

Di particolare importanza è il tiraggio per la circolazione dei gas combusti e lo scambio termico con il vapore. Se il tiraggio naturale non è sufficiente occorre introdurre ventilatori che facilitano il moto dei gas combusti.

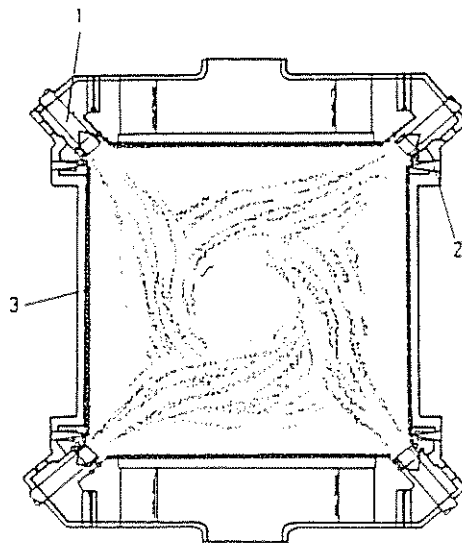
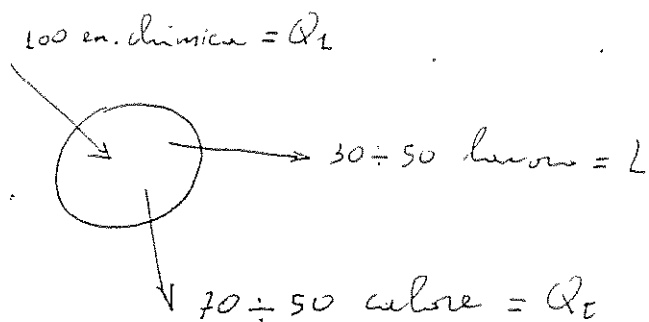


Fig. V.31 — Sezione di camera di combustione.
1. Bruciatore tangenziale; 2. Torcia pilota; 3. Tubi vaporizzatori.

Cogenerazione

La cogenerazione consiste nella produzione contemporanea di energia elettrica e di calore mediante un unico impianto motore primo termico.

Dopo la crisi petrolifera del 1973 gli impianti combinati si sono diffusi molto in Italia perché permettono un risparmio energetico dell'ordine del 25% - 30% rispetto agli impianti convenzionali.



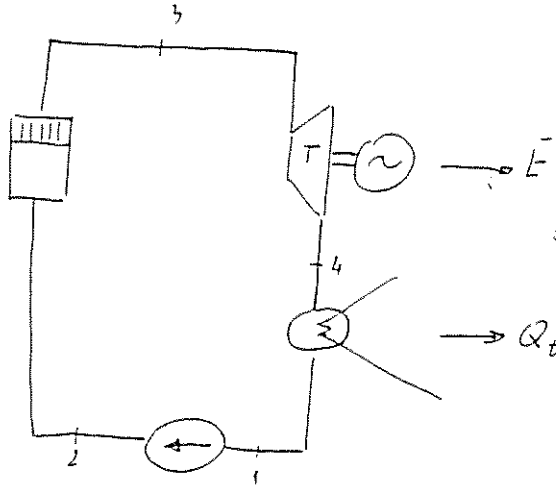
$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \text{rendimento dell'impianto} \approx 50\%$$

$$I = \frac{L + Q_t}{Q_1} = \text{indice di sfruttamento del combustibile} \approx 90\%$$

$$\frac{Q_t}{L} = \frac{\text{calore}}{\text{energia elettrica}}$$

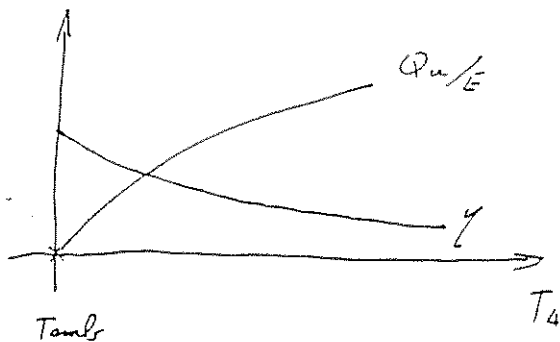
Impianti di cogenerazione con turbine a vapore

1) Impianto a contropressione



la quantità di calore sottratta è utilizzata da un'utenza a temperatura $T_4 > T_{amb}$.

Per ottenere all'impianto una maggiore quantità di calore Q_t occorre innalzare la temperatura T_4 con relativo abbassamento del rendimento.

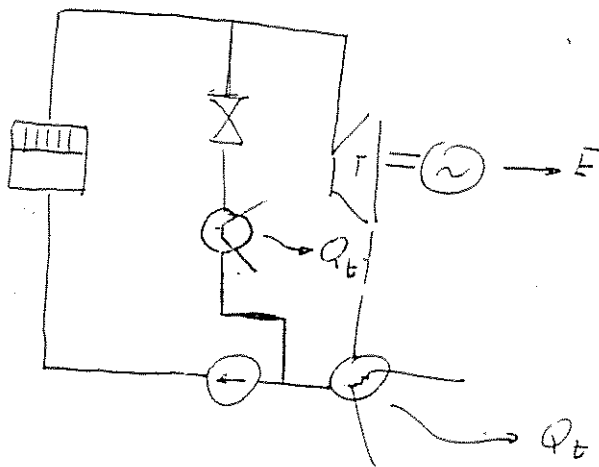


2) impianto a derivazione

Gli impianti a derivazione hanno un rapporto $\frac{Q_t}{E}$ più flessibile rispetto agli impianti controcorrente.

Tale rapporto dipende dalla portata massica

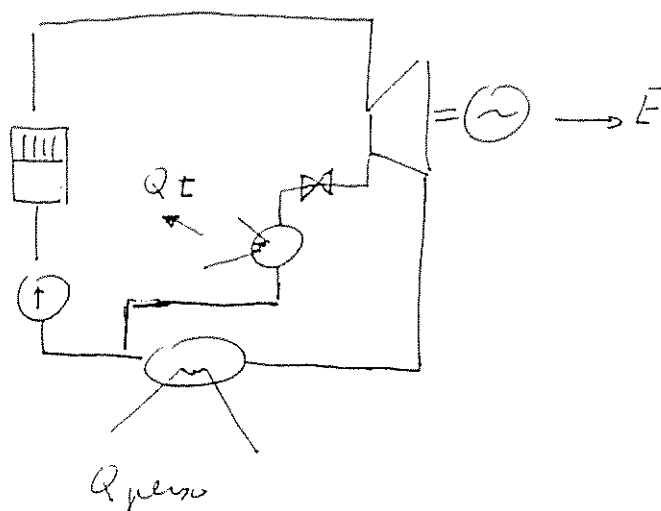
spillata e dal numero di spillamenti fatti.



3) impianto a condensazione

L'impianto a condensazione è caratterizzato dall'aver rapporti $\frac{Q_t}{E}$ molto

bassi e un rendimento dell'impianto elevato.

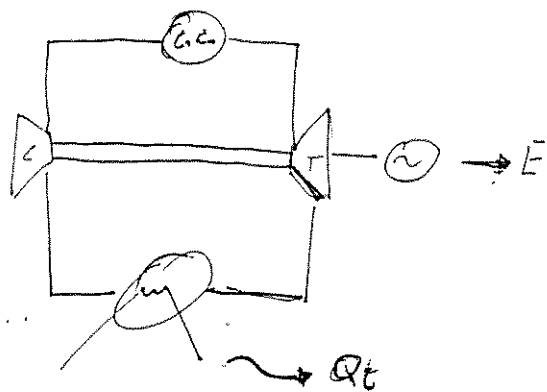


compressione	$Q/E = 4,5$
deiezione	$Q/E = 6,2 \sim \text{regolabile}$
condensazione	$Q/E = 1 \sim 2$

Gli impianti di cogenerazione possono trovare conveniente impiego anche nel campo del riscaldamento urbano.

Impianti di cogenerazione con turbine a gas

Gli impianti a gas con cogenerazione hanno notevoli vantaggi rispetto agli impianti a carbone essendo la temperatura di uscita della turbina più elevata ed inferiore, il calo di rendimento dovuto alla cogenerazione.

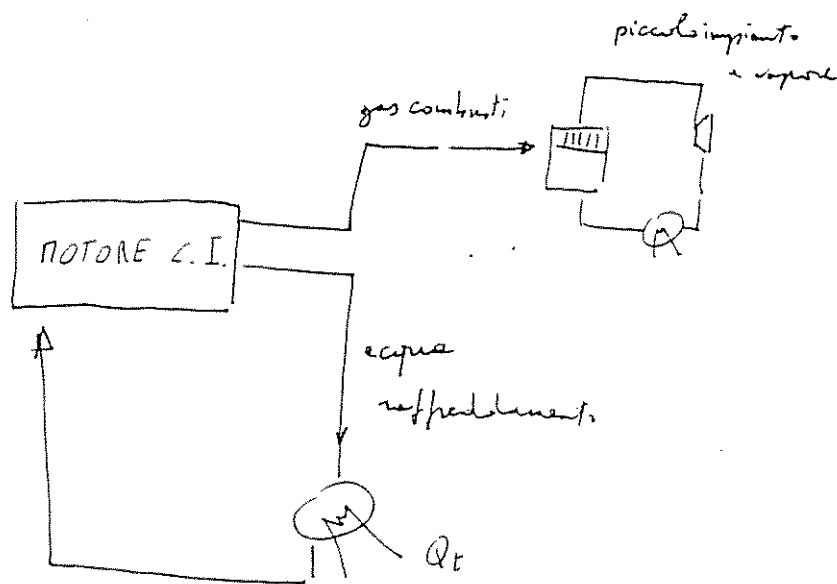


Inoltre l'aria calda all'uscita della turbina può essere utilizzata anche per un'ulteriore combustione essendo elevata la presenza di ossigeno.

Impianti di cogenerazione con motore a combustione interna.

Nei motori a combustione interna il rapporto $\frac{Q_c}{E}$ è piuttosto basso.

Il calore utile può essere ricavato sia dai gas di scarico sia dalle acque di raffreddamento del motore.



T.V.

VANTAGGI

elevata affidabilità e notevole
durata essend T_4 non troppo elevate

SVANTAGGI

$\frac{Q_4}{E}$ elevato, costo elevato

avviamento lento.

T.G.

VANTAGGI

vasti campi di applicazione, possibilità di utilizzare
i gas di scarico per una nuova combustione, alto rendimento

SVANTAGGI

Durata non troppo elevata per le notevoli
solicitazioni termiche.

P.C.I.

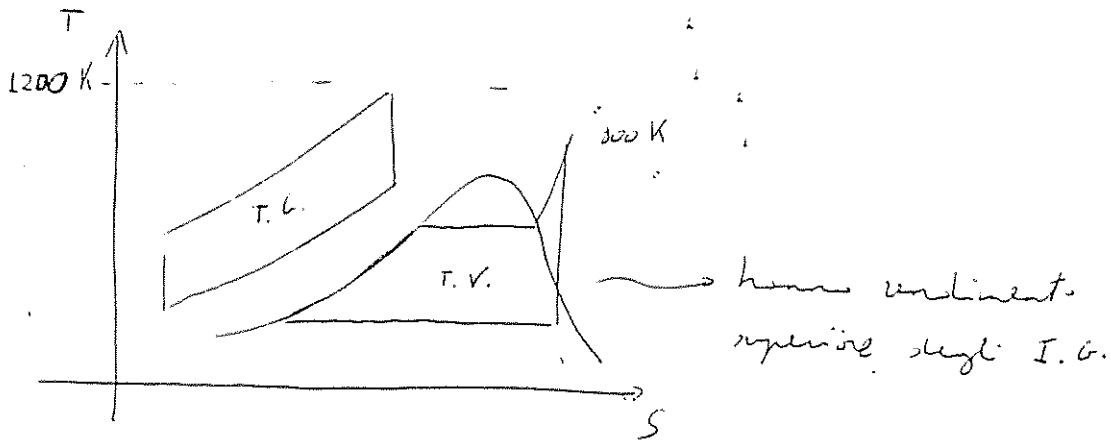
VANTAGGI

$\frac{Q_4}{E}$ basso, alto rendimento, costo basso.

