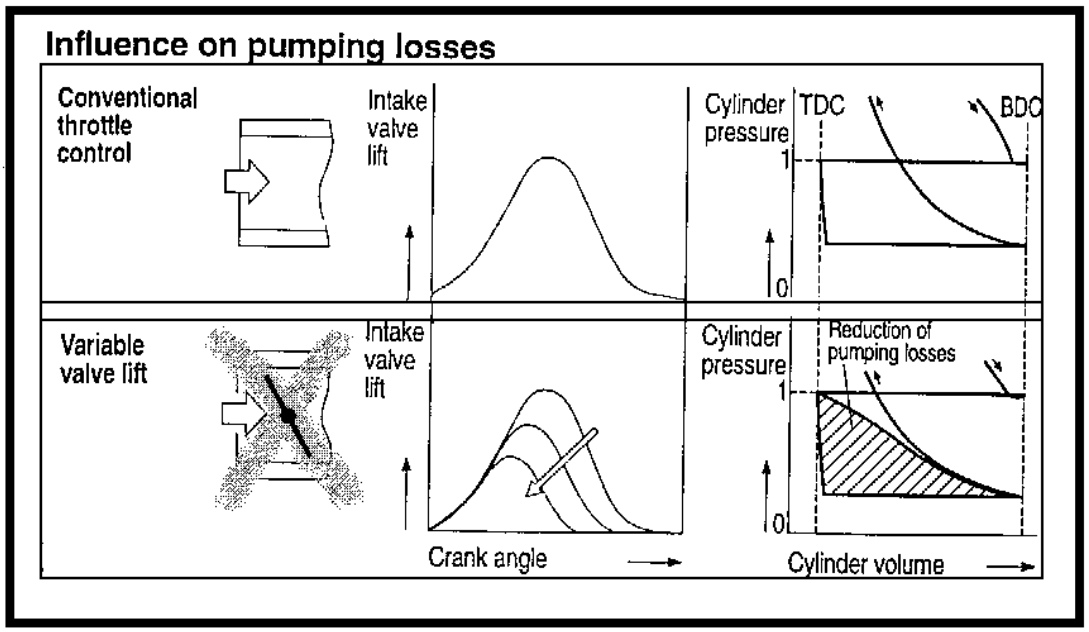


Figura 26

Un sistema di questo tipo è nato dalla cooperazione tra Bosch e Meta (vedi Figura 27). La configurazione prevede un secondo albero a camme ed un modulo di controllo. Quest'ultimo fa ruotare sia l'albero a camme principale sia l'ausiliario dello stesso angolo, ma in versi opposti, dando così luogo ad un mutuo sfasamento angolare. Il sistema varia lo sfasamento angolare dei due alberi per modulare l'alzata della valvola, e quindi la durata della sua apertura. Il modulo di controllo è sostanzialmente composto da una coppia di ruote dentate e dall'unità di azionamento, che può essere sia elettrica che meccanica; la prima in particolare è preferita perché coniuga meglio il basso costo all'elevata affidabilità. Naturalmente il modulo di controllo può essere integrato sulla testa del cilindro o montato con flangiatura su di essa. Sebbene richieda delle modificazioni nella testa dei cilindri da parte dei costruttori, il sistema di controllo ad alzata variabile non comporta l'abbandono dell'attuale consolidata tecnica automobilistica. In particolare si sposa abbastanza bene sia con le usuali centraline di

controllo (engine management system) sia con il sistema di contenimento degli inquinanti basato sul catalizzatore trivalente e sul funzionamento con dosature stechiometriche (λ=1). Studi e sperimentazioni eseguiti sul modello Bosch-Meta hanno indicato un risparmio medio di combustibile del 10%.

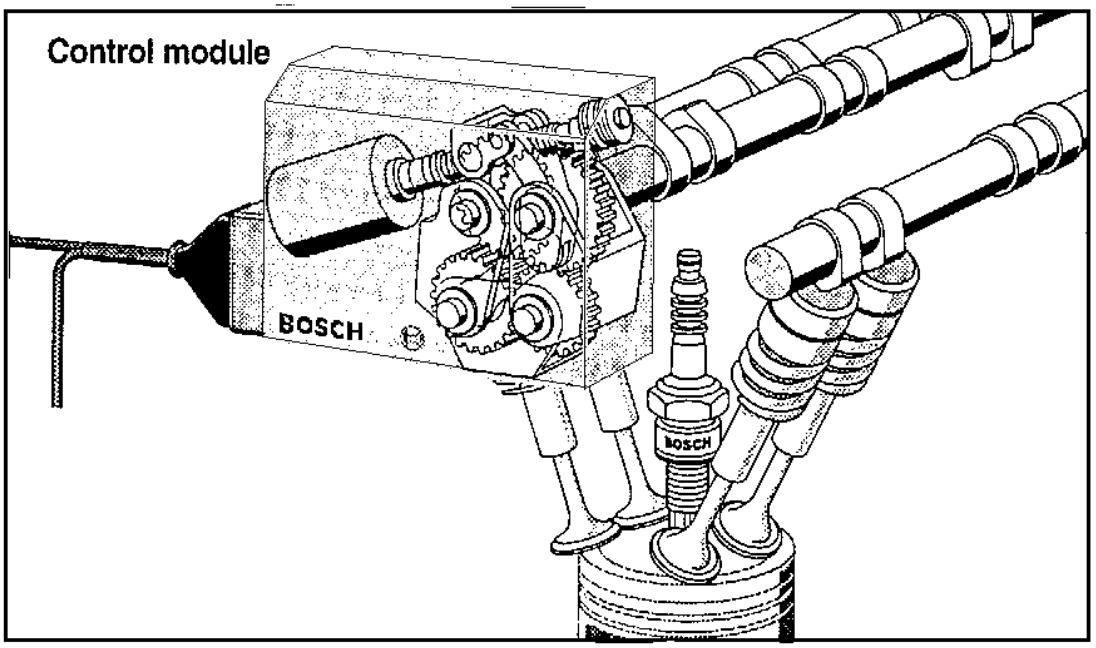


Figura 27

Attualmente esistono alcuni sistemi di distribuzione che adottano valvole ad alzata variabile congiuntamente alla fasatura variabile: per esempio i dispositivi Honda VTEC e Nissan VVL. Entrambi sono sistemi di distribuzione a fasatura variabile basati sulla sostituzione dinamica delle camme in base al regime di rotazione, e poiché le serie di camme utilizzate hanno profilo diverso fra loro, impongono anche alzate diverse.

4.3.4 Controllo elettronico delle valvole

Il potenziale di riduzione dei consumi offerto dalle tecnologie di modulazione del funzionamento delle valvole è stato ampiamente riconosciuto; lo dimostrano studi e ricerche condotti in proposito ed il fiorire di sistemi capaci di modulare fasatura e/o alzata delle valvole. Tali sistemi si regolano in funzione del regime di rotazione del motore, ma raramente lo fanno con continuità ed in ogni caso possono modificare tempi ed alzate entro un range ristretto di valori. Ultimamente è stata presa in considerazione un'altra generazione di sistemi di controllo ed azionamento delle valvole, capace di intervenire sull'intero campo di variabilità degli istanti di azionamento, tempi di apertura ed alzata delle valvole. Tali sistemi renderebbero cioè possibile definire con precisione la legge di alzata delle valvole, attraverso una flessibile gestione elettronica. Si parla allora del cosiddetto **controllo elettronico delle valvole** (EVC, Electronic Valve Control), i cui obiettivi principali sono:

1) massimizzare il riempimento del motore per ogni regime di rotazione, riducendo il consumo specifico di combustibile e conseguentemente le emissioni di gas serra ed inquinanti

2) operare in parziale o completa assenza della valvola a farfalla, riducendo drasticamente le perdite di pompaggio ed aumentando così prestazioni e rendimento del motore

3) controllare individualmente il flusso di aria ad ogni cilindro ed eventualmente interromperne l'alimentazione (motore modulare)

L'ottimizzazione del riempimento a tutti i regimi e la possibilità di indurre moti vorticosi attraverso le valvole consentirebbe anche di fare a meno degli "arricchimenti" di miscela operati in tutte quelle situazioni

in cui l'evaporazione della benzina risulta penalizzata (partenza a freddo, accelerazioni). Il secondo obiettivo offre un maggior potenziale di riduzione dei consumi di quanto non si pensi a prima vista: è chiaro infatti che aumentare il rendimento del motore eliminando buona parte delle perdite di pompaggio implica la possibilità di funzionamento del motore ad un regime "minimo" più basso e con un rendimento maggiore, e questo avrebbe sicuramente effetti positivi soprattutto quando se ne consideri l'applicazione nel traffico urbano. Il terzo obiettivo è anch'esso di fondamentale importanza, poiché consentirebbe, qualora il rendimento di un cilindro diventasse scadente per l'eccessiva parzializzazione, di interromperne l'alimentazione, e di continuare a sfruttare meglio gli altri, con ovvi vantaggi per il consumo specifico. Da non trascurare è la possibilità di sfruttare il controllo elettronico delle valvole per il ricircolo *interno* dei gas di scarico (vedi paragrafo 4.2).
Attualmente le tecnologie proposte hanno individuato due sistemi applicabili alle autovetture e capaci di spuntare costi di produzione relativamente bassi:

I - il sistema elettroidraulico (Figura 28)
II - il sistema elettromagnetico (Figura 29)

Il sistema elettroidraulico ha la capacità di raggiungere tutti e tre gli obbiettivi sopra elencati. La sua robustezza e l'intrinseca affidabilità lo rendono particolarmente adatto alla produzione in serie. Fondamentalmente il suo funzionamento si basa sull'azionamento della valvola attraverso la pressione dell'olio, esercitata a sua volta dalla camma. La centralina elettronica, in base agli input che riceve, comanda l'apertura di una valvola a solenoide, la quale in posizione aperta lascia defluire l'olio in un recipiente di riserva, interrompendo così il moto della valvola (il sistema è appunto chiamato "lost motion").

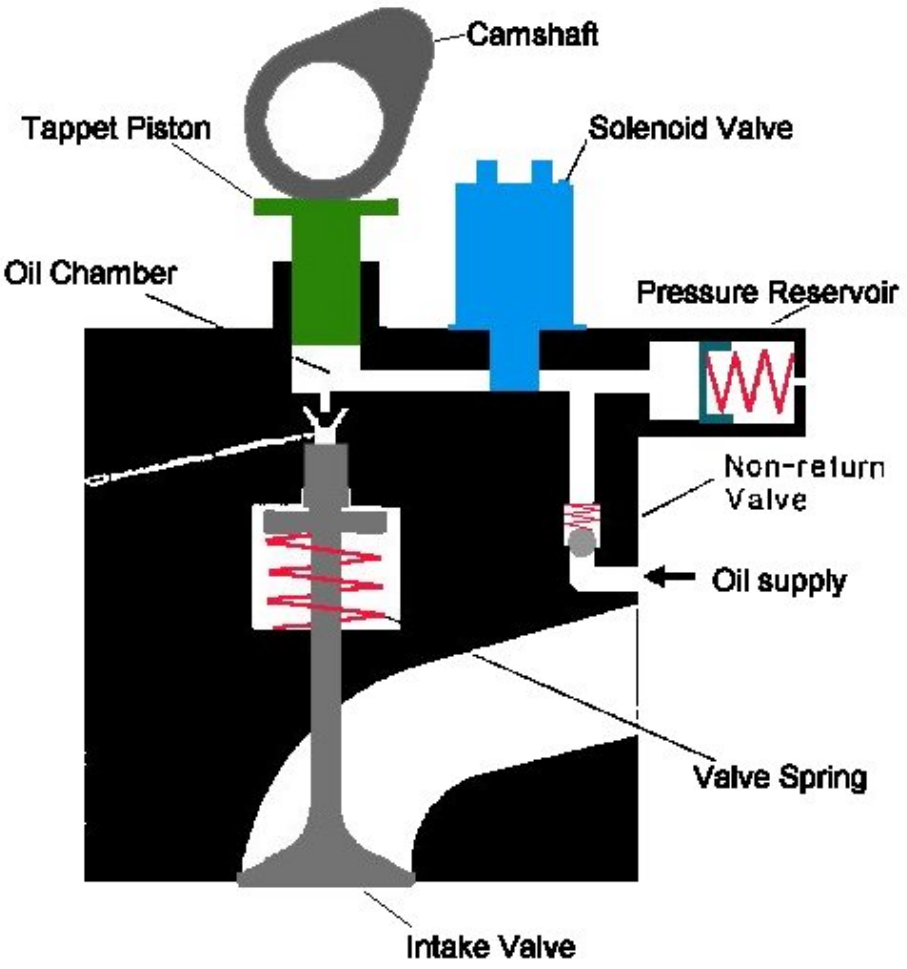


Figura 28. Sistema di comando valvola elettroidraulico

A questo punto basta giocare sull'apertura della suddetta valvola a solenoide per modulare il moto di alzata della valvola ed ottenere fasatura ed alzate variabili in un ampio range di valori. Il suo funzionamento sfrutta in pieno l'attuale tecnologia basata sul sistema albero a camme, per cui non comporta drastici cambiamenti nel design complessivo del motore.

L'unico svantaggio che soffre rispetto al sistema elettromagnetico è quello di richiedere uno sforzo a livello ingegneristico per la riprogettazione delle teste che devono accogliere il meccanismo. Da questo punto di vista il sistema elettromagnetico presenta indubbiamente il pregio di consentire un design delle teste molto semplificato e di

alleggerire il motore grazie all'eliminazione dell'albero a camme. I grossi passi avanti fatti nell'elettronica hanno incoraggiato lo sviluppo di sistemi del tipo elettromagnetico, per esempio il sistema di fasatura variabile elettromeccanica della FEV (Figura 29), che permette di operare completamente senza valvola a farfalla. Il sistema nei test eseguiti ha consentito:

- ⇨ aumento del coefficiente di riempimento
- ⇨ risparmio di combustibile fino al 15% nel ciclo FTP[4]
- ⇨ più alta coppia ai bassi regimi e conseguentemente stabilità del motore ad un "minimo" più basso
- ⇨ sostanziale miglioramento dell'efficienza del motore nei transitori
- ⇨ riduzione delle emissioni nocive dal 5 al 10% per gli HC e dal 40 al 60% per NO_X
- ⇨ riduzione delle emissioni di HC anche in partenza a freddo ed accelerazioni

Come si vede in Figura 29, il sistema di fasatura elettromagnetico (ovvero elettromeccanico) è composto da una valvola a stelo fissata ad un piattello a sua volta mosso dall'azione di un campo elettromagnetico generato dall'elettromagnete. L'attuatore elettromagnetico è capace di aprire e chiudere la valvola in tempi brevissimi (all'incirca 3ms), consentendo così al motore di raggiungere velocità di rotazione di 6000 giri al minuto. Dalla Figura 30 si nota il guadagno in prestazioni di un motore equipaggiato col sistema EMV rispetto ad un ordinario motore a quattro valvole e farfalla. La drastica diminuzione delle perdite di pompaggio fa sentire i suoi effetti soprattutto ai bassi regimi, dove il sistema EMV spunta un 30% di p_{me} in più.

[4] Federal Test Procedure (USA)

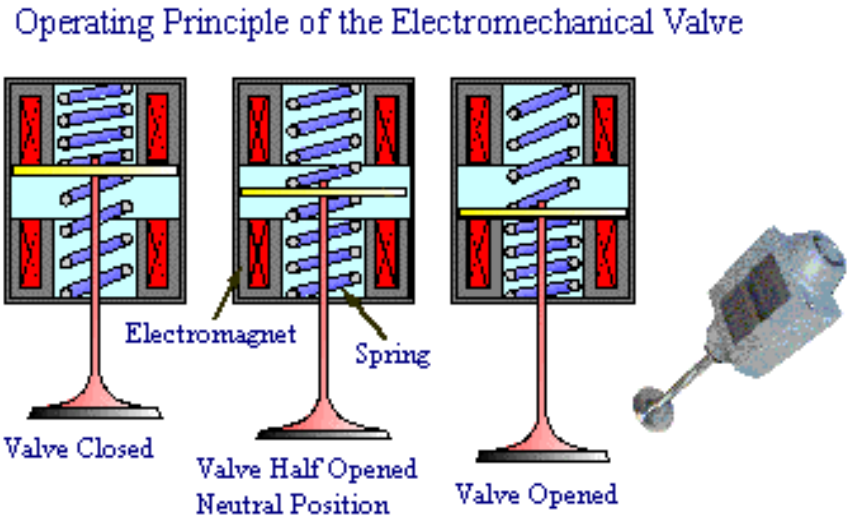


Figura 29. Schema di valvola elettromeccanica

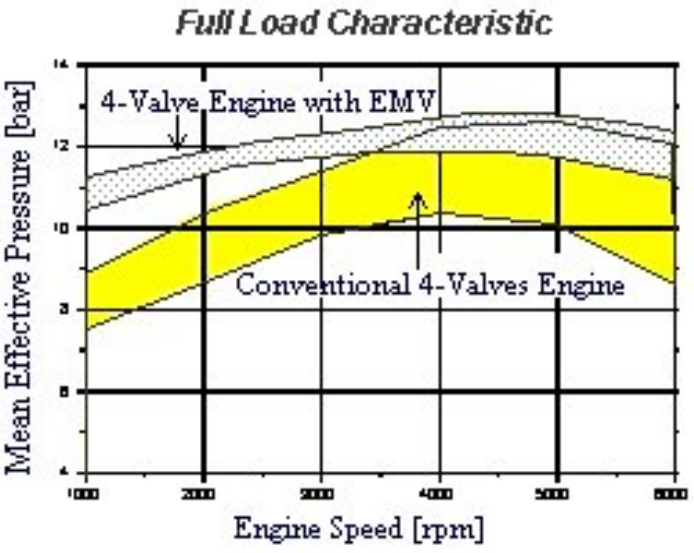


Figura 30

Attualmente Acura, Mercedes-Benz e Nissan hanno introdotto sistemi di fasatura controllati elettroidraulicamente. Si tratta comunque di sistemi che non raggiungono gli stessi livelli di flessibilità della valvola elettromagnetica FEV. Il sistema Nissan, NVTCS, prevede un meccanismo idraulico capace di modificare l'angolo di fase dell'albero a

camme delle valvole di aspirazione (analogo al sistema di variazione dell'angolo di calettamento dell'albero a camme), attuando una chiusura anticipata per i bassi regimi ed una chiusura più tardiva per i regimi più alti: la prima strategia consente minori perdite di pompaggio e conseguentemente un "minimo" più basso e stabile, la seconda interviene migliorando il ricambio di carica a beneficio delle prestazioni. Col sistema elettroidraulico NVTCS l'unità di controllo elettronica, che riceve dati sulla portata d'aria aspirata dal motore, sulla temperatura del refrigerante, il regime di rotazione e la posizione della farfalla, aziona una valvola a solenoide la quale regola la pressione di un lubrificante che spinge longitudinalmente l'albero a camme; questo, ingranando con una ruota elicoidale, ruota a sua volta su se stesso. Quando la valvola a solenoide è azionata l'incrocio delle fasi aumenta (passa da 8° a 28°). Il meccanismo Mercedes-Benz è sostanzialmente uguale. Entrambi i sistemi sono poco elastici, consentendo solo due posizioni angolari all'albero a camme.

4.4 La gestione elettronica del motore

L'elettronica sta rivoluzionando il mercato delle moderne autovetture ed in particolar modo la gestione ed il controllo del motore. Centraline sempre più complesse soprassiedono ad un numero crescente di attività fondamentali per il funzionamento del motore, ricevendo molteplici dati in ingresso (inputs, come velocità di rotazione del motore, temperatura e pressione esterna, portata di aria nel condotto di aspirazione, temperatura del liquido di raffreddamento, carico al motore, etc...) che vengono elaborati attraverso dei software forniti dalle case costruttrici e che consentono al sistema di gestione elettronico di determinare i valori ottimali di alcuni parametri (anticipo dell'accensione, fasatura, dosatura, etc.), la cui modifica implica dei segnali in uscita (outputs) diretti ad

altre unità elettroniche. Per assecondare le nuove esigenze di consumo e di inquinamento sono state progettate nuove centraline capaci di dialogare con altri sottosistemi elettronici della vettura. La centralina "Motronic ME7" è un esempio delle nuove unità di controllo: è perfettamente compatibile con il sistema di guida "drive by wire" e possiede una vastissima raccolta di dati in base ai quali in ogni condizione di moto ed in un tempo brevissimo (pochi millisecondi) determina i valori ottimali di anticipo dell'accensione, quantità di combustibile da iniettare (tempo di iniezione), ed apertura della valvola a farfalla.

4.5 Raffreddamento del motore più efficiente

Il sistema di raffreddamento ordinario di un autovettura è progettato per assicurare la sottrazione di una adeguata quantità di calore dal motore ai massimi regimi in modo da mantenere costante la temperatura. Il sistema di raffreddamento entra in funzione fin dall'avviamento del motore, quando questo è ancora "freddo", il ché comporta qualche inconveniente poiché:

- il motore impiega un tempo maggiore per raggiungere la temperatura ottimale di funzionamento (prossima a quella massima di progetto del sistema di raffreddamento)
- le perdite per attrito sono tanto maggiori quanto più bassa è la temperatura degli organi in moto, per cui a motore freddo si ha un peggiore rendimento organico
- si utilizza parte della potenza erogata dal motore per l'azionamento della pompa di circolazione del liquido

Il periodo di riscaldamento del motore è molto importante; in questo lasso di tempo le prestazioni non sono ottimali e la bassa temperatura sia del collettore di aspirazione sia del cilindro non favoriscono un'adeguata evaporazione della benzina, che tende a depositarsi sulle superfici, incrementando le emissioni di idrocarburi incombusti HC; la miscela risulterebbe allora troppo povera se non si praticasse un arricchimento, il che, oltre ad un consumo specifico maggiore, comporta un ulteriore aumento di HC e CO allo scarico. Un sistema di raffreddamento ideale dovrebbe entrare in funzione solo quando necessario per tenere la temperatura del motore il più possibile vicina a quella massima di funzionamento. Un ulteriore passo avanti è l'adozione di due circuiti di raffreddamento separati, uno dedicato al blocco motore e l'altro alla testa dei cilindri. In tal modo si potrebbe operare un raffreddamento differenziato del blocco motore e delle teste, mantenendo il primo ad una temperatura mediamente più elevata a vantaggio della formazione della miscela e dell'efficienza del motore (minori perdite per attrito), e le seconde un po' più "fredde", onde prevenire la tendenza alla detonazione, deterioramenti dei materiali e del riempimento. Test condotti al Centro Ricerche Fiat hanno mostrato un risparmio di carburante complessivo del 5%, soprattutto grazie al dimezzamento del tempo di riscaldamento del motore (fase di arricchimento più breve).

4.6 Il motore ad accensione comandata

L'attuale tecnologia, per quanto riguarda i motori ad accensione comandata, si è assestata sulla produzione di autovetture dotate di un motore ad iniezione *indiretta e discontinua* di combustibile nel collettore di aspirazione in prossimità della valvola omonima (vedi Figura 32): il sistema è noto col nome di iniezione multi-point, e l'iniezione del combustibile nei vari cilindri può essere simultanea o sequenziale. Per

non superare i limiti imposti dalla legge alle emissioni di sostanze tossiche, le vetture sono equipaggiate con un catalizzatore trivalente in grado di abbattere gli idrocarburi incombusti (HC), gli ossidi di azoto (NO_X) ed il monossido di carbonio (CO) con una certa efficacia (90% per HC e CO, 70% per NO_X). Affinché il catalizzatore trivalente funzioni bene è necessario che la miscela aria-benzina abbia una dosatura α (rapporto tra la massa d'aria e la massa di combustibile) circa uguale a quella stechiometrica α_{st}=14.7; a questo proposito il sistema di abbattimento degli inquinanti con catalizzatore trivalente comprende una sonda sensibile alla concentrazione di ossigeno nei fumi di scarico, e quindi capace di misurare l'eccesso di ossigeno nella miscela originaria; in definitiva questa sonda misura la dosatura α, ovvero il coefficiente d'eccesso d'aria (o eccesso d'aria) $\lambda=\alpha/\alpha_{st}$ (da cui il nome *sonda l*). Le informazioni raccolte dalla sonda λ assieme a quelle provenienti dal misuratore di portata d'aria aspirata dal motore (debimetro) servono alla centralina elettronica che, seguendo complesse mappature software comanda il tempo di iniezione (e quindi la quantità di combustibile iniettata), mantenendo così la dosatura della carica in un range di valori molto prossimo a quello stechiometrico (Figura 31).

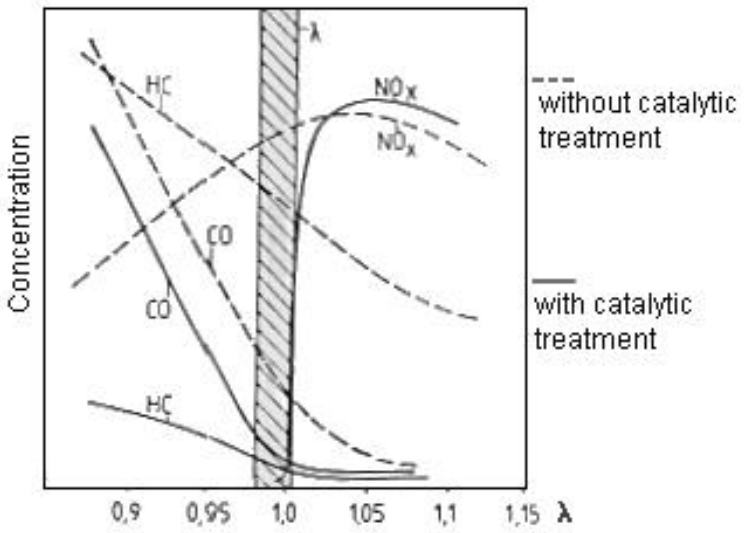


Figura 31

Nel caso di iniezione multi-point vi è un iniettore di benzina per ogni cilindro, posizionato sul condotto di aspirazione in prossimità della valvola (vedi Figura 32).

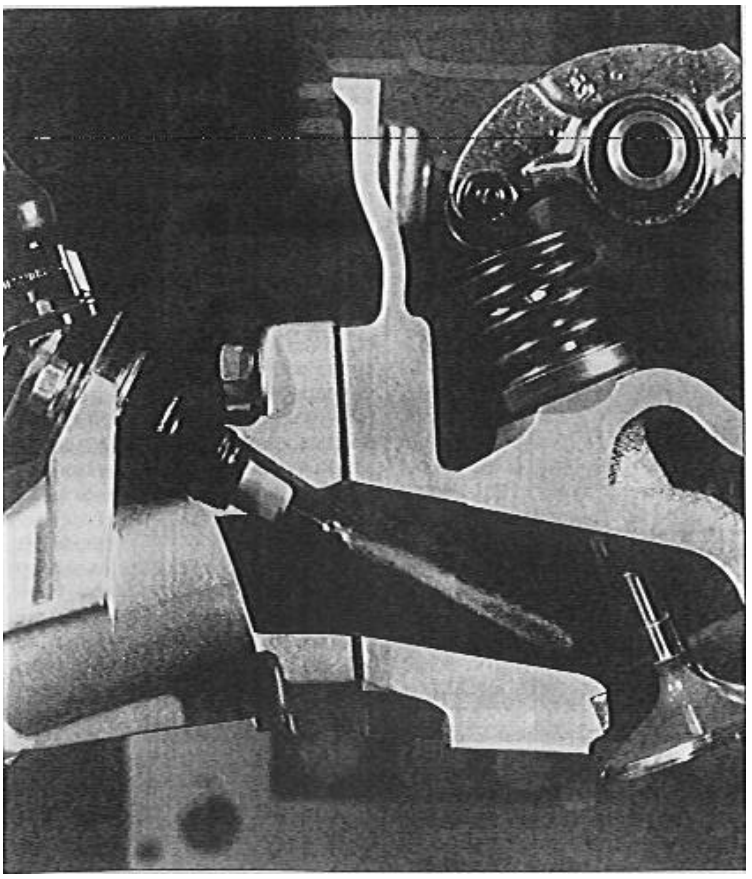


Figura 32. Iniezione multi-point

Se il sistema è single-point vi è un unico iniettore, per tutti i cilindri, posto nel tratto comune del condotto di aspirazione, per cui la formazione della miscela è più scadente (non vi è un ottimale tempismo dell'iniezione prima dell'apertura della valvola, per cui la miscela trascorre del tempo nel collettore di aspirazione a valvola chiusa) ed il controllo sulla dosatura è meno preciso. Nel sistema multi-point la benzina viene iniettata in seno alla corrente d'aria spesso in modo da raggiungere la valvola, che essendo a più alta temperatura accelera il

processo di evaporazione della benzina; la forte turbolenza, soprattutto nel passaggio della miscela attraverso la luce di ammissione al cilindro, produce un energico mescolamento della carica che pertanto viene ad essere pressoché omogenea, cioè possiede mediamente lo stesso valore di dosatura in tutti i punti. Le autovetture a benzina di nuova fabbricazione sono tutte equipaggiate con catalizzatore e sonda λ e sono pertanto capaci di tenere il livello di sostanze tossiche emesse sotto i limiti imposti dal legislatore, funzionando a dosatura pressoché stechiometrica (λ=1) ed omogenea.

In realtà esistono dei transitori durante i quali la miscela viene opportunamente arricchita: si tratta del transitorio di riscaldamento del motore, in cui la bassa temperatura non produce l'evaporazione desiderata, e dei transitori di accelerazione, in cui l'improvvisa apertura della valvola a farfalla fa diminuire la depressione nel collettore di aspirazione e pertanto parte della benzina precipita sulle pareti del condotto, impoverendo così la miscela. Il depositarsi della miscela sulle pareti del condotto ed all'interno del cilindro in questi transitori compromette gravemente le emissioni, soprattutto di idrocarburi incombusti HC. Si valuta che il perfezionamento del *sistema iniezione indiretta-catalizzatore trivalente-dosatura stechiometrica* offra un potenziale di riduzione dei consumi intorno al 2-3%. Un ulteriore passo avanti nel risparmio di combustibile (5%) è possibile attraverso la riduzione delle perdite per attrito.

4.7 Il concetto di combustione povera

La formazione della miscela carburata è quella fase del funzionamento del motore ad accensione comandata (Spark Ignited, SI) in cui il combustibile viene in contatto con l'aria aspirata, si mescola ad essa e per via della sua volatilità evapora, formando appunto una miscela di

aria e benzina. Le proprietà della miscela influenzano fortemente il processo di combustione e quindi le emissioni. Queste ultime dipendono da molti fattori, alcuni concernenti la struttura del motore, altri riguardanti parametri relativi al suo funzionamento. Tra tutti è di rilevante importanza la dosatura della miscela aria-benzina, rapporto tra la massa d'aria e la massa del combustibile nella miscela aspirata. Il biossido di carbonio contenuto nei gas di scarico è il prodotto della reazione del carbonio dell'idrocarburo con l'ossigeno. Dunque è naturale pensare che all'aumentare della quantità di benzina da bruciare, aumenti anche il biossido di carbonio allo scarico. Ed infatti l'andamento del tenore di CO_2 nei fumi è decrescente all'aumentare della dosatura, ma solo per miscele povere ($\lambda>1$), mentre nel campo delle miscele ricche ($\lambda<1$) la tendenza si inverte (e ciò perché in difetto di ossigeno non tutto il carbonio del combustibile reagisce a CO_2); pertanto le emissioni di anidride carbonica raggiungono il massimo per miscele stechiometriche ($\lambda=1$, vedi Figura 33).

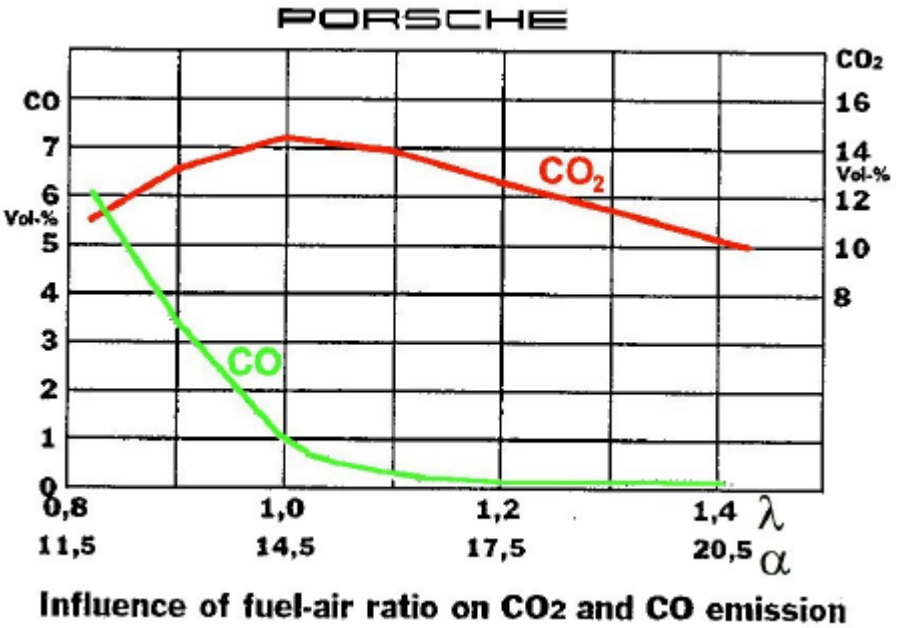


Figura 33

All'aumentare della dosatura anche le emissioni inquinanti subiscono una consistente diminuzione (soprattutto NO_X e CO): infatti, in eccesso di ossigeno è più difficile che del carbonio non reagisca completamente fino a CO_2, per cui si ha minore formazione di CO; inoltre l'eccesso di aria mantiene mediamente più bassa la temperatura durante combustione, il che rallenta la formazione di NO_X e di CO (ad alte temperature avviene la dissociazione della CO_2 in O+CO).

Per quanto riguarda gli idrocarburi incombusti (HC), al diminuire del tenore di benzina nella miscela diminuisce anche la percentuale di idrocarburi che non hanno reagito durante la combustione; se però la miscela diventa troppo povera può capitare un incremento degli incombusti legato al fatto che la reazione dell'idrocarburo è incompleta quando questo non ha una sufficiente concentrazione. In definitiva la combustione di una miscela più povera comporta una diminuzione sia di consumo di carburante sia di emissioni inquinanti (vedi Figura 34) e non.

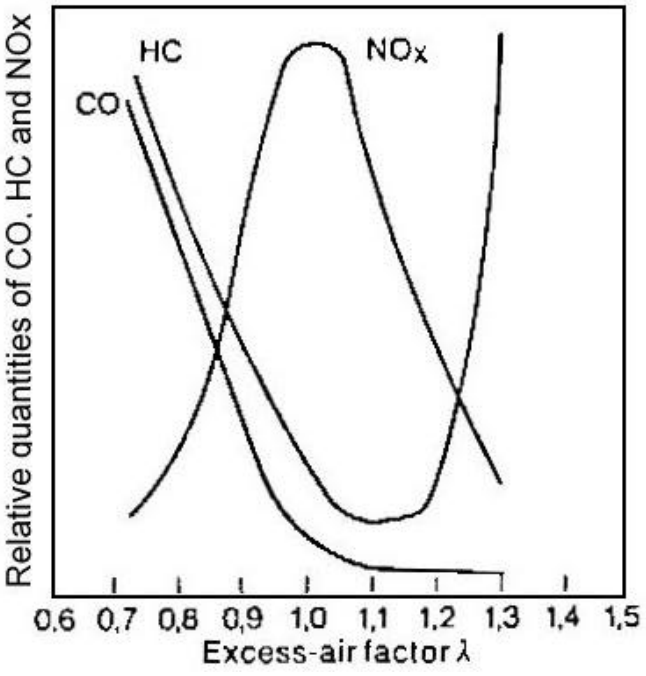


Figura 34

Le normative antinquinamento sempre più severe impongono un sostanziale miglioramento del processo di combustione e trasformazione dell'energia, da cui l'obbiettivo del motore ad accensione comandata capace di funzionare con miscele povere (o *magre*) ovvero di realizzare una combustione povera (*lean burn engine*).

4.8 La carica stratificata

Affinché la scintilla scoccata dalla candela inneschi la combustione è necessario che la miscela si trovi in determinate condizioni di temperatura e dosatura (a partire da λ=1.25 la miscela non si accende più); però effettivamente quelle che contano ai fini dell'accensione sono le condizioni della miscela che "vede" la candela, ovvero la miscela in prossimità degli elettrodi; se questa ha una dosatura sufficientemente ricca, quando scocca la scintilla si innesca la combustione e si genera un fronte di fiamma che progressivamente investe tutti i punti della camera di combustione producendo un forte incremento della temperatura (e quindi della pressione, vista la modesta variazione di volume della suddetta camera quando il pistone si trova in uno dei punti morti) che innesca la combustione del resto della miscela; si può allora pensare ad una miscela ricca (λ 1) in prossimità degli elettrodi della candela, sì da accendersi allo scoccare della scintilla, ma globalmente povera, che permetta quindi di diminuire contemporaneamente consumi ed emissioni: si passa dunque dal concetto di carica omogenea a quello di *carica stratificata.* Alimentare il motore con carica stratificata comporta la possibilità di regolare il motore ad accensione comandata non più *per quantità,* ma *per qualità*: con la prima si agisce sulla quantità d'aria aspirata dal motore strozzando tramite la valvola a farfalla (da qui le grosse perdite di pompaggio tipiche del motore SI) e dosando poi

l'opportuna quantità di combustibile per raggiungere la dosatura stechiometrica; con la seconda si opera direttamente sulla quantità di combustibile che brucerà nel cilindro, che sarà tanto minore della quantità stechiometrica quanto più basso è il carico al motore, potendo adottare miscele globalmente povere (λ>1), la cui accensione è assicurata dalla presenza di una nuvola di miscela ricca nel punto in cui scocca la scintilla.

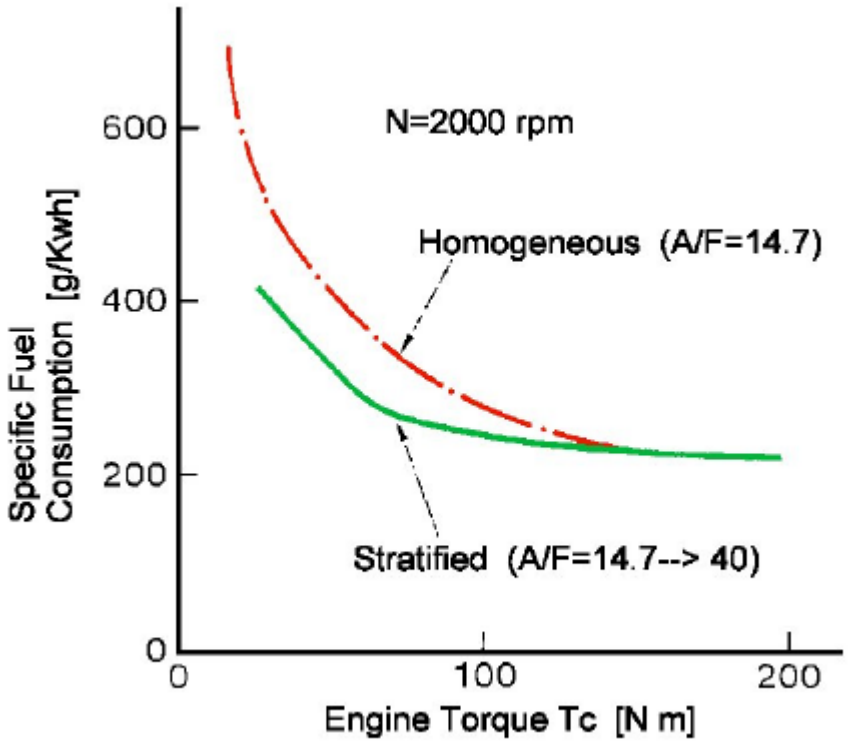


Figura 35

Risulta chiaro allora il vantaggio che se ne ricava in termini di risparmio di carburante e di abbattimento delle emissioni (inquinanti e non), vantaggio più evidente al diminuire del carico. Infatti in condizioni di massimo carico la miscela deve essere omogenea e ricca (α=12÷13), per sviluppare la massima potenza, per cui il funzionamento del motore a

carica stratificata ed a carica omogenea è pressoché uguale in condizioni prossime al pieno carico (vedi Figura 35).

4.8.1 Caratteristiche fluidodinamiche

Si consideri ora un motore ad accensione comandata con iniezione indiretta di benzina: in certe condizioni di funzionamento, parte del combustibile trasportato dalla corrente d'aria si deposita sulle pareti del condotto; tale strato di combustibile liquido causa un forte incremento di idrocarburi incombusti HC allo scarico (quindi maggiore inquinamento e scarso utilizzo del carburante). Il fenomeno si presenta soprattutto durante la cosiddetta partenza a freddo, il relativo transitorio di riscaldamento del motore (la bassa temperatura ostacola l'evaporazione della benzina che pertanto precipita) e le accelerazioni.
Un buon sistema di alimentazione a carica stratificata deve pertanto possedere i seguenti requisiti:

- Somministrazione della benzina in vicinanza del cilindro affinché la stessa non compia lunghi percorsi, col rischio di depositarsi sulle pareti del condotto. Il sistema di alimentazione ad iniezione multi-point sequenziale nel condotto di aspirazione (Port Fuel Injected, PFI) risponde bene a questa necessità, mentre il sistema a carburatore, ormai quasi del tutto soppiantato, richiede complicate lavorazioni per sopperire al problema.
- Iniezione veloce ed a pressione sufficientemente elevata ad assicurare una buona nebulizzazione, perché, vista la vicinanza al cilindro, il tempo disponibile per una buona evaporazione della benzina è limitato.

- Forma dello spruzzo di benzina adeguata ad evitare l'urto con le pareti del condotto.
- Sistema di movimentazione del flusso di aria in grado di portare una nuvola di miscela ricca in vicinanza della candela.

Il requisito fondamentale di un motore a carica stratificata è la capacità di realizzare un moto della corrente fluida tale da spingere la miscela "ricca" nella parte superiore della camera di combustione, dove si trovano gli elettrodi della candela. A tal proposito si possono distinguere due tipologie di flusso all'interno del cilindro (vedi Figura 36): il moto di avvolgimento (*tumble*), in cui il flusso compie una rotazione attorno ad un'asse ideale perpendicolare all'asse del cilindro, ed il moto vorticoso (*swirl*), in cui la rotazione avviene attorno all'asse del cilindro.

