

Ciclo Otto e ciclo Diesel

Silvano Andorno

2007-08

...se ho scritto questa lettera così lunga, è stato perché non ho avuto tempo di scriverne una più breve.
Blaise Pascal

Classificazione dei motori alternativi a combustione interna

Un motore alternativo a combustione interna è un motore costituito essenzialmente da uno o più cilindri dentro i quali scorrono a tenuta i pistoni che, collegati mediante altrettanti meccanismi biella-manovella ad un albero motore, permettono di trasferire a quest'ultimo un moto di rotazione.

I cilindri vengono riempiti ciclicamente da una carica di fluido fresco mediante opportuni sistemi di valvole o di luci. Il fluido immesso nei cilindri è costituito da miscela aria e combustibile oppure da sola aria a cui viene successivamente aggiunto combustibile.

La combustione del combustibile determina un notevole incremento di temperatura e pressione del fluido motore rendendo possibile il compimento di un ciclo termodinamico con cessione di lavoro ai pistoni.

Il fluido operante è costituito dai prodotti della combustione avvenuta *entro* i cilindri della macchina da cui la denominazione di *motori a combustione interna*.

I motori a combustione interna possono essere classificati in base alle modalità con cui avviene l'accensione. Distingueremo pertanto:

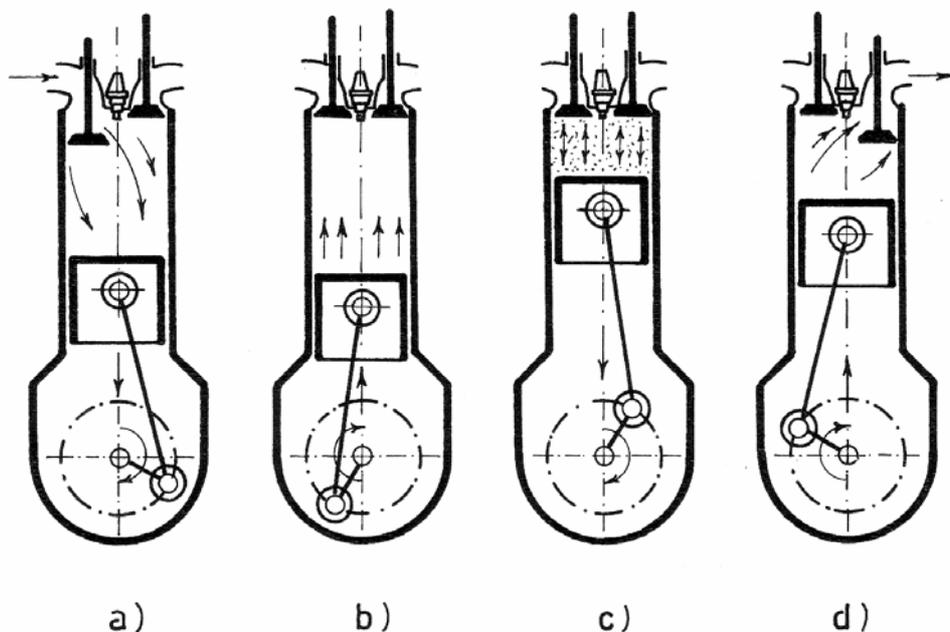
1. motori a combustione interna ad *accensione comandata* (motore a benzina, motore a scintilla, motore otto, spark engine) nei quali si ha la combustione, tramite lo scocco di una scintilla, di una miscela carburata precedentemente introdotta nel cilindro;
2. motori a combustione interna ad *accensione per compressione* (motori Diesel) nei quali la combustione è resa possibile dalla iniezione di una certa quantità di combustibile nel cilindro in cui si è precedentemente introdotta aria.

Un'altra classificazione dei motori a combustione interna può essere effettuata sulla base del numero di rotazioni dell'albero motore necessario a completare il ciclo termodinamico.

Distingueremo pertanto:

1. motori a *quattro tempi*: in questi motori l'ammissione di gas freschi e l'espulsione dei prodotti della combustione avviene tramite opportune valvole inserite solitamente sulla testa dei cilindri.

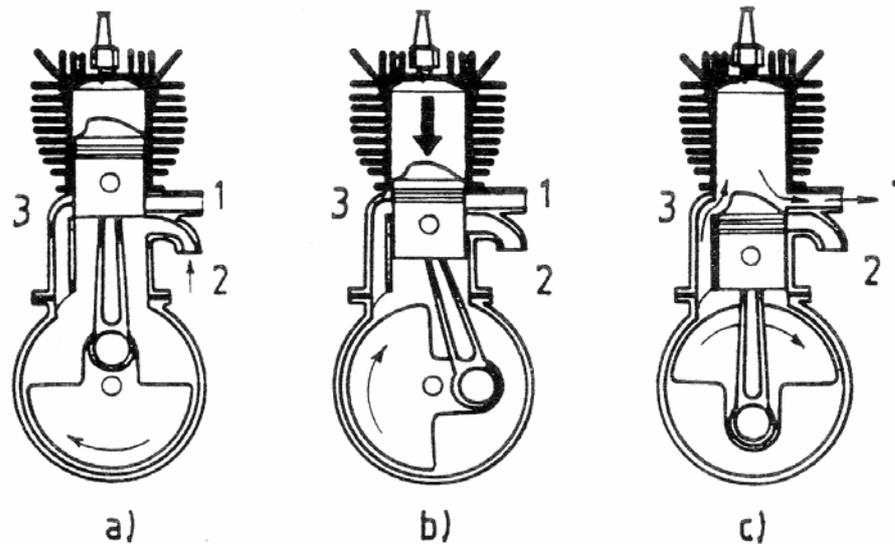
Fig. 1



Fasi del ciclo di un motore aspirato a quattro tempi ad accensione comandata.
a) Aspirazione; b) Compressione; c) Combustione ed espansione; d) Scarico.

2. motori a *due tempi*: in questi motori l'ammissione dei gas freschi e l'espulsione dei gas combusti avviene tramite feritoie (luci) praticate lungo le pareti laterali (camicia) del cilindro e connesse con le relative tubazioni di immissione e scarico. L'apertura e la chiusura delle luci, per consentire il ricambio dei gas all'interno dei cilindri, vengono regolate dal pistone stesso che durante il suo moto alternativo le copre e scopre, alternativamente, in una sequenza temporale definita dalle posizioni che le luci stesse occupano all'interno del cilindro. Nei motori a due tempi per accensione comandata sono presenti in genere solo le luci di introduzione mentre lo scarico dei gas combusti si realizza attraverso una valvola sistemata sulla testata.

Fig. 2



Fasi del ciclo di un motore aspirato a due tempi ad accensione comandata.
 a) Aspirazione nel carter e compressione nel cilindro, b) Combustione ed espansione; c) Scarico e riempimento cilindro (lavaggio).
 1. Luce di scarico; 2. Luce di aspirazione; 3. Luce di lavaggio.

Confronto tra motori a due e quattro tempi

Vantaggi del motore a due tempi vs il motore a quattro tempi

1. Aumento della potenza specifica
Dato che dal punto di vista termodinamico non vi è sostanziale differenza tra un motore a 2 tempi e a 4 tempi, si potrebbe affermare che un motore a 2 tempi a parità di cilindrata, regime, peso e ingombro, erogherà una potenza doppia di un analogo motore a 4 tempi. In realtà la sostituzione della carica alla fine di ciascun ciclo è peggiore rispetto al quattro tempi per cui il guadagno di potenza è normalmente più limitato (50-60% in più).
2. Maggiore semplicità costruttiva
La maggiore semplicità costruttiva deriva dalla assenza di valvole e degli apparati della distribuzione.
3. Maggiore uniformità della coppia motrice
Nel motore a due tempi la fase utile di espansione si ripete ad ogni giro di manovella. Questo vantaggio risulta sensibile soprattutto nel caso del monocilindro (piccole potenze), il quale, per

quanto riguarda la regolarità della coppia motrice risulta equivalente ad un bicilindro a quattro tempi.

Svantaggi del motore a due tempi vs il motore a quattro tempi

1. **Minore rendimento**
La fase di espansione, utile ai fini dell'ottenimento del lavoro, deve essere sacrificata, nel suo tratto finale, per permettere lo scarico dei gas combusti e l'introduzione della nuova carica
2. **Ricambio di fluido meno efficiente**
Il ricambio del fluido di lavoro è meno buono rispetto al quattro tempi con conseguente maggiore inquinamento della carica fresca ad opera dei residui dei gas combusti con peggioramento della regolarità e della completezza del processo di combustione. Tutto ciò porta ad un aumento dei consumi specifici e soprattutto ad un peggioramento della qualità dei gas combusti scaricati.
3. **Aumento delle sollecitazioni termiche e meccaniche**
Le sollecitazioni termiche e meccaniche sono aumentate perché nel due tempi viene eliminata quella parte del ciclo (sostituzione del fluido di lavoro) cui competono i valori di temperatura e pressione più bassi, mentre si succedono, con frequenza doppia, le compressioni e le espansioni con i loro più elevati carichi termici e meccanici.

Sulla base di queste considerazioni è facile comprendere le ragioni per cui il motore a due tempi ad accensione comandata (motore Otto) trova ampie applicazioni nel settore delle basse potenze globali: motocicli, piccoli fuori-bordo, gruppi portatili (motoseghe, tosaerba, generatori elettrici...) dove i vantaggi derivanti dalla semplicità costruttiva e dall'elevata potenza specifica superano gli svantaggi conseguenti ad un elevato consumo specifico di combustibile e lo scarico di maggiori inquinanti.

Il due tempi ad accensione per compressione (motore diesel) si è invece imposto nel campo delle grandi potenze: propulsione di grosse navi, generatori fissi di potenza, autocarri...). Per queste applicazioni infatti ai vantaggi tipici del due tempi (alta potenza specifica, semplicità costruttiva e minore manutenzione) si aggiunge, in un Diesel lento, la possibilità di effettuare un buon lavaggio del cilindro con sola aria, di incrementare il rendimento globale mediante la turbosovralimentazione, e infine di utilizzare combustibili più scadenti (non vi è pericolo di incrostazione delle valvole).

Tab. 1

Parametri caratteristici di motori tipici per diversi campi d'applicazione

<i>Tipo di motore</i>	n [giri/s]	D [mm]	C/D	\bar{u}_p [m/s]	r
<i>Motocicli:</i>					
Otto 2 tempi	120÷160	45÷70	0,8÷1,0	16÷20	10÷15
Otto 4 tempi	100÷160	50÷80	0,7÷0,9	15÷18	9÷11
<i>Gruppi mobili:</i>					
Otto 2 tempi	100÷140	40÷70	0,8÷1,0	14÷18	8÷12
Diesel 4 tempi	70÷80	70÷90	0,9÷1,1	10÷14	18÷21
<i>Autovetture:</i>					
Otto 4 tempi	90÷110	70÷100	0,8÷1,0	11÷16	9÷11
Diesel 4 tempi	70÷80	80÷100	1,0÷1,1	11÷13	20÷23
<i>Trasporto:</i>					
Diesel 4 t. asp.	35÷45	90÷130	1,0÷1,2	9÷13	17÷20
Diesel 4 t. sovr.	35÷40	90÷140	1,1÷1,3	9÷13	16÷17
<i>Media velocità:*</i>					
Diesel 4 t. sovr.	10÷30	150÷400	1,1÷1,4	8÷11	15÷16
<i>Motori lenti:**</i>					
Diesel 2 t. sovr.	1,2÷2,4	550÷850	2÷3,6	6÷8	13÷15

Tab. 2

Parametri caratteristici di motori tipici per diversi campi d'applicazione

Tipo di motore	p_{me} [MPa]	η_g [%]	[kW/dm ³]	[kg/kW]
<i>Motocicli:</i>				
Otto 2 tempi	0,7÷1,0	25÷30	100÷200	0,8÷1,5
Otto 4 tempi	0,9÷1,1	30÷35	70÷100	1÷2
<i>Gruppi mobili:</i>				
Otto 2 tempi	0,6÷0,8	20÷30	60÷100	1÷1,5
Diesel 4 tempi	0,7÷0,9	30÷40	30÷50	3÷6
<i>Autovetture:</i>				
Otto 4 tempi	0,8÷1,2	30÷40	40÷70	1÷2
Diesel 4 tempi	0,7÷1,4	35÷45	25÷35	3÷4
<i>Trasporto:</i>				
Diesel 4 t. asp.	0,7÷0,9	40÷45	16÷20	4÷8
Diesel 4 t. sovr.	1,1÷1,4	45÷50	20÷25	3÷6
<i>Media velocità: *</i>				
Diesel 4 t. sovr.	1,5÷2,2	45÷55	10÷22	8÷15
<i>Motori lenti: **</i>				
Diesel 2 t. sovr.	1,6÷1,8	50÷60	2÷5	20÷40

* Per applicazioni marine, ferroviarie, impianti fissi.

** Per applicazioni marine e impianti fissi.

D alesaggio; C/D rapporto corsa diametro; \bar{u}_p velocità media del pistone; r rapporto di compressione

p_{me} pressione media effettiva; η_g rendimento globale

Confronto tra motori Otto e Diesel

Vantaggi del motore Otto vs il motore Diesel

1. Maggiore leggerezza

Il motore Otto è, a parità di potenza, più leggero del motore diesel. Il maggiore peso del Diesel dipende principalmente dai maggiori rapporti di compressione necessari per portare la pressione e la temperatura dell'aria a valori sufficientemente elevati da fare autoaccendere il combustibile nel momento in cui viene iniettato nel cilindro. Il rapporto peso/potenza di un Diesel è circa il triplo di quello di un motore otto.

2. Maggiore frequenza di rotazione

Il motore otto raggiunge frequenze di rotazione più elevate rispetto ad un motore diesel. Quest'ultimo infatti, sia per la maggiore lentezza con cui si svolge il processo di combustione e sia per le elevate masse degli organi in moto alterno, non può raggiungere regimi di rotazione elevati. Ciò comporta che i motori ad accensione per compressione (motori Diesel), come confermato dai dati sopra tabellati, abbiano potenze specifiche circa la metà di quelle dei motori ad accensione comandata (motori Otto) di caratteristiche equivalenti

3. Minore rumorosità

I motori Diesel hanno una elevata "ruvidezza" di combustione che tende ad innescare vibrazioni nella struttura del motore rendendolo più rumoroso.

Svantaggi del motore Otto vs il motore Diesel

1. Minor rendimento globale

Il motore Otto ha un minore rendimento globale rispetto al motore Diesel perché in quest'ultimo sono possibili, anzi auspicabili, rapporti di compressione circa il doppio di quelli tollerati dal motore Otto senza pericolo di fenomeni anomali di combustione. (si ricordi che nel motore Diesel si comprime aria, mentre nel motore Otto si comprime miscela carburata).

2. Brusco calo di rendimento al diminuire del carico

Nel motore Diesel, al diminuire del carico, il rendimento cala meno rapidamente, rispetto ad un analogo motore Otto. Ciò in conseguenza del sistema di regolazione viene adottato nel motore Diesel: esso permette di ridurre la potenza sviluppata dal motore aumentando progressivamente il rapporto aria/combustibile¹ rendendo il motore particolarmente adatto per quelle applicazioni (propulsione stradale in traffico urbano) che richiedono al motore di funzionare spesso in condizioni di carico parziale.

3. Utilizzazione di combustibili più pregiati

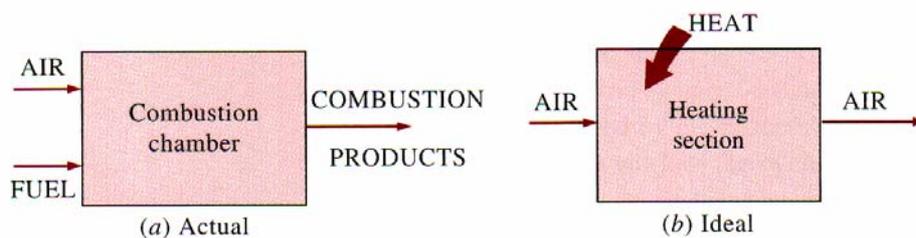
Ne deriva che il motore Diesel trova un suo naturale campo di applicazione in tutti quei settori (potenze medie ed alte) in cui il costo di esercizio del motore risulta prevalente rispetto ai problemi di peso e ingombro (trasporti industriali su strada, mezzi agricoli, macchine per il movimento terra, mezzi ferroviari e stradali).

Per contro il motore Otto risulta particolarmente adatto a coprire il campo delle basse potenze, trovando impiego in tutte quelle applicazioni (mezzi di trasporto leggeri e impianti mobili di bassa potenza) dove i fattori: elevata potenza specifica, leggerezza, contenute dimensioni e dolcezza di funzionamento risultano prevalenti.

Introduzione allo studio termodinamico dei cicli Otto e Diesel

Lo studio termodinamico dei cicli Otto e Diesel è abbastanza complesso. Per semplificare l'analisi utilizzeremo le seguenti approssimazioni (air-standard assumptions)

1. si considera come fluido di lavoro l'aria;
2. l'aria percorre un ciclo chiuso e si comporta sempre come un gas ideale;
3. tutti i processi all'interno del ciclo si ritengono internamente reversibili;
4. il processo di combustione viene sostituito da una adduzione esterna di calore;

Fig. 3

The combustion process is replaced by a heat-addition process in ideal cycles.

5. la fase di scarico viene sostituita da un processo isocoro con sottrazione di calore.

¹ Una differenza molto importante tra Diesel e motori Otto è costituita appunto dal sistema di regolazione della erogazione di potenza che in questi ultimi è sempre di tipo *quantitativo* (si ottiene soffocando, per mezzo della valvola a farfalla, in misura maggiore o minore l'aspirazione della miscela carburata). Nei Diesel invece la regolazione è *qualitativa*: nei cilindri entra sempre pienamente aria; il pedale dell'acceleratore agisce sulla pompa di iniezione facendo variare la quantità di combustibile emessa ad ogni ciclo dagli iniettori e quindi modificando la dosatura della miscela aria-gasolio.

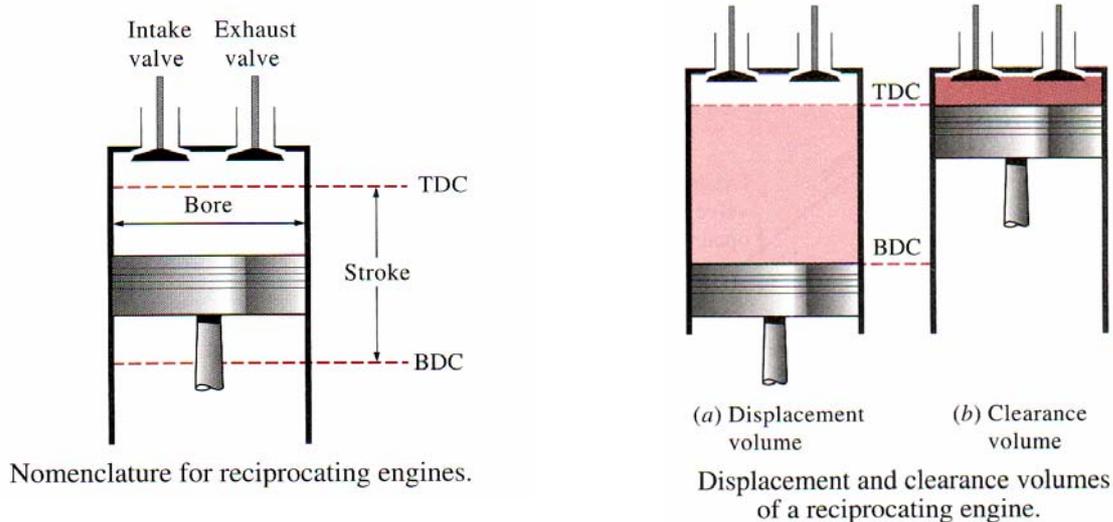
Queste assunzioni semplificano notevolmente l'analisi dei cicli permettendo di realizzare dei *modelli ideali* elementari in grado di studiare *qualitativamente* l'influenza dei principali parametri in grado di modulare le prestazioni dei *motori reali*.

Definizioni comuni dei motori a combustione interna

I motori a combustione interna inducono il movimento alternativo di un pistone entro un cilindro. Il pistone si muove tra due quote estreme:

1. il *punto morto superiore PMS* (top dead center o TDC) ovvero la posizione in corrispondenza della quale il pistone definisce, all'interno del cilindro, il volume minimo V_{min}
2. il *punto morto inferiore PMI* (bottom dead center o BDC) ovvero la posizione in corrispondenza della quale il pistone definisce, all'interno del cilindro, il volume massimo V_{max}

Fig. 4



La differenza tra BTC e TDC definisce la *corsa* (stroke) del pistone che corrisponde al doppio del raggio di manovella.

Il diametro del pistone prende il nome di *alesaggio* (bore).

Il fluido di lavoro entra nel cilindro attraverso la *valvola di aspirazione* (intake valve), mentre i prodotti della combustione escono dal cilindro attraverso la *valvola di scarico* (exhaust valve)

Il volume minimo definito dal pistone al punto morto superiore è detto *volume della camera di combustione* (clearance volume)

Si definisce rapporto di compressione r il rapporto tra V_{max} e V_{min} (è un rapporto volumetrico!)

$$r \equiv \frac{V_{max}}{V_{min}} \tag{1.1}$$

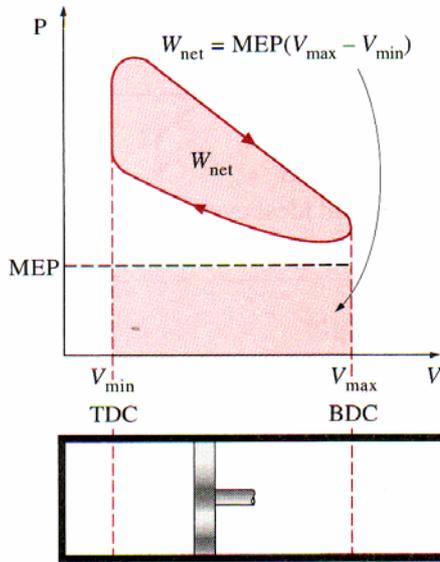
Si definisce cilindrata (unitaria) la variazione di volume del cilindro (displacement volume), prodotta dal pistone durante la corsa.

Un altro termine frequentemente usato nell'analisi dei motori alternativi a combustione interna è la *pressione media effettiva PME* (MEP mean effective pressure)

La MEP è una pressione fittizia costante che se attiva lungo la corsa di lavoro del pistone sarebbe in grado di produrre un lavoro pari a quello ottenuto dal ciclo.

$$MEP \equiv \frac{W_{net}}{V_{max} - V_{min}} \tag{1.2}$$

Fig. 5



The net work output of a cycle is equivalent to the product of the mean effective pressure and the displacement volume.

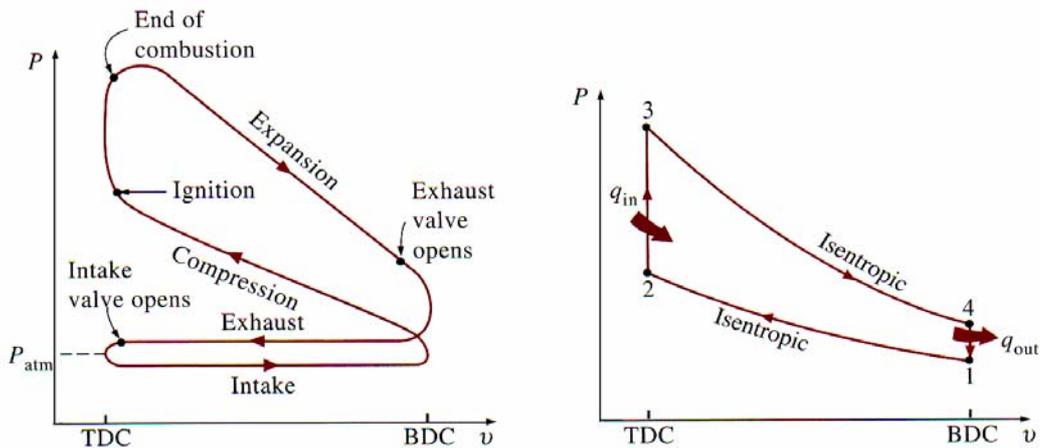
CICLO OTTO

Studio termodinamico del ciclo Otto¹

Il ciclo otto ideale è costituito da quattro trasformazioni internamente reversibili:

1. compressione isoentropica;
2. adduzione di calore a volume costante;
3. espansione isoentropica;
4. sottrazione di calore a volume costante

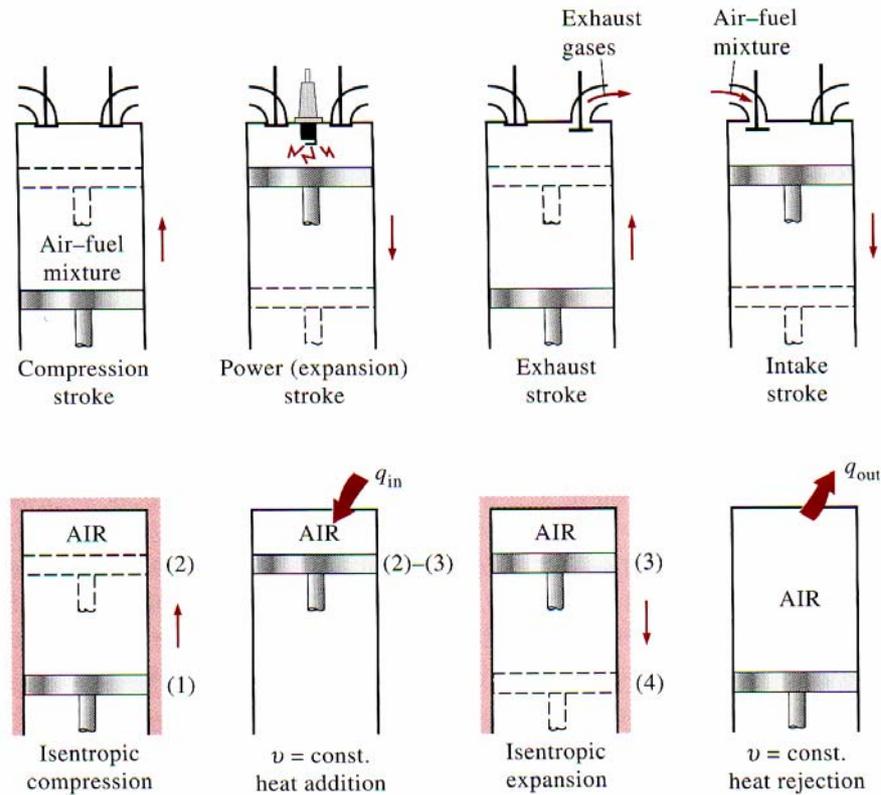
Fig. 6



Diagrammi $P-v$ relativi ad un ciclo Otto reale ad un ciclo Otto ideale

¹ Tale ciclo fu brevettato dal francese Alphonse Beau de Rochas nel 1862. Il primo motore a combustione interna ad accensione comandata fu presentato all'esposizione di Parigi del 1867 dai tedeschi Nikolaus August Otto e Eugen Langen: esso riprendeva con alcuni perfezionamenti un prototipo costruito nel 1854 dagli italiani Eugenio Barsanti e Felice Matteucci, che non ebbe applicazione pratica.

Fig. 7



Actual and ideal cycles in spark-ignition engines

Rendimento termodinamico del ciclo Otto

Il lavoro addotto, considerando una trasformazione isocora, vale :

$$q_{in} = u_3 - u_2 \tag{1.3}$$

Ritenendo costante il calore specifico nel range di temperatura ipotizzabile si ha:

$$q_{in} = u_3 - u_2 = c_v (T_3 - T_2) \tag{1.4}$$

Analogamente l'espressione del lavoro sottratto vale:

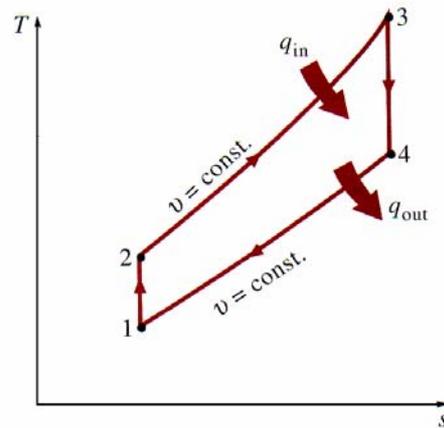
$$q_{out} = u_4 - u_1 = c_v (T_4 - T_1) \tag{1.5}$$

Il rendimento termodinamico del ciclo vale:

$$\eta_{th} \equiv \frac{(q_{in} - q_{out})}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)}$$

Ricordando che sia la compressione sia l'espansione sono assunte isoentropiche, si ha:

Fig. 8



T-s diagram of the ideal Otto cycle.

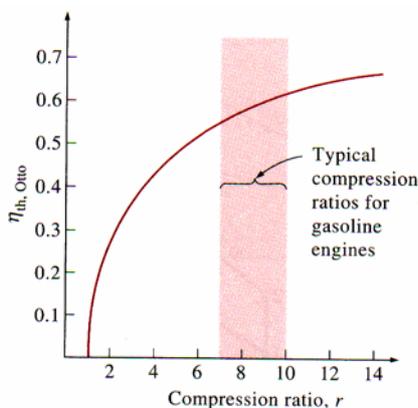
$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad \rightarrow \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Sostituendo si ottiene:

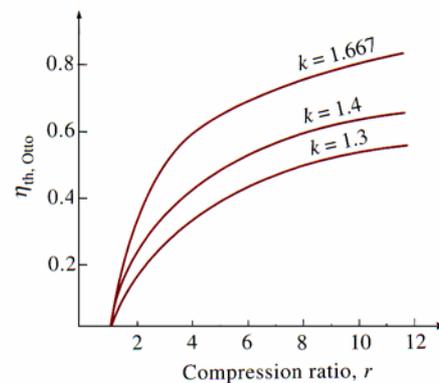
$$\eta_{th} = 1 - r^{1-k} \quad (1.6)$$

Il rendimento termodinamico del ciclo Otto ideale è funzione del rapporto di compressione e del rapporto k tra i calori specifici a pressione e a volume costante del fluido di lavoro. Più precisamente: all'aumentare del rapporto di compressione e all'aumentare di k aumenta pure il rendimento termodinamico.

