



Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1858A -

ANNO: 2016

A P P U N T I

STUDENTE: Viscio Raffaele

MATERIA: Propulsori Termici - Prof. Millo

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

Lezione martedì 30/09/2014

ARGOMENTI DEL CORSO

- Generalità, classificazione, fasi, rendimenti, prestazioni dei motori -
- Equilibramento dei motori alternativi -
- Alimentazione dell'aria nei MCI -
- Alimentazione del combustibile -
- Combustione -
- Combustione nei motori ad accensione comandata -
- Combustione nei motori ad accensione per compressione -
- Emissioni inquinanti -
- Motorizzazioni ibride -
- Esercitazioni -
- Laboratori -
- Controllo dell'apprendimento e modalità d'esame -

Lezione giovedì 02/10/2014

INTRODUZIONE

MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

I - MODALITA' DI ACCENSIONE

- Motori ad accensione comandata -
- Motori ad accensione per compressione -

Lezione venerdì 03/10/2014 - I

II - DURATA DEL CICLO DI LAVORO

- Motore 4 tempi -
- Motore 2 tempi -

Lezione venerdì 03/10/2014 - II

III - MODALITA' DI ALIMENTAZIONE DELL'ARIA

- Motori aspirati o ad aspirazione naturale -
- Motori sovralimentati -

IV - MODALITA' DI ALIMENTAZIONE DEL COMBUSTIBILE

- Motori ad iniezione indiretta -
- Motori ad iniezione diretta -

V - SISTEMI DI RAFFREDDAMENTO

Lezione martedì 07/10/2014

PARAMETRI GEOMETRICO COSTRUTTIVI

- Velocità media dello stantuffo -
 - Limitazioni fluidodinamiche -
 - Sollecitazioni inerziali -
- Rapporto corsa / alesaggio -
 - Motori superquadri -
 - Motori a corsa lunga -
 - Motori quadri -

Lezione giovedì 09/10/2014

- Frazionamento -
- Rapporto di allungamento -

PARAMETRI PRESTAZIONALI

- Potenza -
- Pressione media effettiva -
- Potenza specifica -
- Potenza areica -
- Analisi dati -

ANALISI DEI RENDIMENTI

- Rendimento utile -

Lezione venerdì 10/10/2014

- Effetti delle dimensioni della turbina -
- Turbina a geometria variabile -
- Turbolag -
- Sistemi Twin Turbo -

Lezione venerdì 07/11/2014

- Interrefrigerazione -
- Sistemi Two Stage -
- E-Boost -
- Scavenging -
- Turbocharging & Downsizing -
- MILLER / ATKINSON CYCLE -

Lezione martedì 11/11/2014

- Motore ad accensione comandata -
- Motore ad accensione per compressione -

Lezione martedì 18/11/2014

ALIMENTAZIONE COMBUSTIBILE – PARTE I MOTORI AD ACCENSIONE COMANDATA

- Funzionamento a regime -
- Funzionamento in transitorio – Avviamento a freddo -
- Funzionamento in transitorio – Accelerazione -
- Evoluzione dei sistemi di alimentazione -
- Carburatore -
- Iniezione Elettronica -
- Funzionamento Iniettore -

Lezione giovedì 20/11/2014

- Dimensioni goccioline -
- Dinamica dell'iniettore -
- Sonda Lambda -
- Seconda Sonda -
- Alimentazione PFI -
- Alimentazione GDI -
- Fasatura iniezioni PFI -
- Effetti fasatura iniezione -
- Spray Targeting -
- Torque-Based -
- Drive by Wire -

Lezione venerdì 21/11/2014

- Interazione tra le differenti esigenze del guidatore, del motore e del veicolo sul sistema di controllo del motore -
- Coordinamento della richiesta di coppia -
- Iniezione Diretta -
- Stratificazione della carica -
- Injectors for GDI engines -
- PM emissions sources in GDI engines -
- Motori ad Iniezione Diretta di Benzina: Confronto tra Diverse Strategie -

Lezione martedì 25/11/2014

ALIMENTAZIONE COMBUSTIBILE – PARTE II MOTORI AD ACCENSIONE PER COMPRESSIONE

- Effetti di differenti sistemi di iniezione sul processo di combustione nei motori Diesel -
- Sistemi Meccanici -
- Pompa Bosch in linea -
- Funzionamento Pompa Bosch -
- Variazione anticipo di iniezione -
- Pressioni di iniezione -
- Pompe-distributrici rotative con pistone assiale -
- Sistemi ad Iniettore Pompa -
- Unit Injector System -
- Unit Pump System -
- Sistema Common Rail -

Lezione martedì 21/10/2014

PARTICOLARITÀ COSTRUTTIVE

- Blocco Motore -
- Segmenti -

Lezione giovedì 23/10/2014

- Manovellismo -
- Stantuffo -
- Spinotto -
- Biella -
- Circuito di Lubrificazione -
- Valvole -

Lezione venerdì 24/10/2014

Lezione venerdì 14/11/2014

EQUILIBRAMENTO

- Introduzione -
- Coppia Motrice – Coppia di Reazione -
- Forze Centrifughe -
- Forze Alterne -
- Disposizione dei Cilindri a V -

APPENDICI

ARGOMENTI DEL CORSO

- Generalità, classificazione, fasi, rendimenti, prestazioni dei motori -

Richiami sulla classificazione dei motori alternativi in base alle caratteristiche di funzionamento, alle caratteristiche cinematiche, in base ai tempi.

Richiami sul rendimento limite, sul rendimento termodinamico interno, sul rendimento organico e sulla pme al variare della dosatura e della velocità angolare.

- Equilibramento dei motori alternativi -

Forze e momenti agenti sul motore alternativo.

Criteri per la scelta dello sfasamento delle manovelle e per la loro disposizione longitudinale.

Equilibramento di forze o momenti residui con masse su alberi supplementari.

Motori a V, motori stellari e motori *boxer*.

Ordine di accensione

- Alimentazione dell'aria nei MCI -

Coefficiente di riempimento nei motori a 4T: generalità, studio particolareggiato, analisi dell'apparato di distribuzione. Sovralimentazione con compressore trascinato meccanicamente od azionato da turbina a gas di scarico.

- Alimentazione del combustibile -

Alimentazione del combustibile nei motori ad accensione comandata:

- Requisiti generali, problemi di ripresa e di avviamento a freddo.

- Carburatore elementare (cenni).

- Apparati di iniezione elettronica.

- Iniezione diretta

Alimentazione di combustibili alternativi:

- Sistemi di alimentazione per motori a gas naturale (cenni)

Alimentazione del combustibile nei motori Diesel:

- Requisiti in termini di polverizzazione e di penetrazione del getto.

- Sistemi di iniezione meccanica (cenni) e sistemi di iniezione tipo *common rail*.

- Combustione -

Generalità: velocità di reazione e temperatura di accensione. Macchine a compressione rapida e tempi di induzione. Combustibili per motori ad accensione comandata e ad accensione per compressione.

- Combustione nei motori ad accensione comandata -

Parametri che influenzano la velocità di propagazione della fiamma.

Anomalie di combustione: preaccensione, autoaccensione, misfiring, detonazione.

Metodi di misura standardizzati e non convenzionali dell'intensità di detonazione. Numero di ottano.

- Combustione nei motori ad accensione per compressione -

Ritardo all'accensione, andamento delle pressioni, delle masse iniettate e bruciate, ruvidezza. Numero di cetano.

Combustioni non convenzionali (HCCI, PCCI, etc.).

“Sicuramente il motore a combustione interna è oggi e rimarrà nel prossimo futuro il principale protagonista nel campo della propulsione terrestre.”

INTRODUZIONE

- Quali sono le ragioni del successo del motore a combustione interna? -

Le ragioni stanno soprattutto nel suo favorevole rapporto peso/potenza, considerando l'energia che il sistema di propulsione è in grado di garantire al veicolo per un certo lasso di tempo. Questo perché i MCI utilizzano generalmente combustibili liquidi con una elevatissima densità energetica se confrontati ad altre fonti di energia che potrebbero essere utilizzate per la propulsione (combustibili gassosi (idrogeno), energia elettrica (stoccaggio di tipo elettro-chimico in batterie)).

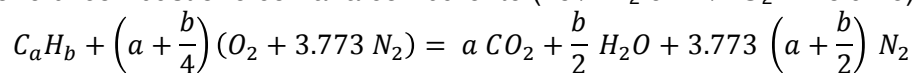
I MCI sono soluzioni, inoltre, relativamente semplici, compatte ed economiche, ovvero con costi di fabbricazione, esercizio e manutenzione relativamente ridotti se confrontati a quelli di altre tecnologie. Quando all'inizio del 1900 si è passati, per la propulsione terrestre, a soluzioni come quelle basate sui MCI o sulle macchine elettriche, le due soluzioni erano inizialmente in competizione e, almeno inizialmente, risultati più brillanti erano stati ottenuti dalla propulsione elettrica; ad esempio la *Jamais Contant* della fine del 1800 è stata la prima vettura (elettrica) ad infrangere il muro dei 100km/h. La propulsione elettrica è però poi di fatto sparita ed è stata soppiantata dalla propulsione basata sui MCI. Questo soprattutto per il più favorevole rapporto peso/potenza, specie nel caso in cui si includa nel computo anche il peso del sistema per lo stoccaggio di energia a bordo, quale ad esempio il serbatoio del combustibile o le batterie.

Se si guarda alla semplice densità di potenza o al rapporto peso/potenza, per quanto riguarda i MCI si nota che tale rapporto spazia nell'intorno di 1kW/kg (per motori da competizione si arriva a valori vicini ai 10kW/kg).

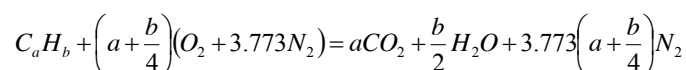
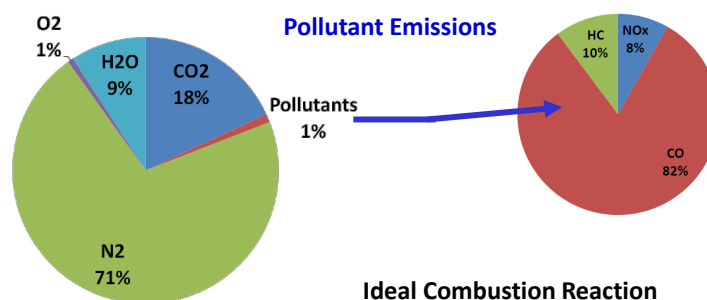
Heat Engine/Heat Pump type	Peak Power Output	Power-to-weight ratio	Example Use
Wärtsilä RTA96-C 14-cylinder two-stroke Turbo Diesel engine ^[3]	80,080 kW 108,920 hp	0.03 kW/kg 0.02 hp/lb	Emma Mærsk container ship
Suzuki 538 cc V2 4-stroke gas (petrol) outboard Otto engine ^[4]	19 kW 25 hp	0.27 kW/kg 0.16 hp/lb	Runabout boats
DOE/NASA/0032-28 Mod 2 502 cc gas (petrol) Stirling engine ^[5]	62.3 kW 83.5 hp	0.30 kW/kg 0.18 hp/lb	Chevrolet Celebrity ^[1] 1985
GM 6.6 L Duramax LMM (LYE option) V8 Turbo Diesel engine ^[11]	246 kW 330 hp	0.65 kW/kg 0.40 hp/lb	Chevrolet Kodiak ^[1] , GMC Topkick ^[1]
Junkers Jumo 205A opposed-piston two-stroke Diesel engine ^[6]	647 kW 867 hp	1.1 kW/kg 0.66 hp/lb	Ju 86C-1 airliner, B&V Ha 139 floatplane
GE LM2500+ marine turboshaft Brayton gas turbine ^[7]	30,200 kW 40,500 hp	1.31 kW/kg 0.80 hp/lb	GTS Millennium cruiseship, QM2 ocean liner
Mazda 13B-MSP Renesis 1.3 L Wankel engine ^[8]	184 kW 247 hp	1.5 kW/kg 0.92 hp/lb	Mazda RX-8 ^[1]
PW R-4360 71.5 L 28-cylinder supercharged Radial engine	3,210 kW 4,300 hp	1.83 kW/kg 1.11 hp/lb	B-50 Superfortress, Convair B-36 C-97 Stratofreighter, C-119 Flying Boxcar Hughes H-4 Hercules "Spruce Goose"
Wright R-3350 54.57 L 18-c s/c Turbo-compound Radial engine	2,535 kW 3,400 hp	2.09 kW/kg 1.27 hp/lb	B-29 Superfortress, Douglas DC-7 C-97 S/f prototype, Kaiser-Frazer C-119F
Pattakon OPRE two stroke Diesel engine ^[9]	50 kW 70 hp	2.3 kW/kg 1.4 hp/lb	
O.S. Engines 49-PI Type II 4.97 cc UAV Wankel engine ^[10]	0.934 kW 1.252 hp	2.8 kW/kg 1.7 hp/lb	Model aircraft, Radio-controlled aircraft
GE LM6000 marine turboshaft Brayton gas turbine ^{[11][12][disputed - discuss]}	44,700 kW 59,900 hp	5.67 kW/kg 3.38 hp/lb	Peaking power plant Boeing 747 ^[1] , 767, Airbus A300
GE CF6-80C2 Brayton high-bypass turbofan jet engine ^[12]	690 kW 925 hp	7.5 kW/kg 4.6 hp/lb	Williams FW27 car ^[1] , Formula One auto racing
BMW V10 3L P84/5 2005 gas (petrol) Otto engine ^[13]	83,164 kW 111,526 hp	10.0 kW/kg 6.10 hp/lb	Boeing 777

A fronte di questi vantaggi l'uso dei MCI pone alcuni problemi. Tali effetti negativi sono sostanzialmente rappresentati dalla dipendenza dai combustibili fossili (energie non rinnovabili): il 95% dell'energia utilizzata per trasporto su strada deriva da combustibili fossili. Tali combustibili sono costituiti essenzialmente da idrocarburi in forma liquida (petrolio e derivati) o in forma gassosa (gas naturale, gpl). Contengono quindi carbonio, nel corso del processo di combustione danno luogo a produzione di anidride carbonica, una delle principali cause dell'effetto serra. Infine, poiché il processo di combustione che si realizza nei MCI è tutt'altro che ideale, oltre alla produzione di CO₂, si producono sostanze inquinanti quali monossido di carbonio CO, idrocarburi incombusti HC, ossidi di azoto NO_x (NO, NO₂) e sostanze solide e liquide portate in sospensione dalla corrente dei gas di scarico che vengono in genere indicate come *particolato* (PM - *particulate matter*).

Richiamando quello che è il processo di combustione di un idrocarburo generico del tipo C_aH_b (sia le benzine che i gasoli, pur avendo caratteristiche molto diverse hanno un rapporto H/C=b/a≅1.85), si scrive una reazione di combustione con aria comburente (79% N₂ e 21% O₂ in volume):



Quello che dovrebbe risultare da una combustione ideale è la produzione di CO₂, di vapor d'acqua e di azoto (che dovrebbe sopravvivere *incolume* al processo di combustione). In realtà questa è una *grossolana* semplificazione. La reazione chimica di ossidazione non è mai una reazione *single step* in cui in un unico processo si passa dalle molecole dei reagenti a quelle dei prodotti; ma è una reazione che avviene attraverso una serie di step intermedi. Purtroppo durante tali passaggi intermedi qualcosa può *andar storto*, cioè non tutte le molecole di idrocarburo possono, per motivi diversi, essere in grado di completare il loro processo di ossidazione e quindi ci si può ritrovare nei gas combusti, anziché una composizione che veda esclusivamente N₂, CO₂, H₂O e O₂, una frazione, fortunatamente in genere relativamente modesta (dell'ordine dell'1%), di sostanze inquinanti prodotte da imperfezioni nel processo di combustione.



Although ideal combustion reaction of a hydrocarbon fuel C_xH_y (as gasoline and diesel) should lead to non-toxic combustion products (CO₂, H₂O, N₂ plus O₂ for lean mixtures), the real combustion process in internal combustion engines produces pollutant emissions (generally about 1% of all combustion products), mainly represented by CO, HC, NO_x and PM.

Although CO₂ is not a toxic combustion product, it is greenhouse gas and a major cause of the so called *global warming* (i.e. increase in the average temperature of Earth's near-surface air and oceans) and should therefore be kept at a minimum as well. However, since it's the result of an ideal combustion for a C_xH_y fuel, there is no other way to reduce CO₂ emissions than reducing the amount of fuel burned (i.e. improving powertrain efficiency).

Le principali sostanze inquinanti sono il monossido di carbonio CO, derivante dalla incompleta ossidazione delle molecole di idrocarburi, gli idrocarburi incombusti HC e gli ossidi di azoto NO_x. Questi sono i tre principali inquinanti gassosi che si formano nei processi di combustione nei MCI e che rappresentano un problema. A questi è da aggiungere il *particolato* PM. È un mix di particelle solide e liquide che vengono portate in sospensione dalla corrente dei gas combusti e che si formano a seguito di condizioni particolari durante il processo di combustione. (vedi **FORMAZIONE INQUINANTI**)

Queste sostanze (CO, HC, NO_x, PM) vengono indicate, in senso stretto, come *sostanze inquinanti* (*pollutant emissions*). L'anidride carbonica CO₂ non ha un impatto né sulla salute umana né sulla qualità dell'aria ma è detto *inquinante globale* perché immessa in atmosfera ha un tempo di

PROs:

- maggiore libertà nella scelta del combustibile;
- basse emissioni inquinanti;
- alta efficienza.

CONs:

- architettura complessa;
- rapporti peso/potenza e peso/volume sfavorevoli (ingombrante e pesante);
- bassa densità di potenza (potenza specifica ridotta);
- macchina costosa.

- *Motore a combustione interna rotativo: Wankel* -

PROs:

- macchina estremamente compatta;
- rapporti peso/potenza e peso/volume favorevoli (elevata densità di potenza) (Mazda Rx8 1.3L → 250hp@9000rpm);
- bassi livelli di vibrazioni (NO masse alterne);
- erogazione di coppia molto più uniforme e omogenea.

CONs:

- costi estremamente elevati (materiali e tolleranze di lavorazione);
- difficoltà nel realizzare tenute tra rotore e statore;
- rapporto superficie/volume in camera di combustione sfavorevole → problemi di scambio termico verso l'esterno (imperfetta adiabaticità);
- problemi di emissioni inquinanti;
- difficile lubrificazione → alto consumo di olio;
- scarsa efficienza termofluidodinamica → bassi rendimenti (0.25÷0.27);
- impossibilità di utilizzo di combustibili ad alta reattività (gasolio).

Tale motore viene oggi riproposto come opzione per i *range extender*, cioè i motori che vengono utilizzati nei veicoli a propulsione elettrica per aumentarne l'autonomia (dato che il tallone d'achille di tali sistemi è proprio l'autonomia data la scarsa densità di energia delle batterie). Una soluzione è appunto quella di prevedere a bordo del veicolo elettrico un piccolo motore termico non destinato alla trazione ma destinato esclusivamente ad alimentare un generatore che ricarichi le batterie. In questi casi l'utilizzo del motore termico è di secondaria importanza e quindi i contro possono essere accettati come controindicazioni a fronte dei vantaggi in termini di compattezza e densità di potenza.

MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

Sono delle *macchine volumetriche* in cui la variazione di volume necessaria alla realizzazione del ciclo di lavoro si ottiene tramite il moto alterno di uno *stantuffo* all'interno di un *cilindro* chiuso superiormente da una *testata*. Il moto dello stantuffo è ottenuto tramite un *manovellismo ordinario e centrato*. A seguito di una rotazione completa di 360° da parte della *manovella* intorno all'asse motore, lo stantuffo compie due corse tra due posizioni estreme: *punto morto superiore (PMS) (TDC - top dead center)* e *punto morto inferiore (PMI) (BDC - bottom dead center)*. Tali posizioni corrispondono rispettivamente alle posizioni in cui lo stantuffo viene a delimitare il volume minimo all'interno della camera (*volume di spazio morto*) (PMS, punto più vicino alla testata) (manovella a 0° di rotazione rispetto all'asse cilindro) e il volume massimo della camera (PMI, punto più lontano dalla testata) (manovella a 180° di rotazione rispetto all'asse cilindro).

Il rapporto tra il volume massimo e il volume minimo è uno dei principali parametri geometrico costruttivi del motore ed è detto *rapporto volumetrico di compressione*:

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}}$$

Altre classificazioni si basano su:

- sistema di alimentazione dell'aria (*motori aspirati* o *sovralimentati*);
- sistema di alimentazione del combustibile (*iniezione indiretta* o *diretta*);
- sistema di refrigerazione.

I - MODALITA' DI ACCENSIONE

- Motori ad accensione comandata - Spark ignition engine -

Anche detti, impropriamente, *motori a ciclo Otto*, perché il ciclo termodinamico di riferimento è il ciclo Otto, o *motori a benzina*.