SVANTAGGI

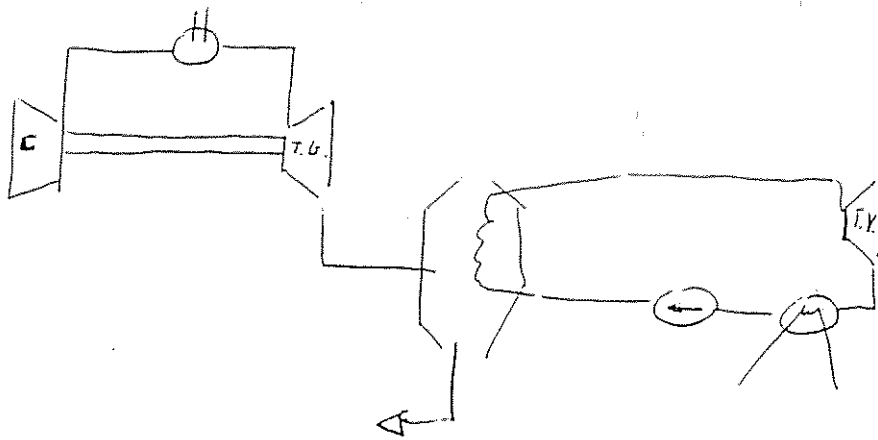
Elevati costi di manutenzione, divisione del calore
in gas di scarico ed acqua refrigerante

Impianti combinati



Il calore ceduto dall'I.G. può essere sfruttato dall'I.V. cercando di minimizzare il ΔT per evitare irreversibilità.

Rispetto agli impianti normali è meno ingombrante non essendoci il G.V.



Gli impianti combinati possono essere costruiti:
ex novo o addestando due impianti semplici
preesistenti.

I vantaggi di un impianto combinato sono:

- * Aumento potenza
- * Aumento rendimento

Impianti nucleari

Lo sviluppo di calore in tali impianti è prodotto da reazioni nucleari.

Il processo di fissione consiste nella rottura del nucleo di uranio ottenuta con bombardamento dei neutroni in uno speciale apparecchio detto reattore nucleare.

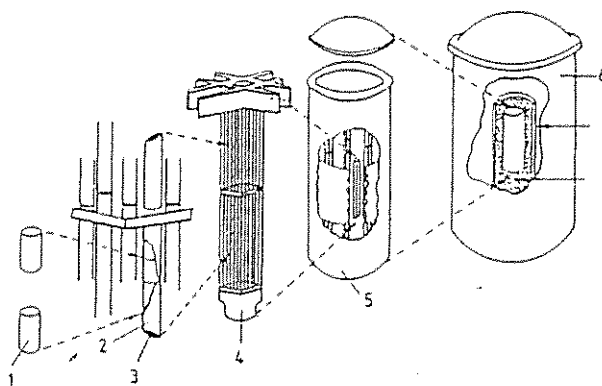


Fig. VI.20 — Schema di struttura interna di un reattore nucleare a fissione.
1. Pastiglie di uranio; 2. Rivestimento pastiche; 3. Barra di combustibile; 4. Gruppo di barre; 5. Recipiente del reattore (vessel); 6. Edificio del reattore.

Ci sono due tipi di impianti nucleari:

1) PWR (Pressurized Water Reactor)

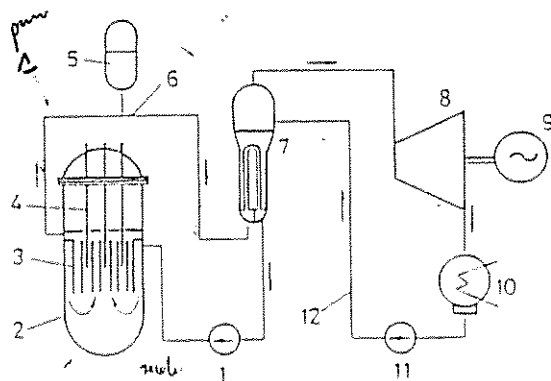


Fig. VI.21 — Schema di impianto nucleare PWR.

1. Pompa di circolazione; 2. Reattore; 3. Nocciolo; 4. Barre di controllo reattore; 5. Pressurizzatore; 6. Circuito primario di raffreddamento; 7. Generatore di vapore; 8. Turbina; 9. Alternatore; 10. Condensatore; 11. Pompa di alimentazione; 12. Circuito secondario.

è costituito da due circuiti:

nel primario circola ad alta pressione l'acqua di refrigerazione del reattore, nel secondo l'acqua di refrigerazione del reattore cede calore al fluido che evolve secondo un normale ciclo a vapore. L'intensità della reazione nucleare e quindi la potenza termica del reattore vengono controllate mediante l'uso assorbitori di neutroni,

le quali vengono inserite o estratte in relazione al regime di funzionamento.

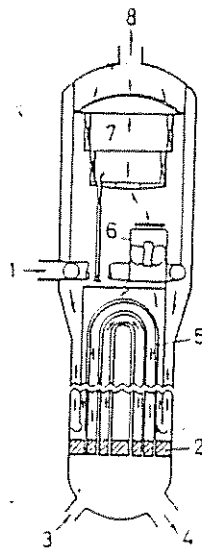


Fig. VI.22 — Generatore di vapore con tubi ad U per impianti nucleari PWR-PUN.
1. Entrata acqua di alimento; 2. Piastra tubiera; 3. Entrata acqua primaria; 4. Uscita acqua primaria; 5. Fascio tubiero; 6. Separatore di umidità; 7. Essiccatore del vapore; 8. Uscita vapore.

2) BWR (Boiling Water Reactor)

Il vapore viene prodotto direttamente nel recipiente del reattore, vi ha quindi un solo circuito e l'impianto risulta costruttivamente più semplice e meno costoso.

Sorgono tuttavia complicazioni poiché, essendo il fluido di lavoro lo stesso che raffredda il reattore, potrebbe essere veicolo di radioattività.

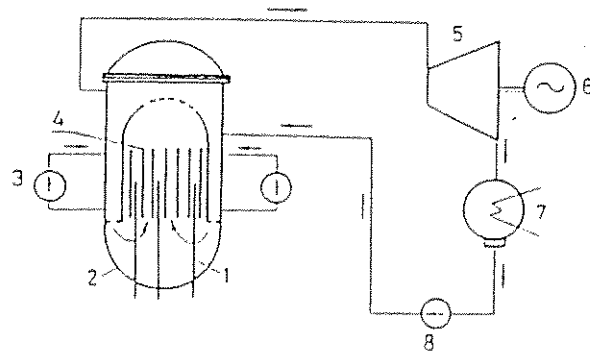


Fig. VI.24 — Schema di impianto nucleare BWR.
1. Barre di controllo reattore; 2. Reattore; 3. Pompa di circolazione; 4. Nocciolo; 5. Turbina;
6. Alternatore; 7. Condensatore; 8. Pompa di alimento.

Negli impianti BWR, venendo a mancare la caduta di temperatura tra il circuito primario e secondario caratteristiche del PWR, è possibile alimentare la turbina con vapore a temperatura e pressione più elevate.

Il rendimento degli impianti nucleari è nottamente inferiore a quello dei normali impianti a vapore, tuttavia il basso costo del combustibile non rende questo un vero problema.

Dal punto di vista della conversione in lavoro meccanico dell'energia termica si può osservare che 1g di uranio corrisponde ad 1T di usuale combustibile.

Gli impianti di sicurezza dei reattori nucleari sono di due tipi differenti:

1) sistemi di protezione rilevano le variazioni dei parametri caratteristici del funzionamento del reattore e, al primo segnale di allarme, provvedono all'azionamento dei sistemi di salvaguardia i quali hanno il compito di evitare o limitare al minimo il danneggiamento del nocciolo (che in casi particolarmente gravi potrebbe arrivare alla fusione) e quindi il conseguente rilascio di materiale radioattivo.

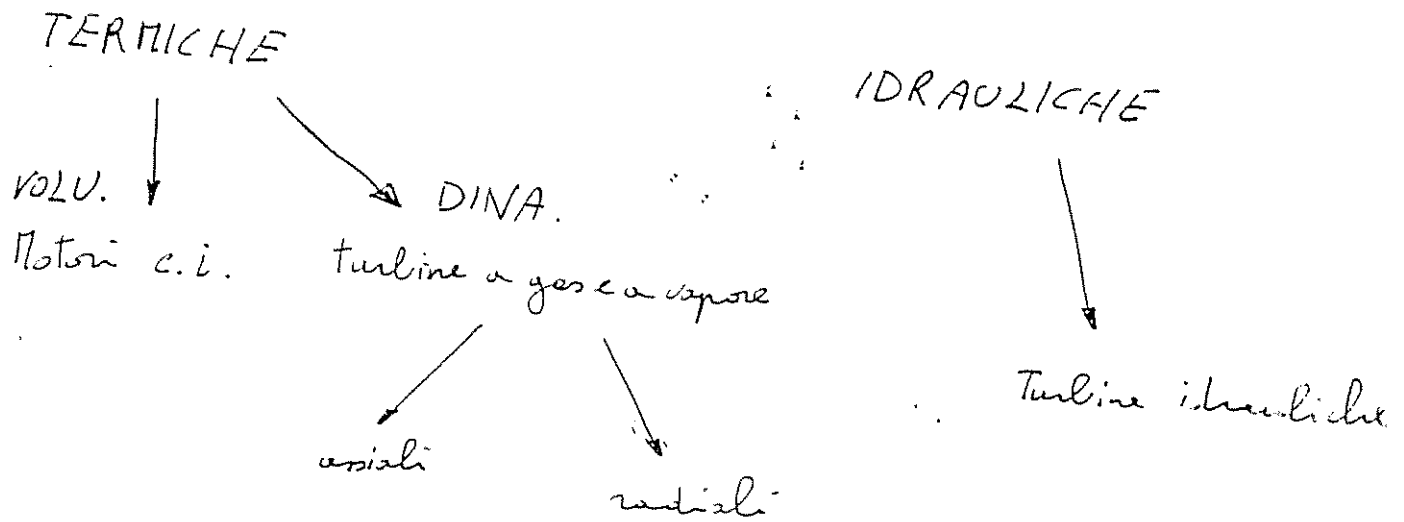
In tempi recenti sono in corso studi su reattori cosiddetti a sicurezza intrinseca i cui sistemi entrano in azione senza la necessità di intervento umano o di disponibilità di energia esterna. Il funzionamento è assicurato solo da leggi naturali.

Tutti i sistemi di sicurezza devono presentare un elevato grado di affidabilità che si traduce nei requisiti di:

- sovrabbondanza dei vari elementi in modo che l'intervento sia assicurato anche in caso di guasto o indisponibilità di uno di essi
- indipendenza dei vari elementi in modo da eliminare ogni interazione in caso di disservizi.

Nonostante gli impianti siano molto sicuri
la sicurezza assoluta, intesa come l'aggravamento
totale delle possibilità che si verificano
dannosi è tecnicamente inattuabile.

MACCHINE MOTRICI



Scelta delle macchine motrici dinamiche

TERMICHE

$$Q \propto D_1^2 C_1$$

$$\frac{C_1^2}{2} = \frac{C_0^2}{2} \approx \frac{C_1^2}{2} = (1-R) \Delta h$$

$$C_1 \propto \Delta h^{1/2}$$

$$C_1 \propto u_1 \propto \omega D_1 \propto n D_1$$

$$D_1 \propto \frac{C_1}{n} \quad D_1 \propto \frac{\Delta h^{1/2}}{n}$$

$$Q \propto \frac{\Delta h}{n^2} \Delta h^{1/2} = \frac{\Delta h^{3/2}}{n^2}$$

$$n_s = \frac{n Q^{1/2}}{\Delta h^{3/4}}$$

IDRAULICHE

$$Q \propto D_1^2 C_1$$

$$C_1 \propto H^{1/2}$$

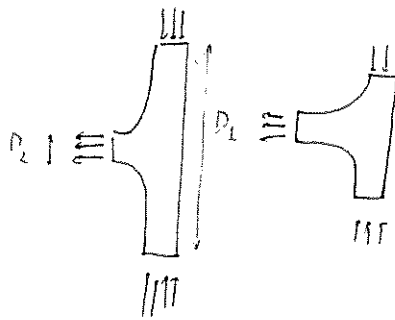
$$n_s = \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Δh = lavoro fornito dalla
turbina per unità
di massa

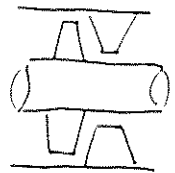
H = energia fornita dalla
turbina idraulica
per unità di peso.