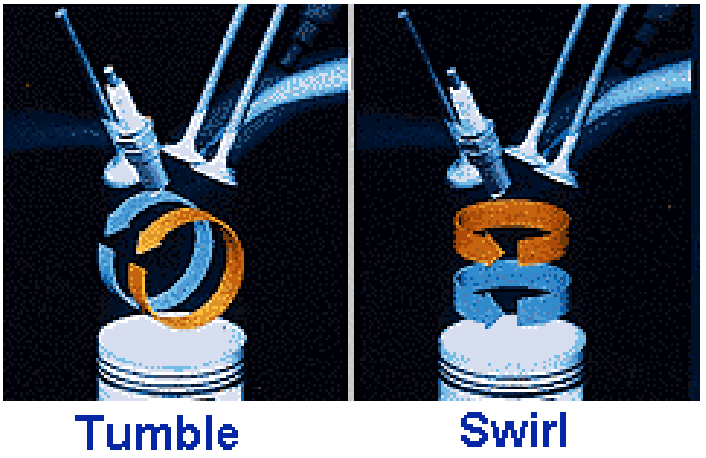


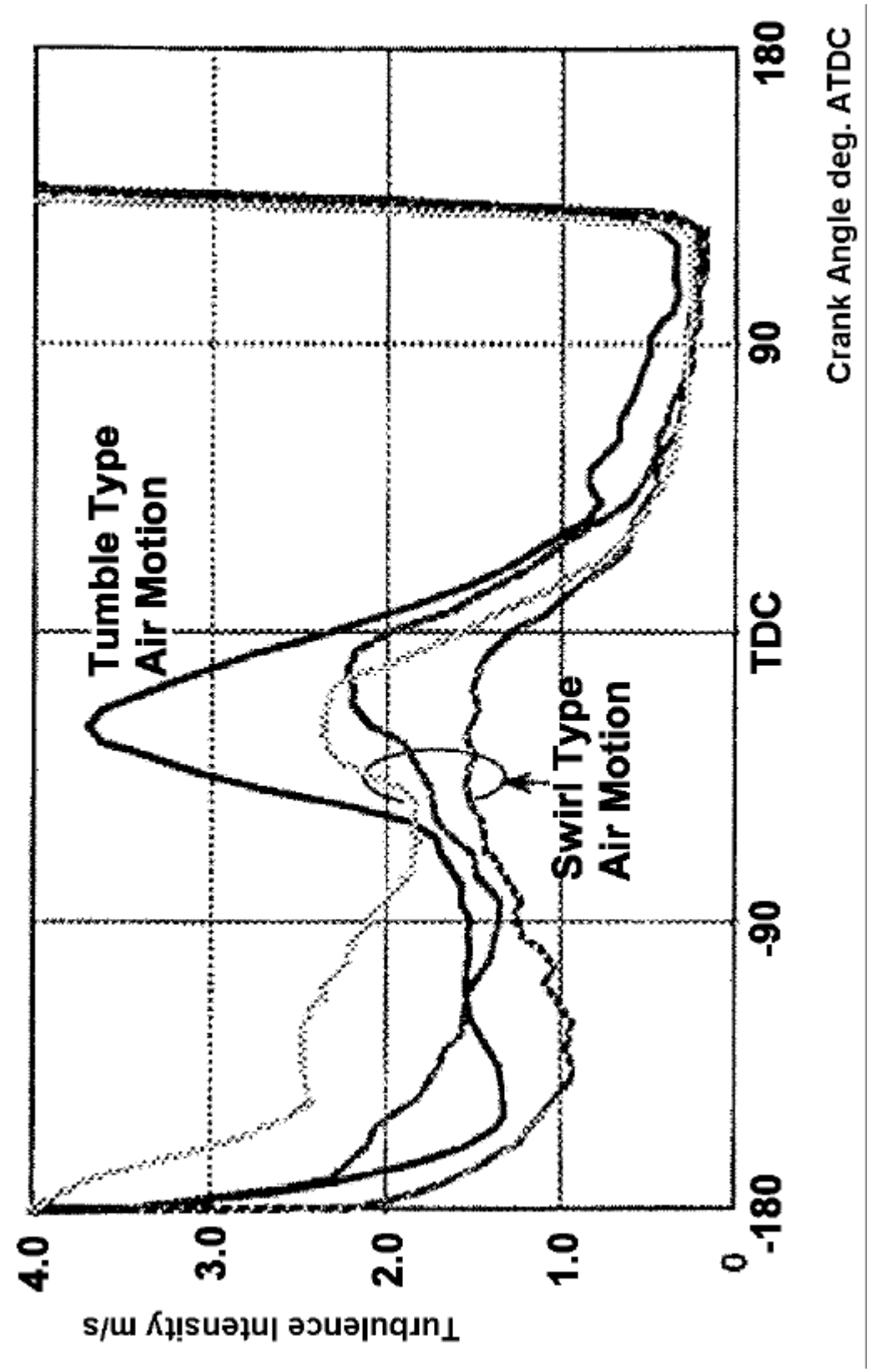
Figura 36

I due tipi di movimento hanno influenze diverse sulla formazione della miscela e sul processo di combustione. In ogni caso la turbolenza innescata da un efficace moto della miscela gioca un ruolo chiave sia nella velocità di combustione, soprattutto nelle situazioni in cui la combustione procede lentamente (e cioè nel caso di combustione di

miscela magra o motore freddo), sia sulla tendenza alla detonazione, consentendo di adottare rapporti di compressione più elevati, o anticipi maggiori, entrambi capaci di migliorare il consumo specifico.

L'effetto *tumble* può essere generato attraverso un opportuno disegno dei collettori di aspirazione ed un'adeguata disposizione delle valvole. In molti dei normali motori PFI oggi in uso è presente un certo *tumble* per via della forma dei condotti, ma oltre ad essere di intensità insufficiente, esso da solo non basta ad assicurare buona stabilità al processo di combustione povera. L'effetto *swirl* può essere indotto sia adottando differenti alzate delle valvole di aspirazione, obbligando così la maggior parte del flusso a passare per la valvola più aperta, sia attraverso l'utilizzo di una particolare valvola a farfalla, capace di occludere porzioni variabili dell'area di passaggio della corrente fluida; questa particolare valvola a farfalla può essere orientata in diverse posizioni, provocando così svariate combinazioni di effetto *tumble* e *swirl* (operando tramite valvola a farfalla risulta però impossibile indurre lo *swirl* in condizioni di piena ammissione, perché la farfalla è completamente aperta). Per quanto riguarda la turbolenza innescata dai due tipi di moto, l'effetto *tumble* risulta essere il più proficuo (vedi Figura 37), in quanto il singolo vortice, dopo la prima metà della corsa di compressione, si infrange dando luogo a diversi piccoli moti simili, che creano un efficace rimescolamento in prossimità del PMS, accelerando così la cinetica della combustione e consentendo dunque una combustione più regolare, con minori emissioni di idrocarburi incombusti (specialmente a motore freddo). Questa caratteristica non è stata osservata nel moto di *swirl*, il quale procede pressoché immutato fino al termine della corsa di compressione.

Figura 37


Turbulence Intensity m/s
4.0
3.0
2.0
1.0
0
-180
-90
TDC
90
180
Crank Angle deg. ATDC
Tumble Type
Air Motion
Swirl Type
Air Motion

Oltre al fattore turbolenza c'è da considerare un altro parametro d'interesse nella valutazione dei due moti, e cioè la variazione del flusso medio ciclo dopo ciclo (Cycle-By-Cycle Variations, ovvero CBCV) che è una misura della instabilità di funzionamento del motore. Anche qui i due tipi di flusso si comportano differentemente: il moto di *swirl* conferisce al flusso maggiore stabilità del *tumble*, per cui quando questo da solo non assicura una combustione povera e stabile risulta necessaria una opportuna combinazione dei due moti.
Altre ricerche effettuate in Giappone hanno messo in evidenza gli effetti sulla combustione e sulla dosatura della carica per flussi con diverse componenti (fattori) di *swirl* e *tumble*. Principalmente sono stati realizzati i quattro flussi:

(a) basso tumble e medio swirl
(b) medio tumble ed alto swirl
(c) medio tumble e medio swirl
(d) puro tumble

Per ognuno di questi flussi sono state adottate due strategie di iniezione: in un caso il combustibile è stato iniettato al termine della corsa di scarico, prima che la valvola di aspirazione si aprisse, nell'altro l'iniezione è avvenuta a 60° di manovella dopo il punto morto superiore, e cioè durante l'aspirazione, a valvola aperta. Nel primo caso la benzina appena iniettata sostava per un certo tempo vicino la valvola di aspirazione per essere successivamente risucchiata durante la imminente corsa di aspirazione. I risultati sono riassunti nella Tabella 2. Come si nota, quando l'iniezione è stata effettuata durante l'aspirazione, il comportamento del combustibile è cambiato a seconda del tipo di flusso.

Tipo di flusso	Iniezione prima dell'apertura della valvola	Iniezione in aspirazione (60° DPMS[5])
a) basso tumble e medio swirl	Il combustibile tende a stare nella metà inferiore del cilindro da seconda metà aspirazione a fine compressione	Il combustibile tende a stare nella metà superiore del cilindro dall'iniezione a fine compressione
b) medio tumble ed alto swirl	Il combustibile si diffonde uniformemente in tutto il cilindro	Il combustibile si diffonde uniformemente in tutto il cilindro durante la compressione
c) medio tumble e medio swirl	Il combustibile tende a stare nella metà inferiore del cilindro da seconda metà aspirazione a prima metà compressione	Il combustibile tende a stare nella metà superiore del cilindro nella prima metà compressione e si diffonde uniformemente nella seconda metà compressione
d) puro tumble	Il combustibile si diffonde uniformemente in tutto il cilindro	Il combustibile ruota seguendo il tumble e l'accensione deve avvenire quando si trova vicino la candela

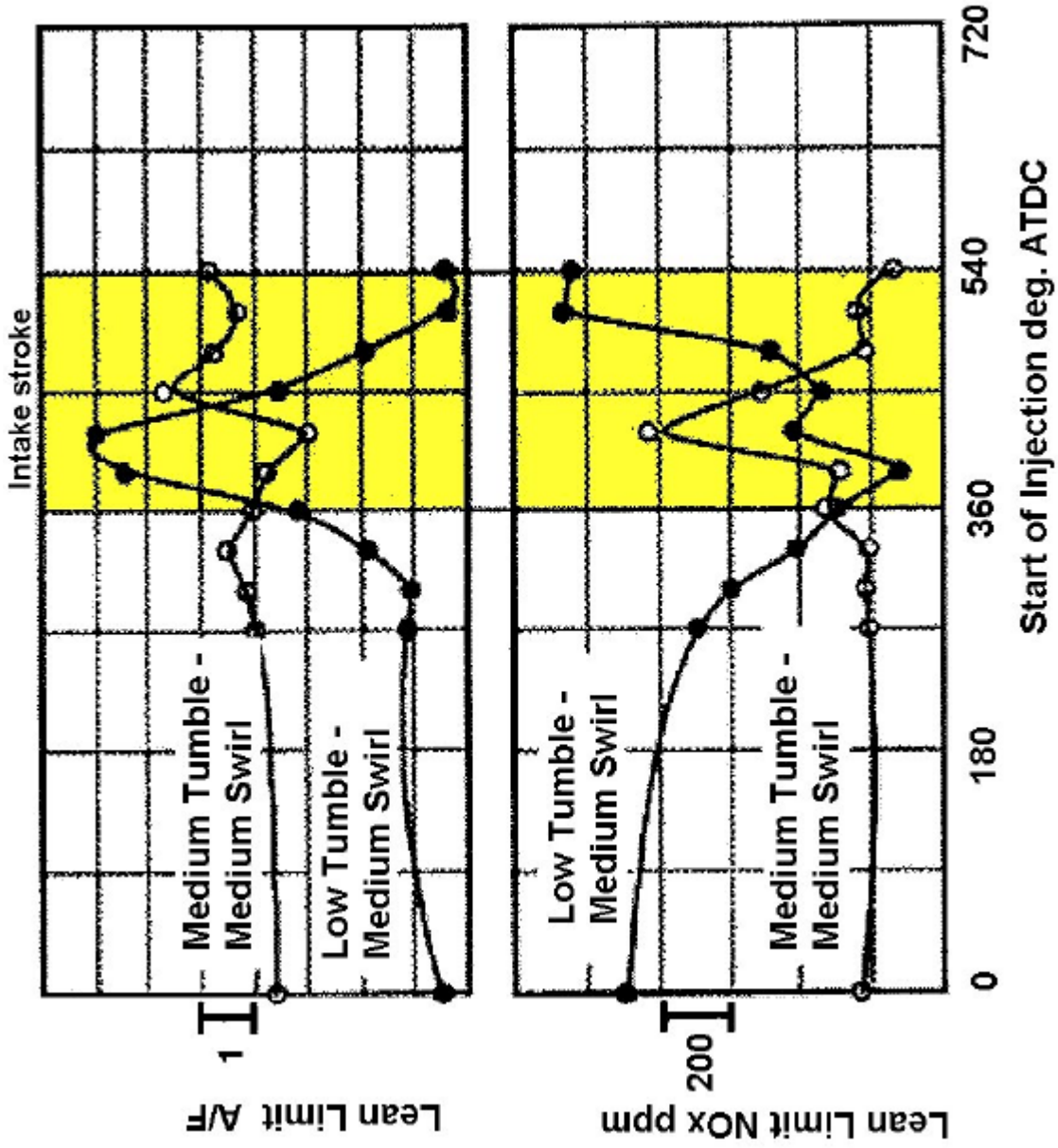
Tabella 2

I risultati mostrano chiaramente che, a seconda del tipo di flusso indotto e della strategia di iniezione adottata, è possibile posizionare una nuvola di miscela ricca in prossimità della candela e nell'istante in cui deve

[5] Dopo il Punto Morto Superiore

avvenire l'accensione (circa al punto morto superiore). In particolare l'iniezione a valvola ancora chiusa non ha dato buoni frutti, il combustibile tendeva a rimanere nella metà inferiore del cilindro, o al limite a diffondersi omogeneamente; l'iniezione in aspirazione invece ha mostrato che è possibile realizzare una stratificazione della carica se si induce un flusso di tipo (a), cioè con basso *tumble* e medio *swirl*, o di tipo (c), con medio *tumble* e medio *swirl*. Lo studio continua relativamente a questi due flussi osservando l'influenza esercitata dallo spostamento dell'istante di iniezione sul valore *limite dell'eccesso d'aria* λ e sulle emissioni di NO_X (vedi Figura 38). Si vede che spostando l'istante di iniezione si riesce ad incrementare la dosatura della miscela con combustione stabile e a diminuire gli NO_X allo scarico, operando un'alimentazione con flusso di tipo (a); in tal caso si osserva anche che spostando l'iniezione fuori dal campo della corsa di aspirazione, la miscela fornita al cilindro deve essere molto ricca (ciò in conseguenza del fatto che si crea un addensamento di miscela povera sulla candela) e le emissioni di ossidi di azoto peggiorano notevolmente. Per quanto riguarda invece il flusso di tipo (c), sembra che lo spostamento dell'istante di iniezione non provochi cambiamenti determinanti sulla dosatura limite, mentre le emissioni di NO_X si mantengono basse per un ampio range esterno alla fase di aspirazione.

Figura 38



4.8.2 L'importanza della nebulizzazione

Come già detto quando il motore è freddo, l'aria aspirata non viene sufficientemente riscaldata e la miscela stenta a formarsi per via della scarsa evaporazione della benzina. In tale condizione buona parte del

combustibile tende a depositarsi sulle pareti del collettore, impoverendo la miscela, il che provoca una combustione scadente con i conseguenti due effetti:

1) maggiori emissioni di idrocarburi incombusti
2) minore potenza

Se poi a motore freddo si apre rapidamente la valvola a farfalla (accelerazione), l'improvvisa diminuzione della depressione nel collettore di ammissione provoca un ulteriore deposito di combustibile sulle pareti del condotto per cui l'impoverimento della miscela viene amplificato e ciò può portare al verificarsi di mancate accensioni. Tutto questo conduce al peggioramento della guidabilità ed alla necessità di arricchire appositamente la miscela quando il motore è freddo, innalzando sia consumi che emissioni. Una maniera efficace di porre rimedio a tale inconveniente risiede nell'adozione di iniettori a più elevato grado di nebulizzazione (atomizzazione) e con forma dello spruzzo più adeguata ad evitare il contatto con le pareti del condotto. Infatti tanto minori sono le dimensioni delle gocce di benzina spruzzate dall'iniettore nella corrente d'aria, tanto più velocemente queste evaporeranno, costituendo così una miscela ben carburata di aria e benzina, facilmente infiammabile ed a rapida combustione.
Le dimensioni delle gocce di benzina spruzzate da un ordinario iniettore del sistema PFI si aggirano sui 200μm (diametro medio di Sauter[6]). In Giappone sono stati condotti esperimenti utilizzando un tipo di iniettore ad aria ausiliaria pressurizzata a 2atm, capace di atomizzare la benzina fino a gocce del diametro di 50μm (vedi Figura 39). In tal modo è stato

[6] Diametro della goccia che ha lo stesso rapporto superficie/volume del getto di combustibile

possibile migliorare il comportamento della benzina aspirata a motore freddo con un risparmio di combustibile di circa il 20%.

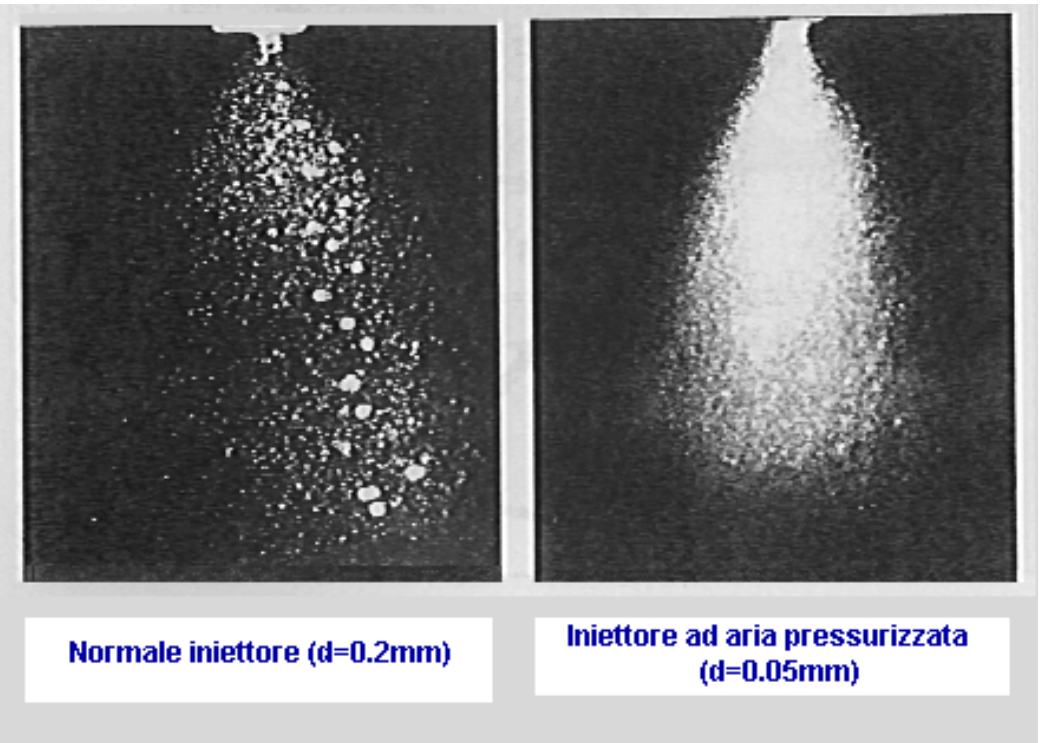


Figura 39

Nella Figura 40 sono diagrammate la pressione media indicata p_i e le emissioni di idrocarburi incombusti HC rilevate sperimentalmente in un motore monocilindro funzionante a regime costante e con tre tipi di iniettore: l'ordinario iniettore a due fori, un iniettore atomizzante ad ampio cono ed un iniettore atomizzante a cono più stretto. Per osservare l'influenza di ogni iniettore, sono state simulate le condizioni corrispondenti all'arresto ed alla partenza interrompendo e riallacciando l'alimentazione del combustibile. Come si nota, il semplice iniettore a due fori (gocce con d=200µm) produce le più elevate emissioni alla partenza, mentre l'iniettore con maggiore capacità nebulizzante (d=50µm) fa registrare un significante calo degli HC allo scarico. Si osservi anche che a parità di grado di atomizzazione, l'iniettore con

spruzzo conico a più ampia apertura è responsabile di un maggiore deposito di benzina sulle pareti del condotto, cosa che si evince dal più elevato tenore di idrocarburi incombusti. Ciò indica che oltre a curare la nebulizzazione del combustibile, si deve fare attenzione ad adottare uno spruzzo con apertura limitata, che bagni il meno possibile le pareti del collettore.

A livello di prestazioni, l'iniettore atomizzante a cono meno ampio non solo segna i maggiori valori di pressione media indicata, ma vanta anche una buona stabilità della combustione, come si evince dall'andamento più regolare del diagramma; gli altri due iniettori invece danno luogo a forti variazioni della p_i, il che è indice di instabilità.

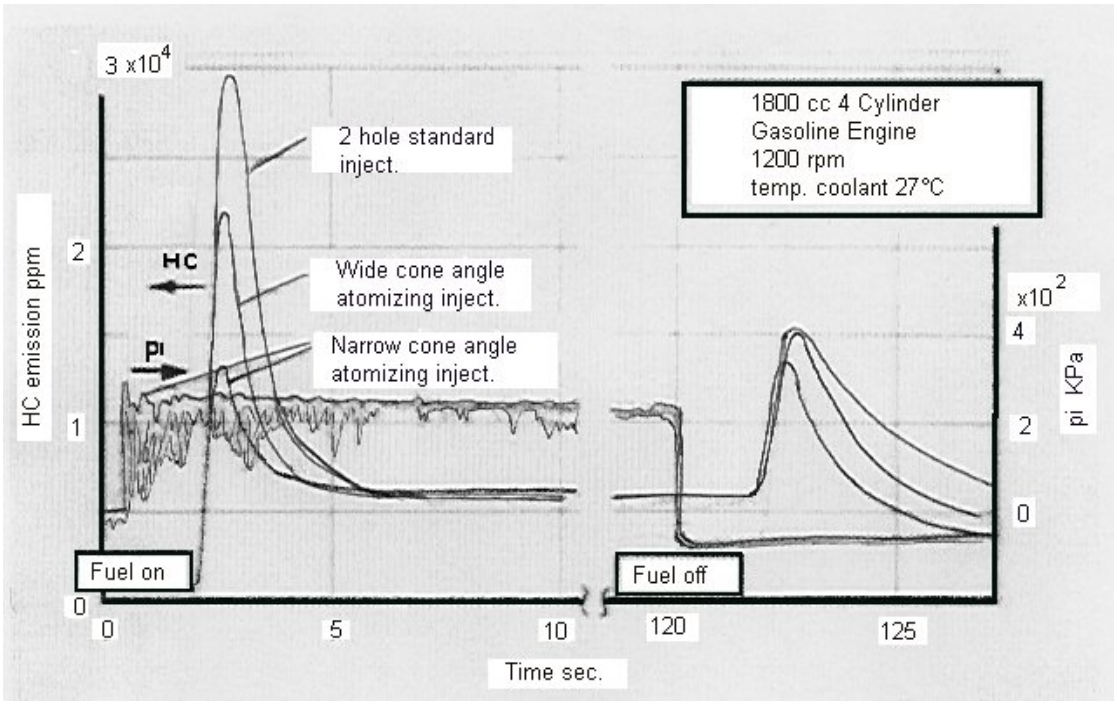


Figura 40

4.9 Motori a carica stratificata

Attualmente sono in produzione automobili dotate di motori funzionanti con combustione povera sfruttando i fenomeni di stratificazione della carica appena discussi. La Mitsubishi produce due motori a carica stratificata ed iniezione indiretta rispettivamente con tre e quattro valvole per cilindro. Infatti allo scopo di realizzare la suddetta carica stratificata, la miscela viene introdotta nel cilindro attraverso le due luci di aspirazione, formando due flussi di miscela che procedono nel loro *tumble* parallelamente, all'interfaccia dei quali si crea, per sovrapposizione, uno strato di miscela ricca, aumentando così, a parità di carburante iniettato, la quantità di combustibile affiorante agli elettrodi, riuscendo quindi a diminuire ancora il consumo e le emissioni.

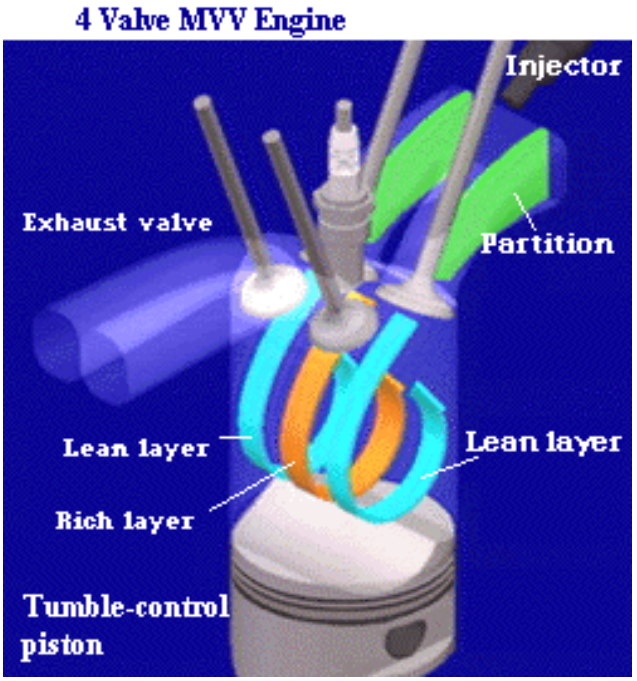


Figura 41. Mitsubishi Vertical Vortex (MVV)

La superficie del pistone è lavorata in modo da agevolare l'inversione di moto dei flussi conferendo così quella stabilità di funzionamento di cui

necessità il tumble puro. Per realizzare i due flussi di miscela l'ideale è un collettore di aspirazione sdoppiato con iniettore singolo a monte dello sdoppiamento capace di spruzzare combustibile in entrambi i rami del collettore. A tal scopo si può adottare o un iniettore a doppio canale oppure un ordinario iniettore munito di una particolare valvola capace di suddividere il getto in due diramazioni. In quest'ultimo caso il sistema di iniezione può essere adattato ad un normale motore con collettore di aspirazione unico (che abbia però due valvole di aspirazione per cilindro) inserendo due canali di passaggio dell'aria all'interno del collettore, in modo da simulare il collettore sdoppiato e creare il *tumble*. Una versione del motore a carica stratificata meno brillante ma pur sempre funzionale è quella con tre valvole per cilindro (Figura 42, naturalmente due per l'aspirazione); in questo caso, al fine di ottenere un flusso più ricco dell'altro, si persegue una iniezione differenziata di combustibile nei due rami del collettore, generando così due strati a diversa dosatura, il più ricco dei quali è chiaramente quello che incontra la candela, che deve essere posizionata dallo stesso lato.

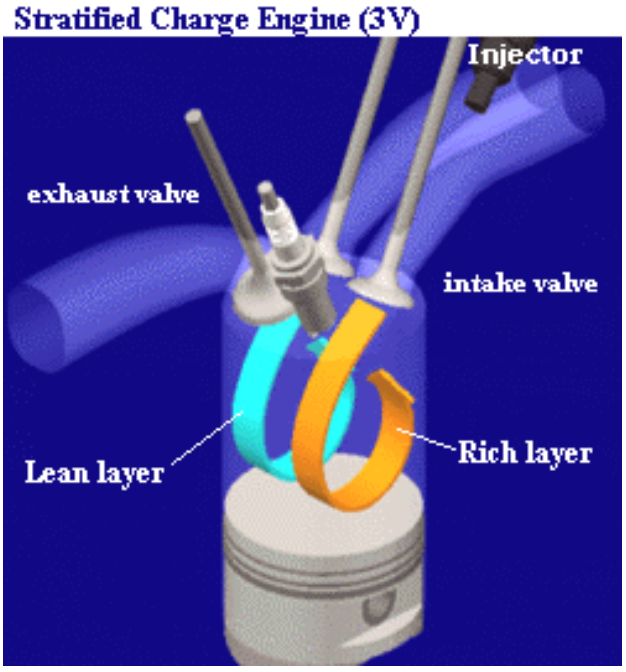


Figura 42

Mentre gli ordinari motori funzionano con dosature stechiometriche, i motori Mitsubishi a carica stratificata raggiungono dosature pari a 25; in termini di consumo questo porta ad un 13% in meno a 40 Km/h. Naturalmente non è più adottabile il sistema antinquinante a catalizzatore trivalente funzionante su miscele stechiometriche; quest'ultimo infatti se alimentato da gas di scarico di miscele povere non riesce a convertire gli NOx; è allora necessario predisporre misure adatte affinché il risparmio di carburante conseguito non sia accompagnato da un aumento delle emissioni di inquinanti. La Mitsubishi stessa equipaggia le auto dotate di motore a carica stratificata con un particolare catalizzatore capace di abbattere gli NOx contenuti nei gas di scarico provenienti dalla combustione di miscele povere.

BIBLIOGRAFIA DEL CAPITOLO 4

G.LAPP, O.GLOCKLER - BOSH, "THE ROLE OF FUTURE ENGINE CONTROL SYSTEM FOR GASOLINE ENGINES FUEL ECONOMY IMPROVEMENT", SAE PAPER NO. 96A6006

A.PICCONE - FIAT AUTO, R.RINOLFI, R.IMARISIO - CENTRO RICERCHE FIAT, "STRATEGIES FOR FUEL ECONOMY FOR IMPROVEMENT OF GASOLINE POWERTRAINS", SAE PAPER NO. 96A6008

F.SCHAFER, R. VAN BASSHUYSEN, "REDUCED EMISSIONS AND FUEL CONSUMPTION IN AUTOMOBILE ENGINES", ISBN 1-56091-681-8 SAE INTERNATIONAL, 1995

A.BECCARI, C.CAPUTO, "MOTORI VOLUMETRICI TERMICI", UTET

H.ANDO - ENGINE RESEARCH DEPARTMENT, MITSUBISHI MOTORS CORPORATION, "COMBUSTION CONTROL TECHNOLOGIES FOR GASOLINE ENGINES", IMECHE 1996 S433/001/96

F.PISCHINGER, P.WALZER - FEV MOTORTECHNIK GMBH & CO KG, "FUTURE TRENDS IN AUTOMOTIVE ENGINE TECHNOLOGY", FISITA CONGRESS PRAGA 1996 P1303

T. YASUO - NISSAN MOTOR, "THE ROLE OF MIXTURE FORMATION IN IMPROVING FUEL ECONOMY AND REDUCING EMISSIONS OF AUTOMOTIVE S.I. ENGINES", FISITA CONGRESS PRAGA 1996 P0109

SITO INTERNET HTTP://WEB1.MITSUBISHI-MOTORS.CO.JP

SITO INTERNET HTTP://WWW.FEV-ET.COM/FEVINDEX.HTM

5. L'INIEZIONE DIRETTA DI BENZINA

Come già accennato nei capitoli precedenti, le norme in vigore sempre più esigenti in materia di emissioni spingono il mondo della trazione stradale a cercare nuove strade e nuove tecnologie che consentano l'abbattimento dei consumi di combustibile unitamente al controllo degli inquinanti. Al fine di raggiungere gli obbiettivi mirati, c'è bisogno di curare ogni aspetto della vettura, con particolare riguardo al motore ed ai processi termodinamici che in esso avvengono. Da molto tempo ormai è chiaro che il punto debole del motore a benzina nei confronti del Diesel risiede nel tipo di regolazione adottata e nel processo di formazione della miscela. Allo scopo di migliorare questi aspetti, l'evoluzione del motore a benzina (Figura 43) ha visto prima il progressivo perfezionamento del sistema a carburatore, il quale ha assunto una fisionomia sempre più complessa al fine di migliorare quanto più possibile il processo di formazione della miscela (iniezione, arricchimenti).

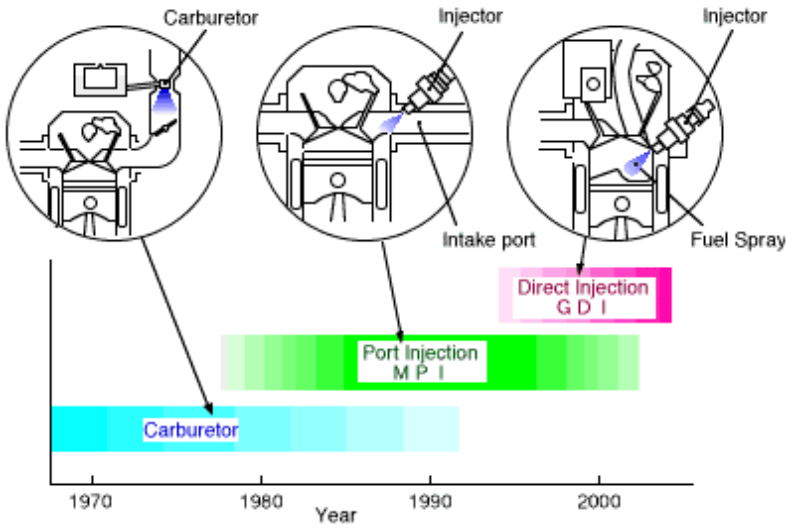


Figura 43. Evoluzione dei sistemi di alimentazione del motore ad accensione comandata 4T

In seguito, grazie ai progressi tecnologici sia in campo meccanico che elettronico, si è passati all'iniezione indiretta di combustibile nel collettore di aspirazione, senza dubbio più vantaggiosa del carburatore, che è stato quasi del tutto soppiantato.

Tuttavia il sistema ad iniezione indiretta conserva, anche se in forma ridotta, alcuni difetti del carburatore, legati alla formazione della miscela esternamente al cilindro: scarse prestazioni ed elevato consumo ed inquinamento alla partenza. Quest'ultimo ha assunto ultimamente particolare importanza, tanto che probabilmente i futuri test per la determinazione delle emissioni di autoveicoli potrebbero richiedere una prova a motore freddo: si pensi infatti che nei test attuali, come l'EuroMix ed il recente New European Driving Cycle, NEUDC, l'80% circa delle emissioni di HC avviene a motore freddo (vedi Figura 44).

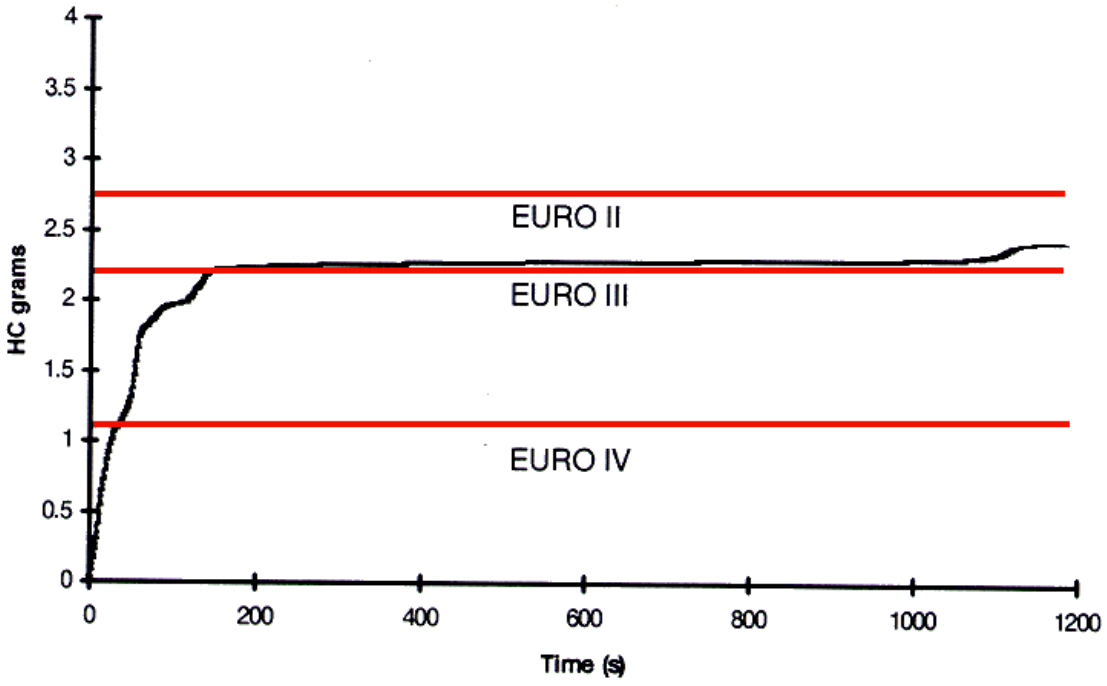


Figura 44

Il successivo passo avanti nella tecnica automobilistica vede il sistema di somministrazione del carburante agire direttamente all'interno del cilindro: si parla cioè del motore ad **iniezione diretta di benzina**. In una prima versione (*a carica omogenea*), con l'iniezione in fase di aspirazione o al limite durante la prima parte della compressione, tale sistema sarà perfettamente compatibile con l'attuale tecnologia di abbattimento degli inquinanti basata su catalizzatore trivalente e miscela stechiometrica, e perciò non incontrerà ostacoli normativi alla sua diffusione.

Nei capitoli precedenti sono state messe in mostra alcune delle innovazioni che consentono o consentiranno di avvicinarsi al traguardo stabilito dalle direttive CEE. Tuttavia il potenziale offerto dalle tecnologie esaminate non consente di perseguire i guadagni aspirati sia in termini di consumi che di emissioni. A dispetto di queste modeste potenzialità, si valutano possibili economie di combustibile fino al 25% grazie all'introduzione di quello che può essere considerato il più grande passo avanti fatto dalla tecnica automobilistica: la regolazione *per qualità* del motore ad accensione comandata. Ciò è possibile grazie allo sviluppo di una seconda più avanzata versione del motore ad iniezione diretta, capace di realizzare all'interno del cilindro una carica stratificata, e quindi di operare una *combustione con miscela carburata povera*, con valori di dosatura anche oltre 50 (l'iniezione allora comincia negli ultimi istanti della compressione). I requisiti più importanti richiesti ad un motore ad iniezione diretta sono:

- ⇒ prestazioni concorrenziali a quelle del motore ad iniezione esterna (PFI)
- ⇒ ridotto consumo di combustibile
- ⇒ basse emissioni (in particolare per quanto concerne HC ed NO_X)

⇒ possibilità di operare ad elevate velocità angolari (6000giri/1')

5.1 Iniezione diretta e carica omogenea

La prima più immediata applicazione dell'iniezione diretta è quella al motore a miscela carburata omogenea, che conserva il sistema antinquinante basato sul controllo della dosatura (pressoché stechiometrica) tramite la sonda λ. L'alimentazione del motore ad accensione comandata tramite iniezione diretta porta indiscutibili vantaggi per quanto riguarda le emissioni, il consumo di combustibile e le prestazioni. Da un punto di vista meramente strutturale la sostanziale differenza con l'alimentazione standard adottata oggi in quasi tutti i veicoli a benzina risiede nello spostamento dell'organo preposto all'iniezione di benzina dal collettore di aspirazione all'interno del cilindro. A fronte di questo apparentemente piccolo cambiamento nella fisionomia del blocco motore, vi sono grandi differenze nel funzionamento e nel comportamento del motore. Lo spruzzo di carburante, che comincia nella corsa di aspirazione del pistone e può terminare nella fase di compressione, deve essere tale da innescare un vigoroso mescolamento con l'aria e da avere il tempo necessario alla nebulizzazione omogenea della miscela. La configurazione migliore sembra essere quella con la candela in posizione centrale nella camera di combustione (in Figura 45 è rappresentato graficamente il vantaggio della posizione centrale della candela rispetto alla posizione laterale nei riguardi del consumo specifico *be* e delle emissioni di idrocarburi incombusti *HC*) e l'iniettore orientato in modo da spruzzare il combustibile in seno alla corrente fluida entrante, agevolando l'evaporazione del liquido.

Il collocamento centrale di candela ed iniettore pone però qualche limite alle dimensioni delle valvole, sicché, per non pregiudicare il riempimento ed il rendimento del motore, molta cura deve essere posta nel loro posizionamento (si vedano in Figura 46 alcune possibili disposizioni) e nel disegno dei condotti in modo da spingere al massimo l'afflusso di aria.

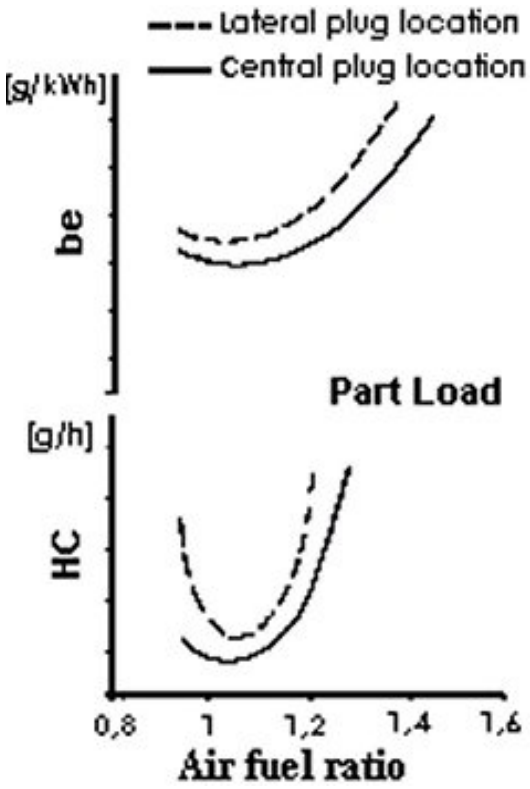


Figura 45

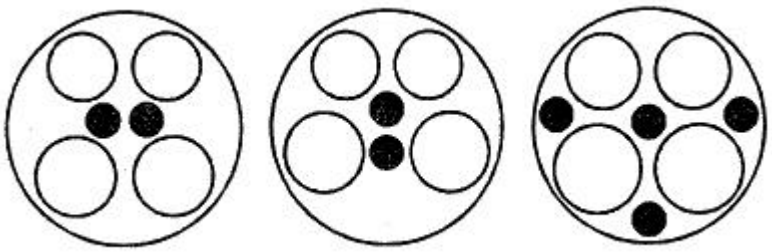


Figura 46. Possibili posizionamenti di iniettori e candele

Si ricordi che una forte turbolenza durante le fasi di aspirazione e compressione consente di ottenere una carburazione più fine, velocità di fiamma più elevate e quindi combustioni più stabili e rapide. Inoltre, come è noto, la forte turbolenza ostacola la tendenza alla detonazione per via dei fenomeni di trasporto, e questo si traduce nella possibilità di adottare rapporti di compressione più elevati con i conseguenti vantaggi in ordine di rendimento termico. Al fine di realizzare una combustione veloce (il più vicino possibile al concetto di combustione isocora) e completa, e quindi con basse emissioni di idrocarburi incombusti ed alto sfruttamento del combustibile, è preferibile un basso rapporto tra l’area della superficie della camera di combustione ed il volume da essa racchiuso (Figura 47).