- Combustibili -

In questi motori viene utilizzato un comb a *bassa reattività*. Per bassa reattività si intende che tali combustibili, miscelati con aria comburente, per quanto in condizioni di elevata pressione e temperatura non danno luogo spontaneamente a reazioni di combustione.

N.B. Per elevata pressione ed elevata temperatura si intendono valori dell'ordine di qualche decina di bar (20÷40bar) e dei 700K.

La bassa reattività non va confusa con la capacità di questi combustibili di dar luogo a miscele facilmente accendibili a seguito di, ad esempio, fenomeni di evaporazione anche in condizioni di temperatura ambiente.

I combustibili utilizzati sono tipicamente combustibili che hanno una caratteristica comune per quanto riguarda la loro struttura chimica: hanno una molecola estremamente *rigida* e *compatta*. Un esempio è il metano CH₄ che è l'idrocarburo con la struttura molecolare più semplice, rigida e compatta. Altri combustibili che hanno queste caratteristiche sono derivati del metano (metanolo, etanolo) e la benzina che è costituita da un mix di idrocarburi ottenuti per distillazione del petrolio. Tali idrocarburi hanno caratteristiche molto diverse fra loro. Un esempio che racchiude le caratteristiche principali di tali idrocarburi è l'*isottano* C₈H₁₈ che possiede una struttura che conferisce alla molecola una certa rigidità.

Come detto il processo di ossidazione avviene attraverso tutta una serie di step intermedi, i primi dei quali vedono sempre protagonisti gli atomi di idrogeno; la rigidità tipica delle benzine è importante perché una struttura molecolare lunga e flessibile (ottano, normaleptano) farebbe sì che queste reazioni intermedie avvengano coinvolgendo atomi di idrogeno all'interno di una stessa molecola. Questo accelera notevolmente il processo di reazione rispetto al caso in cui, con una molecola più rigida e compatta, che quindi non permette tale fenomeno, si deve aspettare che la molecola venga in contatto con un ulteriore atomo di ossigeno per procedere nello step intermedio.

In sostanza, più la molecola ha una struttura lunga e flessibile e più rapidamente possono avvenire queste *prereazioni*. Viceversa, più la molecola è rigida e compatta e più questi questi processi di ossidazione intermedi richiedono tempo.

N.B. I tempi sono dell'ordine dei millisecondi e frazioni.

Quindi la caratteristica principale dei motori ad accensione comandata è quella di utilizzare combustibili a bassa reattività, caratterizzati da strutture chimiche rigide e compatte (benzine, etanolo, metanolo, gas naturale, GPL (gas di petrolio liquefatto, butano + propano)). Questi combustibili a bassa reattività possono essere miscelati con aria comburente e compressi ($\epsilon \approx 10$) all'interno della camera senza che ciò dia luogo ad una reazione di combustione spontanea.

- Combustione -

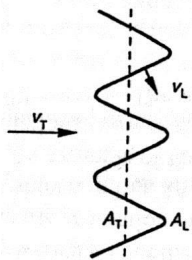
L'unico modo per avviare il processo di combustione è innescarlo dall'esterno facendo scoccare una scintilla elettrica tra due elettrodi, ovvero applicando al momento opportuno tra i due elettrodi una differenza di potenziale dell'ordine di qualche centinaio di Volt. Questa elevata differenza di potenziale crea un arco elettrico che porta la miscela comb-comburente investita da questo arco a raggiungere temperature elevatissime ($T \gg 10^3 K$). A tali temperature anche combustibili a bassa reattività sono in grado di procedere con l'ossidazione in modo rapido, quasi istantaneo. Il fatto che il processo di combustione venga innescato dallo scoccare di una scintilla elettrica è il motivo per il quale questi motori vengono indicati come motori ad accensione *comandata* o *spark ignition* (accensione a scintilla).

Si supponga di avere il punto di innesco al centro della camera. Il fronte di fiamma che viene innescato in questa zona si propaga, strato dopo strato, fino a coinvolgere le zone più lontane dalla scintilla e quindi deve coprire una distanza pari a $D/2$, ovvero metà alesaggio.

Che tempo ha a disposizione il fronte di fiamma per percorrere questo spazio?

Non è una combustione che avviene in condizioni di volume costante, cioè non è un processo che avviene istantaneamente, ovvero richiederà un certo tempo. Bisogna cercare di rendere questo tempo il più breve possibile per cercare di avvicinarsi il più possibile alla combustione isocora.

Si supponga che la durata del processo possa essere di 36° di rotazione della manovella. Si supponga che il motore ruoti a 3000rpm, ovvero 50giri/sec. In queste condizioni un giro corrisponde a 2 centesimi di secondo, ovvero 20ms. Nell'ipotesi che il processo duri 36° , ovvero un decimo di giro, saranno disponibili 2ms al fronte di fiamma per percorrere tutta la sua strada, ovvero i 40mm, e pertanto dovrà avere una velocità di propagazione di almeno 20m/s. Nel diagramma si è visto che le velocità tipiche di avanzamento del fronte di fiamma in una miscela quiescente sono dell'ordine dei 40cm/s ovvero 0.4m/s. L'unico modo per innalzare tale velocità è avere un regime di moto turbolento all'interno della camera di combustione.



Per via dei moti turbolenti in seno alla miscela, il fronte di fiamma non è perfettamente sferico ma è estremamente frastagliato. Questo frastagliamento aumenta la superficie di scambio termico convettivo che permette la propagazione. Tale aumento della superficie migliora appunto lo scambio termico innalzando dunque la velocità di propagazione del fronte di fiamma; velocità adesso compatibile con i tempi a disposizione nei MCI.

- Variazione del numero di giri -

Cosa succede se varia la velocità di rotazione?

Molto importante è la capacità di un processo di questo tipo di adattarsi a variazioni della velocità di rotazione del motore. Ipotizzando di passare da una velocità di rotazione di 3000rpm ad una di 6000rpm il tempo a disposizione si dimezza; servirà dunque una velocità di propagazione del fronte di fiamma doppia, ovvero di 40m/s. L'intensità di turbolenza è direttamente proporzionale alla velocità di rotazione del motore e quindi, con la velocità di rotazione, non solo aumenterà l'intensità di turbolenza ma aumenterà anche l'effetto di accelerazione del fronte di fiamma. Questo permette ai motori ad accensione comandata di non avere, virtualmente, limiti in termini di velocità di rotazione per quanto riguarda il processo di combustione (tant'è che i motori da competizione, F1, sono in grado di funzionare fino a 20000rpm). Questa capacità non è propria, invece, dei motori diesel.

- Variazione del carico -

Un altro aspetto è la capacità del processo di adattarsi a diverse condizioni di carico del motore.

Si immagini che il motore sia collegato ad un gruppo elettrogeno. Il generatore del gruppo elettrogeno deve funzionare ad una determinata velocità di rotazione (ad es. 3000rpm). Si supponga di aver progettato il motore perché sia in grado, funzionando a 3000rpm, di erogare 100kW di potenza, necessari per azionare il gruppo. Cosa succede se viene dimezzato il carico? Il motore deve continuare a funzionare a 3000rpm; non potendo dimezzare la velocità di rotazione e quindi dimezzare il numero di cicli per adeguarsi alla nuova richiesta di potenza, si dovrà essere in grado di regolare il motore facendo variare il lavoro al ciclo. Si potrebbe pensare di mandare metà del comb, evitando, però, di peggiorare troppo il rendimento. Osservando sempre il diagramma delle velocità di propagazione del fronte di fiamma si nota che una regolazione di questo tipo manderebbe in crisi un motore ad accensione comandata ($\phi=1$ corrisponde alla miscela stechiometrica) dal momento che tale velocità crollerebbe. Supponendo di aver progettato il motore in modo che nel funzionamento nominale la dosatura sia perfettamente stechiometrica, ovvero corrispondente alla massima velocità di propagazione del fronte, dimezzando la quantità di comb e lasciando inalterata la dose di aria si passerebbe ad un rapporto A/F (air to fuel) doppio rispetto al precedente (quello nominale). La condizione $\phi=\lambda^{-1}=0.5$ è al di fuori del diagramma, ovvero rappresenta una condizione non sostenibile dal motore. In altre parole, se si regolasse il motore dimezzando esclusivamente il comb, lasciando

di avere fenomeni di detonazione. Quindi, anche se dal punto di vista termodinamico converrebbe adottare rapporti di compressione elevati (combustione vicina alla combustione isocora), in questa tipologia di motore si ha una limitazione legata al rischio di detonazione.

N.B. Dato che il processo di combustione avviene in modo graduale è improprio identificare tali motori come motori a ciclo otto dato che in tale ciclo la combustione è istantanea e quindi isocora (anche se è il ciclo otto quello di riferimento per i motori ad accensione comandata).

RECAP:

- ottima capacità di autoadattarsi alle diverse velocità di rotazione;
- incapacità di autoadattarsi alle variazioni di carico;
- limiti geometrico-costruttivi sulle dimensioni e sul rapporto di compressione.

- Motori ad accensione per compressione - Compression ignition engine -

Anche detti, impropriamente, *motori diesel* perché il ciclo termodinamico di riferimento è il ciclo diesel.

- Combustibili -

Le caratteristiche dei combustibili usati in questi motori sono diametralmente opposte a quelle dei combustibili usati nei motori ad accensione comandata. Sono combustibili ad *elevata reattività* (sempre nelle condizioni di alta pressione e alta temperatura). Il combustibile più utilizzato è il gasolio. Un idrocarburo rappresentativo del gasolio è il cetano $C_{16}H_{34}$ (struttura standard C_nH_{2n+2}).

Un comb con una struttura molecolare così lunga e flessibile porta a delle reazioni intermedie che, in condizioni di alta pressione e temperatura, possono avvenire molto rapidamente (in queste condizioni strutture come queste vibrano e si deformano facilmente).

- Combustione -

Per via della loro elevata reattività non si potrebbe pensare ad un processo di combustione simile a quello che si ha nei motori ad accensione comandata. Questo perché non si avrebbe il tempo di formare la miscela e comprimerla senza che questa, già nel corso della compressione stessa, raggiunga pressioni e temperature tali da portarla all'accensione spontanea in un istante inopportuno. Per evitare ciò si vanno a miscelare comb e comburente soltanto un istante prima di quando si vuole far avvenire il processo di combustione. Si fa, quindi, aspirare al motore soltanto aria, che sarà l'unica ad essere compressa, e si miscelerà il comb con l'aria iniettandolo soltanto all'ultimo istante, quando ormai il pistone si trova in prossimità del PMS. Il comb viene iniettato liquido, sotto forma di uno spray ad alta pressione (nell'ordine dei 800÷1000bar, con conseguente velocità dell'ordine di 100m/s). Si sta quindi immettendo un getto liquido, con la velocità di un *proiettile*, in un ambiente dove la densità dell'aria è 20÷30 volte quella in ambiente standard. Questo getto, impattando contro un tale muro d'aria, si frantuma, si polverizza e si atomizza in una miriade di *goccioline* di dimensioni microscopiche (decina di micron). Tali goccioline sono liquide e sono circondate da aria calda, ad una temperatura di circa 900K. Di conseguenza il flusso di calore dall'aria circostante alla gocciolina è estremamente intenso e porta, in tempi estremamente rapidi, alla sua evaporazione (tempo proporzionale alle dimensioni delle goccioline). In tempi dell'ordine dei ms, quindi, il comb liquido evapora, i vapori di comb si miscelano con l'aria circostante e, essendo il comb estremamente reattivo, senza che ci sia bisogno di un innesco esterno, il processo di combustione è in grado di iniziare spontaneamente.

- Differenze rispetto alla combustione comandata -

Non si ha più una propagazione del fronte di fiamma all'interno di una miscela omogenea, ma la miscela è viceversa eterogenea: ci sono zone in cui è stato iniettato il getto di comb e ci sono zone in cui si trova praticamente solo aria (si ha, in definitiva, un intervallo di rapporti A/F molto ampio). Ovviamente il processo avviene soltanto dove si è sufficientemente vicini allo stechiometrico. Essendo il comb, però, molto reattivo riesce a bruciare anche con rapporti A/F relativamente lontani dallo stechiometrico (carenza di ossigeno). Bruciando in condizioni di rapporto A/F molto basso, si tende ad avere un processo di deidrogenazione della molecola che porta alla formazione di scheletri carboniosi i quali, addensandosi gli uni sugli altri, danno luogo a particelle solide carboniose responsabili delle emissioni di particolato e del fumo nero caratteristico dei motori diesel.

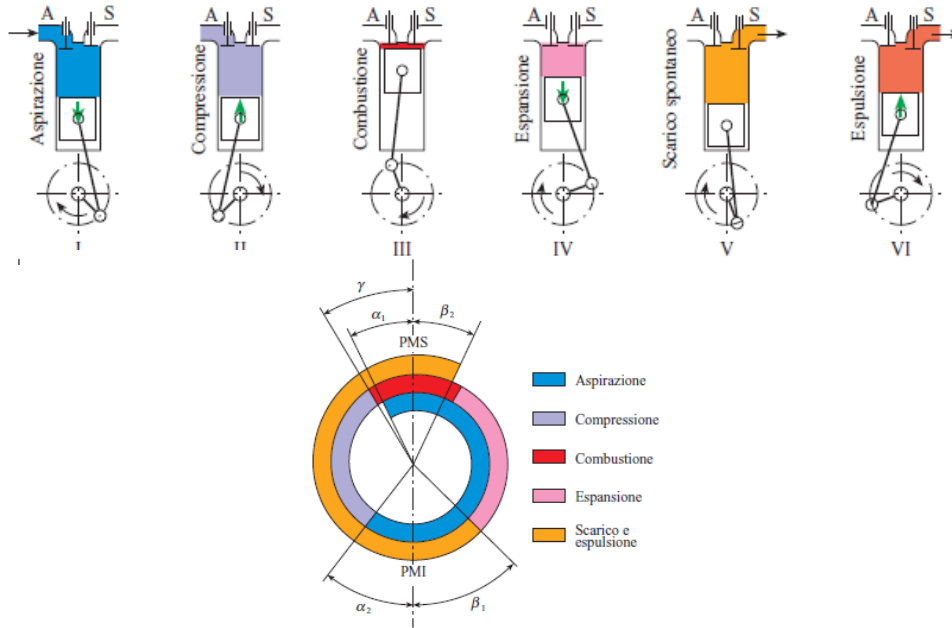
II - DURATA DEL CICLO DI LAVORO

Altra classificazione di primaria importanza è quella che fa riferimento alla durata del ciclo di lavoro secondo la quale i motori si dividono in *motori a 4 tempi* e *motori a 2 tempi*.

I tempi sono le corse del pistone necessarie perché si descriva un intero *ciclo di lavoro*. I tempi non vanno confusi con le *fasi di funzionamento* che invece sono 6 per entrambe le tipologie di motore.

- Motore 4 tempi - 4 stroke engine -

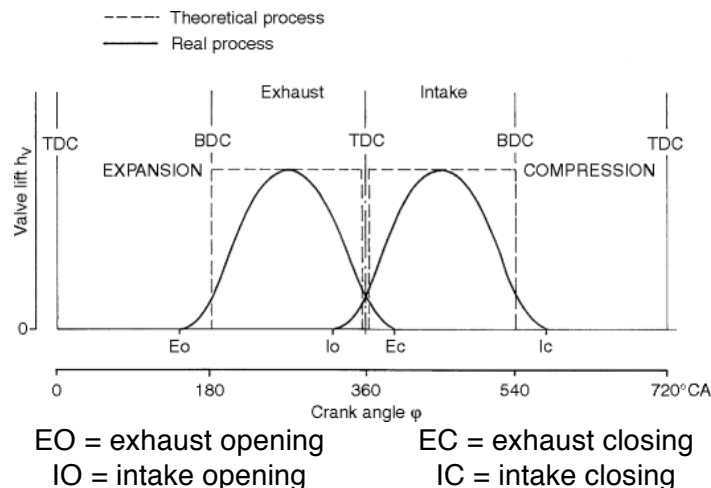
Le fasi in un motore 4 tempi sono: *aspirazione*, *compressione*, *combustione*, *espansione*, *scarico spontaneo*, *scarico forzato*.



- Aspirazione - Intake -

Durante questa corsa viene immessa all'interno del cilindro la carica fresca: lo stantuffo spostandosi dal PMS al PMI crea all'interno del cilindro una depressione che richiama il fluido fresco dall'esterno attraverso la valvola di aspirazione, aperta poco prima del PMS e richiusa poco dopo il PMI tramite l'albero della distribuzione. Se il motore è ad accensione comandata, durante la corsa di aspirazione si immette all'interno del cilindro una miscela di aria e comb, mentre se il motore è un motore ad accensione per compressione viene immessa soltanto aria.

Come si nota dal diagramma polare (\uparrow), la fase di aspirazione ha una durata più ampia dei 180° della corsa dal PMS al PMI. Questo perché le valvole di aspirazione nell'aprirsi e chiudersi hanno una velocità finita e pertanto viene utilizzato un anticipo di apertura e un posticipo di chiusura.

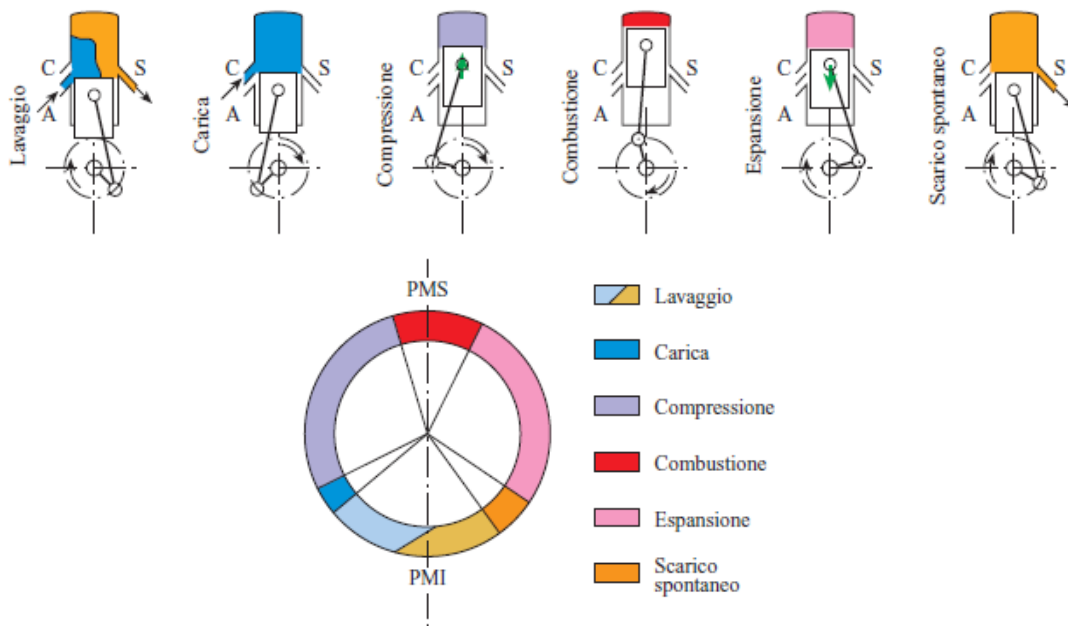


Il punto debole del ciclo di lavoro dei motori 4T sta nel fatto che si sfrutta la macchina solo per un giro ogni due: due delle quattro corse servono solo per le operazioni di ricambio fluido mentre la parte utile del ciclo, nella quale si raccoglie lavoro, è solo metà del ciclo totale.

- Motore 2 tempi - 2 stroke engine -

Il motore 2T cerca di ovviare a quest'ultimo inconveniente caratteristico dei motori 4T. Lo fa concentrando la fase di ricambio fluido nell'intorno del PMI in modo da eseguire il ciclo operativo in un solo giro dell'albero motore (2 corse ma 6 fasi), evacuando i gas combusti ed immettendo la carica fresca, anziché tramite valvole comandate, tramite apposite luci per l'aspirazione e per lo scarico praticate nella parete del cilindro. Tali feritoie vengono scoperte dallo stantuffo stesso nel suo moto in modo da realizzare una *autodistribuzione*. Queste luci sono praticate nella parte inferiore della canna in modo da venir scoperte, appunto, in prossimità del PMI.

Le fasi in un motore 2 tempi sono: *compressione*, *combustione*, *espansione*, *scarico spontaneo*, *lavaggio*, *carica*.



- Compressione -

Durante questa fase le luci sono chiuse, coperte dal pistone, e quindi l'ambiente è isolato. Andando dal PMI al PMS si ha la compressione della carica fresca.

- Combustione -

Uguale alla rispettiva fase in un motore 4T.

- Espansione -

Uguale alla rispettiva fase in un motore 4T.

- Scarico spontaneo -

Lo stantuffo, nella sua corsa verso il PMI, prima di raggiungerlo, scopre una luce di scarico S e per via della pressione nel cilindro più alta di quella nell'ambiente di scarico si ha lo scarico spontaneo.

- Lavaggio e carica - Scavenging -

Procedendo nella sua corsa verso il PMI, prima di raggiungerlo, il pistone scopre una seconda luce, quella di lavaggio A (o di aspirazione), attraverso la quale si immette carica fresca.