Fig. 9



Thermal efficiency of the ideal Otto cycle as a function of compression ratio ($k = 1.4$).



The thermal efficiency of the Otto cycle increases with the specific heat ratio k of the working fluid.

Rendimento termodinamico e rapporto di compressione

Da quanto sopra esposto, allo scopo di aumentare il rendimento termodinamico, sembrerebbe logico aumentare senza limiti il rapporto di compressione.

Tuttavia occorre osservare che all'aumentare del rapporto di compressione aumenta pure la temperatura della miscela al termine della fase di compressione. Tale aumento di temperatura potrebbe superare la temperatura di autocombustione (autoignition) della miscela e provocare una brusca e violenta combustione (detonazione¹, battito in testa, engine knock), *diminuzione del rendimento* ed un incremento delle sollecitazioni meccaniche e termiche, specie sulla testa dei pistoni, i quali in caso di detonazione di particolare intensità e durata possono addirittura arrivare alla fusione.

¹ La detonazione, una tra le possibili combustioni anomale, consiste sostanzialmente nell'accensione istantanea, dopo l'innesco della scintilla e quando la normale combustione della miscela è già in atto, di una parte della carica che ancora deve bruciare.

Per ovviare al pericolo della detonazione, si aggiungono alle benzine additivi antidetonanti. Il potere antidetonante della benzina è indicato dal suo *numero di ottano*¹. Anche in presenza di antidetonanti, il rapporto di compressione volumetrico nei motori a benzina difficilmente supera 15:1 ed è in genere attorno a 10:1. In passato l'antidetonante più usato era il *piombo tetraetile* (presente nella benzina super), ora proibito perché dannoso alla salute. Gli antidetonanti usati attualmente nelle cosiddette *benzine verdi* sono principalmente idrocarburi aromatici, tra cui il benzene, e MTBE, metil-ter-butil-etero.

Si sospetta che essi siano ancor più dannosi del loro predecessore², se non eliminati correttamente dalle marmitte catalitiche. In particolare, la potente azione cancerogena del benzene è ben nota fino dagli anni '60.

Rendimento termodinamico e il rapporto k tra i calori specifici a pressione e a volume costante

Il secondo parametro che influisce sul rendimento termodinamico è il rapporto k tra i calori specifici a pressione e a volume costante. Fissato un determinato rapporto di compressione, un ciclo Otto in grado di utilizzare come fluido un gas monoatomico (argon, elio con $k=1.667$) raggiungerebbe la massima efficienza, ovvero il massimo rendimento termodinamico. Il rapporto k tra i calori specifici a pressione e a volume costante infatti diminuisce all'aumentare della massa molecolare del fluido.

A temperatura ambiente il valore di k può essere assunto 1.4 per l'aria, 1.3 per l'anidride carbonica e 1.2 per l'etano. In un motore reale il fluido di lavoro risulta costituito da aria e da numerose altre molecole di massa più elevata: questa è una delle ragioni per cui il rendimento di un ciclo reale (25-30%) è al di sotto del rendimento del ciclo termodinamico ideale.

Tab. 3

Ideal-gas specific heats of various common gases					
(a) At 300 K					
Gas	Formula	Gas constant, R kJ/kg · K	C_p kJ/kg · K	C_v kJ/kg · K	k
Air	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argon	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butane	C ₄ H ₁₀	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Carbon dioxide	CO ₂	0.1889	0.846	0.657	1.289
Carbon monoxide	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Ethane	C ₂ H ₆	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Ethylene	C ₂ H ₄	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helium	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hydrogen	H ₂	4.1240	14.307	10.183	1.405
Methane	CH ₄	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Neon	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrogen	N ₂	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octane	C ₈ H ₁₈	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxygen	O ₂	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propane	C ₃ H ₈	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Steam	H ₂ O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

¹ Il numero di ottano viene misurato in un motore 4 tempi monocilindrico dotato di rapporto di compressione variabile, confrontando la benzina da analizzare, variando il rapporto di compressione fino a causare l'auto accensione del carburante (battito in testa), con quella di miscele a composizione variabile di n-eptano - che ha numero di ottano 0 - e isoottano (2,2,4-trimetilpentano) - che ha numero di ottano 100, fino a determinare una miscela che ne provochi l'auto accensione.

Una benzina avente numero di ottano 95 ha la stessa resistenza alla detonazione di una miscela 95:5 di isoottano e n-eptano.

² Mehlman MA Carcinogenicity of methyl-tertiary butyl ether in engine Ann NY Acad Sci 2002 Dec;982:149-59

Patel AS, Talbott EO, Zborowski JV, Rycheck JA, Dell D, Xu X, Schwerha J

Risk of cancer as a result of community exposure to gasoline vapors

Arch Environ Health. 2004 Oct;59(10):497-503

Smith MT, Jones RM, Smith AH Benzene exposure and risk of non-Hodgkin lymphoma.

Cancer Epidemiol Biomarkers Prev. 2007 Mar;16(3):385-91.

Esempio 1

Modellazione di un ciclo Otto ideale effettuata tramite CyclePad
 (<http://www.qrg.northwestern.edu/projects/NSF/Cyclepad/cyclepad.htm>)

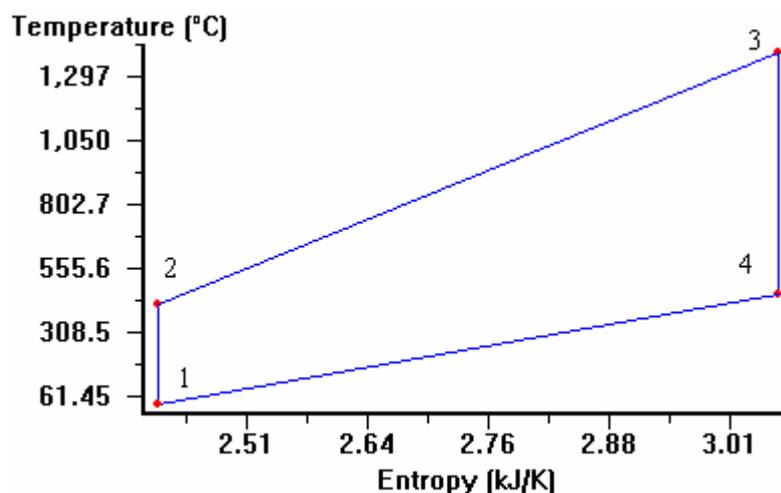
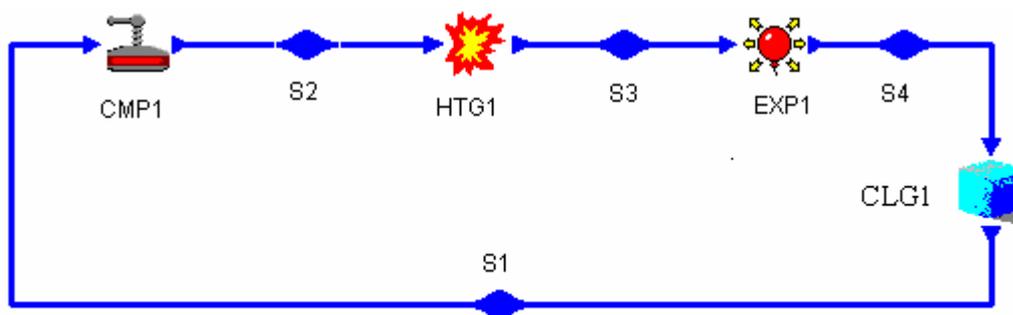
Con riferimento ad un ciclo Otto ideale la cui caratteristiche sono specificate in Tab. 4, si richiede di:

1. individuare i punti caratteristici del ciclo (T, p, v, s, h);
2. tracciare i grafici del ciclo nel piano $p-v$ e $T-s$;
3. determinare la cilindrata del motore;
4. determinare il lavoro ottenuto in un ciclo;
5. determinare il rendimento del ciclo;
6. tracciare un grafico che mostri l'andamento del rendimento in funzione del rapporto di trasmissione;

T temperatura; p pressione; v volume specifico; s entropia; h entalpia

Tab. 4

Ciclo Otto ideale (Nicholas Otto 1876)		Dati	
Assunzione sui componenti del ciclo		Fluido aria	
Compressione	adiabatica-isoentropica	Temperatura dell'aria in ingresso	27°C
Combustione	isocora	Pressione dell'aria in ingresso	100 kPa
Espansione	adiabatica-isoentropica	Quantità di calore in ingresso	700 kJ/kg
Scarico	isocoro	Massa d'aria nel cilindro	0.01 kg
		rapporto do compressione r	8



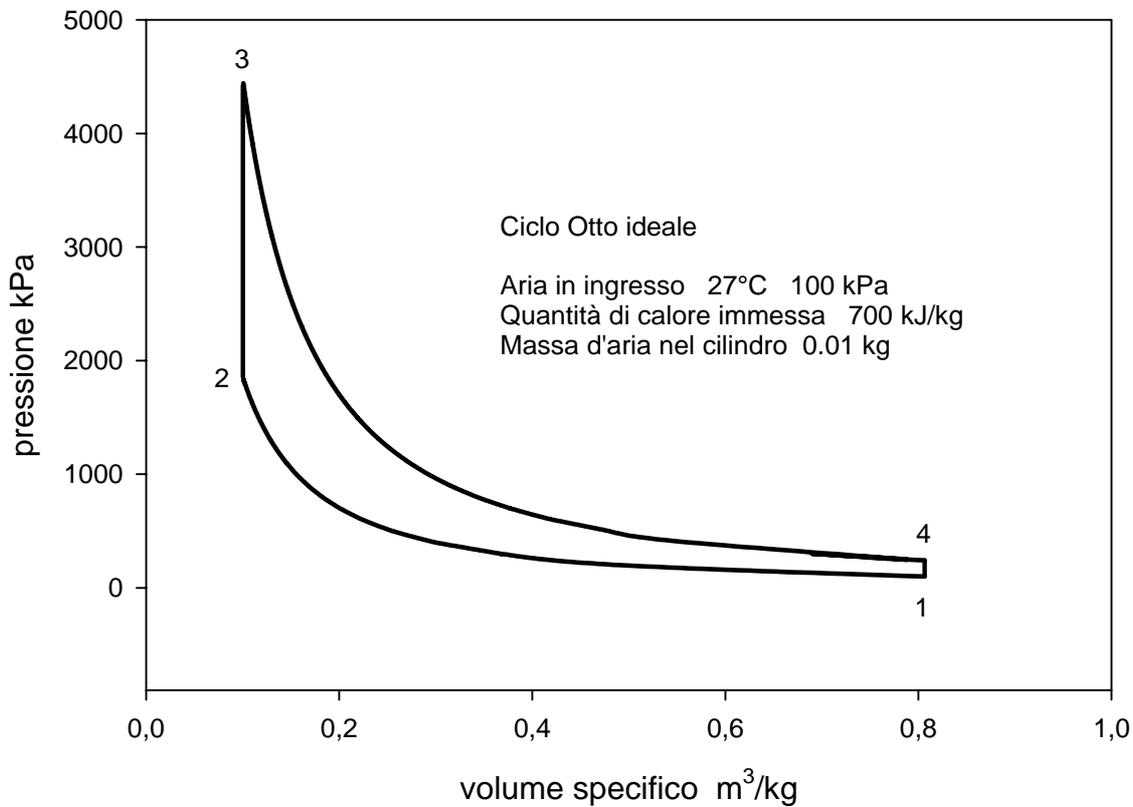


Tabella output-input

Parameter	CYCLE	HTG1	CMP1	EXP1	CLG1	S1	S2	S3	S4
nu-Carnot %	81.99	--	--	--	--	--	--	--	--
nu-thermal %	56.47	--	--	--	--	--	--	--	--
CV kJ/kg	--	--	--	--	--	--	--	--	--
q kJ/kg	--	700	0	0	-304.7	--	--	--	--
T °C	--	--	--	--	--	27	416.4	1,393	452.1
Tmax °C	1,393	--	--	--	--	--	--	--	--
Tmin °C	27	--	--	--	--	--	--	--	--
MEP kPa	525	--	--	--	--	--	--	--	--
P kPa	--	--	--	--	--	100	1,838	4,441	241.6
Pmax kPa	4,441	--	--	--	--	--	--	--	--
Pmin kPa	100	--	--	--	--	--	--	--	--
V-disp m ³ /kg	0.7529	--	--	--	--	--	--	--	--
V-max m ³ /kg	0.8605	--	--	--	--	--	--	--	--
V-min m ³ /kg	0.1076	--	--	--	--	--	--	--	--
v m ³ /kg	--	--	--	--	--	0.8605	0.1076	0.1076	0.8605
u kJ/kg	--	--	--	--	--	215.1	494.2	1,194	519.8
h kJ/kg	--	--	--	--	--	301.2	691.9	1,672	727.7
s kJ/kgK	--	--	--	--	--	2.42	2.42	3.06	3.06
m kg	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
V m ³	--	--	--	--	--	0.0086	0.0011	0.0011	0.0086
U kJ	--	--	--	--	--	2.15	4.94	11.94	5.2

H kJ	--	--	--	--	--	3.01	6.92	16.72	7.28
S kJ/K	--	--	--	--	--	0.0242	0.0242	0.0306	0.0306
back-work-ratio %	41.38	--	--	--	--	--	--	--	--
work-ratio %	58.62	--	--	--	--	--	--	--	--
Q kJ	--	7	0	0	-3.05	--	--	--	--
Q-in kJ	7	--	--	--	--	--	--	--	--
Q-out kJ	-3.05	--	--	--	--	--	--	--	--
net Q kJ	3.95	--	--	--	--	--	--	--	--
A/F	--	--	--	--	--	--	--	--	--
n	--	--	1.4	1.4	--	--	--	--	--
net-work kJ	3.95	--	--	--	--	--	--	--	--
r	--	--	8	--	--	--	--	--	--
spec-work kJ/kg	--	0	-279.1	674.4	0	--	--	--	--
work kJ	--	0	-2.79	6.74	0	--	--	--	--
work in kJ	-2.79	--	--	--	--	--	--	--	--
work out kJ	6.74	--	--	--	--	--	--	--	--

Dati termodinamici dei punti ciclo

	p	v	h	s	t
	[kPa]	[m ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]	[°C]
1	100	0.8605	301.2	2.42	27
2	1838	0.1076	691.9	2.42	416.4
3	4444.1	0.1076	1672	3.06	1393
4	241.6	0.8605	727.7	3.06	452.1

Schema di risoluzione del ciclo

Dati per l'aria: $R = 0.2867 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$ $c_p \cong 1 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$

Punto 1

note pressione p_1 e T_1 si ricava v_1

si pone

$$s_1 = c_p \log T_1 - R \log p_1$$

$$h_1 = c_p T_1$$

Punto 2

dal rapporto di compressione si ricava v_2

si fissa l'esponente della politropica a 1.4 e si ricava p_2

$$n = \frac{\log \left(\frac{p_1}{p_2} \right)}{\log \left(\frac{v_2}{v_1} \right)}$$

noti p_2 e v_2 si ricava T_2

$$h_2 = c_p T_2$$

Punto 3

si ricava T_3 noto Q (calore introdotto)

$$Q = c_v (T_3 - T_2)$$

v_3 è pari a v_2

noti T_3 e v_3 si ottiene p_3

L'entropia del punto 3 si ottiene dalla relazione:

$$s_3 = c_p \log T_3 - R \log p_3$$

L'entalpia al solito è:

$$h_3 = c_p T_3$$

Punto 4

Si pone $v_4 = v_1$

si determina p_4 dalla relazione seguente posto $n = 1.4$

$$n = \frac{\log\left(\frac{p_3}{p_4}\right)}{\log\left(\frac{v_4}{v_3}\right)}$$

Noti p_4 e v_4 si ricava T_4

Poi si ha:

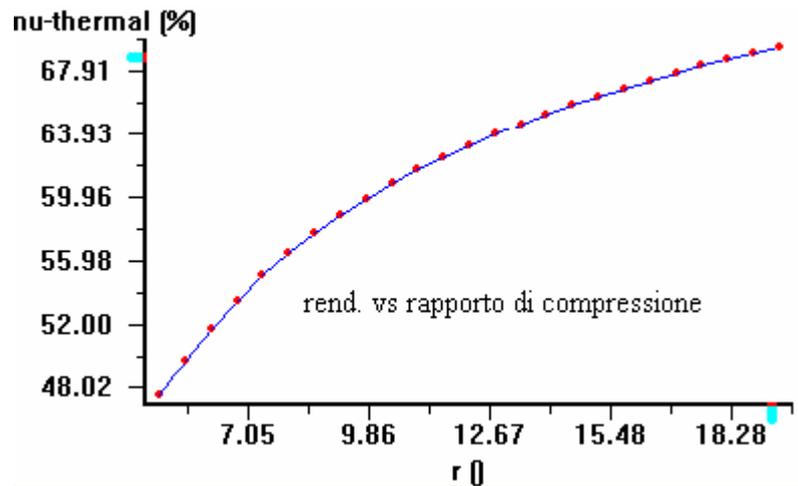
$$s_4 = s_3$$

$$h_4 = c_p T_4$$

Risultati

```

Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
nu-Carnot = 81.99%
nu-thermal = 56.47%
  Tmax = 1,393°C
  Tmin = 27.00°C
  MEP = 525.0 kPa
  Pmax = 4,441 kPa
  Pmin = 100.0 kPa
  V-disp = 0.7529 m^3/kg
  V-max = 0.8605 m^3/kg
  V-min = 0.1076 m^3/kg
  m = 0.0100 kg
back-work-ratio = 41.38%
work-ratio = 58.62%
  Q-in = 7.00 kJ
  Q-out = -3.05 kJ
  net Q = 3.95 kJ
net-work = 3.95 kJ
  work in = -2.79 kJ
  work out = 6.74 kJ
    
```



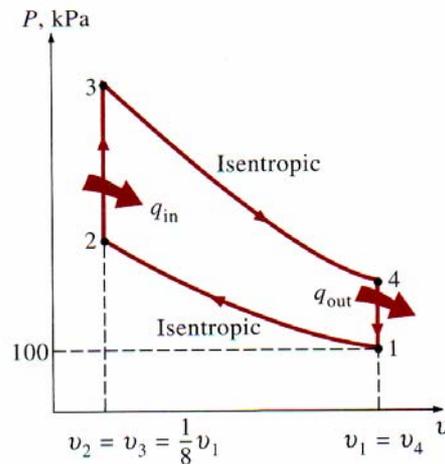
Esempio 2

Un ciclo Otto ideale, con rapporto di compressione 8, è alimentato con aria a 17°C e alla pressione di 100 kPa e, durante la fase isocora, trasferisce 800 kJ/kg di calore. Tenendo conto della variazione dei calori specifici in funzione della temperatura, determinare:

1. temperatura e pressione massime del ciclo;
2. il lavoro netto ottenuto;
3. il rendimento termodinamico;
4. la pressione media effettiva.

Poiché i calori specifici non sono assunti costanti, i parametri del fluido di lavoro (aria) dovranno essere desunti da tabelle.

Per prima cosa si determinano l'energia interna e il volume specifico del fluido di lavoro all'ingresso, ovvero in corrispondenza del punto 1



P-v diagram for the Otto cycle discussed in Example 2.

Dalle tabelle (<http://energy.sdsu.edu/testcenter/>) si ricava:

$$\begin{cases} T_1 \cong 290 \text{ K} \\ p_1 = 100 \text{ kPa} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} u_1 \cong 206.54 \text{ kJ/kg} \\ v_1 \cong 0.832 \text{ m}^3/\text{kg} \\ s_1 \cong 6.859 \text{ kJ/kgK} \end{cases}$$

Punto 2

Dalle tabelle si ricava:

$$\begin{cases} v_2 \cong 0.104 \text{ m}^3/\text{kg} \\ s_2 = 6.859 \text{ kJ/kgK} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} u_2 \cong 473.98 \text{ kJ/kg} \\ T_2 \cong 648.7 \text{ K} \\ p_2 \cong 1790 \text{ kPa} \end{cases}$$

L'esponente n della politropica vale:

$$n = \frac{\log(p_2/p_1)}{\log(v_1/v_2)} \cong 1.387$$

Punto 3

L'energia interna al punto 3 si ricava in base al calore addotto.

$$q_{in} = u_3 - u_2 \rightarrow u_3 = q_{in} + u_2 = 800 + 487.6 = 1287.6 \text{ kJ/kg}$$

Dalle tabelle si ricava il valore di T_3

$$\begin{cases} v_3 = v_2 = \frac{v_1}{r} \cong \frac{0.832}{8} \cong 0.104 \text{ m}^3/\text{kg} \\ u_3 = 1287.6 \text{ kJ/kg} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} T_3 \cong 1587 \text{ K} \\ s_3 \cong 7.62 \text{ kJ/kgK} \end{cases}$$

$$\frac{p_2 v_2}{T_2} = \frac{p_3 v_3}{T_3} \rightarrow p_3 = p_2 \left(\frac{v_2}{v_3} \right) \left(\frac{T_3}{T_2} \right) \cong 4.38 \text{ MPa}$$

Punto 4

Dalle tabelle si ricava:

$$\begin{cases} v_4 \cong 0.8232 \text{ m}^3/\text{kg} \\ s_4 = 7.62 \text{ kJ/kgK} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} u_4 \cong 595.3 \text{ kJ/kg} \\ T_4 \cong 801.6 \text{ K} \\ p_4 \cong 276.4 \text{ kPa} \end{cases}$$

L'esponente n della politropica vale:

$$n = \frac{\log(p_3/p_4)}{\log(v_4/v_3)} \cong 1.329$$

Il rendimento termodinamico del ciclo vale:

$$\eta_{th} \equiv \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = \frac{q_{in} - (u_4 - u_1)}{q_{in}} \cong 0.51$$

Considerando i calori specifici costanti si otterrebbe un rendimento termodinamico pari a:

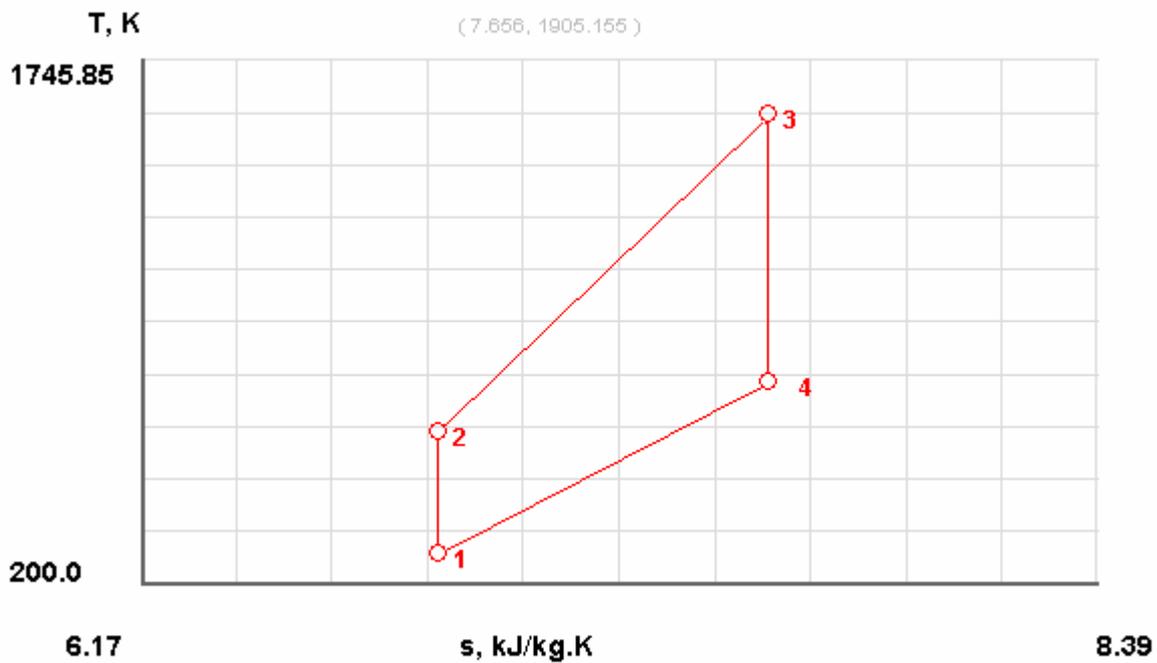
$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \cong 0.565$$

significativamente diverso dal precedente.

La pressione media effettiva vale:

$$MEP \equiv \frac{w_{net}}{v_2 - v_1} \cong \frac{q_{in} - q_{out}}{v_2 - v_1} \cong \frac{411}{0.832 - 0.104} \cong 565 \text{ kPa}$$





Variazioni delle prestazioni in funzione della pressione e della temperatura di ingresso

Coefficiente di riempimento o rendimento volumetrico

Si definisce coefficiente di riempimento il rapporto tra la massa d'aria effettivamente aspirata (ad ogni ciclo) nel cilindro e quella che a pressione e temperatura ambiente occupa un volume esattamente uguale alla cilindrata (cioè al volume generato dal pistone nel suo spostamento dal PMS al PMI).

Contrariamente agli altri rendimenti, quello volumetrico, grazie allo sfruttamento dei fenomeni pulsatori e inerziali, può raggiungere valori superiori ad uno.

Il coefficiente di riempimento è funzione, tra l'altro, della temperatura. La relazione tra λ_v e temperatura esterna T può essere espressa dalla seguente relazione:

$$\lambda_v \cong \lambda_{v0} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \tag{1.7}$$

dove λ_{v0} e T_0 sono i valori del coefficiente di riempimento e della temperatura nelle condizioni di riferimento.

La pressione media effettiva in funzione della densità della carica

Il lavoro W del ciclo risulta proporzionale a:

$$W \propto \lambda_v \gamma H_i V$$

dove:

- V cilindrata del motore
- γ densità dell'aria
- H_i potere calorifico inferiore del combustibile¹

Da cui si ha immediatamente:

$$MEP \propto \lambda_v \gamma H_i$$

Considerando due condizioni 0, 1 caratterizzate da temperatura e pressione diverse si ha:

$$\left\{ \begin{array}{l} MEP_0 \propto \lambda_{v0} \gamma_0 H_i \\ MEP_1 \propto \lambda_{v1} \gamma_1 H_i \end{array} \right.$$

¹ Il potere calorifico inferiore è definito come l'energia ottenibile dalla combustione completa di 1 kg di combustibile, con l'acqua presente nei fumi allo stato gassoso.

Da cui:

$$\frac{MEP_1}{MEP_0} = \frac{\lambda_{v1}\gamma_1}{\lambda_{v0}\gamma_0} \quad (1.8)$$

Sostituendo la (1.7) nella (1.8) si ottiene:

$$\frac{MEP_1}{MEP_0} = \frac{\lambda_{v1}\gamma_1}{\lambda_{v0}\gamma_0} = \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \frac{\gamma_1}{\gamma_0}$$

Dall'equazione fondamentale dei gas perfetti si ricava infine:

$$\frac{MEP_1}{MEP_0} = \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \frac{T_0}{T_1} \frac{p_1}{p_0} = \frac{p_1}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \quad (1.9)$$

Ovvero, tenuta presente la (1.2):

$$\frac{W_1}{W_0} = \frac{p_1}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \quad (1.10)$$

All'aumentare della quota diminuiscono sia la pressione sia la temperatura di ingresso del fluido, comunque il risultato finale è una diminuzione delle prestazioni del motore¹.

Esempio 3

Un motore a ciclo Otto eroga al suolo ($p = 100$ kPa; $T = 15^\circ\text{C}$) una potenza di 120 kW. Determinare, in prima approssimazione, la potenza erogata alla quota di 3000 m ($p = 70$ kPa; $T = 9^\circ\text{C}$).

Dalla (1.10) si ha immediatamente:

$$\dot{W}_1 = \dot{W}_0 \frac{p_1}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} = 120 \cdot \frac{70}{100} \sqrt{\frac{288.15}{282.15}} \cong 85 \text{ kW}$$

Il motore sovralimentato

Dall'esame della (1.10) risulta subito evidente che, qualora si riuscisse ad aumentare la pressione di ingresso, la potenza del motore crescerebbe.

Tale aumento di pressione è ottenibile tramite la sovralimentazione che consiste nella precompressione della carica fresca al di fuori del cilindro di lavoro, con lo scopo di aumentare la massa d'aria o di miscela che un motore riesce ad aspirare ad ogni ciclo.

Inizialmente la sovralimentazione si è affermata nel motore Otto a quattro tempi di applicazione aeronautica con lo scopo di recuperare semplicemente la diminuzione di potenza al crescere della quota di volo (*sovralimentazione di ripristino*).

Successivamente anche in questo settore si è realizzata una vera e propria sovralimentazione del motore avente cioè lo scopo di aumentare la potenza rispetto a quella che si potrebbe ottenere con il motore aspirato funzionante nelle condizioni standard di pressione e temperatura ambiente.

I pericoli legati all'insorgenza della detonazione, hanno però tuttora impedito al motore ad accensione comandata di sfruttare a fondo questa tecnologia.

Essa si è invece largamente imposta nel campo dei Diesel partendo dalle unità di potenza medio-alte, per estendersi gradualmente sino ai motori destinati alla propulsione stradale.

¹ La pressione, in funzione della quota assume la seguente espressione approssimata $\log_{10}(p) = -0.06 \cdot h$ con p espressa in bar e h in km. La temperatura, in prima approssimazione, diminuisce di 0.65°C ogni 100 m. Un motore sviluppante, a livello del mare, alla temperatura ambiente di 25°C , una potenza di 45 kW svilupperà alla quota di 1000 m una potenza pari a circa 39.6 kW

Vantaggi della sovralimentazione

1. riduce il peso e quindi anche il costo per unità di potenza;
2. può diminuire il consumo specifico;
3. si ha solo una modesta diminuzione di potenza al diminuire della densità dell'aria ambiente. Al diminuire della pressione ambiente, aumenta il salto entalpico della turbina e il compressore aumenta il rapporto di compressione.