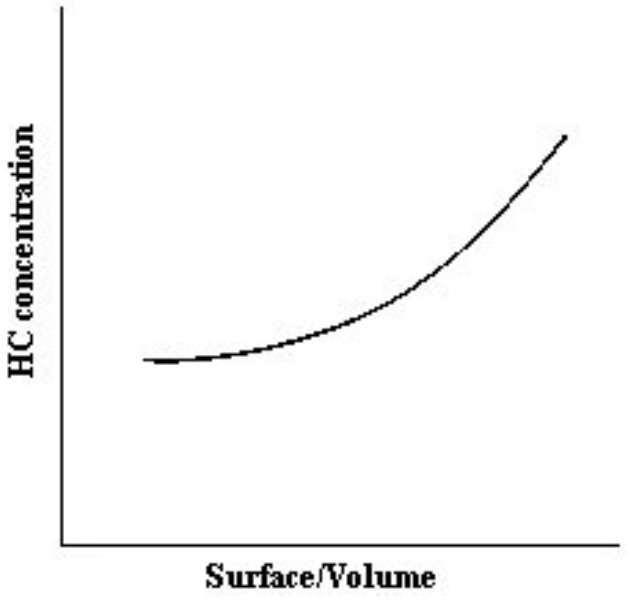


Figura 47

Dunque, per quanto riguarda la camera di combustione, è preferibile che questa sia quanto più possibile raccolta attorno alla candela ed a simmetria sferica.

5.2 La formazione della miscela

La possibilità di far avvenire la formazione della miscela carburata all'interno del cilindro stesso dà un definitivo taglio ai già citati problemi connessi al depositarsi della benzina liquida nei condotto di aspirazione, e cioè combustione incompleta (con probabili mancate accensioni) e forti emissioni di idrocarburi incombusti. In un motore a carburazione esterna l'entità del film liquido depositatosi sulle pareti del condotto è maggiore nella fase iniziale di riscaldamento, per la scadente evaporazione della benzina, o in fase di forte accelerazione del veicolo, per l'improvviso diminuire della depressione nel collettore di aspirazione. La diretta conseguenza di questo fenomeno è l'impoverimento della miscela giungente al cilindro per cui si rende necessario applicare un sovradosaggio per evitare che al cilindro giunga un insufficiente quantitativo di benzina (vedi Figura 48). Con l'iniezione diretta il problema viene risolto, dato che l'alimentazione avviene dentro la camera di combustione stessa, e le uniche superfici che la benzina può lambire sono quelle del cilindro e del pistone (peraltro molto calde, per cui è altamente improbabile che si verifichi un prolungato depositarsi di benzina).

Un ulteriore vantaggio dell'iniezione diretta risiede nella minore tendenza alla detonazione nei transitori. Infatti, durante le fasi di riscaldamento ed accelerazione, i fenomeni di deposito del convenzionale motore ad iniezione esterna coinvolgono principalmente i componenti della benzina ad alto numero di ottano, per cui all'interno del cilindro si ha un momentaneo arricchimento di elementi detonanti. Per evitare la detonazione in tali situazioni si usa ritardare l'anticipo, il che causa una diminuzione della potenza erogata dal motore, proprio quando invece serve il massimo. La somministrazione del carburante

direttamente all'interno del cilindro risolve anche questo inconveniente, massimizzando le prestazioni in fase di accelerazione.

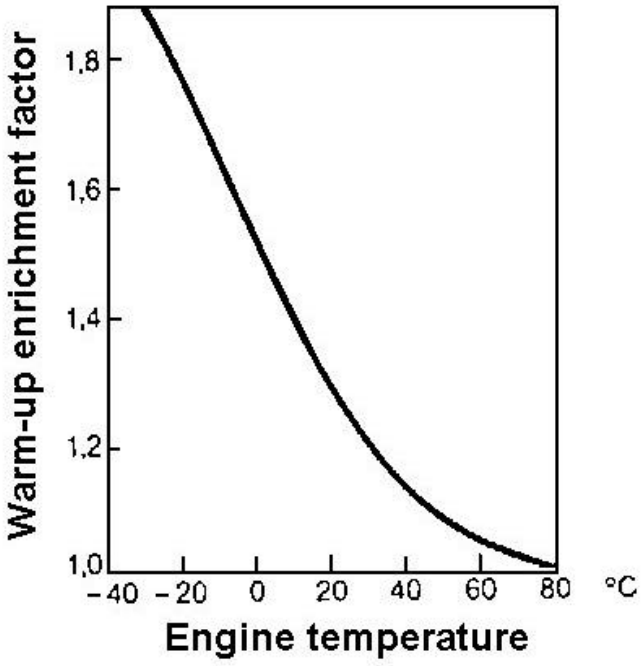


Figura 48. Fattore di arricchimento in funzione delle temperatura del motore

5.3 Teoria e sperimentazione

Si consideri l'espressione della pressione media effettiva p_{me} (lavoro utile effettivamente compiuto per unità di volume del motore), di seguito riportata:

$$p_{me} = l_v \cdot h_i \cdot h_l \cdot h_o \cdot \frac{d_0}{a} \cdot H_i$$

Le caratteristiche dei fluidi aria e benzina, il rendimento organico del motore η_o ed il rendimento limite η_l sono indipendenti dalle modalità di somministrazione del combustibile e di formazione della miscela carburata; l'adozione di un sistema ad iniezione diretta può avere invece notevoli effetti positivi sul coefficiente di riempimento λ_v e sul rendimento interno η_i. Col sistema ad iniezione diretta, durante il miscelamento tra aria aspirata e benzina iniettata, la seconda evapora assorbendo calore dalla prima e dato il relativamente alto calore di evaporazione della benzina (310÷330J/Kg), il suo passaggio di fase comporta un raffreddamento non indifferente dell'aria, il che incrementa in primo luogo il riempimento del motore, in quanto a parità di cilindrata aspirata, l'aria più fredda possiede densità minore e quindi è possibile "intrappolarne" una maggiore massa in camera di combustione; in secondo luogo aumenta la resistenza alla detonazione, e questo, vedremo più avanti, consente di incrementare il rendimento interno del motore. Per stimare gli effetti del raffreddamento della carica si sono considerate le due ipotesi estreme di totale evaporazione della benzina nel cilindro in seno all'aria aspirata (si fa l'ipotesi di adiabaticità vista la velocità del processo) e di totale evaporazione a contatto con le pareti del collettore e con la valvola di aspirazione (in questo caso il processo si può ritenere isotermo). La prima è una situazione più vicina a ciò che succede con l'iniezione diretta, mentre la seconda si accosta di più al caso della iniezione nel condotto di aspirazione (Port Fuel Injection, PFI). Entrambe le ipotesi però non rispecchiano la realtà dei fatti: con l'iniezione diretta è comunque inevitabile che parte della benzina tocchi cilindro e pistone (anche se il getto di benzina urta la superficie del pistone, data l'elevata temperatura di questo, non si ha un impatto negativo sulle emissioni di HC), mentre nel caso della carburazione esterna solo una parte del combustibile evapora al contatto con collettore e valvola di aspirazione. Assumendo il miscelamento isoentropico di

vapor di benzina ed aria, si ottiene il raffreddamento della carica in funzione delle temperature iniziali di aria e combustibile (vedi Figura 49).

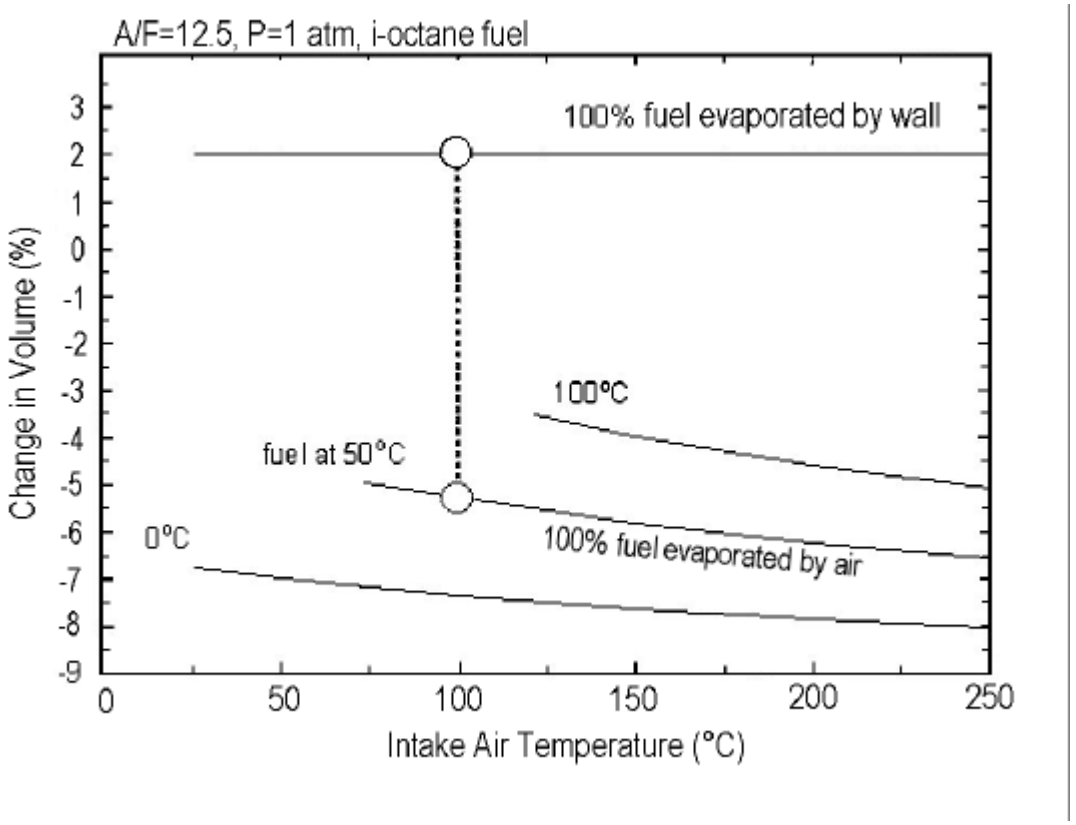


Figura 49

Come si vede, se l'aria ha una temperatura iniziale di 100°C ed il combustibile di 50°C, l'effetto di raffreddamento della carica porta ad una diminuzione del volume massico della miscela del 5%, mentre nel caso di completa evaporazione sulle superfici, il volume massico della miscela risulta essere maggiore di circa il 2% (perché, passando allo stato vapore, la benzina occupa un maggiore volume, per cui, se l'aria non viene raffreddata, il volume della miscela risulta incrementato): la differenza è complessivamente del 7%. Come già detto però, nessuno dei due casi è realistico. Alla Ricardo Consulting sono state condotte una serie di prove sperimentali che hanno messo a confronto un motore ad

iniezione diretta di benzina a dosatura omogenea con il corrispettivo motore ad iniezione esterna (le caratteristiche sono in Tabella 3), da cui è emerso lo scostamento dalla trattazione teorica.

Tipo di motore	Monocilindro, 4T,4 valvole, DOHC
Cilindrata (cc)	575
Alesaggio x corsa (mm)	90.2 x 90
Rapporto di compressione	11.5
Camera di combustione	Tipo Pentroof
Rapporto area luci di scarico/aspirazione	0.77

Tabella 3. Caratteristiche del motore da ricerca ad iniezione diretta Ricardo

In particolare si è visto che la differenza complessiva nel riempimento dei due motori in realtà di aggira su 1/3 di quella massima calcolata teoricamente. Si osservi infatti la Figura 50, in cui è rappresentato l'aumento del coefficiente di riempimento del motore sperimentale ad iniezione diretta in funzione dell'angolo di manovella di inizio iniezione (Start Of Injection, SOI): quando l'iniezione comincia con il pistone al punto morto superiore (cioè a –360°), prima della corsa di aspirazione, questo è investito dal getto di combustibile; parte della benzina evapora al contatto con la superficie calda del pistone, non producendo l'effetto di raffreddamento della carica, ed il coefficiente di riempimento rimane sostanzialmente invariato. Ritardando l'iniezione diminuisce la porzione di combustibile che lambisce il cielo del pistone, per cui una maggiore frazione evapora nell'aria assorbendo calore da quest'ultima, dando così luogo ad un più sostanzioso raffreddamento della carica ed aspirando una maggiore massa di aria dal collettore di aspirazione.

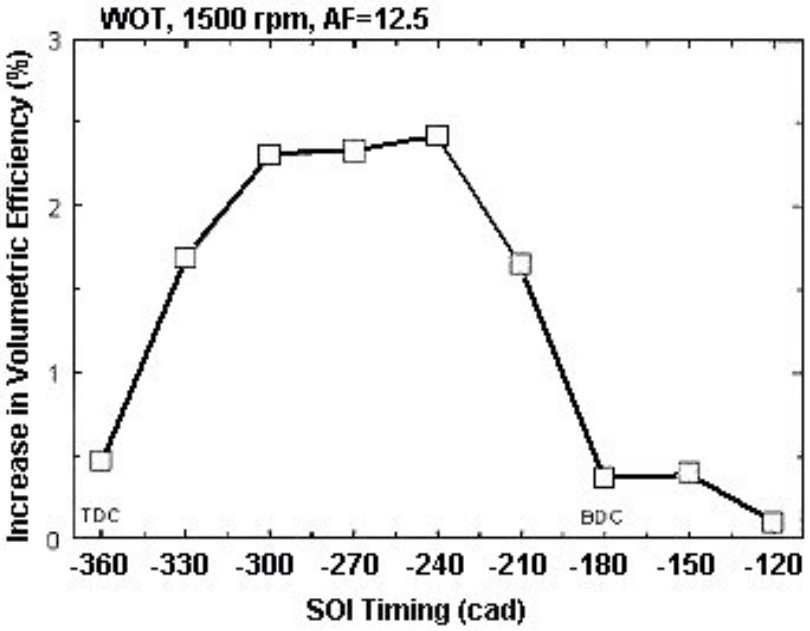


Figura 50

Tuttavia ritardando eccessivamente l'iniezione, un numero crescente di goccioline di liquido evapora durante la corsa di compressione, con la valvola di aspirazione chiusa, per cui il raffreddamento della carica non può generare l'effetto "sovralimentazione" richiamando ulteriore aria dal collettore di aspirazione e l'aumento del riempimento diminuisce di intensità; inoltre, aumentando il ritardo dell'iniezione rispetto al PMS, il tempo a disposizione delle gocce di liquido per completare l'evaporazione diminuisce; per entrambi i motivi il coefficiente di riempimento incontra un massimo in corrispondenza dei -240° di manovella, con un aumento che tocca il 2.5%, cioè circa un terzo del valore valutato teoricamente considerando i due casi estremi. Il secondo importante effetto del raffreddamento della carica risiede nella capacità di inibire la detonazione, cosa che consente di anticipare maggiormente l'accensione rendendo più tempestiva la combustione; tutto ciò comporta un aumento del rendimento termico del motore, e di riflesso una maggiore potenza erogata, ovvero una p_{me} più alta. La differenza di temperatura della carica ad inizio compressione nei due casi estremi

teoricamente esaminati dipende anch'essa dalle temperature iniziali di aria e benzina, e nelle condizioni prese in esame risulta di circa 30°C. Tale iniziale differenza di temperatura viene amplificata dalla compressione, per cui alla fine di questa fase la differenza tra i due casi estremi risulta essere di circa 50°C (vedi Figura 51). Quando si passa a considerare i due casi reali di iniezione diretta ed indiretta, si ottiene una differenza di temperatura a fine compressione minore, che però riesce comunque a diminuire la tendenza alla detonazione, come si vede in Figura 52, dove è diagrammato l'andamento dell'anticipo all'accensione al limite della detonazione per il motore ad iniezione diretta. Nella figura è anche riportato il corrispondente valore per il motore ad iniezione indiretta (7° dopo il punto morto superiore, dovuto alle particolari caratteristiche del motore).

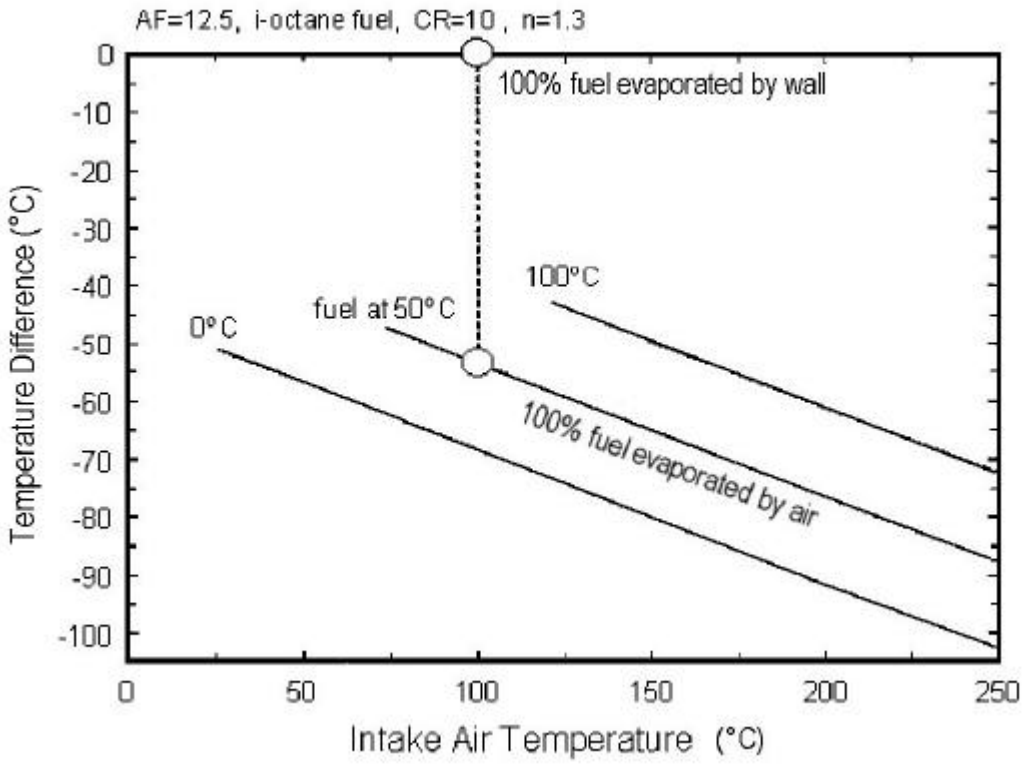


Figura 51

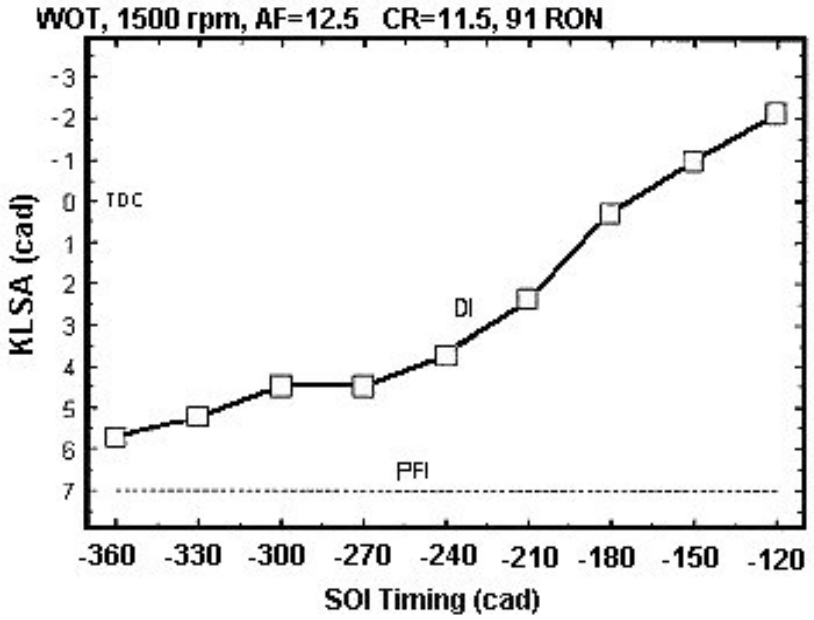


Figura 52

Al contrario di quanto visto per il coefficiente di riempimento, ritardando l'iniezione, l'anticipo al limite della detonazione continua ad aumentare, perché la chiusura della valvola di aspirazione non impedisce all'aria già racchiusa nel cilindro di cedere calore alla benzina; col progredire della compressione aumentano sia la turbolenza in camera di combustione, sia la temperatura dell'aria: entrambe queste condizioni favoriscono l'evaporazione della benzina liquida, con generale diminuzione della temperatura della carica. Pertanto a dispetto di un minore effetto riempimento, si riscontra un maggiore incremento del rendimento interno per via del maggiore anticipo all'accensione consentito. Come risultato delle variazioni del coefficiente di riempimento e dell'anticipo all'accensione, il motore ad iniezione diretta ha fatto registrare nei test eseguiti alla Ricardo Consulting un aumento della pressione media effettiva rispetto all'ordinario motore PFI, aumento che, seguendo le fluttuazioni di entrambi i parametri, mostra un massimo corrispondente ad un tempo di iniezione di circa –180° di manovella, cioè ad inizio corsa di compressione (vedi Figura 53); tale

punto di massima p_{me} è più spostato verso destra rispetto al massimo del riempimento per via dell'andamento sempre crescente dell'anticipo al limite della detonazione. Dunque il motore ad iniezione diretta vanta prestazioni superiori al corrispondente motore a carburazione esterna, ovvero un consumo specifico (g/Kwh) minore.

Altri studi e sperimentazioni hanno messo in luce il fenomeno di raffreddamento della carica con i suoi conseguenti effetti, ed in tutti è risultato che solo una minima parte della benzina raggiunge le pareti del cilindro ed il pistone: quest'ultimo in particolare viene bagnato praticamente solo nel caso in cui l'iniezione avvenga molto presto nella fase di aspirazione (in prossimità del punto morto superiore).

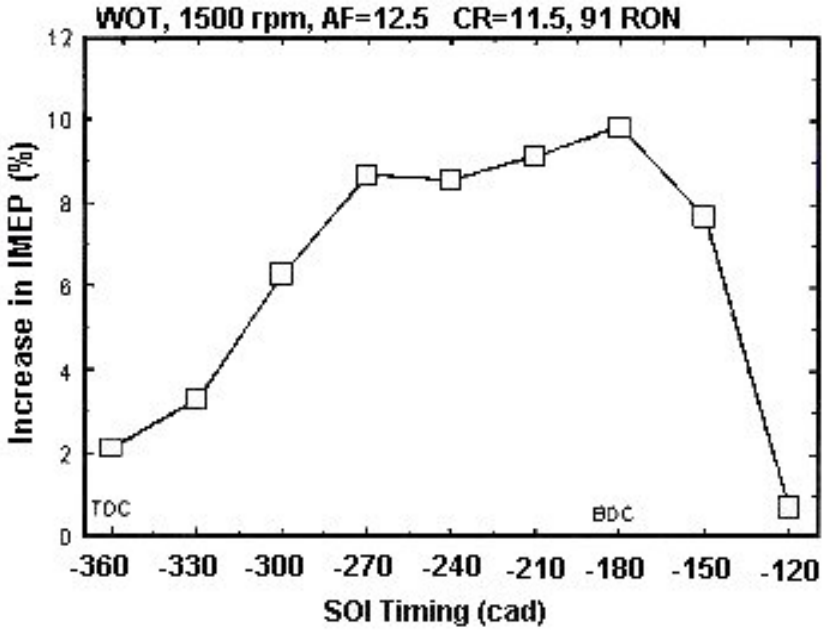


Figura 53

Un elemento di estrema importanza affinché sia realizzabile un sistema di iniezione diretta è l'iniettore: i ristretti tempi a disposizione per la carburazione, specialmente se l'iniezione avviene a cavallo delle fasi di aspirazione e compressione, necessitano di una nebulizzazione molto

fine della benzina. Del problema si è già discusso a proposito dei motori ad iniezione indiretta e carica stratificata (paragrafo 4.8.2).

Nella Figura 54 è rappresentato il tempo di vaporizzazione di una goccia di liquido in funzione delle sue dimensioni (diametro medio) e della temperatura dell'aria calcolato secondo la teoria di Spaulding. Una goccia di diametro medio di 80μm richiederebbe un centinaio di millisecondi per la completa evaporazione, il che, a 1500 giri/1', significa 900° di manovella. Se invece le goccioline di liquido spruzzate hanno dimensioni più ridotte, supponiamo 20 μm, il tempo richiesto per la completa evaporazione in aria si riduce notevolmente (8 ms), e quindi sono sufficienti pochi gradi di manovella (72°); ecco allora la necessità di adottare iniettori ad alta pressione (50÷100bar), con i quali si possono ottenere goccioline di benzina di diametro medio pari a circa 15μm.

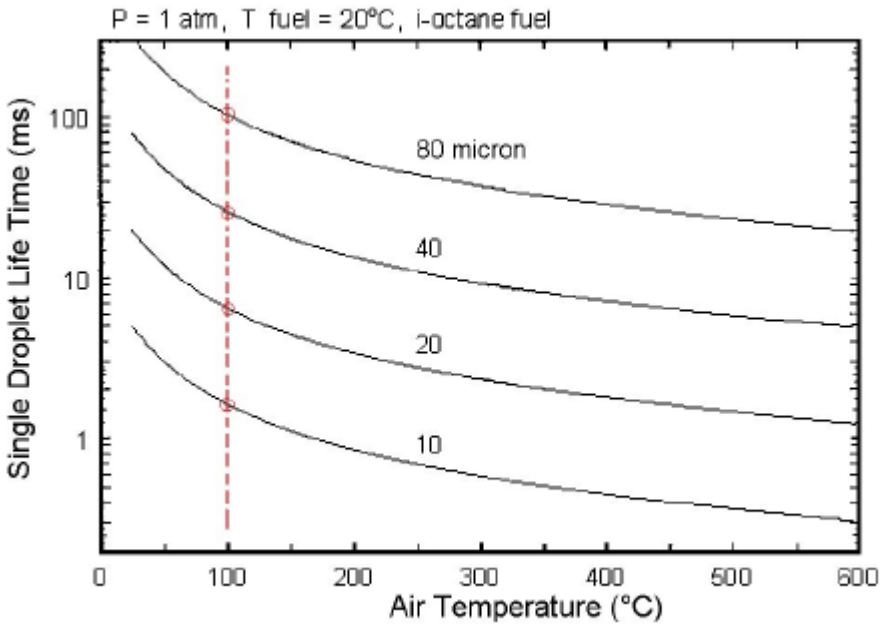


Figura 54

5.4 I risultati del motore ad iniezione diretta

5.4.1 Test Ricardo

Dal confronto eseguito alla Ricardo Consulting tra il prototipo ad iniezione diretta ed un convenzionale motore ad iniezione nel collettore di pari alesaggio e corsa di una vettura in produzione sono emersi i risultati rappresentati graficamente nelle figure seguenti. Tutti i valori sono espressi in rapporto a quelli corrispondenti al convenzionale motore ad iniezione nel collettore di aspirazione PFI (=1) e mettono in luce sia il funzionamento del motore ad iniezione diretta (DISI), sia il funzionamento del motore PFI col blocco motore del DISI. Per quanto riguarda il consumo specifico a carico medio, dal grafico in Figura 55 si vede che il risparmio ottenuto col motore ad iniezione diretta è del 4% circa rispetto all'ordinario motore PFI quando non si adotti nessun ricircolo dei gas di scarico, mentre sale a circa il 5.5% quando si adotti la percentuale di EGR ottimale (si veda in proposito al paragrafo 4.2).

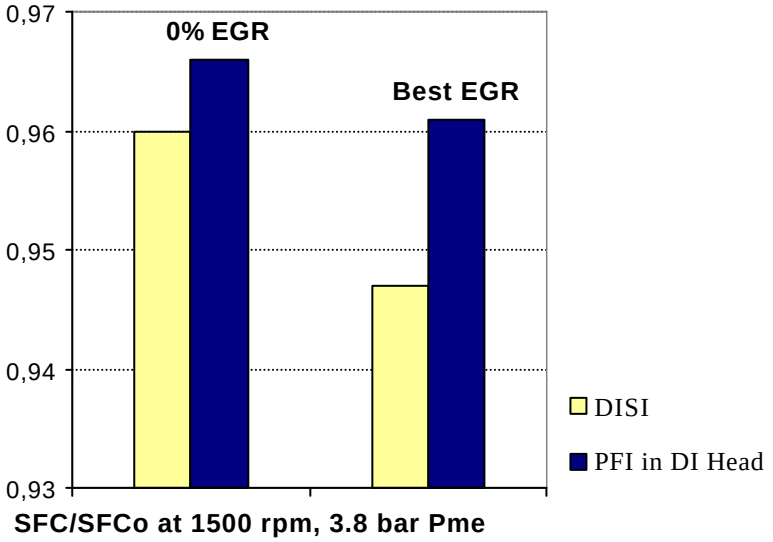


Figura 55

Il motore PFI col blocco del motore ad iniezione diretta consente anch'esso un miglioramento nei consumi, che però resta praticamente immutato al variare della percentuale di gas di scarico ricircolati.
Si è così avuta prova oltre che dell'economia di consumi conseguibile dal motore ad iniezione diretta a miscela omogenea, anche della maggiore tolleranza del motore DI nei confronti del ricircolo dei gas di scarico, tolleranza dovuta al migliore processo di combustione realizzato grazie alla più fine nebulizzazione. Questa, assieme ad un adeguato moto dell'aria, consente di riparare a ciò che penalizza concettualmente il motore ad iniezione diretta nei confronti del motore PFI: i più modesti tempi a disposizione per la carburazione. L'economia di combustibile ottenuta è tutt'altro che trascurabile, soprattutto ai bassi regimi (dove, date le basse velocità angolari, il motore DI soffre una minore carenza di tempo per la carburazione); in particolare al minimo, vedi Figura 56, il motore DI manifesta un consumo specifico inferiore di quasi il 10% rispetto al motore PFI convenzionale, mantenendo una buona stabilità di funzionamento;

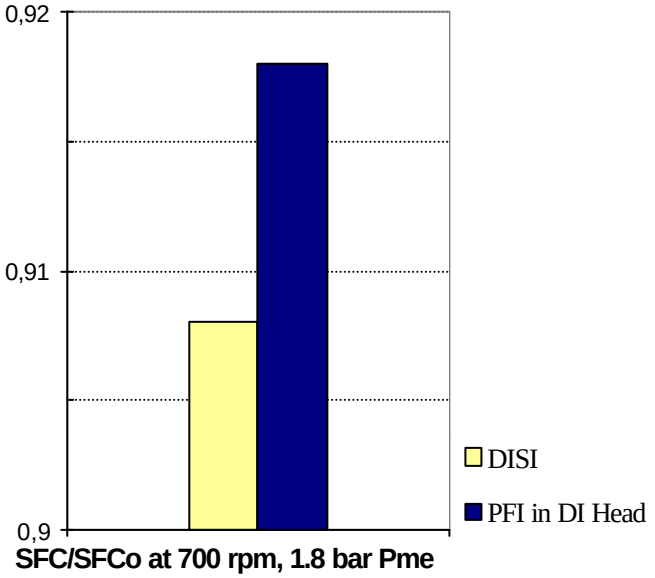


Figura 56

il motore PFI nel blocco del DI spunta poco più di un 8%, e ciò testimonia che è possibile conseguire buoni risparmi di combustibile attraverso opportuni miglioramenti dell'attuale motore ad iniezione indiretta. Attraverso l'impiego di un modello termodinamico del motore si è stimato che il maggior rapporto di compressione adottato nel sistema DI (11.5 anziché 10) è responsabile di circa il 4% della totale economia di combustibile conseguita (vedi Figura 57). Passiamo ora a considerare gli inquinanti ossidi di azoto NO_X ed idrocarburi incombusti HC. Per quanto riguarda i primi, sia il motore DI che il relativo PFI nel cilindro del DI emettono quasi il 30% in meno del convenzionale motore ad iniezione nel collettore.

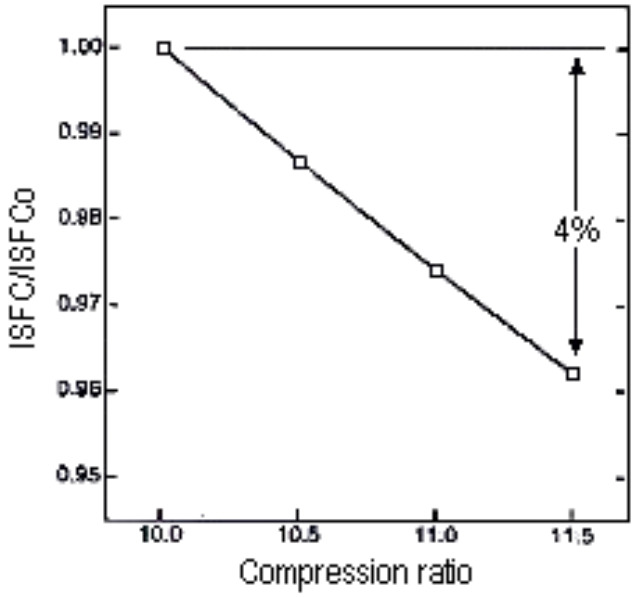


Figura 57

Relativamente agli idrocarburi incombusti, invece, sia il motore ad iniezione diretta che il corrispettivo ad iniezione nel collettore manifestano un elevato peggioramento rispetto al motore PFI convenzionale. Ciò è da attribuire prima di tutto alla ricchezza della miscela adottata nei test (α=12.5, cioè λ=0.85) che, nonostante nel

motore ad iniezione diretta avvenga un miglior processo di combustione, comporta un'elevata percentuale di idrocarburi che non reagiscono per il difetto di ossigeno.

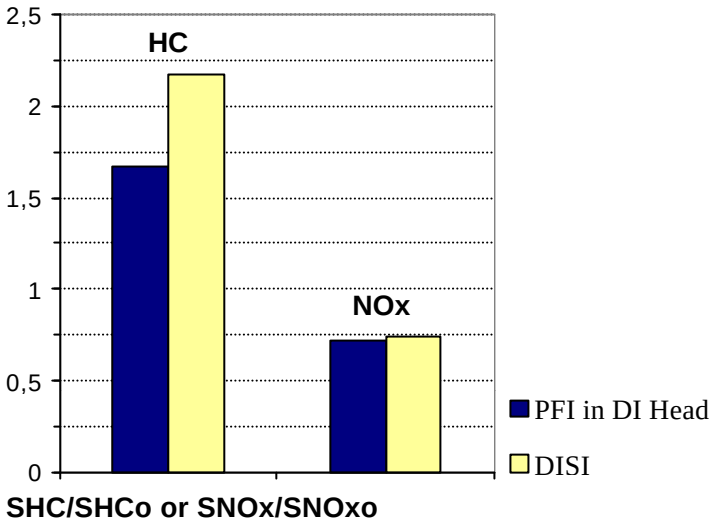


Figura 58

Inoltre il più elevato rapporto di compressione è causa sia di una maggiore quantità di gas incombusti che viene compressa nelle fessure del cilindro del motore sperimentale, sia di una inadeguata post-combustione dei gas di scarico per la minore temperatura dei gas a fine espansione. Il prototipo ad iniezione diretta realizzato alla Ricardo Consulting sembra così fortemente penalizzato dalle emissioni di idrocarburi incombusti; tuttavia il suo miglior comportamento a freddo è riuscito comunque a tenerne globalmente basso il tenore nelle prove ufficiali per la determinazione degli inquinanti. Sono state eseguite simulazioni di partenza a freddo al fine di osservare le differenze di comportamento tra il motore ad iniezione diretta ed il convenzionale motore ad iniezione nel collettore di aspirazione. La simulazione è avvenuta mantenendo il motore ad una velocità di rotazione di 1500 giri al primo ed alimentando, dopo circa venti cicli, con una quantità stechiometrica di combustibile a 20°C (questa è ovviamente una

condizione svantaggiosa per il motore convenzionale, in genere avviato con miscele molto ricche al fine di ovviare agli inconvenienti generati dalla bassa temperatura del motore). Ancora una volta la superiorità del motore ad iniezione diretta è stata subito evidente: infatti l'assenza di fenomeni di deposito nel collettore di aspirazione e la più spinta nebulizzazione hanno consentito combustioni stabili fin dai primi cicli. L'accensione del motore ad iniezione diretta è avvenuta al secondo ciclo mentre il motore convenzionale non solo è arrivato al sesto ciclo senza accendersi, ma ha anche fatto registrare un lungo avvicendarsi di accensioni e perdite di colpi derivanti da combustioni scadenti (vedi Figura 59).

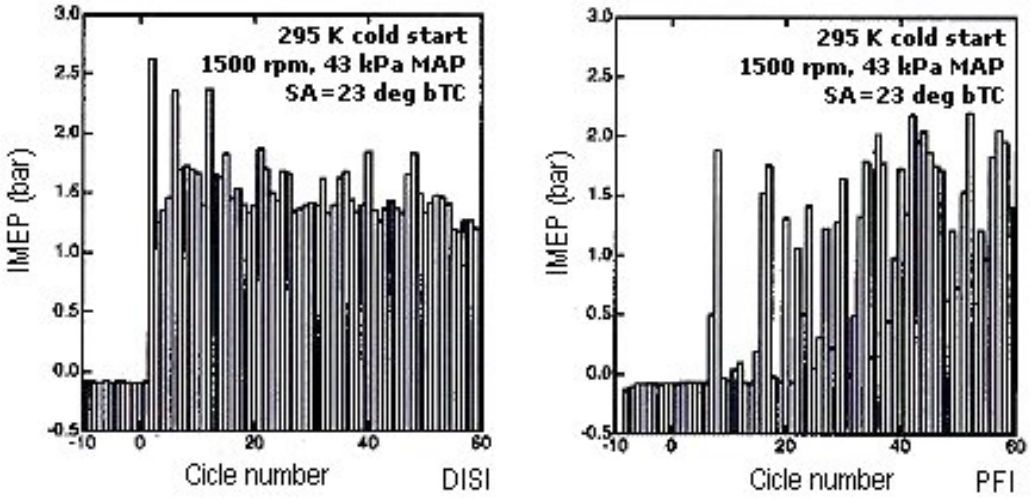


Figura 59

Come si vede dalla figura, il motore DI è caratterizzato da accensioni con bassa instabilità, ovvero piccole variazioni di p_{me} ciclo dopo ciclo, mentre per il convenzionale motore PFI l'andamento irregolare della p_{me} si protrae fin oltre il sessantesimo ciclo. Per quanto riguarda gli idrocarburi incombusti, per il motore ad iniezione diretta le emissioni si sono mantenute elevate nei primi cicli, diminuendo rapidamente e

portandosi praticamente al valore di regime pressappoco al quinto ciclo (Figura 60);

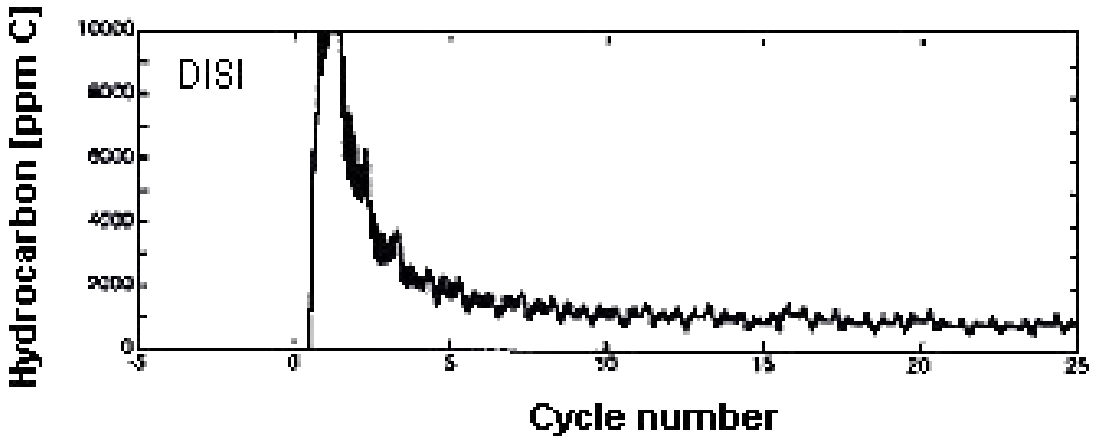


Figura 60

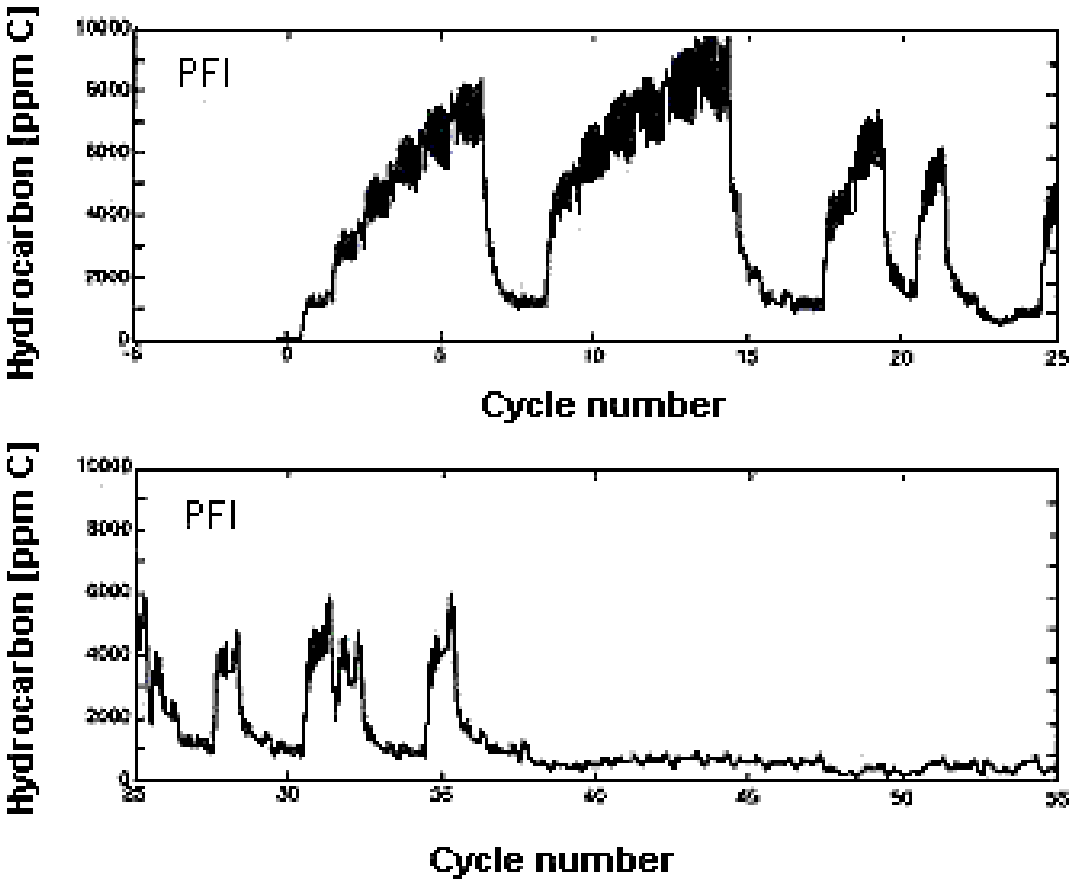


Figura 61

il convenzionale motore ad iniezione indiretta ha manifestato invece forte instabilità anche nelle emissioni, che sono state alternativamente alte fino a circa il trentacinquesimo ciclo, stabilizzandosi subito dopo (Figura 61).