Quando il pistone si trova al PMI si avranno contemporaneamente aperte la luce di lavaggio e quella di scarico. L'operazione di ricambio fluido che avviene in questa fase si ha grazie alla carica fresca che si comporta come uno stantuffo di gas (ideale) essendo in sovrappressione rispetto l'ambiente esterno.

- Osservazioni -

Quali misure si possono adottare per ovviare agli inconvenienti di questo motore?

- Si potrebbe aggiungere una ulteriore serie di luci C, *luci di carica*. Tali luci sono sovrapposte a quelle di lavaggio/aspirazione ma alla stessa altezza di quelle di scarico in modo da venir aperte contemporaneamente a queste. Queste luci, per poter funzionare, devono essere *protette* da valvole automatiche che restano aperte soltanto quando la pressione nell'ambiente di lavaggio è più alta della pressione che si ha nel cilindro. Ciò vuol dire che durante la fase di scarico queste luci restano chiuse, anche se non bloccate dal pistone. Permettono di immettere carica fresca fintanto che la pressione nell'ambiente di lavaggio rimane superiore a quella nel cilindro. Per far questo non sarà più sufficiente la pressione generata dal carter pompa e quindi si avrà bisogno di un compressore aggiuntivo ad hoc per realizzare il giusto grado di sovrappressione.
- Un'altra soluzione potrebbe essere quella di proteggere la luce di scarico con una valvola che ne controlli l'apertura e la chiusura, permettendo di mantenere la luce di scarico più alta di quella di lavaggio.

Queste soluzioni, per quanto valide, comportano delle complicazioni costruttive che fanno perdere quei vantaggi di semplicità, di costo contenuto e di peso ridotto tipiche di questo motore.

Per questi motivi, oggi, il motore 2T viene usato solo nei grandi motori per applicazioni marine o per applicazioni stazionarie ($\cong 10\text{MW}$ di potenza).

N.B. Si tende a farli diesel, oltre che per le dimensioni, perché le perdite di carica fresca si riducono a perdite di aria aspirata.

N.B. I grandi motori si tende a farli 2T perché in tali motori (grandi) le sollecitazioni termomeccaniche gravanti sulle eventuali valvole di un 4T sarebbero troppo onerose.

III - MODALITA' DI ALIMENTAZIONE DELL'ARIA

- Motori aspirati o ad aspirazione naturale -

Il sistema di aspirazione del motore è direttamente collegato all'ambiente senza l'interposizione di alcun organo ausiliario.

- Motori sovralimentati -

L'ambiente di aspirazione è collegato all'ambiente esterno attraverso organi destinati a creare all'aspirazione un ambiente in cui si tende ad aumentare la pressione.

Lo scopo di questo, essendo il motore una macchina volumetrica, è abbastanza ovvio: la potenza che si riesce ad ottenere da un motore dipende dal lavoro per ciclo il quale dipende dalla quantità di combustibile bruciata nel ciclo la quale, a sua volta, dipende dalla quantità di aria aspirata dal motore. La quantità di aria è limitata dallo spazio a disposizione, ovvero, ad ogni ciclo, la cilindrata del motore. Si può aumentare la quantità di aria aumentandone la densità facendo aspirare il motore da un ambiente in cui la pressione e la densità siano più elevate di quelle in condizioni standard.

Le modalità con cui si effettua la sovralimentazione sono di due tipi:

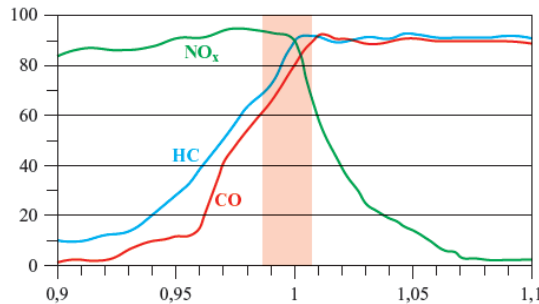
- Sovralimentazione a *comando meccanico*, in cui il compressore è collegato meccanicamente al motore tramite cinghia o ingranaggi e quindi è alimentato direttamente dall'albero motore. In questi casi si tratterà di compressori volumetrici per via delle alte velocità di rotazione richieste dai turbocompressori per smaltire le stesse portate del motore.
- Sovralimentazione a *turbina*, in cui il turbocompressore è azionato da una turbina a sua volta azionata dai gas di scarico del motore. Si elimina il collegamento meccanico tra il gruppo di sovralimentazione e il motore realizzando un collegamento fluidodinamico. Questo è possibile perché i gas di scarico sono ancora ad una pressione di 3÷4 bar e ad una temperatura dell'ordine dei 1400÷1500K quindi ancora carichi di energia non sfruttata all'interno della macchina. Si sfrutta così l'energia ancora in seno ai gas lasciandoli espandere in una turbina (centripeta) meccanicamente collegata ad un turbocompressore (centrifugo) il quale poi lavora sull'aria da aspirare.

Il parametro con cui si valuta la capacità del catalizzatore di realizzare queste reazioni è l'efficienza del catalizzatore, definita per ciascuna delle tre specie inquinanti:

$$\text{Efficienza catalizzatore} \quad \eta_{NO_x} = \frac{\dot{m}_{NO_x,IN} - \dot{m}_{NO_x,OUT}}{\dot{m}_{NO_x,IN}}$$

È il rapporto tra la differenza di portata di inquinanti in ingresso e la portata di inquinanti in uscita fratto la portata di inquinanti in ingresso.

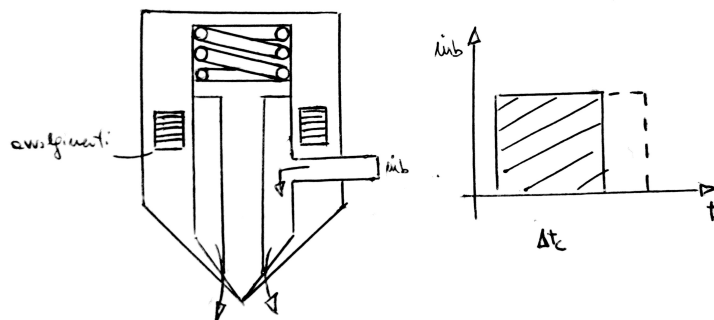
Diagrammando l'efficienza del catalizzatore η in funzione della *dosatura relativa* λ (rapporto tra la dosatura effettiva e la dosatura stechiometrica α/α_{st}) con cui viene alimentato il motore si ottengono degli andamenti a gradino:



Valori di λ uguale a 1 indicano una miscela a dosatura stechiometrica, valori di λ inferiori a 1 indicano una miscela ricca (meno aria rispetto alla quantità stechiometrica) e valori di λ superiori a 1 indicano una miscela povera (eccesso d'aria).

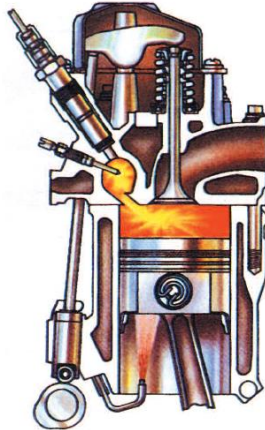
Si nota che gli andamenti sono *opposti* per le specie da ridurre e da ossidare. Considerando le specie da ossidare (HC e CO), alimentando il motore con una miscela ricca e cioè con un eccesso di combustibile ($\lambda < 1$) il catalizzatore avrà un'efficienza di abbattimento relativamente bassa dal momento che mancherà fisicamente l'ossigeno necessario per far avvenire le reazioni di ossidazione. In corrispondenza dello stechiometrico si ha una transizione quasi a gradino per poi avere un andamento dell'efficienza di abbattimento molto elevata (superiore al 90%) nel campo delle miscele povere ($\lambda > 1$). Discorso duale vale per gli ossidi di azoto NO_x : in campo di miscela povera ($\lambda > 1$) si avrà allo scarico ancora dell'ossigeno residuo dalla combustione; la presenza di questo ossigeno in eccesso, mentre favorisce l'ossidazione di HC e CO, rallenta le reazioni di riduzione degli ossidi di azoto NO_x portando ad una bassa efficienza di abbattimento. Anche qui si ha una transizione quasi a gradino nel passaggio dalle miscele povere a quelle ricche (ovvero nell'intorno della miscela stechiometrica) dove si ha un'efficienza di abbattimento per gli NO_x molto elevata. Nel caso il motore sia alimentato con miscela ricca tenderà a formarsi una grande quantità di CO perché tutto il combustibile reagirà fino a livello di CO non trovando più ossigeno per completare l'ossidazione.

Si ha quindi una finestra, nell'intorno del valore stechiometrico, all'interno della quale si riesce ad avere contestualmente efficienze di abbattimento elevate per tutte le specie inquinanti. L'ampiezza di questa finestra dipende da qual è il livello accettabile di efficienza di abbattimento. Se si vuole avere un'efficienza di abbattimento superiore all'80% per tutte le specie inquinanti si dovrà rimanere nell'intorno della dosatura stechiometrica con una precisione inferiore al $\pm 1\%$. Questo valore non può essere garantito da un sistema a carburatore ma può essere garantito solo con sistemi di iniezione. Tali sistemi utilizzano iniettori elettromagnetici a controllo elettronico.



Gli iniettori sono delle valvole on/off (aperte/chiuso) a controllo elettromagnetico dotate di un elemento mobile in materiale ferromagnetico (*spillo*) che viene mantenuto in battuta contro la sua sede impedendo l'efflusso del combustibile dall'azione di una molla. All'interno del corpo dell'iniettore si trova

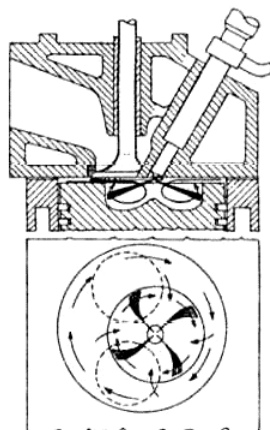
combustibile. Nonostante tali dimensioni siano comunque realizzabili, fori troppo piccoli non garantiscono stabilità nel tempo in quanto possono essere soggetti a fenomeni di formazione di depositi carboniosi (*coking*) sui bordi dei fori dell'iniettore ostruendoli. Questi effetti di ostruzione della sezione di efflusso sono generalmente tollerabili finché la sezione è sufficientemente grande (0.1mm). Per questo motivo si ricorre all'iniezione indiretta in cui l'iniettore può avere fori più grandi, senza rischi di coking, grazie al fatto che si inietta in precamera ad alta turbolenza dettata dalla geometria della precamera stessa. Tale grado di turbolenza permette un'adeguata evaporazione del combustibile (in tempi relativamente rapidi) e quindi un adeguato miscelamento con l'aria indipendentemente dalle dimensioni delle gocce iniettate. Il rendimento di questo sistema però è relativamente basso rispetto ad un sistema di iniezione diretta (circa il 10% in meno) dal momento che, avvenendo la combustione nella precamera, prima che i gas possano passare in camera subiranno una forte laminazione nell'ugello di collegamento perdendo così una parte dell'energia ottenuta dalla combustione.



- Motori ad iniezione diretta -

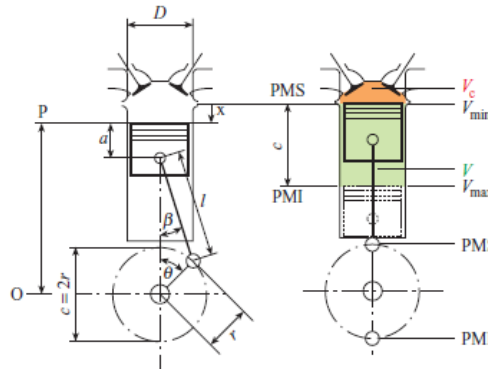
Nei motori ad accensione comandata si è successivamente passati alla soluzione dell'iniezione diretta (*GDI - gasoline direct injection*) (*SIDI - spark ignition direct injection*) la quale prevede l'iniezione direttamente all'interno della camera di combustione (ma con modalità e finalità differenti rispetto a quelle presenti nei motori ad accensione per compressione). Tale soluzione offre notevoli vantaggi a fronte di costi più elevati.

Nei motori ad accensione per compressione l'iniezione avviene direttamente in camera di combustione appena prima della combustione stessa (in modo che il combustibile appena iniettato trovi subito le condizioni per bruciare).



PARAMETRI GEOMETRICO COSTRUTTIVI

Il manovellismo che viene utilizzato nel caso dei motori rotativi a combustione interna è un manovellismo *ordinario* e *centrato*; centrato significa che tanto l'asse della manovella quanto l'asse intorno a cui è incernierato lo spinotto giacciono sull'asse del cilindro (in alcuni casi può risultare opportuno prevedere dei disassamenti). Per tale manovellismo la prima cosa da calcolare è lo spostamento istantaneo dello stantuffo in funzione della rotazione della manovella al fine di poter determinare il volume istantaneo all'interno della camera di combustione al variare della posizione della manovella.



La posizione della manovella è identificata dall'angolo θ che forma con l'asse del cilindro. In tale posizione generica, la biella di lunghezza l invece formerà un angolo β con l'asse del cilindro. La quota a dello stantuffo sarà la distanza che separa l'asse dello spinotto dal cielo dello stantuffo. Ci si propone di valutare la posizione istantanea del pistone x (del cielo del pistone) a partire dalla sua posizione al PMS ($x=0$) e quindi la legge che collega tale posizione all'angolo di rotazione di manovella θ e cioè una funzione $x = x(\theta)$. Il volume istantaneo V_x della camera di combustione si potrà scrivere in ogni istante come:

$$V_x = V_M + \frac{\pi}{4} D^2 x = V_M + \left(\frac{\pi}{4} D^2 c\right) \frac{x}{c} = V_M + V \frac{x}{c}$$

dove V_M è il volume di spazio morto, D è l'alesaggio e c è la corsa ed è $c = 2r$ (la distanza che separa PMS da PMI). Il secondo termine è la porzione di cilindrata spazzata dal pistone dal suo moto. La *cilindrata unitaria* V sarà:

$$V = V_{max} - V_{min} = \left(\frac{\pi}{4} D^2 c\right)$$

La legge che correla x (e di conseguenza il volume istantaneo V_x) alla rotazione θ della manovella si trova andando a confrontare la quota O dell'asse di rotazione della manovella con la quota P raggiunta dal cielo dello stantuffo quando questo si trova al PMS. Il segmento identificativo della posizione dello stantuffo al PMS è:

$$\overline{OP} = r + l + a$$

Quando viceversa lo stantuffo si trova in una posizione generica ovvero ad una distanza generica x rispetto al PMS il segmento OP si potrà scrivere:

$$\overline{OP} = x + a + l \cos \beta + r \cos \theta$$

e quindi si può scrivere:

$$\overline{OP} = r + l + a = x + a + l \cos \beta + r \cos \theta$$

Si può quindi scrivere, dopo aver semplificato a:

$$x = r(1 - \cos \theta) + l(1 - \cos \beta)$$

Nel caso della velocità il valore caratteristico a cui si fa riferimento è la *velocità media dello stantuffo* v_m ottenuta rapportando lo spazio percorso in una rotazione completa della manovella alla velocità di rotazione:

$$v_m = u_p = \frac{2cn}{60}$$

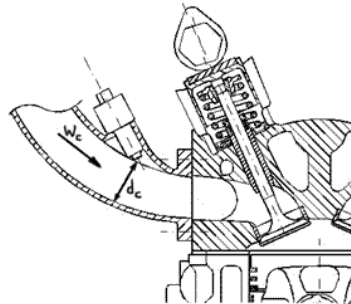
N.B. Nella valutazione dell'accelerazione del pistone si è trascurata la variazioni di β nel tempo dal momento che tale angolo oscilla sempre nell'intorno dell'unità mantenendosi effettivamente mediamente costante.

- Velocità media dello stantuffo -

La velocità media dello stantuffo, nei motori alternativi, è limitata a valori dell'ordine di una decina di metri al secondo; nei motori automobilistici vale $10 \div 20 \text{ m/s}$, nei motori da competizione può arrivare a 25 m/s ma non può superare tale limite. Questo per due motivi: il primo di carattere fluidodinamico (perdite fluidodinamiche durante il processo di sostituzione del fluido motore) e il secondo legato alle sollecitazioni meccaniche, quindi inerziali, sugli organi del manovellismo. A seconda della tipologia di motore può essere limitante la prima o la seconda (la prima nei motori automobilistici o motociclistici, la seconda nei motori per applicazioni pesanti).

- Limitazioni fluidodinamiche -

Si consideri il processo di riempimento in un motore 4T e si supponga, per semplicità, di operare con un fluido incompressibile in moto stazionario nel condotto di aspirazione con velocità w_c . Si consideri il momento in cui la valvola di aspirazione si trova nella posizione di alzata massima e si ipotizzi che il pistone si muova con una velocità pari alla velocità media v_m costante. L'aria una volta attraversato l'intero condotto passerà attraverso il meato valvola per entrare all'interno del cilindro.



Nell'ipotesi di moto stazionario possiamo uguagliare la portata istantanea attraverso una generica sezione d_c del condotto alla portata istantanea che passerà attraverso la sezione trasversale retta del cilindro a seguito dello spostamento dello stantuffo, ovvero possiamo scrivere:

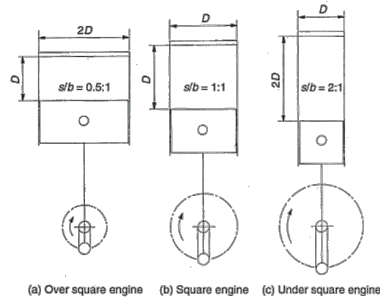
$$m = \frac{\pi}{4} d_c^2 \cdot \rho \cdot w_c = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \rho \cdot v_m$$

in cui D è l'alesaggio del cilindro e ρ è la densità dell'aria. Se si considera il fluido incompressibile come detto, la densità rimarrà costante e quindi, semplificando, si potrà scrivere:

$$w_c = v_m \left(\frac{D}{d_c} \right)^2$$

Nel valutare il rapporto di proporzionalità tra w_c e v_m si deve tener conto dei limiti fisici che si hanno per la realizzazione dei condotti di aspirazione in funzione delle dimensioni del cilindro. Supponendo di avere un'unica valvola di aspirazione ed un'unica valvola di scarico e che queste siano identiche e supponendo che queste sfruttino tutto lo spazio disponibile, il diametro di queste due valvole non potrà essere che $D/2$. Quindi con un diametro del condotto di aspirazione $d_c = D/2$ avremo che $w_c = 4v_m$. Se si tiene conto dei limiti fisici, la valvola di aspirazione non potrà essere così grande ma dovrà essere più piccola (per via della presenza di altri elementi), e quindi si può salire facilmente a valori come $w_c = 5 \div 6v_m$. Considerando una velocità media dello stantuffo di 25 m/s (limite massimo per motori automobilistici) si arriva a valori di $w_c = 80 \div 100 \text{ m/s}$. Questa è una limitazione perché si deve tener conto che l'energia cinetica che il fluido aspirato acquista durante l'efflusso non può essere poi recuperata e

$c/D \cong 0.5$ ed anche inferiori; nei motori lenti, stazionari o per applicazioni navali si può arrivare a valori $c/D \cong 2 \div 3$ (il più grande motore al mondo attualmente costruito ha un alesaggio $D=900\text{mm}$ e una corsa $c \cong 3\text{m}$ quindi $c/D \cong 3$). I motori con rapporto $c/D=1$ sono detti motori *quadri* mentre i motori con rapporto inferiore all'unità sono detti motori *superquadri* e i motori con rapporto superiore all'unità sono detti motori *a corsa lunga*.



- Motori superquadri -

Nei motori da competizione si cerca di utilizzare rapporti c/D relativamente bassi perché molto spesso nella competizione quello che è limitata è la cilindrata del motore. Scegliendo un rapporto c/D basso, quindi facendo un motore superquadro, si otterranno due effetti:

- a pari velocità di rotazione si avrà una velocità media dello stantuffo più bassa (essendo c bassa e $v_m = 2cn/60$) o, viceversa, a pari limite sulla velocità media dello stantuffo ($v_{m,max} = 25\text{m/s}$) si potranno ottenere velocità di rotazioni n più alte (questa è sostanzialmente la ragione per cui i motori da competizione, in tutte le competizioni in cui la limitazione è sulla cilindrata del motore, cercano di utilizzare rapporti c/D il più ridotti possibile; perché siccome esiste un limite fluidodinamico su v_m si cerca di fare c il più piccolo possibile in modo da far salire n ; a pari lavoro al ciclo più è alta la frequenza di cicli più potenza riuscirà ad erogare il motore).
- la camera di combustione tende ad assumere la forma di un disco se si tende ad aumentare l'alesaggio. Così facendo si riesce anche ad aumentare le dimensioni dei condotti e delle valvole riuscendo ad avere condotti e valvole di aspirazione particolarmente ampie che, ad elevate velocità di rotazione, permettono di contrastare i limiti fluidodinamici dovuti ad una velocità media dello stantuffo troppo elevata.