Svantaggi della sovralimentazione

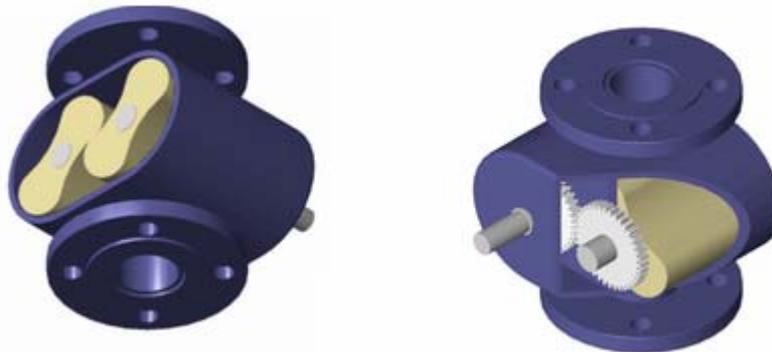
1. aumento dei carichi meccanici e termici sui principali organi del motore;
2. pericolo di detonazione;
3. maggiori tempi di risposta nei transitori;

Sistemi di sovralimentazione

I principali sistemi per ottenere la sovralimentazione di un motore sono:

1. compressore rotativo azionato dall'albero motore. Si usa principalmente un compressore tipo Roots, ossia un compressore volumetrico che trasferisce il fluido di lavoro da una zona a bassa pressione a una ad alta pressione senza comprimerlo nel suo interno. Consiste in due rotori, a due o tre lobi ciascuno, accoppiati reciprocamente.

Fig. 10



2. turbocompressore a gas di scarico;
 - a. a pressione costante: il motore presenta condotti di scarico sufficientemente ampi da smorzare le oscillazioni di portata e di pressione, in modo che alla turbina arrivi un flusso praticamente stazionario. Questa soluzione ha lo svantaggio di non sfruttare appieno l'energia cinetica dei gas di scarico e di avere un tempo di risposta elevato;
 - b. ad impulsi: piccoli condotti collegano ciascun cilindro con la turbina in modo che l'energia cinetica dei gas venga conservata e trasferita da essa sotto forma di un'onda di pressione. Con più gruppi di cilindri, opportunamente sfasati, si può far sì che la turbina, pur funzionando in condizioni non stazionarie, possa raggiungere buoni livelli di rendimento. Questo sistema ha il vantaggio di avere tempi di risposta molto brevi ma è soprattutto gravato dalla difficile realizzazione dei condotti.
3. motore turbocomposito: normalmente l'energia estraibile dai gas di scarico è superiore a quella necessaria per comprimere l'aria di alimentazione, la parte eccedente può essere convenientemente riversata sull'albero motore. Il principale svantaggio di questa soluzione sta nella complessità meccanica del collegamento tra due alberi di potenza ruotanti a regimi ottimali nettamente diversi. (quello della turbina è circa 30 volte superiore a quello del motore)

Fig. 11

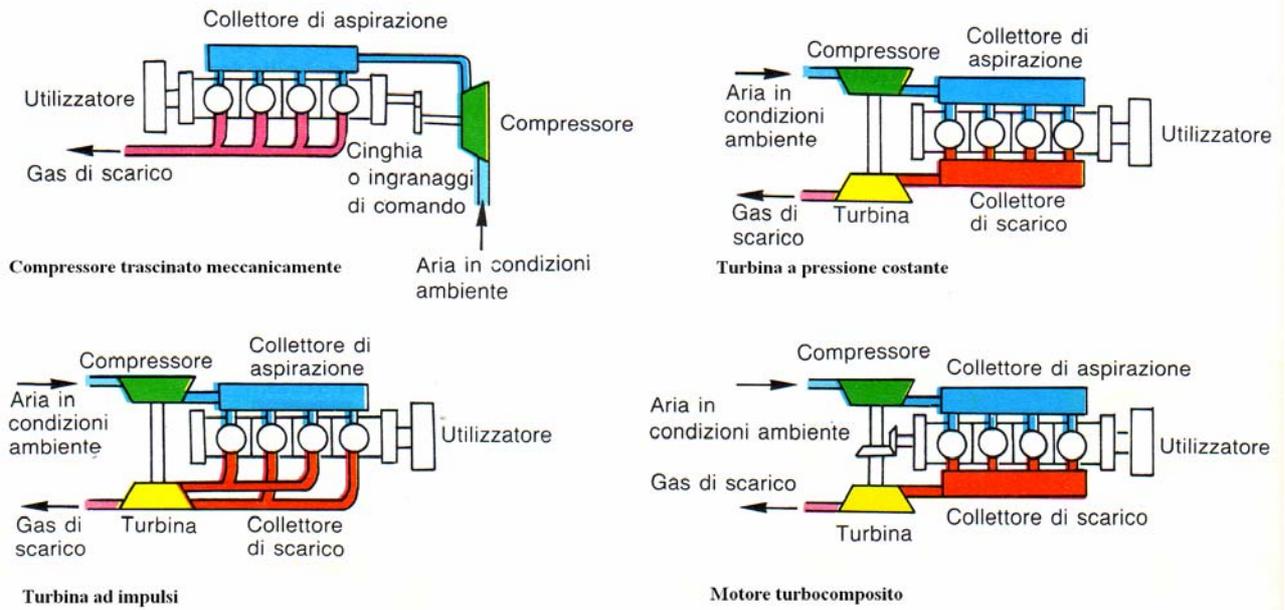
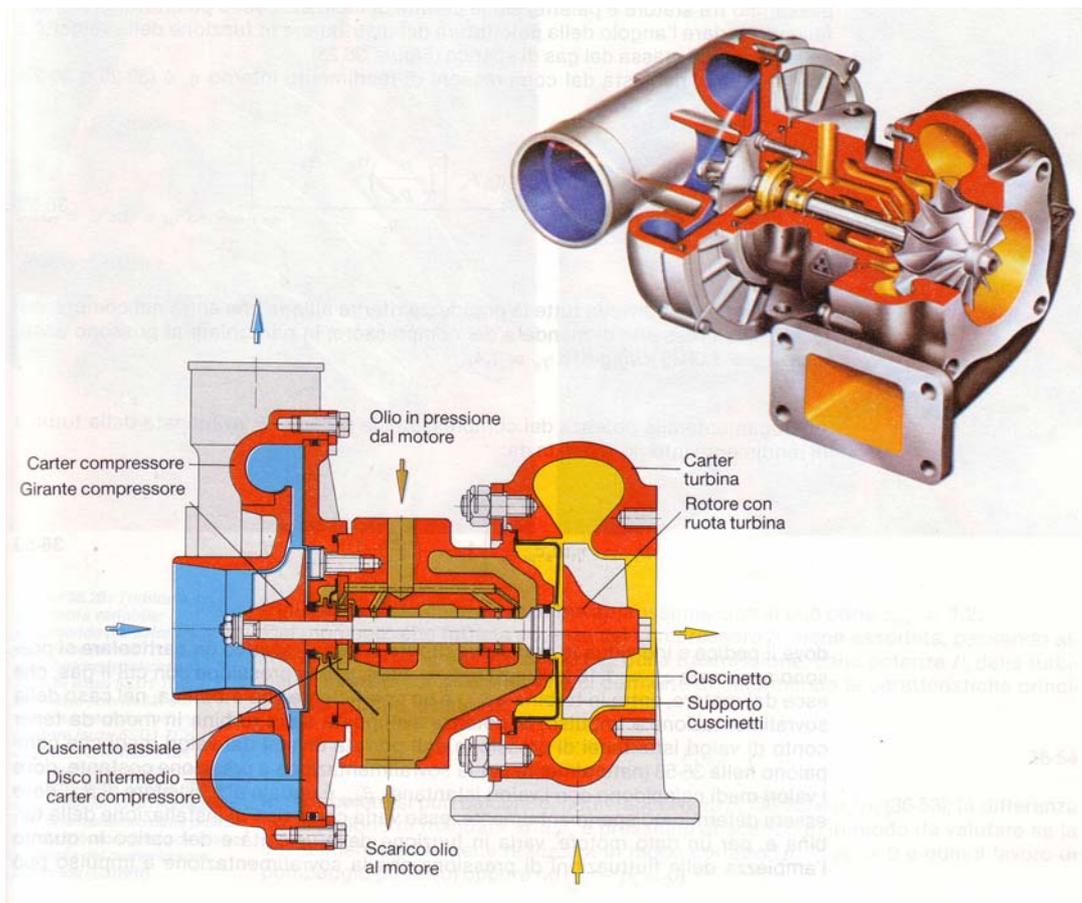
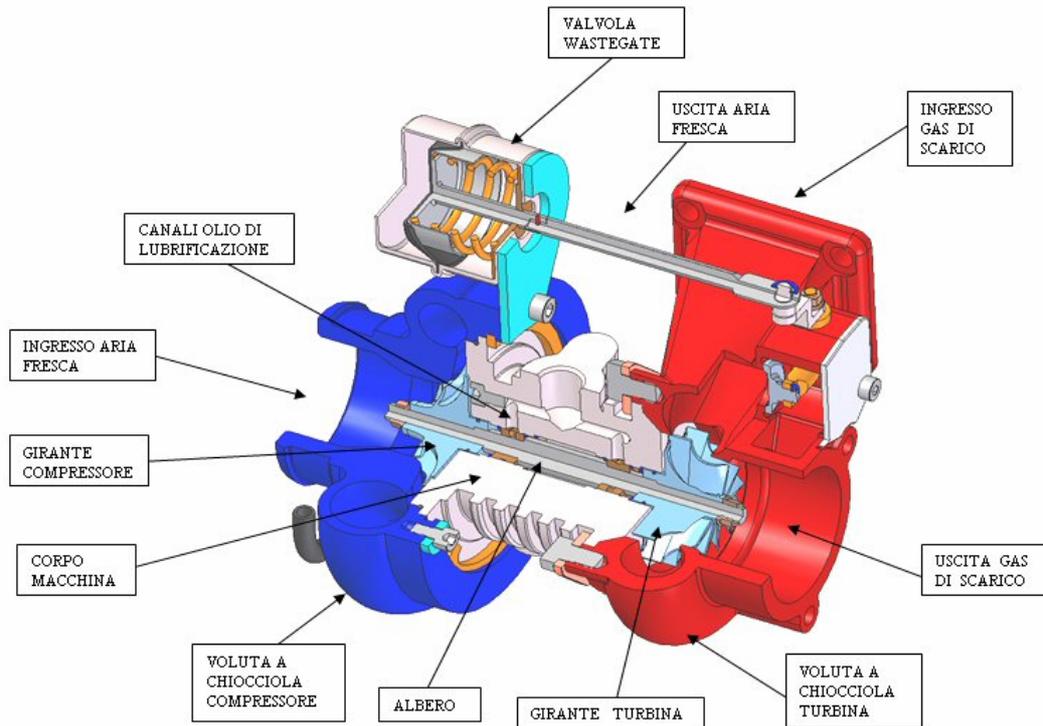


Fig. 12



Per evitare che pressione di alimentazione, agli alti regimi, raggiunga valori troppo elevati, il gruppo turbocompressore viene dotato di una valvola limitatrice (*wastegate*) che si apre appunto nel momento in cui la sovralimentazione raggiunge il valore massimo consentendo ai gas di scarico di bypassare la turbina.

Fig. 13



Soprattutto nei motori con prestazioni spinte, si usa un dispositivo (*overboost*) che, ritardando l'apertura della valvola wastegate, permette un aumento temporaneo della pressione di alimentazione oltre i valori massimi consentiti. Ovviamente tale dispositivo deve essere utilizzato per brevi periodi di tempo onde evitare danni al motore derivanti dalle maggiori temperature e pressioni interne. In particolare la centralina elettronica provvede a disinserire automaticamente l'*overboost* non appena si manifesti il fenomeno della detonazione. Una situazione particolarmente critica nel caso di alimentazione con turbocompressore si ha al momento del rilascio dell'acceleratore. In questa situazione (valvola a farfalla quasi totalmente chiusa) la turbina continua a ruotare, per inerzia, ad elevati regimi e il compressore ad essa accoppiato comprime l'aria che tuttavia, dato che la valvola a farfalla è chiusa, non può essere inviata ai cilindri e genera il cosiddetto colpo d'ariete responsabile del malfunzionamento del gruppo. Per evitare questo inconveniente il gruppo turbocompressore viene dotato di una ulteriore valvola (*pop-off*), situata tra il gruppo e la valvola a farfalla che provvede ad aprirsi nel momento in cui si rilascia il pedale dell'acceleratore. Si adottano due soluzioni:

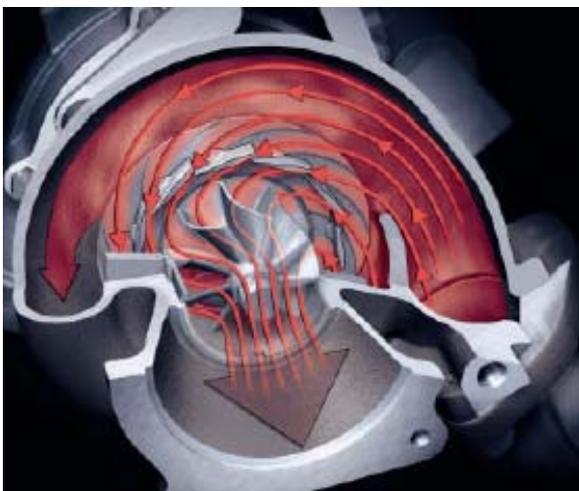
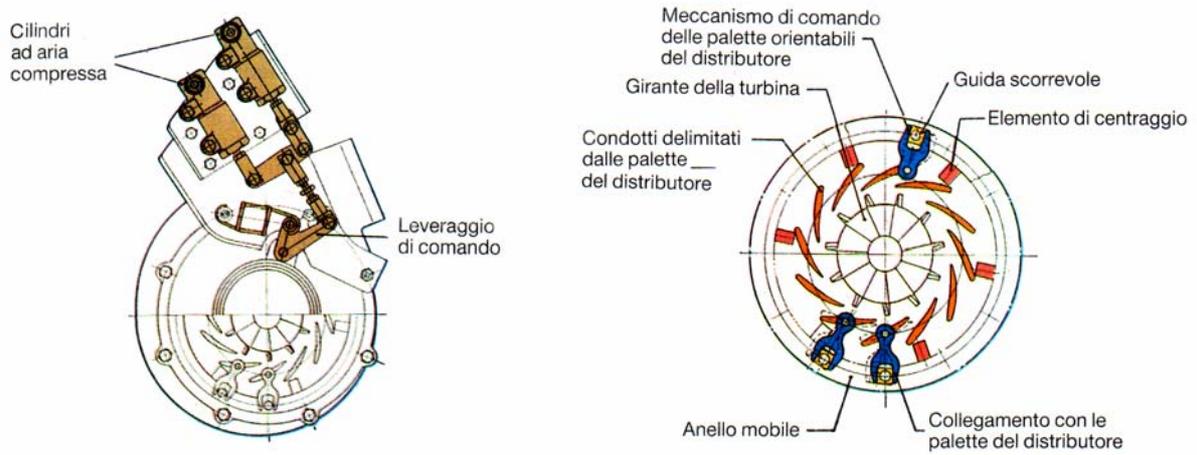
1. con sfiato interno (valvola a ricircolo o di by-pass): l'aria in eccesso viene convogliata a monte della turbina;
2. con sfiato esterno: l'aria in eccesso viene semplicemente espulsa verso l'esterno

La turbina a geometria variabile

Nei gruppi turbocompressori utilizzati nei motori a combustione interna dedicati alla trazione esiste la necessità di adeguare le prestazioni del gruppo a tutto il campo di funzionamento del motore.

Una turbina con area di ingresso modesta, cioè con cassa più piccola, offre le migliori prestazioni a basse velocità di rotazione del motore; ad alte velocità invece la turbina con cassa più piccola crea un'eccessiva contropressione allo scarico e offre pertanto prestazioni meno soddisfacenti della turbina con cassa più grande. L'ideale sarebbe poter disporre di un sistema in grado di riprodurre le caratteristiche di una turbina con cassa piccola alle basse velocità di rotazione del motore e di una turbina con cassa grande alle alte velocità di rotazione. Ciò può essere realizzato con l'adozione di una turbina a geometria variabile ovvero una turbina con distributore palettato con cui è possibile controllare sia l'area effettiva della turbina sia le perdite di incidenza sulla palettatura rotorica.

Fig. 14



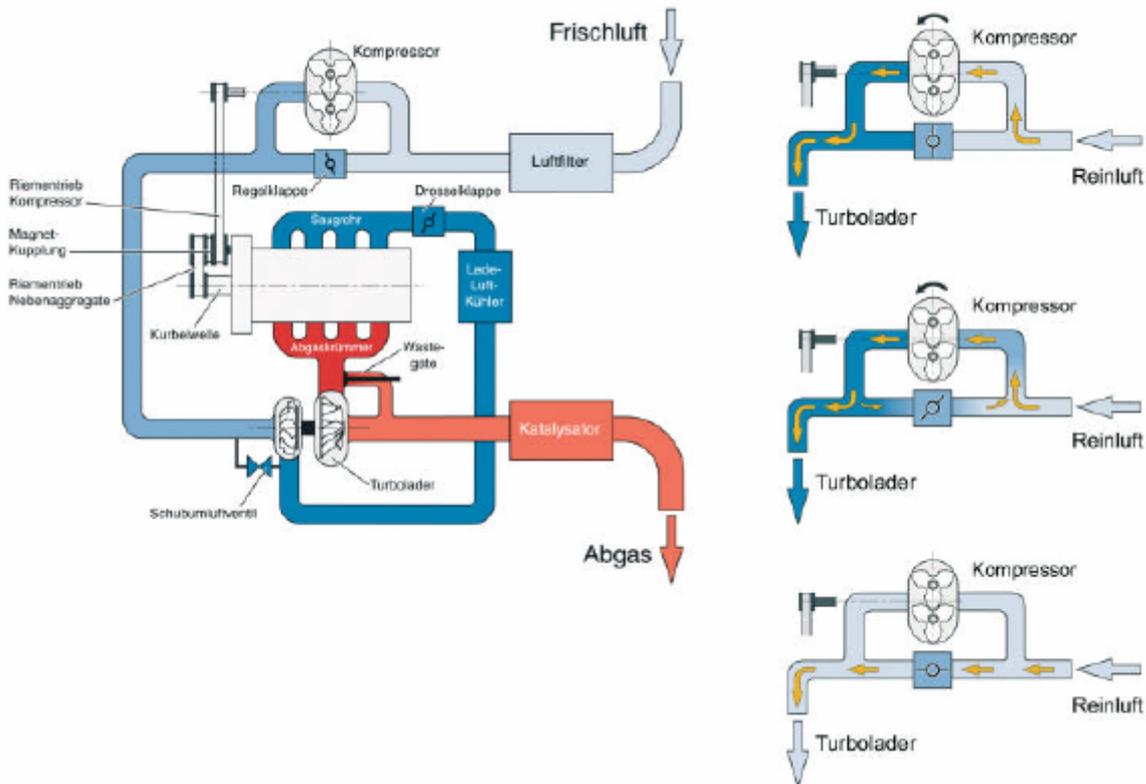
Turbina a geometria variabile (motore a benzina Porsche 911 turbo): a sx configurazione per bassi regimi a dx configurazione per alti regimi

Interrefrigeratore (intercooler)

Le prestazioni della combinazione compressore-motore possono essere migliorate inserendo tra la mandata del compressore e l'ingresso del motore un dispositivo in grado di diminuire, mantenendo la pressione costante, la temperatura della carica fresca.

Fig. 15

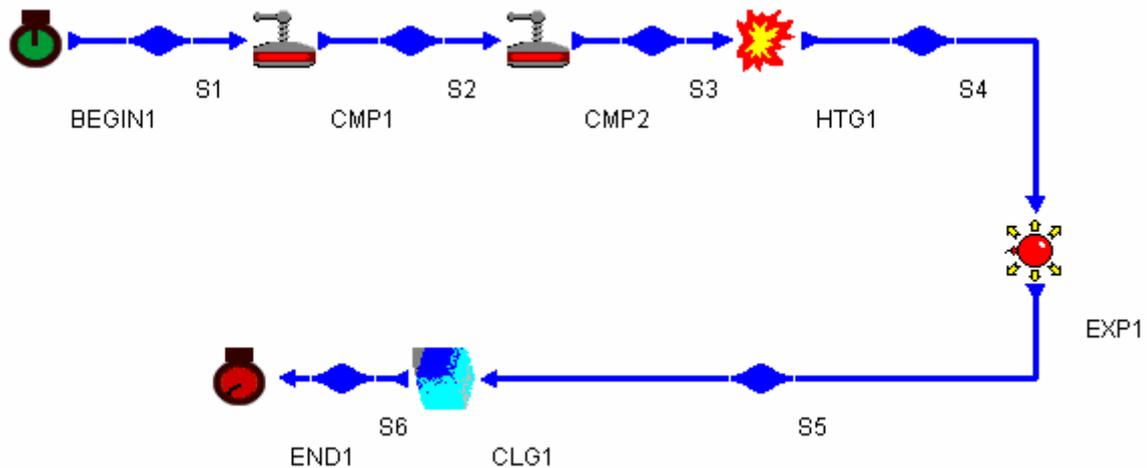
Sovralimentazione con compressore volumetrico e turbina



Esempio 4

Si consideri il motore di cui all'Esempio 1, questa volta alimentato con un compressore Root con rapporto di compressione 1.36 (compressione adiabatica isoentropica). Determinare i parametri caratteristici del ciclo confrontandoli con quelli del motore non sovralimentato. Si assuma:

1. la temperatura dei gas di scarico pari a alla temperatura dell'aria atmosferica;
2. la pressione allo scarico pari alla pressione in ingresso: 100 kPa



Punto 1

$$T_1 = 27^\circ\text{C}; p_1 = 100 \text{ kPa}; v_1 = 0.8605 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$s_1 = c_p \log(T_1) - R \log(p_1) = 2.42 \text{ kJ/kgK}$$

$$c_p = 1 \text{ kJ/kgK}; R = 0.2867 \text{ kJ/kmolK}$$

Punto 2

$$T_2 = 62.28^\circ\text{C}; p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = 153.8 \text{ kPa}; v_2 = 0.6327 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ dal rapporto di compressione}$$

$$s_2 = s_1 \text{ per assunzione di compressione adiabatica isoentropica}$$

Il motore non sovralimentato, ad ogni ciclo, elaborava una massa d'aria pari 0.01 kg con volume specifico in ingresso pari a 0.8605 m³/kg. Pertanto nell'ipotesi che il coefficiente di riempimento si mantenga costante, il motore sovralimentato, poiché geometricamente è pari al precedente, è in grado, ad ogni ciclo di elaborare una massa d'ari pari a:

$$m' = m \cdot \frac{0.8605}{0.6327} = 0.0136 \text{ kg}$$

Punto 3

$$T_3 = 506.7^\circ\text{C}; p_3 = p_2 \left(\frac{v_2}{v_3} \right)^k = 2827 \text{ kPa}; v_3 = 0.0791 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ dal rapporto di compressione}$$

$$s_3 = s_2 \text{ assunzione di compressione adiabatica isoentropica}$$

Punto 4

$$T_4 = \frac{Q_{in}}{c_v} + T_3 = 1483^\circ\text{C}; p_4 = 6367 \text{ kPa}; v_4 = v_3$$

$$s_4 = c_p \log(T_4) - R \log(p_4) = 3.01 \text{ kJ/kgK}$$

$$c_v = 0.717 \text{ kJ/kgK}; R = 0.2867 \text{ kJ/kmolK}; c_p = 1 \text{ kJ/kgK}$$

Punto 5

$$T_5 = 402.9^\circ\text{C}; p_5 = p_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^k = 225.2 \text{ kPa}; v_5 = v_6$$

$s_5 = s_4$ assunzione di espansione adiabatica isoentropica

Punto 6

$$T_6 = 27^\circ\text{C}; p_6 = 100 \text{ kPa}; v_6 = 0.8605 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$s_6 = c_p \log(T_6) - R \log(p_6) = 2.42 \text{ kJ/kgK}$$

$$c_p = 1 \text{ kJ/kgK}; R = 0.2867 \text{ kJ/kmolK}$$

Le proprietà del ciclo sono riassunte nella tabella seguente.

Tab. 5

eta-Carnot	=	82.91%
eta-thermal	=	61.51%
Tmax	=	1,483°C
Tmin	=	27.00°C
MEP	=	551.0 kPa
Pmax	=	6,367 kPa
Pmin	=	100.0 kPa
V-disp	=	0.7814 m ³ /kg
V-max	=	0.8605 m ³ /kg
V-min	=	0.0791 m ³ /kg
m	=	0.0136 kg
back-work-ratio	=	44.40%
work-ratio	=	55.60%
Q-in	=	9.51 kJ
Q-out	=	-3.66 kJ
net Q	=	5.85 kJ
net-work	=	5.85 kJ
work in	=	-4.67 kJ
work out	=	10.53 kJ

$$Q_{in} = q_{in} \cdot m = 9.51 \text{ kJ}$$

$$Q_{out} = c_v (T_6 - T_5) \cdot m = -3.66 \text{ kJ}$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_{in} + Q_{out}}{Q_{in}} = 61.51 \%$$

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = 82.91 \%$$

$$W_{out} = m \frac{p_5 v_5 - p_4 v_4}{1 - k} = 10.53 \text{ kJ}$$

$$W_{in} = W_{CMP1} + W_{CMP2} = -m \left(\frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1 - k} + \frac{p_3 v_3 - p_2 v_2}{1 - k} \right) = -4.67 \text{ kJ}$$

$$W_{net} = W_{in} + W_{out} = 5.85 \text{ kJ}$$

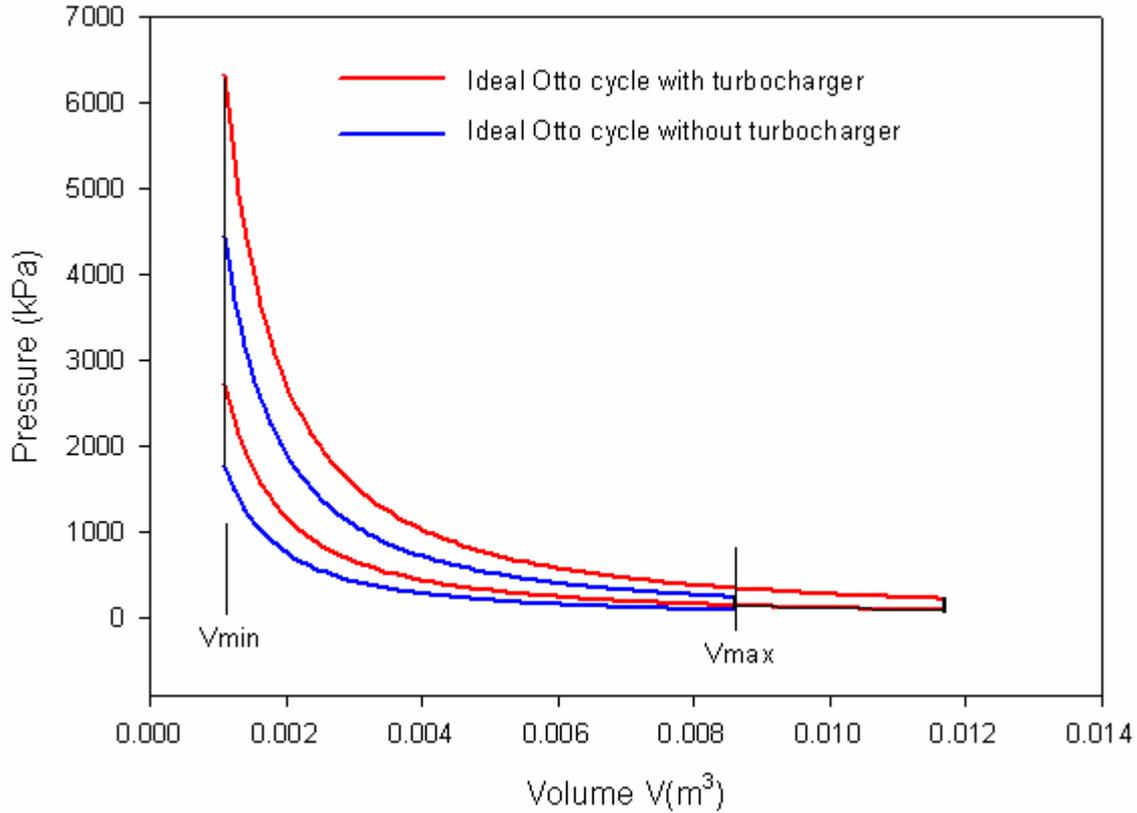
$$bwr = -\frac{W_{in}}{W_{out}} = 44.4 \%$$

$$wr = \frac{W_{net}}{W_{out}} = 55.6 \%$$

Confronto tra i due motori con è senza sovralimentazione ma identica geometria.