Scelta della macchina al crescere del numero
di giri specifico

$$n_s = \frac{n Q^{1/2}}{\Delta h^{3/4}}$$



turbina
antipete



turbina
assiale

Scelta delle Turbine idrauliche al crescere del numero di giri specifici

$$n_s = \frac{n Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

Al crescere del numero di giri specifici si usano

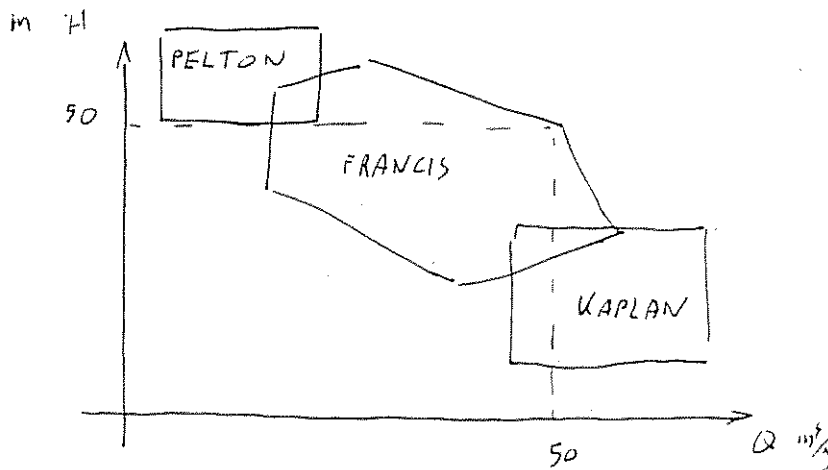
Pelton ad 1 getto

Pelton a più getti

Francis lenta

Francis veloci

Kaplan



Motore a combustione interna

Macchina motrice volumetrica alternativa.

1508 Leonardo da Vinci motore a polvere da sparo.

1556 Cardano utilizza polvere da sparo per la trazione

1650 Huygens utilizza polvere da sparo per sollevare acqua

1753 Bernoulli motori per navi

1807 Motori per far sbattere ali aeree

1860 motore atmosferico utilizzando combustibile $\eta \approx 5\%$

1862 Beau de Rochas brevetto del motore a 4 tempi

1876 OH realizza tale motore

1880 motore a 2 tempi di Benz

- 1882 motore Diesel
- 1910 aumento domanda del petrolio
- 1912 avviamento elettrico
- 1923 scoperta proprietà antidetonanti
- 1952 risorgono i problemi di smog
- 1952 motore rotativo Wankel
- 1960 normative antiinquinamento in California
- 1970 sistemi di controllo elettronici
- 1973 crisi petrolifera e ricerca di fonti alternative.

MOTORI A COMBUSTIONE

INTERNA

Motori a combustione interna

- * macchine volumetriche, alternative
- * campo applicazione = trazione terrestre, propulsione aerea, propulsione navale (motori diesel e 2 tempi sovralimentati), piccoli sistemi per la generazione di energia elettrica.
- * strutture = alternativo monocilindrico, alternativo pluricilindrico con disposizione dei cilindri in linea, contrapposti, a V, a stelle, rotativo tipo Wankel (facile bilanciamento forze di massa, consumi ed emissioni elevate), motori a combustione esterna (maggiore ingombro).
- * ciclo termodinamico = a 2 tempi, a 4 tempi, aspirato, sovralimentato, turbo-sovralimentato.
- * sistemi di ricambio carica = con valvole (in testa, laterali, rotanti); con luci (motori a 2 tempi).

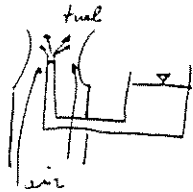
*) combustibile = benzina, gasolio, gas naturale, alcool (metanolo, etanolo), idrogeno, dual-fuel.

*) Alimentazione = carburazione, iniezione diretta, iniezione indiretta, carica stratificata.

Carburazione

che permette

con aria.



nel tubo di venturi si ha una depressione
l'aspirazione di carburante e la miscelazione

iniezione diretta

iniezione di combustibile atomizzato direttamente nella camera di combustione ad alta pressione (motori diesel).
Con l'iniezione diretta si hanno in camera di combustione miscele eterogenee.

iniezione indiretta

il combustibile è introdotto nel collettore e una pompa attua l'iniezione elettronica che getta a pressione il combustibile (motori a benzina).

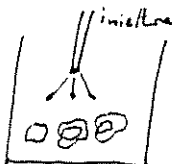
carica stratificata

si ha una precamera in cui si innesca mediante candela la combustione di una miscela ricca, dopo i gas combusti passano nella camera di combustione effettiva e fanno reagire una miscela più povera.

*) accensione = accensione comandata (innescata da una candela, motori a benzina e a carica stratificata),

accensione per compressione (motori diesel), motori a testa calda.

*) combustione = premiscelata in fase omogenea (motori ad accensione comandata), premiscelata e diffusiva in fase eterogenea (motori diesel ad accensione per compressione).



le goccioline di combustibile iniettano ed evaporano (1 fase combustione premiscelata, poi si ha combustione diffusiva)

* camera di combustione = aperte (= disco, emisferica),
ausiliaria (precamera, swirl chamber)

* sistemi di regolazione = per laminazione del flusso d'aria con
la valvola e forforle (motori ad accensione comandata);
variazione della portata di combustibile (motori diesel)

* raffreddamento = ad aria, od acqua, motori adiabatici.

PASI FUNZIONAMENTO MOTORE 4 TEMPI ASPIRATO ACCENSIONE COMANDATA



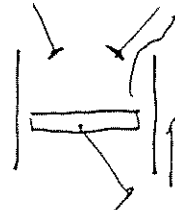
1) fase aspirazione
(passiva)



2) compressione
(passiva)

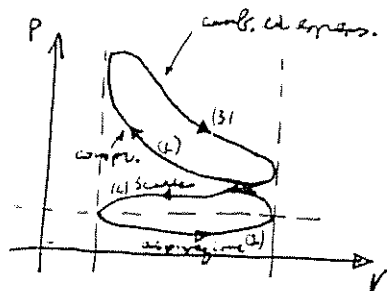


3) combustione ed
espansione
(attiva)



4) scarico gas combusti
(passiva)

Nei motori ad accensione comandata il fluido aspirato è una
miscela aria combustibile che viene fatta accendere tramite la
scintilla di una candela; nei motori diesel il fluido aspirato è
solo aria e alla fine della compressione viene introdotto il
combustibile che brucia nell'aria ad alta pressione le condizioni
necessarie per l'autoaccensione.



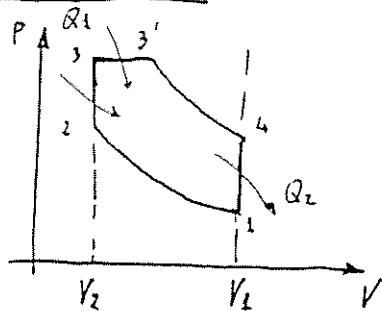
Ciclo indicato motore a 4 tempi

Ciclo ideale (ciclo Sabathé)

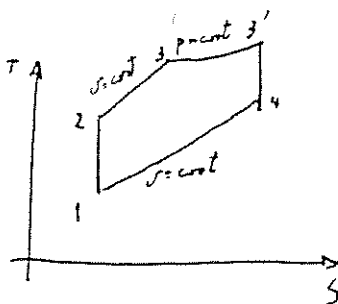
Nei cicli ideali si deve supporre che il fluido di lavoro permanga sempre nel cilindro e quindi non siano effettuate le fasi di emissione e scarico che nella realtà sono presenti.

- Fluido lavoro aria, $c_p = \text{cost}$ (gas perfetto)
- Fasi ricambio carica non presenti.
- Compressione ed espansione adiabatica, isentropica.
- Combustione simulata con addizione di calore a volume costante (ciclo Otto), pressione costante (Diesel), mista (Sabathé).
- La fase di scarico spontanea è simulata con sottrazione di calore a volume costante.

Ciclo Sabathé



- 1-2 compressione adiabatica isentropica
- 2-3 fornitura di calore a $V = \text{cost}$
- 3-3' " " a $P = \text{cost}$
- 3'-4 espansione adiabatica isentropica
- 4-1 sottrazione di calore a $V = \text{cost}$



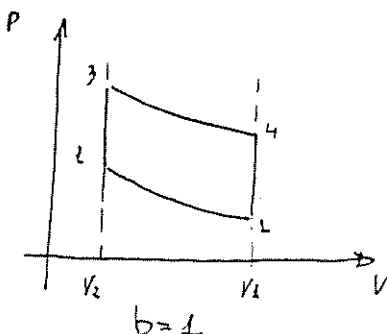
parametri caratteristici

$\rho =$ rapporto di compressione V_1/V_2

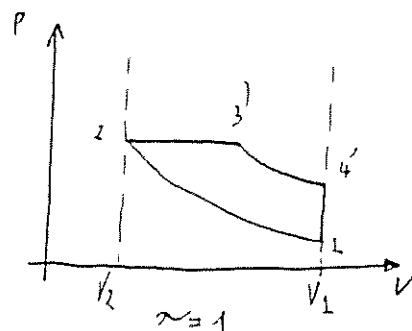
$r = T_3/T_2$ rapporto di combustione a $V = \text{cost}$

$b = \frac{T_{3'}}{T_3}$ rapporto di combustione a $P = \text{cost}$

Ciclo Otto



Ciclo Diesel



Rendimento del ciclo Sabathe

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_3' - T_3)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{(T_3 - T_2) + K(T_3' - T_3)}$$

$$T_2 V_2^{K-1} = T_1 V_1^{K-1} \quad T_2 = T_1 \rho^{K-1}$$

$$T_3 = \frac{T_3}{T_2} T_2 = \tau T_2 = T_1 \tau \rho^{K-1}$$

$$T_3' = \frac{T_3'}{T_3} T_3 = b T_3 = T_1 b \tau \rho^{K-1}$$

$$\frac{T_4}{T_3'} = \left(\frac{V_3'}{V_4}\right)^{K-1} = \left(\frac{V_3'}{V_3}\right)^{K-1} \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{K-1} = \left(\frac{T_3'}{T_3}\right)^{K-1} \frac{1}{\rho^{K-1}} = b^{K-1} \frac{1}{\rho^{K-1}}$$

$$T_4 = T_1 b \tau \rho^{K-1} \frac{b^{K-1}}{\rho^{K-1}} = T_1 \tau b^K$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1 \tau b^K - T_1}{T_1 \tau \rho^{K-1} - T_1 \rho^{K-1} + K(T_1 b \tau \rho^{K-1} - T_1 \tau \rho^{K-1})}$$

$$\eta = 1 - \frac{\tau b^K - 1}{\rho^{K-1} [(\tau - 1) + K \tau (b - 1)]}$$

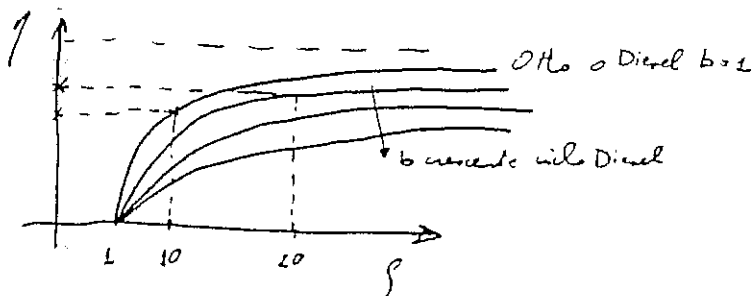
I motori a combustione interna che lavorano secondo un ciclo Otto sono i motori ad accensione comandata, nei cilindri si ha una compressione di una miscela aria-combustibile per cui al variare di ϕ cresce T_2 e per valori di ϕ elevati si possono ottenere valori di T_2 maggiori della Temperatura di autoaccensione provocando in tal modo un' indesiderata accensione spontanea della miscela (detonazione) nella fase di compressione per cui nei motori ad accensione comandata ϕ non può superare il valore di 8-10.

Nei motori diesel poiché viene compressa solo aria e si ha una accensione per compressione è necessario adoperare valori di ϕ elevati in modo da portare l'aria a fine compressione ad una temperatura sufficiente a far accendere spontaneamente il combustibile che si inietta.

$$\phi_{\text{Otto}} = 8 \div 10$$

$$\phi_{\text{DIESEL}} = 18 \div 20$$

Nei rispettivi campi di applicazione i rendimenti del ciclo Diesel superano quelli del ciclo Otto.



Rendimento ciclo Otto $b = 1$

$$\eta_{\text{OTTO}} = 1 - \frac{1}{g^{K-1}}$$

* Il rendimento nel ciclo Otto è funzione solo del rapporto di compressione volumetrico e del tipo di gas evolvente.