A fronte di questi vantaggi si hanno degli svantaggi rappresentati dal fatto che la camera di combustione in un motore superquadro tende ad aver un rapporto superficie/volume molto alto quando lo stantuffo si trova al PMS (essendo questa quasi un disco), facendo peggiorare il rendimento del motore per le maggiori perdite di calore verso l'esterno.

- Motori a corsa lunga -

Viceversa, scegliere un motore a corsa lunga consente di avere una camera di combustione con una forma molto più compatta al PMS e quindi con un rapporto superficie/volume ridotto ed una migliore efficienza termofluidodinamica. Questo è il motivo per cui nei motori lenti si preferisce adottare rapporti corsa/alesaggio superiori all'unità fino a valori di $c/D=2$.

- Motori quadri -

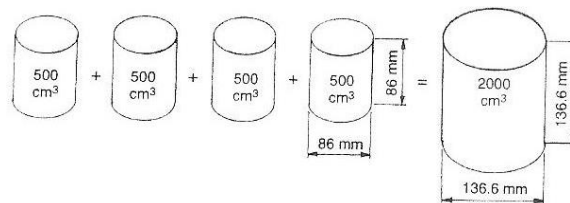
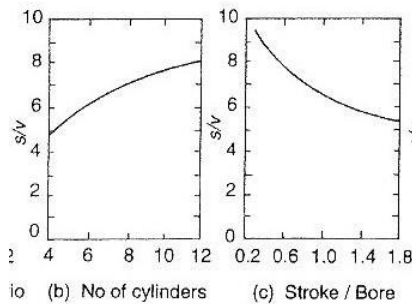
Per un motore automobilistico si tende ad utilizzare rapporto c/D unitario o comunque nell'intorno di 1.

- Frazionamento -

Un altro parametro su cui si può giocare nella progettazione di un motore prefissata la cilindrata è il *frazionamento* della cilindrata; ovvero come andare a frazionare la cilindrata complessiva suddividendolo in più cilindri (quale numero di cilindri utilizzare). Nell'esempio viene confrontata una soluzione in cui una cilindrata di 2L sia realizzata con un unico cilindro di dimensioni relativamente grandi con una seconda soluzione in cui la cilindrata totale è suddivisa in 4 cilindri ciascuno con cilindrata unitaria pari ad un quarto del totale.

N.B. Entrambe le soluzioni prevedono la stessa scelta in termini di rapporto c/D.

È intuitivo, e si nota anche dal grafico, che una soluzione che prevede un maggior numero di cilindri tende a dare un rapporto superficie/volume superiore rispetto al concentrare tutta la cilindrata in numero ridotto di cilindri (al limite uno).



Quindi, dal punto di vista dell'efficienza puramente termofluidodinamica, sarebbe opportuno cercare di ridurre il più possibile il frazionamento usando meno cilindri possibile. Un altro vantaggio della riduzione del numero dei cilindri è rappresentato dalla riduzione del numero delle sedi di attrito canna/stantuffo e di conseguenza peggiora, al crescere del frazionamento, anche il rendimento meccanico/organico (il 50% degli attriti meccanici sono dovuti al contatto canna/stantuffo perché difficile da lubrificare).

A fronte di questi inconvenienti però, dal momento che l'andamento della coppia istantanea nell'ambito di un ciclo motore per il singolo cilindro è un andamento che presenta delle forti oscillazioni, uno dei vantaggi del frazionare la cilindrata è quello di poter sfasare i cicli di lavoro che avvengono nei diversi cilindri in modo da avere un'erogazione della coppia, da parte dell'intero motore, quanto più omogenea possibile. Si adotta generalmente la regola dello *sfasamento uniforme* per cui si sfasano i cicli in due cilindri che si succedono in ordine di accensione di una quantità:

$$\Delta\varphi = \frac{m \cdot 360^\circ}{i_{tot}}$$

dove m è il numero di giri necessario per descrivere un ciclo ($m=2$ per i motori 4T; $m=1$ per i motori 2T) e i_{tot} è il numero di cilindri. Sfasando in questo modo i cicli nei diversi cilindri si può ottenere un andamento decisamente più uniforme della coppia istantanea erogata dal motore.

Inoltre, con un adeguato frazionamento, si riesce ad ottenere un miglior equilibramento dinamico del motore riducendo la necessità di organi ausiliari per l'equilibramento.

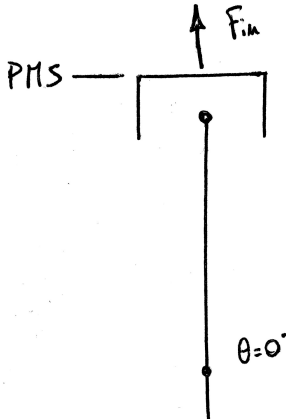
Oltre le pressioni (lato gas e lato carter), agenti sullo stantuffo si hanno le forze d'inerzia e quindi le pressioni d'inerzia:

$$F_{in} = -m_{alt}a$$

$$p_{in} = \frac{F_{in}}{S}$$

N.B. Si utilizza come convenzione di segno quella che vede positivi gli spostamenti, le velocità e le accelerazioni che portano lo stantuffo ad allontanarsi dal PMS.

Nel momento in cui il pistone si trovi al PMS ($\theta=0^\circ$ e $\cos\theta=1$) si avrà una situazione del genere:

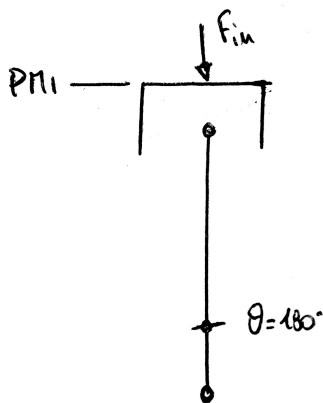


Con la forza d'inerzia rivolta verso l'alto dal momento che, dalla formula dell'accelerazione dello stantuffo, ponendo $\theta=0$, si ricava un valore di accelerazione positivo (e quindi un'inerzia negativa) pari a:

$$|a_p| = (1 + \lambda)\omega^2 \frac{c}{2}$$

La forza d'inerzia in questa posizione tenderà a *strappare* lo stantuffo dalla biella sollecitando quest'ultima a trazione. Inoltre andrà a diminuire le sollecitazioni sullo stantuffo avendo verso opposto a quello delle pressioni dei gas.

Nel momento in cui il pistone si trova al PMI ($\theta=180^\circ$ e $\cos\theta=-1$), invece, si avrà una situazione differente.



Si ha la forza d'inerzia rivolta verso il basso dal momento che, dalla formula dell'accelerazione dello stantuffo, ponendo $\theta=180^\circ$, si ricava un valore di accelerazione negativo (e quindi un'inerzia positiva) pari a:

$$|a_p| = (1 - \lambda)\omega^2 \frac{c}{2}$$

La forza d'inerzia in questa posizione tenderà a sollecitare la biella a compressione. Inoltre andrà ad aumentare le sollecitazioni sullo stantuffo avendo verso concorde a quello delle pressioni dei gas.

Quindi le forze d'inerzia che si hanno al PMS e al PMI sono diverse non solo nel verso ma anche nel modulo e cioè nell'intensità: quelle al PMS sono superiori rispetto a quelle al PMI. Da questo si deduce che la sollecitazione di trazione esercitata sulla biella al PMS è maggiore della sollecitazione di compressione esercitata al PMI.

Queste forze d'inerzia si combinano con le pressioni dei gas e in un 4T si avranno situazioni differenti a seconda che i punti morti considerati siano il punto morto di combustione o il punto morto di incrocio valvole.

Quindi sullo stantuffo agiranno pressioni dei gas, pressioni del carter e pressioni d'inerzia. Le tre pressioni si sommeranno algebricamente fra di loro dando vita ad una pressione risultante:

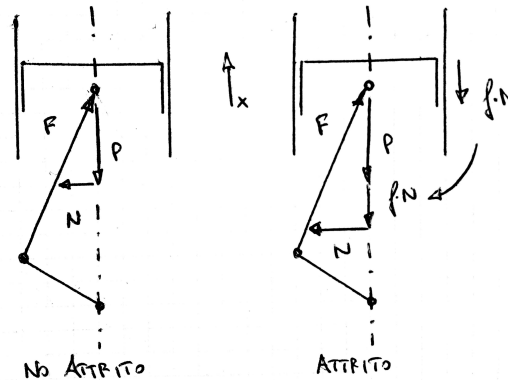
$$p = p_{gas} - p_{carter} + p_{in}$$

e quindi ad una forza risultante P:

$$P = (p_{gas} - p_{carter} + p_{in}) \cdot S$$

affinché sia in equilibrio, dovrà ricevere dallo stantuffo una forza F che equilibri la forza F che riceve poi dal perno di manovella e quindi la forza che la biella trasmette a sua volta al perno di manovella, che è quella che ci dà poi momento intorno all'albero motore, sarà in questo caso, in virtù della presenza della forza di attrito, ridotta rispetto al caso in cui si fosse trascurato o annullato l'attrito.

Durante la compressione vale il contrario. Considerando una posizione simmetrica del manovellismo rispetto all'asse cilindro in compressione si avrà una configurazione del genere:



In questo caso il moto dello stantuffo è verso l'alto e quindi la forza di attrito si opporrà e sarà diretta verso il basso. In questo modo la poligonale si chiuderà diversamente (figura destra).

Si nota che rispetto al caso ideale di assenza di attrito, a parità di forza P , la presenza dell'attrito provoca una riduzione della forza F trasmessa attraverso la biella alla manovella durante la corsa di espansione e provoca un aumento della forza F , e quindi della coppia assorbita all'albero motore, durante la corsa di compressione. In ogni caso avere una biella poco inclinata rispetto all'asse cilindro, quindi avere angoli β piccoli, significa avere forze normali N piccole ($N=P \cdot \tan\beta$). Quindi riuscendo ad avere Λ piccolo, cioè biella lunga, si avrà tangente di β piccolo e a pari forza P si avrà una forza normale più contenuta ergo una forza d'attrito più contenuta sia in espansione che in compressione che porta ad un miglior rendimento organico.

N.B. Questo è il motivo per cui nei motori lenti stazionari si adottano delle bielle estremamente lunghe ($\Lambda=1/6 \div 1/9$).

È da tener presente però che una biella lunga è anche una biella pesante e quindi gravosa dal punto di vista delle forze d'inerzia. Nel caso quindi di motori destinati ad alte velocità di rotazione (motori da competizione o motori motociclistici) non è conveniente avere alte masse alterne e quindi si avranno bielle corte ($\Lambda \cong 1/3$) che porta a forte obliquità della biella stessa e valori relativamente elevati di β che porta a forti attriti e penalizzazioni in termini di rendimento organico.

N.B. I motori automobilistici sono nel mezzo ($\Lambda \cong 1/4$).

Nell'espressione della potenza si nota che i parametri legati al combustibile sono la dosatura e il potere calorifico. Il valore della dosatura α non può scostarsi molto dal valore stechiometrico α_{st} . Per questo motivo se si vuole confrontare diversi combustibili un confronto corretto non può essere basato esclusivamente sul potere calorifico ma bisogna tener conto anche della dosatura stechiometrica. Ci si basa quindi sul rapporto H_i/α_{st} tenendo conto che la dosatura reale non sarà molto diversa da quella stechiometrica. Basandosi quindi su tale *parametro energetico* ha senso fare confronti tra diversi combustibili.

Combustibile	Potere calorifico inferiore H_i [MJ/kg]	Dosatura stechiometrica A/F_{st} [-]	Parametro energetico $H_i/A/F_{st}$ [MJ/kg]
Benzina	44,0	14,6	3,01
Gasolio	42,5	14,5	2,93
Metanolo	20,0	6,5	3,07
Etanolo	27,0	9,0	3,00
Metano	50,0	17,2	2,90
Idrogeno	120,0	34,3	3,50

Combustibili che non sarebbero confrontabili considerando solamente il potere calorifico lo diventano se si va a prendere in considerazione anche la dosatura stechiometrica (vedi benzina-metanolo).

Poiché la quantità d'aria aspirata dal motore ad ogni ciclo dovrà generalmente essere uguale o superiore alla quantità stechiometrica per consentire l'ossidazione del combustibile, è spesso utile far riferimento al rapporto aria/combustibile relativo o *dosatura relativa* λ , rapporto tra *dosatura effettiva* A/F e *dosatura stechiometrica* A/F_{st} .

La massa d'aria effettivamente aspirata per ciclo e per cilindro m_a può essere espressa in funzione di una massa di riferimento idealmente aspirabile $m_{a,rif}$ tramite il coefficiente di riempimento λ_v . Si può considerare come massa di riferimento quella che potrebbe riempire lo spazio che viene messo a disposizione nel cilindro ad ogni ciclo. Questo spazio è pari al volume spazzato dallo stantuffo nel suo moto dal PMS al PMI e cioè la cilindrata V . Quindi la definizione più ovvia della massa di riferimento può essere quella che identifica questa massa di riferimento nel prodotto della densità dell'aria nell'ambiente di aspirazione per la cilindrata:

$$\lambda_v = \frac{m_a}{m_{a,rif}} = \frac{m_a}{\rho_a V}$$

N.B. A rigore, questa definizione si dovrebbe applicare ai soli motori 4T ad accensione per compressione; tuttavia, per uniformità di notazione e per un più agevole confronto tra le tipologie di motori, conviene adottare questa definizione anche per i motori ad accensione comandata, che aspirano una miscela di combustibile e comburente generalmente preformato all'esterno del cilindro.

N.B. Nella letteratura straniera in genere si preferisce usare il termine di *volumetric efficiency* (indicato con η_v). Si preferisce, però, *coefficiente volumetrico* anziché *rendimento* o *efficienza* perché non c'è nessun vincolo per cui questo valore debba essere inferiore all'unità; si possono avere casi in cui tale valore sia superiore all'unità (motori sovralimentati).

Introducendo quindi il coefficiente di riempimento nella formula della potenza si ottiene:

$$POTENZA UTILE \quad P_u = \eta_u \cdot \frac{\lambda_v \cdot \rho_a \cdot H_i}{\alpha} \cdot i \cdot V \cdot \frac{n}{m}$$

Espressione che ci permette di correlare la potenza, non solo all'efficienza del processo di conversione o alle caratteristiche del combustibile ma anche alle dimensioni del motore essendo comparsa la cilindrata totale iV . Da questa espressione si nota che la potenza di un motore è direttamente proporzionale alla sua cilindrata e alla sua velocità di rotazione.

N.B. Questo spiega perché nelle competizioni in cui c'è una limitazione sulla cilindrata del motore si cerchi di far funzionare il motore alla massima velocità di rotazione possibile.

della valvola di aspirazione per sfruttare l'inerzia del fluido), arrivando, anche per motori semplicemente aspirati, a valori $\lambda_v \cong 1.1 \div 1.2$ (valori però limite per i motori aspirati).

Si può cercare di aumentare la densità dell'aria all'aspirazione tramite la sovralimentazione. Tra tutti i possibili interventi questo risulta il più sfruttabile permettendo di raggiungere valori di pme più elevati.

Si può cercare di trovare dei combustibili con rapporto energetico particolarmente favorevole. Ad oggi l'unica alternativa valida sotto questo aspetto sarebbe l'idrogeno ($H_i/\alpha_{st}=3.5\text{MJ/kg}$) però ha il grosso inconveniente (a parte le difficoltà di stoccaggio a bordo) che essendo miscelato all'aria come gas (quindi a bassissima densità) ed avendo una dosatura stechiometrica molto alta ($\alpha_{st} \cong 34$) l'utilizzo in un motore ad accensione comandata porrà dei notevoli problemi legati al riempimento.

A valle di tutti gli interventi possibili il valore limite di pme a cui si può arrivare attualmente è $pme \cong 25\text{bar}$; questo in motori fortemente sovralimentati in cui la densità dell'aria all'aspirazione arriva a 2.5 volte quella di un motore aspirato.

I punti sui quali conviene agire per migliorare la pme sono il rendimento utile e il grado di sovralimentazione (che migliorerà la densità dell'aria e il coefficiente di riempimento).

Si sono confrontati due casi in cui sono stati assunti valori realistici per i vari termini: un motore ad accensione comandata e un motore ad accensione per compressione.

Accensione comandata	Accensione per compressione
$\eta_u = 0.3$ $\lambda_v = 0.9$ $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ $H_i = 44 \text{ MJ/kg}$ $\alpha \cong \alpha_{st} = 14.6$	$\eta_u = 0.35$ $\lambda_v = 0.9$ $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ $H_i = 42.5 \text{ MJ/kg}$ $\alpha \cong 1.2^* \alpha_{st} \cong 17.5$
$pme \cong 10 \text{ bar}$	$pme \cong 9 \text{ bar}$

In entrambi i casi si sono presi in considerazione motori ad aspirazione naturale (anche se il motore diesel ad aspirazione naturale è una *specie praticamente estinta* nel campo della trazione). Si nota che generalmente un motore diesel ad aspirazione naturale ha una pme inferiore di un buon 10%÷20% rispetto ad un motore benzina (nonostante il più alto rendimento). Ciò è dovuto, non tanto ad un combustibile più scadente in termini di potere calorifico, ma alle diverse modalità del processo di combustione e quindi di sfruttamento dell'aria comburente incamerata (i motori Diesel NECESSITANO di eccesso d'aria). Tuttavia la possibilità di poter utilizzare la sovralimentazione con gradi più elevati nel caso del motore ad accensione per compressione, avendo dei vincoli molto meno stringenti rispetto a quelli del motore ad accensione comandata, e di poter quindi andare ad incrementare ρ_a può rovesciare il termine del confronto facendo arrivare, per tali motori, la pme a valori tipo $pme \cong 20 \div 25\text{bar}$.

N.B. Il vincolo sulla sovralimentazione nei motori benzina sta nel fatto che, nonostante i combustibili siano a bassa reattività, esagerando con i valori di pressione dovuti ad una sovralimentazione troppo spinta si rischiano fenomeni di detonazione dovuti all'autoaccensione della miscela (pericolo che non si corre in un Diesel). In virtù di ciò tale tipologia di motore ha dei limiti sul massimo grado di sovralimentazione realizzabile.

- Potenza specifica -

La *potenza specifica* è la potenza del motore riferita alla cilindrata:

$$\frac{P_u}{iV} = pme \cdot \frac{n}{m}$$

e si misura in cavalli/litro o kW/litro. È il parametro che viene utilizzato in fase di impostazione progettuale. La potenza specifica dipende dal prodotto della pme per il numero di giri nell'unità di tempo.

N.B. Ecco perché in tutte le competizioni in cui si limita la cilindrata massima del motore si utilizzano motore ad accensione comandata (non hanno limiti sul numero di giri massimo) e si cerca di incrementare il più possibile la pme (e il numero di giri).

Quindi i valori massimi di potenza specifica ottenibili dipenderanno dai valori massimi di pme e dalle velocità di rotazione massime raggiungibili. Nei motori automobilistici che hanno delle velocità di rotazione dell'ordine dei 6000rpm possiamo arrivare a potenze specifiche dell'ordine dei 50÷100kW/l.

ANALISI DEI RENDIMENTI

- Rendimento utile -

Il primo aspetto su cui andare a valutare se ci siano margini di miglioramento è il *rendimento utile* η_u . Il rendimento utile è espresso come rapporto tra lavoro utile ed energia utilizzabile:

$$\eta_u = \frac{L_u}{E_u} = \frac{L_u}{m_b H_i} = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_i}$$

dove si è moltiplicato il numeratore e il denominatore del secondo membro per il numero di cicli nell'unità di tempo e per il numero di cilindri in modo da far riferimento alla potenza e alla portata di combustibile.

Il rendimento utile o globale (*overall efficiency* o *fuel conversion efficiency*) comprende, però, tutte le cause di perdita che abbiamo nell'ambito del processo. Per capire meglio perché il valore di tale rendimento sia particolarmente basso è bene cercare di andare ad analizzare separatamente le varie cause di perdita per capire anche quali margini di intervento ci siano e quali miglioramenti si possano aspettare. Per far questo può essere utile scomporre il rendimento utile:

$$\eta_u = \frac{L_u}{E_u} = \frac{L_u}{m_b H_i} = \frac{L_u}{L_i} \cdot \frac{L_i}{L_{i,lim}} \cdot \frac{L_{i,lim}}{m_b H_i} = \eta_o \cdot \eta_{\theta i} \cdot \eta_{lim}$$

- Si considera innanzitutto che il lavoro utile L_u disponibile all'albero sarà inferiore al lavoro indicato L_i , cioè il lavoro che il fluido compie sugli organi mobili della macchina (perdite dovute agli attriti meccanici e agli accessori); tale rapporto è il *rendimento organico* η_o (*rendimento meccanico*):

$$\frac{L_u}{L_i} = \eta_o$$

Più che termine rendimento andrebbe usato il termine *efficienza* dal momento che si stanno confrontando due energie meccaniche e non una conversione di energia da una forma ad un'altra (*lana caprina*); valori tipici possono essere dell'ordine $\eta_o \cong 0.8 \div 0.9$. Può crollare a zero in alcune condizioni operative del motore: nel *funzionamento a vuoto* (*funzionamento al minimo*) (tutto il lavoro indicato compiuto dai gas viene speso per vincere gli attriti meccanici e per gli accessori).