Nella versione sovralimentata si ha:

1. aumento di lavoro netto $3.95 \rightarrow 5.85$ kJ
2. aumento della T_{max} $1393 \rightarrow 1483$ °C
3. aumento della p_{max} $4441 \rightarrow 6367$ kPa



Lavoro del ciclo Otto (area individuata dal ciclo ideale nel piano p-V)

Con sovralimentazione $L = 10.53 - 4.29 \cong 6.24$ kJ

Senza sovralimentazione $L = 6.74 - 3.95 = 3.95$ kJ

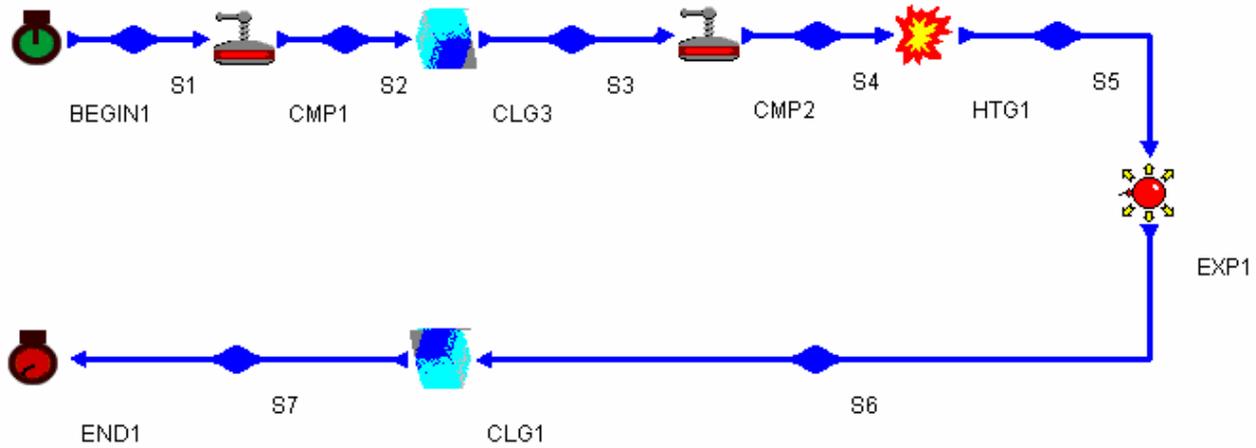
Il lavoro utile, nel caso della sovralimentazione, si trova sottraendo a L il lavoro assorbito dal compressore.

Ovvero:

$$W_{net} = L + W_{CMP1} = 6.24 - 0.3827 \cong 5.857 \text{ kJ}$$

Esempio 5

Il motore di cui all'Esempio 4, venga ora dotato di un intercooler che riporti, isobaricamente, a 27°C la temperatura della miscela in ingresso. Determinare i parametri caratteristici del ciclo assumendo che la temperatura dei gas di scarico paria alla temperatura dell'aria atmosferica.



Le proprietà del ciclo sono riassunte nella tabella seguente.

```

eta-Carnot = 81.99%
eta-thermal = 62.59%
Tmax = 1,393°C
Tmin = 27.00°C
MEP = 554.2 kPa
Pmax = 6,830 kPa
Pmin = 100.0 kPa
V-disp = 0.7906 m^3/kg
V-max = 0.8605 m^3/kg
V-min = 0.0699 m^3/kg
m = 0.0154 kg
back-work-ratio = 42.10%
work-ratio = 57.90%
Q-in = 10.76 kJ
Q-out = -4.03 kJ
net Q = 6.73 kJ
net-work = 6.73 kJ
work in = -4.90 kJ
work out = 11.63 kJ
    
```

$$Q_{in} = q \cdot m = 700 \cdot 0.0154 = 10.76 \text{ kJ}$$

$$Q_{out} = Q_{CLG3} + Q_{CLG1} = m(c_p(T_3 - T_2) + c_v(T_7 - T_6)) = -4.03 \text{ kJ}$$

$$Q_{net} = Q_{in} + Q_{out} = 6.73 \text{ kJ}$$

$$W_{out} = m \left(\frac{P_6 V_6 - P_5 V_5}{1 - k} \right) = 11.63 \text{ kJ}$$

$$W_{in} = W_{CMP1} + W_{CMP2} = m \left(\frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1 - k} + \frac{P_4 V_4 - P_3 V_3}{1 - k} \right) = -4.90 \text{ kJ}$$

$$W_{net} = W_{out} + W_{in} = -6.73 \text{ kJ}$$

$$bwr = \frac{-W_{in}}{W_{ou}} = 0.4210$$

$$wr = \frac{W_{net}}{W_{out}} = 0.579$$

Punto 1

$$T_1 = 27^\circ\text{C}; p_1 = 100 \text{ kPa}; v_1 = 0.8605 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$s_1 = c_p \log(T_1) - R \log(p_1) = 2.42 \text{ kJ/kgK}$$

$$c_p = 1 \text{ kJ/kgK}; R = 0.2867 \text{ kJ/kmolK}$$

Punto 2

$$T_2 = 66.28^\circ\text{C}; p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = 153.8 \text{ kPa}; v_2 = 0.6327 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ dal rapporto di compressione}$$

$$s_2 = s_1 \text{ per assunzione di compressione adiabatica isoentropica}$$

Punto 3

$$T_3 = 27^\circ\text{C}; p_3 = 153.8 \text{ kPa}; v_3 = 0.5595 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Il motore sovralimentato, poiché geometricamente è pari ai precedenti, è in grado ad ogni ciclo di elaborare una massa d'ari pari a:

$$m' = m \cdot \frac{0.8605}{0.5595} \cong 0.0154 \text{ kg}$$

Punto 4

$$T_3 = 416.4^\circ\text{C}; p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = 2827 \text{ kPa}; v_4 = 0.0745 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ dal rapporto di compressione}$$

$$s_3 = s_2 \text{ assunzione di compressione adiabatica isoentropica}$$

Punto 5

$$T_5 = \frac{Q_m}{c_v} + T_4 = 1393^\circ\text{C}; p_5 = 6830 \text{ kPa}; v_4 = v_5$$

$$s_5 = c_p \log(T_5) - R \log(p_5) = 2.95 \text{ kJ/kgK}$$

$$c_v = 0.717 \text{ kJ/kgK}; R = 0.2867 \text{ kJ/kmolK}; c_p = 1 \text{ kJ/kgK}$$

Punto 6

$$T_6 = 337.4^\circ\text{C}; p_6 = p_5 \left(\frac{v_5}{v_6} \right)^k = 203.4 \text{ kPa}; v_6 = v_5$$

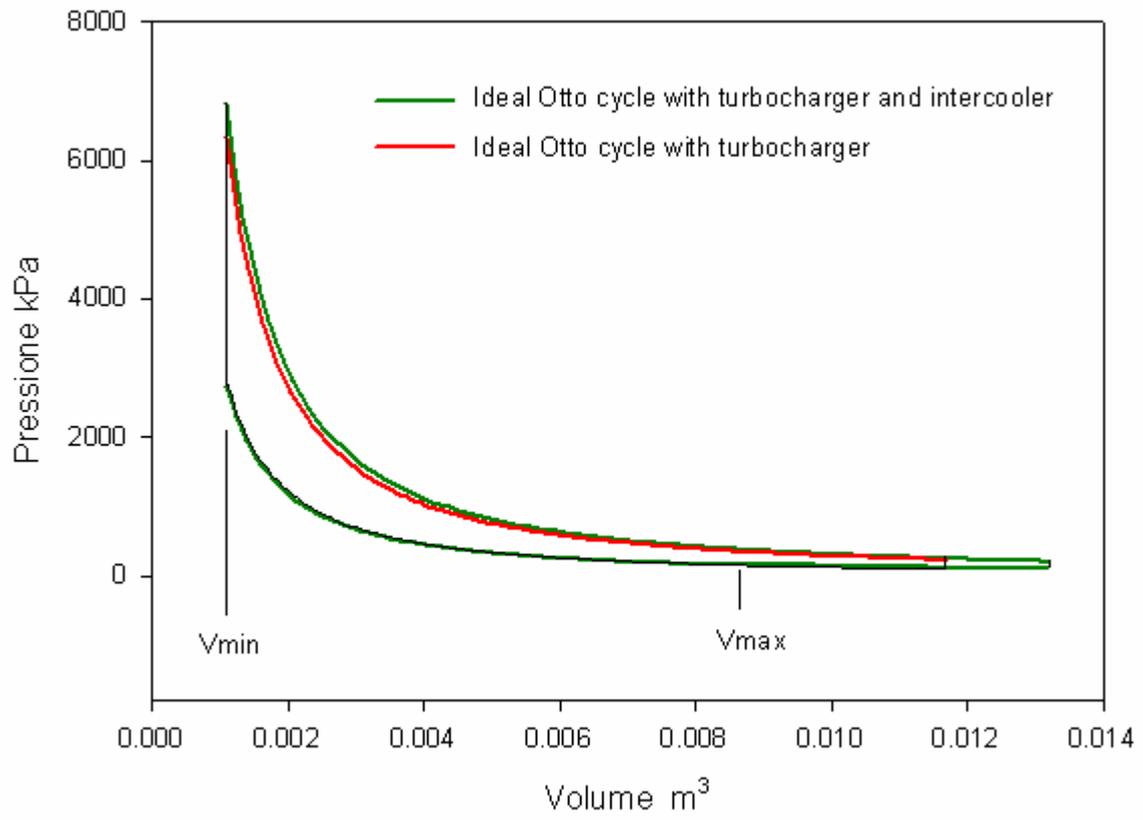
$$s_6 = s_5 \text{ assunzione di espansione adiabatica isoentropica}$$

Punto 7

$$T_7 = 27^\circ\text{C}; p_7 = 100 \text{ kPa}; v_7 = 0.8605 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$s_7 = c_p \log(T_7) - R \log(p_7) = 2.32 \text{ kJ/kgK}$$

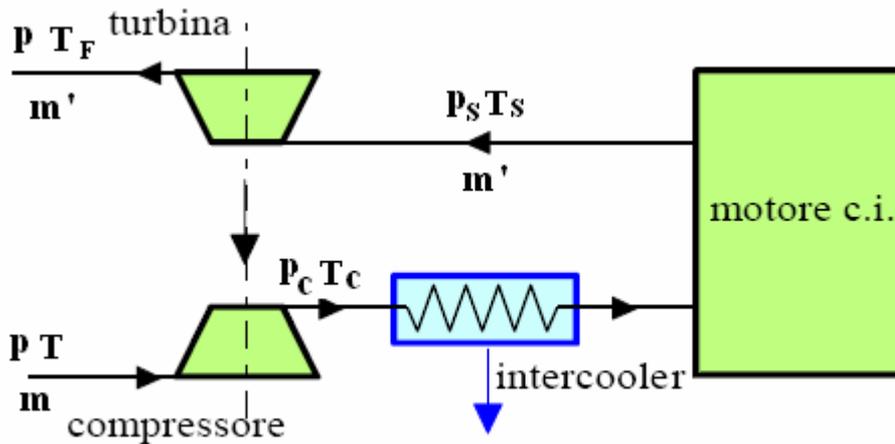
$$c_p = 1 \text{ kJ/kgK}; R = 0.2867 \text{ kJ/kmolK}$$



Realizzazione della sovralimentazione con gas di scarico

Il gruppo turbina e compressore è autonomo, la potenza sviluppata dalla turbina P_t deve “equilibrare” la potenza assorbita dal compressore P_c . Affinché il processo si realizzi deve pertanto vale la seguente uguaglianza:

$$P_t = P_c \tag{1.11}$$



Le espressioni delle potenze, valgono, in prima approssimazione:

$$P_t = \eta_t \cdot \dot{m}' \cdot c_p T_F \left(\left(\frac{p_s}{p} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right) = \eta_t \cdot \dot{m}' \cdot c'_p T_s \left(1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{(k-1)/k} \right) \tag{1.12}$$

$$P_c = \frac{1}{\eta_t} \cdot \dot{m} \cdot c_p T \left(\left(\frac{p_c}{p} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right) \tag{1.13}$$

Fissati T_s e p_s , noti i rendimenti di compressore e turbina, si ottiene la pressione p_c di mandata.

Riflessione

Fig. 16



Porsche 911 Turbo Cabrio

Con 480 Cv di potenza, la Porsche 911 Turbo Cabrio supera nuovi limiti a cielo aperto. Velocità massima di 310 Km/h ed uno scatto da 0 a 100 in soli 3.8 secondi, con cambio sequenziale Tiptronic. Disponibile sul mercato da settembre 2007 a 152.859 Euro.



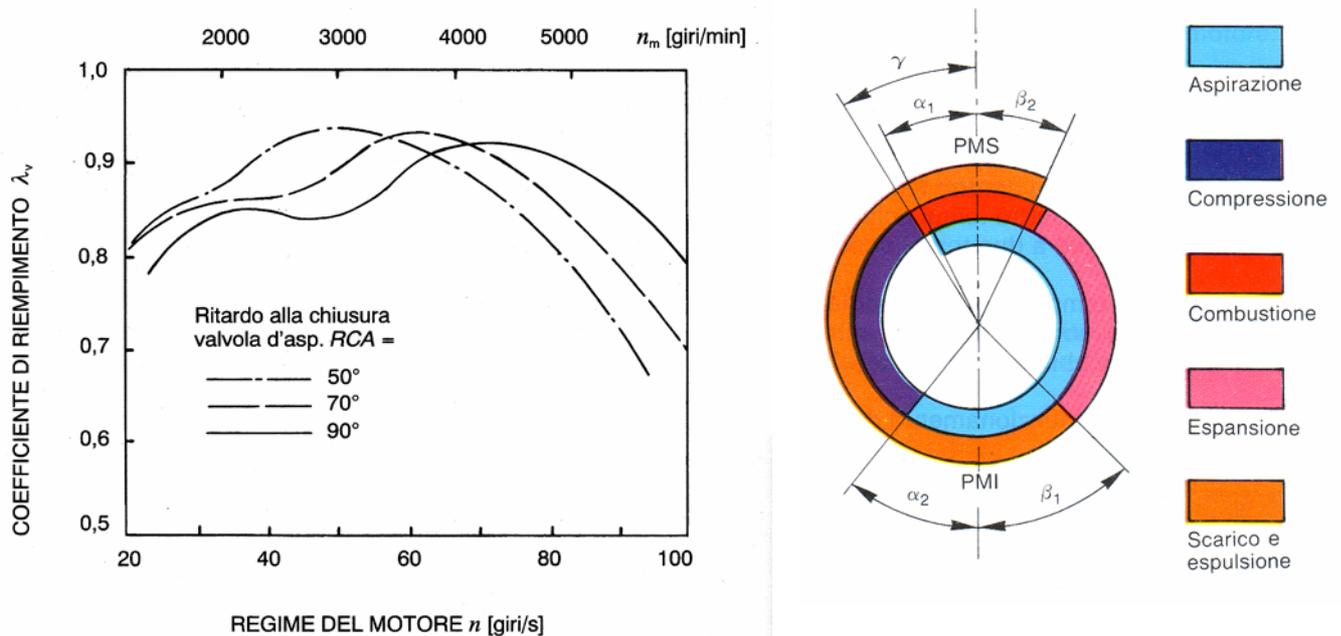
**Con il limite di velocità fissato a 130 km/h, ha senso tutto ciò?
Circa 24.000 persone muoiono ogni giorno per fame o cause ad essa correlate**

La distribuzione

Dal punto di vista teorico la valvola di aspirazione dovrebbe aprirsi istantaneamente al TDC e chiudersi, sempre istantaneamente, al BTC. La valvola di scarico dovrebbe aprirsi istantaneamente al BTC del *giro successivo* e chiudersi al TDC in corrispondenza del quale si apre pure la valvola di aspirazione. In realtà l'apertura delle valvole subisce delle correzioni allo scopo di migliorare il compiersi delle varie fasi. Tali correzioni sono ben visualizzate nel cosiddetto *diagramma circolare della distribuzione*

1. anticipo dell'apertura della valvola di aspirazione: in questo modo la valvola al TDC si troverà *completamente* aperta ($\alpha_1 \cong 15^\circ$);
2. posticipo della chiusura della valvola di scarico: la valvola di scarico è ancora totalmente aperta quando il pistone termina la corsa di espulsione dei gas combusti ($\beta_2 \cong 20^\circ$)
3. posticipo della chiusura della valvola di aspirazione: si permette alla miscela di continuare ad affluire, per inerzia, anche durante la fase di risalita del pistone ($\alpha_2 \cong 50^\circ$). Si ha pertanto un notevole aumento del coefficiente di riempimento agli alti regimi, ma, a bassi regimi, si avranno reflussi della carica fresca dal cilindro ai condotti di aspirazione (*fenomeno del rifiuto*) con diminuzione della coppia motrice.

Fig. 17



4. anticipo dell'apertura della valvola di scarico: in questo modo la pressione all'inizio della corsa di salita dello stantuffo la pressione scende a valori poco superiori alla pressione atmosferica ($\beta_1 \cong 55^\circ$).

Dall'esame del diagramma circolare risulta evidente che normalmente in un motore, in prossimità del TDC mentre non è ancora chiusa la valvola di scarico è già aperta la valvola di aspirazione. L'angolo di manovella durante il quale le due valvole sono contemporaneamente aperte, è chiamato *angolo di incrocio*. Quando il motore funziona a pieno carico la velocità di espulsione dei gas è elevata, la corrente fluida combusta mantiene la sua direzione verso il condotto di scarico creando una depressione tale da favorire l'ingresso di carica fresca.

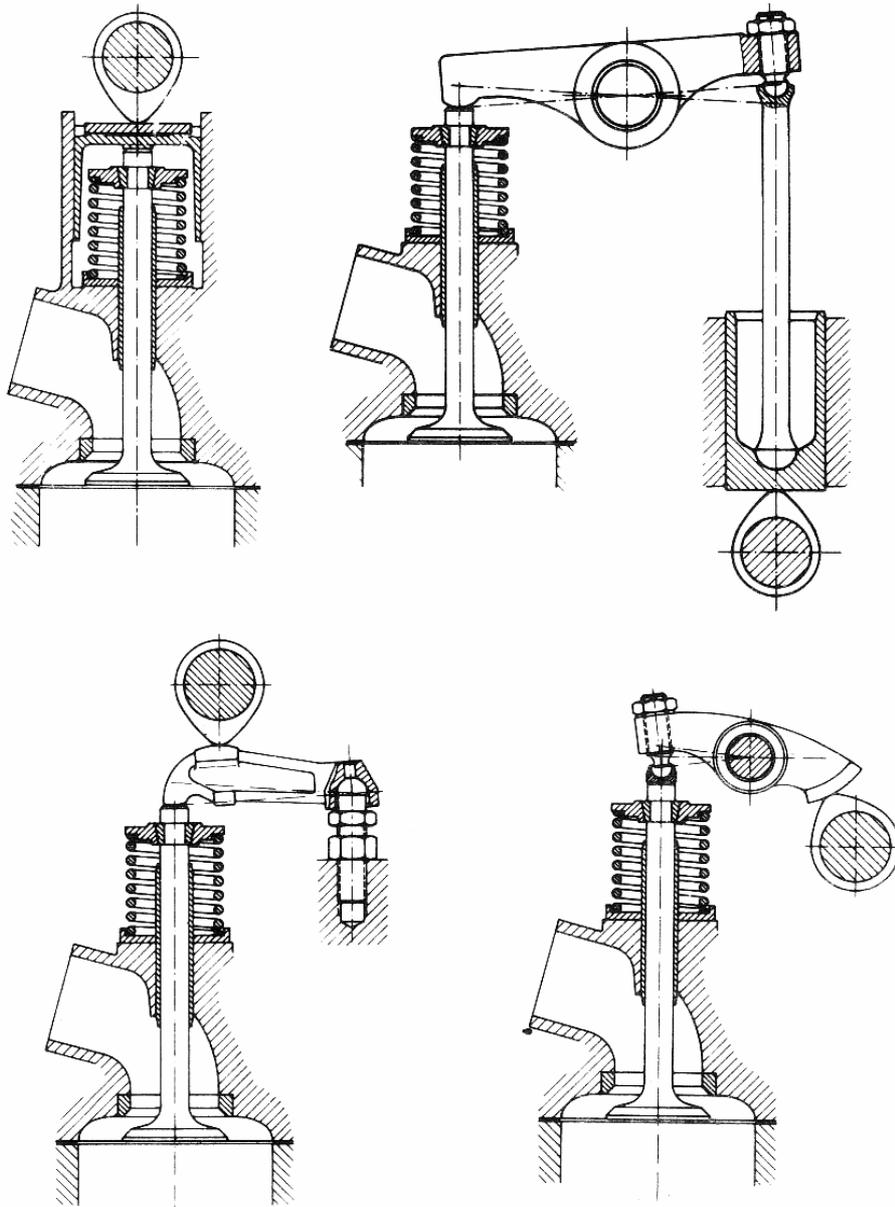
Ai bassi regimi, invece, nei motori regolati dalla valvola a farfalla, la pressione nel collettore di aspirazione diventa molto più bassa di quella di scarico e parte dei gas combusti viene spinta nel collettore di aspirazione per poi rientrare nel cilindro nel ciclo successivo. Ciò se da un lato può avere benefici effetti sulle emissioni di NO_x dall'altro può far scendere la qualità della combustione.

La scelta dell'ampiezza dell'angolo di incrocio è, come sempre, il risultato di un compromesso:

1. esigenze di potenza massima (competizione): si adottano ampi angoli di incrocio (120°)
2. esigenze di massima coppia a bassi regimi (mezzi trasporto): angoli di incrocio ridotti (10-60°)

Azionamento delle valvole

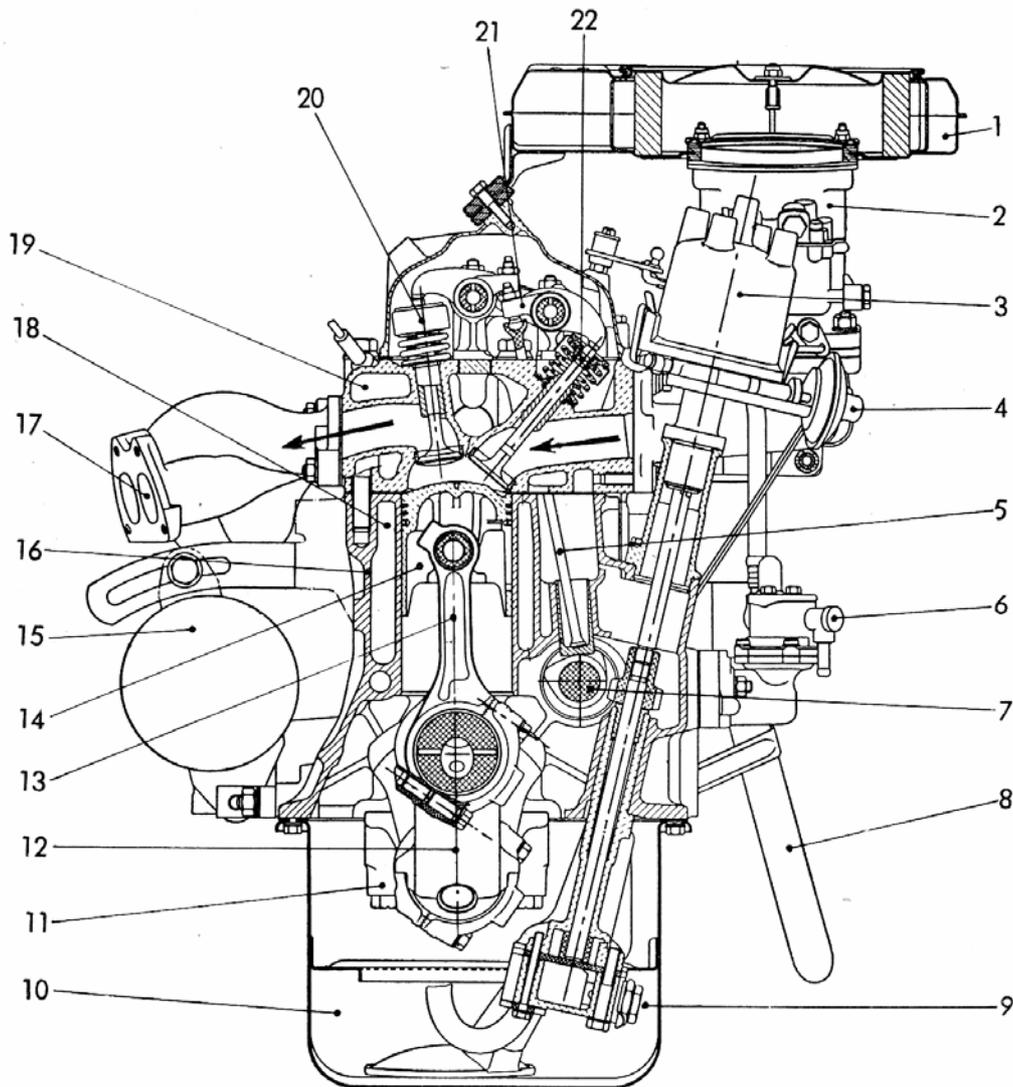
Le valvole regolano l'afflusso e il deflusso dei gas dai condotti di aspirazione e di scarico alla camera di combustione. Per aumentare la superficie di passaggio si stanno diffondendo sempre più sistemi di distribuzione con 3 o 4 valvole per cilindro (2 sono di aspirazione) e, più recentemente, anche con 5 valvole per cilindro, (3 valvole di aspirazione e 2 di scarico). Il numero di valvole di scarico può essere inferiore a quello delle valvole di aspirazione perché i gas combusti si trovano in pressione nel cilindro e quindi la loro espulsione verso l'impianto di scarico è facilitata anche in presenza di una limitata superficie di passaggio. L'aria diretta ai cilindri, invece, deve essere richiamata dal movimento di discesa del pistone, quindi da una depressione molto limitata; per questo motivo è opportuno avere una superficie di passaggio dell'aria il più possibile ampia per facilitare un ottimale riempimento della camera. Nei motori da competizione, che funzionano a un numero di giri molto alto, il maggior numero di valvole consente di ottenere sezioni di passaggio notevoli pur con valvole piccole e, quindi, leggere. La massa ridotta delle valvole è infatti indispensabile per il raggiungimento di regimi elevati senza sollecitazioni eccessive sulle molle di richiamo e sugli organi della distribuzione.

Fig. 18

L'apertura e chiusura delle valvole è ottenuta mediante eccentrici (camme) disposti su uno o più alberi (alberi a camme). Gli alberi a camme ruotano con una *frequenza dimezzata* rispetto all'albero motore e sono ad esso connessi tramite cinghie dentate, catene o ingranaggi.

Il comando delle valvole da parte degli eccentrici viene realizzato tramite l'interposizione di bicchieri, diti, oppure aste e bilancieri in grado di assorbire le spinte laterali prodotte dall'eccentrico.

Fig. 19

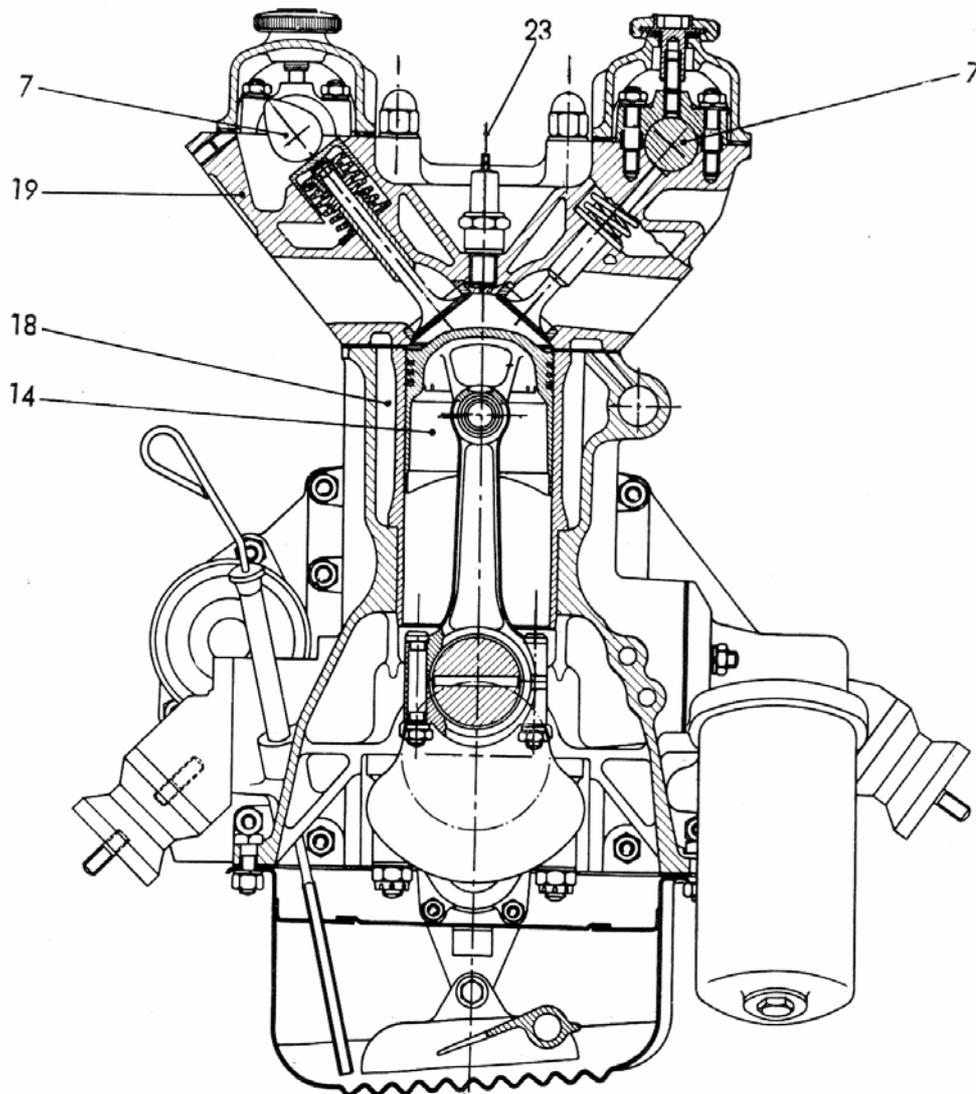


Motore FIAT, « 1300 » (Sezione trasversale).

1, filtro aria; 2, carburatore; 3, spinterogeno; 4, regolatore anticipo accensione a depressione; 5, asta rinvio moto ai bilancieri; 6, pompa carburante; 7, albero eccentrici; 8, sfiatatoio carter; 9, pompa olio; 10, coppa olio; 11, cappello supporto di banco; 12, manovella; 13, biella; 14, stantuffo; 15, dinamo; 16, basamento-blocco cilindri; 17, tubo scarico; 18, cilindro; 19, testata; 20, piattello molla valvola; 21, bilanciere; 22, valvola.