Rendimento ciclo Diesel $r = 1$

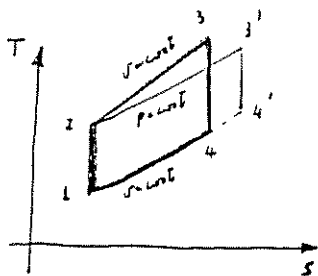
$$\eta_{\text{DIESEL}} = 1 - \frac{1}{g^{K-1}} \frac{b^K - 1}{[K(b-1)]}$$

La funzione $\frac{b^K - 1}{K(b-1)}$ è una funzione crescente con b e per

$b = 1$ assume valore 1.

* Il rendimento di un ciclo Diesel avente lo stesso rapporto di compressione di un ciclo Otto è inferiore.

$\eta_{\text{OTTO}} > \eta_{\text{DIESEL}}$ (la disuguaglianza è maggiore al crescere di b)



— = ciclo Diesel
— = ciclo Otto

La temperatura medio di addizione del ciclo Otto è superiore a quella del ciclo Diesel.

*) Grandezza caratteristica ciclo diesel, Otto.

$$Q_i = \frac{H_i}{d+1}$$

$$H_i = 42'000 \frac{\text{KJ}}{\text{°K Kg}}$$

ciclo Otto

$$d = 15$$

$$c_v \Delta T = \frac{42'000}{16}$$

$$\Delta T = \frac{2'600}{c_v} = \frac{2'600}{0.7} = 3500$$

$$T_2 = 700^\circ\text{K} \quad \frac{T_3}{T_2} \approx 4$$

$$T_3 = 3'000^\circ\text{K}$$

ciclo Diesel

$$d = 30$$

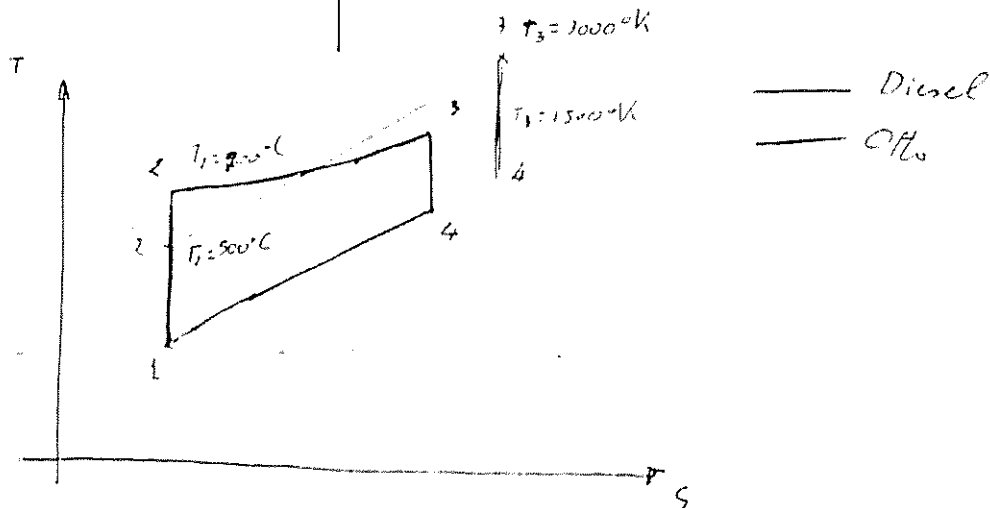
$$c_p \Delta t = \frac{42'000}{31}$$

$$\Delta T = 1400$$

$$T_2 = 1000^\circ\text{K}$$

$$T_3 = 2000^\circ\text{K}$$

Acc. comandate		ciclo diesel
supp. comp.	2-11	13-23
rappr. misela	8-18	18-40
press. fine compressione	9-18 bar	30-55 bar
T. accensione	500°C	700°C
P _{max}	35-50 bar	60-90 bar
T _{max}	3000°K	1500°K
T _{scarico}	1000°K	700°K



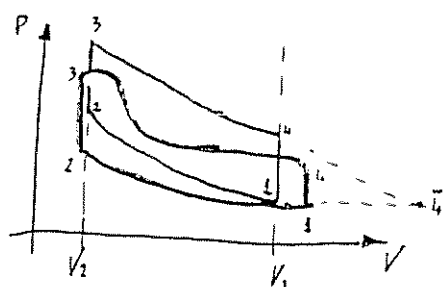
Ciclo limite

- Fluido di lavoro miscela d'aria, combustibile, gas combusti.
- Si trascurano effetti della viscosità
- Al di sotto dei 1700 °K le reazioni dei gas combusti sono congelate
$$\text{CO}_2 + \text{H}_2 \rightleftharpoons \text{CO} + \text{H}_2\text{O}$$
$$\text{CO} + \frac{1}{2} \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{CO}_2$$
- Le fasi di compressione ed espansione sono adiabatiche, isentropiche.
- La combustione è considerata istantanea (ciclo Otto) o a pressione costante (ciclo Diesel)
- Apertura della valvola di scarico al P.M.I. con scarico istantaneo.
- Nelle fasi di scarico forzato ed aspirazione si trascurano le perdite di carico e le irreversibilità.
- Chiusura della valvola di aspirazione al P.M.I.
- c_p e c_v variabili con T
- variazione del fluido di lavoro, le reazioni chimiche endotermiche ed esotermiche fanno a danno del rendimento (fenomeno della dissociazione)

Fenomeno della dissociazione

In un ciclo limite evolve un fluido reale pertanto occorre tener conto delle reazioni chimiche che avvengono in seno a tale fluido. Oltre alla regione di combustione alle alte temperature (superiori a 1700 °K) avvengono altre reazioni che sono dannose sia perché abbassano il rendimento del ciclo sia perché formano gas inquinanti. Una di queste reazioni è $\text{CO} + \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{CO}_2 + \text{H}_2$. Tale reazione è spostata a sinistra ed è endotermica alle alte temperature mentre

è spostata a destra ed è esotermica alle basse temperature.
 Tale reazione determina una diminuzione del rendimento.
 inoltre non tutto il CO formatosi alle alte temperature
 si trasforma in CO_2 poiché la velocità di reazione alle
 basse temperature è lenta - la parte di CO che resta
 sarà presente nei gas di scarico costituendo un fattore
 inquinante, tale parte di CO non convertita origina
 una perdita energetica poiché una parte del calore
 sviluppato dalla combustione viene occultato per la
 formazione di CO. Tale fenomeno è detto dissociazione.



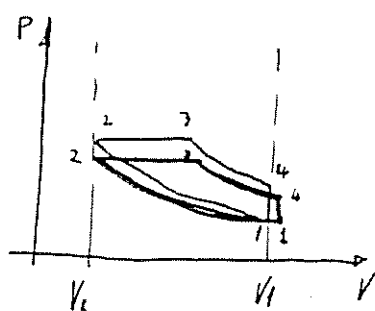
— = ciclo Otto ideale
 — = ciclo Otto limite più vicino al ciclo reale

- Nella fase di compressione oltre alla miscela è presente una parte di
 gas combusti che non sono stati totalmente eliminati nelle fasi di
 scorie pertanto il punto 2 è spostato più a destra essendo il fluido
 composto da una miscela nelle condizioni 2 e da gas di scarico nelle
 condizioni 2'.
- La fase di compressione limite si trova al di sotto della compressione
 ideale essendo $c_{p,CO}(\text{limite}) > c_{p,CO}(\text{ideali})$
- Il punto 3' è al di sotto del punto 3 per i fenomeni della
 dissociazione.
- Nell'espansione una prima parte è endotermica
 a pendenza maggiore per effetto della dissociazione, la parte
 finale esotermica a pendenza minore.

In un ciclo Otto il rendimento limite è di 40%, quello ideale del 60%.

Nel caso di un motore Diesel le temperature sono inferiori a quelle di un motore ad accensione comandata pertanto non è presente il fenomeno della dissociazione.

Il ciclo limite si discosta da quello ideale per il maggiore valore di $c_{p,c.v.}$.



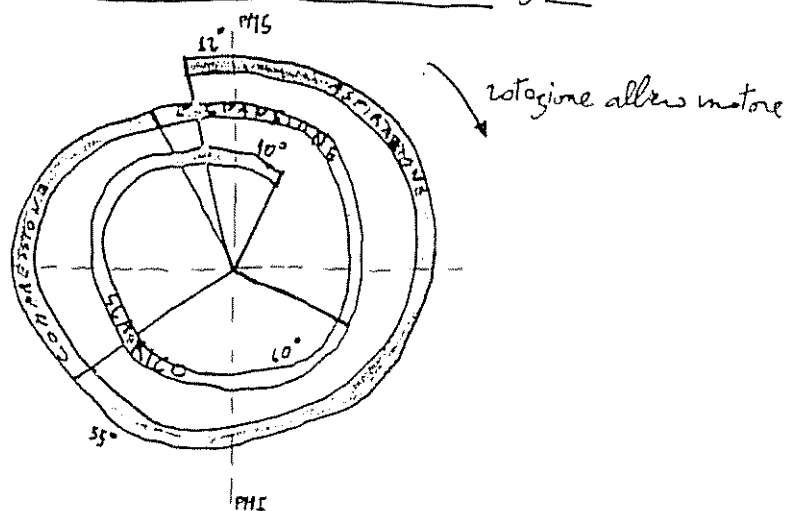
— ciclo Diesel ideale
— ciclo Diesel limite.

Ciclo reale di un motore c.i. a 4 tempi

- Fluido reale con effetti di viscosità
- Scambio termico tra le pareti del cilindro e il fluido.
- Anticipo di accensione (nel ciclo Otto) e della iniezione (nel ciclo Diesel) rispetto al P.M.S.

Le prime differenze che si riscontrano tra il ciclo limite e il ciclo reale è la presenza della fase di pompaggio costituita dall'aspirazione e dallo scarico.

Diagramma polare di distribuzione



* La fase di aspirazione il fluido entra nel cilindro per effetto di una depressione proporzionale alla velocità con cui si muove il pistone nel cilindro. Tale depressione assume un valore ^{massimo} verso la metà della corsa quando V è massima. L'aspirazione del fluido oltre a dipendere dalla velocità media del pistone $V_m = \frac{2S N}{60}$ S = corsa pistone dipende da altre caratteristiche n = numero di giri

quali la temperatura delle pareti che aumenta la densità del fluido e quindi diminuisce la massa aspirata, dalle caratteristiche del tubo d'aspirazione, dal tempo di apertura delle valvole.

La valvola di aspirazione si apre alcuni gradi prima del P.M.S. in modo da trovarsi completamente aperta quando lo stantuffo comincia la fase discendente. La valvola di aspirazione si chiude dopo il P.M.I. in modo che a causa dell'inerzia posseduta dal gas aspirato esso possa riempire il cilindro anche nelle prime fasi di compressione.

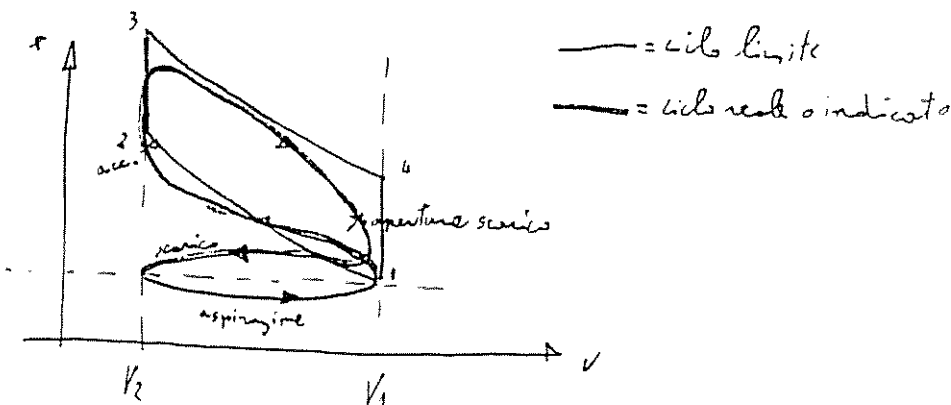
* La combustione si provoca qualche istante prima che il pistone raggiunge il P.M.S. questo per due motivi: 1) la combustione ha un tempo di propagazione breve ma non nullo 2) la combustione avviene dopo un certo tempo Δt (tempo d'incubazione) dopo l'emissione della scintilla. L'anticipo va fatto per centrare intorno al P.M.S. l'intera regione di combustione in modo da ridurre perdite di lavoro utile durante la combustione non istantanea.