5.4.2 Ricerche Nissan

Altre attività di ricerca e sperimentazione condotte dalla Nissan hanno messo in luce le buone qualità del motore ad iniezione diretta. Nei laboratori della casa giapponese è stato messo a punto un prototipo di motore ad iniezione diretta (vedi caratteristiche in Tabella 4) con iniettore posizionato al disotto dei condotti di aspirazione ed in mezzo alle valvole omonime. Anche in questo prototipo la candela è stata posizionata centralmente nella camera di combustione.

Tipo di motore	4 cilindri, 4T,16 valvole
Cilindrata (cc)	1838
Alesaggio x corsa (mm)	82.5 x 86
Rapporto di compressione	10
Camera di combustione	Tipo Pentroof
Pressione di iniezione (bar)	50

Tabella 4. Caratteristiche del motore da ricerca ad iniezione diretta Nissan

L'iniezione è avvenuta a pressioni di circa 50bar e l'iniettore adottato generava uno spruzzo di benzina conico caratterizzato da goccioline del diametro medio di 30 μm. Il confronto è avvenuto con un motore ad iniezione indiretta multi-point (MPI) in produzione e capace di funzionare con miscela relativamente povera. Nel test di partenza a

freddo il motore DI ha manifestato stabilità di combustione sin dai primi cicli, funzionando senza la necessità di arricchimenti della miscela, come si vede dalle curve relative al rapporto aria-combustibile (A/F) in Figura 62. Di contro il motore MPI ha avuto bisogno di partire con miscela più ricca, fatto che ha causato più elevate emissioni di idrocarburi incombusti rispetto al motore ad iniezione diretta, il quale alla partenza ha tenuto il tenore di HC praticamente uguale al valore di regime (vedi curve HC della stessa figura). Oltre a testare il comportamento a freddo, alla Nissan sono state messe a confronto anche le prestazioni offerte dai due motori. L'aumento del coefficiente di riempimento, realizzato grazie al già citato fenomeno del raffreddamento della carica, e la combustione in generale più completa e stabile hanno consentito di ottenere una coppia più elevata per ogni valore dell'anticipo all'accensione (vedi Figura 63).

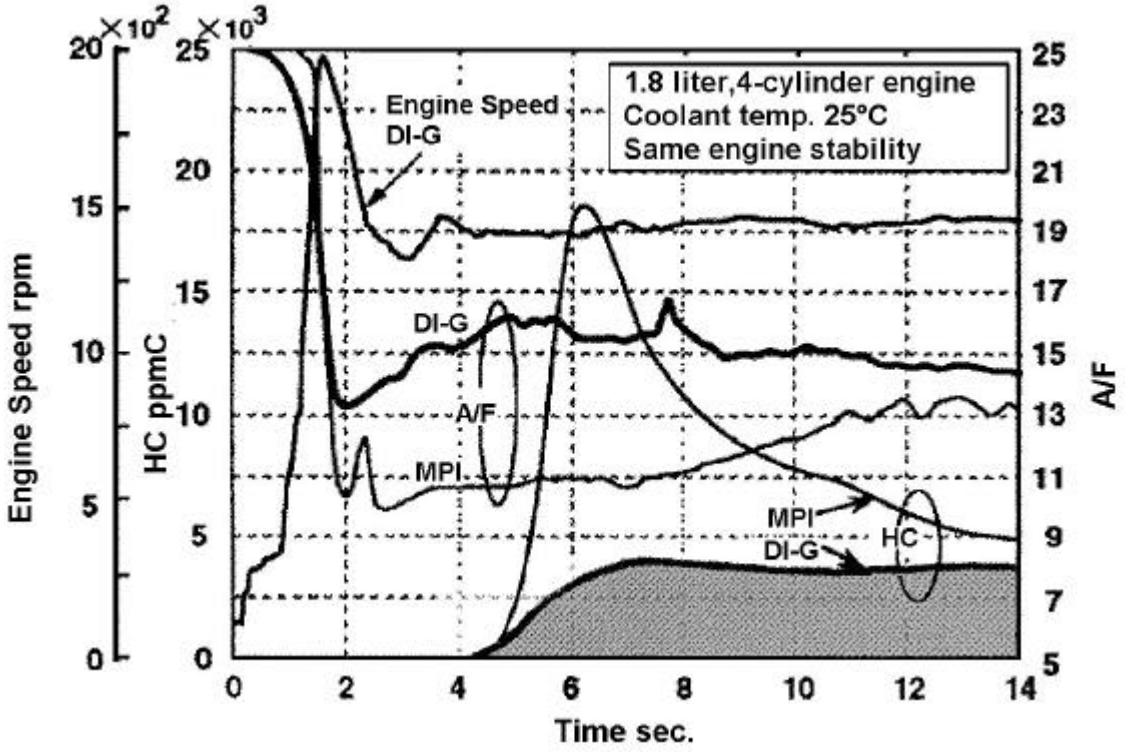


Figura 62

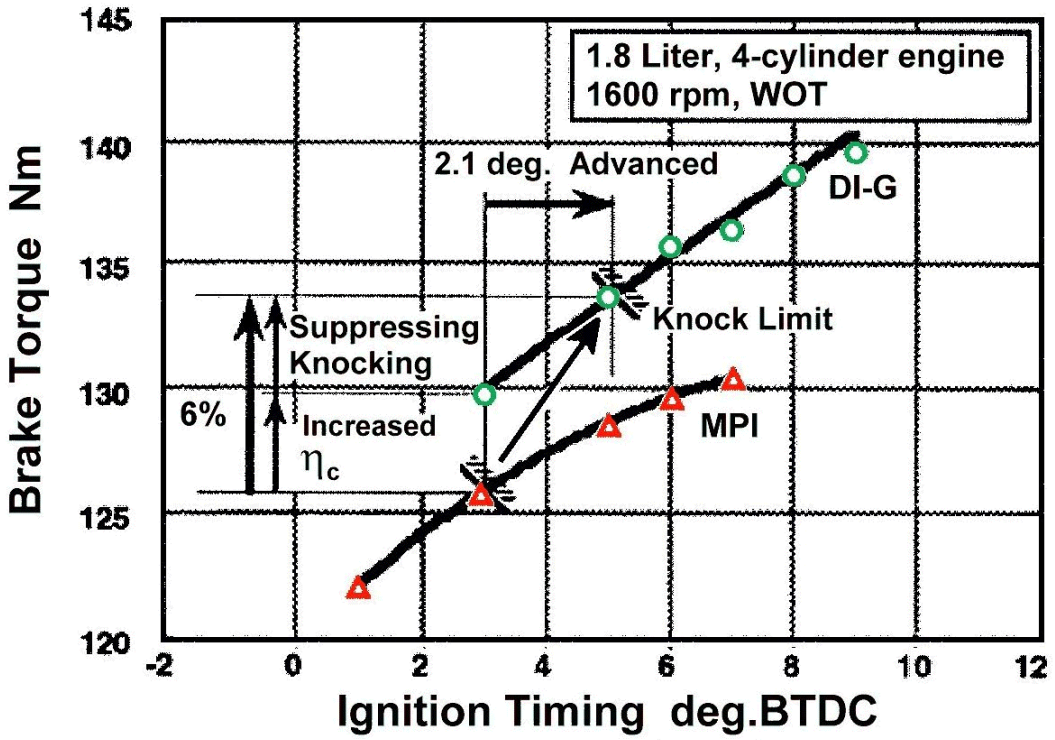


Figura 63

Il secondo sensibile effetto del raffreddamento della carica, cioè l'avanzamento dell'anticipo all'accensione, ha portato il vantaggio globale del motore DI (al limite della detonazione) al 6%, facendo guadagnare circa 2° di manovella nei confronti del motore MPI.

5.4.3 Mitsubishi GDI

La Mitsubishi ha da poco messo in produzione una vettura a benzina con motore ad iniezione diretta. Del motore si parlerà più diffusamente in seguito (paragrafo 6.7). Per il momento viene preso in considerazione il suo funzionamento ai carichi massimi, cioè con valvola a farfalla completamente aperta (WOT), situazione in cui l'iniezione di benzina avviene durante la corsa di aspirazione del pistone. Gli studi della

Mitsubishi hanno confermato in pieno quanto già esposto nel paragrafo 5.3 circa gli effetti benefici dell’iniezione diretta in fase di aspirazione: il raffreddamento della carica, che causa l’aumento del coefficiente di riempimento e dell’anticipo all’accensione al limite della detonazione, e l’assenza di fenomeni di deposito, che comportano la necessità di arricchire la miscela in certe situazioni, con l’inconveniente dell’aumento delle emissioni. In Figura 64 è rappresentato il risultato dei test eseguiti col motore GDI a 1500rpm in condizione di carica omogenea e stechiometrica.

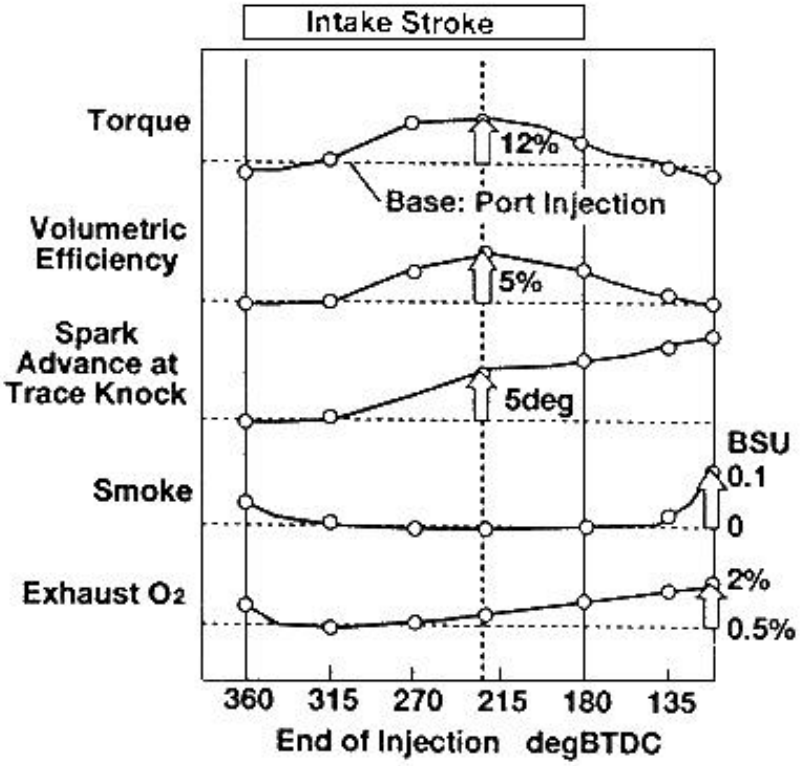


Figura 64

L’aumento del coefficiente di riempimento incontra anche qui un massimo, compromesso tra due effetti: evaporazione della benzina sul pistone e sulle pareti del cilindro per iniezione troppo precoce ed evaporazione a valvole già chiuse per iniezione troppo tardiva.

L’aumento dell’anticipo all’accensione risulta invece sempre crescente, come già visto nel paragrafo 5.3. Adottando il valore ottimo di fine iniezione si ottiene un aumento della coppia rispetto al motore MPI base del 12%, cui corrisponde un aumento del coefficiente di riempimento del 5% ed un avanzamento dell’anticipo all’accensione di 5° di manovella. In tali condizioni il raffreddamento della carica è stato stimato di circa 15°C ad inizio compressione, e di 30°C a fine compressione. L’aumento della resistenza alla detonazione ha perciò consentito di adottare un rapporto di compressione pari a 12.

BIBLIOGRAFIA DEL CAPITOLO 5

N.S. JACKSON, C.D.BOER - RICARDO CONSULTING ENGINEERS, "GASOLINE COMBUSTION AND GAS EXCHANGE TECHNOLOGIES FOR THE 3-LITRE/100KM CAR.COMPETITION FOR THE DIESEL ENGINE

G.LAPP, O.GLOCKLER - BOSH, "THE ROLE OF FUTURE ENGINE CONTROL SYSTEM FOR GASOLINE ENGINES FUEL ECONOMY IMPROVEMENT", SAE PAPER NO. 96A6006

S.SUDA - HITACHI, "STRATEGY FOR FUEL CONSUMPTION REDUCTION IN HITACHI",SAE PAPER NO. 96A60015

F.SCHAFER, R. VAN BASSHUYSEN, "REDUCED EMISSIONS AND FUEL CONSUMPTION IN AUTOMOBILE ENGINES", ISBN 1-56091-681-8 SAE INTERNATIONAL, 1995

H.ANDO - ENGINE RESEARCH DEPARTMENT, MITSUBISHI MOTORS CORPORATION, "COMBUSTION CONTROL TECHNOLOGIES FOR GASOLINE ENGINES", IMECHE 1996 S433/001/96

M.WIRTH, W.F.PIOCK, G.K.FRAIDL - AVL LIST GMBH, "ACTUAL TRENDS AND FUTURE STRATEGIES FOR GASOLINE DIRECT INJECTION", IMECHE 1996 S433/005/96

R.W. ANDERSON, D.D. BREHOB, J.YANG, J.K. VALLANCE, R.M. WHITAKER, - FORD MOTOR, "A NEW DIRECT INJECTION SPARK IGNITION ENGINE (DISI) COMBUSTION SYSTEM FOR LOW EMISSIONS", FISITA CONGRESS PRAGA 1996 P0201

T. YASUO - NISSAN MOTOR, "THE ROLE OF MIXTURE FORMATION IN IMPROVING FUEL ECONOMY AND REDUCING EMISSIONS OF AUTOMOTIVE S.I. ENGINES", FISITA CONGRESS PRAGA 1996 P0109

6. INIEZIONE DIRETTA E CARICA STRATIFICATA

L'iniezione diretta di benzina esaminata nel capitolo precedente ha mostrato di avere tutte le carte in regola per sostituire l'alimentazione ad iniezione nel condotto di aspirazione del tipo Multi Point e diventare il nuovo standard per motore ad accensione comandata in quanto consente economie di combustibile non indifferenti, unitamente a maggiori prestazioni ed inquinamento entro i limiti. Tuttavia tale sistema di alimentazione non elimina il maggior punto debole del motore a benzina: la regolazione per quantità, ovvero per strozzamento tramite valvola a farfalla. Questo tipo di regolazione induce nel ciclo del motore ad accensione comandata le gravose perdite di pompaggio cui si è già accennato, responsabili dell'elevato consumo specifico ai carichi parziali. Oltre tutto la "semplice" iniezione diretta per motore a carica omogenea non ha un sufficiente potenziale per mantenere emissioni e consumi al di sotto delle norme che in futuro saranno probabilmente approvate.

L'introduzione del sistema di iniezione diretta di benzina ha comunque il merito di aver spianato la strada verso la realizzazione di quello che fino a qualche tempo fa era considerato un sogno nel settore della tecnica automobilistica: la **regolazione per quantità** del motore ad accensione comandata, che dovrebbe consentire di operare in completa assenza del corpo farfallato. La regolazione per qualità (la stessa adottata nel motore Diesel) prevede che nel cilindro si aspiri sempre la stessa quantità di aria, in seno alla quale viene iniettata una quantità di benzina variabile a seconda del carico, dando così luogo a *miscele qualitativamente diverse*, cioè a dosatura ampiamente variabili. Poiché però la benzina ha dei limiti di infiammabilità, è necessario che la miscela attorno agli elettrodi della candela sia comunque sufficientemente ricca ($0.8 \leq \lambda \leq 1.25 \Rightarrow 11.5 \leq \alpha \leq 18.5$) da accendersi allo scoccare della scintilla; si giunge

pertanto al concetto di **carica stratificata**, di cui si è già parlato a proposito dei motori a miscela carburata mediamente povera (vedi paragrafo 4.8), e cioè quella carica che è caratterizzata dalla presenza di una miscela ricca in vicinanza della candela, e largamente povera nei punti più lontani da questa, mantenendo una dosatura globalmente povera (addirittura si pensa di poter arrivare a valori di circa 100 !!). Questo tipo di regolazione dovrebbe consentire al motore a benzina di raggiungere i livelli di consumo specifico del motore Diesel (cioè una diminuzione di consumi del 30% circa), pur mantenendo prestazioni superiori e livelli di inquinamento bassi (vedi Tabella 5). La possibilità di iniettare la benzina direttamente nel cilindro a valvole chiuse apre nuovi orizzonti anche allo sviluppo dei motori ad accensione comandata a due tempi, un tempo penalizzati dallo scadente ciclo di ricambio della carica.

	Diesel ad iniezione diretta		Motore a benzina (aspirato)	
	Aspirato	Sovralimentato	Iniezione indiretta	Iniezione diretta (obiettivo)
Velocità angolare (giri/1')	4200	4000	5000…7000	6000
Rapporto di compressione	19.5	20.5	10…12	12…15
Consumo specifico (g/kWh)	222	202	240…300	<230
p_{me} (MPa)	0.86	1.3	1…1.2	1.2

Tabella 5

6.1 Motore a benzina e motore Diesel

La regolazione per qualità in assenza di laminazione alla farfalla è, come noto, il miglior tipo di regolazione adottabile per i motori a combustione interna. Il motore ad accensione per compressione (che vanta un maggior rendimento rispetto al motore ad accensione comandata) sfrutta tale sistema.

Il funzionamento del motore Diesel è basato sulla capacità dei combustibili di autoaccendersi quando raggiungano opportune condizioni di temperatura e pressione. Di conseguenza, adottando un rapporto di compressione sufficientemente elevato, esisterà sempre un punto della miscela aria-combustibile che raggiunge le condizioni di autoaccensione ed innesca la combustione, che successivamente si propaga al combustibile non ancora infiammato. Voler trasferire il tipo di regolazione del Diesel al motore a benzina incontra subito un primo grande ostacolo: infatti, nel motore a benzina, la miscela viene accesa in un punto ben preciso della camera di combustione, e cioè agli elettrodi della candela, e non in un momento qualsiasi, ma solo quando tra questi scocca la scintilla. L'applicazione dell'iniezione diretta, oltre al problema di realizzare un adeguato processo di carburazione che si evolva in tempi strettissimi (soprattutto se si considera l'iniezione in fase di compressione, vedi paragrafo 6.3), pone anche quello di esercitare un buon controllo sull'evoluzione spazio-temporale della carica, affinché una porzione sufficientemente ricca di questa si trovi a ridosso degli elettrodi nell'istante in cui scocca la scintilla. Prerogativa altrettanto essenziale è che l'intero processo sia riproducibile ciclo dopo ciclo, assicurando così una buona stabilità di funzionamento.

L'assenza di laminazione all'aspirazione porterebbe ad un generale aumento delle pressioni nel ciclo (vedi Figura 99 al paragrafo 6.6.1), con la diretta conseguenza di un aumento non indifferente della pressione media indicata p_{mi}, e, data l'eliminazione delle onerose perdite di

pompaggio (cioè il lavoro che deve compiere il pistone per il ricambio della carica), anche il rendimento del ciclo ne trarrebbe grosso vantaggio. Oltre a ciò, l'iniezione diretta ha la possibilità di incrementare il rendimento termico del motore per via del possibile aumento del rapporto di compressione grazie alla maggiore resistenza alla detonazione.

In un normale motore ad accensione comandata il rapporto di compressione geometrico assume valore circa uguale a 10; durante il funzionamento però, a causa delle perdite fluidodinamiche indotte dallo strozzamento alla farfalla, si ha una forte diminuzione della pressione media di aspirazione. Conseguenza di ciò è la deformazione del ciclo delle pressioni, che abbandona la conformazione del ciclo Otto (il ciclo di riferimento dei motori ad accensione comandata) e causa sia una diminuzione di rendimento ideale sia la comparsa del ciclo di pompaggio, la cui area rappresenta il lavoro che il pistone deve compiere per portare a termine il ricambio della carica ed aumenta con lo strozzamento alla farfalla.

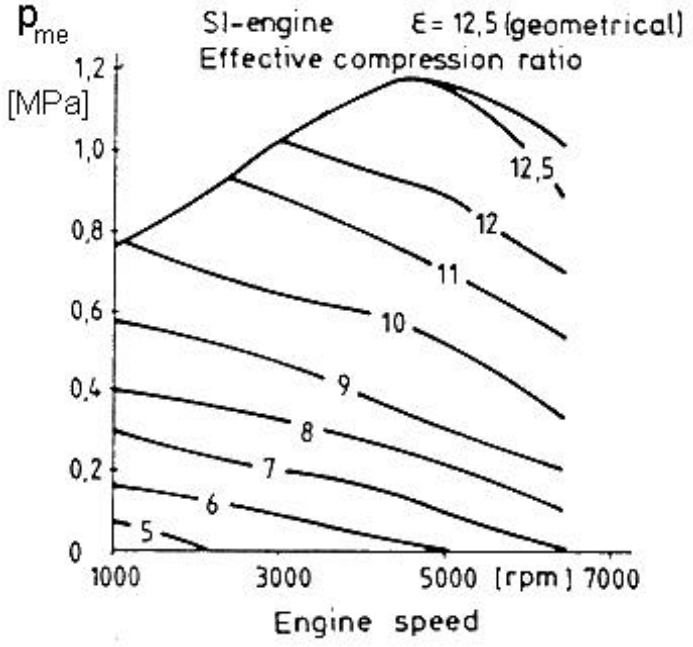


Figura 65

Diminuendo la pressione di aspirazione, poiché rimane costante il rapporto di compressione geometrico, si ha una diminuzione della pressione di fine compressione e pertanto il rapporto di compressione effettivo[7] si mantiene inferiore a quello geometrico, scendendo addirittura oltre la metà per i carichi minori (vedi Figura 65).
La regolazione per qualità in assenza della valvola a farfalla assicura un minore deterioramento del rapporto di compressione effettivo (ossia una più limitata diminuzione della pressione media di aspirazione) come si vede nella Figura 66 relativa ad un motore Diesel.

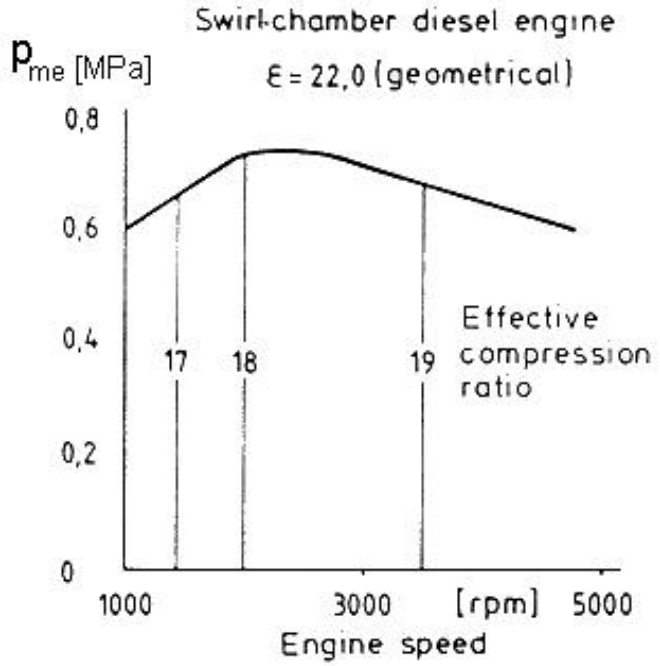


Figura 66

Un altro punto in cui il motore Diesel si rivela più efficace del motore a benzina è la temperatura di fine compressione. In un motore ad accensione comandata la formazione della miscela gioca un ruolo

[7] Rapporto tra pressione di fine compressione e pressione ambiente

fondamentale per quanto riguarda consumo specifico, emissioni e prestazioni; affinché la benzina iniettata (sia internamente che esternamente) evapori completamente è necessario che a fine compressione all'interno del cilindro si abbia una temperatura sufficientemente alta. Poiché lo scambio di calore tra fluido e blocco motore aumenta al crescere della massa d'aria aspirata (ovvero della pressione interna al cilindro), il motore a benzina risulta penalizzato da questo punto di vista per via della depressione che si crea dentro il cilindro durante l'aspirazione in condizioni di parzializzazione (vedi Figura 67). Il motore ad accensione per compressione invece, poiché aspira circa sempre la stessa massa d'aria, è caratterizzato da una temperatura di fine compressione che, in prima analisi, dipende solamente dal regime di rotazione del motore, con deboli variazioni in tutto il campo di funzionamento (vedi Figura 68). Si intuisce pertanto come le regolazione per qualità in un motore a benzina sia particolarmente adatta nel creare le più favorevoli condizioni per la carburazione.

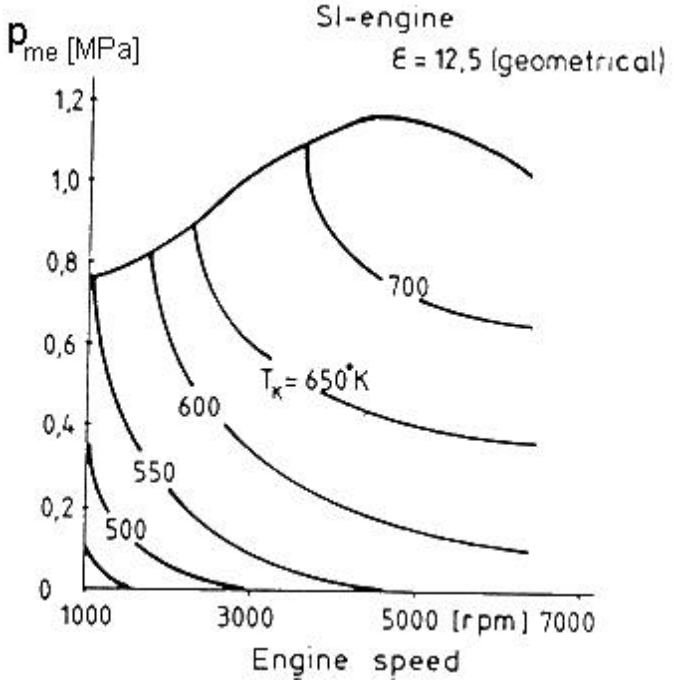


Figura 67

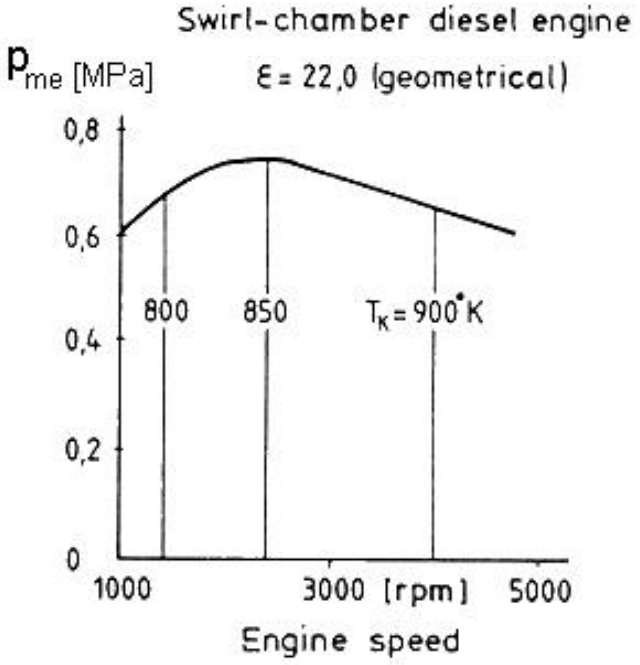


Figura 68

6.2 GDI: breve cronistoria

Il motore ad accensione comandata con iniezione diretta non è, almeno concettualmente, una grossa novità. Già negli anni trenta questo tipo di motore era stato introdotto come propulsore per aeroplani, con l'intento di esaltare le prestazioni rispetto al sistema a carburatore. Successivamente l'iniezione diretta fu applicata anche ad autovetture da competizione e non: la tecnologia era sostanzialmente basata su quella dei motori Diesel, mentre il controllo avveniva meccanicamente attraverso camme tridimensionali. Col tempo l'attenzione dei costruttori si è spostata dal campo delle prestazioni a quello dei consumi e dell'inquinamento, grazie anche ad azioni legislative. L'obbiettivo principale era lo stesso di oggi: regolare il motore a benzina come quello

Diesel. A questo proposito numerosi tentativi sono stati fatti negli ultimi decenni al fine di realizzare un processo di combustione che assicurasse buona carburazione, stratificazione della carica e stabilità di funzionamento. Il problema della stratificazione è stato dapprima affrontato nel più immediato dei modi prendendo direttamente spunto dal motore Diesel e cioè accendendo la miscela iniettata in una porzione ben delimitata della camera di combustione: si trattava cioè del sistema di iniezione in precamera. I problemi incontrati furono simili a quelli del motore Diesel, e cioè grossi effetti di parete e scadente combustione legata all'irregolarità della camera di combustione. Inoltre non era possibile operare con miscela omogenea e stechiometrica, il che penalizzava le prestazioni ai carichi massimi. Altri tentativi focalizzati sul controllo della miscela e della combustione proposero l'iniezione della benzina in una cavità ricavata sulla superficie del pistone in modo da formare un film liquido in rapida evaporazione (tipo procedimento Man). Anche qui si presentarono fastidiosi effetti di parete accompagnati da forti emissioni (soprattutto HC e fuliggine) oltre all'impossibilità di operare con carica omogenea per i carichi più elevati. Successivamente furono messi a punto motori ad iniezione diretta con iniettore posizionato molto vicino alla candela stessa, in modo che la scintilla scoccasse sempre sulla parte esterna del getto di benzina (Ford PROCO e Texaco TCCS). Tali sistemi raggiunsero buona stabilità di funzionamento ed economia di combustibile ma incontrarono comunque problemi legati alle emissioni e all'imbrattamento degli iniettori (troppo vicini alla candela). Ci si accorse allora della necessità di adottare una nuova filosofia del sistema di combustione, che sfruttasse cioè in maniera intelligente il moto dell'aria al fine di realizzare la stratificazione della carica, senza la necessità di dover posizionare iniettore e candela eccessivamente vicini.

Recentemente, sia per lo sviluppo della tecnologia degli iniettori e dei controlli elettronici, sia per l'approvazione di norme sempre più

restrittive, gli studi e le ricerche compiuti si sono intensificati ed hanno portato a diversi interessanti risultati.

6.3 Strategie di iniezione

Nonostante il motore Diesel vanti maggiore rendimento, nel mercato mondiale dell'auto la predominanza spetta al motore a benzina. Questo fatto è principalmente legato alle maggiori prestazioni che il motore ad accensione comandata vanta rispetto al Diesel. Affinché il motore a benzina conservi la sua superiorità in termini di prestazioni, in condizioni di piena ammissione la miscela deve essere il più ricca possibile (e cioè $\lambda \leq 1$) al fine di sviluppare la massima potenza; ma se la miscela è così ricca, è impensabile che avvenga un adeguata carburazione nei tempi limitati della corsa di compressione. Risulta dunque più opportuno che ai massimi carichi l'iniezione avvenga durante la corsa di aspirazione, sì da consentire un vigoroso e sufficientemente lungo mescolamento con l'aria aspirata e dunque una buona evaporazione di tutta benzina liquida iniettata (vedi Figura 69). Si ha insomma lo stesso tipo di funzionamento descritto a proposito dell'iniezione diretta per motore a carica omogenea nel capitolo precedente, con tutti i vantaggi che ne derivano e in termini di prestazioni (maggiore riempimento e rendimento interno) ed in termini di economia di carburante ed emissioni.

Viceversa, al diminuire del carico al motore, regolando per qualità la miscela deve risultare via via più povera ($\lambda = 1.5 \div 5$), pur mantenendo valori sufficientemente ricchi in prossimità della candela affinché si inneschi l'accensione. E' necessario allora alimentare il motore con una carica non più omogenea ma stratificata.

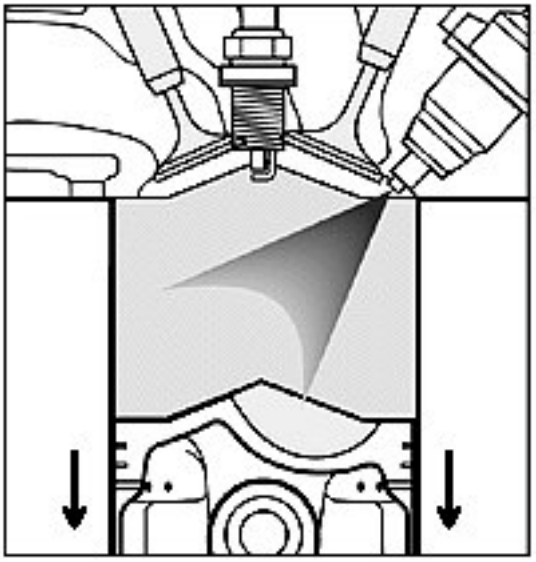


Figura 69. Iniezione durante la corsa di aspirazione

A tal proposito l'unica strategia da seguire è praticare l'iniezione durante la fase di compressione, tanto più tardi quanto maggiore è il grado di parzializzazione, in modo da impedire che avvenga un mescolamento che omogeneizzi la miscela (Figura 70).

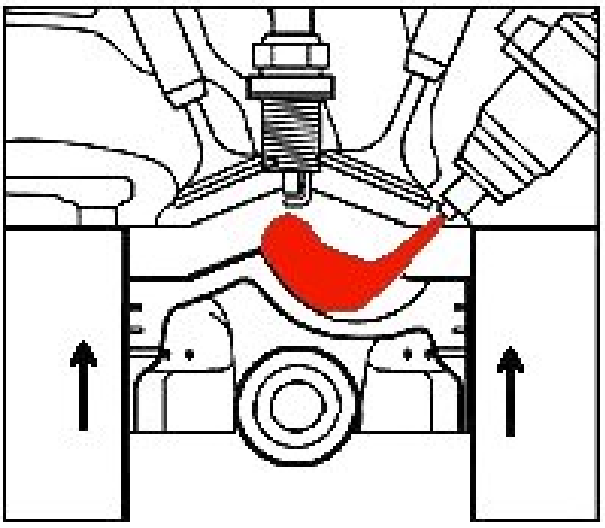


Figura 70. Iniezione in fase di compressione

Se l'iniezione di benzina avviene durante la parte finale della corsa di compressione, la pressione necessaria affinché sia efficace è dell'ordine dei 50÷100bar, ed in rari casi (Volkswagen Futura GDI) si sono toccati i 450bar.Tali pressioni, ben al di sopra di quelle normalmente utilizzate negli attuali sistemi Multi Point (2÷3bar), sono necessarie sia per vincere le elevate pressioni che si realizzano all'interno del cilindro a fine compressione, sia per assicurare una sufficiente nebulizzazione del carburante che in tal caso ha pochissimo tempo per carburare l'aria. Sperimentazioni condotte con iniettore a getto conico al fine di osservare la dipendenza del consumo specifico dalla pressione di iniezione hanno mostrato che esiste per questa un valore ottimo (che nel caso in esame era di 125bar), che comunque dipende dalla fisionomia del motore preso in considerazione. Si è anche osservato che le emissioni inquinanti hanno una più marcata dipendenza dalla pressione di iniezione: al crescere di questa diminuisce molto il tenore di HC, per via del maggiore grado di nebulizzazione del combustibile che assicura una migliore combustione, e si riscontra un lieve aumento del tenore di NO_X (probabilmente perché accelerando la combustione si raggiungono più facilmente le temperature di formazione degli ossidi di azoto). Da quanto esposto si intuisce che il motore ad iniezione diretta deve funzionare alternativamente con una delle due strategie di iniezione, in funzione del carico al motore e della velocità angolare. A questo proposito sarebbe ideale un motore ad iniezione diretta capace di funzionare con carica omogenea fino a dosature pari a circa 25, in modo da poter sfumare da una strategia all'altra senza avvertibili discontinuità di funzionamento.

6.4 Tecnologia dei sistemi di iniezione

La funzione del sistema di iniezione, accoppiato ad un efficace sistema di movimentazione dell'aria aspirata, è quella di garantire un adeguata

formazione della miscela (evaporazione della benzina) ed una ben controllata stratificazione della carica. Affinché si abbia un'efficiente carburazione sono necessarie una nebulizzazione molto fine della benzina ed una geometria della camera di combustione tali da assicurare un rapido scambio termico con l'aria. I requisiti di un sistema di iniezione sono però differenti a seconda della strategia di iniezione, ovvero del carico al motore. Ai carichi maggiori (quando l'iniezione avviene durante la fase di aspirazione) c'è bisogno di un getto possibilmente conico con ampia apertura (compatibilmente con le dimensioni del cilindro per evitare eccessivi depositi di carburante sulle pareti, responsabili di formazione di fuliggine), finemente nebulizzato e che raggiunga una buona penetrazione nel cilindro, sì da assicurare il massimo rapporto tra superficie globale di scambio termico con l'aria e volume del liquido iniettato. Al crescere di questo rapporto aumenta la velocità con cui la benzina cambia fase e quindi si rende possibile l'evaporazione di tutto il quantitativo di benzina iniettato ($\lambda \leq 1$). Ai carichi parziali invece, quando cioè l'iniezione avviene durante l'ultima fase della compressione, il getto deve presentare caratteristiche molto diverse per il fatto che si tende a realizzare una concentrazione di benzina nella zona a ridosso della candela: il getto allora non deve essere né ad ampia apertura né eccessivamente penetrante ma piuttosto raccolto e compatto. Unitamente alla compattezza è necessario anche in questo caso un elevato grado di nebulizzazione poiché i tempi a disposizione per la carburazione sono ora minimi. La pressione relativamente elevata che si realizza in camera di combustione a fine compressione (nei motori MPI è dell'ordine dei 10bar, ma in un motore ad iniezione diretta che operi senza valvola a farfalla e con un rapporto di compressione maggiore, raggiunge valori sicuramente più elevati) ha un duplice effetto: da un lato compromette la nebulizzazione del liquido per la minore pressione differenziale tra iniettore e cilindro, dall'altro diminuisce la penetrazione del getto e lo rende più compatto.

Anche la stabilità termica dell'iniettore gioca un ruolo importante, soprattutto sul suo posizionamento all'interno del cilindro, e quindi sul design del motore, e sulla stabilità del processo di combustione. Problemi legati alla formazione di depositi sull'iniettore ed alla cattiva resistenza alle alte temperature possono limitare notevolmente le varianti adottabili per la configurazione del sistema di combustione.

Anche se i sistemi di iniezione studiati e proposti per il motore a benzina sono sempre stati ispirati dalla tecnica dei motori Diesel, non è stato possibile una diretta estensione per via del differente concetto di accensione. Iniettori a getto conico con stretta apertura hanno spesso incontrato problemi legati alla bassa velocità di formazione della miscela carburata e al deposito di liquido sulle superfici della camera di combustione per l'elevata penetrazione. Una nuova generazione di iniettori (vedi Figura 71), che oltre al moto assiale imprimono al liquido un forte *swirl,* permettono di risolvere i problemi incontrati dalla prima generazione di iniettori.