Distribuzione con aste e bilancieri

Fig. 20



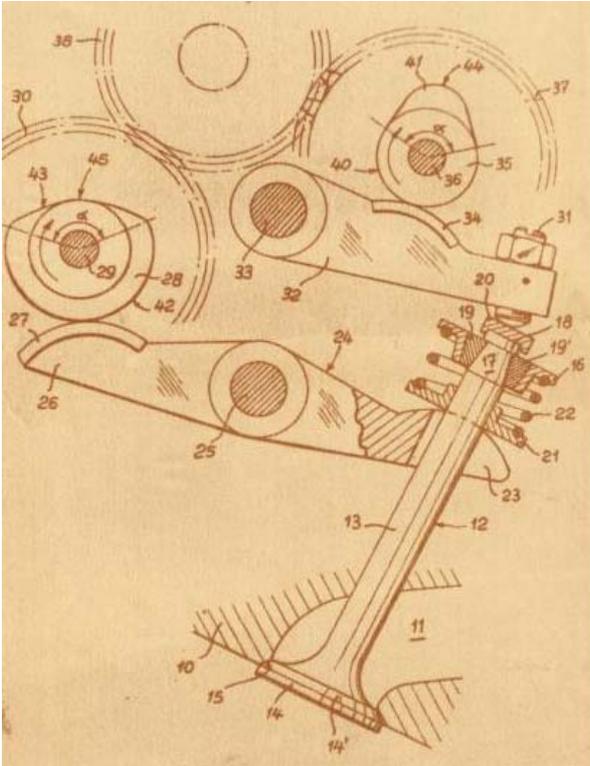
Motore ALFA ROMEO, « Giulietta » (Sezione trasversale).
7, albero eccentrici; 14, stantuffo; 18, cilindro; 19, testata; 23, candela.

Distribuzione con albero a camme in testa

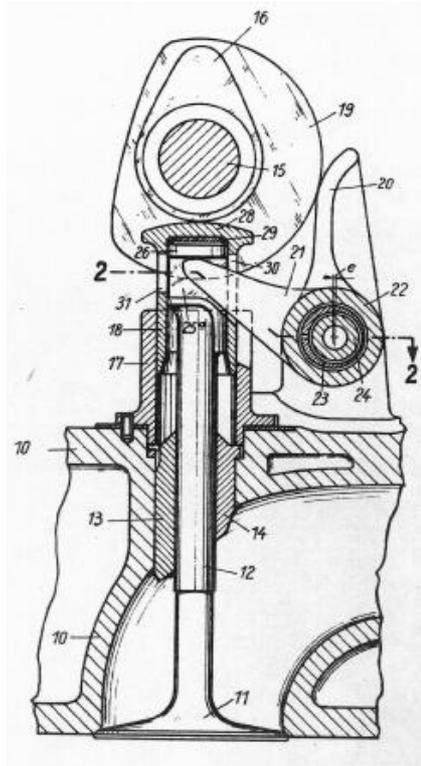
Il richiamo delle valvole è in genere assicurato tramite una molla ad elica cilindrica. Nella soluzione cosiddetta *desmodromica* manca invece la molla di richiamo che viene sostituita da un complesso meccanismo con due braccetti (bilancieri), collegati all'albero a camme, che presenta oltre alla solita camma a forma di ovulo la camma complementare, comandando la valvola sia in apertura sia in chiusura.

Fig. 21

Distribuzione desmodromica



Brevetto Ducati 1956

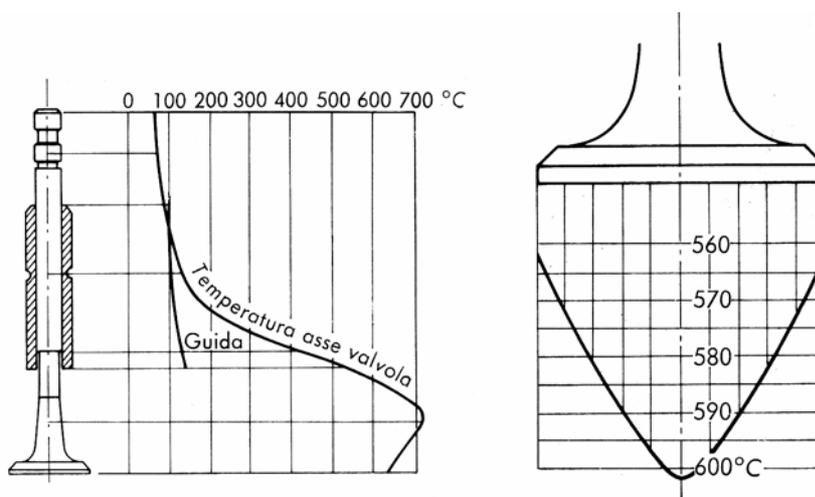


Brevetto Mercedes 1958

Realizzazione delle valvole

Le valvole specialmente quelle di scarico sono sottoposte a temperature molto elevate che si distribuiscono in modo assolutamente non uniforme.

Fig. 22



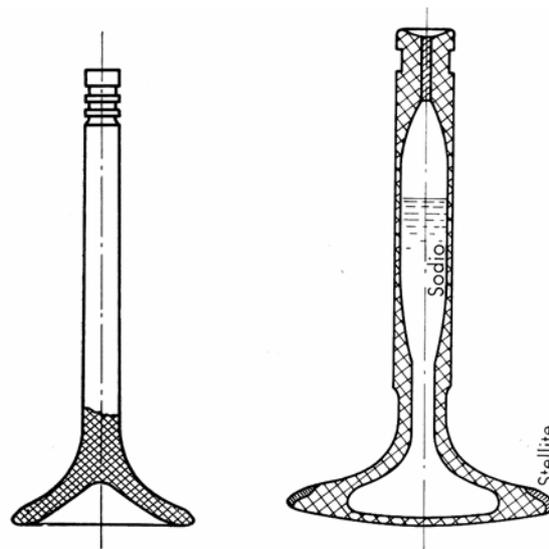
Le valvole sono conseguentemente soggette a deformazioni (diseguali dilatazioni termiche), erosioni (sfregamento sulle sedi e sulle guide) e corrosioni (ossidazioni). La quasi totalità delle valvole presenta la cosiddetta forma a fungo, che consta di una testa e di un gambo cilindrico.

La testa può avere una superficie:

1. piana;
2. a campana;
3. convessa.

La forma convessa è particolarmente usata nelle valvole di scarico. Tali valvole vengono, soprattutto nei motori ad alte prestazioni, provviste di una cavità che si espande verso la testa; ciò permette di regolare e distribuire in modo uniforme le temperature favorendo la trasmissione del calore verso lo stelo che offre maggiori possibilità di refrigerazione. La cavità viene infatti riempita di sodio metallico che fonde facilmente. In seguito ai movimenti di lavoro della valvola, il sodio, che non riempie totalmente la cavità, subisce periodici sbattimenti tra la testa e l'apice dello stelo trasferendo in tal modo il calore dalle zone a temperatura più elevata (testa) a quelle a temperatura più bassa (stelo).

Fig. 23



Le valvole sono realizzate in acciai resistenti ad alte temperature (acciai al Cr Si o acciai austenitici ad alto tenore di Ni Cr), gli steli sono in genere nitrurati. Talvolta l'orlo di tenuta viene rivestito con materiali particolarmente resistenti all'usura a caldo (stellite: lega quaternaria Co-Cr-W-C).

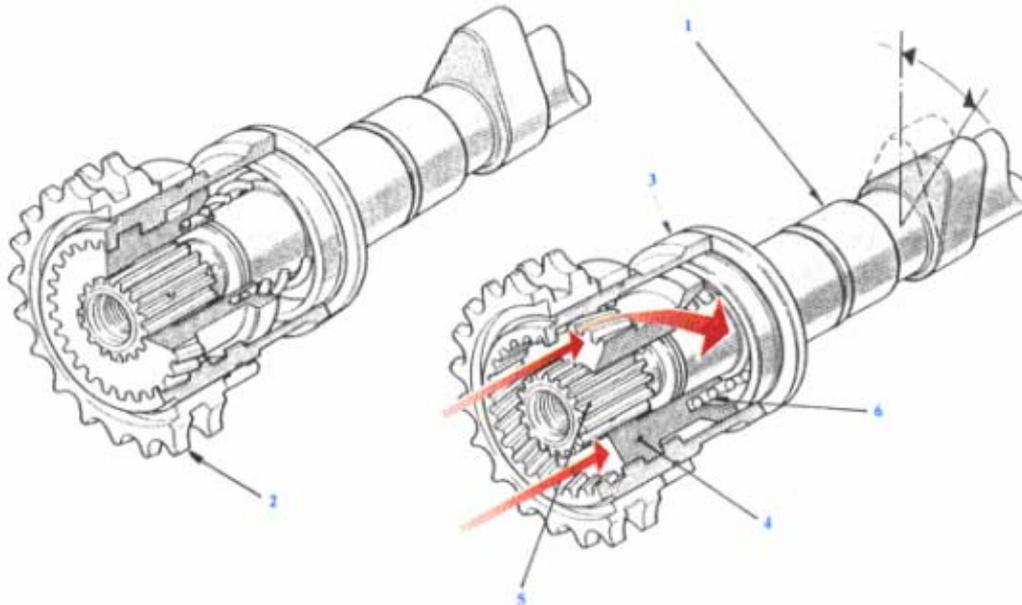
La fasatura variabile

Da quanto detto a proposito degli anticipi e dei posticipi delle valvole, appare evidente che sarebbe auspicabile adattare tali angoli nonché le alzate delle valvole stesse alle prestazioni del motore.

E in effetti molti costruttori stanno da tempo cercando di sfruttare le nuove possibilità offerte dalle più avanzate tecnologie per realizzare tale obiettivo.

1. variatori di fase di *prima generazione*: sono in genere costituiti da un manicotto con dentatura elicoidale, che viene fatto scorrere assialmente consentendo così di ruotare l'albero a camme di aspirazione rispetto al suo ingranaggio di comando. A carichi bassi l'angolo di incrocio è quasi nullo, per evitare fughe di carica fresca attraverso lo scarico, agli alti carichi, invece, l'angolo di incrocio viene settato al valore massimo, migliorando il riempimento dei cilindri. Di seguito vediamo una delle prime realizzazioni (Alfa Romeo 1750 del 1980)

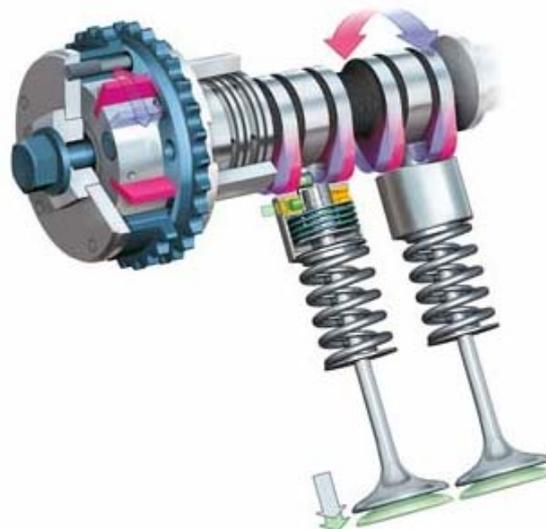
Fig. 24



Il manicotto 3 è dentato internamente secondo un profilo elicoidale. Il mozzo 4 esternamente è collegato al manicotto e internamente, tramite una dentatura diritta, con l'albero a camme. Il mozzo viene spinto idraulicamente e nel suo movimento assiale ruota (e con esso l'albero a camme) rispetto al manicotto modificando l'anticipo dell'aspirazione..

2. variatori di fase di *seconda generazione*: hanno introdotto la possibilità di modificare, oltre alla fase, anche l'alzata della valvola.

Fig. 25

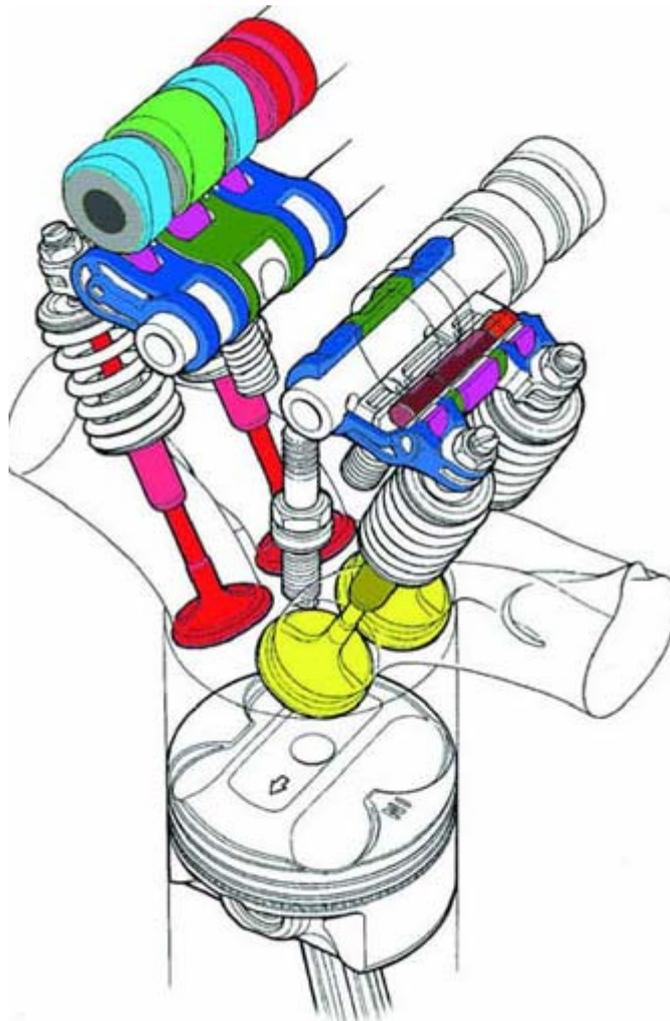


Sistema VarioCam Plus

La soluzione di Fig. 25 (VarioCam Plus) consente, tramite un dispositivo idraulico, di regolare l'anticipo della fase di aspirazione. Nel contempo permette di avere due diversi valori di alzata massima, grazie a tre camme contemporaneamente agenti su di una valvola. Quella centrale ha un profilo molto basso e agisce sulla punteria centrale, quelle laterali, con alzata massima circa tripla, azionano una punteria a corona circolare, coassiale con quella centrale. La punteria centrale può essere resa solidale con quella esterna per via idraulica.

In Fig. 26 vediamo invece il dispositivo (VTEC) utilizzato dalla Honda per modificare l'alzata delle valvole. Fino ai 5.850 giri/ minuto, le valvole sono azionate dai bilancieri laterali colorati di blu; oltre questo regime di rotazione, un dispositivo a comando elettroidraulico rende solidali i tre bilancieri. Dato che la camma verde ha un profilo molto più spinto di quelle azzurre ai suoi lati, i bilancieri sono costretti a seguire la sua alzata. Pertanto la camma ed il bilanciere centrale comandano la coppia di valvole relative: questo può valere sia per l'aspirazione, sia per lo scarico.

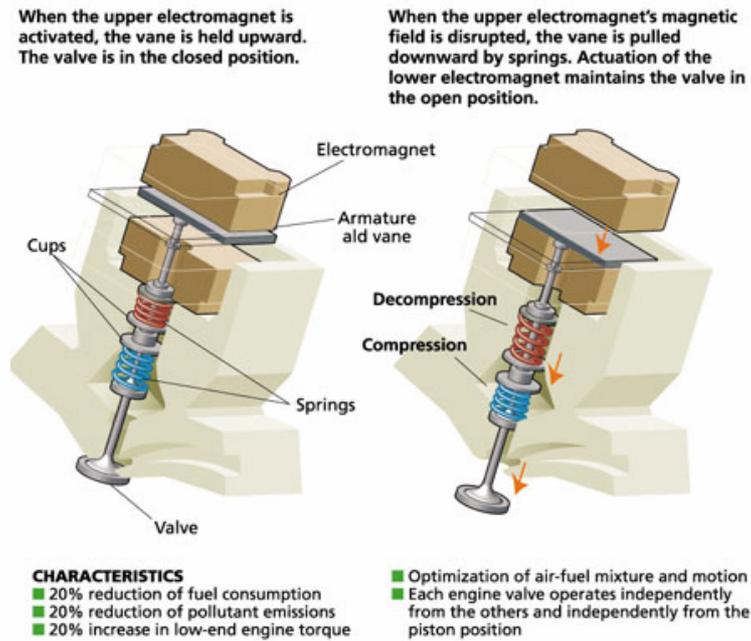
Fig. 26



Sistema VTEC Honda

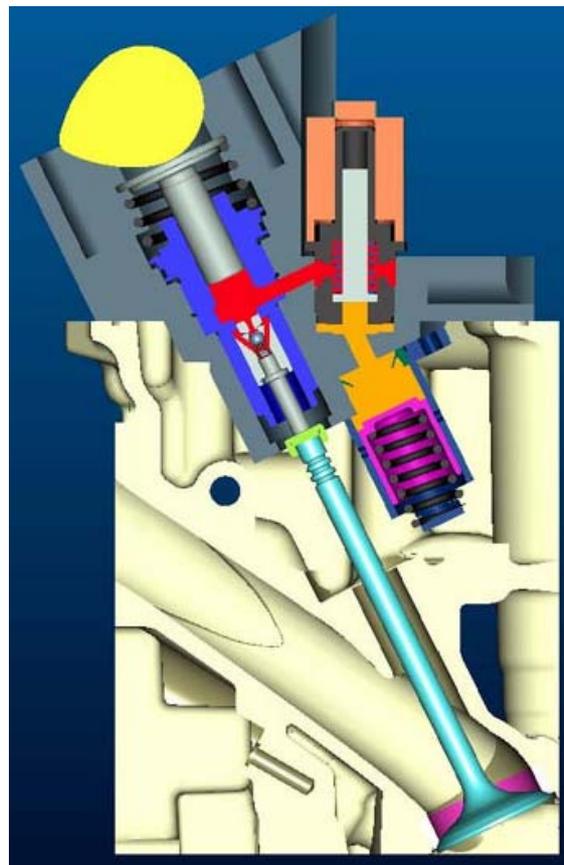
3. variatori di fase di *terza generazione*: questi sistemi sono potenzialmente in grado di massimizzare l'efficienza di riempimento in tutto il range di giri in modo da far funzionare il motore senza farfalla e controllare dinamicamente l'aria in aspirazione. Attualmente esistono due principali tecnologie di attuazione in fase di investigazione e ricerca:
 - a. approccio *elettromagnetico*: è concettualmente molto più semplice, poiché consente l'eliminazione dell'asse a camme. La caratteristica intrinseca del meccanismo di attuazione introduce tuttavia alcuni problemi di difficile soluzione che possono ritardare il reale sviluppo di questa tecnologia.

Fig. 27



- b. approccio *elettro-idraulico* (sistema Uniar o Multiair Fiat): la potenzialità di realizzare praticamente tutti i vantaggi funzionali attesi dal concetto di controllo variabile delle valvole.

Fig. 28



La punteria e la valvola di ingresso sono collegate attraverso una camera contenente olio in pressione, controllata da una valvola solenoide che normalmente è aperta. Quando la valvola solenoide si chiude (attivata) la valvola di alimentazione segue essenzialmente il profilo della camma nel suo movimento (*full lift*, apertura completa). Una chiusura precoce della valvola (EIVC, early intake valve closing) viene ottenuta aprendo (disattivando) la valvola

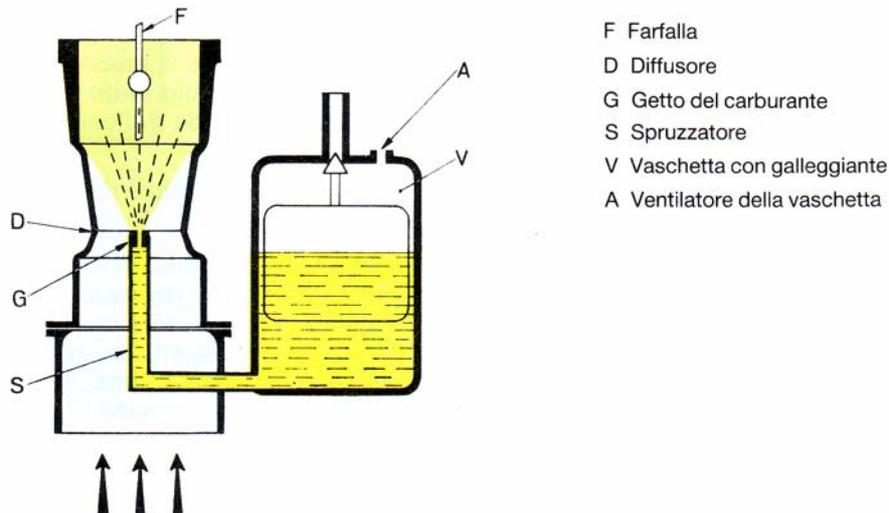
solenioide in corrispondenza di un certo angolo dell'albero a camme. L'olio può così fluire dalla camera ad alta pressione (quella posta tra la punteria e lo stelo della valvola) in un canale a bassa pressione. In pratica il movimento della valvola di alimentazione è disgiunto da quello della punteria e, sotto l'azione della molla, la valvola di alimentazione si chiude prima rispetto alla modalità full lift. Una chiusura progressiva e dolce della valvola di alimentazione è ottenuta attraverso l'applicazione di un freno idraulico alla valvola stessa. Durante il successivo riempimento della camera ad alta pressione l'olio fluisce attraverso la valvola solenoide aperta anche grazie alla presenza di un accumulatore di pressione a molla precaricato. Allo stesso modo una apertura ritardata della valvola di alimentazione (LIVO, late intake valve opening) può essere ottenuta ritardando l'attivazione della valvola solenoide.

Alimentazione del motore

I due dispositivi attualmente in uso per la miscelazione di aria e combustibile in un motore Otto sono il carburatore e l'iniezione.

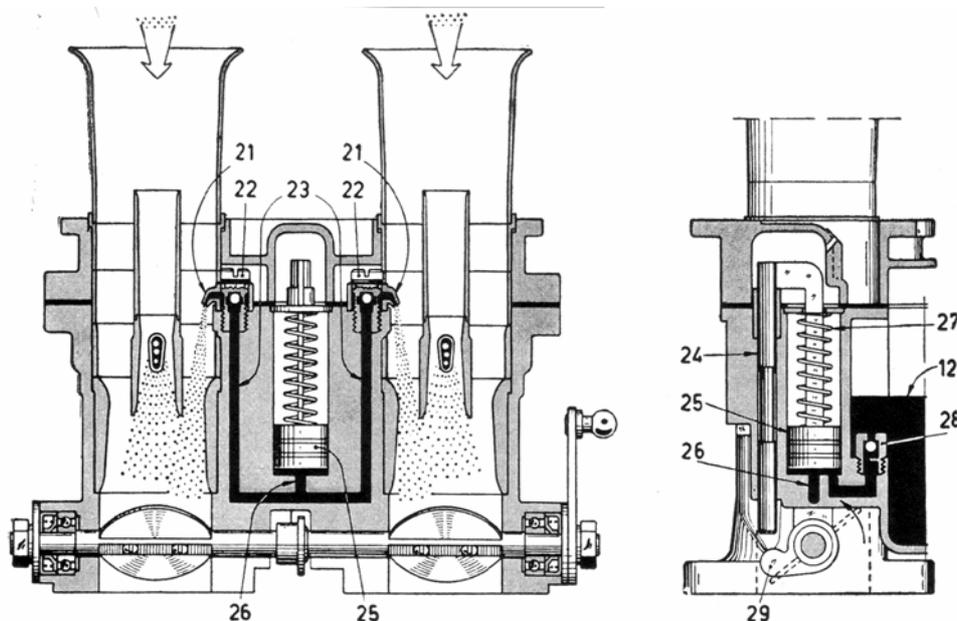
1. Alimentazione a *carburatore*: nella sua costituzione più semplice è composto come schematicamente rappresentato nella figura seguente. L'aria aspirata dal motore passa attraverso il diffusore D dove si crea una depressione in grado di richiamare il carburante nel condotto di alimentazione.

Fig. 29



Il carburatore elementare, prima considerato, deve essere di fatto integrato con dispositivi ed accorgimenti tali da assicurare un adeguato funzionamento soprattutto nei transitori (minimo, ripresa). Vediamo ad esempio lo schema di una pompa di ripresa di un carburatore Weber 35 DCNL 2/3 (applicato di serie sulla Lancia Flaminia 3C)

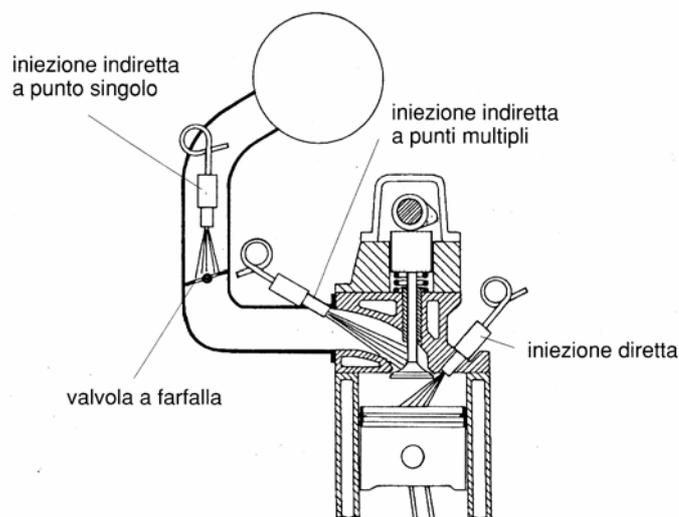
Fig. 30



Chiudendo le farfalle, la leva (29) solleva l'asta (24) e lo stantuffo (25): il carburante viene aspirato dalla vaschetta (12) nel cilindro della pompa attraverso la valvola di aspirazione (28). Aprendo le farfalle, l'asta (24) resta abbandonata e lo stantuffo (25), sotto l'azione della molla di richiamo, spinge il carburante attraverso i canali (26) e i canali (23) per raggiungere infine le valvole di mandata (22) e i getti pompa (21). La valvola di aspirazione (28) può essere provvista di un foro calibrato che scarica in vaschetta l'eccesso di carburante erogato dalla pompa di ripresa.

2. Alimentazione ad *iniezione*: soprattutto per potersi adeguare alle vigenti norme antinquinamento, l'alimentazione a carburatore, negli autoveicoli, è stata quasi totalmente soppiantata dall'alimentazione ad iniezione. I sistemi di iniezione si basano su principi fisici diversi dal carburatore, sia per dosare il combustibile sia per provvedere alla sua polverizzazione. Essi infatti dosano in combustibile in funzione della portata d'aria aspirata dal motore, sfruttando non la depressione da essa prodotta, ma un incremento di pressione del combustibile rispetto all'aria, generato dalla pompa di iniezione. I vari sistemi di iniezione possono essere classificati secondo criteri diversi:
- a. Posizionamento
 - i. Iniezione *diretta*: iniezione effettuata nella camera di combustione. Con questa soluzione risulta indispensabile che l'iniezione sia perfettamente sincrona con il ciclo motore. Per ottenere una buona miscelazione, stante il limitato tempo di intervento dell'iniettore, la pressione di iniezione deve raggiungere i 10-12 MPa. Consente facilmente di ottenere una carica stratificata: ossia caratterizzata da zone di miscela sempre più ricca vicino alla candela e sempre più povera in quelle più lontane. Notevole è la efficienza della combustione e la completezza delle ossidazioni. L'iniezione diretta rende possibile l'uso di ampi angoli di incrocio con buon lavaggio dello spazio morto. Tuttavia l'iniettore risulta più massiccio e costoso; il suo posizionamento e la direzione d'iniezione sono parametri abbastanza critici da ottimizzare.
 - ii. Iniezione *indiretta*: iniezione effettuata nel collettore di aspirazione. Non deve essere necessariamente sincronizzata con il ciclo. Il combustibile viene iniettato nell'aria e si può anche accumulare in prossimità della valvola di aspirazione. I problemi di miscelazione con l'aria sono molto meno critici rispetto a quelli dell'iniezione diretta. Grazie infatti alla libertà nella fasatura si hanno a disposizione tempi più lunghi e sono sufficienti basse pressioni di iniezione (0.3-0.4 MPa). Le pressioni basse, unite al fatto che in questo caso gli iniettori non sono esposti ai gas combusti, permette di contenere i costi di impianto ed aumentarne l'affidabilità.
 - b. Numero di punti
 - i. Sistemi *a punti multipli*: caratterizzati dalla presenza di tanti iniettori quanti sono i cilindri;
 - ii. Sistemi *a punto singolo*: il carburante è dosato per tutti i cilindri da un solo iniettore, posto generalmente all'inizio del collettore di aspirazione a monte della valvola a farfalla.

Fig. 31

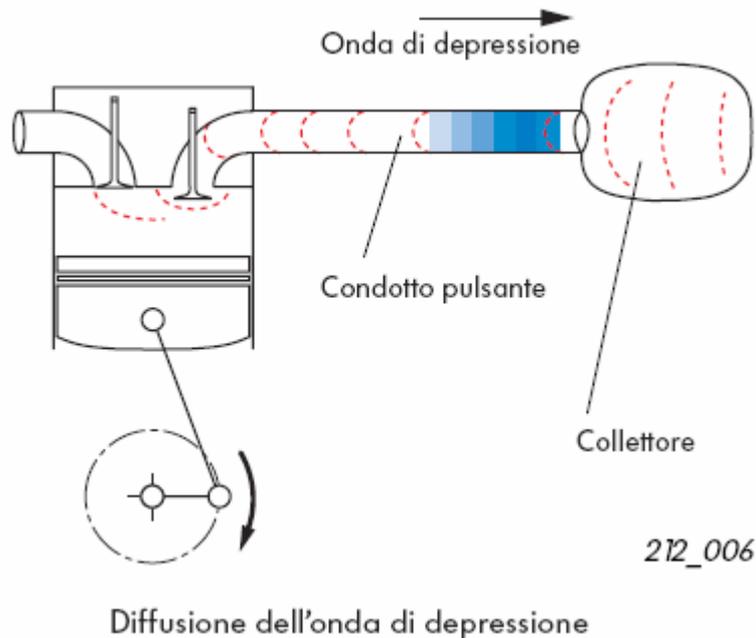


Sistemi di aspirazione a geometria variabile

Un impianto d'aspirazione funziona secondo il principio della sovralimentazione a condotto pulsante, ossia, vengono sfruttate onde di pressione e di depressione per il riempimento dei cilindri al fine di migliorare il rendimento volumetrico. Osserviamo ciò che avviene nell'impianto d'aspirazione.