* Se la fase di espansione fosse prolungata fino al P.M.I. si avrebbe il massimo lavoro utile ma un notevole lavoro di pompaggio dovuto alla corsa del pistone che spinge fuori dal cilindro i gas di scarico. Si anticipa pertanto l'apertura delle valvole e la fase di scarico in modo che essa risulti spontanea a causa delle pressioni ancora alte nel cilindro. Per quanto riguarda la chiusura delle valvole di scarico si tende a chiuderle dopo il P.M.S. per sfruttare l'energia della colonna fluida per trascinare un'ulteriore parte dei gas combusti.

* A cavallo del P.M.S. c'è un intervallo angolare circa 10° in cui sono aperte sia le valvole di aspirazione che di scarico. Tale intervallo angolare è detto *incrocio*. Si realizza un ulteriore miglioramento del riempimento del cilindro a causa della depressione creata dall'uscita dei gas combusti.

Se però l'angolo d'incrocio è troppo ampio si può avere una fuoriuscita di miscela fresca dalle valvole di scarico oppure una risalita dei gas combusti nei condotti di aspirazione con relativa combustione delle cariche fresche (ritorno di fiamma). Tale pericolo non esiste per un motore diesel.

Ciclo indicato



- * Fase aspirazione dipende da parecchie caratteristiche (tubo aspirazione, pistone, valvola, numero giri, corsa del pistone etc...)
La pressione nel cilindro è minima a metà della corsa del pistone quando la velocità è massima.
- * A differenza del ciclo limite la compressione non è isentropica. Nella prima parte della compressione il fluido assorbe calore dalle pareti (circa a 600° temperatura di scricco) pertanto, la pressione è maggiore del ciclo ideale; nella seconda parte poiché la miscela compressa ha una temperatura superiore a quella delle pareti del fluido esse cede calore alle pareti e risulta $P_{reale} < P_{limite}$.
- * Dopo la fase di accensione c'è un rapido incremento della pressione che continua a crescere anche nelle prime fasi di espansione a causa del ritardo di combustione.
La pressione massima non raggiunge quella del ciclo limite perché oltre al fenomeno della dissociazione di cui si tiene conto anche nel ciclo limite, una parte di calore è dissipata all'esterno attraverso le pareti del cilindro pertanto la curva di espansione reale è sempre al di sotto di quella limite.
- * L'anticipo dell'apertura della valvola di scricco diminuisce il lavoro d'espans. Tuttavia riduce il lavoro di pompaggio all'scricco con un incremento del lavoro netto.

Diagramma polare di distribuzione di un motore Diesel

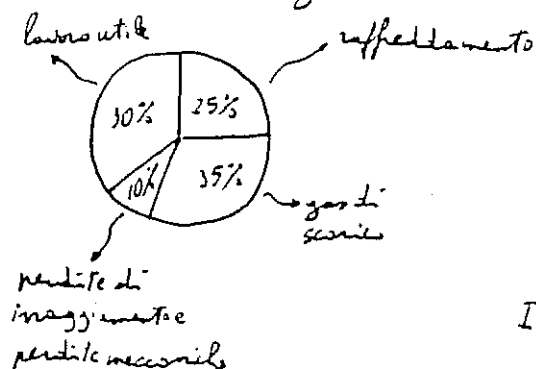
Il diagramma polare di un motore diesel è simile a quello di un motore ad accensione ~~ad~~ comandata, l'unica differenza è che in questo caso si ha un anticipo di iniezione.

Nei motori diesel non esiste il pericolo di ritorno di fiamma né c'è pericolo che del combustibile fuoriesca dalla valvola di scarico poiché viene aspirata solo aria pertanto nei motori diesel l'angolo d'incendio può essere superiore di quello a benzina.

Bilancio termico

L'energia chimica in ingresso in un motore a.c.i. è data da

$E = m_c H_i$ mentre il lavoro utile $L_u = \eta m_c H_i$ è circa il 30% dell'energia chimica in ingresso.



Le perdite per raffreddamento e le perdite di calore allo scarico sono notevolmente maggiori del lavoro utile.

I gas di scarico non possono essere utilizzati per alimentare una turbina e fornire lavoro

all'asse perché il flusso dei gas che giungerebbe alla turbina è pulsante, ciò implicherebbe triangoli di velocità variabili e rendimenti bassi. Si preferisce pertanto utilizzare i gas di scarico per azionare un compressore che comprime la miscela d'aria per i motori diesel e che permette una sovralimentazione del motore.

Tale sovralimentazione è sempre possibile nei motori diesel mentre è spesso dannosa per i motori ad accensione comandata a causa del rischiarsi della detonazione.

Formula della potenza

La potenza di un motore è data da $P_{KW} = \eta \dot{m}_c H_i$

dove η è il rendimento globale del motore è dato per la catena dei rendimenti del prodotto $\eta = \eta_b \cdot \eta_r \cdot \eta_m \cdot \eta_l$

$\eta_b = \text{rendimento di combustione} \approx 0.8 = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_c H_i}$ } rende quanto per miscela troppo ricca o troppo povera non avviene una totale combustione degli idrocarburi presenti.

$\eta_r = \text{rendimento reale} \approx 0.5 = \frac{L_{\text{pistone}}}{\dot{Q}_1}$ } è il rendimento più basso perché non tutto il calore \dot{Q}_1 può essere trasformato in lavoro.

$\eta_m = \frac{L_{\text{asse}}}{L_{\text{pistone}}} \approx 0.9$ } cause a cause degli attriti degli organi di lubrificazione e di trasmissione collegati all'asse.

$$\eta_g = \eta_b \cdot \eta_r \cdot \eta_m$$

$$\eta_l = \eta_g \cdot \eta_l$$

Il consumo specifico $C_s = \frac{\dot{m}_c}{P} = \frac{1}{\eta_g H_i}$ è inversamente

proporzionale al rendimento. pertanto per migliorare tale consumo occorre ottimizzare η_g .

$$P = \eta_g \dot{m}_c H_i = \eta_g \frac{\dot{m}_a}{\alpha} H_i = \eta_g \frac{1}{\alpha} H_i \frac{n V_{s,cil}}{60 \epsilon}$$

$\epsilon = 1$ motore a 2 tempi

$\epsilon = 2$ motore a 4 tempi

$$\lambda_v = \frac{s_{a,cil}}{s_{ambiente}} = \frac{s_{cil}}{s}$$

$$P = \eta_g \frac{1}{\alpha} H_i \frac{n V}{60 \epsilon} \lambda_v s$$

$$P = \gamma \frac{1}{\alpha} H_i \frac{n}{60} V \lambda_r \rho$$

Parametri che influenzano la potenza

- 1) combustibile H_i
- 2) condizioni atmosferiche ρ
- 3) motore
 - caratteristiche costruttive V, α
 - caratteristiche operative $\gamma, \alpha, n, \lambda_r$

* Cilindrata V

A prima vista sembrerebbe che la potenza cresca linearmente con la cilindrata tuttavia tenendo conto che la velocità media del pistone V_{MP} non può superare determinati valori a causa dell'insorgere delle forze d'inerzia necessariamente cilindrate grandi devono essere caratterizzate da un basso numero di giri mentre cilindrate piccole possono avere numero di giri elevato. Infatti $V_{MP} = \frac{2n}{60} s$

se il motore è quadrato l'altezza D è pari alla corsa s e

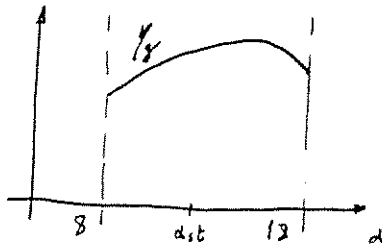
$$V = \frac{\pi D^2}{4} s = \frac{\pi s^3}{4} \quad V_{MP} = \frac{2n}{60} \sqrt[3]{\frac{4V}{\pi}}$$

Si può aumentare la cilindrata senza ridurre il numero di giri usando un motore pluricilindrico.

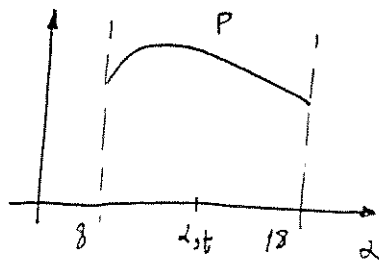
* / rapporto di miscela α

La variazione di α determina una variazione del rendimento η .

Tale rendimento cresce per miscela povera.



pertanto la dipendenza di P da α non è più del tipo $\frac{1}{\alpha} \approx P$ ma ha l'andamento in figura.



La potenza risulta essere maggiore per miscela ricca.

Il rendimento di un motore ad accensione comandata diminuisce per miscela troppo ricca o troppo povera perché in questi casi la temperatura della parete non raggiunge temperature sufficientemente elevate da determinare la combustione della miscela pertanto nascono i fenomeni dello spegnimento di fiamma che determinano la caduta del rendimento.

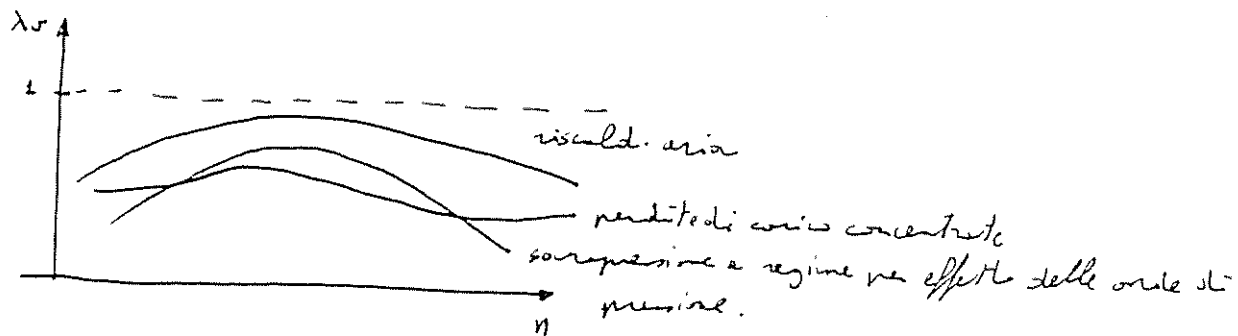
* / Coefficiente di riempimento λ_v

Il coefficiente di riempimento λ_v dipende da moltissimi parametri:

dalla geometria dei condotti di aspirazione, dalle onde di compressione generate dalla chiusura delle valvole, dalla caratteristica delle valvole, dal numero di giri, dalla presenza di gas non espulsi che aumentano la temperatura e quindi la densità ρ , il provocando una diminuzione di λ_v .

del ciclo di raffreddamento del cilindro.

Spesso si regola λ_v in modo da avere un massimo per i numeri di giri a regime cioè da avere per tutti i regimi di n l'onda di sovrapressione quando la valvola è aperta e l'onda di depressione quando la valvola è chiusa.



Per motori normali $\lambda_v \leq 1$ per motori sovralimentati $\lambda_v > 1$.

La sovralimentazione consiste nel comprimere la miscela (per motori a benzina) o l'aria (per motori diesel) attraverso un compressore alimentato dai gas di scarico ed inviare tale miscela nel cilindro. Tale operazione è accompagnata da una refrigerazione del cilindro che abbassa la densità dell'aria e incrementa λ_v .

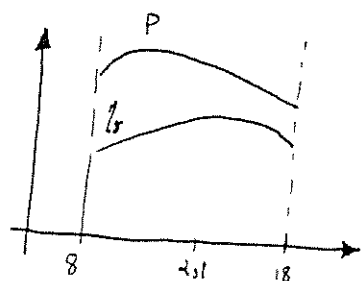
La sovralimentazione può essere effettuata senza alcun problema nei motori diesel mentre determina il fenomeno delle detonazioni nei motori a benzina.

Funzionamento dei motori diesel e a benzina e diverso valore della potenza.

* Numero di giri n

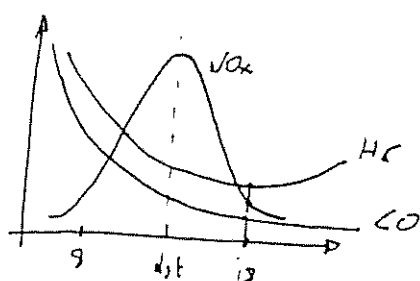
Il motore diesel è soggetto a pressioni più elevate rispetto al motore a benzina poiché la pressione elevata deve determinare l'autocombustione della miscela pertanto il motore diesel è più robusto del motore a benzina ed è caratterizzato da un numero di giri inferiore per evitare alte forze d'inerzia e un cattivo funzionamento della pompa d'aspirazione.