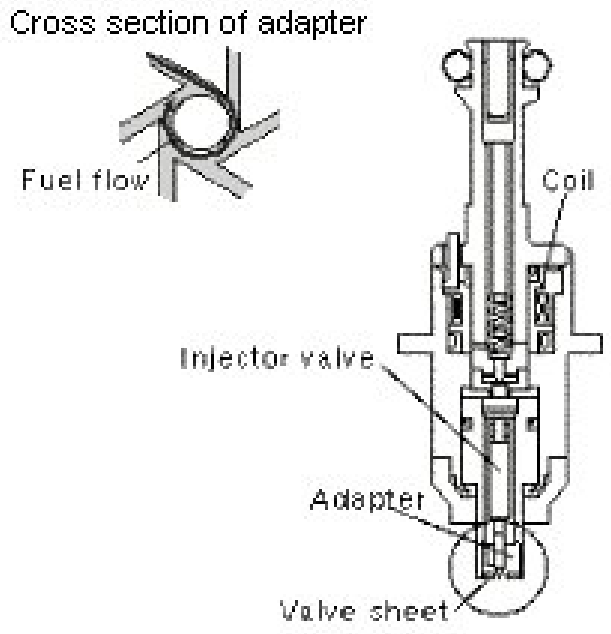


Figura 71. Schema di iniettore a *swirl*

Imprimendo al getto di liquido un vigoroso vortice si ottiene un getto a geometria conica con una migliore distribuzione della benzina sulla superficie esterna del cono, e caratterizzato da una più precoce disgregazione, il che limita la sua penetrazione. Infatti con tale tipo di iniettore la pressione del liquido non è più interamente utilizzata per accelerarlo in direzione assiale (il che dà luogo ad una buona nebulizzazione, accompagnata però da un eccessiva penetrazione) ma viene in parte sfruttata per fornire la componente rotazionale dello swirl (vedi Figura 72), che è ancora efficace in termini di fine nebulizzazione, ma non contribuisce alla penetrazione.

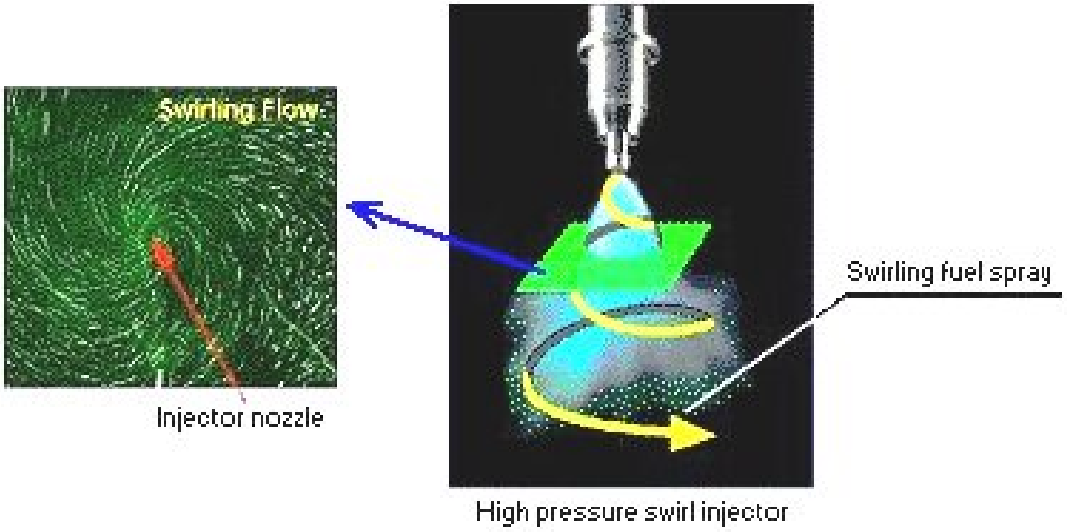


Figura 72. Funzionamento dell'iniettore a swirl

Inoltre con tale tipo di iniettore la geometria del getto (soprattutto l'apertura conica) dipende fortemente sia dalla pressione di iniezione che da quella nel cilindro. Per i valori più elevati di questa (che si hanno a fine compressione) il getto assume una forma blandamente conica, richiudendosi rapidamente su se stesso, soddisfacendo quei requisiti di

compattezza e penetrazione necessari affinché si abbia una efficace stratificazione della carica in parzializzazione (vedi Figura 73).

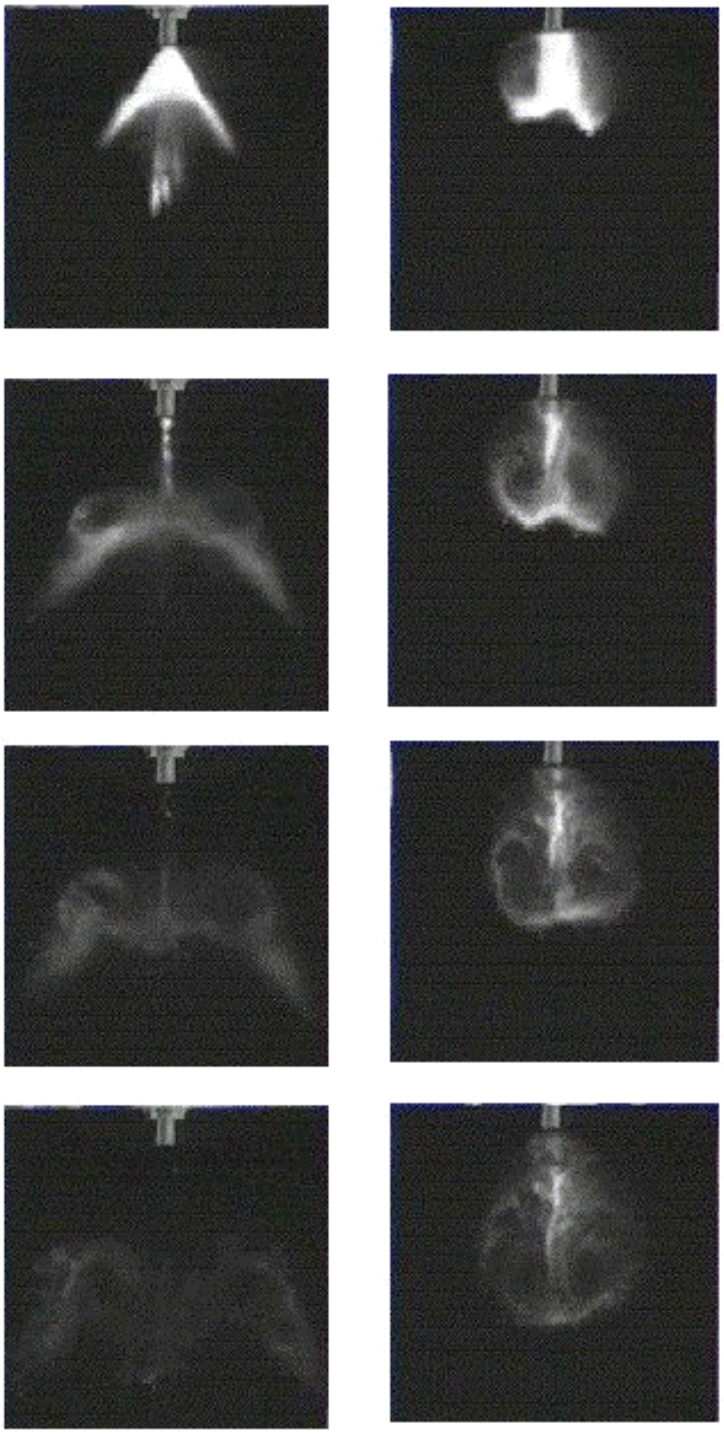


Figura 73. Sezione verticale del getto conico in aspirazione (sinistra) e del getto compatto in compressione (destra)

Più precisamente la pressione di iniezione risulta avere maggiore influenza sul grado di nebulizzazione del getto e sulla sua penetrazione, mentre la pressione nel cilindro ha un più marcato effetto sull'apertura del getto conico. Da quanto detto sembrerebbe che un elevata pressione di iniezione accompagnata da una forte componente di swirl sia molto efficace ai fini di una buona formazione della miscela: tuttavia si consideri che in genere la velocità di penetrazione del getto relativa ad un'ottimale pressione di iniezione è di circa 40 m/s, e cioè tanto grande da causare sicuramente l'urto tra getto e pistone durante l'iniezione in aspirazione. Questo comporta che parte dell'energia di pressione della benzina non ha come effetto ultimo lo scambio termico con l'aria, bensì l'evaporazione al contatto col pistone, vanificando i risultati della più spinta nebulizzazione. Pertanto nella scelta della pressione di iniezione e del fattore di swirl imposto al getto si deve raggiungere un buon compromesso tra nebulizzazione, penetrazione e deposito liquido sulle superfici. Attualmente il sistema di iniezione diretta più accreditato sia per motori Diesel che benzina è il cosiddetto sistema a *common-rail* (Figura 74 e Figura 75).

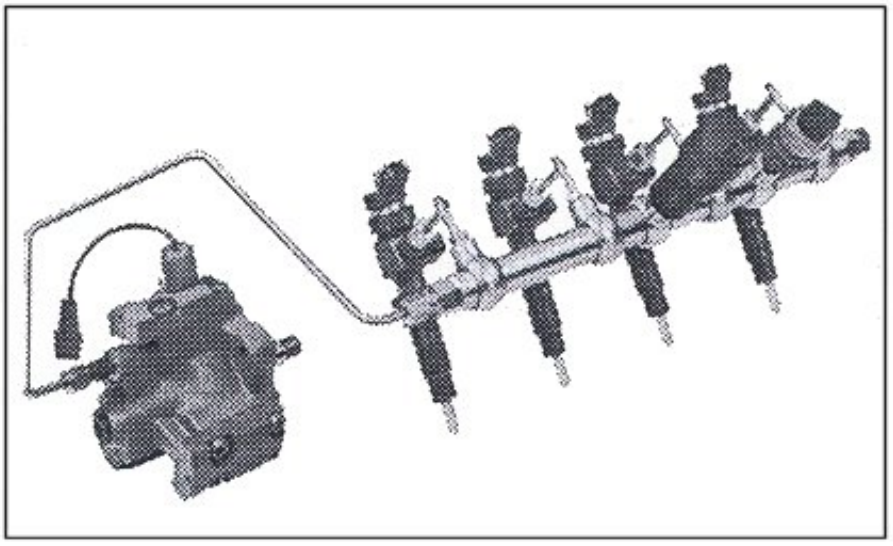


Figura 74.Sistema common-rail con iniettori e pompa ad alta pressione

secondo tale sistema il combustibile viene pompato alla pressione di iniezione in un condotto comune a tutti gli iniettori (chiamato appunto common-rail, Figura 75).

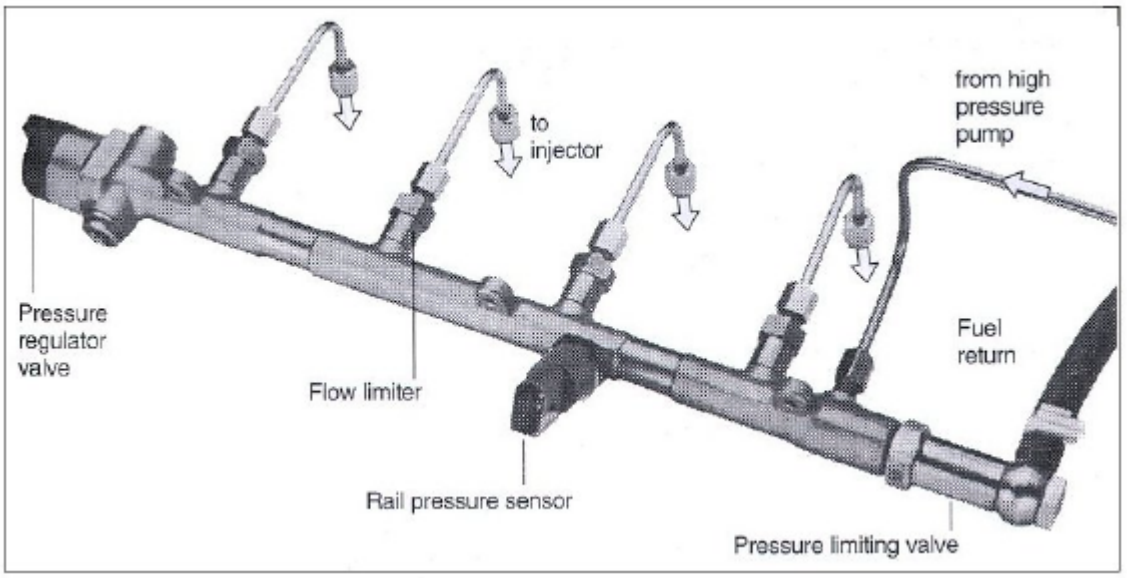


Figura 75.Common-rail

Ognuno di questi, al momento dell'apertura, che è comandata elettricamente dalla centralina, può disporre così del necessario quantitativo di benzina già a pressione di iniezione (vedi schema in Figura 76).

Col sistema *common-rail* si disconnette pertanto il pompaggio del combustibile dall'iniezione, raggiungendo dunque la massima flessibilità di funzionamento, necessaria ad un sistema che deve poter variare istantaneamente i tempi di apertura degli iniettori per poter passare da una strategia di iniezione all'altra.

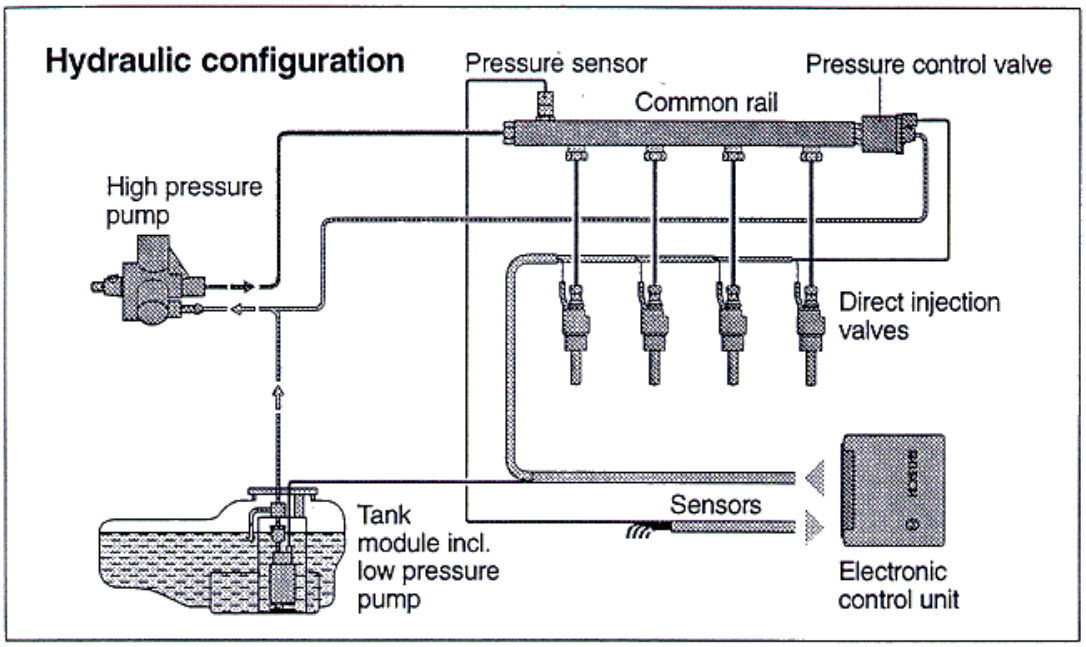


Figura 76. Schema di sistema di iniezione *common-rail*

6.4.1 L'iniezione a bassa pressione

Classicamente quando si parla di motore ad iniezione diretta si considera sempre l'iniezione della benzina liquida ad elevate pressioni. Questo è infatti il concetto di iniezione sviluppato da quasi tutte le case automobilistiche che si sono interessate a questa tecnologia.

Esiste però un altro concetto di iniezione diretta di benzina, e cioè quello portato avanti dalla ORBITAL: l'iniezione a bassa pressione con aria compressa. Il sistema di iniezione, secondo quanto dichiarato dalla casa costruttrice, permetterebbe di spingersi con l'iniezione fino a circa 30° di manovella prima del punto morto superiore nella corsa di compressione (vedi Figura 77), garantendo così un'efficace stratificazione della carica con valori della dosatura fino a 70.

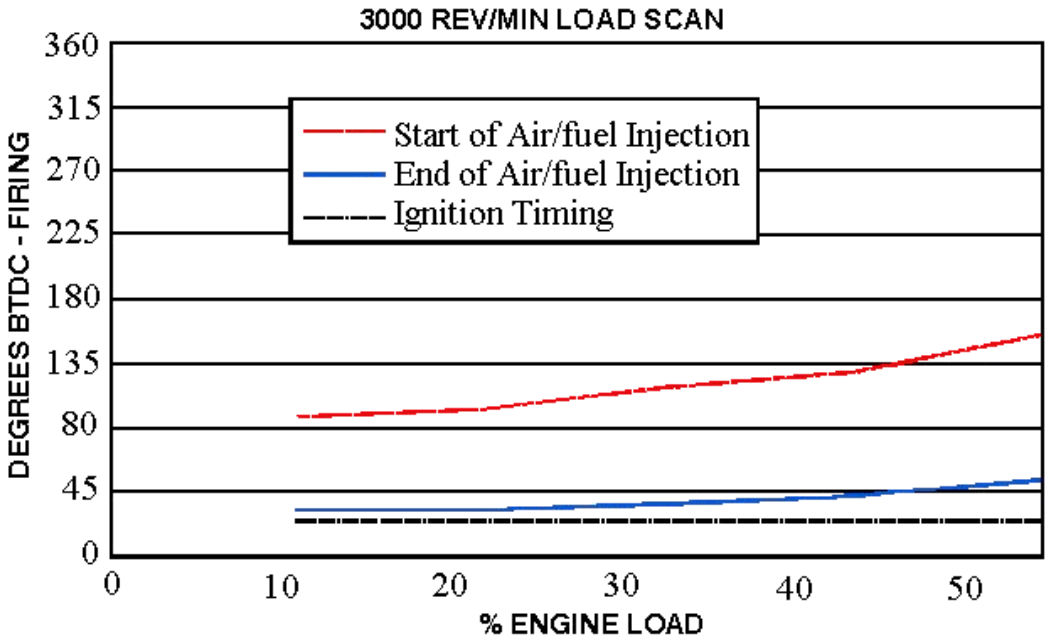


Figura 77

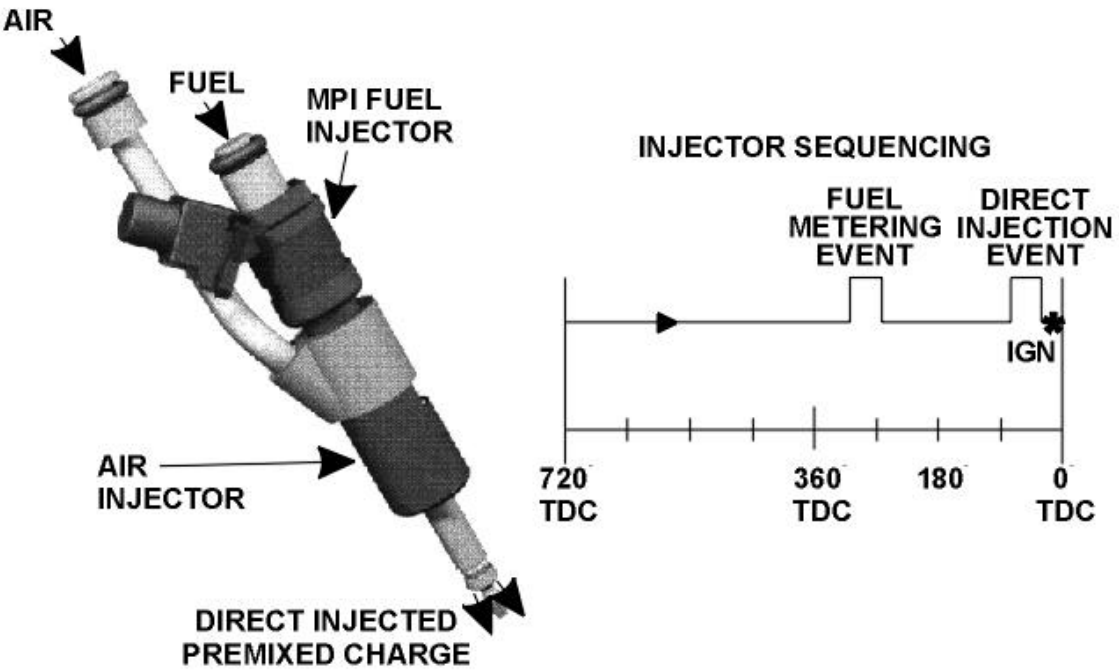


Figura 78

Il cuore del sistema OCP (Orbital Combustion Process) è un iniettore di miscela aria/benzina comandato tramite valvola a solenoide e capace di iniettare una nuvola di benzina nebulizzata molto finemente all'interno del cilindro (Figura 78).

Il combustibile viene iniettato, attraverso un comune iniettore adottato nei sistemi multi point, con tempi che vanno da 1.5 a 10ms, all'interno di una camera in cui si trova aria ad una pressione di circa 6.5bar. L'iniettore d'aria a questo punto inietta la miscela di aria e benzina finemente nebulizzata che è immediatamente pronta per la combustione (tempi di iniezione dai 3 ai 6ms). In Figura 79 è rappresentata la distribuzione percentuale delle dimensioni delle goccioline ottenute iniettando in un ambiente alla pressione atmosferica sia col sistema OCP che con un convenzionale iniettore ad alta pressione per iniezione diretta.

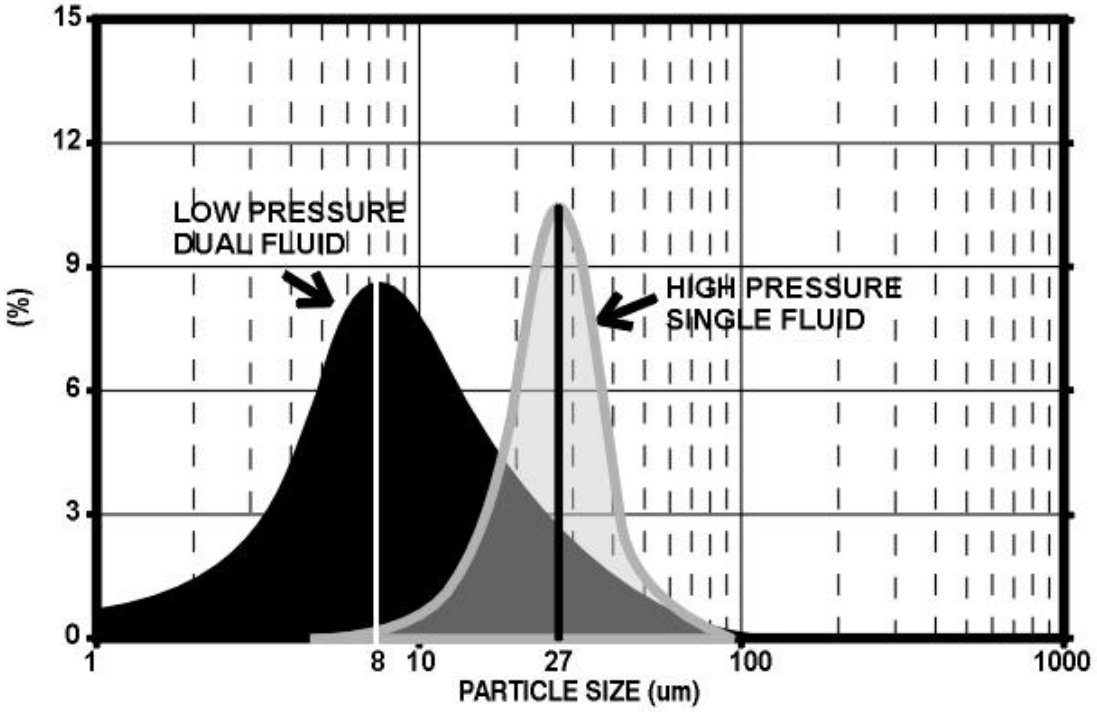


Figura 79

Come si vede la distribuzione dei valori relativa all'iniettore ad alta pressione (che inietta solo combustibile liquido) ha un valore medio di circa 27μm, mentre la distribuzione dei valori relativa all'iniettore Orbital raggiunge un valore medio di 8μm, anche se con una dispersione maggiore. Questa nebulizzazione molto fine consente una rapida evaporazione del combustibile minimizzando il bisogno di strategie per la formazione della miscela. Un sistema di iniezione diretta deve essere però capace di fornire un getto sufficientemente nebulizzato anche quando l'iniezione avvenga alle pressioni relativamente alte di fine compressione. Infatti, come già osservato, all'aumentare della pressione nel cilindro diminuisce la pressione differenziale tra iniettore e cilindro, e con essa la capacità nebulizzante dell'iniettore.

Il sistema OCP si conserva tuttavia prestante anche in questa situazione, mantenendo una dimensione media delle goccioline di benzina dell'ordine dei 20μm anche con una pressione differenziale di un solo bar (Figura 80). Questa efficace capacità nebulizzante sembra dovuta al fatto che si utilizza l'aria per frammentare il liquido anziché la sola pressione, e consente pertanto una buona e rapida preparazione della miscela anche con strettissimi tempi a disposizione. In questo modo il funzionamento sia del il sistema di iniezione che del motore stesso risultano dipendere molto meno dalla velocità di rotazione. Il sistema OCP ha inoltre mostrato di poter controllare con buona precisione la dosatura della miscela attorno agli elettrodi della candela attraverso un'accurata fasatura degli istanti di iniezione del combustibile e della miscela aria/benzina mostrati in Figura 78. L'aria compressa necessaria è fornita da un compressore alternativo di piccola cilindrata (20cc o 43cc a seconda del motore) trascinato dal motore stesso. Un regolatore di pressione provvede poi a mantenere un'adeguata pressione differenziale tra iniettore e cilindro al fine di assicurare una buona nebulizzazione in tutti i regimi.

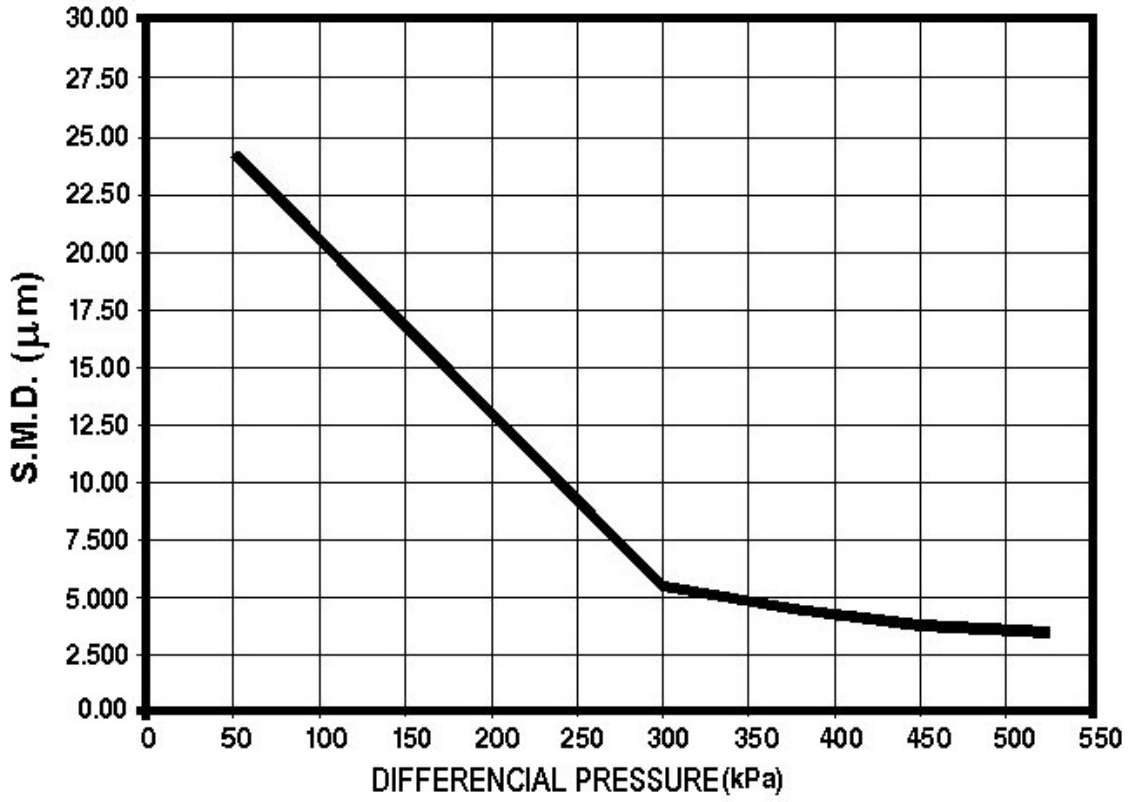


Figura 80. Diametro medio di Sauter in funzione della pressione differenziale

Un indiscutibile vantaggio del sistema di iniezione OCP deriva proprio dall'impiego di basse pressioni per l'iniezione. Nei convenzionali sistemi di iniezione diretta l'alta pressione è necessaria soprattutto per mantenere un buon grado di nebulizzazione anche alle più alte pressioni di fine compressione. Aumentando la pressione di iniezione però aumenta anche la penetrazione del getto all'interno del cilindro, e questo può compromettere la riuscita di un adeguata stratificazione della carica. Il sistema OCP, come visto, fa a meno delle alte pressioni di iniezione pur raggiungendo elevati gradi di nebulizzazione, il che si traduce ovviamente in una minore velocità di penetrazione del getto (vedi Figura 81), e quindi in una maggiore compattezza del getto, più facile da raccogliere nella parte alta del cilindro, attorno agli elettrodi della candela.

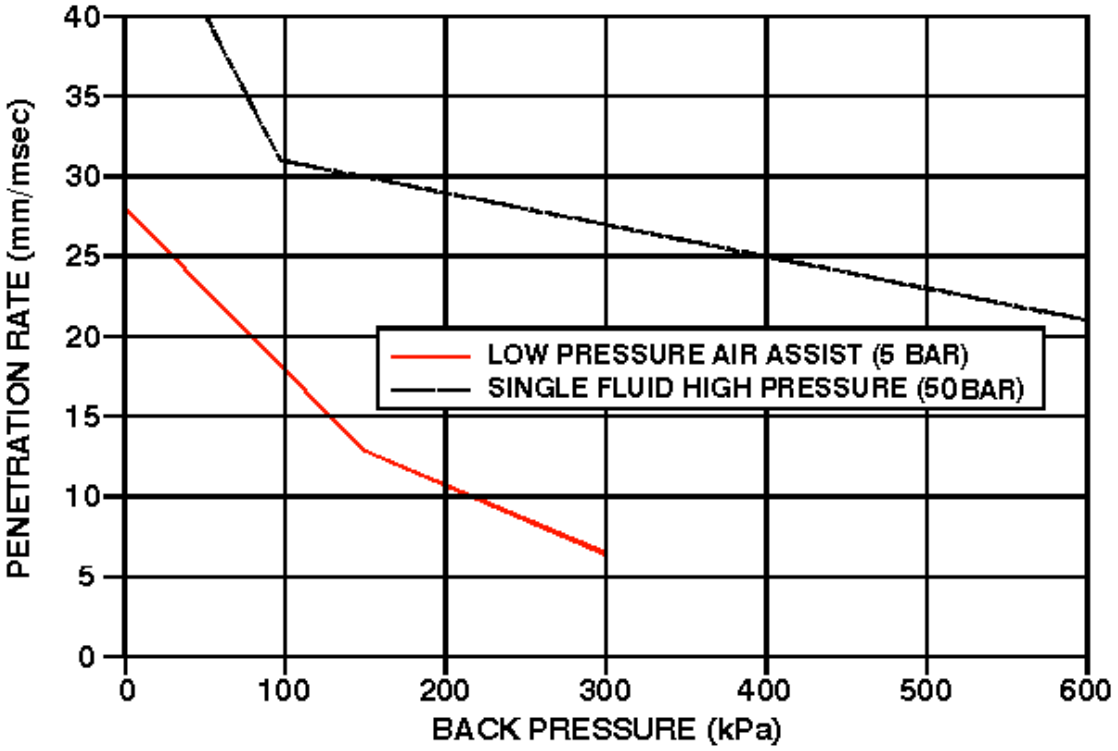


Figura 81

Ciò assicura un funzionamento stabile anche per valori di dosature fino a 70. Sempre dalla Figura 81 si vede che la velocità di penetrazione è molto sensibile alla pressione nel cilindro, così al diminuire di questa, spostandosi cioè verso il funzionamento a carica omogenea ed iniezione in aspirazione, si ottiene comunque una sufficientemente elevata penetrazione all'interno del cilindro, necessaria in questa situazione. In Tabella 6 sono riportati i risultati dei test eseguiti con un motore ad iniezione diretta Zetec con iniettore Orbital a bassa pressione posto in posizione centrale nella camera di combustione. Il test ha simulato la guida di una vettura 2.0l della massa di 1360Kg secondo il Nuovo Ciclo di Guida Europeo (NEUDC). Come si vede il sistema OCP ha raggiunto economie di combustibile fino al 20% senza alcuna modifica al rapporto di compressione ed ai condotti di aspirazione. Inoltre, grazie all'elevata nebulizzazione e alla bassa penetrazione il sistema è riuscito a mantenere

un buon controllo sulle emissioni di idrocarburi incombusti, piuttosto vicine a quelle del motore MPI senza EGR.

	Cs [km/l]	**Cs [%]**	**HC[8] [g/km]**	**CO[8] [g/km]**	**NOx[8] [g/km]**
Vettura MPI senza EGR	11.7	0%	0.85	5.46	1.64
DI singola iniezione con EGR	13.64	16.6%	1.1	6.68	0.25
DI doppia iniezione con EGR	13.84	18.3%	1.17	5.39	0.25
DI doppia iniezione con elevato EGR	14.05	20.1%	1.3	3.88	0.26

Tabella 6

La fine nebulizzazione ottenuta con l'iniettore ad aria compressa ha il secondo benefico effetto di incrementare la tolleranza del motore al ricircolo dei gas di scarico. Operando fino al 40% di EGR ed incrocio delle fasi di circa 80° di manovella (il che fornisce l'effetto *EGR interno*) si è conservata una buona stabilità anche al minimo, portando le emissioni di NOx allo scarico al 15% circa di quelle uscenti dal motore MPI (prima del catalizzatore). Le capacità del motore dotato di iniettore ad aria compressa sono esaltate se si adotta una strategia a doppia iniezione (Figura 82); in questo caso parte del combustibile è iniettato nel cilindro durante l'aspirazione (circa 60° prima del punto morto inferiore) e forma così una miscela carburata estremamente povera (quindi non accendibile); successivamente, verso la fine della corsa di compressione, si inietta il combustibile rimanente, che forma una miscela molto ricca agli elettrodi della candela. In tal modo il motore è

[8] Emissioni prima del catalizzatore

capace di operare con grosse quantità di gas (per esempio EGR) senza peraltro deteriorare sensibilmente la stabilità di funzionamento. La possibilità di operare con un forte ricircolo dei gas di scarico ha reso possibile l'elevata economia di combustibile e le basse emissioni in Tabella 6.

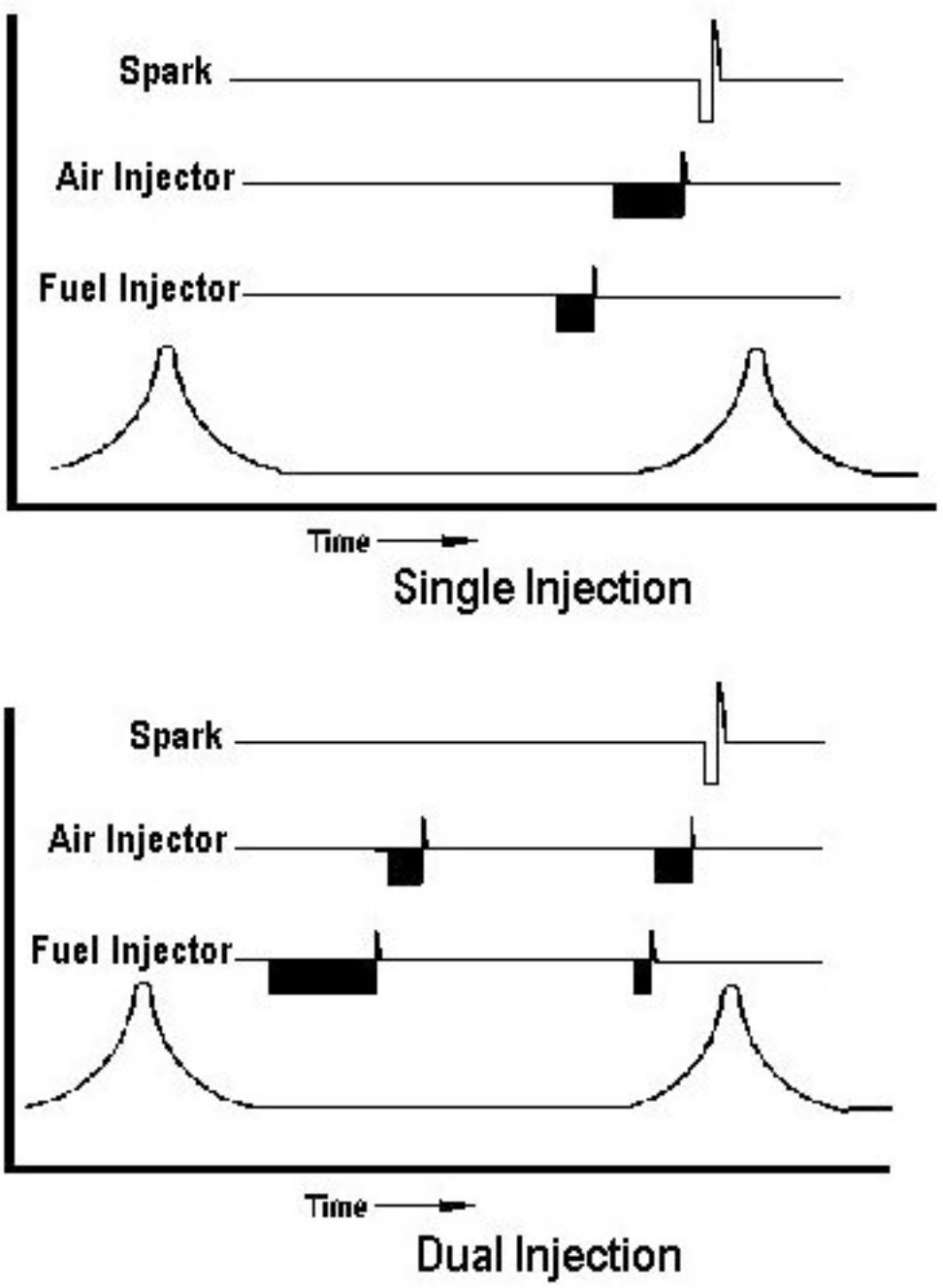


Figura 82

6.5 Sistemi di combustione

Le esigenze di un sistema di combustione ad iniezione diretta (e cioè compatibilità tra il funzionamento con iniezione in aspirazione ed in compressione, prestazioni competitive con gli attuali motori a benzina, consumo specifico vicino a quello del Diesel ed emissioni al di sotto dei limiti) richiedono la complessa interazione di un certo numero di fattori: caratteristiche dell'iniezione, durata dell'iniezione, anticipo all'accensione, geometria della camera di combustione, tipo di moto della carica.

Le configurazione proposte per sistemi ad iniezione diretta di benzina sono molteplici, alcune molto differenti fra loro sia concettualmente che funzionalmente. Molte di queste configurazioni operano sia con carica omogenea che stratificata, ma tutte hanno in comune l'impiego del flusso di aria sia come agente stratificatore, che come mezzo per migliorare carburazione e combustione.

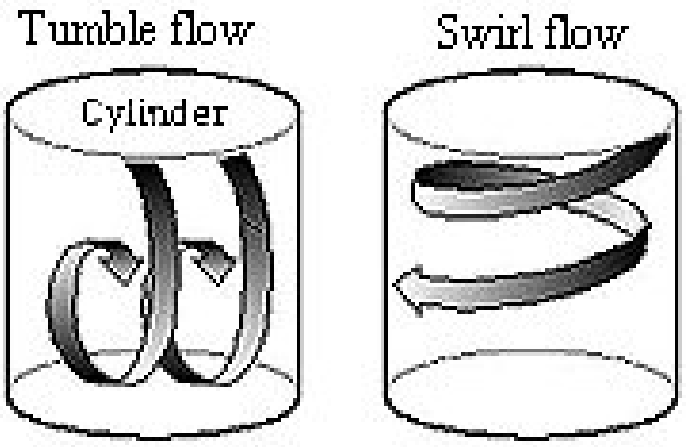


Figura 83

Naturalmente i tipi di flusso indotti sono di tipo swirl e/o tumble (vedi paragrafo 4.8.1 e Figura 83).

Alcuni sistemi basati sul moto di swirl sono illustrati in (Figura 84a). In tali sistemi l'iniettore è posizionato centralmente e lo swirl è utilizzato in combinazione con un pistone lavorato sulla superficie per ottimizzare il moto della carica. La stabilità dell'accensione è garantita dalla vicinanza tra iniettore e candela, sicché gli elettrodi sono sempre investiti dal getto di combustibile. Questo crea però qualche problema di usura e richiede candele particolari.

Altro genere di sistemi di combustione è caratterizzato dalla candela in posizione centrale e l'iniettore posto lateralmente ed inclinato, che inietta nella cavità del pistone (Figura 84b).