- Il lavoro indicato (lavoro compiuto dai gas) è il risultato del processo di conversione dell'energia che purtroppo non è privo di perdite (perdite termofluidodinamiche). Per cercare identificare quali margini di miglioramento si possano avere può essere utile effettuare un confronto con il lavoro limite $L_{i,lim}$, ovvero il lavoro indicato che potremmo raggiungere al limite se si annullasse ogni causa di perdita. Il rapporto tra questi due lavori è il *rendimento termofluidodinamico interno* $\eta_{\theta i}$ (efficienza):

$$\frac{L_i}{L_{i,lim}} = \eta_{\theta i}$$

Come valori massimi può raggiungere valori dell'ordine $\eta_{\theta i} \cong 0.8 \div 0.9$.

- L'ultimo rendimento è quello che va a qualificare il processo di conversione dell'energia: dall'energia termica che si ottiene dal processo di combustione all'energia meccanica che si potrebbe ottenere nel caso limite di perdite nulle. Tale rendimento è il rapporto tra il lavoro indicato limite e l'energia utilizzabile E_u ed è indicato come *rendimento limite*:

$$\frac{L_{i,lim}}{m_b H_i} = \eta_{lim}$$

- Nella maggior parte dei casi quest'ultima scomposizione non viene fatta e viene considerato un semplice *rendimento indicato*:

$$\eta_{\theta i} \cdot \eta_{lim} = \eta_{indicato} = \frac{L_i}{m_b H_i}$$

Se per il rendimento organico e per il rendimento termofluidodinamico possono essere assunti valori dell'ordine di $\eta_o \cong 0.8$ e $\eta_{\theta i} \cong 0.8$ e quindi per il loro prodotto $\eta_o \cdot \eta_{\theta i} \cong 0.64$, avere un rendimento utile dell'ordine $\eta_u \cong 0.3$ vuol dire che l'anello debole della catena sarà il rendimento limite η_{lim} . Tale rendimento è l'unico soggetto effettivamente a dei vincoli termodinamici.

Il rendimento utile del processo di conversione dell'energia chimica del combustibile in lavoro meccanico è limitato a valori dell'ordine di $\eta_u \cong 0.3$ nei motori a combustione interna.

Per capire meglio dove si possa intervenire per incrementare questi valori è opportuno scomporre il rendimento:

$$\eta_u = \frac{L_u}{E_u} = \frac{L_u}{m_b H_i} = \frac{L_u}{L_i} \cdot \frac{L_i}{L_{i,lim}} \cdot \frac{L_{i,lim}}{m_b H_i} = \eta_o \cdot \eta_{\theta i} \cdot \eta_{lim}$$

Sebbene all'interno di un motore alternativo a combustione interna il fluido non evolva secondo un ciclo termodinamico chiuso, ma subisca una trasformazione aperta, può comunque essere opportuno, al fine di studiare le prestazioni di un motore, prendere in considerazione, almeno inizialmente, alcuni cicli termodinamici *chiusi* ideali di riferimento, considerando le evoluzioni di un fluido che non subisca trasformazioni chimiche (ad es. aria), e che riceva ad esempio, attraverso una trasformazione *equivalente* la medesima quantità di calore liberata dalle reazioni di combustione.

- Cicli ideali di riferimento -

Si vuole quindi valutare quali cicli termodinamici ideali potrebbero essere scelti come cicli di riferimento per stabilire quale possa essere il valore massimo del rendimento limite. È automatico pensare al ciclo di Carnot come ciclo ideale di riferimento essendo il ciclo ideale di massimo rendimento termico.

Nel caso dei motori a combustione interna, dal momento che abbiamo delle trasformazioni monotermiche, il vincolo in termini di temperatura è la temperatura inferiore del ciclo; non essendoci quindi alcun vincolo sulla temperatura massima del ciclo (dal momento che gli organi del motore risentono solo della temperatura media del ciclo) non è opportuno scegliere come ciclo di riferimento quello di Carnot.

A seconda del combustibile utilizzato i vincoli a cui si andrà incontro saranno diversi.

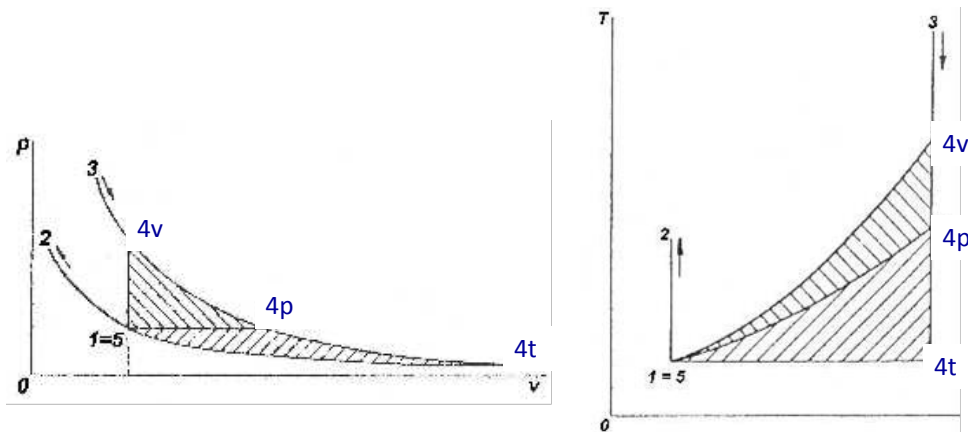
- Motori ad accensione comandata -

Per i combustibili a bassa reattività come le benzine il vincolo è quello di evitare che avvengano delle combustioni anomale (accensione spontanea dell'*end gas*). Per evitare tale anomalia di combustione si deve cercare di non esporre l'*end gas* a temperature e pressioni eccessivamente elevate. Quindi il limite in questo caso sarà sulla pressione che si raggiunge a fine compressione (cioè da dove parte il processo di combustione e quindi dove si ha il rischio di detonazione). Il vincolo da tener presente quindi sarà quello della massima pressione in camera al termine della corsa di compressione.

Partendo dal ciclo di Carnot si rimuove l'isoterma superiore e si considera, per l'introduzione di calore, la trasformazione più conveniente, con l'unico vincolo imposto sulla pressione di fine compressione p_2 . Con un vincolo di questo tipo la trasformazione più conveniente per l'introduzione di calore è la trasformazione isocora $v=v_2$ (diagramma ↓). Nel diagramma la trasformazione isocora $v=v_2$ (2-3') che avviene con l'introduzione di calore a volume costante è confrontata con la trasformazione isobara $p=p_2$ (2-3) che invece avviene con l'introduzione di calore a pressione costante a parità di calore Q_1 introdotto (ovvero a pari area sottesa) (nonché di punto di partenza).

prosegua finché non si raggiunga la temperatura ambiente (4t), dopodiché si dovrebbe avere una fase di sottrazione di calore isoterma fino al punto 1. Al di là del fatto che realizzare una sottrazione di calore a temperatura costante è praticamente impossibile, il principale problema sta nel fatto che per poter espandere i gas fino a raggiungere la temperatura ambiente si avrebbe bisogno di far aumentare la cilindrata del motore di un fattore dell'ordine di circa 35 volte (volume che va da 4v a 4t). Questa ulteriore espansione rispetto a quella che si ha fino all'arrivare al volume massico di inizio compressione (4v) porterebbe un guadagno in termini di lavoro di circa il 30% (area 4v4t1 in più rispetto al ciclo in cui l'espansione si interrompe regolarmente). Il gioco non vale la candela;

- **4p:** non potendo lasciar espandere i gas fino a raggiungere la temperatura ambiente si potrebbe farli espandere fino al raggiungimento della pressione ambiente (4p), per poi chiudere il ciclo con una trasformazione isobara (4p-1). Anche in questo caso si avrebbe un aumento di lavoro (area 4v4p1) dell'ordine del 15%, rispetto all'aumento della cilindrata eventualmente richiesto (di 3÷4 volte). Il gioco non vale ancora la candela;
- **4v:** si preferisce interrompere l'espansione dei gas al punto 4v e chiudere il ciclo con una trasformazione isocora (4v-1).



Quindi, per i combustibili a bassa reattività il ciclo di riferimento diventa il ciclo Otto formato da una compressione isoentropica (1-2), una somministrazione di calore a volume costante (2-3), un'espansione isoentropica (3-4v) e una sottrazione di calore a volume costante (4v-5); per i combustibili ad alta reattività, invece, il ciclo di riferimento diventa il ciclo Diesel formato da una compressione adiabatica (1-2), una somministrazione di calore a pressione costante (2-3), un'espansione adiabatica (3-4v) e una sottrazione di calore a volume costante (4v-5).

	Ciclo Otto	Ciclo Diesel
Ciclo	1-2 Compressione adiabatica 2-3 Fornitura di calore isocora 3-4 Espansione adiabatica 4-1 Cessione di calore isocora	1-2 Compressione adiabatica 2-3 Fornitura di calore isobara 3-4 Espansione adiabatica 4-1 Cessione di calore isocora
Diagramma p-v		
Diagramma T-s		

N.B. Risulterà conveniente sfruttare piuttosto l'energia di espansione ancora posseduta dai gas nel punto 4v per alimentare, ad esempio, una turbomacchina utile ad altri scopi (sovralimentazione).

E siccome vale:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}$$

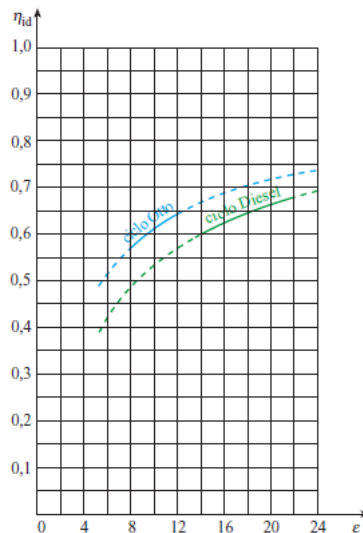
Si conclude quindi che il rendimento ideale del ciclo Otto è pari a quello del primo ciclo elementare, è costante ed è pari a:

$$\eta_{id,otto} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

Per quanto riguarda il ciclo Diesel, le due curve percorse dal fluido durante lo scambio di calore non sono più dello stesso tipo (bensì una isobara e l'altra isocora); quindi, pur potendo ancora procedere ad una suddivisione del ciclo in cicli di Carnot elementari (vedi figura 2 sopra), non si può più asserire la costanza del rapporto delle temperature estreme per tutti i cicli elementari. Poiché il rendimento di un ciclo di Carnot diminuisce al diminuire del rapporto tra le temperature estreme, se ne deduce che i cicli elementari in cui il ciclo Diesel è stato scomposto presentano via via rendimenti decrescenti (perché introduciamo calore a temperature T_{sup} via via sempre più basse rispetto al ciclo Otto: isobara meno pendente dell'isocora) al procedere verso entropie maggiori. Il rendimento ideale del ciclo Diesel sarà:

$$\eta_{id,Diesel} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\tau^k - 1}{k(\tau - 1)}$$

Diagrammando le espressioni dei rendimenti ideali dei due cicli di riferimento in funzione del rapporto di compressione si ottengono i seguenti andamenti:



Dove si nota che il rendimento ideale del ciclo Diesel è inferiore a quello del ciclo Otto a parità di rapporto di compressione ε ; quello che *salva* il ciclo Diesel, però, è che non deve sottostare agli stessi limiti del ciclo Otto per quanto riguarda il rapporto di compressione ma si possono adottare degli ε più elevati. Quindi si possono trovare, nei motori Diesel, rendimenti ideali superiori a quelli dei motori Otto grazie al fatto che questi motori possono lavorare con rapporti di compressione più alti rispetto a quelli dei motori Otto.

Questo diagramma dà un'idea di quello che può essere l'ordine di grandezza dell'incremento di rendimento che si può avere aumentando il rapporto di compressione.

N.B. Nel diagramma sono evidenziati i rendimenti nei campi di funzionamento dei rispettivi cicli.

- Rendimento Limite -

Come si relazione tutto ciò con i cicli limite?

I cicli considerati finora sono cicli ideali, ovvero caratterizzati da fluido con proprietà chimico fisiche costanti. Nei motori a combustione interna, invece, il fluido subisce delle alterazioni chimico fisiche e quindi è necessario passare ad un ciclo aperto e provvedere periodicamente alla sostituzione del fluido di lavoro. In questo modo si passa ad un ciclo limite, ovvero un ciclo privo di perdite ma descritto da un fluido reale.

Quindi per ciclo limite s'intende il miglior ciclo realizzabile con il fluido reale ovvero il miglior ciclo di lavoro che il motore possa percorrere. Il rapporto tra il lavoro ottenuto da tale ciclo e l'energia introdotta nel ciclo sarà il rendimento del ciclo limite (vedi dietro):

$$\eta_{lim} = \frac{L_{lim}}{E_u} = \frac{L_{lim}}{m_b H_i}$$

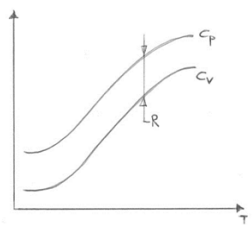
Tale rapporto dipenderà da:

- Tipo di combustibile e quindi di ciclo (Otto, Diesel);
- Rapporto geometrico di compressione scelto;
- Variazioni di c_p e c_v con la temperatura (per una temperatura bassa le variazioni di c_p e c_v sono contenute);
- Dissociazione in fase di combustione (per una temperatura elevata i fenomeni di dissociazione sono più veloci).

N.B. Nei rendimenti dei cicli ideali non entrano in gioco le caratteristiche che dipendono dal fluido.

- Variazioni di c_p e c_v con la temperatura -

Gli andamenti crescenti di c_p e c_v in funzione della temperatura mostrano come la loro differenza R si possa sostanzialmente ritenere costante.



Non si può dire lo stesso del loro rapporto k che diminuisce all'aumentare della temperatura, essendo:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_v + R}{c_v} = 1 + \frac{R}{c_v}$$

Se k diminuisce, a pari rapporto di compressione, diminuisce anche il rendimento limite che può essere espresso, secondo la formulazione già introdotta per il rendimento ideale, come segue:

$$\eta_{lim} \cong 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_m - 1}}$$

dove si adottato un valore medio k_m con il quale si può quantificare il rendimento limite in questa forma. Un valore realistico di k_m in un motore ad accensione comandata è $k_m \cong 1.35$

- Dissociazione in fase di combustione -

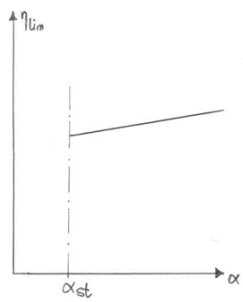
Le reazioni di ossidazione che avvengono in sede di combustione rappresentano degli equilibri cinetici tra le reazioni *dirette*, ovvero quelle che portano all'ossidazione dei reagenti, e quelle *inverse*, ovvero le dissociazioni dei prodotti nei reagenti, e come tali, sono estremamente sensibili alla temperatura.

Normalmente la velocità della reazione diretta prevale largamente su quella della reazione inversa ma a elevate temperature (superiori ai 1850K) la velocità della reazione inversa non è più trascurabile. L'energia chimica teoricamente messa a disposizione dai reagenti non viene dunque completamente liberata durante la combustione; questa energia viene peraltro rilasciata quando, in fase di espansione, le temperature decrescono al di sotto della soglia di 1850K (sotto la quale la dissociazione rallenta fino a sparire).

Tuttavia, tale fornitura di calore non avviene più lungo la linea isocora prevista dal ciclo ideale, bensì durante la fase di espansione che, per questa ragione, non si può più ipotizzare adiabatica; ciò si traduce in un aumento del calore ceduto all'ambiente e, dunque, in una diminuzione del rendimento.

- Ciclo Diesel.

In questo caso non ha senso andare ad indagare i comportamenti nel campo delle miscele ricche perché questo motore opera sempre nel povero. La tendenza ad aumentare del rendimento limite al crescere della dosatura è ancora più spiccata rispetto al ciclo Otto perché abbiamo l'effetto positivo di minor impatto sul rapporto dei calori specifici (k tende a scostarsi di meno rispetto al valore ideale se la temperatura cresce meno perché lavoriamo con eccesso d'aria).



In conclusione, anche considerando un rendimento di un ciclo limite (ciclo assolutamente privo di perdite) e cioè solo tenendo in considerazione le caratteristiche di un fluido reale, si può scendere a valori dell'ordine 0.45 nel caso di un motore ad accensione comandata e leggermente più alti nel caso di un motore ad accensione per compressione.

- Rendimento termofluidodinamico e rendimento organico -

Tali rendimenti sono più delle efficienze in quanto confrontano tra loro due forme di energia meccaniche, non valutando l'efficienza di una trasformazione di energia.

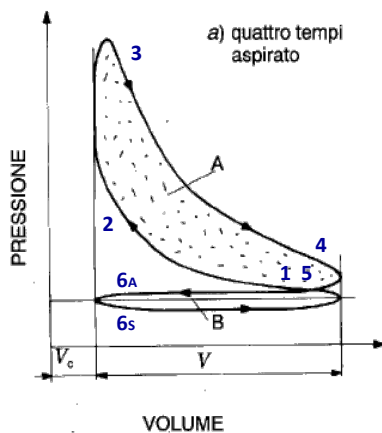
- Rendimento Termofluidodinamico Interno -

Il rendimento termofluidodinamico interno è definito come rapporto tra il lavoro indicato e il lavoro indicato ottenibile nel caso di ciclo limite:

$$\eta_{\theta i} = \frac{L_i}{L_{i,lim}}$$

Va a valutare le perdite che si incontrano all'interno della macchina qualora non si fosse più in grado di garantire un'evoluzione del fluido priva di perdite.

Il ciclo indicato si modifica rispetto al ciclo limite che si era visto: vengono a sparire le discontinuità, i punti angolosi, nelle varie fasi.

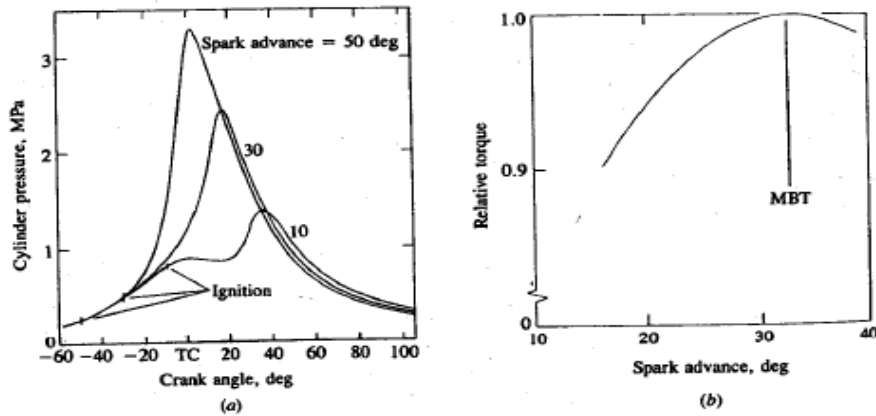


Compressione	1-2
Combustione	2-3
Espansione	3-4
Scarico spontaneo	4-5
Espulsione	5-6s
Aspirazione	6A-1

- Innanzitutto si è costretti ad aprire le valvole con gradualità durante le fasi di scarico e di aspirazione; non si ha una repentina apertura della valvola di scarico con lo stantuffo al PMI ma l'apertura avviene con anticipo quindi la linea seguita dai gas durante l'espansione comincia a scostarsi dall'isentroica di espansione del ciclo limite prima che lo stantuffo raggiunga il PMI.
- Il processo di combustione in un motore Otto non avviene più istantaneamente ma richiede un certo tempo per la propagazione del fronte di fiamma e quindi l'incremento di pressione associato non provoca più una discontinuità nel ciclo al PMS ma avviene con gradualità e quindi si cerca di anticipare l'avvio della combustione prima che lo stantuffo raggiunga il PMS (si concentra il rilascio di calore il più possibile nell'intorno del PMS). Per questo motivo la compressione nel ciclo indicato si scosterà dall'andamento della compressione isentroica del ciclo limite prima di arrivare al PMS.
- A causa delle laminazioni nel corso della fase di espulsione e di aspirazione si avrà che il processo di ricambio fluido, che nel ciclo limite non dava nessun contributo netto al lavoro del ciclo, produrrà un lavoro negativo. Il lavoro di espulsione risulterà maggiore rispetto al lavoro di aspirazione perché per vincere le laminazioni allo scarico e all'aspirazione la corsa di espulsione avverrà ad un livello di pressione superiore alla pressione ambiente mentre la corsa di aspirazione avverrà ad un livello inferiore rispetto alla pressione ambiente. Si avrà dunque un'area netta racchiuso dal ciclo che risulterà essere negativa ovvero si avrà un lavoro negativo (ovvero richiesto). Il lavoro legato alle due corse di ricambio viene indicato come *lavoro di pompaggio*.