* rapporto di miscela α



Per un motore a benzina nel caso di miscela troppo ricca o troppo povera non avviene una combustione ottimale pertanto la temperatura del cilindro diminuisce.

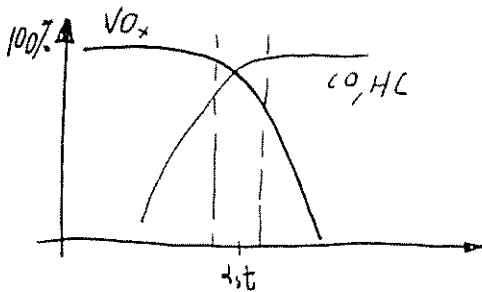
In prossimità delle pareti del cilindro si crea uno strato limite termico in cui la temperatura è troppo bassa perché avvenga la combustione, si ha il fenomeno dello spegnimento di fiamma con diminuzione del rendimento ed alta produzione di



idrocarburi incombusti. I motori a benzina devono lavorare con un rapporto di miscela vicino a 15 $\alpha \approx 15.1$, tuttavia per ridurre la produzione di NO_x si preferisce lavorare con una miscela povera $\alpha = 18$ ed evitare il fenomeno dello spegnimento di fiamma con opportuni accorgimenti. Un altro modo per evitare la produzione dei gas inquinanti è l'utilizzo di un catalizzatore che ossida gli idrocarburi incombusti, trasforma CO in CO_2 e NO_x in N_2 . I catalizzatori

sono costituiti da miscele ossida-riducenti e, per favorire la catalisi, da metalli nobili quali platino e rodio.

La presenza del piombo nella miscela per evitare l'effetto della detonazione impedisce i fenomeni di catalisi perciò le macchine provviste di catalizzatori devono usare la miscela senza piombo.



Affinché il catalizzatore possa essere efficiente occorre lavorare con un rapporto di miscela pari ad $\lambda_{st} = 1.5$.

Spesso per controllare che il rapporto

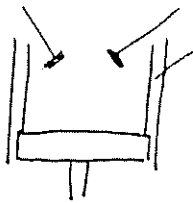
di miscela sia pari ad λ_{st} viene inserita una sonda detta sonda lambda che controlla la presenza di O_2 nei gas di scarico e varia di conseguenza il rapporto di miscela.
(Feed-Back)

Formazione di gas inquinanti:



parte degli idrocarburi escono dalle fessure elastiche e vanno allo scarico.

II fenomeno di quenching



in una fascia di pochi millimetri vicino alla parete il gas non brucia

III smaltimento lubrificanti:

I motori diesel sono più puliti dei motori ad accensione comandata tuttavia per miscele troppo ricche si ha la formazione di particolato costituito da gocce di idrocarburi incombusti. Per evitare la formazione di particolato occorre atomizzare negli le molecole di combustibile con iniettori a pressione

maggiore oppure mediante una maggiore turbolenza dell'aria nel cilindro. Per evitare il particolato occorre utilizzare miscele povere $\lambda > 20$.

* rendimento η

Poiché il motore diesel è caratterizzato dall'aver rapporti di compressione maggiori del motore a benzina il rendimento del motore diesel è superiore a quello del motore ad accensione comandata.

Nonostante ciò il motore ad accensione comandata genera potenze maggiori del motore diesel lavorando con miscele più ricche e ad un numero di giri superiore.

* coefficiente di riempimento λ_v

Per motori normali $\lambda_v \leq 1$ per motori sovralimentati $\lambda_v > 1$.

La sovralimentazione del motore è possibile solo per motori diesel, per motori a benzina una sovralimentazione spinta aumenta il rapporto di compressione generando fenomeni indesiderati quali la detonazione.

All'interno dei motori ad accensione comandata durante la fase di combustione si genera una divisione tra gas combusti e gas incombusti con relativo avanzamento del fronte di fiamma.

Durante l'accensione dei gas si generano onde di sovrappressione che sorpassano il fronte di fiamma generando all'interno dei gas incombusti un aumento di temperatura. E tale aumento di temperatura è superiore alla temperatura di autoaccensione si ha un' indesiderata combustione

dei gas incombusti prima dell'arrivo del fronte di fiamma.
L'autocensione della miscela rompe il velo di strato
limite adiacente alla parete aumentando il coefficiente di
trasmissione con le pareti del pistone con un relativo allungamento
del rendimento. Inoltre si creano elevate onde di pressione
con relative sollecitazioni termiche e meccaniche del pistone
molto dannose.

Per evitare il fenomeno della detonazione nei motori ad
accensione comandata occorre diminuire il rapporto di
compressione ϕ oppure aumentare la turbolenza della
miscela in modo da aumentare la velocità del fronte di
fiamma che raggiungerà i gas incombusti prima del
verificarsi dell'autocensione.

È possibile introdurre nella miscela degli additivi che
ritardano l'autocensione della miscela ed evitano il
fenomeno della detonazione.

Oltre al piombo che costituisce un fattore inquinante è
possibile introdurre gli ottani, idrocarburi saturi C_8H_{18} che
evitano il verificarsi del fenomeno della detonazione.

Nei motori diesel non è presente il fenomeno della detonazione
tuttavia il ritardo della combustione delle goccioline spruzzate
nell'aria all'interno del cilindro provoca delle forti ed
indesiderate onde di pressione.

Per ridurre tale fenomeno occorre diminuire il tempo di incubazione
atomizzando meglio il combustibile o introducendo del cetano che
riduce il tempo di accensione del carburante.

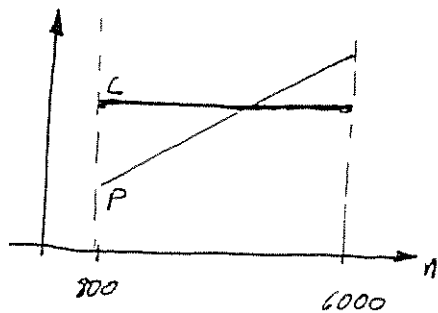
Dipendenza della potenza dal numero di giri, curve caratteristiche.

Fissate le caratteristiche costruttive del motore e il tipo di combustibile

$$P \approx \frac{\lambda_v \eta_g \eta}{\alpha} \quad , \quad \text{poiché la coppia } P = C\omega \quad \text{con } \omega = \frac{2\pi n}{60}$$

$$C \approx \frac{\lambda_v \eta_g}{\alpha} \quad - \quad \text{Se } \lambda_v, \eta_g, \alpha \text{ fossero indipendenti dal numero di}$$

giri n la coppia sarebbe una costante e la potenza varierebbe linearmente con n .



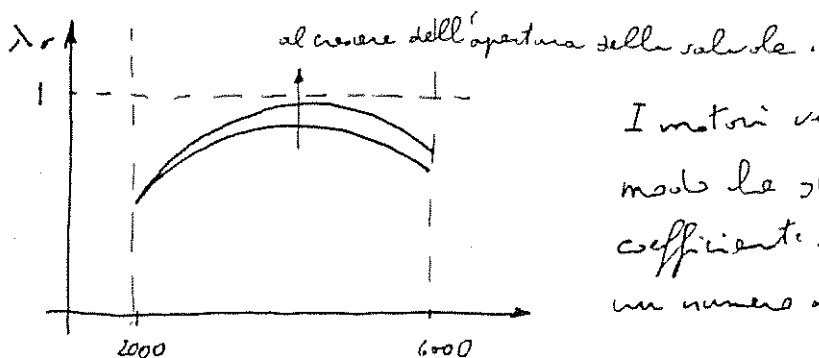
In un comune motore di automobile
 $800 \leq n \leq 6000$ giri/minuto.

n è limitato superiormente per problemi meccanici legati alle forze d'inerzia e alla lubrificazione, mentre è limitato inferiormente perché

a basse velocità del pistone si può avere un cattivo scintamento della camera di combustione e problemi di alimentazione che possono provocare lo spegnimento del motore.

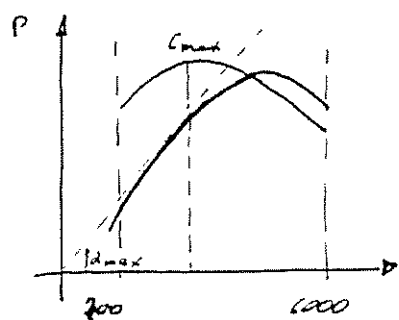
I parametri $\lambda_v, \eta_g, \alpha$ dipendono da n per cui la potenza non avrà andamento lineare con n .

λ_v oltre a variare con n varia con il tempo di anticipo di apertura e chiusura delle valvole e con l'apertura delle valvole.



I motori vengono progettati in modo che si abbia massimo coefficiente di riempimento per un numero di giri intermedio.

Anche il rendimento scende per valori estremi di n in particolare per n troppo bassi si ha un cattivo scostamento della camera di combustione, fuoriuscita di combustibile dalla valvola di scarico inoltre essendo stato lo progettato per assumere massimo valore per $n = n_{med}$ si ha un cattivo riempimento della combustione; per valori di n troppo alti si ha una cattiva lubrificazione per cattivo funzionamento delle pompe (γ_m alto, oltre alla cattiva lubrificazione esce anche perché a velocità elevate uscono le foglie resistenti sull'asse), la combustione avviene quando si è già in fase d'espansione con diminuzione di γ_e , il riempimento del pistone non è ideale. Per questo detto la potenza non avrà un andamento lineare ma un valore massimo per $n = n_{med}$.



Poiché $C = \frac{P}{n}$ posso ricavare il diagramma della coppia -

I diagrammi di coppia e potenza variano al variare di α cioè al variare dell'apertura

della valvola a farfalla, il loro andamento può essere ricavato collegando il motore ad un freno dinamometrico.

La coppia resistente dipende da un gran numero di parametri, si può tuttavia rappresentarla in funzione della velocità V del veicolo:

$$C_r = K_0 V + K_1 V + K_2 V^2 + K_3$$

dove

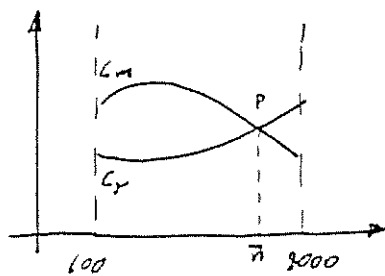
$K_0 V$ termine inerziale che ha un peso quando si vuole accelerare la vettura ed è proporzionale alla sua massa

$K_1 V$ termine originario dei fenomeni di attrito di tipo meccanico

$K_2 V^2$ termine che contiene le resistenze aerodinamiche

K_3 è termine costante dovuto ad esempio alla resistenza che si incontra in salita.

Trascurando i termini inerziali nulli quando si opera a regime la coppia resistente ha andamento parabolico.



Poiché vale la relazione

$C_m - C_r = I \dot{\omega}$ il punto P è un punto di equilibrio.

Verifico che il punto P è di equilibrio stabile:

se il numero di giri riporta ad un valore $n > \bar{n}$ $C_r > C_m$ pertanto

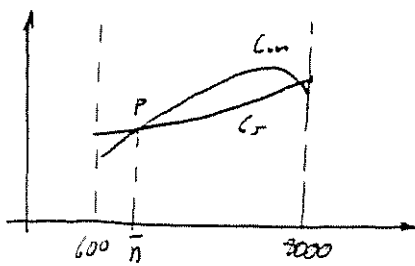
$C_m - C_r = I \dot{\omega} < 0$ il motore decelera e si riporta al valore iniziale \bar{n} ;

anche se il numero di giri riporta ad un valore $n < \bar{n}$ $C_r < C_m$

$C_m - C_r = I \dot{\omega} > 0$ il motore accelera e si riporta al valore iniziale \bar{n} .

Il punto P è stabile perché ad una perturbazione il motore reagisce riportandosi automaticamente nelle condizioni iniziali.