La valvola d'aspirazione apre. Il pistone scende nel cilindro muovendosi verso il punto morto inferiore (PMI). Nella zona della valvola d'aspirazione, il pistone genera un'onda di depressione. Quest'onda di depressione si diffonde attraverso il condotto pulsante verso l'estremità opposta che sbocca in un collettore.

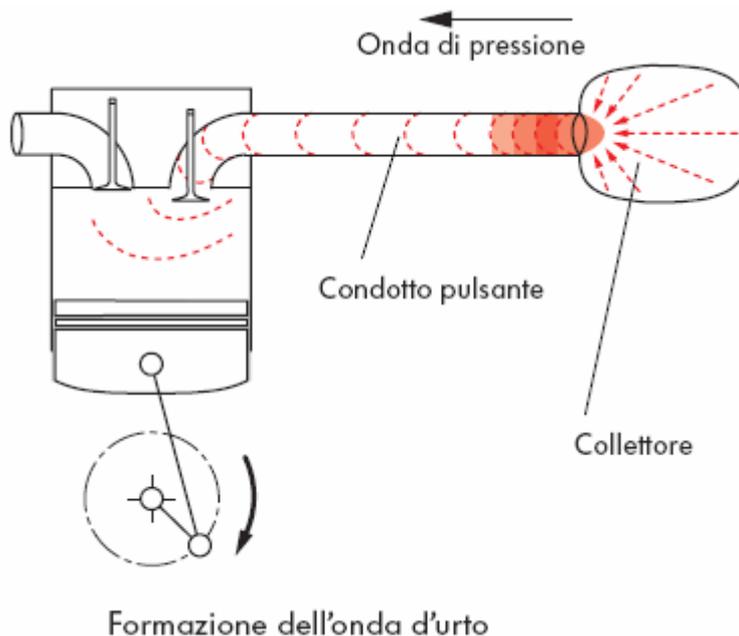
Fig. 32



Diffusione dell'onda di depressione

La depressione applicata ora all'estremità del tubo trascina con sé le masse d'aria che si trovano in questo punto. Queste penetrano contemporaneamente nel condotto pulsante, per cui, al posto dell'onda di depressione si forma ora un'onda di pressione di uguale entità, che si diffonde verso la valvola d'aspirazione.

Fig. 33

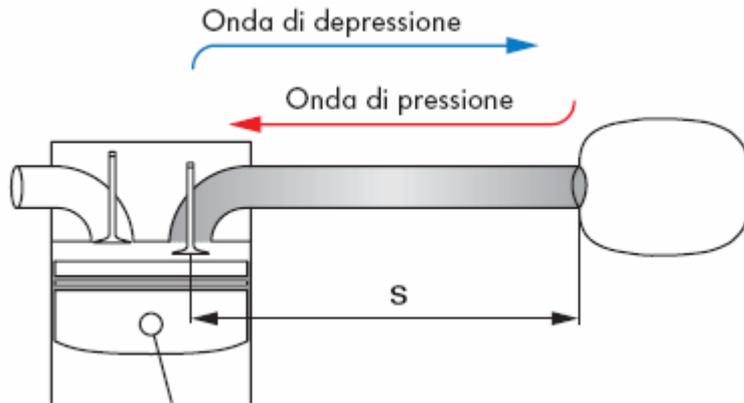


Formazione dell'onda d'urto

Il tempo t necessario alle onde di depressione e di pressione per il percorso s dalla valvola d'aspirazione al collettore e viceversa, è sempre uguale, dato che le stesse si muovono alla velocità del suono.

Il tempo di apertura delle valvole d'aspirazione dipende invece dalla frequenza del motore. Man mano che tale frequenza cresce, il lasso di tempo in cui l'aria può fluire nel cilindro con valvola d'aspirazione aperta, diventa quindi sempre più corto.

Fig. 34



A regimi elevati, un'onda di pressione che ritornasse da un condotto pulsante concepito per bassi regimi di giri, colpirebbe una valvola d'aspirazione già chiusa. Non potrebbe aver luogo la sovralimentazione interna. È evidente pertanto che, per ottenere una sovralimentazione interna ottimale, occorre un condotto pulsante con lunghezza diversa per ogni regime del motore. Quanto più alta è la frequenza di rotazione, tanto più corto è il condotto d'aspirazione.

Il compromesso tecnico attualmente consiste in condotti d'aspirazione di due diverse lunghezze.

Condotti lunghi (stadio di coppia) per regimi da bassi a medi.

Condotti corti (stadio di potenza) per regimi elevati.

Condotti pulsanti di differente lunghezza vengono quindi inclusi o esclusi in relazione alla frequenza del motore realizzando il cosiddetto sistema di aspirazione a geometria variabile.

Fig. 35

Aspirazione a geometria variabile VR6 in posizione di coppia

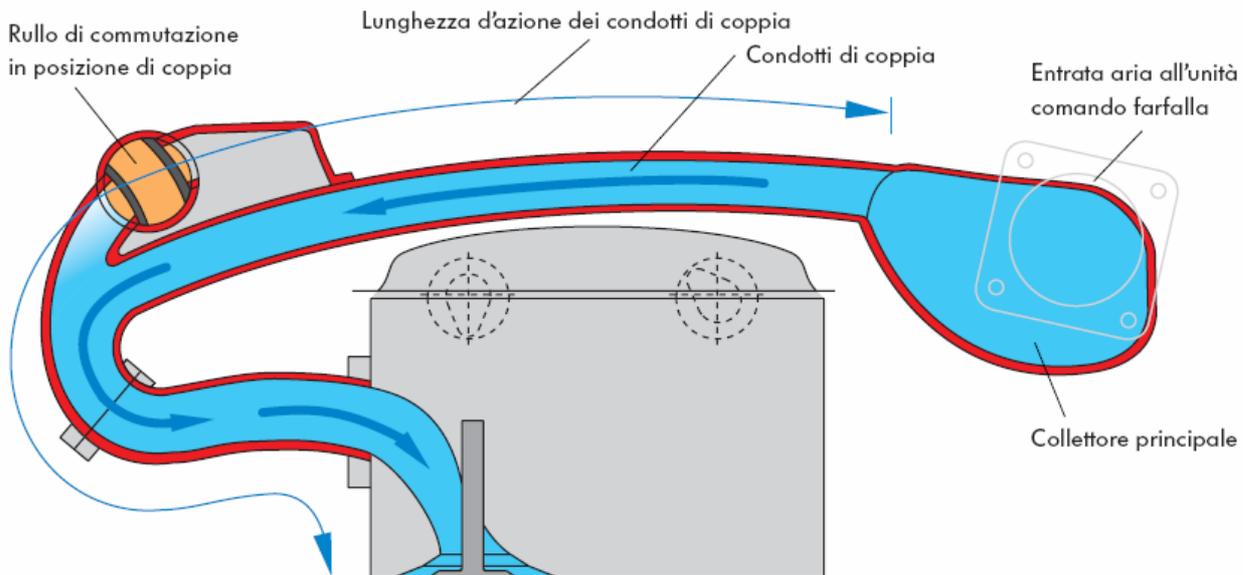


Fig. 36

Aspirazione a geometria variabile VR6 in posizione di potenza

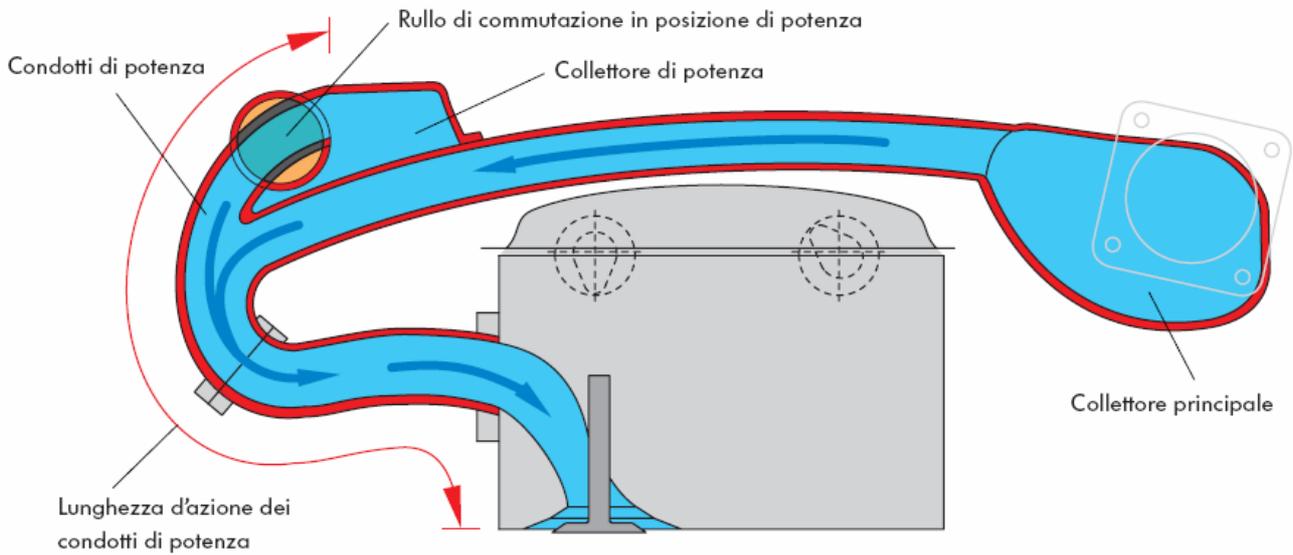
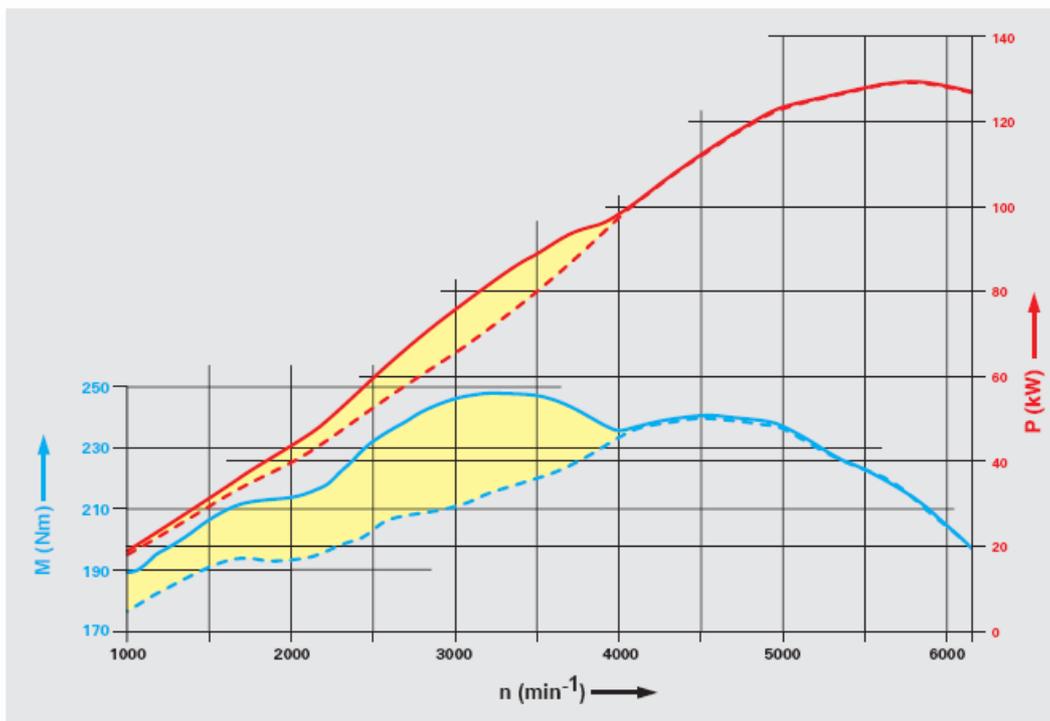


Fig. 37

Potenza e coppia al motore VR6 con e senza aspirazione a geometria variabile



M = coppia
 P = potenza
 n = numero di giri

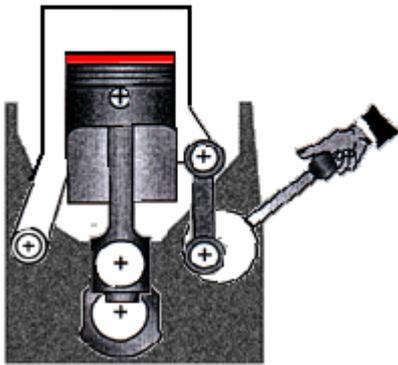
— potenza con aspirazione a geometria var.
 - - - potenza senza aspirazione a geometria var.
 — coppia con aspirazione a geometria variab.
 - - - coppia senza aspirazione a geometria var.
 ■ guadagno in potenza/coppia

Rapporto di compressione variabile

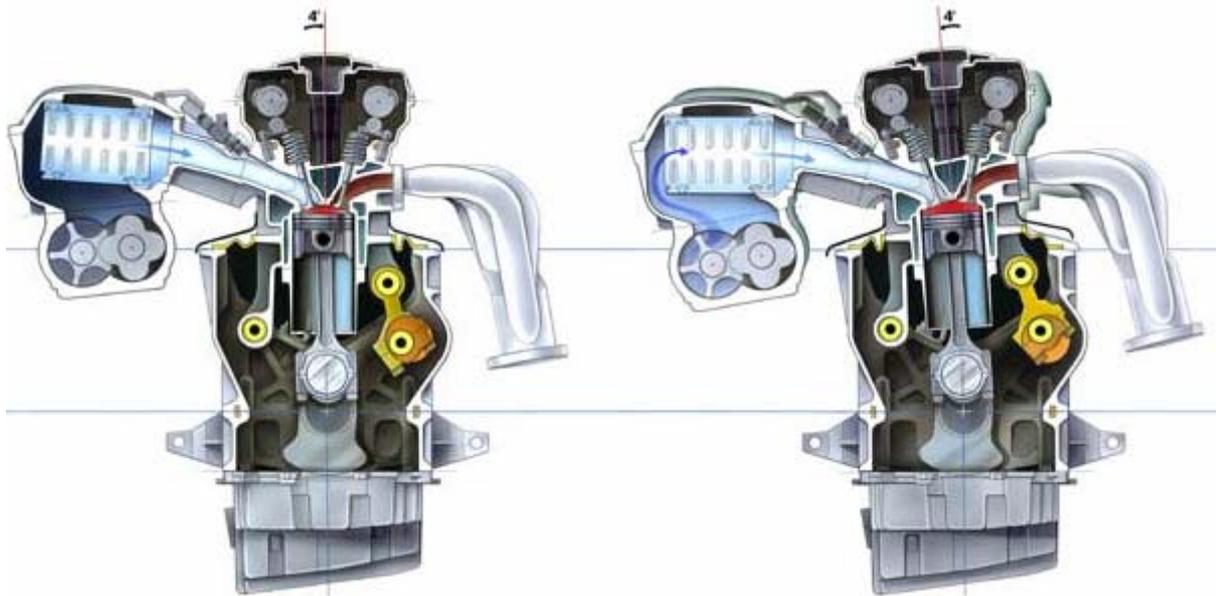
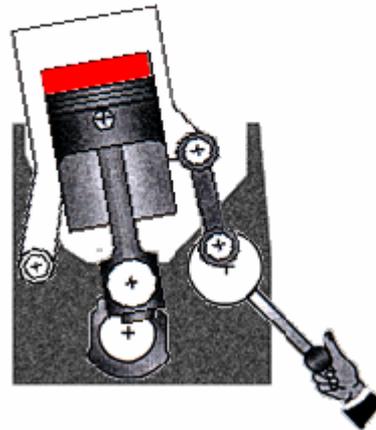
Sviluppato dalla Saab col nome di SVC (Saab Variable Compression) consiste in un motore sovralimentato volumetricamente dove un sistema di bielle manovrate da un albero a gomiti secondario, a comando idraulico, alzano o abbassano il complesso unitario formato da testa e cilindri (monohead). In pratica il pistone si trova a scorrere in un cilindro che può spostarsi a sua volta in alto o in basso, assieme alla testa, diminuendo o aumentando il volume della camera di scoppio. Ciò permette di scegliere (elettronicamente) il miglior rapporto di compressione compatibile con le prestazioni che si pretendono: i vantaggi riguardano i consumi (fino al 30% in meno) e le emissioni. A carico parziale il rapporto di compressione può essere aumentato di molto (14:1) perché si è lontani da fenomeni di autoaccensione; viceversa (8:1) a pieno carico.

Fig. 38

The clearance volume will increase as the monohead tilts to the left.



The compression ratio is now 8:1



Il motore DiesOtto

E' un motore attualmente in fase di sviluppo (Mercedes) che ha l'obiettivo di ottenere i bassi livelli di emissione di inquinanti del motore Otto raggiungendo il bassi livelli di consumo del motore Diesel. Alla partenza e a pieno carico la combustione della miscela aria/benzina viene innescata dalle candele, come in un motore Otto convenzionale. Sotto carichi parziali invece la miscela combustione della miscela avviene spontaneamente sfruttando le pressioni e le temperature elevate all'interno del cilindro e all'aumento del rapporto di compressione.

Controllo degli inquinanti

I motori montati sui mezzi di trasporto costituiscono sorgenti di notevole inquinamento atmosferico nelle aree urbane ad intenso traffico. Nei gas da essi scaricati sono contenuti diversi inquinanti tra cui ricordiamo:

1. ossido di carbonio (CO);
2. ossidi di azoto (NO_x);
3. idrocarburi (HC);
4. particolato (particelle solide derivate dalla ossidazione incompleta del combustibile o composti metallici ed additivi in esso presenti)
5. zolfo (da impurità del combustibile)
6. anidride carbonica (che sul lungo periodo può contribuire a modificare il clima, attraverso l'effetto serra)

Tab. 6

Contributo dei mezzi di trasporto all'inquinamento atmosferico di aree urbane mediamente industrializzate					
<i>Inquinante scaricato</i>	<i>Effetto prodotto</i>	Emissioni dei mezzi di trasporto			
		contributo [% totale]	<i>autovetture</i>		<i>autotrasp.</i>
			Otto [g/km]	Diesel [g/km]	Diesel [g/km]
Anidride carbonica (CO ₂)	modifiche del clima, effetto serra	20÷30	200	160	180
Ossido di carbonio (CO)	avvelenamento, affezioni cardiovascolari	80÷90	2	0,6	0,8
Ossidi di azoto (NO e NO ₂)	danni a vie respiratorie, smog fotochimico	50÷80	0,15	0,5	0,6
Idrocarburi incombusti (HC)	smog fotochimico, danni fisiologici	60÷90	0,2	0,06	0,1
Particolato	effetti mutagenici, danni fisiologici	30÷50	0	0,05	0,1

Poiché è ormai provato da tempo che tali inquinanti costituiscono un grave pericolo per la nostra salute^{1,2}, il Legislatore ha imposto, negli ultimi decenni, limiti sempre più severi per quanto riguarda il livello massimo di emissioni dei motori per autoveicoli.

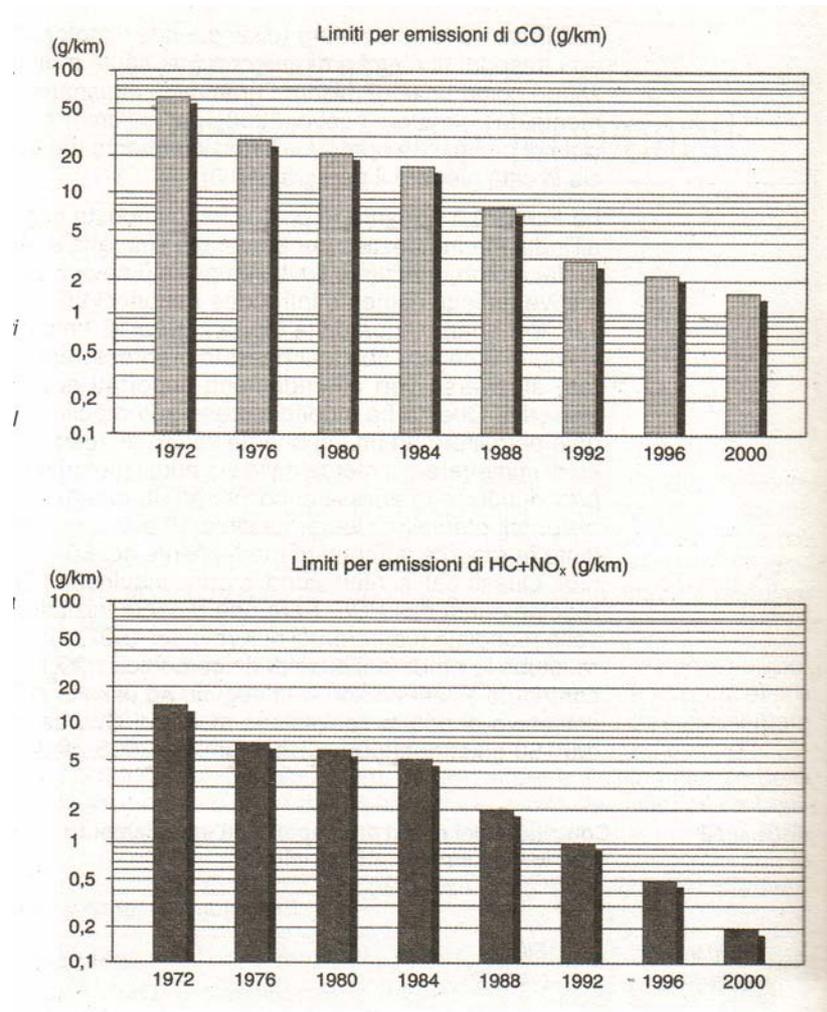
Per meglio comprendere il razionale delle varie strategie adottate per abbattere gli inquinanti, è indispensabile valutare le relazioni tra gli inquinanti stessi e alcuni parametri fondamentali del processo di combustione.

¹ Hoffmann D., Wynder EL. A study of air pollution. The isolation and identification of polynuclear aromatic hydrocarbons from gasoline exhaust condensate. Cancer 1962; 15:93-102

² Nie J, Beyea J, Bonner MR, Han D, Vena JE, Rogerson P, Vito D, Muti P, Trevisan M, Edge SB, Freudenheim JL. Exposure to traffic emissions throughout life and risk of breast cancer: the Western New York Exposures and Breast Cancer (WEB) study. Cancer Causes Control. 2007 Nov;18(9):947-55.

Ossido di carbonio CO

I risultati sperimentali confermano che l'unica variabile in grado di influenzare sensibilmente la concentrazione di CO nei gas di scarico è il *rapporto aria/combustibile*.

Tab. 7

La Fig. 39 mostra che il CO aumenta rapidamente in conseguenza del difetto di ossigeno, ma scende a valori molto bassi per miscele povere. Quando i motori ad accensione comandata funzionano con un rapporto di miscela vicino allo stechiometrico, le emissioni di CO sono in genere consistenti e devono essere controllate.

Idrocarburi incombusti

In pratica solo il rapporto di miscela e l'anticipo all'accensione influenzano largamente la concentrazione di idrocarburi incombusti.

Il rapporto di miscela può far sì che la combustione avvenga più o meno completamente e rapidamente, facendo così variare la temperatura nella camera di combustione.

Diminuendo l'anticipo all'accensione, si ritarda anche il completamento della combustione che continua nella prima parte del collettore di scarico coinvolgendo anche gli idrocarburi incombusti espulsi dal cilindro.

Gli idrocarburi incombusti possono originarsi in molti modi diversi.

In primo luogo l'aumento della pressione durante le fasi di compressione e combustione può spingere parte della carica fresca negli interstizi, come le zone comprese fra pistone, fasce elastiche e cilindro. Dal momento che il fronte di fiamma non riesce ad interessare spazi così stretti, questa parte di carica sfugge al processo di combustione e abbandona il cilindro senza essere bruciata.

Un'altra possibile causa è rappresentata dalle pareti della camera di combustione: essendo relativamente fredde, il fronte di fiamma si estingue quando le raggiunge e lascia su di esse uno strato sottile di carica fresca o solo parzialmente ossidata. Questo fenomeno, poco significativo quando le pareti sono pulite, assume una maggiore rilevanza in presenza di depositi porosi.

Anche il sottile film di lubrificante depositato su cilindro e pistone può adsorbire alcuni componenti del combustibile per poi rilasciarli a combustione terminata.

Inoltre, se la combustione è particolarmente lenta, il fronte di fiamma può estinguersi anzitempo (*quenching*) e coinvolgere solo una frazione della carica. Questo avviene prevalentemente nei transitori, quando il titolo della miscela, l'anticipo di accensione e la percentuale di gas combusti nel cilindro possono essere lontani dai valori ottimali.

Ossidi Azoto NO_x

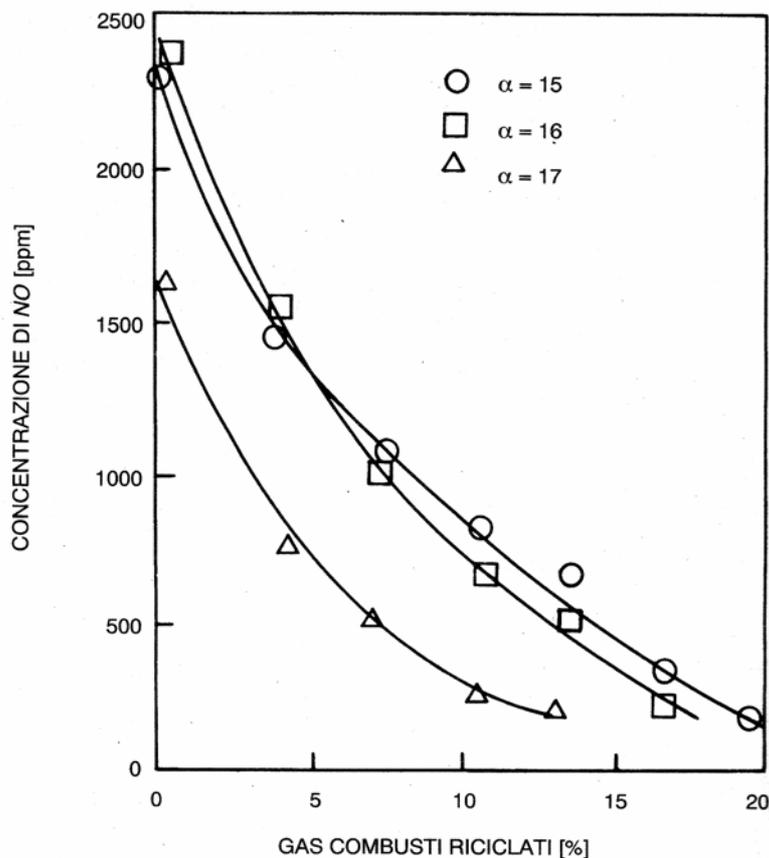
La presenza di NO_x dipende sostanzialmente da due fattori:

- valori massimi di temperatura raggiunti in camera di combustione (all'aumentare della temperatura aumenta la produzione di NO_x);
- contenuto di ossigeno della miscela di alimentazione (all'aumentare di ossigeno aumenta la produzione di NO_x)

Per diminuire la concentrazione di NO_x si agisce:

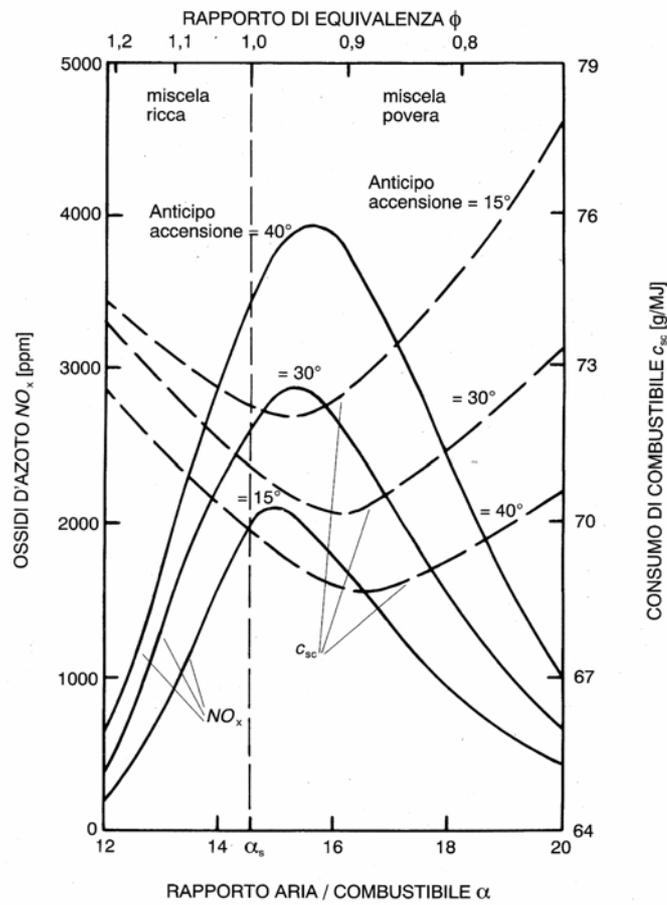
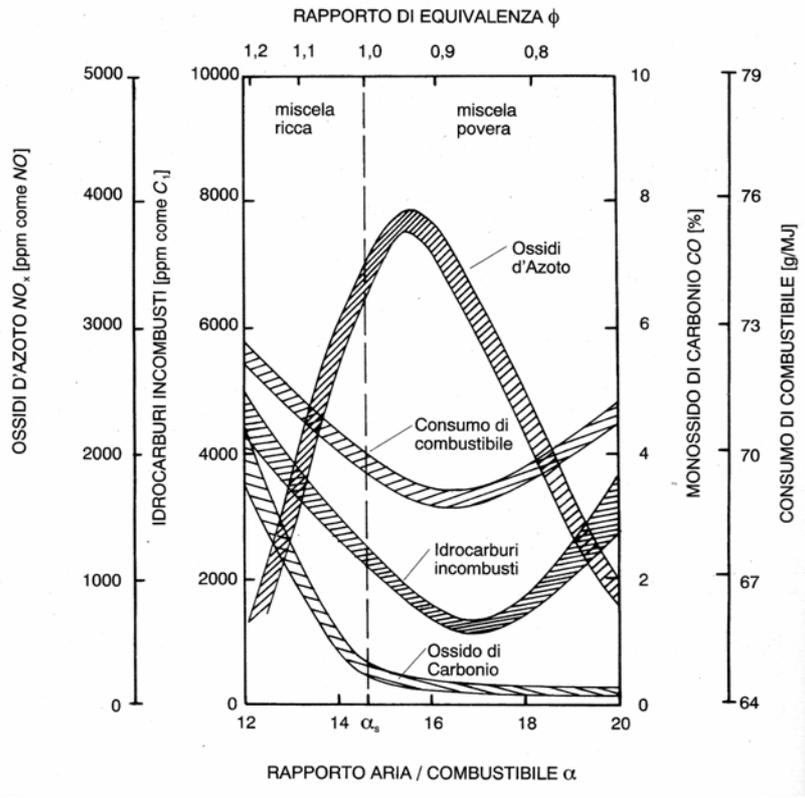
1. sul *rapporto aria benzina*, infatti la concentrazione di NO_x presenta un massimo per miscele debolmente magre;
2. sull'*anticipo all'accensione*: ritardando l'accensione (diminuzione dell'angolo di anticipo) si ha una sensibile riduzione di NO_x, mentre sale il corrispondente consumo di combustibile (Fig. 39)
3. sul *riciclo dei gas di scarico*: in questo modo si abbassa la temperatura massima di combustione

Fig. 39



Dalla figura sopra riportata si vede che si possono ottenere sostanziali riduzioni di NO_x riciclando in aspirazione fino al 15-25%.