Il rendimento termofluidodinamico interno è, quindi, definito come rapporto tra il lavoro indicato e il lavoro del ciclo limite:

$$\eta_{\theta i} = \frac{L_i}{L_{i,lim}}$$



Nella figura (a) si vedono gli andamenti della pressione nel cilindro a cavallo del PMS (TC) per tre diversi angoli di anticipo (*spark advance*). Si nota che se l'anticipo è ridotto il processo di combustione tende a svilupparsi durante la fase di espansione quando, cioè, ormai non si è più in grado di raccogliere lavoro. Inoltre si raggiungeranno livelli di pressione inferiori per via del fatto che il volume è in aumento. Si possono ridurre le perdite per intempestività aumentando l'anticipo (figura a). Grazie a ciò si riescono a raggiungere pressioni più elevate perchè la combustione avviene in una fase di minimo volume e il massimo di pressione si avvicina al PMS. Per questi motivi si riuscirà a raccogliere un lavoro maggiore. Bisogna tener presente che man mano che si aumenta l'anticipo le pressioni tenderanno a crescere anche durante le ultime fasi della corsa di compressione (vedi grafico confrontando le tre curve prima del PMS). Questa crescita che si ha durante la fase di compressione, essendo il lavoro sempre $p \cdot dV$, porterà ad un aumento del lavoro che però in questa fase è lavoro di compressione (speso). Questo effetto è tanto più pronunciato quanto maggiore è l'anticipo di accensione (figura a). Bisogna, quindi, trovar un punto di compromesso (*trade off*) per la scelta del valore di anticipo tra l'aumento del lavoro di espansione e l'aumento del lavoro di compressione. Di conseguenza, dal diagramma della coppia in funzione dell'anticipo (figura b) si trova un andamento a parabola rovesciata che presenta un massimo (*MBT timing - maximum brake torque timing*) corrispondente al compromesso ideale. Adottando valori di anticipo superiori al MBT timing l'aumento di lavoro di compressione prevarrà sul guadagno che si ottiene in fase di espansione.

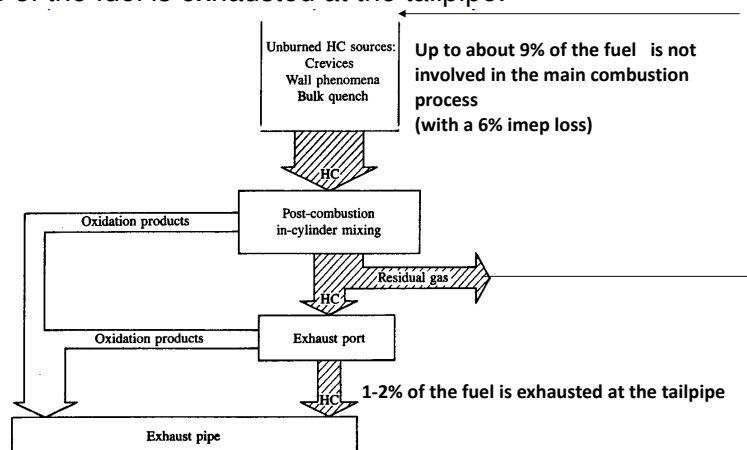
N.B. Empiricamente, in un motore ad accensione comandata una fasatura ottimale dovrebbe portare il picco di pressione ad essere raggiunto circa $8^\circ \div 10^\circ$ dopo il PMS.

Discorso analogo, anche se con un andamento della curva meno pronunciato, si ha nel caso di motori Diesel per quanto riguarda l'anticipo di iniezione.

L'impatto dell'incompletezza è trascurabile dal punto di vista del rendimento ma non lo è dal punto di vista delle emissioni. Una parte della miscela risulta intrappolata nello strato limite termico a contatto con le pareti relativamente fredde (*wall phenomena*).

Ci sono però anche altri fenomeni che incidono sull'incompleta combustione. (*interstizi - crevices*) (*bulk quench*).

Up to about 9% of the fuel is not involved in the main combustion process (with a 6% imep loss). That means that up to 1-2% of the fuel is exhausted at the tailpipe.



L'incidenza percentuale di queste perdite per scambi di calore tende a crescere al ridursi della velocità di rotazione del motore (più il motore funziona a bassa velocità e più importanti sono gli scambi termici). Essendo gli scambi di natura convettiva, il coefficiente globale di scambio h è sensibile ai moti turbolenti in seno alla carica i quali sono legati alla velocità media dello stantuffo, ergo h risulta proporzionale a v_m :

$$h \propto v_m^{0.7+0.8}$$

Al raddoppiare della velocità di rotazione il tempo su cui si integra il flusso di calore si dimezza e il coefficiente di scambio non raddoppia (perché cresce con v_m elevato a 0.8) e di conseguenza l'effetto dominante sarà quello della riduzione del tempo a disposizione per lo scambio. Quindi l'aliquota di calore scambiato tende a diminuire all'aumentare della velocità di rotazione.

Discorso simile si fa per quanto riguarda il carico. Si consideri un motore ad accensione comandata che viene regolato tramite valvola a farfalla per il funzionamento a metà carico. Rispetto alle condizioni nominali vuol dire bruciare metà del combustibile e quindi metà aria e quindi densità della carica dimezzata. Anche la densità gioca un ruolo importante nel determinare il coefficiente globale di scambio. Se si ha una carica dimezzata la potenza termica si ridurrà, riducendosi la densità, ma non si dimezzerà perché è legata alla densità con un esponente simile a quello visto. Quindi il funzionamento a carico parziale risulterà penalizzato.

Lavoro indicato.

È in generale utile far riferimento alla cilindrata del motore più che al valore del lavoro indicato in sé. Quindi si può rapportare il lavoro del ciclo indicato L_i alla cilindrata del motore ottenendo la pressione media indicata p_{mi} (*imep – indicated mean effective pressure*):

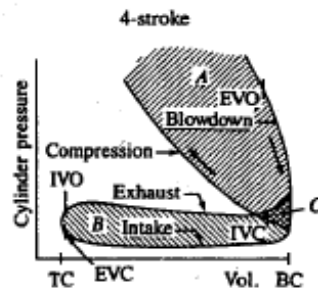
$$p_{mi} = \frac{L_i}{V}$$

Dove il lavoro indicato è dato da:

$$L_i = \oint p \, dV$$

e corrisponde quindi all'area racchiusa dal ciclo. Da questa definizione si nota che per le aree percorse in senso antiorario il lavoro corrispondente sarà un lavoro negativo (lavoro di ricambio fluido).

Considerando solo la zona di ricambio fluido di un ciclo reale.



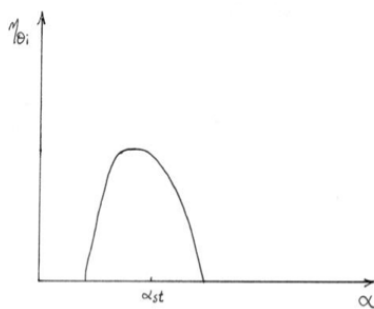
Si nota che il punto di apertura delle valvole di scarico (*EVO - exhaust valve opening*) in anticipo rispetto al PMI provoca una diminuzione della pressione e quindi la fase di scarico spontaneo. La pressione poi segue la corsa di espulsione finché non si apre la valvola di aspirazione (*IVO - intake valve opening*). Dopodiché si segue la corsa di aspirazione dalla chiusura delle valvole di scarico (*EVC - exhaust valve closing*) alla chiusura delle valvole di aspirazione (*IVC - intake valve closing*) in ritardo rispetto al PMI.

Andando ad integrare su quest'area la pressione:

$$p_{mi} = \oint p \, dV$$

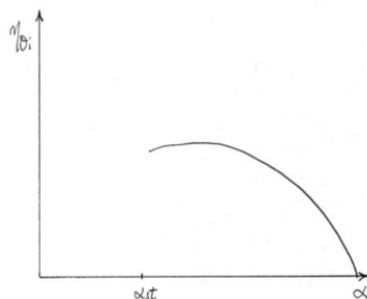
si avrà in sostanza la somma algebrica dell'area superiore A e dell'area inferiore B (area negativa) (operazione di ricambio fluido). Quindi la **p_{mi} netta** (*net imep*) calcolata sui 720° sarà data dalla somma algebrica di queste due quantità.

variare la quantità di miscela aria/combustibile introdotta all'interno del cilindro tramite un'apposita valvola di laminazione (*valvola a farfalla*) posta sul condotto di aspirazione: tale operazione comporta un aumento del lavoro richiesto per il ricambio del fluido motore ed un conseguente peggioramento del rendimento.



- **Ciclo Diesel.**

Nei motori ad accensione per compressione, in virtù delle differenti modalità con cui avviene la combustione, il rendimento termofluidodinamico interno $\eta_{\theta i}$ risulta invece poco sensibile alla dosatura: ciò permette di effettuare la regolazione del motore intervenendo unicamente sulla quantità di combustibile iniettata per ciclo e lasciando inalterata la quantità d'aria aspirata, senza che sia quindi necessario introdurre perdite aggiuntive durante la fase di ricambio del fluido motore.

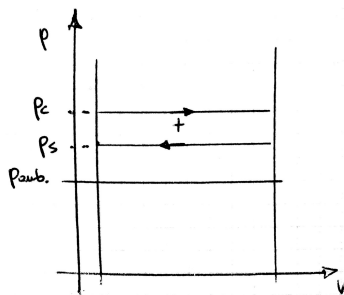


In questo caso si arriva ad un annullamento del rendimento termofluidodinamico ($L_i=0$) per valori di $\alpha \approx 5 \div 6 \alpha_{st}$, ovvero dosature assolute dell'ordine di $\alpha \approx 90 \div 100$.

NOTA sul ciclo di ricambio fluido.

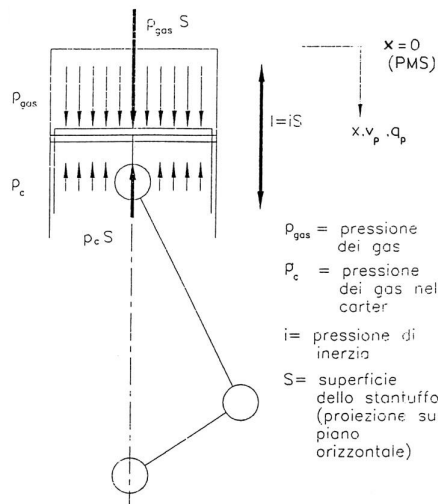
In un motore sovralimentato il ciclo di ricambio fluido non dà sempre lavoro positivo.

Si consideri un motore sovralimentato con sovralimentazione a comando meccanico in cui, cioè, il compressore viene trascinato meccanicamente dal motore.

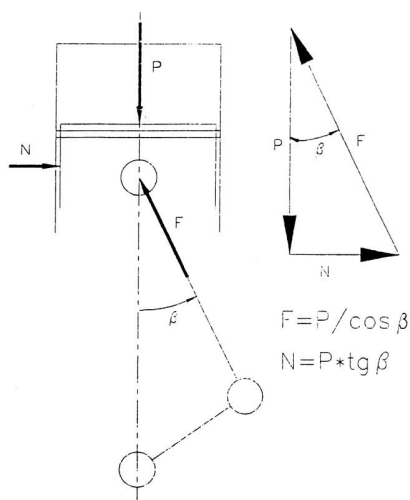


La corsa di scarico avviene ad una pressione p_s superiore alla pressione ambiente p_{amb} ; dopodiché, grazie alla possibilità di creare un ambiente artificiale all'aspirazione tramite il compressore, si potrà avere una corsa di aspirazione che avverrà ad una pressione p_c superiore alla pressione p_s di scarico. Così si ottiene un lavoro di ricambio fluido positivo (senso orario).

Si consideri adesso un motore sovralimentato con un turbocompressore azionato da una turbina a gas di scarico. Durante la fase di aspirazione si ha ancora una pressione p_c superiore alla pressione ambiente p_{amb} . La presenza della turbina allo scarico del motore produce un aumento delle laminazioni allo scarico e quindi una crescita della pressione p_s allo scarico durante la corsa di espulsione. Quindi, rispetto al caso precedente in cui la p_s rimaneva inalterata (rispetto a motori aspirati) e si alzava la p_c , in questo caso la p_s può salire notevolmente. Si può creare, così, la situazione in cui la pressione allo scarico p_s è superiore rispetto alla pressione che abbiamo in aspirazione p_c . Questo comporta un lavoro di ricambio fluido negativo (anche se siamo in un motore sovralimentato).



La risultante di queste forze è una forza P che dovrà essere equilibrata, nell'ipotesi che in prima approssimazione si possano trascurare gli attriti canna-stantuffo, dalla forza F che lo stantuffo riceve dalla biella (che non può che essere diretta lungo l'asse della biella stessa) e dalla forza normale N scambiata tra canna e stantuffo. Perché lo stantuffo sia in equilibrio la risultante delle forze deve essere nulla e quindi la poligonale delle forze deve essere chiusa.



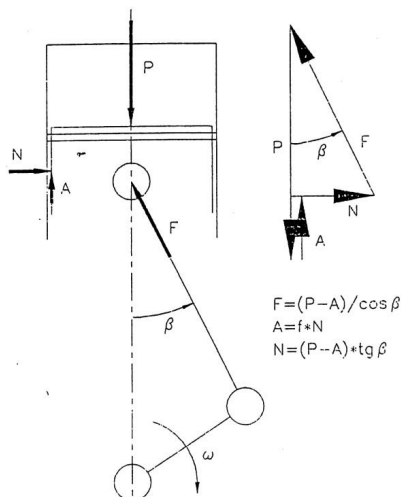
Dalla figura si nota, quindi, che:

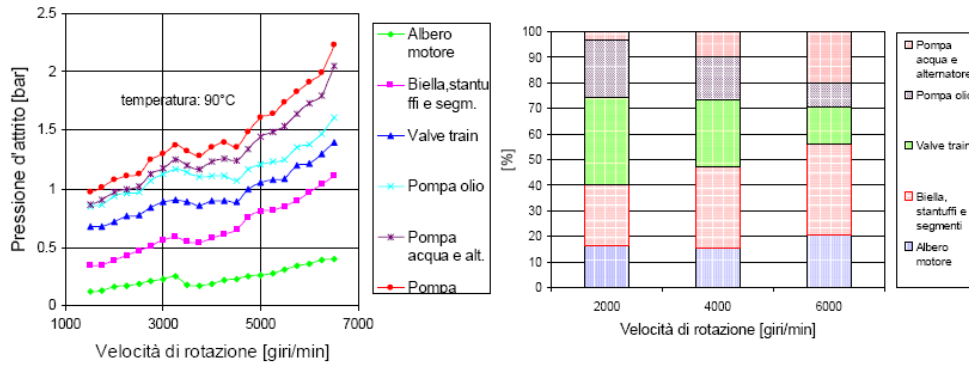
$$N = P \cdot \tan \beta$$

Nel caso reale si considererà una forza di attrito nel contatto canna-stantuffo, quindi una forza di attrito A che sarà:

$$A = f \cdot N$$

Questa forza d'attrito tenderà ad opporsi al moto relativo canna-stantuffo. Considerando la fase di espansione:





Nella figura di sinistra è riportato il risultato di uno strip test su un motore ad accensione comandata: le varie curve corrispondono alla pressione di marcia a vuoto a diverse velocità di rotazione misurate trascinando il motore man mano che questo sia stato spogliato dei diversi accessori. Nella figura di destra si nota come l'importanza percentuale dei vari termini vari notevolmente al variare della velocità di rotazione. Questo perché alcuni accessori sono trascinati meccanicamente dal motore (pompa acqua) e quindi le potenze assorbite tendono a variare con il quadrato della velocità di rotazione mentre altri elementi, invece, trovano beneficio per via della migliore lubrificazione alle alte velocità (*valve train - asse a camme*).

Ricapitolando:

Si nota, dai diagrammi, che quasi metà delle friction dipendono dal manovellismo, all'interno del quale la gran parte delle perdite meccaniche è concentrata nel contatto canna-stantuffo. Si nota inoltre che le perdite, complessivamente, tendono a crescere con la velocità di rotazione.

La misura delle perdite organiche (e quindi gli andamenti visti sopra) può essere espressa da:

$$p_v = A + B \cdot p_{max} + C \cdot \left(n \frac{c}{2}\right) + D \cdot \left(n \frac{c}{2}\right)^2 \quad \text{Relazione di Chen – Flynn}$$

dove:

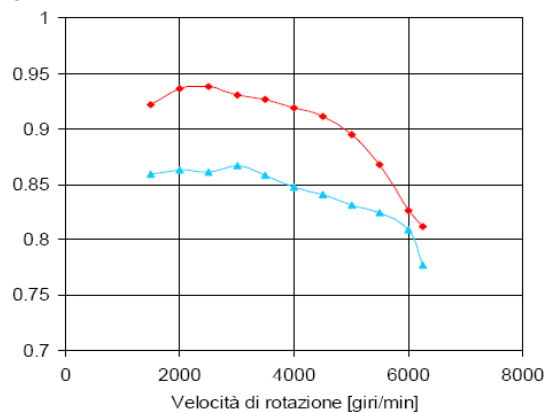
- p_v è la pressione di marcia a vuoto;
- p_{max} è la massima pressione raggiunta all'interno del cilindro per un dato regime di rotazione;
- n è la velocità di rotazione;
- c è la corsa del motore;
- A, B, C, D sono costanti che devono essere impostate in modo che la p_v calcolata approssimi al meglio l'andamento della p_v reale.

Questa relazione è una relazione semiempirica ed è la più diffusa, più utilizzata, per la stima della pressione di marcia a vuoto.

N.B. Il prodotto $n \cdot c$ è proporzionale alla velocità media dello stantuffo: $u \propto c \cdot n$.

N.B. La relazione di Chen-Flynn è una relazione interpolante. Ci sono termini legati alla velocità di rotazione più che alla velocità media dello stantuffo (pompa acqua) mentre altri che sono maggiormente sensibili alla velocità media dello stantuffo (contatto canna-stantuffo).

Nota che sia la pressione di marcia a vuoto (stimata o misurata) e avendo la misura della pme si può risalire al rendimento organico:



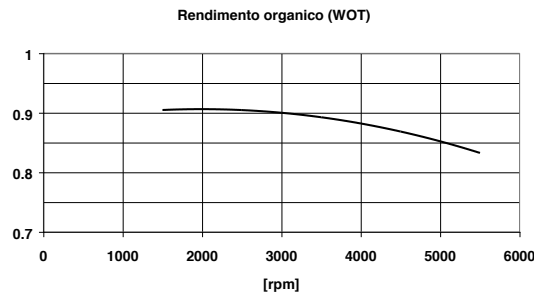
Ripetendo il test a diverse velocità di rotazione, e tenendo presente che la p_v tende a crescere con la velocità di rotazione, si avrà che il valore massimo di rendimento organico raggiungibile tenderà ad essere via via più basso al crescere di n e la p_v per la quale il rendimento si annulla tenderà a spostarsi verso destra (vedi figura):

$$n \uparrow \Rightarrow p_v \uparrow$$

$$n \uparrow \Rightarrow \eta_o \downarrow$$

- Dipendenza dal numero di giri -

Il rendimento organico tende a diminuire al crescere del numero di giri perché aumentano le perdite per attriti e per azionamento accessori (ovvero la tendenza della pressione di marcia a vuoto a crescere



con la velocità).

- Dipendenza dalla dosatura -

Il rendimento organico può essere scritto come:

$$\eta_o = 1 - \frac{p_v}{p_{mi}}$$

Scritto in questo modo si può osservare che la pressione di marcia a vuoto non risente della dosatura mentre la p_{mi} invece risente della dosatura:

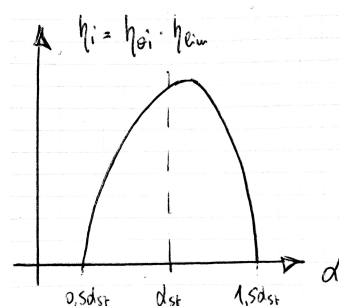
$$p_{mi} = \eta_{\theta i} \cdot \eta_{lim} \cdot \rho_a \cdot \lambda_v \cdot \frac{H_i}{\alpha} \propto \eta_{\theta i} \cdot \eta_{lim} \cdot \frac{1}{\alpha}$$

- Ciclo Otto.

Richiamando gli andamenti di $\eta_{\theta i}$ e di η_{lim} in funzione della dosatura:



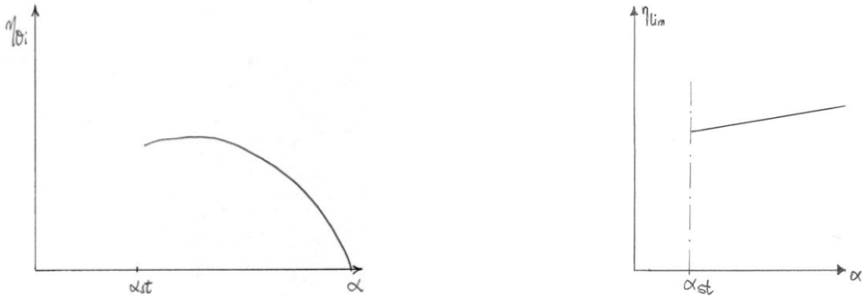
Il prodotto dei due rendimenti si annullerà agli estremi di $\eta_{\theta i}$ ($\alpha=0.5\alpha_{st}$ e $\alpha=1.5\alpha_{st}$); inoltre, l'andamento crescente del η_{lim} tenderà a spostare il massimo dal ricco verso il povero. Si deve quindi tener conto il rendimento indicato η_i prodotto dei due:



Lezione giovedì 17/10/2014

• Ciclo Diesel.