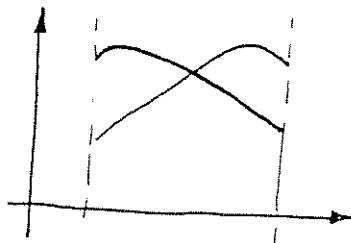
Supponiamo di lavorare in un punto crescente della curva di potenza



il punto P di equilibrio è instabile infatti se il motore si porta ad una velocità $n < \bar{n}$ allora il motore decelera finché non si spegne,

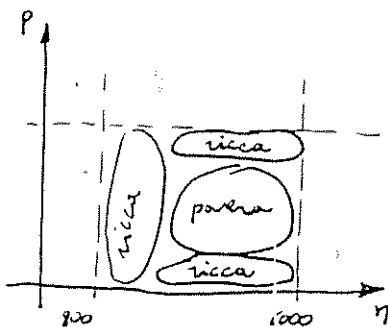
analogamente se il motore si porta ad una velocità $n > \bar{n}$ allora il motore accelera allontanandosi dal punto di equilibrio. Il punto P è di equilibrio instabile perché una perturbazione improvvisa causa l'allontanamento da tale punto d'equilibrio.

Dal punto di vista della stabilità occorre costruire motori per i quali si abbia una curva di coppie decrescente, tale situazione non permette di avere potenze elevate.



— = curva stabile meno potente
— = curva instabile più potente

* Variazione di α in funzione di P e n.



Per potenze elevate occorre adoperare miscele ricche anche a dispetto del rendimento η_g .

Ad un basso numero di giri si ha una cattiva espulsione dei gas di scarico e una difficile combustione pertanto occorrono miscele ricche.

Per un numero di giri intermedio e potenze non troppo elevate si adatta una miscela stechiometrica o leggermente povera per migliorare il rendimento e diminuire i consumi.

Regolazione di un motore a c.i.

Dalla formula della potenza $C_m = f(\alpha, \lambda, \gamma, \delta)$

pertanto per la regolazione del motore occorre modificare uno dei 3 parametri generativi.

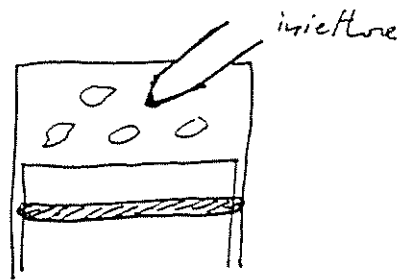
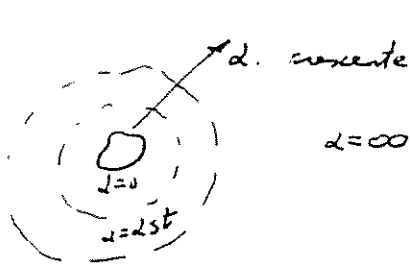
È opportuno non modificare γ, δ per non aumentare i consumi occorre quindi operare su α ed λ .

Nei motori ad accensione comandata non si può variare α poiché esistendo una combustione eterogenea nel corso della regolazione α potrebbe assumere valori che causano lo spegnimento di fiamma.

Nei Diesel non c'è questo problema poiché la combustione è in fase eterogenea.

Intorno alle goccioline di combustibile presenti in camera di combustione si creano delle zone in cui a seguito dell'evaporazione si creano rapporti di miscela locali variabili da 0 a ∞ quindi si può avere combustione anche se il rapporto di miscela globale

supera i valori di preguimento.



Sui motori ad accensione comandata la

regolazione si effettua intervenendo su λ .

Si introduce una valvola di laminazione nel

condotto di aspirazione detta "valvola a farfalla".

Quando viene chiusa si ha una perdita di

carico nel condotto di aspirazione con diminuzione della pressione e del coefficiente di riempimento.

$$\lambda = \frac{p_{aria, cilindro}}{p_{aria ambiente}}$$

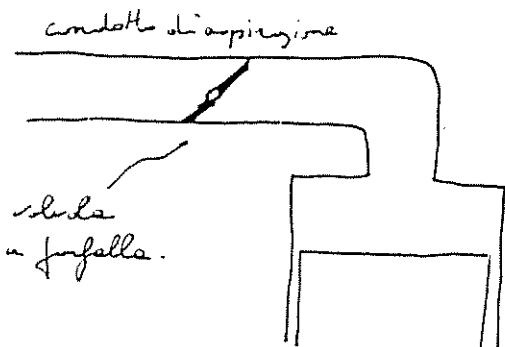
Una riduzione di λ

comporta una riduzione

di combustibile che brucia

in camera di combustione

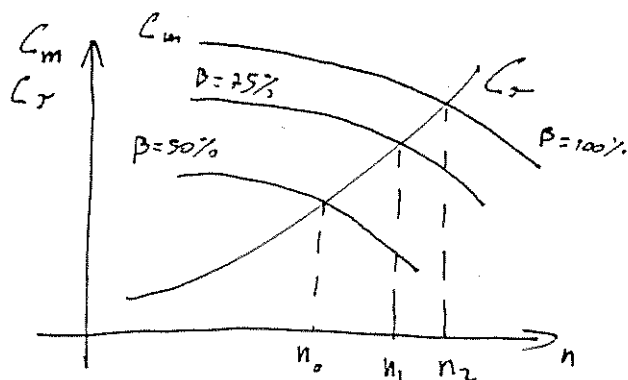
ma anche una depressione



nella fase di aspirazione che comporta un aumento del lavoro di pompaggio con notevole allungamento di γ e aumento del consumo specifico.

Nei motori diesel la regolazione viene effettuata variando il rapporto di miscela e con relativa diminuzione della quantità di calore utile.

In questo caso si ha un minore allungamento del rendimento globale poiché il lavoro di pompaggio non varia.



β = apertura della
valvole a farfalla

Sistema di alimentazione

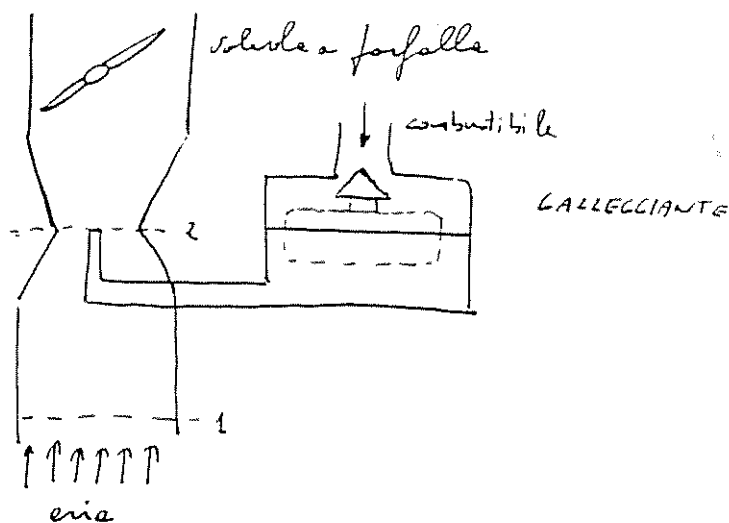
Motori ad accensione comandata.

Per un corretto funzionamento di un motore ad accensione comandata occorre:

- 1) $\lambda = \text{cost}$ a tutti i regimi per una corretta combustione
- 2) Le geometrie aria - combustibile siano molto minute per non avere depositi sulle pareti dei condotti di aspirazione:

Carburatore elementare a getto

La miscela aria - benzina viene formata mediante la depressione determinata dal moto dei pistoni nella regione ristretta di un diffusore.

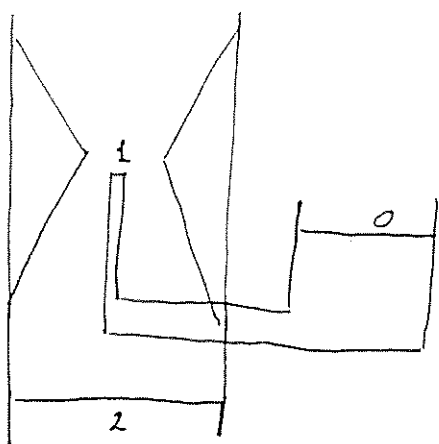


A seconda di come avviene l'aspirazione il carburatore è detto:

"verticale" se l'aspirazione avviene in senso contrario al campo gravitazionale

"orizzontale" se l'aspirazione è fatta in una piano orizzontale

"invertito" aspirazione in senso concorde al campo gravitazionale.



$$z_0 + \frac{P_0}{\rho_0} + \frac{V_0^2}{2g} = z_1 + \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2g}$$

$$V_{1,c} = \sqrt{\frac{2(P_0 - P_1)}{\rho_c}}$$

$$\rho_0 = \rho_1 = \rho_{carburante} = \rho$$

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2g}$$

$$V_1 \gg V_2$$

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_{aria} = \rho$$

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho_{aria}}}$$

$$P_0 - P_1 = P_2 - P_1 = \Delta P = P_{atm} - P_{gola}$$

$$V_{1,c} = \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_{aria}}}$$

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} = \frac{\rho_a S_a V_a}{\rho_c S_c V_c} = \frac{\rho_a S_a}{\rho_c S_c} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_a}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_c}{2\Delta P}} = \frac{S_a}{S_c} \sqrt{\frac{\rho_a}{\rho_c}}$$

S_a = sezione ristretta del carburatore

S_c = sezione di uscita del combustibile

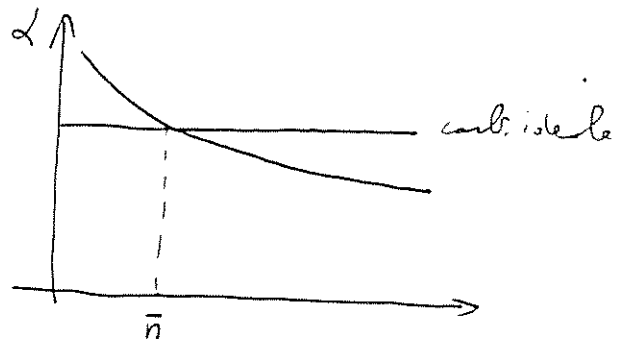
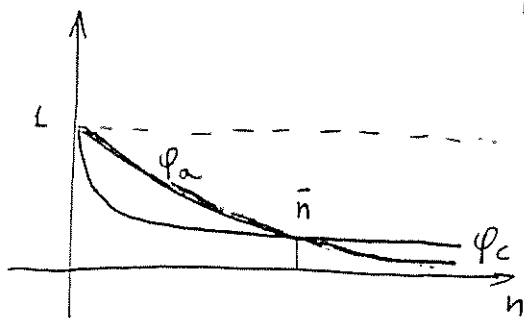
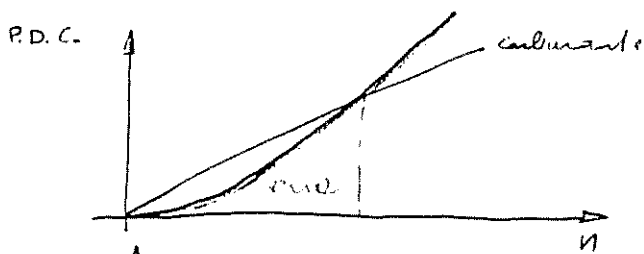
Il carburatore fornisce un valore del rapporto di miscela costante indipendentemente dalle condizioni di funzionamento.

Nel caso di funzionamento reale le velocità del carburante e dell'aria sono leggermente inferiori a causa delle perdite per attrito e vanno opportunamente corrette con dei coefficienti

$$\varphi_a \text{ e } \varphi_c < 1.$$

$$\alpha = \frac{S_a}{S_c} \sqrt{\frac{\rho_a}{\rho_c}} \frac{\varphi_a}{\varphi_c}$$

I valori di φ_a e φ_c diminuiscono al crescere del numero di giri



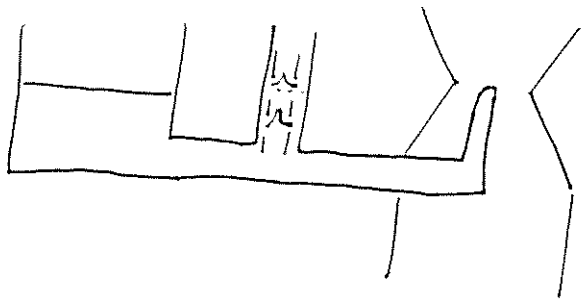
ϕ_c varia meno rapidamente perché il moto del carburante è in gran parte laminare e $P.C.L. \approx V/D^2$

ϕ_a varia più rapidamente essendo il moto dell'aria sempre turbolento e $P.C.T. \approx \frac{V^2}{D}$

La miscela risulta più ricca al crescere del numero di giri per questo motivo si preferisce ottimizzare α ad un valore di n elevato e far intervenire un sistema compensatore per n basso.