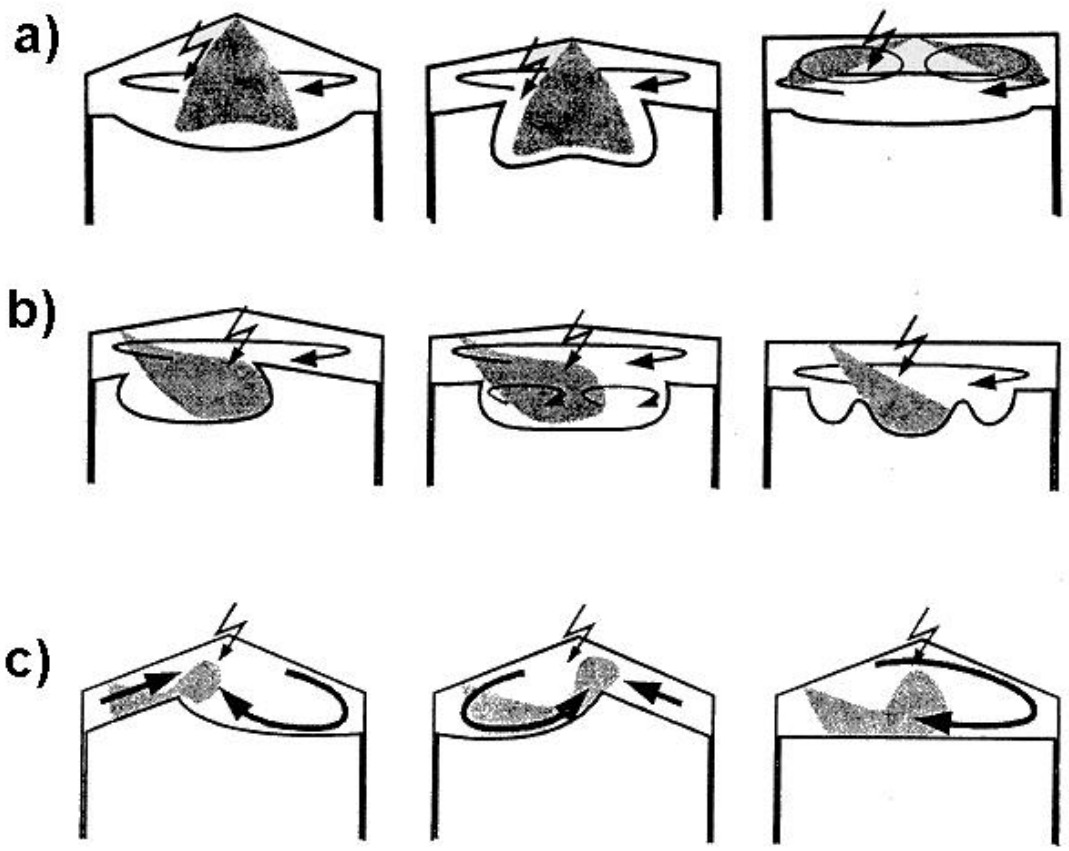


Figura 84

Una classe importante di sistemi di combustione è quella basata sul moto di tipo tumble (Figura 84c). Questo tipo di moto, come già visto al paragrafo 4.8.1, è capace di conservarsi intatto fino a buona parte della corsa di compressione, dirompendosi successivamente in moti di piccole dimensioni che danno origine ad una forte turbolenza a fine compressione. Se si considera il caso in cui l'iniezione avviene durante la fase di compressione (carichi parziali) la conservazione della componente principale del moto permette il posizionamento stabile della miscela, mentre la conversione della componente principale di moto in turbolenza incrementa sia l'evaporazione sia i fenomeni di trasporto, responsabili di una combustione più veloce.

6.5.1 Lo sviluppo del pistone

Alla Ricardo Consulting è stata svolta una ricerca mirata all'individuazione della geometria del pistone che consentisse un funzionamento ottimale soprattutto nel caso dell'iniezione in fase di compressione, situazione in cui la forma della camera di combustione, le caratteristiche dell'iniezione (inclinazione, apertura del getto conico) ed il moto dell'aria aspirata assumono particolare rilevanza per l'ottenimento di una carica stratificata stabile, cioè ripetibile ciclo dopo ciclo. La ricerca condotta alla Ricardo ha messo a confronto tre diversi pistoni utilizzando una valvola di campionamento elettromagnetica montata al posto della candela per prelevare piccoli quantitativi di miscela (0.4 cm^3) ed analizzarne dosatura. In tal modo si è potuto osservare l'influenza dei diversi pistoni (ovvero di tre diverse geometrie della camera di combustione) sulla dosatura della miscela in prossimità degli elettrodi della candela in condizioni di carica stratificata.

L'obbiettivo della stratificazione della carica è consentire il posizionamento di una nuvola di miscela sufficientemente ricca agli elettrodi della candela e quindi l'accensione della carica in un istante che renda ottimale il compromesso tra prestazioni, consumo ed emissioni (HC ed NOx), lungo un ampio range di valori di carico al motore e velocità angolari.

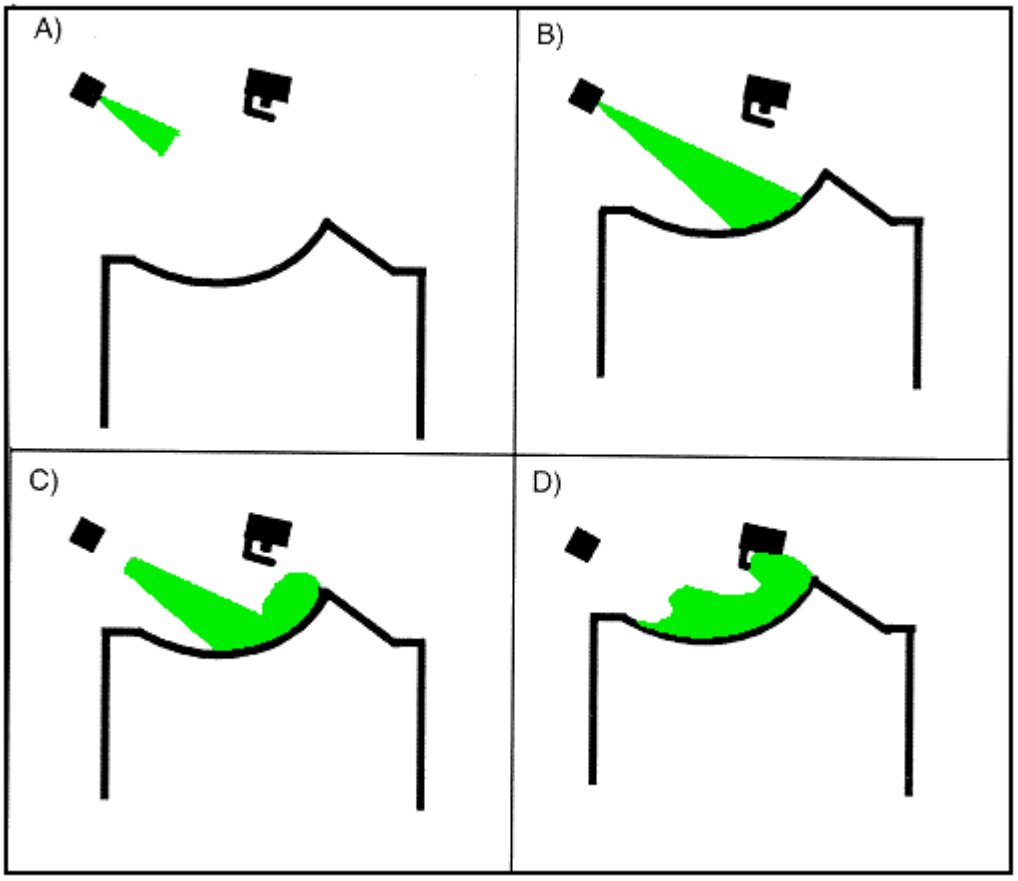


Figura 85

Per comprendere meglio le interazioni tra getto di benzina e geometria del pistone sono state individuate quattro fasi (vedi Figura 85):

A) Il getto di benzina esce dall'iniettore
B) Il getto incontra la superficie superiore del pistone

C) Il getto viene deviato e scivola lungo la cavità fino a raggiungere l'orlo, dove forma una nuvola di vapore e goccioline di liquido (osservazione sperimentale, vedi Figura 86)

D) Il flusso di aria aspirata trasporta il combustibile fino alla candela, dove avviene l'accensione

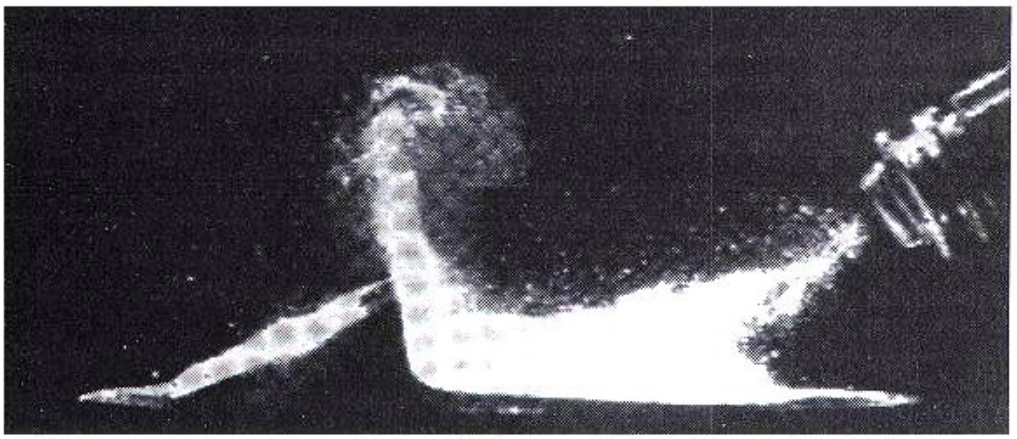


Figura 86

Nota la geometria della camera di combustione si può calcolare la distanza del getto dall'iniettore e seguirne l'evoluzione temporale. In Figura 87 sono rappresentate le distanze del getto e del pistone dall'iniettore per quattro diversi istanti di iniezione. Per ognuno dei casi si è quindi calcolato l'istante di incontro tra getto e pistone (per esempio il punto B per il caso SOI=310°ATDC), l'istante in cui il combustibile raggiunge l'orlo della cavità del pistone (punto C) e quindi l'istante in cui la miscela ricca arriva agli elettrodi. Si è così teoricamente stimato il tempo necessario affinché il combustibile, a partire dall'iniezione, arrivi agli elettrodi della candela. Come si vede, nel caso in cui l'iniezione cominci 280° di manovella dopo il punto morto superiore intercorre un tempo troppo lungo fino alla possibile accensione, durante il quale il combustibile si disperde formando una miscela troppo povera.

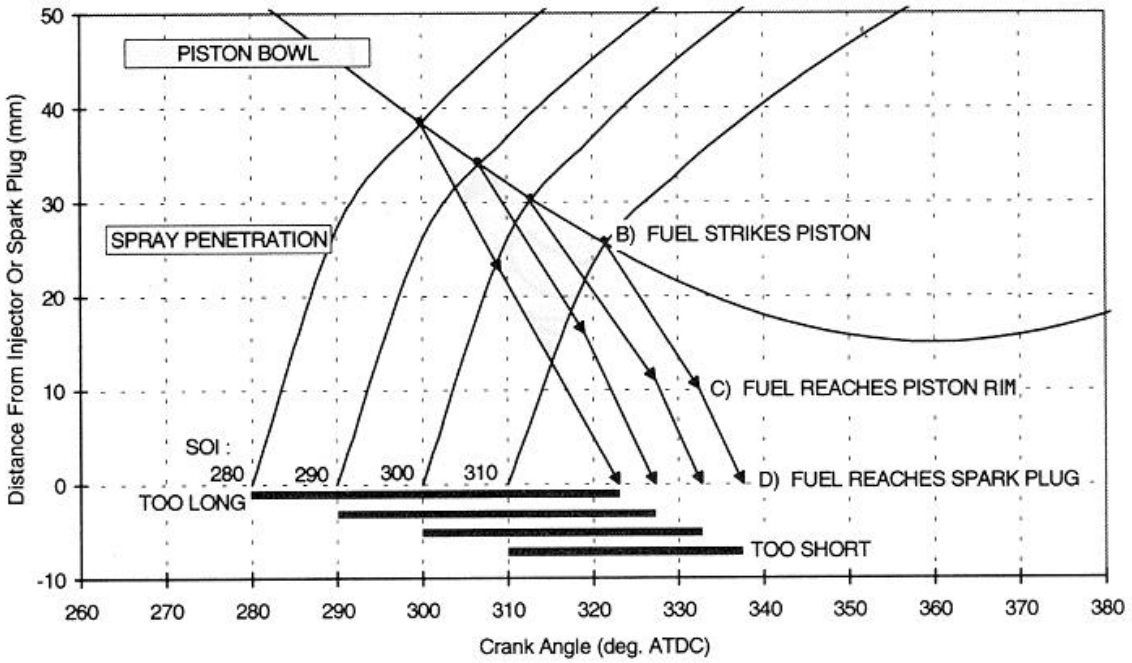


Figura 87

Viceversa se l'iniezione comincia a 310° di manovella dopo il punto morto superiore il tempo a disposizione del combustibile affinché si formi una adeguata miscela è troppo poco, e ciò porta a mancate accensioni. Si è così anche avuto idea di quale campo di valori esplorare per quanto riguarda sia l'iniezione che l'accensione (ovvero l'apertura della valvola per il prelevamento del campione di miscela). Per gli esperimenti condotti è stato utilizzato un motore Ricardo da ricerca (monocilindrico con quattro valvole, cilindrata=0.3l, rapporto di compressione=12). Grazie alla valvola di campionamento si è potuto misurare la dosatura della miscela raccoltasi attorno alla candela in ognuno dei tre casi: cilindro piatto, a cavità quadrata ed a cavità sferica (vedi Figura 88).

L'istante di iniezione è stato fatto variare da 310° a 330° dopo il punto morto superiore con un arco di iniezione costante pari a 20° di manovella.

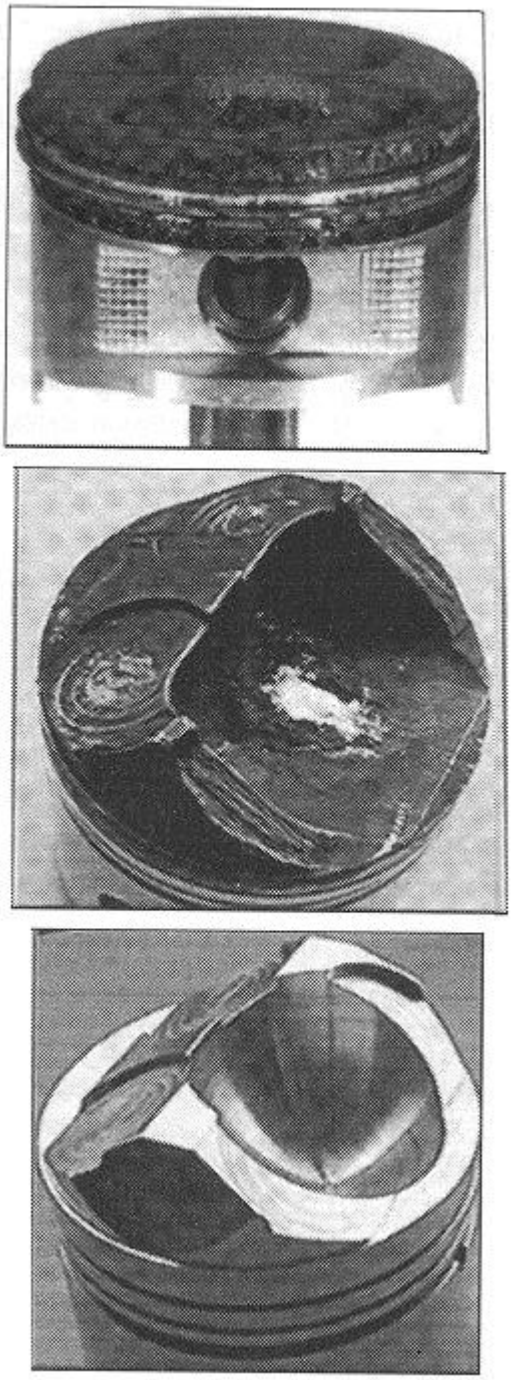


Figura 88

In Figura 89 sono riportati i risultati al variare dell'istante di apertura della valvola di campionamento con iniezione di benzina terminante 320° dopo il punto morto superiore.

Si nota chiaramente che utilizzando il pistone a cavità sferica si sono raggiunti valori di dosatura quasi stechiometrici in prossimità della candela, mentre col pistone a cavità quadrata si è raccolta una miscela sempre troppo povera perché si potesse avviare stabilmente la combustione (α>20).Addirittura nel caso del pistone piatto la dosatura rilevata non sarebbe stata accendibile (α>30).

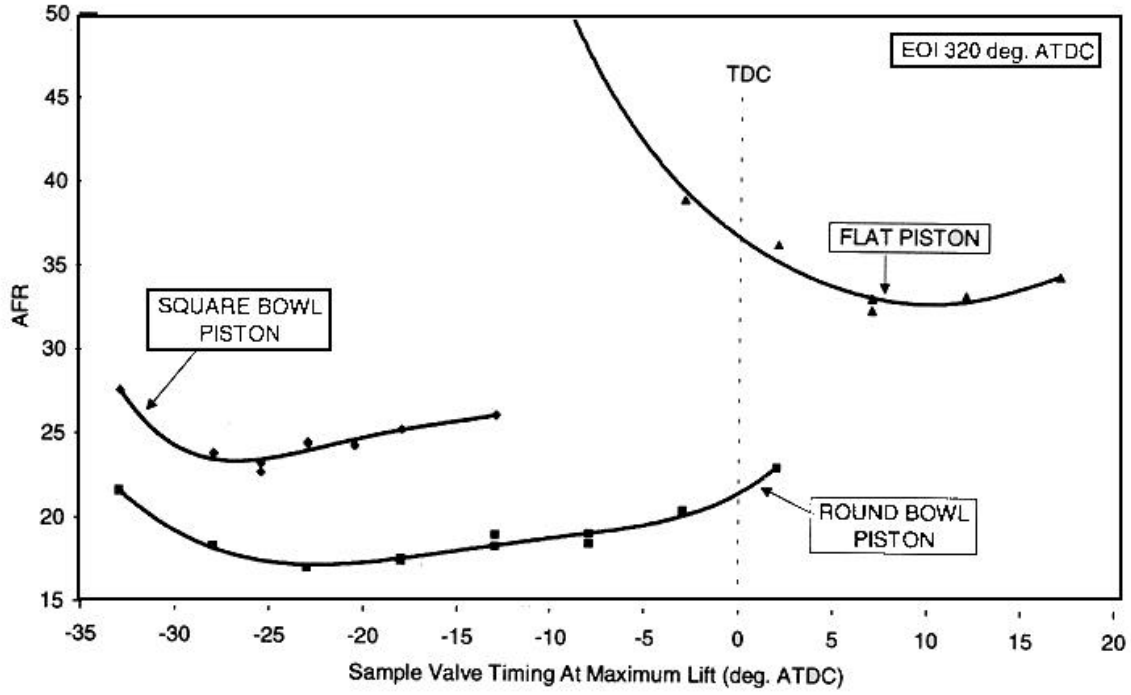


Figura 89

Si è così appurato che il pistone a cavità sferica risulta il più efficace nel convogliare una nuvola di miscela ricca agli elettrodi della candela in condizioni di stratificazione.

A questo punto si è voluto anche valutare l'influenza dei tempi di inizio iniezione sulla dosatura della miscela alla candela (Figura 90).

Dalla figura non solo si evince che spostando i tempi di iniezione cambia anche l'istante in cui si ha la dosatura minima (cioè la più ricca) agli elettrodi, ma cambia anche tale valore minimo. Questo dimostra la

sensibilità del sistema di stratificazione della carica alle variazioni dell'istante di iniezione (confermando quanto visto teoricamente, vedi Figura 87).

Visti i risultati ottenuti con la valvola di campionamento, lo studio è proseguito esaminando il funzionamento del motore equipaggiato col pistone a cavità sferica.

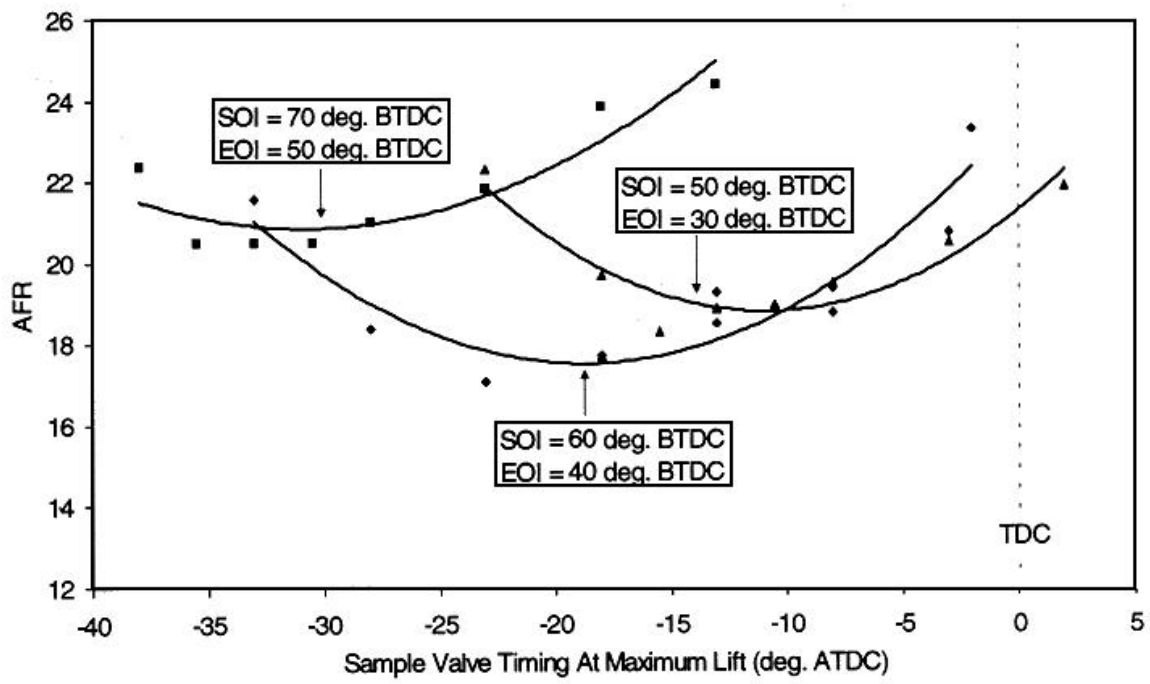


Figura 90

In Figura 91 a) e b) sono rappresentati, al variare dell'istante di accensione,:

- il tempo di ritardo (definito come il tempo intercorrente tra l'accensione e la combustione del 10% della benzina iniettata) che dà una misura della rapidità con cui si sviluppa e si propaga il fronte di fiamma
- il coefficiente di variazione della p_{me} (parametro di valutazione della instabilità di funzionamento del motore)

- dosatura agli elettrodi (dati ottenuti precedentemente con la valvola di campionamento)

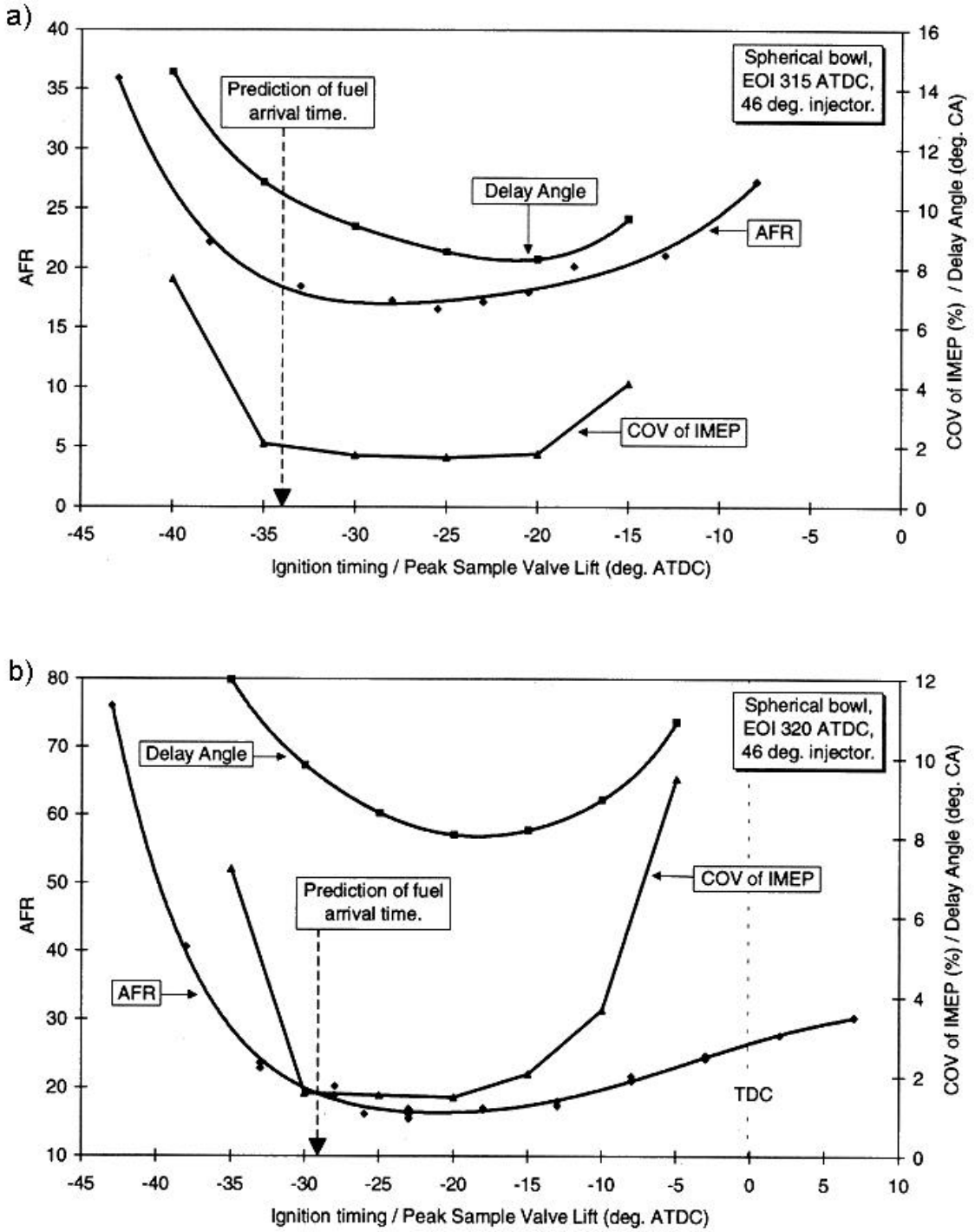


Figura 91

Si nota come gli intervalli in cui la dosatura rilevata alla candela raggiunge i valori minimi coincidono con gli intervalli in cui sia il tempo di ritardo sia l'instabilità di funzionamento sono minori, e ciò conferma la validità dei risultati sperimentali ottenuti con la valvola di campionamento.

6.6 Prototipi e risultati dei test

Un prototipo di motore ad iniezione diretta realizzato alla fine degli anni ottanta (chiamato OSKA) adotta un pistone con camera di combustione ricavata al suo interno con una cavità ad ω; all'interno della camera di combustione è poi realizzato un risalto centrale (vedi Figura 92), sulla cui superficie piana è diretto il combustibile spruzzato da un iniettore a singolo foro. Dopo aver raggiunto la superficie piana, il combustibile si diffonde simmetricamente formando un disco di miscela ricca, che viene a sua volta portato agli elettrodi della candela dal moto del pistone: si ha così, ad ogni ciclo, una miscela localmente ricca agli elettrodi della candela ed il motore può funzionare con dosature relativamente magre. La stabilità della combustione è assicurata dallo swirl indotto sul moto dell'aria aspirata dal pistone. Inoltre, dato che la miscela si forma sempre nella cavità, poco combustibile si raccoglie nelle *squish areas*[9], cosa che consente di limitare la tendenza alla detonazione del gas finale e quindi di adottare rapporti di compressione fino a 14.5.
Altro modello di motore ad iniezione realizzato è quello del prototipo Volkswagen Futura GDI, basato sul metodo Man. Il getto conico di combustibile viene spruzzato da un iniettore a singolo foro

[9] zone della camera di combustione ad elevato rapporto superficie/volume in cui la combustione risulta incompleta

tangenzialmente alla cavità sferica ricavata sulla superficie del pistone. La candela ha i suoi elettrodi sulla superficie esterna del cono in modo da “vedere” sempre una miscela sufficientemente ricca da accendersi.

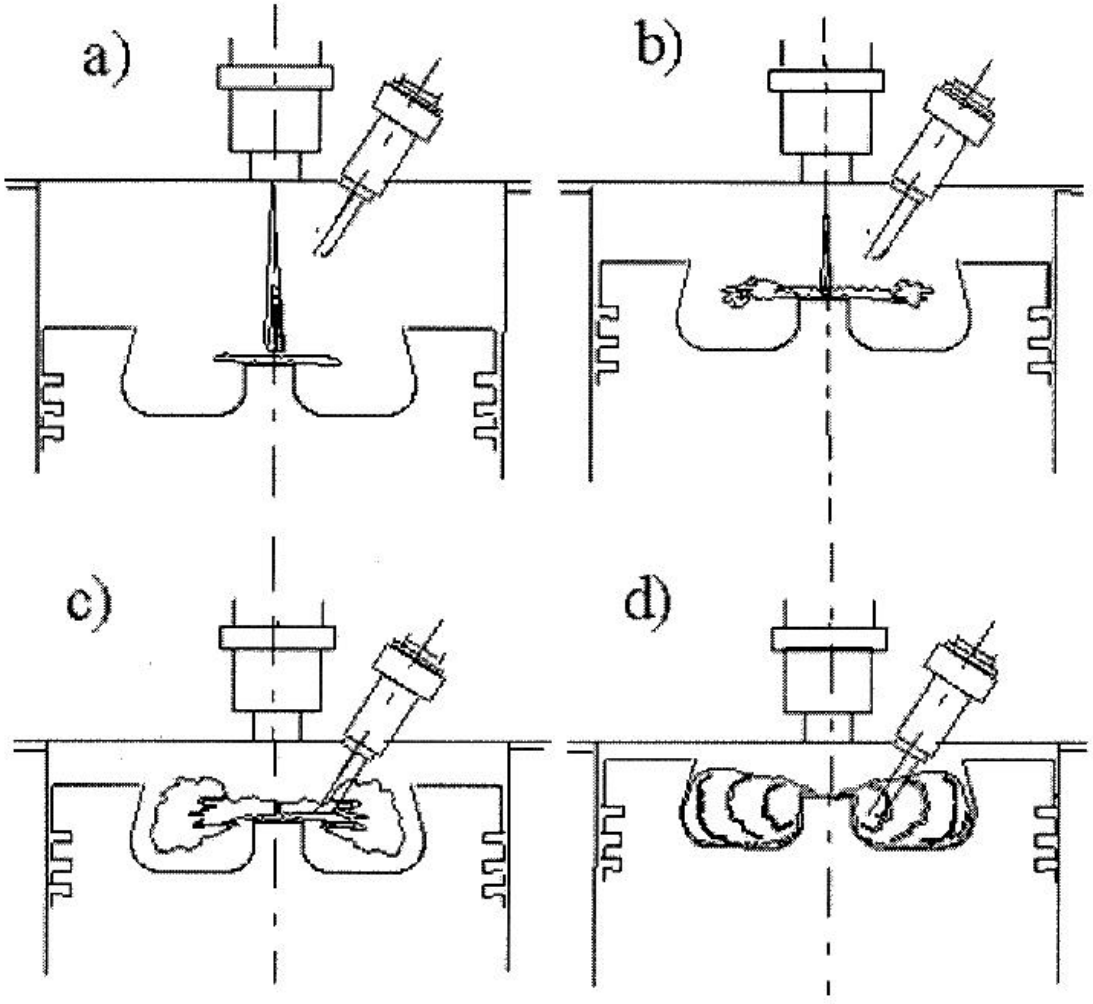


Figura 92

All’interno della camera di combustione è realizzato un forte swirl, che agevola la formazione della miscela ai carichi più elevati. Peraltro, in queste condizioni, l’elevato rapporto di compressione (pari a 16), che aumenta la tendenza alla detonazione, rende impossibile operare con dosatura stechiometrica.

6.6.1 Prototipo dell'Università di Magdeburg

In Figura 93 è rappresentata la sezione di un monocilindro ad iniezione diretta da ricerca usato all'Università di Magdeburg per eseguire dei confronti con il convenzionale sistema di iniezione nel condotto di aspirazione multi point (MPI).

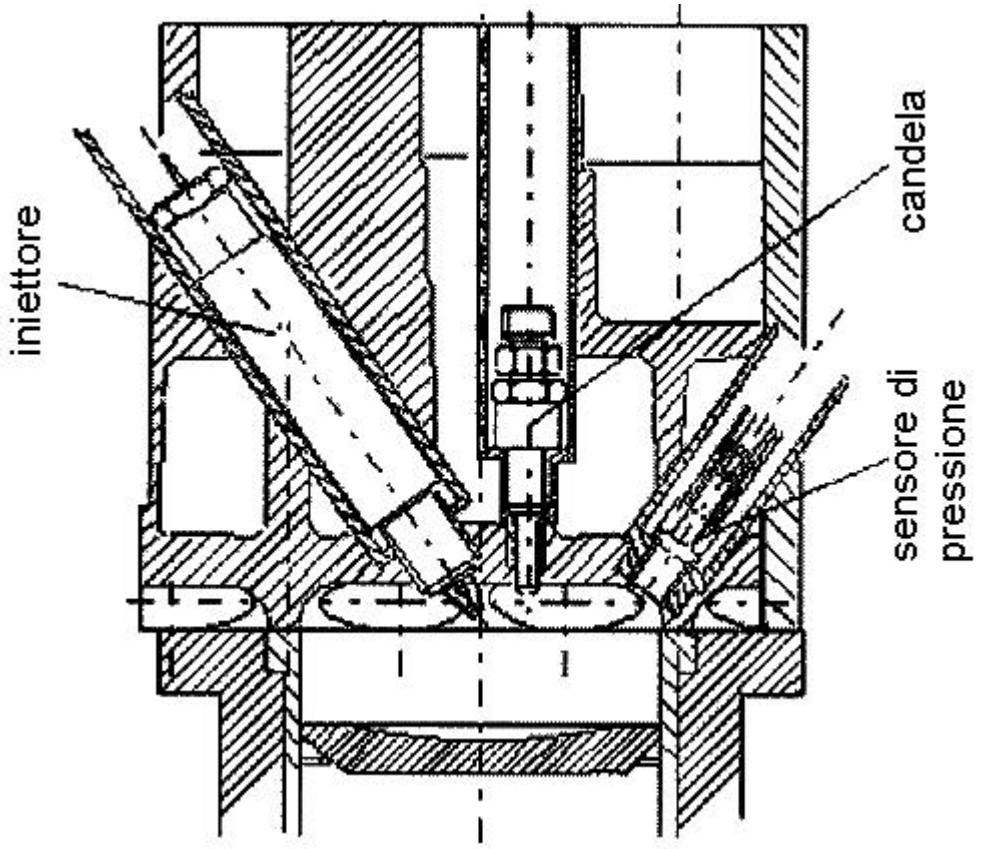


Figura 93

Il prototipo è dotato di quattro valvole (una delle due di aspirazione può essere disattivata in modo da generare l'effetto swirl), camera di combustione ricavata nel pistone con incavo piano, ed iniettore a getto conico con apertura di 120° e pressione di iniezione di 120bar. Anche qui gli elettrodi della candela si affacciano sulla superficie esterna del

getto conico, in modo da "pescare" sempre in una nuvola di miscela sufficientemente ricca. Il motore adotta le due strategie di iniezione, cioè iniezione in aspirazione a pieno carico ed in tarda compressione ai carichi parziali.

Il prototipo inoltre può essere impostato per funzionare con l'iniezione esterna (tipo MPI), rendendo così possibile un confronto diretto tra i due sistemi di alimentazione. Il rapporto di compressione è 10. La Figura 94 mostra i risultati forniti per il consumo specifico dai test eseguiti su questo motore in entrambe le configurazioni (iniezione diretta e multi point) per due diverse velocità angolari (1200 e 2000giri/1'). Durante le prove si è mantenuta costante la pressione media effettiva (0.2MPa) e si è fatta variare la dosatura intervenendo sull'apertura della valvola a farfalla (strozzando meno l'aspirazione, aumenta la dosatura), iniettando sempre durante la fase di compressione (simulando cioè il funzionamento ai carichi parziali).

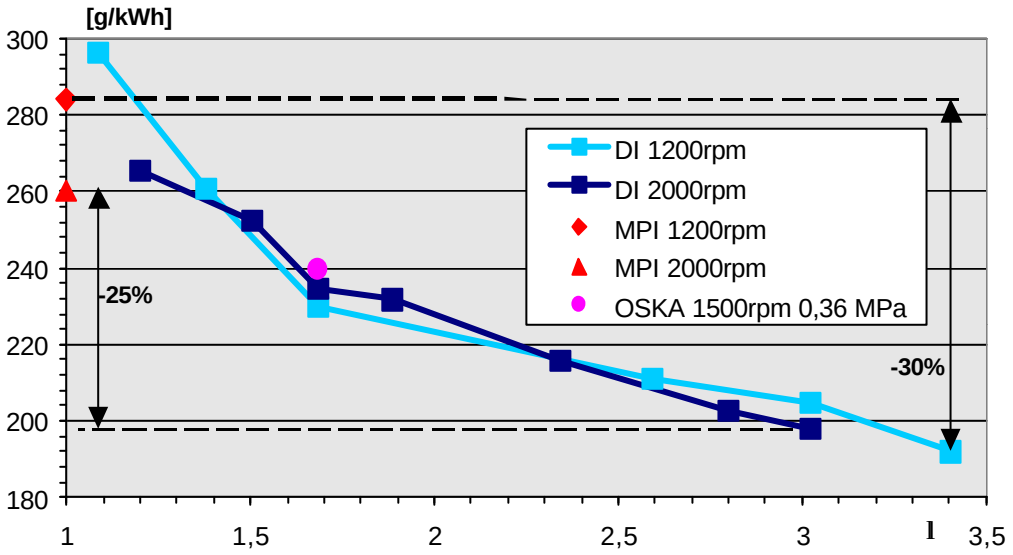


Figura 94. Consumo specifico in funzione della dosatura

Come ci si aspettava il consumo specifico è diminuito all'aumentare della dosatura, ovvero al diminuire dello strozzamento imposto con la

valvola a farfalla. Passando dalla regolazione per quantità a quella per qualità si è ottenuta una notevole economia di combustibile (crescente all'aumentare del grado di parzializzazione): a 2000 giri/1' il consumo specifico è stato inferiore del 25% rispetto all'iniezione MPI, mentre a 1200 giri/1' si è arrivati ad un risparmio del 30%. Tali risultati sono stati confermati anche dalle prove eseguite sul motore Volkswagen, per il quale sono dichiarate economie oltre il 25% ai carichi parziali.

Oltre al consumo specifico è stata anche valutata la stabilità di funzionamento del motore DI attraverso la misura della pressione media indicata relativa al solo lavoro utile. La Figura 95 mostra i valori ottenuti per l'intervallo di confidenza (in %) della pressione media indicata al variare della dosatura, avendo assunto come limite di stabilità accettabile il valore del 2% (cui corrisponde una deviazione standard del 10% in 100 cicli).

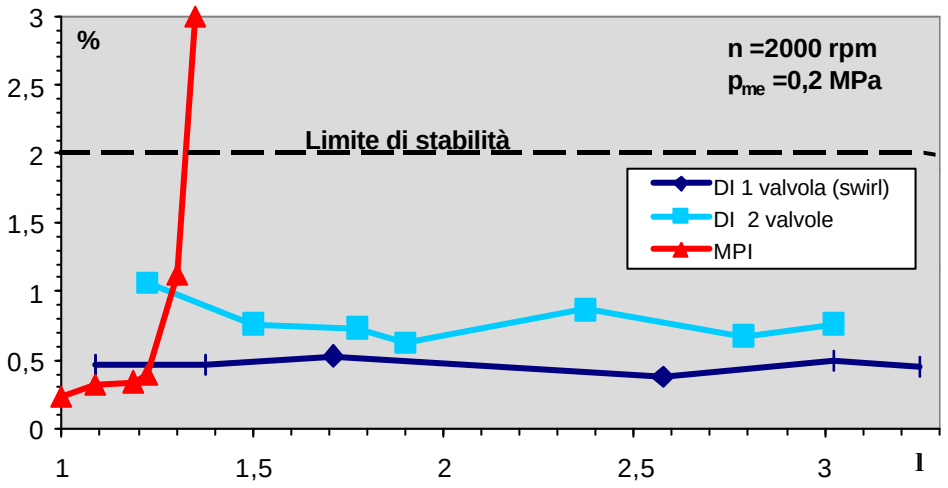


Figura 95. Intervallo relativo di confidenza della pressione media indicata

Si nota che, mentre la stabilità della combustione nel motore MPI crolla per dosature più povere di λ=1.2 (si arriva così alle mancate accensioni), la stratificazione della carica tramite l'iniezione diretta conferisce al motore sufficiente stabilità fino a dosature eccezionalmente magre

(λ≈3.5). Ciò significa che la configurazione del motore sperimentale ha reso possibile il posizionamento di una miscela sufficientemente ricca per un ampio range di valori dell'eccesso d'aria λ.Inoltre il moto di swirl indotto disattivando una delle due valvole di aspirazione ha avuto benefico effetto sulla formazione della miscela e quindi sulla stabilità della combustione. L'effetto swirl gioca un ruolo importante anche sulle emissioni. Infatti, amplificando i fenomeni di trasporto all'interno della miscela, accelera il processo di combustione; il calore derivante dalla combustione viene allora sprigionato più velocemente, e questo porta inevitabilmente all'innalzarsi della temperatura massima del ciclo, ciò che favorisce la formazione di ossidi di azoto. Questo effetto può essere constatato in Figura 96 in cui il motore con una valvola di aspirazione inattiva fa registrare livelli di NO_X più elevati. Relativamente a questi inquinanti nella stessa figura si nota il peggior comportamento del motore ad iniezione diretta rispetto al Multi Point per quasi tutti i valori di dosatura.