Per quanto riguarda i motori Diesel i ragionamenti sono gli stessi. Richiamando gli andamenti di $\eta_{\theta i}$ e di η_{lim} in funzione della dosatura:



Partendo da questi due andamenti si trova quello del rendimento organico nei motori Diesel. Si considera ancora l'espressione del rendimento:

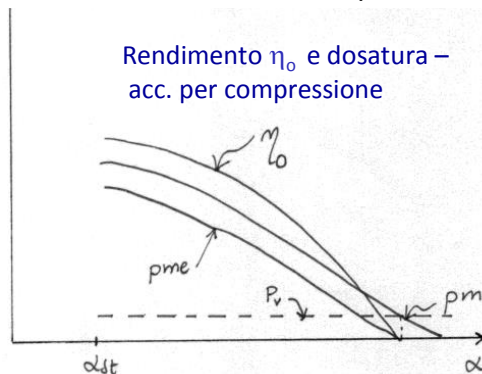
$$\eta_o = 1 - \frac{p_v}{p_{mi}}$$

e quella della pressione media indicata:

$$p_{mi} \propto \eta_{\theta i} \cdot \eta_{lim} \cdot \frac{1}{\alpha}$$

Di conseguenza l'andamento della pmi verrà a seguire quello di $\eta_{\theta i}$ in quanto η_{lim} tende a crescere linearmente con α e quindi questi ultimi due termini tendono ad annullarsi a vicenda (η_{lim} e $1/\alpha$). Ancora una volta, il livello di pmi coincidente con la p_v corrisponderà a pme nulla (quindi si può ottenere l'andamento della pme con una semplice traslazione della pmi).

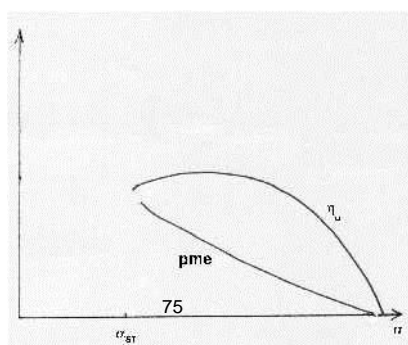
Il rendimento organico risulterà di conseguenza massimo laddove è massima la pmi (ritenendo la p_v pressoché costante) per poi annullarsi laddove si annulla la pme.



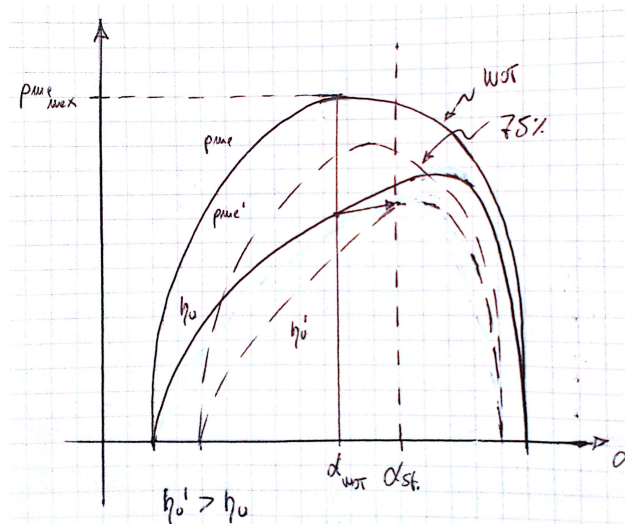
Si nota quindi che la pme tende a diminuire progressivamente al crescere della dosatura.

Per quanto riguarda il rendimento utile nei motori ad accensione per compressione bisogna tener presente che non avendo un processo di combustione basato sulla propagazione di fiamma non c'è quindi la necessità che la miscela sia sufficientemente vicina alla dosatura stechiometrica; non si avrà più, quindi, un campo di esistenza relativamente ridotto del rendimento utile come nel caso dei motori Otto ma η_u si mantiene relativamente piatto per un intervallo estremamente ampio di α per poi andarsi ad annullare laddove si annulla la pme ($\alpha \cong 5\alpha_{st}$).

Motori ad accensione per compressione



Si può anche avere in alcuni casi un andamento che inizialmente rimane al di sopra del valore unitario: in ordinata si ha il rendimento normalizzato rispetto al rendimento in piena potenza, non rispetto al massimo rendimento. Facendo riferimento al grafico $p_{me}/\text{rendimento}/\text{dosatura}$ → Questo avviene perché nelle condizioni di pieno carico, nei motori ad accensione comandata, non si ha il massimo rendimento dal momento che si tende ad arricchire la miscela perché a piena ammissione l'obiettivo è raggiungere la prestazione massima ridurre del carico non c'è più l'esigenza di alimentare il motore con miscela ricca quindi ci si sposta in direzione del rendimento massimo (miscela povera) senza però raggiungerlo per via dei vincoli sulle emissioni (rimanendo quindi nell'intorno della dosatura stechiometrica).



Quando si regola passando dal pieno carico (*WOT*) ad una situazione di carico parziale (75%) ci si sposta su delle curve più basse (tratteggiate) ma, non avendo necessità di avere potenza massima (si sta regolando) ci si sposta in direzione di miscela povera (non ha senso continuare a sprecare benzina) (fermandosi ad α stechiometrica) avendo comunque un beneficio in termini di rendimento $\eta_u' > \eta_u$. Morale della favola: nonostante ci si sposti su curve più basse il concomitante spostamento verso destra permette di ottenere un beneficio.

N.B. Si potrebbe procedere fino al campo delle miscele povere per ulteriore beneficio ma per i limiti del catalizzatore ci si ferma.

N.B. Tutto ciò a velocità di rotazione costante.

N.B. Per questo motivo si fa funzionare il motore sempre a dosatura stechiometrica eccetto a $P=P_{max}$ (dove si arricchisce).

- Nei motori ad accensione per compressione non si ha la necessità di aggiungere perdite ulteriori al ridursi del carico (NO laminazioni su farfalla) anzi il rendimento tende a migliorare al ridursi del carico perché $\eta_{\theta i}$ migliora allontanandosi dalla dosatura minima utilizzabile. Quindi il motore diesel ha il vantaggio di avere una caratteristica di regolazione più piatta. Il motore diesel parte già da un valore di rendimento utile più alto rispetto ad un motore benzina e poi soffre meno il funzionamento a carico parziale.

Dal momento che la caratteristica di regolazione vista è espressa a velocità di rotazione costante non è sufficientemente completa per poter analizzare il funzionamento più ampio di un motore automobilistico (lo sarebbe per un motore stazionario). Per avere un quadro più completo del comportamento del motore si utilizzano piani quotati che riescono a condensare tutte le informazioni relative a prestazioni e a efficienze.

N.B. Nel diagramma sono riportate le mappe per un motore sovralimentato (linee continue) e per un motore aspirato (linee tratteggiate).

Si tende a confondere il concetto di consumo specifico con il concetto di consumo orario o di consumo chilometrico benché tre concetti diversi:

- il consumo specifico è inversamente proporzionale al rendimento utile;
- il consumo orario dipenderà dalle condizioni di esercizio e dalle dimensioni del motore;
- il consumo chilometrico è complicato dal fatto che dipende dall'energia necessaria per muovere il veicolo sulla distanza di riferimento (nel computo del consumo chilometrico entrano in gioco le caratteristiche della vettura e l'energia richiesta).

La forza resistente che si oppone all'avanzamento di un veicolo a velocità costante su strada piana (pendenza nulla) è data da un termine indicativo della resistenza al rotolamento (*rolling resistance*) e un termine indicativo della resistenza aerodinamica (*aerodynamic resistance*):

$$R = R_r + R_a = \mu_r mg + \frac{1}{2} C_x \rho A v^2$$

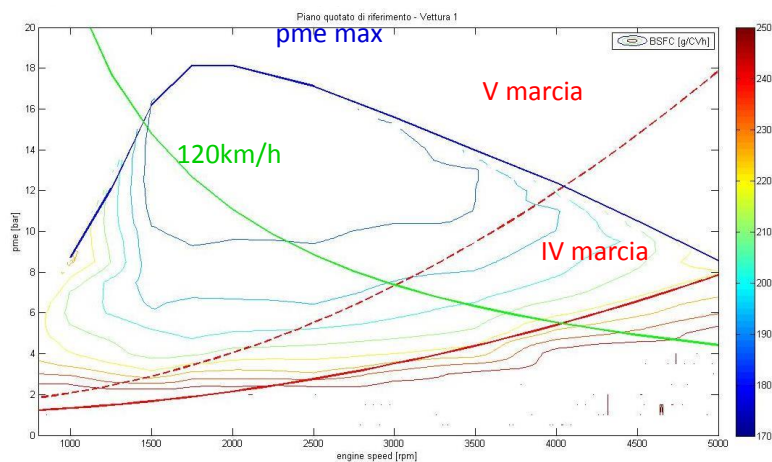
Questa resistenza all'avanzamento del veicolo è quindi proporzionale al quadrato della velocità:

$$R = R_0 + R_2 \cdot v^2$$

Dalla forza resistente a velocità costante si ha la potenza richiesta per far avanzare il veicolo:

$$Pot = R \cdot v = R_0 \cdot v + R_2 \cdot v^3$$

Quindi la richiesta di potenza per l'avanzamento del veicolo cresce con il cubo della velocità. Può essere utile, una volta note le caratteristiche della vettura (massa, C_x , A) andare a diagrammare sul piano quotato dei consumi/rendimento del motore una linea che corrisponde all'avanzamento ad una determinata velocità in modo da trovare una determinata potenza richiesta per l'avanzamento a quella velocità. Una linea a potenza costante sul piano quotato pme/n (coppia/n) è un ramo di iperbole:



Il ramo identifica la potenza richiesta per permettere l'avanzamento a $v=120\text{km/h}$ costante. A seconda del rapporto di trasmissione inserito ci si sposterà sul piano e si avranno infinite possibilità per far erogare la potenza richiesta al motore (basta scegliere gli opportuni valori di n e di pme o coppia).

N.B. Per poter sfruttare le infinite possibilità si dovrebbe disporre di un cambio ad infiniti rapporti.

La tendenza, per ridurre i consumi è quella di utilizzare marce lunghe, ovvero, per massimizzare il rendimento o minimizzare i consumi, è opportuno che il motore eroghi la potenza richiesta per l'avanzamento del veicolo a bassa velocità di rotazione e ad alto carico (*downspeeding*); così facendo si porta il motore a lavorare nella zona del piano quotato a rendimenti più elevati.

Un'altra soluzione per massimizzare il rendimento e minimizzare i consumi è evitare che il motore eroghi la potenza richiesta ad un carico eccessivamente ridotto. Può essere pertanto opportuno utilizzare un motore di cilindrata inferiore operante a carico più elevato rispetto ad un motore di maggior cilindrata operante a carico molto ridotto (*downsizing*), raggiungendo le stesse prestazioni massime (pme) del motore di partenza con il motore di cilindrata inferiore grazie all'impiego della sovralimentazione (o di un maggior grado di sovralimentazione). Così il motore più piccolo lavorerà a dei carichi più elevati e quindi in zone a miglior rendimento.

**ALIMENTAZIONE ARIA – PARTE I
COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO**

- Definizione -

Il coefficiente di riempimento è un parametro che si utilizza per qualificare il processo di ricambio fluido e che viene definito come rapporto tra la massa d'aria effettivamente aspirata per ciclo e per cilindro m_a ed una massa d'aria di riferimento $m_{a,rif}$, usualmente ritenuta pari alla massa che potrebbe riempire la cilindrata (volume a disposizione) nelle condizioni di pressione e temperatura presenti all'aspirazione del motore:

$$\lambda_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{rif}} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a \cdot iV \cdot \frac{n}{m}} = \frac{m_a}{\rho_a \cdot V} = \frac{\rho_i \cdot V_{eff}}{\rho_a \cdot V}$$

N.B. Con questa definizione si possono creare le condizioni per avere λ_v maggiore dell'unità.

Sebbene tale definizione sia concepita per un motore 4T che aspiri solo aria (motore diesel o motore GDI) essa può essere applicata anche a motori che aspirino una miscela combustibile-comburente (motori benzina PFI), tenendo presente che, a causa dello spazio sottratto dal combustibile, la quantità di aria che il motore potrà aspirare risulterà inferiore.

In base a questa definizione si osserva che la massa d'aria effettivamente aspirata m_a tenderà ad essere inferiore a quella di riferimento $m_{a,rif}$ sia perché la densità dell'aria all'interno del cilindro ρ_i è inferiore a quella dell'aria nell'ambiente di aspirazione ρ_a sia perché il volume che viene messo effettivamente a disposizione V_{eff} risulta inferiore a quello di riferimento V (cilindrata). Di conseguenza λ_v risulta generalmente inferiore all'unità.

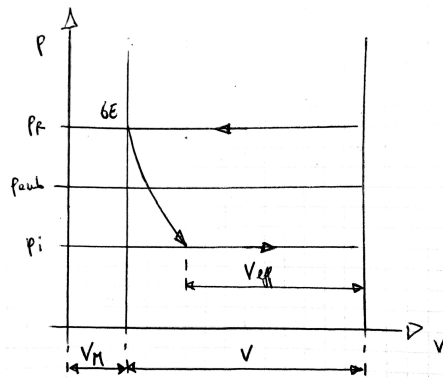
I principali fenomeni che influenzano il coefficiente di riempimento λ_v sono i seguenti:

- effetti quasi stazionari (ovvero in condizioni di flusso stazionarie):
 - laminazioni all'aspirazione;
 - laminazioni allo scarico;
 - scambi di calore con le pareti;
- effetti dinamici (legati alla velocità del fluido):
 - rifiuto o riflusso;
 - effetti dinamici (effetti d'onda e inerziali).

- Laminazioni valvole di aspirazione/scarico -

Dal punto di vista del coefficiente di riempimento le più importanti sono le *laminazioni all'aspirazione* le quali sono le principali responsabili.

Facendo riferimento ad un ciclo indicato convenzionale:



Si osserva subito che:

$$p_i < p_{amb} \Rightarrow \rho_i < \rho_{amb}$$

$$\frac{\rho_i}{\rho_{amb}} \cong \frac{p_i}{p_{amb}} \Rightarrow \text{se } \frac{p_i}{p_{amb}} = 0.9 \Rightarrow \frac{\rho_i}{\rho_{amb}} = 0.9$$

Da qui la tendenza a privilegiare le dimensioni delle valvole di aspirazione a scapito di quelle di scarico, data la maggiore incidenza delle laminazioni all'aspirazione sul coefficiente di riempimento.

Ricordando infine che l'entità delle laminazioni cresce con il quadrato della velocità media dello stantuffo, si comprende come l'incidenza di tale perdita sul λ_v cresca notevolmente al crescere della velocità di rotazione del motore:

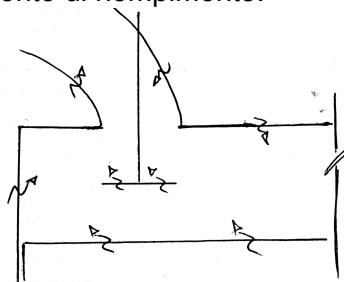
$$\frac{p_a - p_i}{\rho} \approx \frac{w_i^2}{2} \Rightarrow \Delta p_{aspirazione} = (p_a - p_i) \propto \rho \cdot v_m^2$$

N.B. Più aumenta la velocità di rotazione del motore più il fluido attraverserà i condotti ed il meato valvola ad alta velocità.

N.B. Questa è una limitazione fluidodinamica sulla velocità media dello stantuffo.

- Scambi termici con le pareti del cilindro -

Essendo le temperature medie delle pareti dei condotti, della testa, del cielo dello stantuffo e le superfici della valvola largamente superiori a quella dell'ambiente durante la fase di aspirazione, si assiste ad un flusso di calore dalle pareti alla massa d'aria in ingresso, con una conseguente riduzione della sua densità a scapito del coefficiente di riempimento.



Il flusso di calore sarà esprimibile con la relazione dello scambio termico convettivo; si avrà quindi una potenza termica:

$$\dot{Q} = h \cdot S \cdot (T_{pareti} - T_{aria})$$

E di conseguenza il calore totale ceduto alla carica fresca sarà dato da:

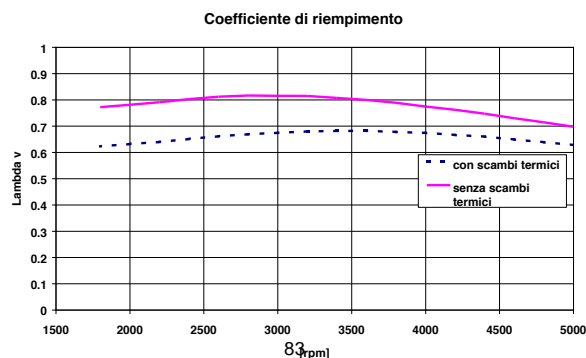
$$Q = \int_0^{\tau_a} \dot{Q} dt$$

dove τ_a identifica la durata della fase di aspirazione.

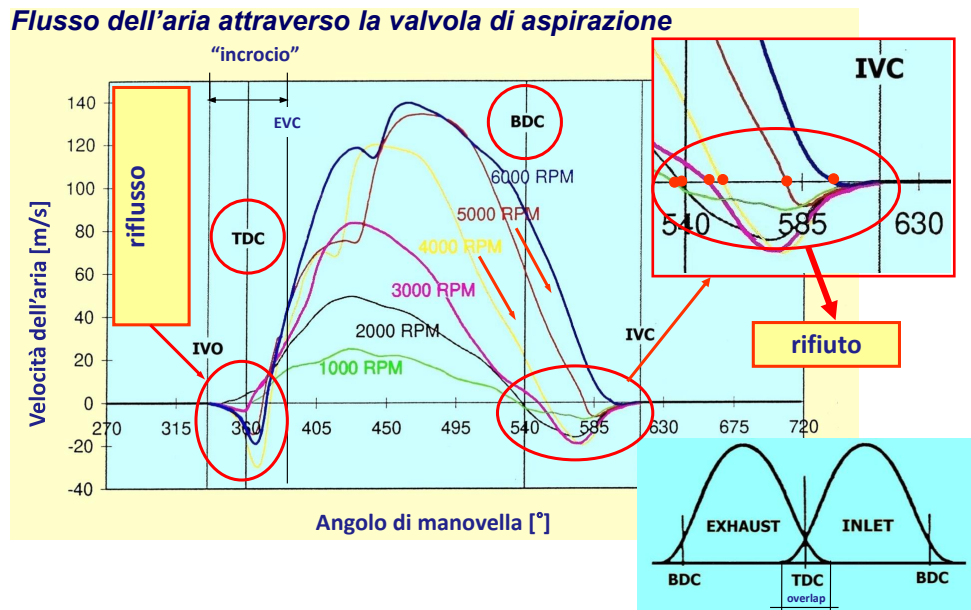
Il coefficiente di scambio h è legato alla velocità del fluido con cui questo lambisce le fonti di scambio termico (aumentando con essa: principio della minestra calda). Si può trovare sperimentalmente una buona correlazione tra h e la velocità media dello stantuffo (alla quale è legata anche la velocità del fluido); risulta quindi:

$$h \propto v_m^{0.7 \div 0.8}$$

Questo vuol dire che all'aumentare della velocità di rotazione del motore lo scambio termico in questione aumenta con un esponente 0.7÷0.8 (NO proporzionalità diretta). Viceversa, tra velocità di rotazione e tempo a disposizione per gli scambi termici esiste una proporzionalità inversa con esponente 1. Questo vuol dire che al raddoppiare della velocità di rotazione il tempo a disposizione per gli scambi si dimezza mentre h non raddoppia. Quindi la riduzione del tempo a disposizione per gli scambi di calore risulta essere predominante causando una riduzione dell'incidenza di tale perdita sul λ_v al crescere del numero di giri.



Nel grafico è diagrammata la velocità istantanea dell'aria attraverso il meato valvola in funzione dell'angolo di manovella per differenti velocità di rotazione.



Si nota che alle alte velocità di rotazione (5000÷6000rpm) nel PMI (BDC – 540°) di fine aspirazione la velocità che l'aria ha nella tenda valvola è ancora estremamente elevata (80÷100m/s). Questa inerzia posseduta dall'aria può, quindi, ancora essere sfruttata, prima che la sua velocità si riduca a zero, per proseguire il riempimento anche durante il primo tratto della corsa di compressione. Anche se in questo primo tratto di risalita del pistone questo tenderebbe a spingere l'aria verso l'esterno, per i primi istanti prevarranno gli effetti inerziali e quindi la corrente continuerà ad entrare. Questo effetto può essere sfruttato fino a che la velocità non si riduca a zero ovvero fino a che non inizi a prevalere l'effetto frenante del pistone sull'aria. Si può andare a posticipare la chiusura della valvola di aspirazione rispetto al PMI in modo da sfruttare tale effetto; la valvola verrà chiusa soltanto quando si cominceranno ad avere fenomeni di *riflusso* (inversione della velocità della colonna d'aria una volta esaurita l'inerzia e quindi fuoriuscita dal cilindro).