Fig. 40



Le strategie adottate per abbattere gli inquinanti prodotti dal motore Otto, al di sotto dei valori limiti imposti, si dividono in:

1. interventi sui combustibili;
2. azioni sull'alimentazione;
3. interventi sul processo di combustione;
4. interventi sui gas combusti.

Tabella 12.3 Limiti delle emissioni inquinanti da motori per autovettura (normativa UE)

Limiti in (g/km)	Inquinante regolato	Euro I (1993)	Euro II (1997)	Euro III (2000)	Euro IV (2005)
Motori Otto	CO	2,72	2,20	2,3	1,00
	HC	-	0,34	0,20	0,10
	HC + NO _x	0,97	-	-	-
	NO _x	-	0,25	0,15	0,08
	CO ₂	-	-	-	120
Motori Diesel	CO	2,72	1,00	0,64	0,50
	HC	-	-	-	-
	HC + NO _x	0,97	0,7 (0,9)	0,56	0,30
	NO _x	-	-	0,50	0,25
	CO ₂	-	-	-	120
	Particolato	0,14	0,08 (0,1)	0,05	0,025

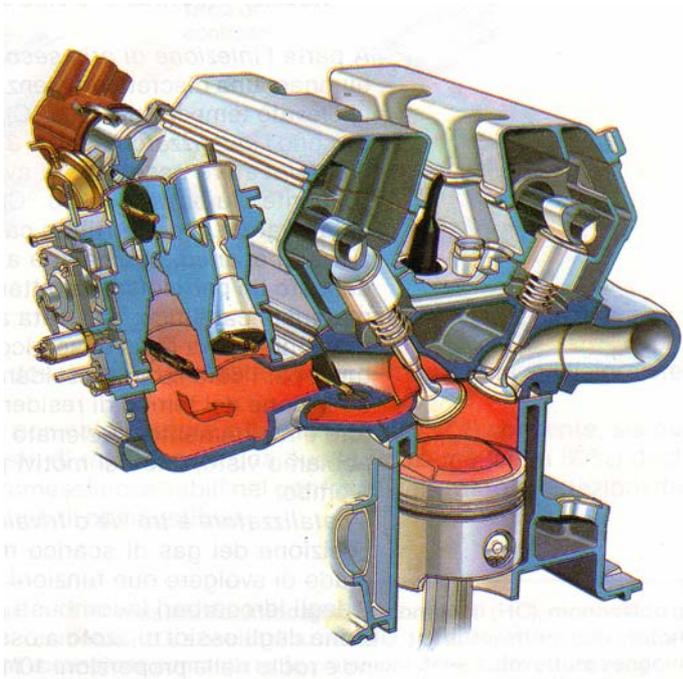
() i limiti tra parentesi si riferiscono ai Diesel ad iniezione diretta

Interventi sui combustibili

- eliminazione dello zolfo e di additivi contenenti piombo;
- intervento sul processo di raffinazione del greggio per ridurre le olefine e gli aromatici presenti nel combustibile;
- impiego di combustibili alternativi: alcoli (scaricano una maggiore quantità di aldeidi, sostanze altamente nocive), GPL, metano idrogeno...

Azioni sull'alimentazione

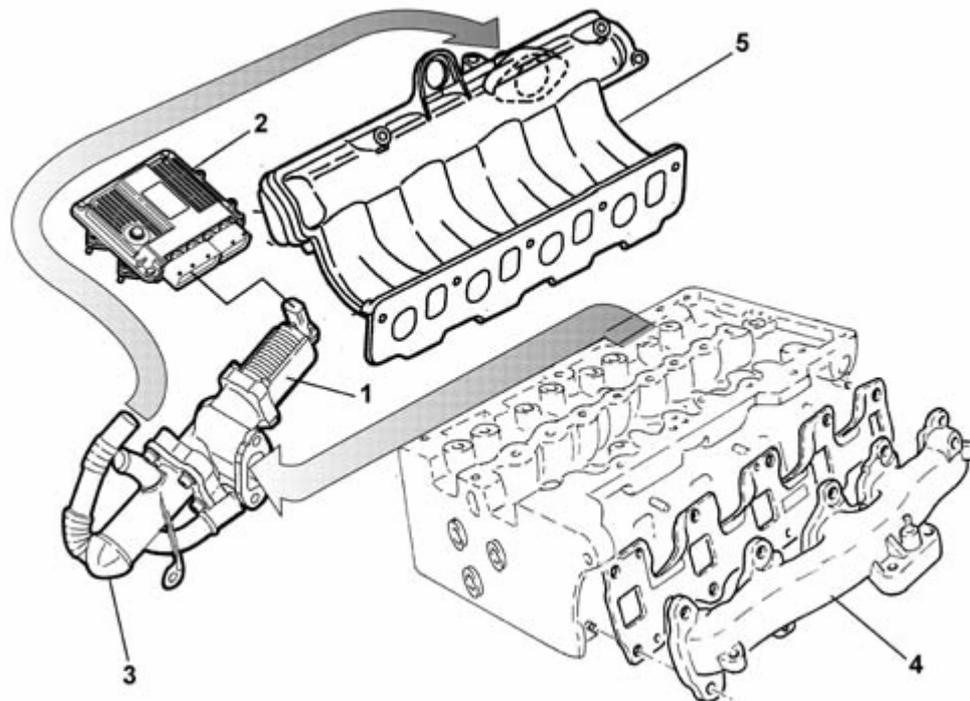
- *Rapporto aria/combustibile*: smagrendo la miscela fino ai limiti consentiti per un regolare funzionamento del motore (motore a combustione magra lean burn), sia il CO sia la percentuale di idrocarburi incombusti diminuirebbero drasticamente. Purtroppo lo smagrimento della miscela comporta un aumento di NO_x dovuto all'eccesso di ossigeno nella carica. Inoltre occorre tenere presente che lo smagrimento della miscela è limitato dalla difficoltà di garantire un funzionamento regolare del motore soprattutto al minimo e nei transitori. Per superare tali problemi, tra le molte soluzioni, si può ricorrere:
 - ✓ alla *carica stratificata*: si realizza uno strato di carica molto ricco vicino alla candela ed uno estremamente povero lontano da essa;
 - ✓ *doppio condotto di alimentazione* (Fiat Croma): due condotti di alimentazione di diametro diverso. Quello di diametro maggiore viene usato alle alte velocità, quello di diametro minore viene usato alle basse velocità (fino a 3000 rpm) e consente di fornire miscela povera con la più elevata velocità possibile.
- *Ricircolo dei gas di scarico*: ha lo scopo di ridurre gli NO_x che, come abbiamo visto, sono incrementati dall'eccesso di ossigeno a sua volta conseguente allo smagrimento della carica. Questo sistema (EGR Exhaust Gas Recirculation) permette di inviare all'aspirazione una parte (5 ÷ 15 %) dei gas di scarico, in determinate condizioni di funzionamento. Così facendo si abbassa il picco di temperatura nella camera di combustione, contenendo la formazione degli ossidi di azoto (NO_x).



Schema del condotto di aspirazione del motore Fiat Croma 2000 CHT (Controlled High Turbulence)

L'elettrovalvola EGR (1) comandata dalla centralina di iniezione (2) svolge la funzione di reimmettere nell'aspirazione del motore parte dei gas di scarico prelevati dal collettore di scarico (4). Uno scambiatore di calore (3) permette il parziale raffreddamento dei gas di scarico abbassando ulteriormente la temperatura della camera di combustione. In genere il ricircolo viene annullato in quei casi in cui non darebbe risultati apprezzabili sulla riduzione di NO_x (motore freddo, funzionamento a piena ammissione)

Fig. 42



Interventi sul processo di combustione

Nei motori funzionanti con miscela magra, per controbilanciare la più lenta propagazione del fronte fiamma, si attuano degli interventi di ottimizzazione che interessano soprattutto:

- ✓ il rapporto di compressione del motore: il rapporto di compressione elevato favorisce la combustione di miscele magre (pressione e temperatura più elevate);

- ✓ disegno della camera di combustione: il disegno della camera di combustione può aiutare ad abbattere la percentuale di idrocarburi incombusti (diminuzione del rapporto superficie volume aumentando la corsa a pari cindrata, diminuzione degli interstizi alzando il posizionamento della prima fascia elastica)
- ✓ turbolenza della carica: mediante una opportuna geometria dei condotti si genera un moto della carica atto ad accelerare la propagazione del fronte fiamma.

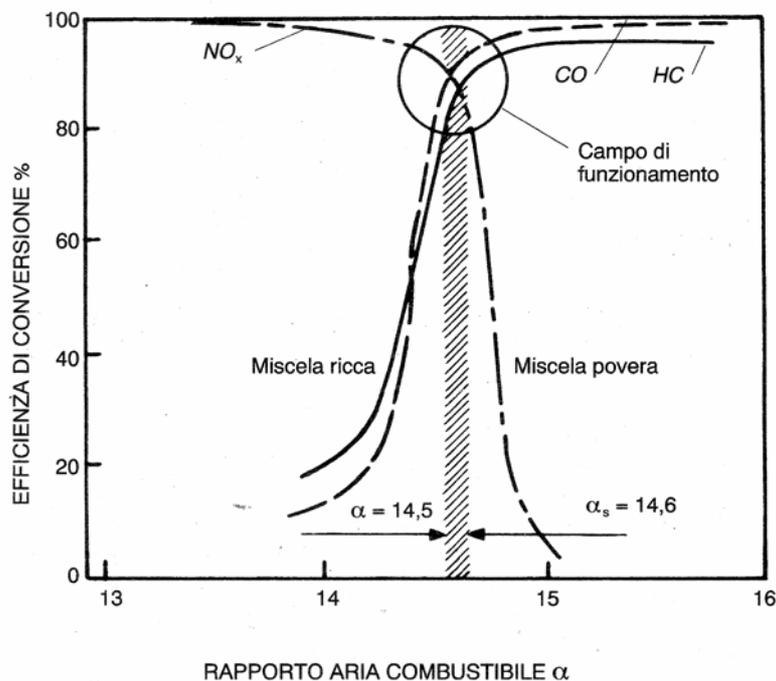
Interventi sui gas combusti

Questi interventi hanno lo scopo di trasformare gli inquinanti formati durante il processo di combustione in sostanze meno dannose per l'uomo e per l'ambiente in generale.

- ✓ Convertitori trivalenti: sono in grado di ridurre gli NO_x a N_2 e contemporaneamente di ossidare gli idrocarburi incombusti e il CO a CO_2 e H_2O . Tali reazioni sono rese possibili da diversi catalizzatori:
 - platino (Pt) o palladio (Pd) per i processi di ossidazione;
 - rodio (Rh) per i processi di riduzione degli NO_x

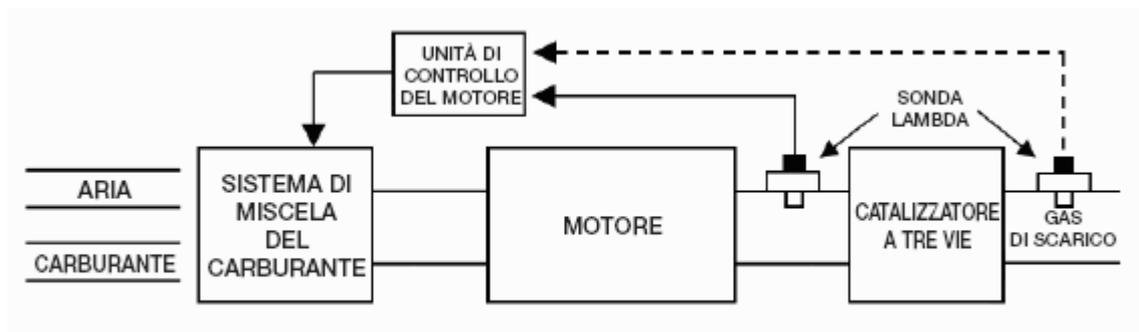
Il convertitore trivalente ha una buona efficienza solo quando il rapporto aria combustibile è compreso all'interno di un range molto stretto (14.5- 14.6)

Fig. 43



Ciò è reso possibile dalla utilizzazione della cosiddetta sonda lambda che, ubicata nel tubo di scarico immediatamente prima del catalizzatore, ha il compito di informare costantemente l'unità di controllo del motore sul titolo della miscela. Le variazioni di segnale dell'elemento sensibile della sonda vengono utilizzate dalla unità di controllo del motore per segnalare al sistema di miscela del carburante che il titolo deve essere modificato.

Fig. 44



Nelle motorizzazioni più recenti, per soddisfare le normative (EOBD), che prevedono anche il controllo della capacità di conversione del catalizzatore, viene in genere impiegata, a valle dello stesso, una seconda sonda lambda. Poiché misurando l'OSC (Oxygen Storage Capacity) del catalizzatore si può risalire alla sua efficienza di conversione, si confrontano le informazioni delle sonde in ingresso e in uscita dal catalizzatore.

Per mantenere una elevata efficienza a lungo periodo (vita media 10^5 km) il convertitore deve essere fatto funzionare in un range ottimale di temperatura (300-800 °C). A temperature più elevate si ha un invecchiamento precoce del catalizzatore, a temperature inferiori l'efficienza della conversione degrada rapidamente.

I convertitori trivalenti, che in questi anni sono diventati dei piccoli laboratori chimici capaci di pulire con elevata efficienza i gas combusti che li attraversano, presentano ancora alcuni problemi irrisolti:

- sono efficaci solo a caldo: in un'auto utilizzata giornalmente per numerosi brevi tragitti intervallati da soste (spostamenti urbani), non raggiunge mai la temperatura di lavoro e quindi l'efficacia diminuisce sensibilmente;
- a caldo, l'efficacia si riduce in presenza di frequenti accelerazioni e decelerazioni.
- favoriscono reazioni indesiderate che portano alla formazione di acido solfidrico (a causa dello zolfo presente nella benzina), di ammoniaca e di protossido di azoto;
- dispersione nell'ambiente di piccole tracce degli elementi catalizzatori: il fenomeno rappresenta, un problema ambientale di scala globale e non deve essere trascurato, data l'estrema tossicità di questi metalli.
- aumento del protossido d'azoto: l'aggiunta, nella benzina cosiddetta verde, di metilterbutilene (MTBE) ed etilterbutilene (ETBE) determina la liberazione di formaldeide ed acetaldeide, in conseguenza della quale aumenta anche il protossido d'azoto, uno dei principali gas serra.

✓ Convertitori deNO_x (denitrificazione dei gas combusti)

L'uso dei convertitori trivalenti permette il rispetto dei limiti delle emissioni previsti dalle norme limitatamente ai motori che impiegano una miscela prossima al suo valore stechiometrico.

Poiché attualmente, per abbattere i consumi, si tende verso un'alimentazione fortemente magra (ossia una miscela aria-combustibile caratterizzata da un contenuto di combustibile inferiore a quello stechiometrico), si sta mettendo a punto una nuova generazione di convertitori catalitici, denominati sinteticamente Convertitori deNO_x. Essi si basano in genere su due differenti approcci:

- l'uso di catalizzatori di avanzate proprietà strutturali, in grado di creare un microclima locale, che permetta agli HC presenti nei gas di scarico di ridurre per catalisi gli NO_x ad N₂, anche con un eccesso di O₂;
- l'uso di convertitori ad accumulo e riduzione, capaci di fissare gli NO_x, durante le condizioni di funzionamento magro del motore, e di rilasciarli periodicamente e ridurli quando esso è portato a marciare ricco per brevi intervalli di tempo.

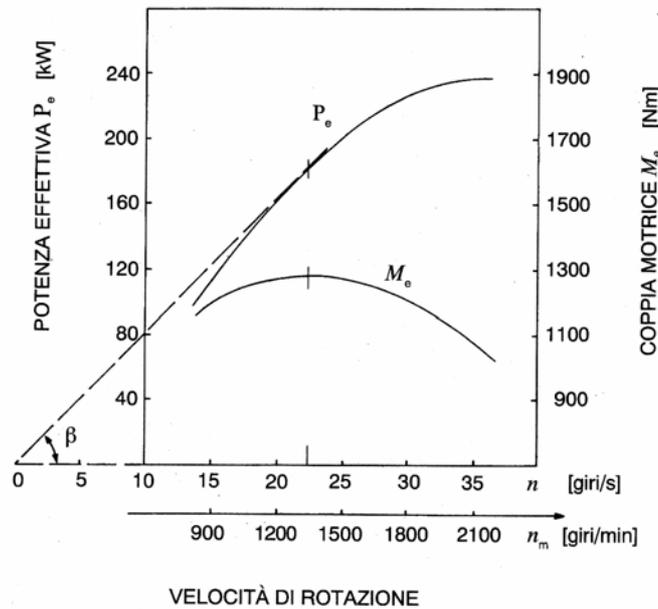
Accoppiamento del motore a combustione interna

Le curve che caratterizzano il comportamento di un motore (curve caratteristiche) sono quelle che esprimono la coppia motrice M e la potenza in funzione del regime di rotazione. I parametri che definiscono i modi di operare di un motore sono tuttavia due:

1. il regime di rotazione
2. il carico imposto dall'utilizzatore

Pertanto le curve caratteristiche sono dipendenti dal grado di ammissione. Generalmente esse sono tuttavia sempre riferite alle condizioni di massimo carico (massima apertura) perché in tal caso forniscono le effettive prestazioni limite fornite dal motore.

Fig. 45



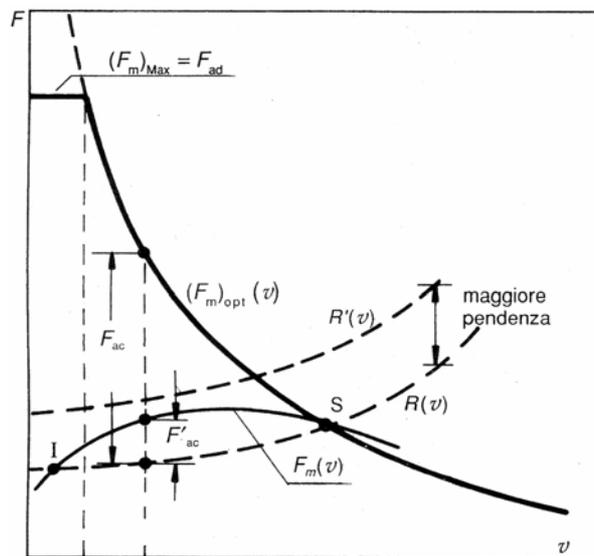
Si può subito osservare che la pendenza dei raggi che proiettano dall'origine i punti della curva di potenza, risulta proporzionale a M . Infatti:

$$\tan \beta = \frac{P}{n} \propto M$$

Il massimo del valore della coppia si ha pertanto in corrispondenza del regime per il quale una retta uscente dall'origine risulta tangente alla curva di potenza.

I motori destinati alla trazione devono fornire prestazioni brillanti su di un ampio campo di regimi di rotazione e di carichi. In particolare sarebbe auspicabile che tali motori rendessero disponibile alle ruote una potenza costante al variare della velocità del veicolo.

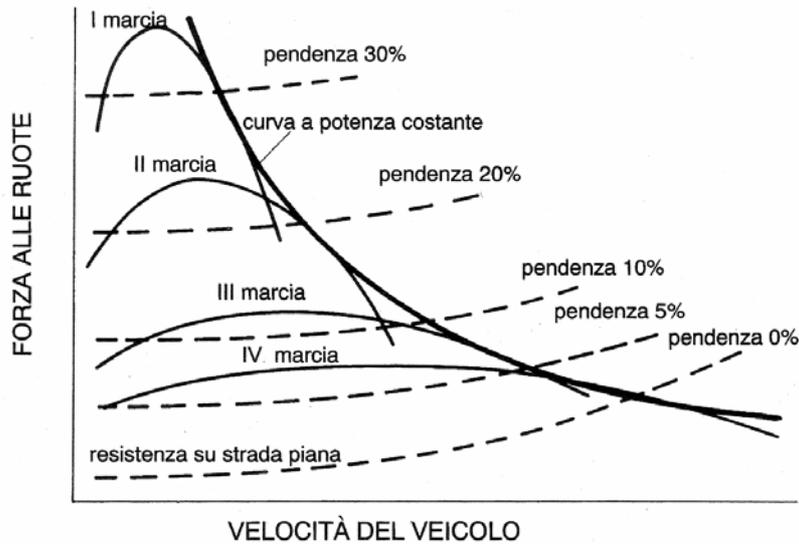
Fig. 46



In tale situazione ottimale, la forza motrice disponibile alle ruote aumenterebbe con legge iperbolica al diminuire della velocità. Poiché la coppia è proporzionale alla forza motrice è immediato riconoscere che la condizione limite ottimale della trasmissione dovrebbe essere caratterizzata da una coppia che aumenta in modo iperbolico al diminuire del regime di rotazione.

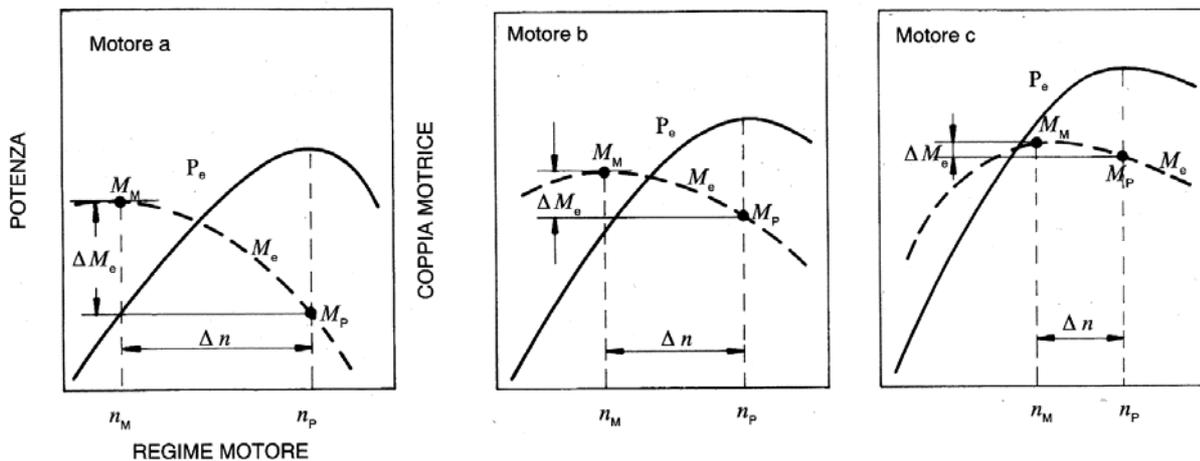
Per rendere la coppia disponibile alle ruote conforme alle esigenze della trazione occorre pertanto utilizzare un gruppo cambio. Nella figura sotto riportata sono evidenziate le trasformazioni indotte da un cambio discontinuo a 4 marce sulla caratteristica motrice.

Fig. 47



Analizziamo ora tre tipici andamenti delle curve caratteristiche di un motore.

Fig. 48



Motore a: elevata coppia in prossimità del limite inferiore dei giri di funzionamento con conseguente curva di potenza che cresce rapidamente con un massimo piuttosto limitato. Il campo ottimale di impiego cade tra il regime di coppia massima e il regime di potenza massima. Il motore è dotato di una buona elasticità.

Motore b: la curva di coppia è un po' più piatta (rispetto al motore a). Risulta disponibile una potenza massima superiore a scapito dell'elasticità¹.

Motore c: il motore è ottimizzato per avere una coppia massima a regimi elevati. In conseguenza di ciò la curva di coppia scende rapidamente al diminuire della frequenza mentre si mantiene pressoché piatta fino al regime di potenza massima. Il motore è scarsamente elastico.

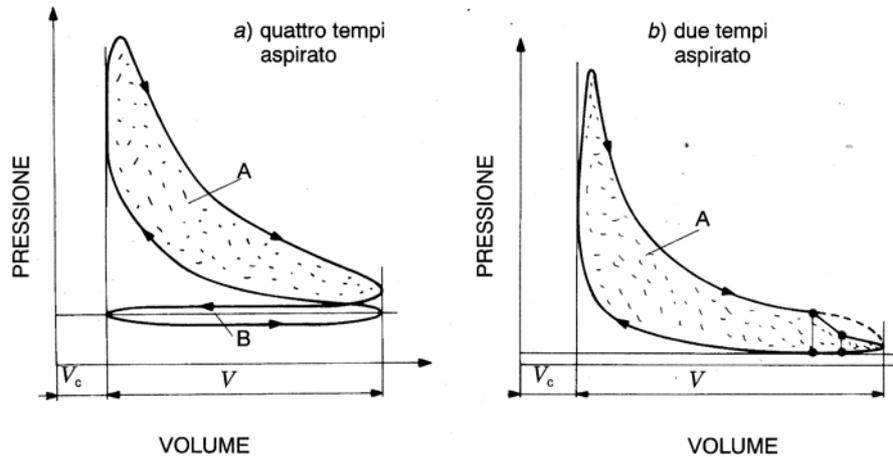
¹ L'elasticità media ε di un motore, funzionante tra i regimi n_2 e n_1 a cui competono le potenze P_2 e P_1 , vale:

$$\varepsilon \equiv \frac{n_2 - n_1}{P_2 - P_1}$$

Terminologia

Lavoro indicato

È il lavoro ceduto dal fluido di lavoro al pistone. In un piano p - V è rappresentato dall'area del ciclo indicato ovvero del diagramma ottenuto utilizzando un trasduttore di pressione nella camera di combustione.



Rendimento indicato

È il rapporto tra il lavoro indicato e il calore fornito

$$\eta_{ind} \equiv \frac{L_{ind}}{Q_{in}}$$

In genere $\eta_{ind} \cong 0.35 \div 0.45$

Indicata con m la massa di combustibile (con potere calorifico H_i) bruciata in un ciclo, si ha:

$$\eta_{ind} \equiv \frac{L_{ind}}{m \cdot H_i}$$

Il potere calorico inferiore dei normali combustibili può porsi pari a circa 44000 kJ/kg

Pressione media indicata

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

dove con V si è indicata la cilindrata.