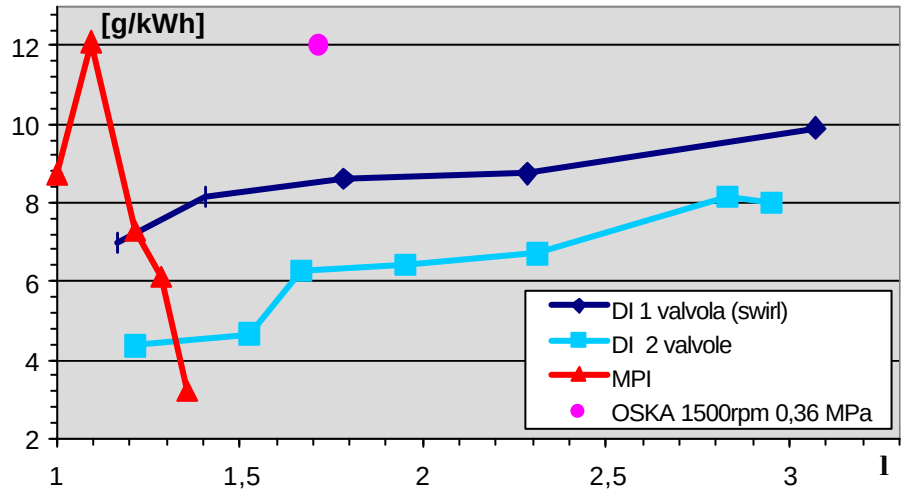


Figura 96 Emissioni di NO_X in funzione della dosatura

I motivi sono principalmente due: prima di tutto alimentando il motore con l'iniezione diretta a fine compressione gran parte del combustibile

iniettato rimane concentrato attorno agli elettrodi della candela, scarsamente mescolato all'aria; questo comporta inevitabilmente la presenza, all'interno del cilindro, di zone con miscela molto ricca che bruciando causano un'impennata della temperatura; secondo, limitando l'uso della valvola a farfalla come organo regolatore, si ottiene, come già osservato, un globale innalzamento della pressione che accelera il processo di combustione; il calore così rapidamente sprigionato provoca un innalzamento della temperatura. Nella Figura 97 si osserva invece l'andamento delle emissioni di idrocarburi incombusti. Si nota che l'aumento del coefficiente λ ha effetto negativo sia sul motore DI che sul MPI. Infatti quanto più elevata è la dosatura, tanto più probabile è che esistano zone con miscela estremamente povera, in cui avviene una combustione piuttosto scadente.

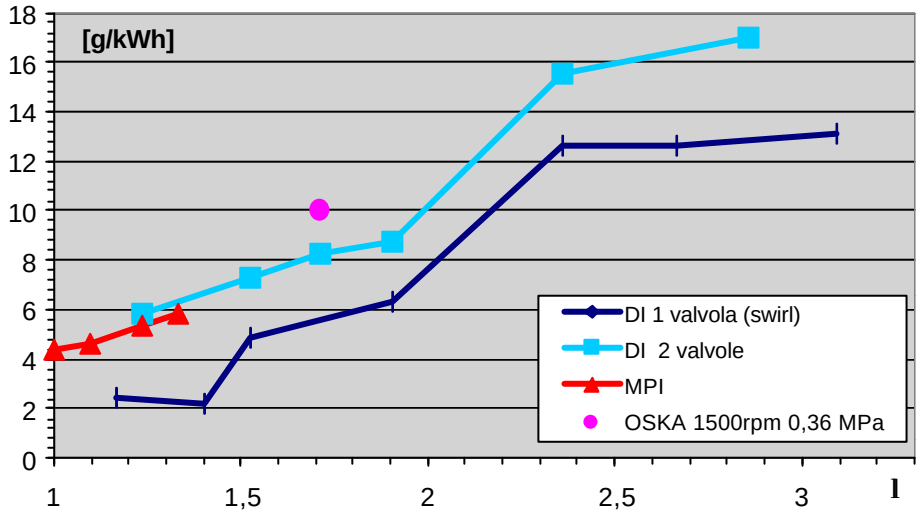


Figura 97 Emissioni di HC in funzione della dosatura

In questo caso però aumentando la turbolenza con lo swirl si riesce ad attenuare le maggiori emissioni di HC.

Per quanto riguarda il monossido di carbonio, col convenzionale motore a carica omogenea si è già visto che smagrendo la miscela si verifica un crollo del tenore allo scarico (vedi Figura 33); il motore a carica

stratificata dà invece luogo ad emissioni di CO più costanti su tutto il campo di valori di λ e maggiori rispetto al motore MPI; infatti, internamente al cilindro, nelle zone con miscela povera non avviene una combustione completa, e quindi parte del carbonio non riesce a reagire fino a CO_2, mentre dove la miscela è molto ricca si ha una combustione a maggiore temperatura, cosa che accelera il processo di dissociazione della CO_2 in CO.

L'ultimo parametro che riguarda le emissioni inquinanti è il contenuto di particolato (o fuliggine) nei fumi di scarico. Il motore a carica omogenea non emette particolato mentre per il motore ad iniezione diretta si osserva la formazione di fuliggine per un limitato arco di valori della dosatura maggiori della stechiometrica; si deve comunque considerare che in tali condizioni il motore dovrebbe funzionare a carica omogenea con l'iniezione in aspirazione, modalità per la quale non si riscontra formazione di particolato.

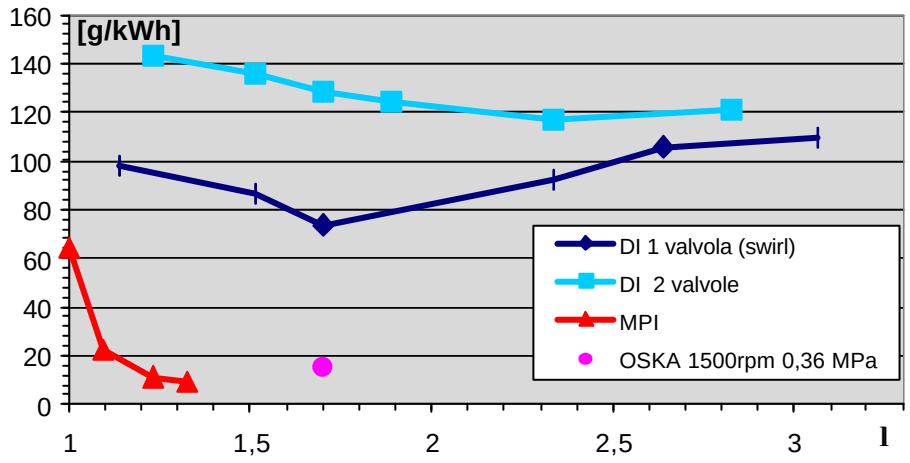


Figura 98 Emissioni di CO in funzione della dosatura

In definitiva il prototipo realizzato all'Università di Magdeburg ha dimostrato che il motore ad iniezione diretta a carica stratificata se da un lato comporta innegabili benefici in termini di economia di carburante e prestazioni, dall'altro deve far fronte a più elevati livelli di emissioni

derivanti proprio dalla stratificazione della carica; per soddisfare i requisiti richiesti dalle attuali e future norme antinquinamento e diventare quindi competitivo a tutti gli effetti con l'attuale motore ad iniezione multi point, è necessaria l'adozione di sistemi di post-trattamento delle emissioni, come ad esempio il catalizzatore. Le difficoltà maggiori si incontrano nella produzione di catalizzatori capaci di abbattere gli NO_X per dosature povere. Allo scopo sono utili anche misure di contenimento degli inquinanti *interne* al motore, come il ricircolo di gas di scarico (EGR).

In Figura 99 è mostrato l'andamento delle pressioni nel cilindro durante le corse di compressione ed espansione per diversi valori della dosatura globale, e cioè per diversi gradi di strozzamento alla valvola a farfalla.

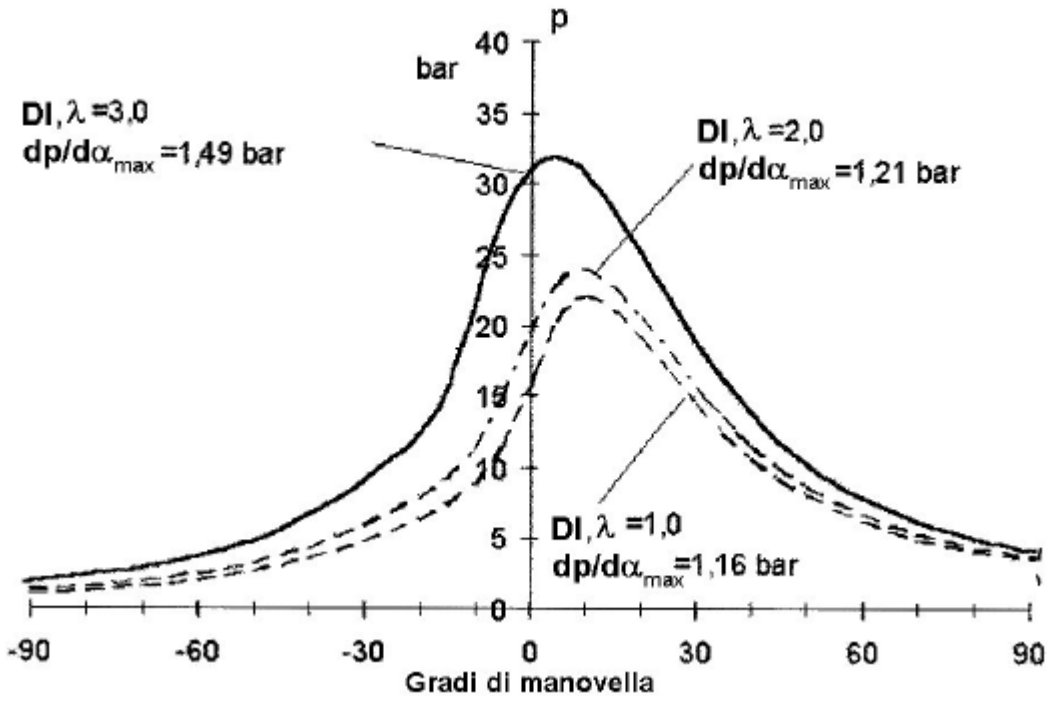


Figura 99. Aumento delle pressioni del ciclo al diminuire del grado di parzializzazione

Come già accennato, al diminuire della laminazione all'aspirazione si ha una maggiore pressione nel cilindro alla fine del ciclo di ricambio della

carica, il che comporta il globale aumento della pressione in tutto il ciclo.

6.6.2 Ricardo Hydra Engine

Dopo aver ottimizzato sia la geometria della camera di combustione sia i parametri di funzionamento come tempo di iniezione ed anticipo all'accensione (vedi paragrafo 6.5.1 a pag.133), il prototipo ad iniezione diretta è stato messo a confronto, in entrambe le strategie di iniezione, con un motore ad iniezione esterna. Il passaggio da una strategia all'altra è stato considerato ad una p_{me} pari a 7bar.

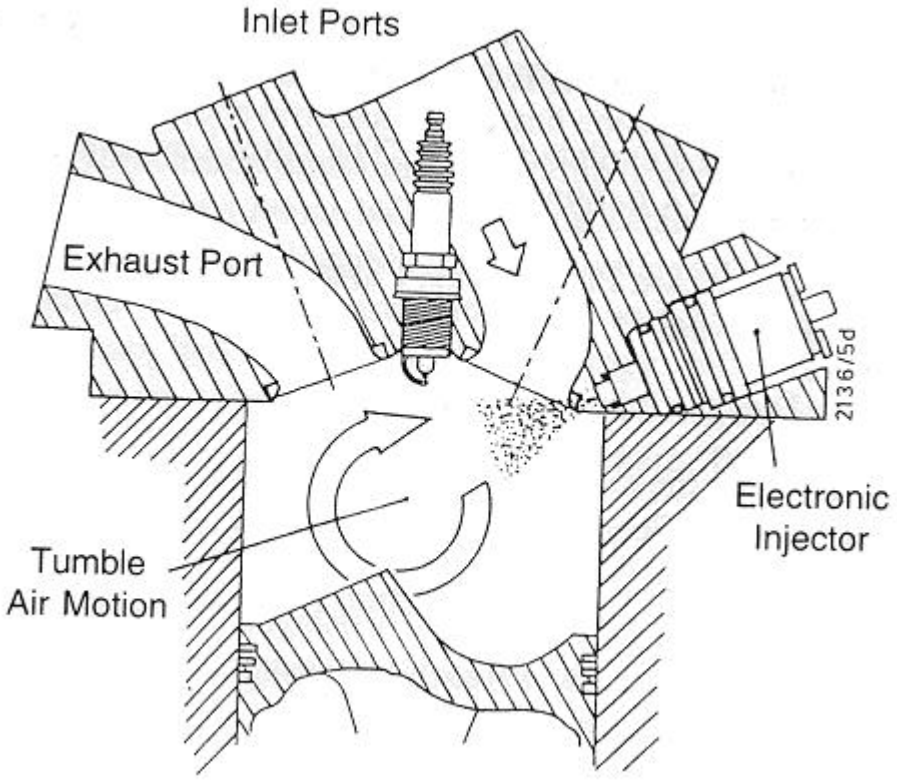


Figura 100

In Figura 100 è mostrata una sezione del motore Hydra ad iniezione diretta brevettato dalla Ricardo Consulting. Si noti il condotto di aspirazione verticale, scelta adottata successivamente dalla Mitsubishi per il proprio motore GDI (vedi paragrafo 6.7 pag.154).

Nelle figure seguenti è mostrato il risultato delle prove condotte su tutto il campo di valori del carico ed a 1500rpm. Per quanto riguarda il consumo di combustibile, il motore DI ha fatto registrare economie del 17÷20% (Figura 101). Questo risultato è da attribuire principalmente alla forte diminuzione delle perdite di pompaggio ed al rendimento più elevato per via del maggiore rapporto di compressione (12 per il motore DI, 10.4 per il motore MPI).

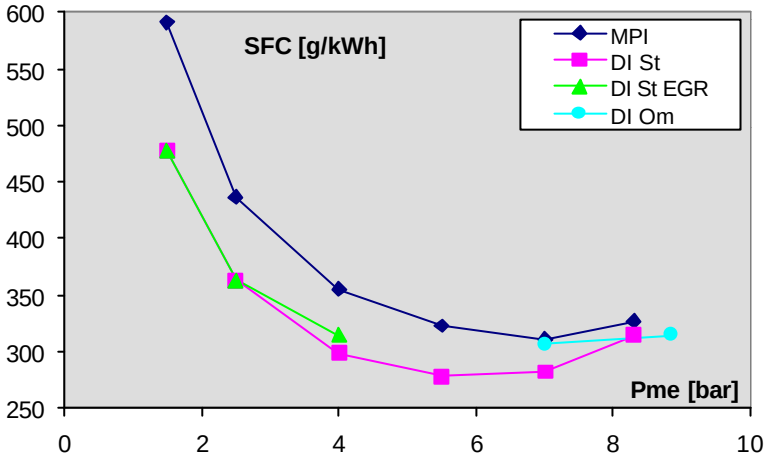


Figura 101

La stabilità di funzionamento del motore ad iniezione diretta si è dimostrata più che soddisfacente, con punte del coefficiente di variazione della p_{me} del 2% ai minimi carichi (dosatura ≈50). Per quanto riguarda le emissioni, senza il ricircolo dei gas di scarico il tenore di NOx allo scarico risulta molto vicino a quello del motore MPI, tranne che per valori di dosatura di 40÷50 (carichi minimi).

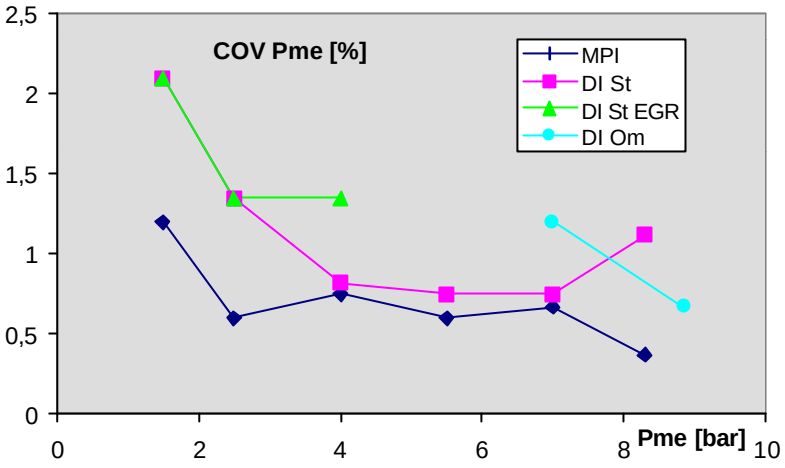


Figura 102

Il motivo dell'innalzamento delle emissioni di NOx all'aumentare della dosatura, come è già stato detto, è da ricercare nelle miscele estremamente ricche che si creano agli elettrodi della candela. Comunque, data l'elevata tolleranza del motore ad iniezione diretta al ricircolo dei gas di scarico, adottando opportune percentuali di EGR si trovano valori di NOx allo scarico che fanno ben sperare guardando alle future norme antinquinamento.

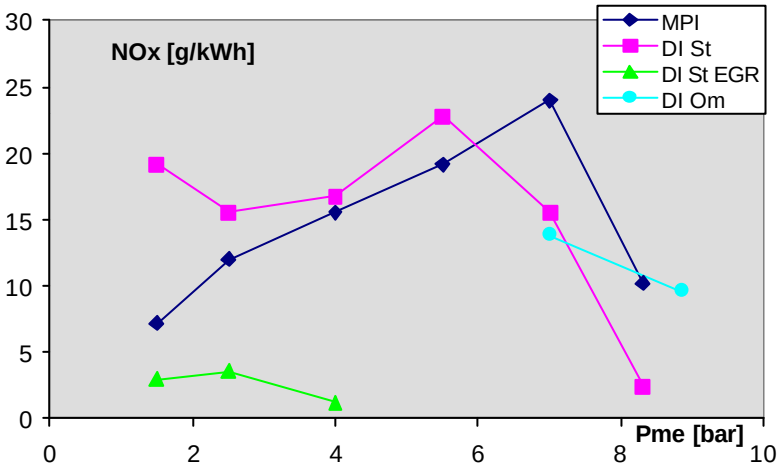


Figura 103

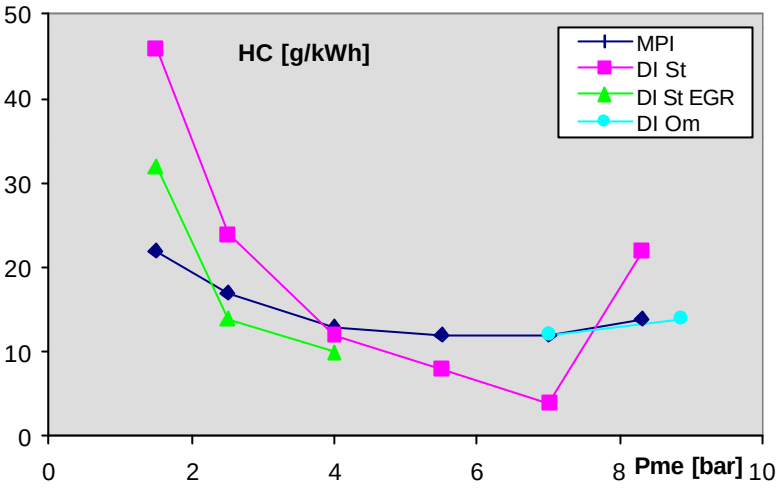


Figura 104

6.7 Mitsubishi GDI

6.7.1 Il motore

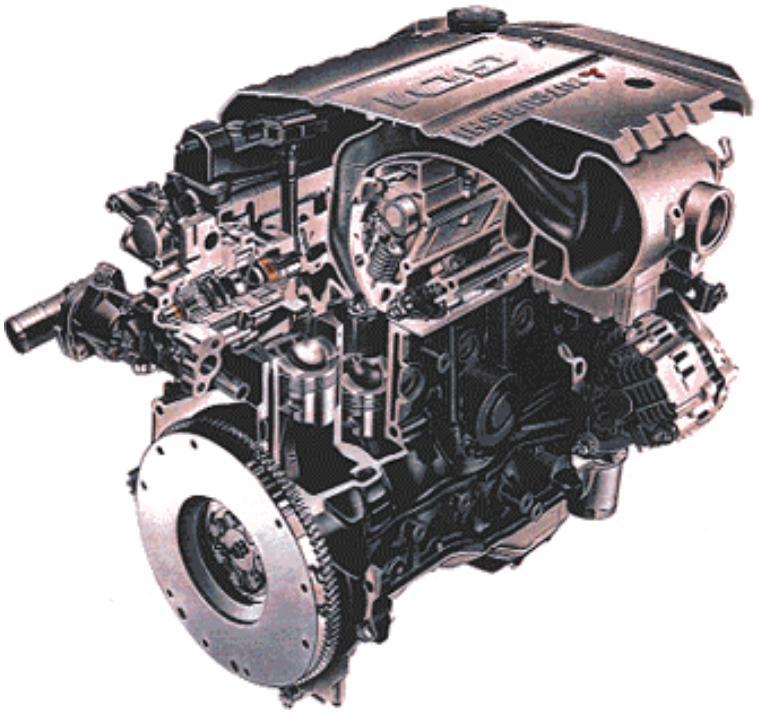


Figura 105. Spaccato del propulsore Mitsubishi GDI

La Mitsubishi è stata la prima casa automobilistica ad avviare la produzione in serie di un autovettura a benzina con motore ad iniezione diretta secondo le più moderne concezioni (nell'Agosto 1996 in Giappone e nel Settembre 1997 in Europa): si trattava della Carisma GDI, di cui si danno le principali differenze con la versione multi point nella Tabella 7. Attualmente la Mitsubishi adotta la tecnologia GDI per quattro diverse motorizzazioni (4 cilindri in linea da 1800 e 2400cc e V6 da 3000 e 3500cc).

		4G93 GDI	4G93 MPI
Alesaggio x corsa		81.0x89	←
Cilindrata		1834	←
Numero di cilindri		4 in linea	←
Distribuzione	Tipo	DOHC	←
	Numero valvole	2 di aspirazione 2 di scarico	←
Rapporto di compressione		12:1	10.5:1
Geometria del pistone		Cavità sferica	Piatto
Condotto di aspirazione		Verticale	Standard
Alimentazione		Iniezione diretta nel cilindro	Iniezione multi point
Pressione di iniezione (bar)		50	3.3

Tabella 7

Il propulsore Mitsubishi GDI accomuna molte delle tecnologie e strategie esposte in questa tesi.

Innanzitutto le modalità di iniezione: nella versione giapponese ne sono contemplate due a seconda del carico e del regime di rotazione (vedi Figura 106), e cioè quella per i carichi parziali (iniezione nella tarda fase della compressione) e quella per i carichi maggiori (iniezione durante la fase di aspirazione).

In normali condizioni di guida, quando non c'è richiesta di forte potenza al motore (fino a velocità di circa 120Kmh), il motore funziona nel modo "Ultra Lean" (cioè con miscela molto magra) e l'iniezione comincia circa 40° di manovella prima del punto morto superiore (vedi Figura 107), consentendo così la combustione di miscele estremamente povere (vedi Figura 108), con dosature dell'ordine dei 30÷40 (35÷55 con il ricircolo dei gas di scarico).

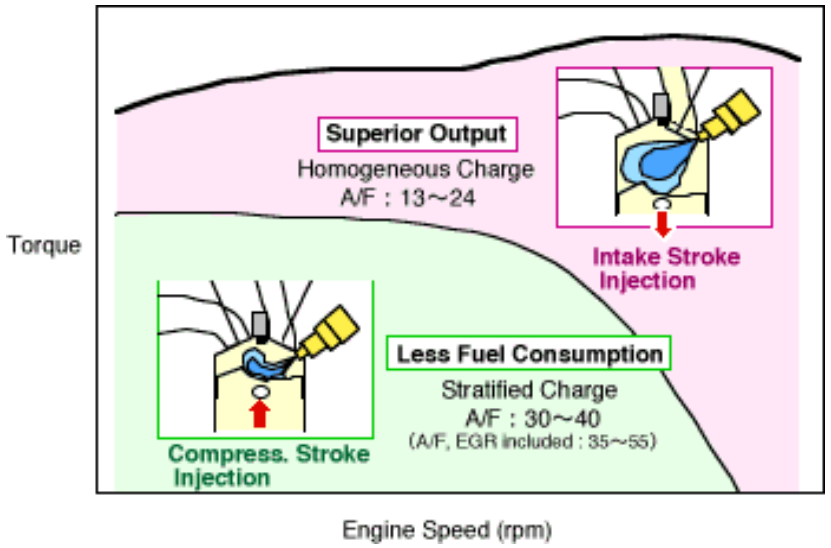


Figura 106. Strategie di iniezione del motore Mitsubishi GDI nella versione giapponese

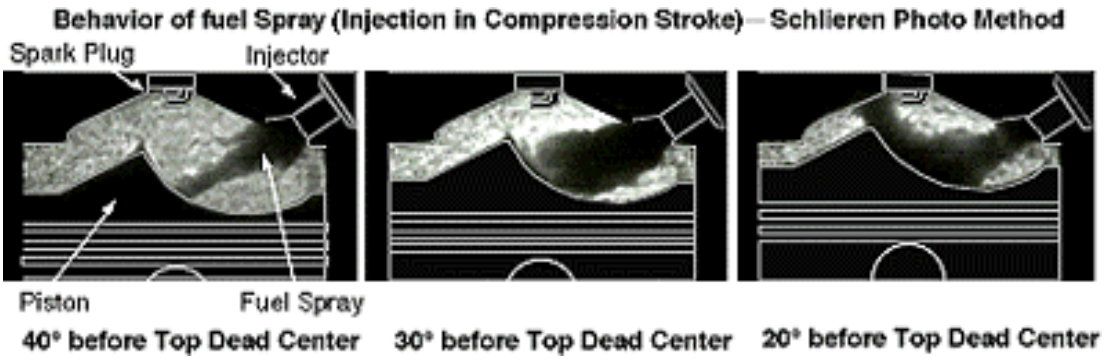


Figura 107. Iniezione in fase di compressione

Figura 108. Combustione di miscela molto magra (α=40)

Quando si passa ai carichi maggiori, la strategia di iniezione cambia ed il combustibile viene iniettato all'interno del cilindro durante la corsa di aspirazione, realizzando una carica omogenea ("Superior Out Mode"). La dosatura può variare anche in questa situazione, permettendo di alimentare il motore con miscele molto ricche (α=13) a pieno carico, e mediamente povere (α=25) in prossimità del cambiamento di strategia, il che consente di passare alla modalità di alimentazione "Ultra Lean" senza apparenti discontinuità di funzionamento del motore. Si noti (Tabella 7) che nonostante il più alto rapporto di compressione rispetto al corrispondente motore ad iniezione indiretta, nel motore GDI si riesce ad operare con miscele ricche (α=13) senza pericoli di autoaccensioni per via dell'elevata resistenza alla detonazione sviluppata soprattutto con l'iniezione in aspirazione.
Nella versione europea della vettura è contemplata una terza modalità di iniezione: l'iniezione in due stadi (ovvero "Two Stage Mixing", vedi Figura 109).

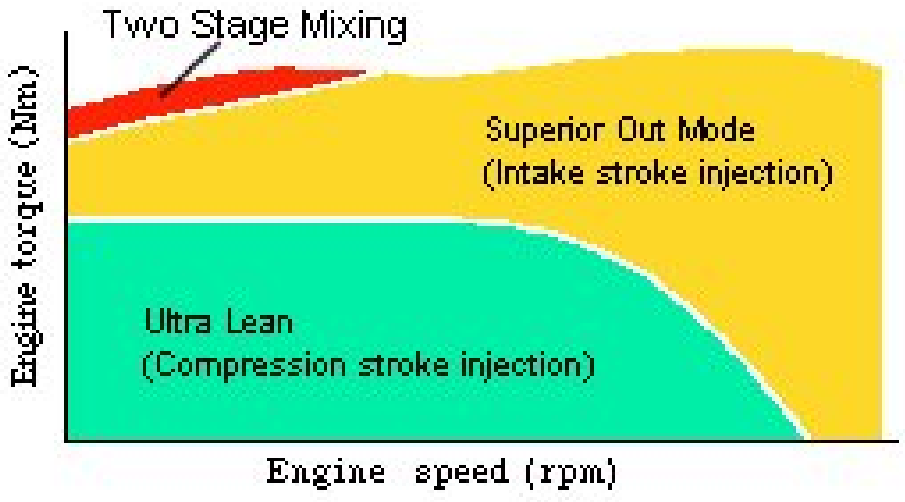


Figura 109

Questa consiste, analogamente a quanto visto col sistema Orbital (vedi paragrafo 6.4.1), nell'eseguire l'iniezione del combustibile in due fasi (Figura 110 e Figura 111): la prima durante la corsa di aspirazione (1 e 2 nella Figura 110), iniettando circa un quarto della quantità totale di benzina in modo da formare una miscela omogenea estremamente magra (α=60) e quindi non accendibile, che però carbura l'aria assorbendo calore, causando quindi l'effetto del raffreddamento della carica (paragrafo 5.3) tipico dell'iniezione in aspirazione (naturalmente in misura più modesta, visto il piccolo quantitativo di benzina iniettata).

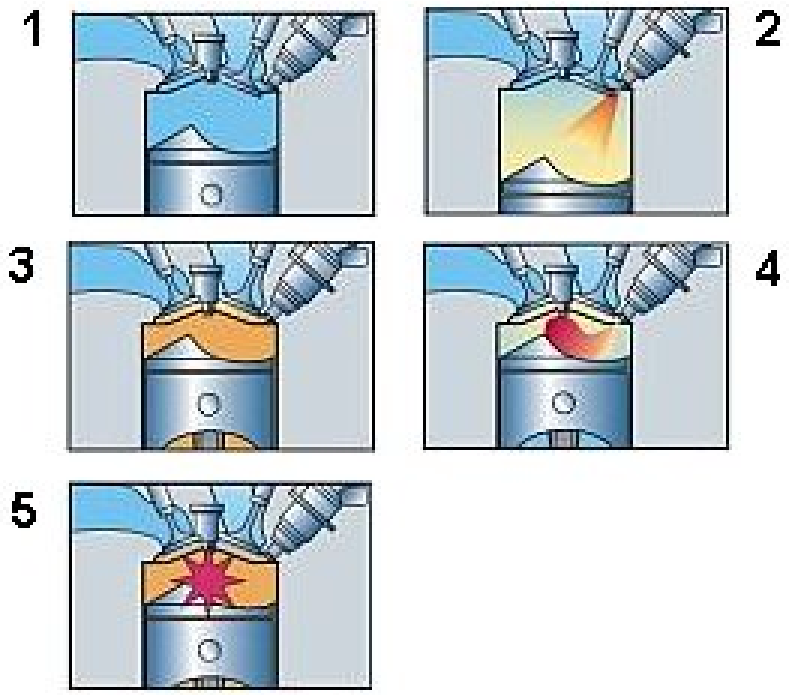


Figura 110. Iniezione in due stadi

La seconda iniezione avviene durante le fasi finali della compressione (3 e 4 nella Figura 110), formando una miscela molto ricca (α=12): il fronte di fiamma che ne deriva allo scoccare della scintilla (5 nella Figura 110)

si propaga molto velocemente per via della miscela carburata già presente.

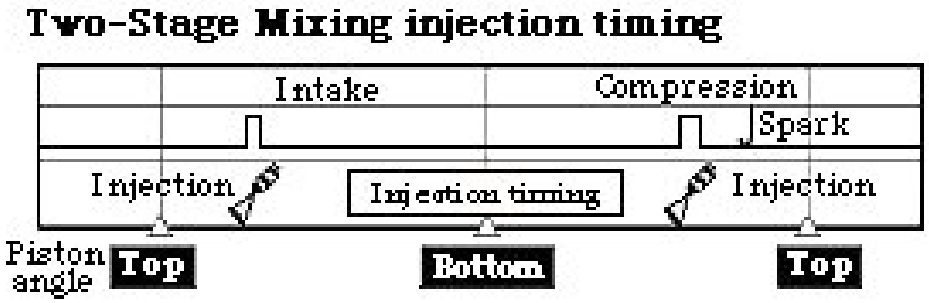


Figura 111. Diagramma di iniezione nella modalità“Two Stage Mixing”

Questa strategia di iniezione mette pertanto il motore nelle condizioni di sprigionare grosse potenze al regime minimo di rotazione (vedi paragrafo 6.7.2 sull’aumento di prestazioni).

Oltre a ciò, l’iniezione di benzina in due stadi garantisce una maggiore resistenza alla detonazione nei transitori dovuti a forti accelerazioni. In questi casi è infatti richiesto un quantitativo di benzina relativamente grosso e, iniettando il combustibile in fase di aspirazione, data la ricchezza della miscela, si potrebbe verificare un certo deposito di combustibile sulle pareti del cilindro o sul pistone, il che causerebbe sia l’arricchimento della carica dei componenti più detonanti della benzina, sia un lieve impoverimento della carica fino a condizioni prossime a quella di miscela stechiometrica (condizione per cui è massima la tendenza alla detonazione). La diretta conseguenza di ciò sarebbe una maggiore facilità di innesco dei fenomeni di detonazione nei transitori di forte accelerazione.

Impiegando la strategia di iniezione in due fasi si creano all’interno del cilindro due zone, una a miscela omogenea estremamente povera, e quindi molto lontana dalle condizioni di detonazione, e l’altra a miscela

ricca, anch'essa con minore probabilità di detonare, soprattutto se si considera che la sua brevissima permanenza in camera di combustione (40° di manovella, e cioè circa un millisecondo a 600 giri/minuto) non consente che abbiano luogo le reazioni chimiche che causano la detonazione.

Per garantire un funzionamento stabile del motore in tutte e tre le modalità di alimentazione la tecnologia del motore GDI si basa su quattro pilastri, individuabili nello schema di Figura 112):

1) Condotto di aspirazione verticale
2) Iniettore elettromagnetico del tipo a *swirl*
3) Pistone con cavità sferica
4) Pressione di iniezione relativamente alta (50bar)

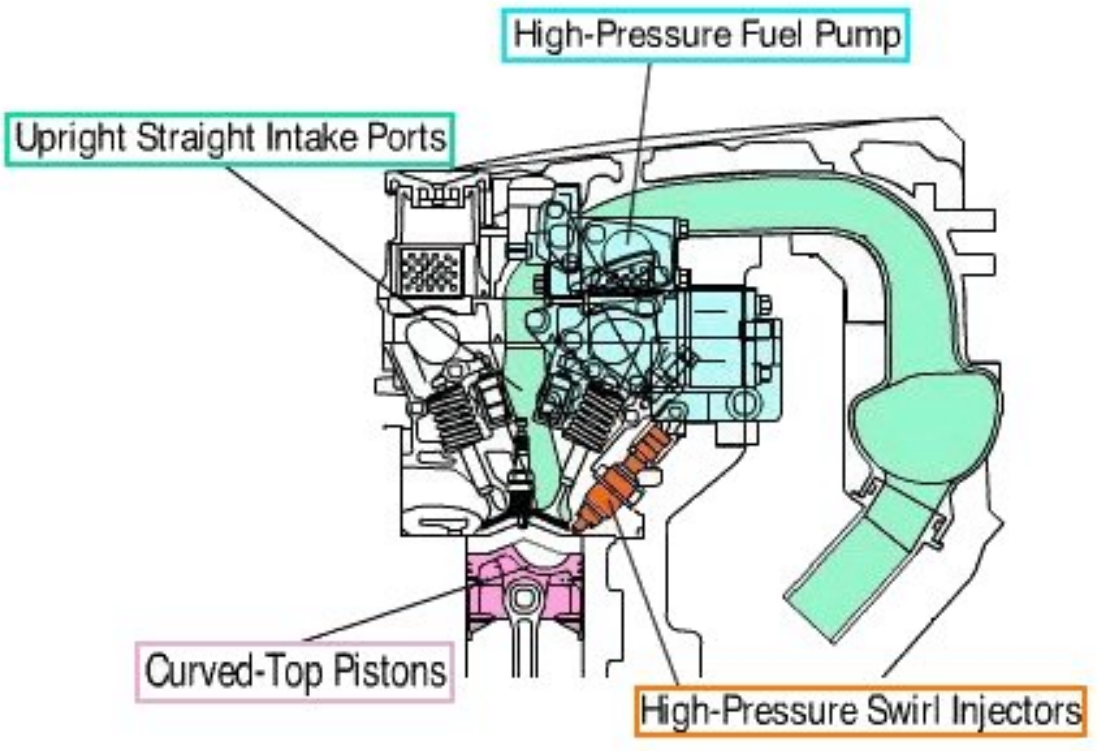


Figura 112

Il condotto di aspirazione verticale consente di indurre un moto di tumble all'interno del cilindro con verso di rotazione opposto a quello usualmente visto (Figura 113), in modo da non portare il combustibile liquido immediatamente a contatto con l'iniettore durante l'iniezione (cosa che provoca fastidiosi depositi che accorciano la vita dell'iniettore stesso). Il tumble così indotto risulta più veloce, per quanto riguarda l'iniezione in fase di compressione, nel portare la miscela ricca agli elettrodi della candela, poiché, col pistone in prossimità del punto morto superiore, il flusso anziché compiere un giro in senso antiorario ne deve compiere mezzo in senso orario (nella Figura 113 l'iniezione è in fase di aspirazione).

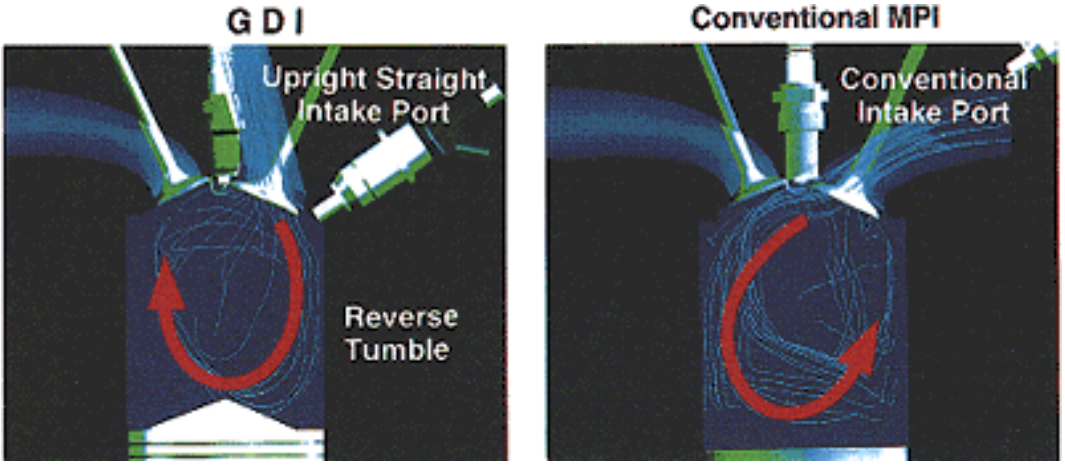


Figura 113 Tumble antiorario (destra) e tumble orario o inverso (sinistra)

Oltre a ciò il condotto di aspirazione in posizione verticale risulta avere un coefficiente di efflusso maggiore dell'ordinario condotto orizzontale, per via dell'assenza della curvatura che imprime un cambiamento forzato di direzione al flusso di aria aspirato. Ne deriva un riempimento maggiore e perdite di pompaggio minori, quindi un doppio beneficio per il motore.

Per favorire il tumble e consentire alla miscela di risalire verso la candela il pistone è stato lavorato, secondo anche quanto è emerso dalle

ricerche Ricardo (vedi paragrafo 6.5.1 pag. 133), con una cavità sferica sulla superficie superiore (vedi Figura 114). Come già detto, questo tipo di cavità risulta la più opportuna nel concentrare una miscela ricca agli elettrodi della candela. Infatti il getto di combustibile prima urta la superficie del pistone (è questo ne agevola l'evaporazione, visto che si trova ad alte temperature), per essere successivamente deviato e trasportato dal tumble fino agli elettrodi della candela (Figura 115).

Figura 114. Pistone con cavitàsferica

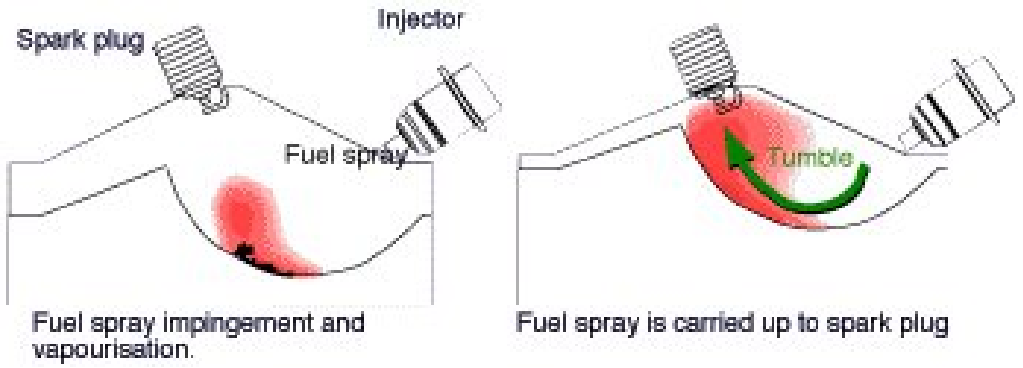


Figura 115. Il getto urta il pistone (sinistra) e viene trasportato alla candela (destra)

La geometria del pistone consente al tumble di conservarsi intatto fin oltre la prima metà della corsa di compressione, dando successivamente luogo ai benefici moti turbolenti. Naturalmente, dato il verso di rotazione del tumble all'interno del cilindro, la cavità del pistone è ricavata nel lato dell'aspirazione, cosa che ha contribuito al posizionamento dell'iniettore dallo stesso lato.

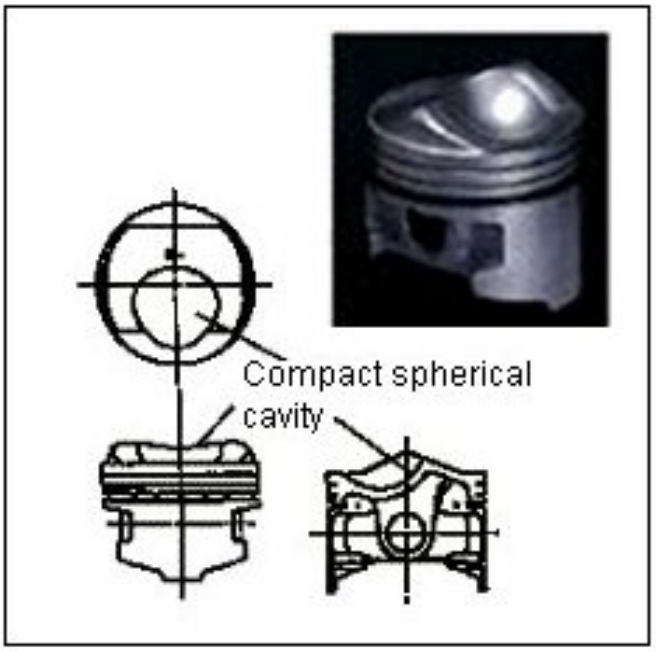


Figura 116. Disegno del pistone GDI

L'iniettore è stato infatti posto lateralmente sia per lasciare la zona centrale della camera di combustione alla candela e sia per la presenza del condotto di aspirazione; a questo punto le alternative possibili per il posizionamento dell'iniettore erano due: dal lato delle valvole di scarico oppure dal lato di quelle di aspirazione. La scelta è caduta su quest'ultima alternativa oltre che per il motivo già citato, anche per via delle maggiori temperature cui sarebbe stato esposto se posizionato in mezzo alle valvole di scarico.