Avere una fasatura fissa in termini angolari (quindi l'impossibilità di variare la fasatura delle valvole in funzione della velocità di rotazione del motore) si sposa male con avere fenomeni sensibili al tempo a disposizione della colonna fluida per entrare nel cilindro. Ottimizzando il profilo della camma scegliendo, ad esempio per $n=6000\text{rpm}$, un posticipo di chiusura della V_A come quello in figura (*IVC – intake valve closing*) si riuscirà a sfruttare tutta l'inerzia del fluido. Quando la velocità di rotazione sarà dimezzata ($n=3000\text{rpm}$) il fluido avrà una velocità molto più bassa (al PMI si ha circa 5÷10m/s) e in più avrà a disposizione un tempo doppio per decelerare fino a velocità nulla e invertire il proprio moto. Questo porta facilmente a fenomeni di *riflusso* alle basse velocità (come si nota dal diagramma). Allo stesso modo, ottimizzando il profilo della camma per $n=3000\text{rpm}$, in modo da evitare il *riflusso* a tali velocità, sorgerà un problema di *rifiuto* a velocità superiori (ad es. $n=6000\text{rpm}$): si chiude la V_A troppo presto sbarrando la strada al fluido quando questo ha ancora inerzia da sfruttare (*gli si chiude la valvola in faccia*).

Difficilmente si ottimizzerà il riempimento alla velocità massima di rotazione del motore (a meno che non si tratti di motori da competizione); generalmente si effettua una scelta di compromesso ovvero si sceglie una fasatura che ottimizzi il riempimento ad un regime intermedio. Tale scelta porta però a dover accettare delle perdite per *riflusso* a velocità ancora inferiori (a quello di ottimizzazione) e delle perdite per *rifiuto* a velocità superiori.

Un sistema ideale dovrebbe permettere di variare il profilo o quanto meno di variare il posticipo di chiusura andando ad anticipare progressivamente la chiusura man mano che si riduce la velocità di rotazione in modo da evitare il *riflusso* alle basse velocità e andando a posticipare la chiusura man mano che invece aumenta la velocità di rotazione in modo da evitare il *rifiuto* alle alte velocità.

Lezione martedì 28/10/2014

La forma del coefficiente di riempimento in un motore ad accensione comandata aspirato viene a determinare la forma della caratteristica meccanica:

$$C \propto pme = \eta_u \cdot \frac{\lambda_v \rho_a}{\alpha} \cdot H_i$$

H_i , α e ρ_a sono costanti al variare del numero di giri, ergo:

$$pme \propto \eta_u \cdot \lambda_v$$

Ma η_u è abbastanza piatto in funzione di n (vedi dietro), e quindi sarà:

$$C \propto \lambda_v$$

La scelta quindi dell'angolo di posticipo di chiusura della valvola di aspirazione diventa determinante: se la priorità è da dare alla potenza specifica si sceglierà un ampio posticipo in modo da ottenere un λ_v con un massimo spostato verso gli alti regimi e cioè una pme massima spostata agli alti regimi e quindi, infine, una potenza specifica più elevata; se invece si cerca un motore con caratteristiche meno sportive si sceglierà un minor posticipo in modo da ottenere un λ_v con un massimo spostato verso i regimi medio/bassi e quindi una potenza massima erogata inferiore ma una maggiore coppia ai bassi regimi (vedi grafico avanti λ_v/n).

$$\max \lambda_v \Rightarrow \max pme \Rightarrow \max C$$

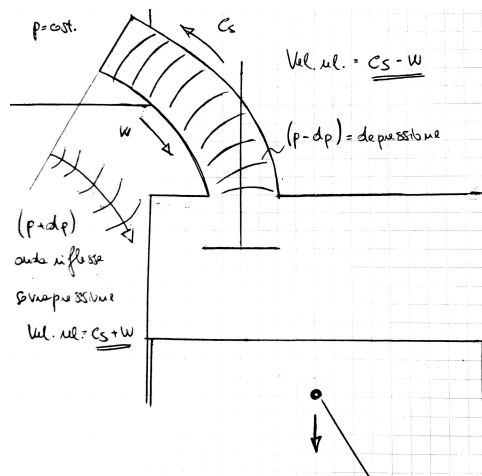
N.B. Nel caso di motori sovralimentati, a seconda del sistema di sovralimentazione, si riescono ad ottenere densità dell'aria di alimentazione differenti ai vari regimi di rotazione; quindi la caratteristica meccanica dipenderà fortemente dalla tipologia di sovralimentazione.

N.B. La caratteristica meccanica di un motore è l'andamento della coppia erogata dal motore in funzione della velocità di rotazione del motore a posizione dell'organo di regolazione fissa. Se non è specificata quale sia la posizione dell'organo di regolazione si intende la posizione che corrisponde alle massime prestazioni che il motore è in grado di erogare (WOT).

- Effetti dinamici -

Sono effetti che vengono sfruttati in motori con caratteristiche sportive e che sono legati alla possibilità di realizzare una sorta di sovralimentazione dinamica del motore. L'idea è quella di sfruttare sovrappressioni o depressioni che si vengono a realizzare nei condotti di aspirazione e scarico durante il processo di ricambio fluido per aumentare la densità della carica nel cilindro senza ricorrere a veri e propri sistemi di sovralimentazione.

All'atto dell'apertura della valvola di aspirazione la depressione prodotta ($p-dp$) dal moto dello stantuffo si propaga lungo il condotto di aspirazione risalendo la corrente con velocità pari alla velocità del suono c_s ($c_s = \sqrt{kRT} \cong 340 \text{ m/s}$). L'onda di depressione, raggiunta la sezione di sbocco del condotto nel cassoncino di aspirazione (che si può ritenere a pressione costante), viene riflessa dall'ambiente come onda di sovrappressione ($p+dp$) e percorre nuovamente il condotto di aspirazione verso il cilindro, questa volta con verso concorde con la corrente, con velocità c_s .



Il motore in esempio della *Ferrari F550 Maranello* era dotato di *condotti telescopici* che permettevano l'accordatura a due distinte velocità di rotazione. La parte terminale del condotto, nel cassoncino di aspirazione, poteva essere allungata/accorciata con variazione discreta su due livelli (condotti corti/condotti lunghi). I condotti lunghi implicano un maggior tempo per l'onda per attraversare il condotto e quindi sono adatti al funzionamento ai bassi regimi (apertura V_A più lunga); viceversa i condotti corti sono più adatti ad un regime di rotazione più elevato.

N.B. Questo motore disponeva inoltre di un sistema di fasatura variabile dell'albero a camme (sia sull'aspirazione che sullo scarico) per migliorare ulteriormente, insieme ai condotti telescopici, il riempimento a più regimi di rotazione.

N.B. Nei diagrammi di destra si nota come λ_v (isolinee) sia migliore con una configurazione a condotti lunghi a basse velocità ($n=5000\text{rpm}$ per questo motore è una bassa velocità).

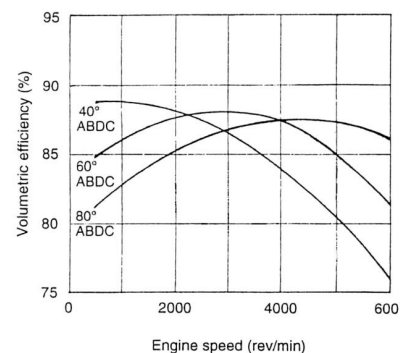
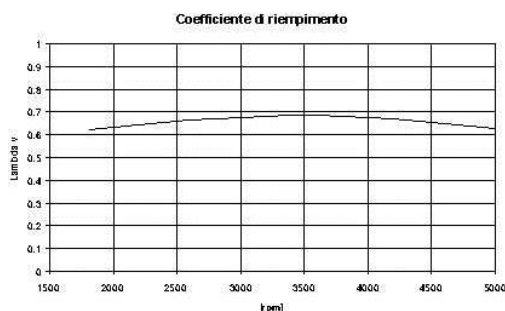
N.B. Nel diagramma in basso si nota che il riempimento è stato ottimizzato per regimi di rotazione tra i 3500rpm e gli 8000rpm , essendo questo un motore con caratteristiche sportive.

Effetti analoghi si hanno anche sui condotti di scarico (lo stesso ragionamento vale anche per lo scarico). Sfruttando un'opportuna accordatura dei condotti di scarico si può avere un effetto di estrazione dei gas combusti dallo spazio morto e quindi ottenere un notevole beneficio in termini di riempimento. All'apertura della valvola di scarico partirà dal cilindro lungo il condotto di scarico un'onda di sovrappressione ($p+dp$) (sempre a velocità del suono c_s) la quale giunta nell'ambiente di scarico a pressione costante verrà riflessa come onda di depressione ($p-dp$); se tale onda di depressione arriva nel cilindro in un opportuno istante (fase di incrocio valvole in cui V_S sta per chiudersi) sarà in grado di estrarre i gas combusti residui in camera permettendo di effettuare, a mezzo di carica fresca, una sorta di lavaggio dello spazio morto. L'ideale sarebbe riuscire a fasare l'onda di depressione dallo scarico con l'onda di sovrappressione dall'aspirazione.

- Variazione di λ_v con velocità di rotazione e carico -

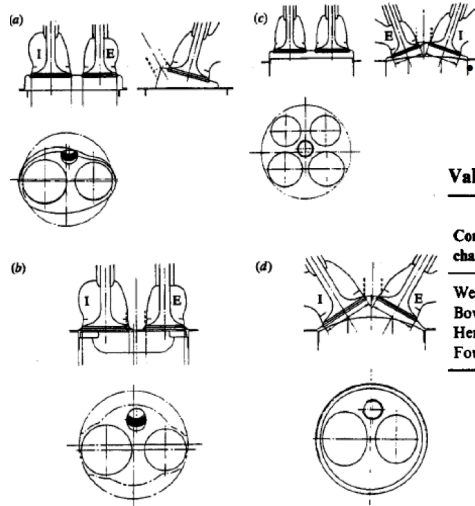
- Velocità di rotazione -

L'andamento del coefficiente di riempimento λ_v risulta inizialmente crescente al crescere della velocità di rotazione grazie alla progressiva riduzione delle perdite per *riflusso* e per scambi termici, per poi raggiungere un massimo oltre il quale decresce essenzialmente a causa della sempre maggiore incidenza delle perdite per laminazione. A questo andamento possono poi sovrapporsi massimi o minimi locali causati da effetti dinamici nell'intorno di particolari regimi di rotazione in cui si realizzano condizioni di risonanza positive o negative:



Nel secondo diagramma si nota come la posizione del massimo risulta essere determinata essenzialmente dal posticipo di chiusura della valvola di aspirazione, tendendo a spostarsi verso regimi di rotazione più elevati al crescere del posticipo adottato. Questo si ha perché con un piccolo posticipo di chiusura di V_A (40° ABDC - *after bottom dead center*) si evitano fenomeni di riflusso a bassi regimi ma si hanno fenomeni di rifiuto ad alti regimi; con un ampio posticipo, viceversa, (80° ABDC) si avranno fenomeni di riflusso ai bassi regimi ma si eviteranno fenomeni di rifiuto agli alti regimi.

Alcuni esempi di applicazioni reali che tengono conto anche di ingombri presenti sulla testa sono:



Valve head diameter in terms of cylinder bore B^{11}

Combustion chamber shape†	Inlet	Exhaust	Approximate mean piston speed, max power, m/s
Wedge or bathtub	0.43–0.46 B	0.35–0.37 B	15
Bowl-in-piston	0.42–0.44 B	0.34–0.37 B	14
Hemispherical	0.48–0.5 B	0.41–0.43 B	18
Four-valve pent-roof	0.35–0.37 B	0.28–0.32 B	20

FIGURE 15-15 Examples of common spark-ignition engine combustion chamber shapes: (a) bathtub and wedge; (b) bowl-in-piston; (c) four-valve pent roof; (d) hemispherical.²¹

Nella tabella sono riportati i rapporti tra il diametro della valvola di aspirazione e l'alesaggio (B - bore). Si nota che, data la maggior rilevanza che hanno le laminazioni all'aspirazione rispetto a quelle allo scarico sul riempimento, si privilegiano le dimensioni delle valvole di aspirazione su quelle delle valvole di scarico (10% in più in termini di diametro). Si nota, inoltre, che al crescere delle dimensioni delle sezioni di passaggio offerte dalle valvole cresce la velocità media dello stantuffo adottabile.

La soluzione più utilizzata nei motori ad accensione comandata è quella *pent-roof* (valvole inclinate) mentre nei motori diesel è quella con gli assi valvole paralleli all'asse cilindro e camera di combustione ricavata nella tazza dello stantuffo.

N.B. Lo stelo può essere trascurato. Il diametro dello stelo è circa 1/5 del diametro valvola.

- Aumento dell'alzata valvola -

Con il diametro valvola si va ad incrementare la sezione di passaggio. Il *collo di bottiglia* dell'efflusso è, però, rappresentato dal *meato valvola* (o *tenda valvola*), cioè dallo spazio tra il piatto e la sede valvola:

$$\text{meato valvola} = \pi d_v h_{vmax} \cos \gamma$$

dove γ è l'inclinazione della sede valvola. La sezione di passaggio è la superficie laterale del cilindro della tenda valvola ($\pi d_v h_{vmax}$) ma la velocità del fluido (w_3) che l'attraversa è inclinata rispetto alla sezione stessa di un angolo γ , per cui si considera la sola componente normale alla sezione di passaggio ($\cos \gamma$).

Si intuisce che aumentando l'alzata valvola si possano ridurre l'entità delle laminazioni. Tuttavia, superato un valore limite di alzata, ulteriori incrementi non producono aumenti della sezione di passaggio minima, che risulta essere limitata dalle dimensioni del condotto. Andando a uguagliare la sezione di passaggio del fluido in corrispondenza della sede valvola (condotto) con la sezione di passaggio nella tenda valvola:

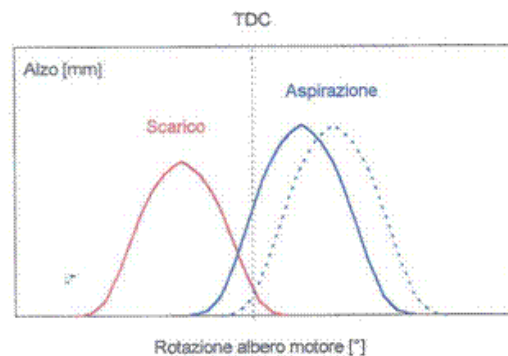
$$\frac{\pi}{4} d_v^2 = \pi d_v h_{vmax} \cos \gamma \Rightarrow h_{vmax} = \frac{d_v}{4 \cos \gamma}$$

si trova quello che può essere il valore massimo teorico oltre il quale non è più conveniente andare ad incrementare l'alzata, perché incrementando ancora il valore di alzata il collo di bottiglia per l'efflusso diventa la sezione a monte (condotto).

N.B. In buona sostanza il limite lo impone la sezione minore delle due (condotto/sezione orizzontale e meato valvola/sezione verticale); la situazione migliore è che le due siano uguali.

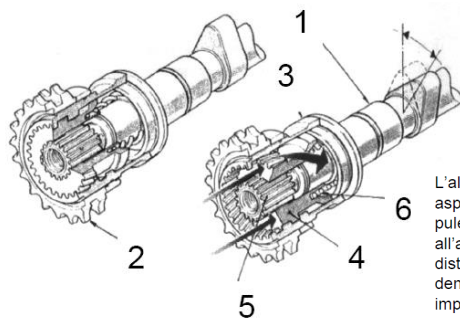
- Fasatura variabile - VVT (variable valve timing) -

Esistono leggi di alzata e fasature ottimali a seconda della velocità di rotazione del motore. Tramite sistemi di fasatura variabile VVT è possibile migliorare il riempimento e quindi le prestazioni del motore attraverso una *traslazione rigida dell'alzata*. Tale soluzione generalmente viene adottata soltanto sull'aspirazione dove si hanno gli effetti più rilevanti. Nei primi sistemi (*mitici anni ottanta*) la variazione era discontinua; esistevano soltanto due possibili posizioni dell'albero a camme corrispondenti a due possibili fasature:



Il primo con un ridotto posticipo (linea piena) da usare alle basse velocità di rotazione e il secondo con un elevato posticipo (linea tratteggiata) da usare alle elevate velocità di rotazione. Essendo la fasatura dello scarico fissa, variando il posticipo si varia anche l'anticipo di aperture della V_A e quindi anche l'ampiezza dell'incrocio (cosa che può portare degli inconvenienti).

La soluzione con cui viene realizzata tale variazione di fase è rappresentata e descritta in figura:



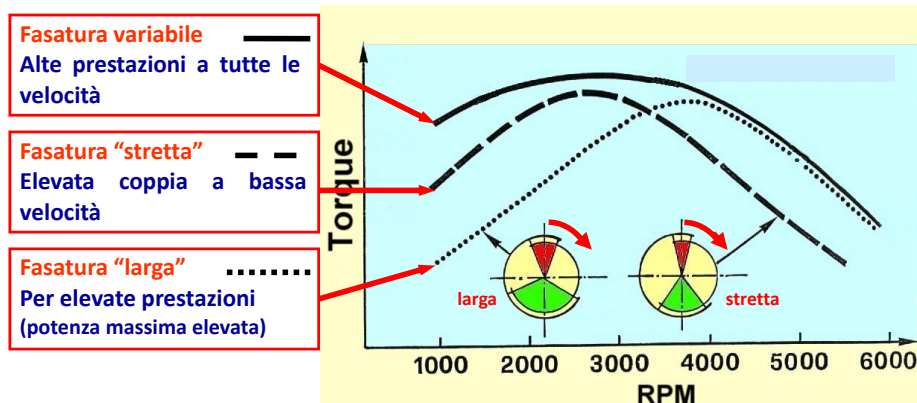
L'albero 1 aziona le valvole di aspirazione ed è svincolato dalla puleggia di trascinamento 2 collegata all'albero motore tramite la catena di distribuzione. Il manicotto 4 ha una dentatura elicoidale esterna che si impegna con la puleggia, ed un profilo scanalato interno a denti dritti 5 che trasmette il moto all'albero 1.

Allo spostamento assiale del manicotto si ha la rotazione relativa tra albero a camme e puleggia. La molla 6 consente il ritorno nella posizione iniziale.

VVT Alfa Romeo

Questo sistema è controllato utilizzando come attuatore l'olio lubrificante in pressione che va ad agire sulla faccia del manicotto; al raggiungimento di un determinato regime di rotazione una valvola che controlla l'olio ne consente l'efflusso e lo spostamento assiale del manicotto provoca una rotazione delle camme e quindi una variazione di fasatura delle valvole di aspirazione. Complicando il sistema realizzando, ad esempio, un cassetto oliodinamico in cui si possa controllare la posizione del manicotto si potrebbe variare in modo continuo la fasatura.

Con questa variazione di fase si può ottenere una sorta di inviluppo:



Grazie alla possibilità di chiusura istantanea delle valvole, a carico parziale si potrebbe fare a meno della valvola a farfalla effettuando la regolazione a mezzo della valvola di aspirazione stessa (chiudendola una volta immessa la quantità d'aria necessaria). Dai diagrammi si nota come con una chiusura anticipata (*EIVC - Early Intake Valve Closure*) e istantanea della V_A si riduce notevolmente l'area di ricambio fluido (secondo diagramma). Potendo chiudere quasi istantaneamente la valvola si potrebbe ottimizzare anche il posticipo di chiusura (*LIVC - Late Intake Valve Closure*) chiudendola esattamente quando sia più conveniente ad ogni regime di rotazione (facendo fronte a fenomeni di riflusso/rifiuto).

N.B. Un posticipo di chiusura molto ampio potrebbe anche essere utilizzato come un altro sistema di regolazione a carico parziale, alternativo alla chiusura anticipata. Con l'EIVC si intrappola meno aria, con il LIVC ne entra di più del necessario ma ritardando **molto** la chiusura gran parte viene ricacciata nella successiva fase di risalita (terzo diagramma). Anche in questo caso l'area del ciclo di ricambio viene ad essere molto ridotta.

Nonostante i notevoli benefici teorici la realizzazione di tale sistema è molto complessa. I contro:

- elevato assorbimento di corrente (elettromagneti molto grossi);
- notevole ingombro sulla testa (*discreta mattonella*);
- velocità con cui si possono aprire e chiudere le valvole sono comunque limitate dall'intensità degli urti altrimenti si hanno rumorosità e usura (quindi impossibilità di sfruttare il vantaggio di aperture pressoché istantanee di tale sistema);