Potenza indicata

$$P_i \equiv \frac{L_i}{t} = \frac{L_i n}{\varepsilon} \quad \begin{cases} \varepsilon=1 & \text{motore a due tempi} \\ \varepsilon=2 & \text{motore a quattro tempi} \end{cases}$$

Rendimento organico: si tratta di un coefficiente che consente di passare dalle grandezze indicate alle grandezze effettive:

$$\eta_o \equiv \frac{L_e}{L_i} \equiv \frac{P_e}{P_i} \equiv \frac{p_{me}}{p_{mi}}$$

In genere $\eta_o \cong 0.75 \div 0.90$

Il lavoro effettivo (utile) è pari al lavoro indicato meno la parte di energia persa per attrito e per comandare gli accessori

Pressione media effettiva

$$p_{me} \equiv \frac{L_e}{V}$$

Potenza effettiva

$$P_e \equiv \frac{L_e}{t} = \frac{L_e n}{\varepsilon} \quad \begin{cases} \varepsilon=1 & \text{motore a due tempi} \\ \varepsilon=2 & \text{motore a quattro tempi} \end{cases}$$

Rendimento globale: è il prodotto dei due rendimenti definiti in precedenza

$$\eta_g \equiv \eta_i \eta_o$$

Il rendimento globale è anche pari al rapporto tra effettivo e il calore fornito

$$\eta_g \equiv \frac{L_e}{Q_{in}} = \frac{L_e}{m \cdot H_i}$$

In genere $\eta_{ut} \cong 0.27 \div 0.4$

Si definisce *consumo specifico di combustibile* (c_{sp}) la quantità di combustibile necessaria per produrre, in ogni ciclo, il lavoro utile L_e di 1 J

$$c_{sp} = \frac{M_{comb}}{L_e}$$

per motori di autoveicoli può porsi:

$$c_{sp} \begin{cases} 75 \div 120 \text{ g/MJ} & \text{motori Otto} \\ 60 \div 80 \text{ g/MJ} & \text{motori Diesel} \end{cases}$$

Il *rapporto di miscela* o dosatura è il rapporto tra la massa d'aria e la massa di combustibile

$$\alpha \equiv \frac{M_{aria}}{M_{comb}}$$

Indicato con α_{st} il rapporto stechiometrico aria/combustibile, le miscele si definiscono ricche o povere rispettivamente quando $\alpha < \alpha_{st}$ o $\alpha > \alpha_{st}$. In prima approssimazione si può porre $\alpha_{st} \cong 14.5$

Il rapporto α / α_{st} viene indicato come indice d'aria λ

$$\lambda \equiv \frac{\alpha}{\alpha_{st}}$$

Tabelle

Motori ad accensione comandata per motocicli						
Costruttore		Honda	Honda	Yamaha	BMW	Honda
Modello		VF1000F	XL600R	YT125	K75	NS400R
Tipo		4T A	4T A	2T A	4T A	2T A
i	(cil)	4	1	1	3	3
D	[mm]	77	97	56	67	57
C	[mm]	53,6	80	50	70	50,6
iV	[dm ³]	0,998	0,591	0,123	0,740	0,387
ClD	[—]	0,70	0,82	0,89	1,04	0,89
P_u	[kW]	86	32,3	27,3	55,1	52,9
n	[giri/s]	166,7	108,3	183,3	141,7	158,3
v_m	[m/s]	17,9	17,3	18,3	19,8	16,0
P_u/i	[kW/cil]	21,5	32,3	27,3	18,4	17,6
P_u/iV	[kW/dm ³]	86,2	54,7	221,6	74,4	136,7
p_{me}	[MPa]	1,03	1,01	1,21	1,05	0,86
P_u/iA	[kW/dm ²]	42,2	43,8	100,8	52,1	69,1

Motori ad accensione comandata (automobili)

Costruttore Modello Tipo	Fiat Thema I.E. 4T TCI	Ferrari 328GTS 4T A	Renault 21TSE 4T A	Fiat Fire 1000 4T A	Jaguar XJ6 2.9 4T A
i (cil)	4	8	4	4	6
D [mm]	84	83	81	70	91
C [mm]	90	73,6	83,5	64,9	74,8
iV [dm ³]	1,995	3,185	1,721	0,999	2,92
ClD [—]	1,07	0,89	1,03	0,93	0,82
P_u [kW]	122	198,7	65	33	122,8
n [giri/s]	87,5	116,7	91,7	83,3	93,3
v_m [m/s]	15,7	17,2	15,3	10,8	13,9
P_u/i [kW/cil]	30,5	24,8	16,2	8,3	20,5
P_u/iV [kW/dm ³]	61,1	62,4	37,8	33,1	42,1
P_{me} [MPa]	1,40	1,07	0,82	0,79	0,9
P_u/iA [kW/dm ²]	55,5	45,9	31,5	21,5	31,5

— VALORI DEI PARAMETRI FONDAMENTALI CARATTERISTICI DEI MOTORI
ALTERNATIVI A C.I.

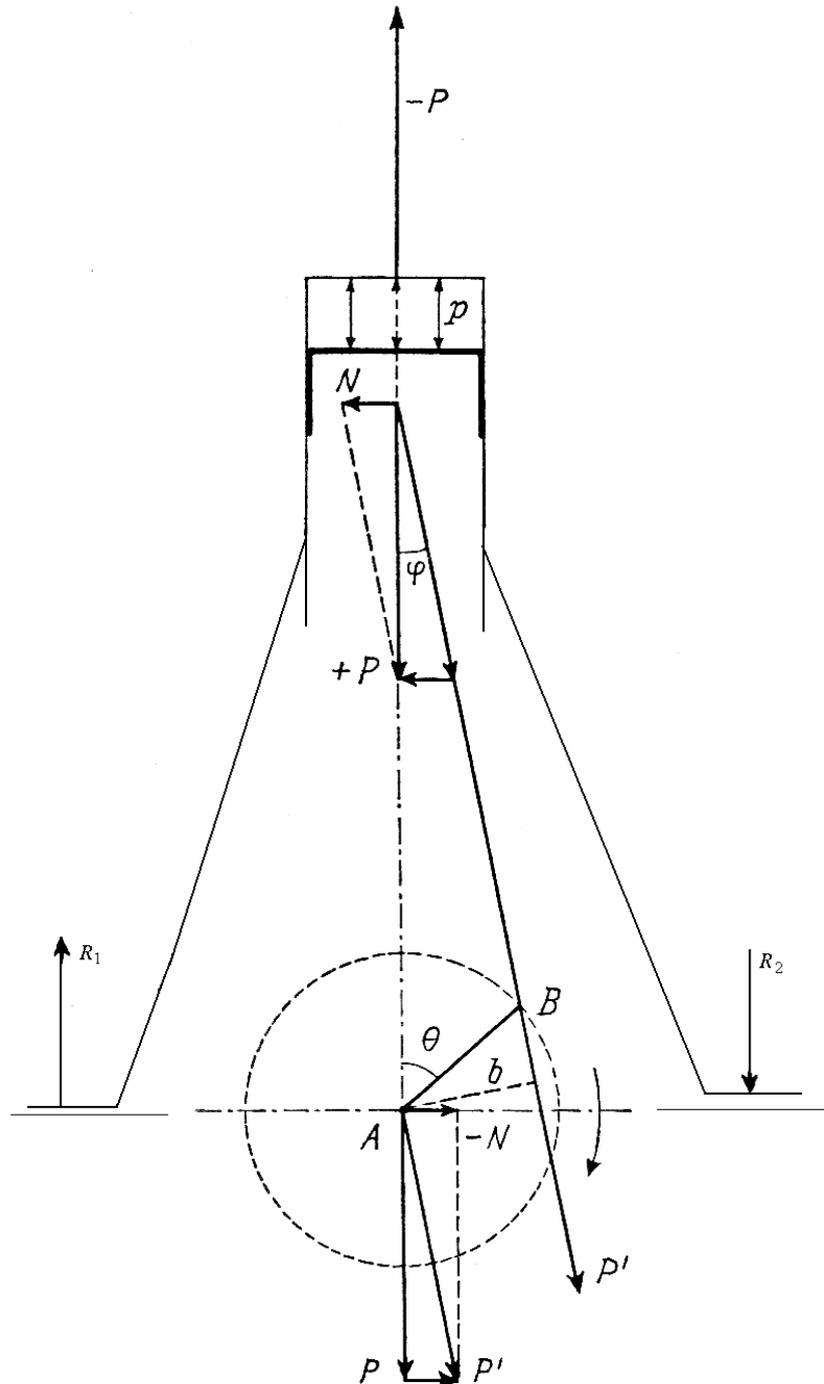
Impiego	Aviazione		Autoveicoli		Installazioni fisse e marine	
	Otto-4	Otto-4	Diesel-4	Diesel-4 (a media velocità)	Diesel-2 (lenti)	
Ciclo e n° tempi						
Pressione di sovralimentazione in MPa	0,13 ÷ 0,2			0,2 ÷ 0,35	0,2 ÷ 0,3	
Pressione di fine compressione in MPa	0,8 ÷ 1,3	0,9 ÷ 1,4	4 ÷ 5	6 ÷ 9,5	5 ÷ 7,5	
Pressione massima di combustione in MPa	3 ÷ 6,5	4 ÷ 6	6 ÷ 7,5	8 ÷ 12	7 ÷ 10	
P_e in MPa	0,8 ÷ 1,8	0,75 ÷ 1,2	0,55 ÷ 0,9	1,2 ÷ 1,9	1 ÷ 1,4	
Rapporto di compressione	6 ÷ 8	6,5 ÷ 10,5	16 ÷ 23,5	13 ÷ 15	12 ÷ 14	
Temperatura di aspirazione in K	220 ÷ 325 (se non sovra- limentati)	250 ÷ 325	250 ÷ 325			
Temperatura di fine compressione in K	530 ÷ 700	870 ÷ 950	1150 ÷ 1300	1150 ÷ 1300	1150 ÷ 1300	
Temperatura di combustione in K	2300 ÷ 2900	2300 ÷ 2900	~ 2100	~ 2100	~ 2100	
Consumo di combustibile in g/MJ	70 ÷ 100	75 ÷ 120	60 ÷ 80	54 ÷ 65	55 ÷ 65	
Potenza specifica kW/dm ³	20 ÷ 40	22 ÷ 60	15 ÷ 25	6 ÷ 13	2 ÷ 3	
Massa specifica kg/kW	0,5 ÷ 1	1,5 ÷ 4	3 ÷ 8	13 ÷ 22	30 ÷ 45	
Rendimento globale	0,22 ÷ 0,35	0,2 ÷ 0,33	0,3 ÷ 0,4	0,35 ÷ 0,43	0,35 ÷ 0,42	
$k = \frac{C}{D}$	0,75 ÷ 1	0,7 ÷ 1,15	0,8 ÷ 1,2	1 ÷ 1,4	1,6 ÷ 2,2	
Velocità di rotazione in rad/s	210 ÷ 370	470 ÷ 730	250 ÷ 525	40 ÷ 110	10 ÷ 20	
Velocità media dello stantuffo in m/s	8,5 ÷ 15	10 ÷ 17	9 ÷ 15	8 ÷ 11	5,5 ÷ 7,5	

Bilanciamento del Motore

Il motore trasmette al telaio del veicolo le forze che esso stesso riceve. Con riferimento al manovellismo in posizione generica è facile riconoscere che l'azione della forza agente sul pistone è scomponibile in due direzioni: una parallela all'asse del cilindro e l'altra ad essa perpendicolare.

Mentre la forza P è contrastata e perfettamente equilibrata dalla reazione del supporto di banco, la forza N genera una coppia ribaltante che può essere annullata solamente dalle reazioni vincolari del telaio.

Fig. 49



Poiché tutte le azioni trasmesse dal motore variano periodicamente, il telaio fornirà reazioni pure variabili e la macchina assumerà un moto vibratorio.

Per limitare le vibrazioni, il cui effetto nocivo è evidente, bisogna proporsi di rendere, per quanto possibile, costanti le azioni trasmesse dal motore, ovvero di equilibrare il motore stesso.

L'azione di equilibratura del motore deve interessare tutte le fonti di perturbazione, pertanto dovrà agire su:

1. coppia di reazione;
2. forze centrifughe;
3. forze alterne di inerzia.

Coppia di reazione

La coppia di reazione C_r , indicata con l la lunghezza della biella e con r il raggio di manovella, vale:

$$C_r = P \tan \varphi (l \cos \varphi + r \cos \theta) \tag{1.14}$$

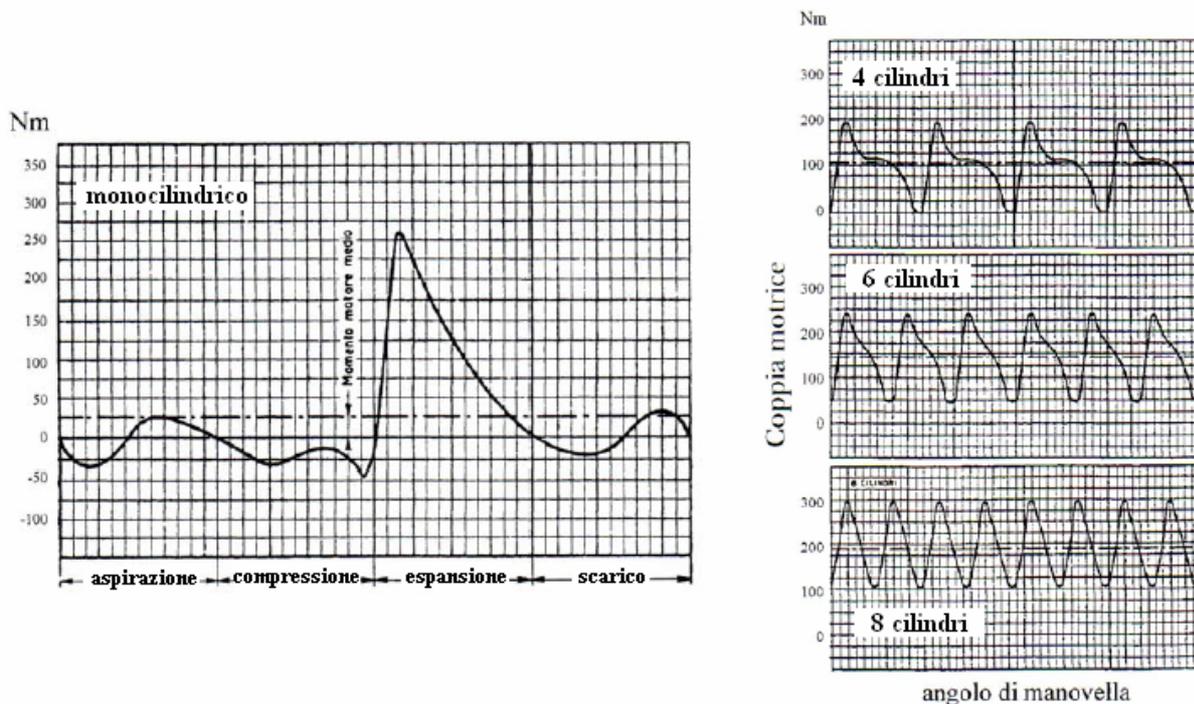
La coppia motrice C_m vale:

$$C_m = \frac{P}{\cos \varphi} (l \cos \varphi + r \cos \theta) \cdot \sin \varphi = P \tan \varphi (l \cos \varphi + r \cos \theta) \tag{1.15}$$

Dal confronto della (1.15) con la (1.14) si riconosce immediatamente che la coppia di reazione è sempre uguale alla coppia motrice. La coppia motrice, per altro, non può essere resa costante: se ne possono solo diminuire gli scarti disponendo nel motore parecchi cilindri, i cui cicli siano opportunamente sfasati.

E' importante sottolineare che, ai fini della regolarizzazione della coppia di reazione, il contributo del volano è nullo. Infatti la coppia motrice, pari come si è visto alla coppia di reazione, è influenzata direttamente dalle accelerazioni delle masse alterne (pistone, spinotto, fasce...) ma non dalle masse rotanti.

Fig. 50



Forze centrifughe

Il bilanciamento delle forze centrifughe generate dalle masse rotanti m applicate sull'albero a gomiti, si ottiene effettuando due tipi di equilibramento:

1. equilibramento statico: si rende nulla la risultante delle forze centrifughe, in modo che il baricentro delle masse rotanti giaccia sul suo asse di rotazione. In questa condizione l'albero, appoggiato orizzontalmente su due supporti a coltello resterà in equilibrio in qualunque posizione angolare lo si disponga.

2. **equilibramento dinamico:** si rende nulla la somma algebrica dei momenti delle forze centrifughe rispetto ad un punto qualsiasi del piano. In questa condizione l'albero, ruotando, caricherà i suoi supporti con il solo peso proprio.

Equilibramento *statico* di un motore policilindrico.

Le manovelle sono fra loro sfasate di un angolo β pari a:

$$\beta = \frac{\varepsilon \cdot \pi}{z}$$

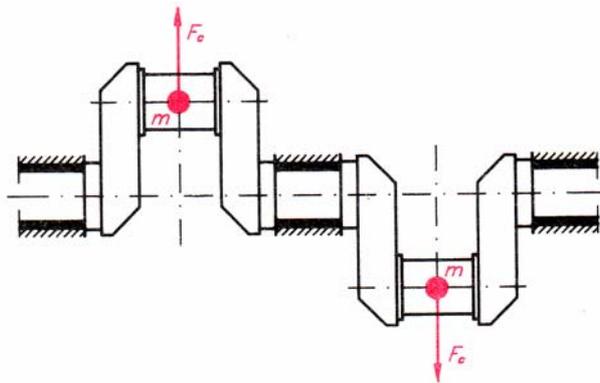
dove z è il numero dei cilindri ed ε vale 2 nel caso di motori a due tempi e 4 nel caso di motori a quattro tempi.

Con riferimento ad un motore a quattro tempi un quattro cilindri avrà le manovelle sfasate di 180° , un sei cilindri avrà le manovelle sfasate di 120° e un otto cilindri avrà le manovelle sfasate di 90° .

In tutte queste situazioni la disposizione delle manovelle è tale soddisfare automaticamente la condizione di equilibrio statico che si esprime annullando la somma vettoriale delle forze centrifughe F_{ci} associate alle varie manovelle:

$$\sum F_{ci} = 0$$

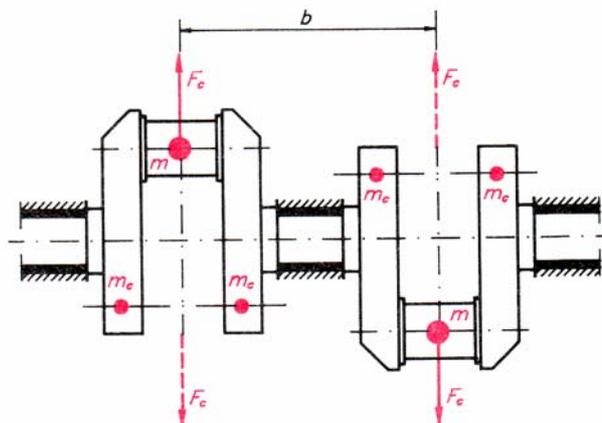
Fig. 51



Equilibramento *dinamico* di un motore policilindrico

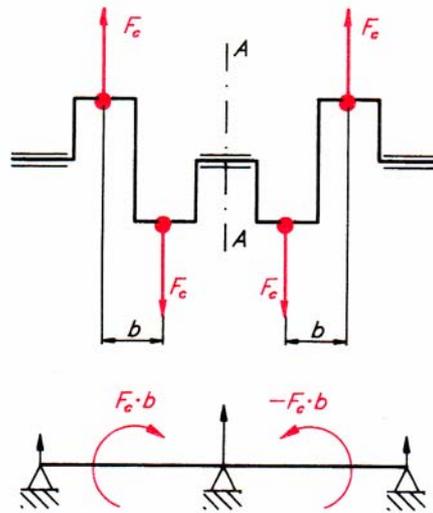
Con riferimento ad un albero collegato ad un motore bicilindrico (Fig. 51) notiamo immediatamente che le forze centrifughe generano una coppia M_c in grado di sollecitare i supporti. Per equilibrare dinamicamente l'albero bisogna aggiungere ad esso due coppie di contrappesi in grado di generare una coppia uguale e contraria a M_c .

Fig. 52



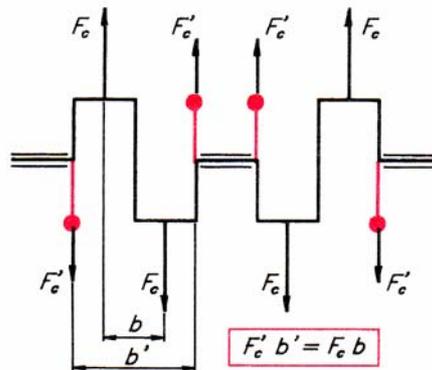
In un motore a quattro cilindri, l'equilibramento dinamico è ottenuto senza la necessità di aggiungere contrappesi (Fig. 53). Come regola generale si tenga presente che "gli alberi con numero di manovelle maggiore di due, equilibrati staticamente, sono nel contempo equilibrati dinamicamente a condizione che ammettano un piano di simmetria, perpendicolare al proprio asse, rispetto al quale le manovelle risultino simmetriche.

Fig. 53



In molti casi tuttavia, anche se l'albero risulta già equilibrato dinamicamente nel suo complesso, è buona norma equilibrare con contrappesi le singole campte per evitare che i supporti intermedi vengano eccessivamente sovraccaricati dall'azione delle forze centrifughe.

Fig. 54



Forze alterne di inerzia

L'accelerazione del piede di biella vale:

$$a \cong \omega^2 r (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \tag{1.16}$$

dove:

- ω velocità angolare della manovella;
- r raggio di manovella;
- λ rapporto tra il raggio di manovella e la lunghezza l della biella
- φ angolo di manovella

L'accelerazione del piede di biella consta di due termini

1. termine del primo ordine $\omega^2 r (\cos \varphi)$
2. termine del secondo ordine $\omega^2 r \lambda (\cos 2\varphi)$

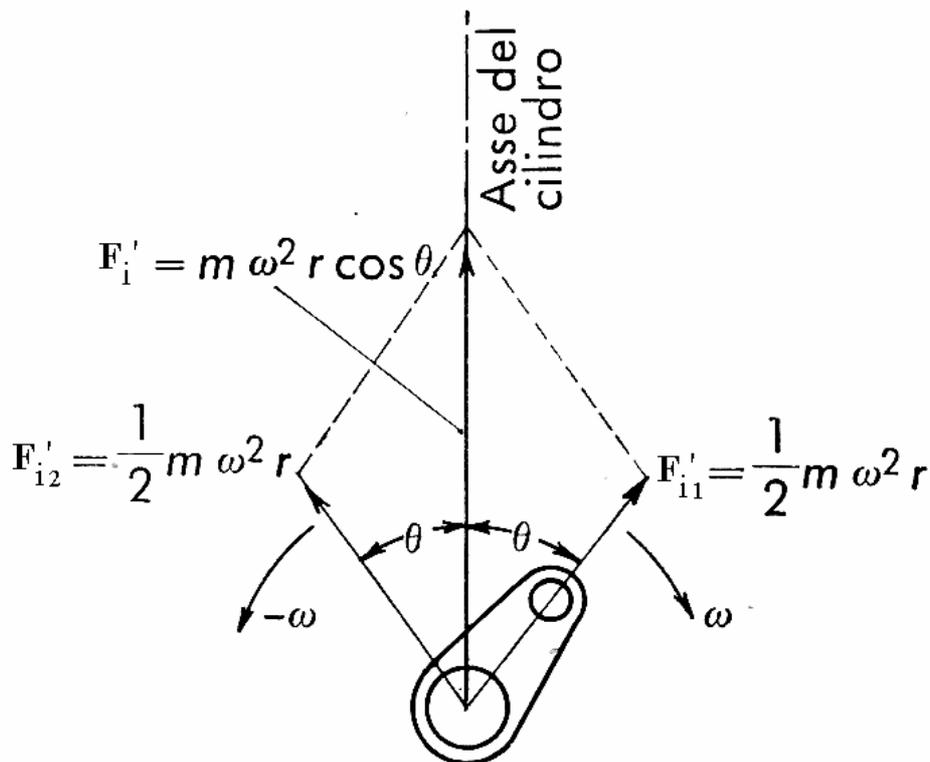
Indicata con m la massa dotata di moto alterno (pistone, spinotto, fasce elastiche, parte della biella...) si individueranno di conseguenza due forze d'inerzia alterne rispettivamente del primo e del secondo ordine.

1. forza di inerzia alterna del primo ordine: $F_i' = m\omega^2 r \cos\theta$
2. forza di inerzia del secondo ordine: $F_i'' = m\omega^2 r \lambda \cos 2\theta$

Il bilanciamento delle forze di inerzia alterne del primo ordine

La forza di inerzia del primo del primo ordine è può essere immaginata come la risultante di due forze di inerzia F'_{i1} e F'_{i2} generate dalla rotazione di due masse di intensità m poste a distanza r dall'asse di rotazione dell'albero e ruotanti rispettivamente alle velocità ω (concorde con la manovella) e $-\omega$ (opposta alla velocità della manovella).

Fig. 55



Con riferimento da un motore monocilindrico è evidente che il bilanciamento completo delle forze del primo ordine è impossibile. Possiamo comunque adottare delle soluzioni in grado di attenuare i fenomeni vibratori.

1. disposizione di una massa m in *opposizione* al bottone di manovella, posta a distanza r dal centro di rotazione. Con questa soluzione la forza alterna del primo ordine, originariamente diretta lungo l'asse del cilindro, viene ruotata di 90° nella direzione di $-\omega$.
2. disposizione di una massa $m/2$ in opposizione al bottone di manovella, posta a distanza r dal centro di rotazione. Con questa soluzione la forza alterna del primo ordine, di azione sussultoria, viene annullata e sostituita da una perturbazione rotante secondo $-\omega$ di intensità dimezzata.

Pertanto, per equilibrare totalmente le forze alterne del primo ordine che si generano in un motore monocilindrico si deve utilizzare un albero contro rotante (velocità di rotazione $-\omega$).

Sempre per quanto riguarda l'equilibratura delle forze alterne del primo ordine, consideriamo alcune soluzioni policilindriche.

- Bicilindrico (manovelle sfasate di π)
 La somma delle forze di inerzia del primo ordine vale:

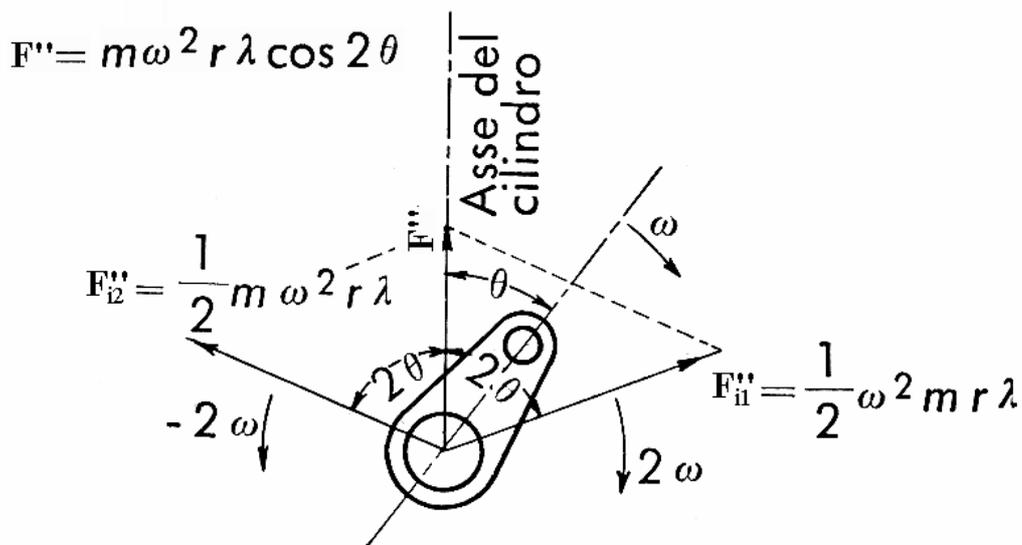
$$F'_{tot} = m\omega^2 r (\cos \theta + \cos(\theta + \pi)) = 0$$
 pertanto le forze di inerzia del primo ordine sono completamente bilanciate.
- Tricilindrico (manovelle sfasate di $\frac{2}{3}\pi$)
 La somma delle forze di inerzia del primo ordine vale:

$$F'_{tot} = m\omega^2 r \left(\cos \theta + \cos\left(\theta + \frac{2}{3}\pi\right) + \cos\left(\theta + \frac{4}{3}\pi\right) \right) = 0$$
 pertanto le forze di inerzia del primo ordine sono completamente bilanciate
- Quattro cilindri (doppio bicilindrico): le forze di inerzia del primo ordine sono completamente bilanciate
- Sei cilindri (doppio tricilindrico): le forze di inerzia del primo ordine sono completamente bilanciate

Il bilanciamento delle forze di inerzia alterne del secondo ordine

La forza di inerzia del primo del primo ordine è può essere immaginata come la risultante di due forze di inerzia F''_{i1} e F''_{i2} generate dalla rotazione di due masse di intensità $m\lambda/4$ poste a distanza r dall'asse di rotazione dell'albero e ruotanti rispettivamente alle velocità 2ω (concorde con la manovella) e -2ω (opposta alla velocità della manovella).

Pertanto, per equilibrare totalmente le forze alterne del secondo ordine che si generano in un motore monocilindrico si devono utilizzare due un alberi contro rotanti, rispettivamente con velocità di rotazione 2ω e -2ω ed entrambi equipaggiati con una massa $m\lambda/4$ posta a distanza r dall'asse di rotazione.



Sempre per quanto riguarda l'equilibratura delle forze alterne del secondo ordine, consideriamo alcune soluzioni policentriche.

- Bicilindrico (manovelle sfasate di π)

La somma delle forze di inerzia del secondo ordine vale:

$$F''_{tot} = m\omega^2 r \lambda (\cos 2\theta + \cos 2(\theta + \pi)) = 2m\omega^2 r \lambda \cdot \cos 2\theta$$

pertanto le forze di inerzia del primo secondo ordine sono sbilanciate.

- Tricilindrico (manovelle sfasate di $\frac{2}{3}\pi$)

La somma delle forze di inerzia del primo ordine vale:

$$F''_{tot} = m\omega^2 r \gamma \left(\cos 2\theta + \cos 2\left(\theta + \frac{2}{3}\pi\right) + \cos 2\left(\theta + \frac{4}{3}\pi\right) \right) = 0$$

pertanto le forze di inerzia del secondo ordine sono completamente bilanciate

- Quattro cilindri (doppio bicilindrico): le forze di inerzia del secondo ordine sono sbilanciate.
- Sei cilindri (doppio tricilindrico): le forze di inerzia del secondo ordine sono bilanciate.

Bibliografia

AA.VV.	Manuale del perito industriale	Cremonesi
Buffoni F.	L'autoveicolo	Hoepli
Capetti A.	Motori termici	Utet
Cengel YA. Boles MA.	Thermodynamics. An engineering approach	Mc Graw Hill
Chin Wu	Thermodynamics Cycles	Marcel Dekker
Cornetti G.	Macchine termiche	Il Capitello
Della Volpe R.	Macchine	Liguori
Di Marco	Appunti di fisica tecnica	Università di Pisa
Ferrari G.	Motori a combustione interna	Il Capitello
Pierotti P	Meccanica Macchine vol.3	Calderini
Whalley	Basic Engineering thermodynamics	Oxford Science Publications