L'iniettore adottato per il motore Mitsubishi GDI è un iniettore elettromagnetico del tipo a *swirl*, di cui si è trattato precedentemente (Figura 71 e Figura 72); tale tipo di iniettore risulta più efficace perché limita la penetrazione del getto di benzina all'interno della camera di combustione (vedi paragrafo 6.4 a pag.116) consentendo allo stesso tempo una fine nebulizzazione. Il controllo sul getto avviene sia tramite l'iniettore, sia tramite la pressione nel cilindro al momento dell'iniezione: questa esercita grande influenza sulla forma del getto e sulla sua penetrazione, sicché con l'iniezione in aspirazione (pressione nel cilindro≈1bar) il getto risulta ad ampia apertura e con buona penetrazione, tale da assicurare una buona miscelazione ed omogeneizzazione della carica (Figura 117 sinistra).

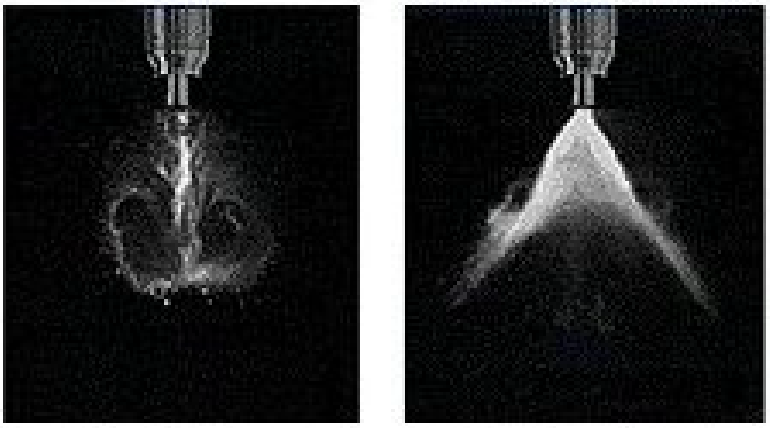


Figura 117. Getto di benzina in aspirazione (sinistra) ed in compressione (destra)

Quando invece si inietta durante la fase finale della compressione (pressione nel cilindro fino a 10bar), il getto risulta più compatto e meno penetrante (Figura 117, destra), cosa che consente al combustibile di rimanere all'interno della cavità del pistone, realizzando la stratificazione della carica.

In definitiva la Mitsubishi ha prodotto un motore altamente competitivo ed innovativo (la Peugeot equipaggerà alcune sue vetture con questo propulsore), capace di portare i consumi standard della vetture a benzina su una fascia inferiore. Nonostante l'alta tecnologia che lo caratterizza è comunque un motore a benzina non del tutto libero dall'organo di laminazione: la regolazione avviene infatti oltre che per qualità anche tramite l'impiego della valvola a farfalla, probabilmente perché non si è riusciti a stabilizzare la combustione per miscele estremamente povere (dosature≥50).

Figura 118

6.7.2 Prestazioni e consumo

La capacità del motore Mitsubishi GDI di operare con miscele molto povere stratificando la carica comporta un ricorso all'utilizzo della valvola a farfalla estremamente ridotto. In questo modo l'incidenza delle perdite di pompaggio diminuisce con un conseguente risparmio di combustibile ai carichi parziali. Oltre a ciò, l'elevata stabilità di funzionamento del motore ad iniezione diretta anche nelle condizioni di

carico minimo consente di abbassare il regime minimo di rotazione del motore, e questa, come già detto, è una prerogativa molto importante, soprattutto nell'utilizzo urbano del veicolo.

In Figura 119 è rappresentato il consumo di carburante in prossimità del "minimo" sia per motore ad iniezione diretta GDI che per il convenzionale motore MPI. Come si vede il motore GDI riesce a conseguire risparmi fino al 40% sotto i 1000 giri al primo.

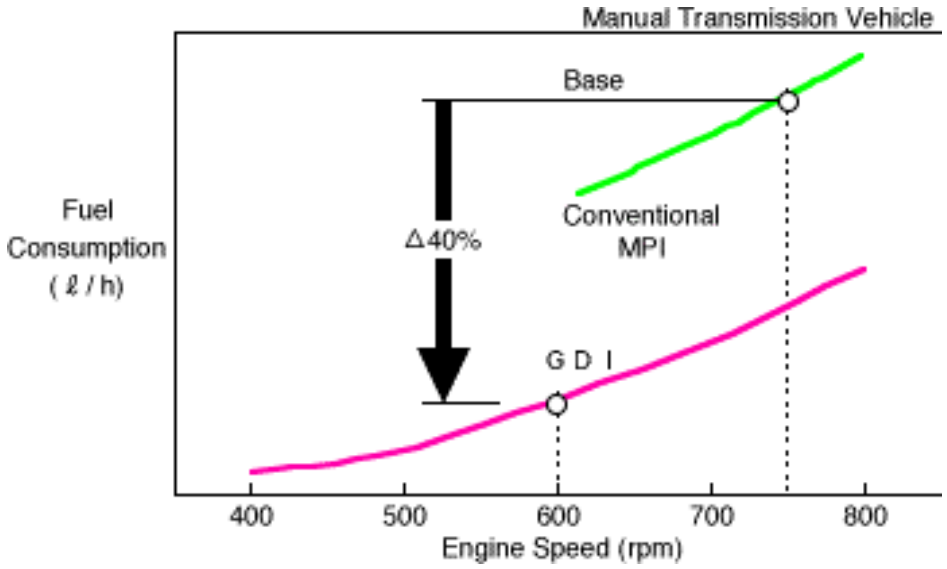


Figura 119. Consumo di benzina al minimo

In Figura 120 il confronto è invece eseguito ad una velocità di 40Km/h: come si vede, il motore GDI, che mantiene una perfetta stabilità di combustione fin oltre dosature pari a 40, consuma il 35% di combustibile in meno del motore ad iniezione esterna.

Nei cicli ufficiali per la determinazione del consumo, l'ECE 1/3 Mix ed il recente NEUDC, la vettura equipaggiata con motore ad iniezione diretta ha fatto registrare economie di carburante del 28% e 20% rispettivamente rispetto alla stessa vettura con motore ad iniezione esterna (Figura 121).

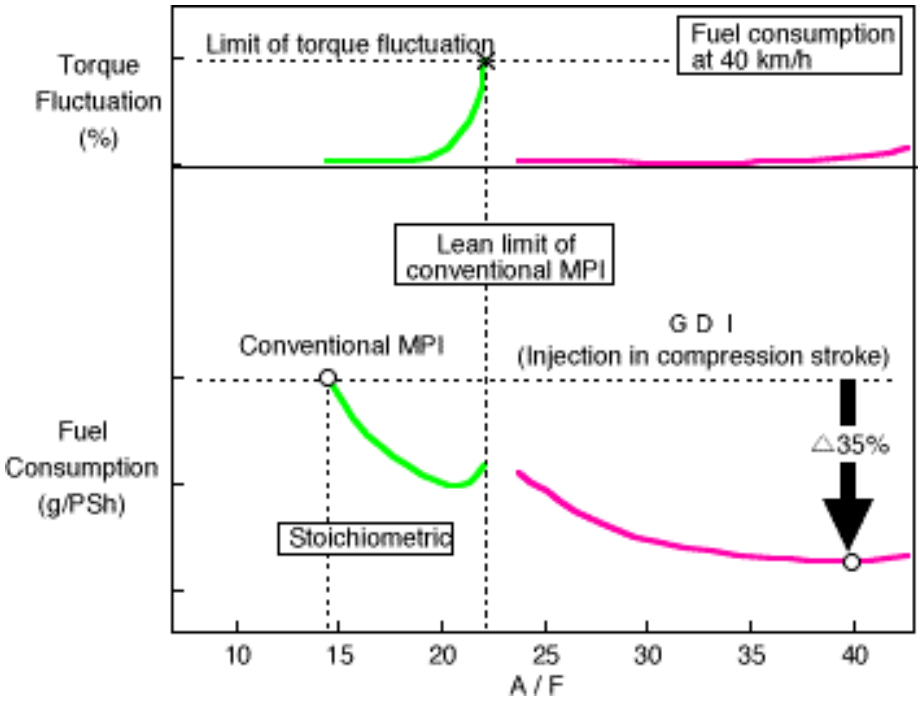


Figura 120

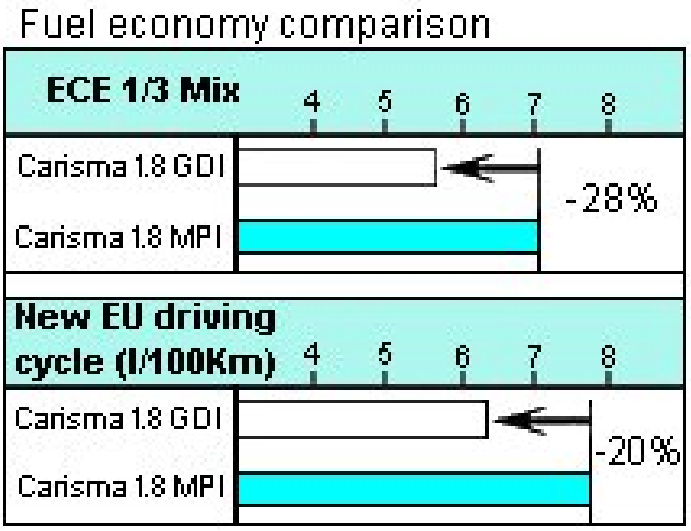


Figura 121

Si è già parlato del grosso vantaggio del sistema di iniezione diretta sul tradizionale ad iniezione nel collettore costituito dall'effetto di raffreddamento della carica (paragrafo 5.3).

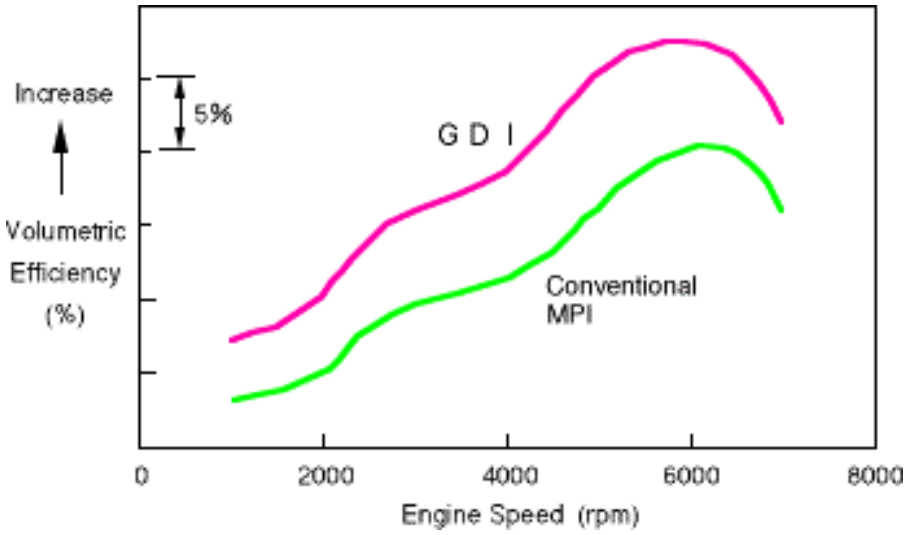


Figura 122. Aumento del coefficiente di riempimento

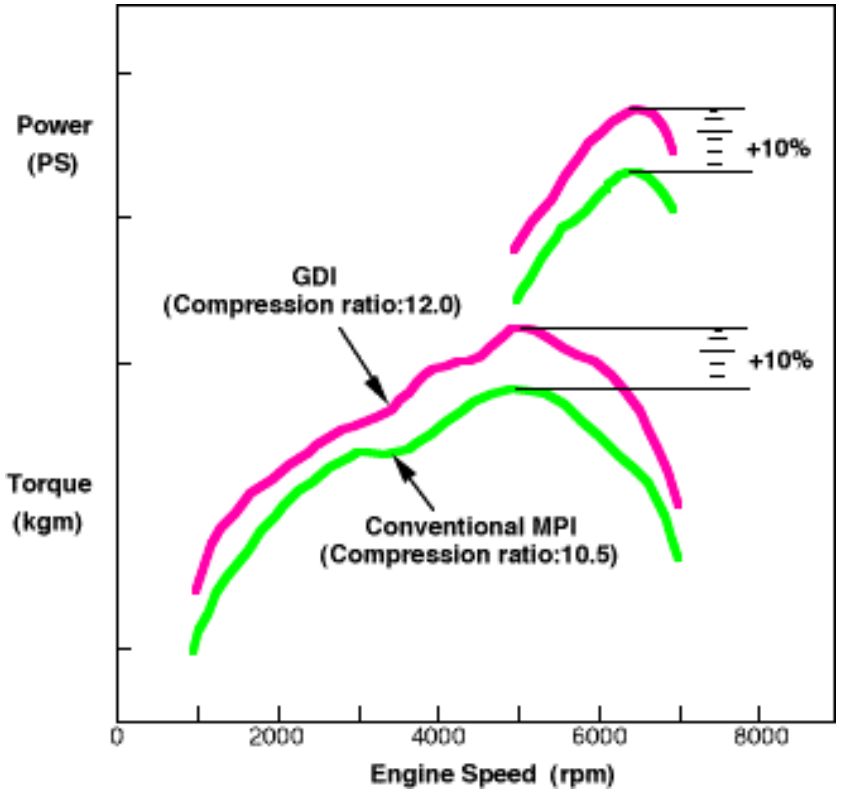


Figura 123. Aumento di prestazioni del motore GDI nei confronti del convenzionale MPI

Grazie a questo il motore ad iniezione diretta vanta sia un maggiore coefficiente di riempimento sia un maggiore rendimento interno.

In particolare, per quanto riguarda il coefficiente di riempimento, il motore GDI guadagna fino al 5% sul motore MPI (vedi Figura 122).

Entrambi i fattori compaiono nell'espressione della p_{me}, il che giustifica le maggiori prestazioni, sia in termini di coppia che di potenza, offerte dal motore GDI nei confronti del convenzionale motore MPI (vedi Figura 123).

Rimanendo in tema di prestazioni, si è parlato della terza strategia di iniezione adottabile dal motore Mitsubishi GDI e di come questa offra la possibilità di inibire la detonazione nei transitori di forti accelerazioni.

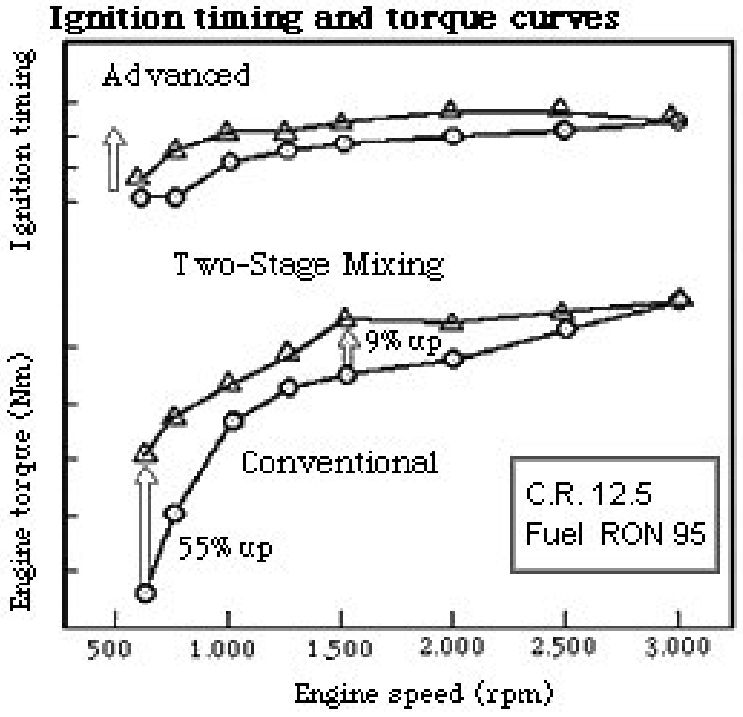


Figura 124. Aumento di prestazioni in modalità"Two Stage Mixing"

Grazie a questa minore tendenza a detonare, il motore GDI adotta un maggiore anticipo all'accensione che gli consente di far avvenire una combustione più tempestiva, con ovvio vantaggio per la coppia (vedi

Figura 124) che a 600 giri/minuto supera del 55% quella offerta dal motore MPI.

6.7.3 Un motore pulito

Uno degli obbiettivi principali di un motore ad iniezione diretta è il contenimento delle emissioni inquinanti (HC, NOx e CO) e non (CO_2 per l'effetto serra). Si è già visto come in generale il motore ad iniezione diretta sia caratterizzato da un più levato livello di emissioni di idrocarburi incombusti ed ossidi di azoto. Il motore Mitsubishi GDI riesce, adottando un sistema di abbattimento degli inquinanti in più stadi, a rientrare nei i limiti consentiti dalle leggi.

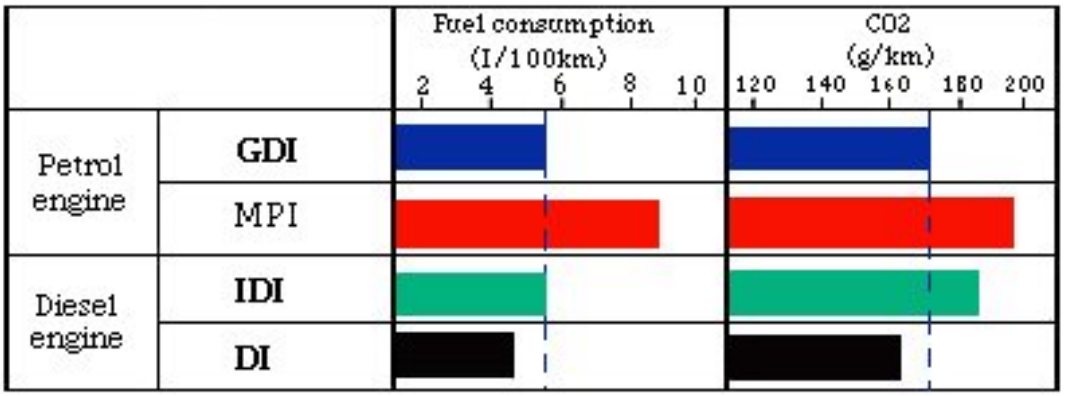


Figura 125

Diminuendo i consumi (mediamente del 20%, stando a quanto dichiarato dalla casa giapponese) si ha prima di tutto un corrispondente calo nell'emissione di anidride carbonica (vedi Figura 125).

La tecnologia GDI non comporta inoltre l'adozione di processi produttivi a più alto impatto sulle emissioni, cosicché globalmente, nell'arco di vita di un autovettura equipaggiata con motore GDI (assunta mediamente

pari a dieci anni), si ha una sostanziale diminuzione della CO_2 immessa nell'atmosfera.

Per quanto riguarda il processo di abbattimento delle emissioni di HC ed NOx, questo si basa su cinque elementi (vedi Figura 126):

1. Strategia di combustione in due stadi
2. Collettore di scarico reattivo
3. Ricircolo dei gas di scarico (EGR)
4. Catalizzatore di NOx per miscela magra
5. Catalizzatore trivalente per miscela omogenea

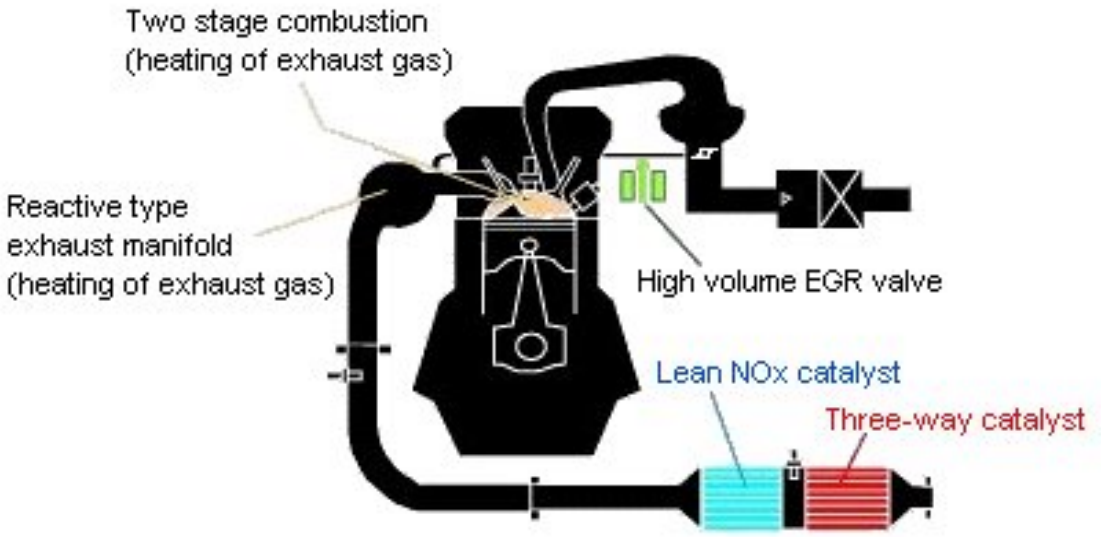


Figura 126. Sistema antinquinante Mitsubishi GDI

In un motore convenzionale MPI gli idrocarburi incombusti vengono abbattuti dal catalizzatore trivalente. Questo però viene attivato ad una temperatura superiore ai 250°C (vedi Figura 20). A questo scopo, nelle fasi di avvio del motore, quando il catalizzatore non ha ancora raggiunto una adeguata temperatura per il funzionamento, il motore GDI adotta una modalità di combustione "in due stadi" (vedi Figura 127). All'avvio il motore funziona a carica stratificata, iniettando la piccola quantità di

benzina necessaria durante la corsa di compressione. La combustione viene così avviata durante gli ultimi gradi di manovella della compressione, per terminare negli istanti iniziali della fase di espansione. Durante l'espansione i gas compiono lavoro sul pistone raffreddandosi. A questo punto una piccola quantità di combustibile viene iniettata durante l'ultima fase della corsa di espansione, quando i gas della combustione sono ancora caldi. La benzina iniettata allora si autoaccende, causando un forte aumento della temperatura dei gas ancora racchiusi nel cilindro, che fuoriescono a circa 800°C, anziché a 250°C (normale temperatura dei gas di scarico all'avvio in un motore ad accensione comandata).

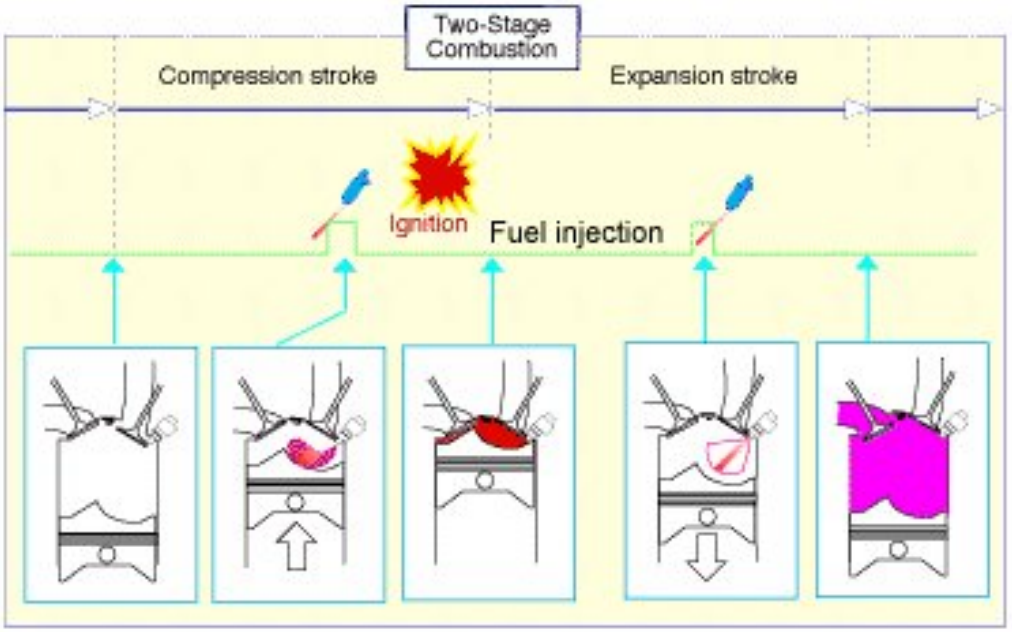


Figura 127. Combustione in due stadi

In tal modo si riesce a dimezzare il tempo medio di riscaldamento del catalizzatore (circa 100 secondi). Ma non finisce qui: per accelerare ulteriormente tale fase di riscaldamento, il motore è dotato di un collettore di scarico reattivo (vedi Figura 126), nel quale cioè i gas di scarico vengono opportunamente miscelati ad aria fresca, al fine di

portare a termine la post-combustione iniziata nel cilindro. Il risultato è la riduzione del tempo di riscaldamento del catalizzatore a soli 20 secondi (1/5 del tempo normale), il che permette di diminuire notevolmente le emissioni di HC alla partenza (vedi Figura 128). Si noti che la seconda fase della combustione sarebbe impossibile da realizzare con un motore ad iniezione indiretta.

Per quanto riguarda invece l'abbattimento degli ossidi di azoto, il primo passo è compiuto dal sistema di ricircolo dei gas di scarico (EGR). Come più volte ricordato, il sistema di combustione ad iniezione diretta mostra un elevata tolleranza verso la pratica dell'EGR (sia per la fine nebulizzazione, sia per la capacità di concentrare una miscela molto ricca agli elettrodi) per cui, al contrario di quanto avviene con i convenzionali motori ad iniezione esterna, è possibile, con un'apposita valvola (vedi Figura 126), riportare all'aspirazione elevate percentuali di gas esausti (fino al 70%), senza penalizzare eccessivamente la combustione.

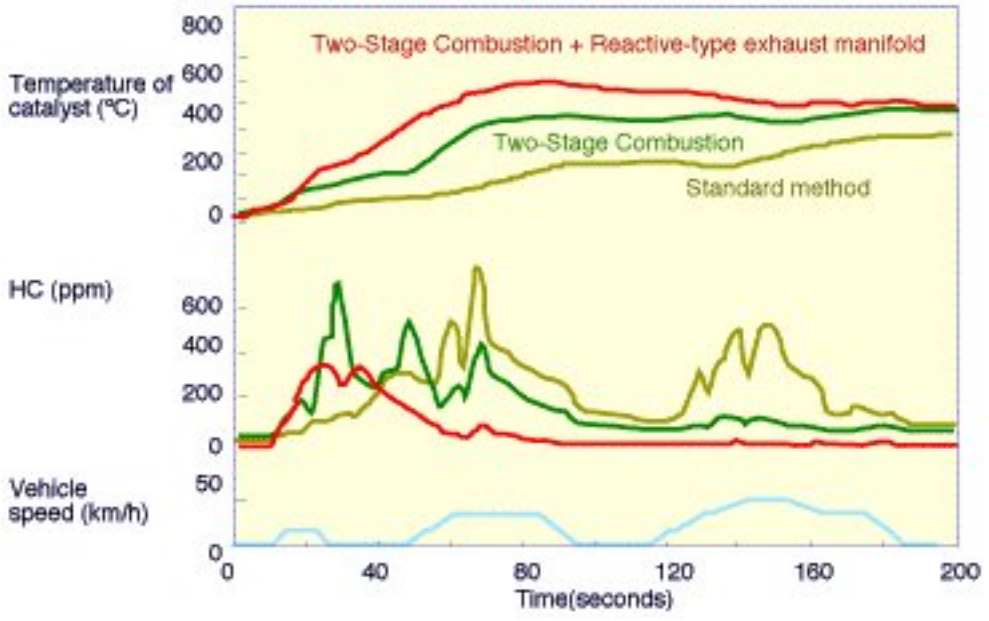


Figura 128

In questo modo si dà un primo grosso taglio alle emissioni di NOx (vedi Figura 129). Tuttavia c'è un limite alla quantità di gas di scarico che è possibile ricircolare, e cioè che la somma dei volumi dei gas ricircolati e dell'aria fresca è pari alla cilindrata del motore. Ciò significa che all'aumentare del carico, e quindi della quantità di benzina da bruciare, deve aumentare il volume di aria aspirata, cosa che limita l'utilizzo del sistema EGR. Per carichi molto elevati, quando cioè il motore funziona a carica omogenea, il problema viene risolto con il convenzionale catalizzatore trivalente. Questo tipo di catalizzatore non consente però di operare su miscele magre, e cioè quelle che si hanno nella modalità di iniezione in compressione. E' necessario allora adoperare un adeguato catalizzatore capace di funzionare con miscele povere.

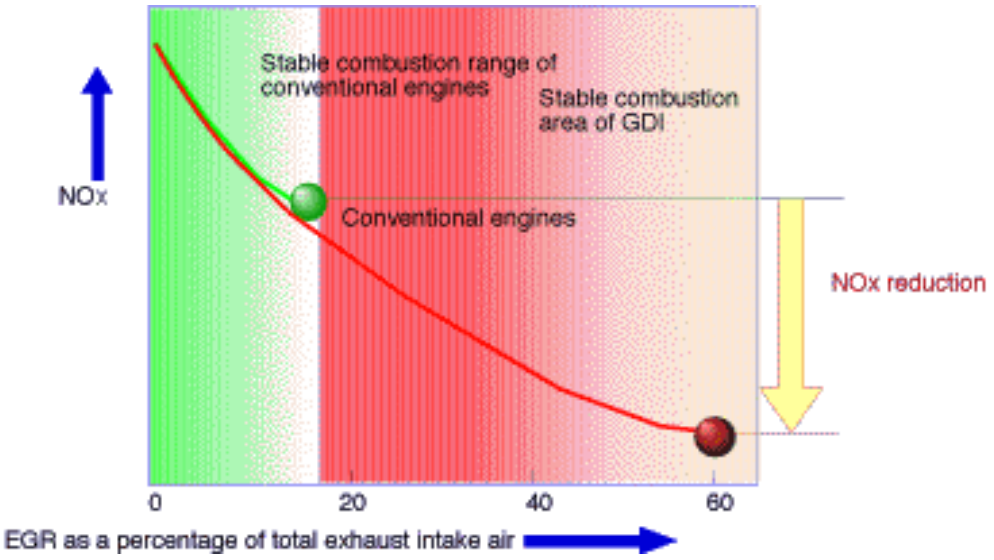


Figura 129. Riduzione delle emissioni di NOx tramite EGR

Due sono i tipi di catalizzatore sviluppati a tal proposito:

1) NOx Trap type
2) Selective Reduction type

Il primo tipo è caratterizzato da una maggiore efficienza rispetto al secondo (vedi Figura 130 a sinistra); tuttavia tale superiorità viene quasi completamente annullata dal prolungato utilizzo di carburanti ad elevato tenore di Zolfo. In Europa il tenore medio di zolfo del petrolio utilizzato è circa 200ppm, il che causerebbe un veloce degradamento di efficienza del catalizzatore NOx Trap. Per questo motivo la Mitsubishi ha deciso di equipaggiare le vetture destinate al mercato europeo con catalizzatore del secondo tipo, la cui efficienza rimane pressoché immutata con l'utilizzo di benzine ricche di zolfo (vedi Figura 130 a destra).

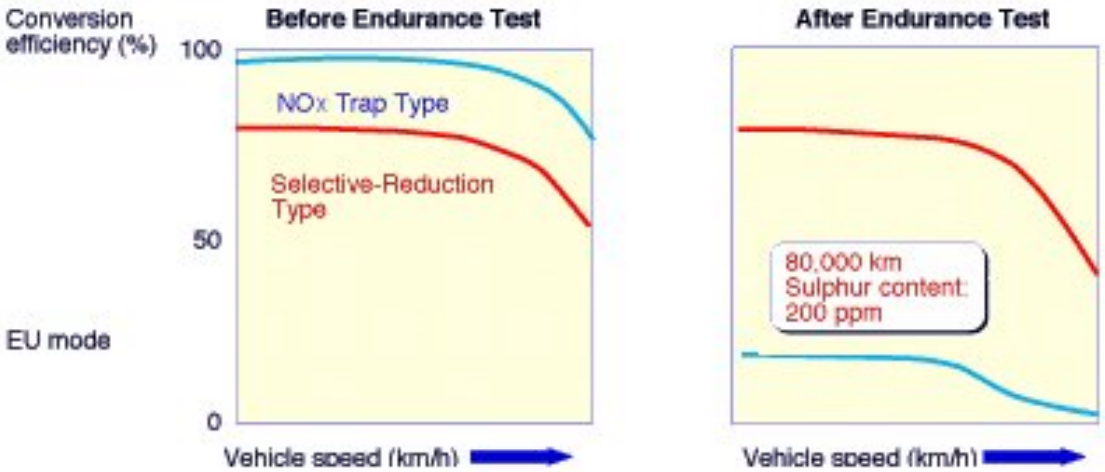


Figura 130

Il risultato dell'accoppiamento del catalizzatore NOx per miscele povere col sistema di ricircolo dei gas di scarico è un abbattimento delle emissioni oltre l'80% rispetto al convenzionale motore multi point (vedi Figura 131), anche nelle situazioni in cui non è possibile un elevato EGR.

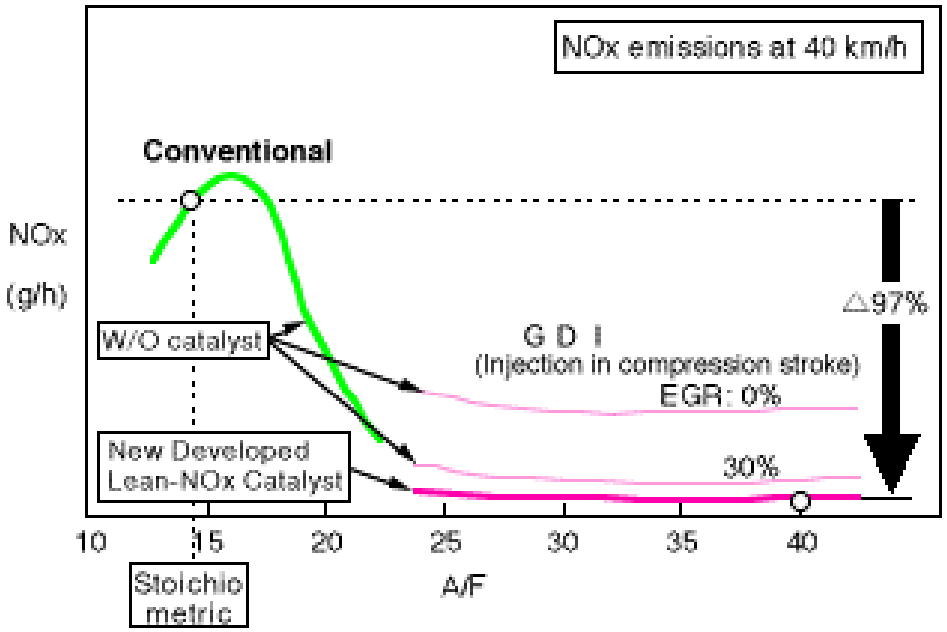


Figura 131. Riduzione delle emissioni di NOx

BIBLIOGRAFIA DEL CAPITOLO 6

N.S. JACKSON, C.D.BOER - RICARDO CONSULTING ENGINEERS, "GASOLINE COMBUSTION AND GAS EXCHANGE TECHNOLOGIES FOR THE 3-LITRE/100KM CAR.COMPETITION FOR THE DIESEL ENGINE

G.LAPP, O.GLOCKLER - BOSH, "THE ROLE OF FUTURE ENGINE CONTROL SYSTEM FOR GASOLINE ENGINES FUEL ECONOMY IMPROVEMENT", SAE PAPER NO. 96A6006

F.SCHAFER, R. VAN BASSHUYSEN, "REDUCED EMISSIONS AND FUEL CONSUMPTION IN AUTOMOBILE ENGINES", ISBN 1-56091-681-8 SAE INTERNATIONAL, 1995

S.A. SHILLINGTON - ROVER GROUP LIMITED, "THE UNSTOPPABLE VERSUS THE IMMOVABLE - A PERSONAL VIEW OF THE FUTURE FACING GASOLINE DIRECT INJECTION IN THE FACE OF EURO IV", IMECHE 1998 S490/009/97

M.SADLER, J.STOKES, S.P.EDWARDS, H.ZHAO, N.LADOMMATOS, "OPTIMIZATION OF THE COMBUSTION SYSTEM FOR A DIRECT INJECTION GASOLINE ENGINE, USING A HIGH SPEED IN-CYLINDER SAMPLING VALVE", IMECHE 1998 S490/010/97

R.HOUSTON, R.NEWMANN, "DIRECT INJECTION 4-STROKE GASOLINE ENGINES, THE ORBITAL COMBUSTION PROCESS SOLUTION", IMECHE 1998 S490/011/97

H.ANDO - ENGINE RESEARCH DEPARTMENT, MITSUBISHI MOTORS CORPORATION, "COMBUSTION CONTROL TECHNOLOGIES FOR GASOLINE ENGINES", IMECHE 1996 S433/001/96

M.WIRTH, W.F.PIOCK, G.K.FRAIDL - AVL LIST GMBH, "ACTUAL TRENDS AND FUTURE STRATEGIES FOR GASOLINE DIRECT INJECTION", IMECHE 1996 S433/005/96

R.BUHR, H.TSCHOKE, H.KREYE - UNIVERSITÀ DI MAGDEBURG, "DIRECT FUEL INJECTION - A NECESSARY STEP OF DEVELOPMENT OF SI ENGINE ?", FISITA CONGRESS PRAGA 1996 P1613

T. YASUO - NISSAN MOTOR, "THE ROLE OF MIXTURE FORMATION IN IMPROVING FUEL ECONOMY AND REDUCING EMISSIONS OF AUTOMOTIVE S.I. ENGINES", FISITA CONGRESS PRAGA 1996 P0109

SITO INTERNET HTTP://WEB1.MITSUBISHI-MOTORS.CO.JP

SOMMARIO

1. PROGRESSO TECNOLOGICO ED AMBIENTE 1

1.1 EFFETTO SERRA 1
1.2 EMISSIONI DI BIOSSIDO DI CARBONIO 6
1.2.1 CO2 ed Energia 6
1.2.2 Trasporti 9
1.3 DISPONIBILITÀ DI RISORSE 13
1.4 EMISSIONI E VETTURA 3 LITRI 14
BIBLIOGRAFIA DEL CAPITOLO 1 17

2. NUOVE TECNOLOGIE 18

2.1 UNO APPROCCIO GLOBALE AL PROBLEMA 18
2.2 LA STRUTTURA DEL VEICOLO 19
2.3 LA TRASMISSIONE 21
2.4 IL MOTORE 21
2.5 GLI ACCESSORI 22
BIBLIOGRAFIA DEL CAPITOLO 2 24

3. LA TRASMISSIONE 25

3.1 TENDENZE DI MERCATO 25
3.2 IL CAMBIO ROBOTIZZATO 25
3.3 CVT E GAS ELETTRONICO (EGAS) 26
BIBLIOGRAFIA DEL CAPITOLO 3 29

4. IL MOTORE 30

4.1 STRATEGIE PER L'ABBATTIMENTO DEI CONSUMI 30
4.2 RICIRCOLO DEI GAS DI SCARICO (EGR) 33
4.3 LA DISTRIBUZIONE 36
4.3.1 La respirazione del motore 4T 36
4.3.2 La fasatura variabile 39
4.3.3 Valvole ad alzata variabile 45
1.1.4 Controllo elettronico delle valvole 48
1.4 LA GESTIONE ELETTRONICA DEL MOTORE 53
1.5 RAFFREDDAMENTO DEL MOTORE PIÙ EFFICIENTE 54
1.6 IL MOTORE AD ACCENSIONE COMANDATA 55
1.7 IL CONCETTO DI COMBUSTIONE POVERA 58

1.8 LA CARICA STRATIFICATA 61
1.1.1 Caratteristiche fluidodinamiche *63*
1.1.2 L'importanza della nebulizzazione *70*
1.9 MOTORI A CARICA STRATIFICATA 74
BIBLIOGRAFIA DEL CAPITOLO 4 77

5. L'INIEZIONE DIRETTA DI BENZINA 78

5.1 INIEZIONE DIRETTA E CARICA OMOGENEA 81
1.2 LA FORMAZIONE DELLA MISCELA 83
1.3 TEORIA E SPERIMENTAZIONE 85
1.4 I RISULTATI DEL MOTORE AD INIEZIONE DIRETTA 94
1.4.1 Test Ricardo *94*
1.1.2 Ricerche Nissan *100*
1.1.3 Mitsubishi GDI *102*
BIBLIOGRAFIA DEL CAPITOLO 5 105

6. INIEZIONE DIRETTA E CARICA STRATIFICATA 106

1.1 MOTORE A BENZINA E MOTORE DIESEL 108
1.2 GDI: BREVE CRONISTORIA 112
1.3 STRATEGIE DI INIEZIONE 114
1.4 TECNOLOGIA DEI SISTEMI DI INIEZIONE 116
1.1.1 L'iniezione a bassa pressione *123*
1.5 SISTEMI DI COMBUSTIONE 131
1.5.1 Lo sviluppo del pistone *133*
1.6 PROTOTIPI E RISULTATI DEI TEST 141
1.6.1 Prototipo dell'Università di Magdeburg *143*
1.1.2 Ricardo Hydra Engine *150*
1.7 MITSUBISHI GDI 154
1.7.1 Il motore *154*
1.1.2 Prestazioni e consumo *165*
1.1.3 Un motore pulito *170*
BIBLIOGRAFIA DEL CAPITOLO 6 177
SOMMARIO 179