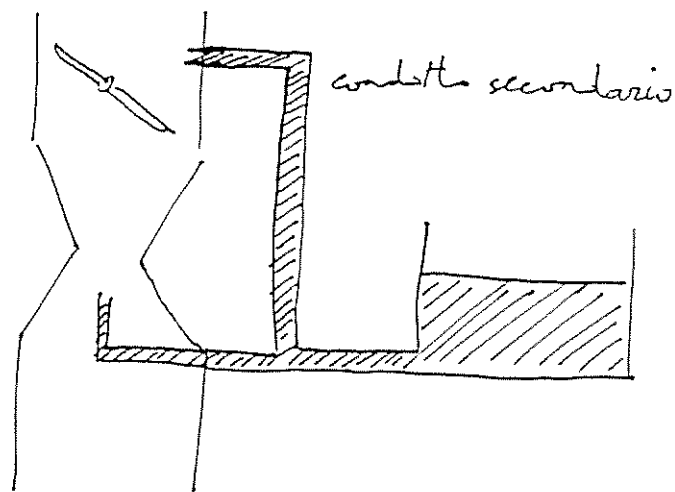
Un altro modo per non avere miscele troppo ricche ad n elevati è introdurre il freno d'aria costituito da una canna piezometrica che lascia entrare aria quando per portate elevate il risucchio del fluido è notevole e si

abbassare il livello del carburante nella camera
stese.



Quando il motore gira lentamente erogando solo
la potenza necessaria a vincere gli attriti interni
la valvola a farfalla è quasi completamente
chiusa e la miscela risulta particolarmente
povera. Si utilizza in tal caso un getto secondario
derivato a valle della valvola in modo che
quando la valvola a farfalla è chiusa si crea
una depressione a valle della valvola che è molto
più grande di quella che si ha nel diffusore
per cui viene risucchiato carburante dal
condotto secondario.

Ad un numero di giri medio o elevato quando la valvola a farfalla è aperta dal condotto secondario non viene risucchiato carburante.



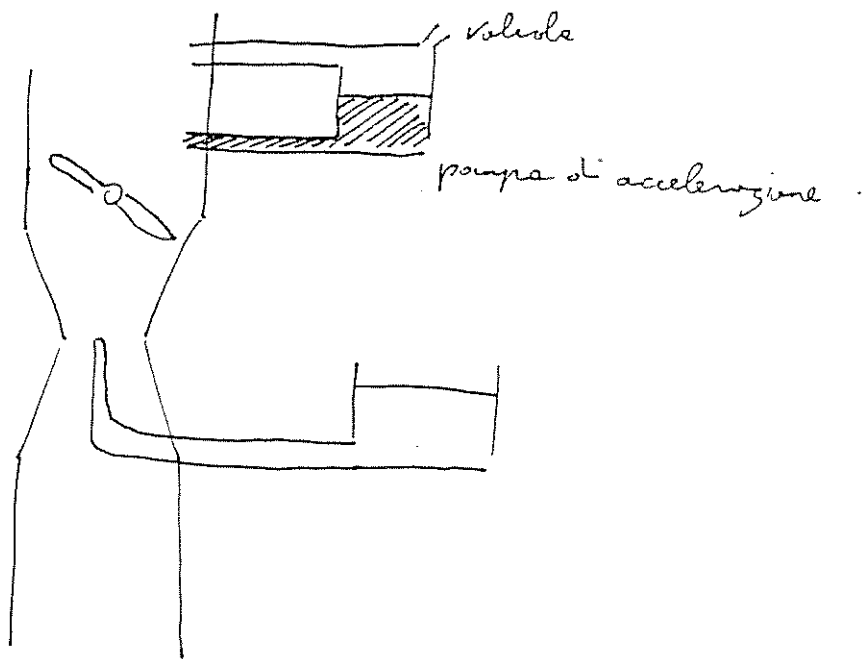
Nei condotti di aspirazione si deposita una certa quantità di carburante che va a creare un film di un certo spessore che riveste completamente gli stessi condotti. Durante il funzionamento a regime si ha che la quantità di benzina che si deposita è pari a quella che evaporando lascia il film e rientra in miscela, quindi la spessore dello strato si mantiene costante.

È provato che lo spessore di tale strato cresce
al crescere della portata di miscela, nelle
rapide accelerazioni quando la portata
di miscela aumenta, lo spessore impiega un tempo
più o meno lungo per stabilizzarsi, ovviamente
in tale fase si ha un accumulo di carburante
nei condotti con relativo immersionamento
della miscela proprio nel momento in cui
si vuole ottenere un arricchimento. Per tale
motivo il motore invece di accelerare affoga e
tende a spegnersi.

Per evitare tale problema si usa una
pompa di ripresa o di accelerazione.

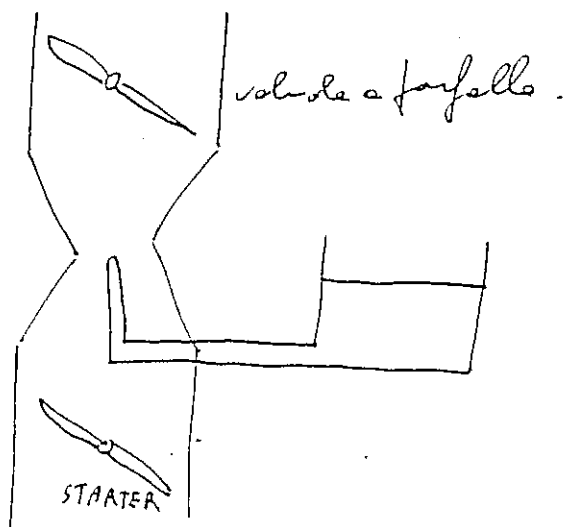
Quando la farfalla viene aperta bruscamente
l'aumento di pressione nel carburatore genera
un'azione sulla membrana che comprime la

benzina spruzzandola nel condotto.
 Se la farfalla viene aperta lentamente l'aumento
 di pressione in camera viene smaltito dalla
 valvola e non si ha iniezione delle benzine.



Durante la fase di avviamento la miscela
 risulta molto povera perché tende a condensarsi
 sulle pareti fredde del collettore di aspirazione.
 Tale problema può essere risolto inserendo una
 seconda valvola a farfalla detta starter a
 monte dello spruzzatore in modo che la
 depressione generata dallo starter favorisce

l'iniezione di miscela



Limiti del carburatore

Numerosi sono i limiti del carburatore:

- 1) difficoltà di assicurare l'omogeneità della variazione di α volute dal progettista.
- 2) difficoltà di alimentazione a freddo, durante le accelerazioni e a minimo.
- 3) Necessità di adottare più di un carburatore per motori pluricilindrici.
- 4) Impossibilità di controllare le emissioni inquinanti in tutto il campo di funzionamento del motore.
- 5) Presenza di perdite di carica all'aspirazione dovuta al tubo di Venturi.

Alcuni vantaggi sono:

- 1) Elevata affidabilità e costi limitati;
- 2) migliore omogeneizzazione della miscela prima dell'ingresso nel cilindro.

Tutti i limiti del carburatore possono essere superati dai sistemi di iniezione.

Sistemi di iniezione

Classificazione dei sistemi di iniezione secondo:

a) posizione degli iniettori

- 1) iniezione diretta viene effettuata direttamente in camera di combustione (veri diesel)

- 2) iniezione indiretta viene effettuata nel collettore di aspirazione (per motori ad acc. comandato).

b) natura dei dispositivi di regolazione dell'iniezione

- 1) meccanico oggi in disuso ma molto affidabile

- 2) elettronico sensori — logica — attuatori più elastico dei sistemi meccanici ma meno affidabile.

- c) numero di iniettori
 - 1) Iniettore unico
 - 2) Iniettore per ogni cilindro

d) feature dell'iniezione

1) Iniezione continua

2) Iniezione intermittente

{ Simultanea

{ Per gruppi di iniettori

{ Sequenziale sfasate rispetto ad ogni cilindro.

In buon sistema di iniezione deve soddisfare i seguenti requisiti:

1) Iniettare il combustibile nel momento più opportuno al variare di ϕ

2) Ottenere un'elevata polverizzazione del combustibile che deve essere ridotto in goccioline finissime per ottenere una buona combustione.

3) Imprimere alle goccioline un'elevata velocità per penetrare in tutte le zone della

camera di combustione dove c'è aria ad alta pressione.

La pompa di iniezione è una pompa alternativa

dovento conferire pressioni elevate al combustibile (anche oltre i 1000 bar). La pompa di iniezione è

costituita da tanti elementi pompanti quanti

sono i cilindri del motore comandati dall'albero a camme.

Durante la fase di discesa del pistoncino il combustibile è richiamato attraverso il foro di aspirazione nella camera lasciata scoperta dal pompante. Nella fase di risalita il

pistoncino comprime il combustibile finché non si scopre la valvola di mandata e il combustibile viene riversato negli iniettori.

Mediante una scanalatura elicoidale è possibile regolare il tempo di apertura della valvola di mandata e la relativa pressione d'uscita del combustibile.

Le pompe di iniezione è poi dotata di un dispositivo che regola automaticamente l'angolo di anticipo dell'iniezione al variare di n .

L'iniettore è costituito da 2 elementi:

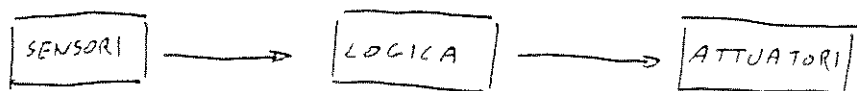
- 1) il polverizzatore che consente la polverizzazione del combustibile
- 2) il portopolverizzatore che reca i raccordi necessari per l'arrivo del combustibile al polverizzatore e per il riflusso del combustibile.

Quando il combustibile giunge ad alta pressione nella parte terminale dell'iniettore la spina collegata ad una molla Turetta si solleva e lascia fuoriuscire il combustibile.

Dai sistemi di iniezione si richiede:

- basso consumo di combustibile
- bassa emissione di gas inquinanti
- buone prestazioni
- assenza di detonazione
- affidabilità
- costi bassi

Il sistema di iniezione elettronico è costituito da



I sensori rilevano le principali grandezze caratteristiche del motore "variabili di stato" quali la coppia motrice C , il numero di giri n etc... La logica elabora i dati ricevuti dai sensori e invia il comando agli attuatori in modo da ottenere i risultati prefissati quali minimo consumo, assenza di gas inquinanti, massima potenza etc... Gli attuatori ricevono l'informazione dalle

logica modifica le variabili di controllo quali il rapporto di miscela α , l'angolo di anticipo ϕ , il tempo di iniezione τ etc...

Il sistema di iniezione elettronica può essere a circuito aperto (OPEN LOOP) o a circuito chiuso (CLOSE LOOP).

Nel sistema di iniezione elettronica a circuito aperto le leggi di controllo sono fornite da delle mappe costruite per via sperimentale in seguito a delle prove sui prototipi in laboratorio.

I sistemi OPEN-LOOP presentano alcuni limiti: le mappe vengono formulate su prototipi ma le risposte valide per i prototipi non sempre si adattano agli altri motori inoltre non possono tener conto di tutte le possibilità di funzionamento e neanche delle diverse risposte che il motore può dare a cause dell'invecchiamento.

Uno dei principali vantaggi del sistema OPEN LOOP è la velocità di risposta.

Nel sistema CLOSE LOOP non c'è una mappa precedentemente costruita ma si analizza a bordo la risposta del motore al variare dei parametri λ , ϕ , T etc... e si sceglie la combinazione che massimizza il rendimento, che riduce i gas inquinanti o che migliora altre caratteristiche della macchina.

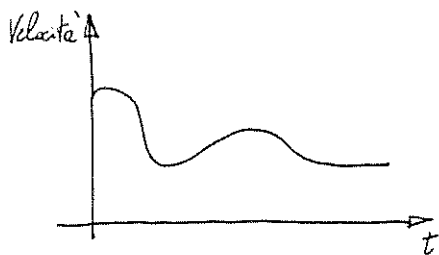
Poiché non è nota una mappa occorre effettuare un gran numero di prove per cui prima di avere una risposta passare del tempo.

Uno dei principali problemi del sistema CLOSE LOOP è l'adattamento del sistema nei transitori veloci, inoltre gli errori di lettura dei sensori può influenzare notevolmente la risposta e l'analisi probabilistica deve

peraltro sostituirsi a quelle deterministiche.

I sistemi di controllo adattativi LEARNING CONTROL permettono di disporre dei vantaggi di entrambi i sistemi. Essi sono costituiti da una tabella di base che può essere modificata da analisi di controllo che vengono fatte a bordo del veicolo.

Minimizzazione del consumo con controllo elettronico



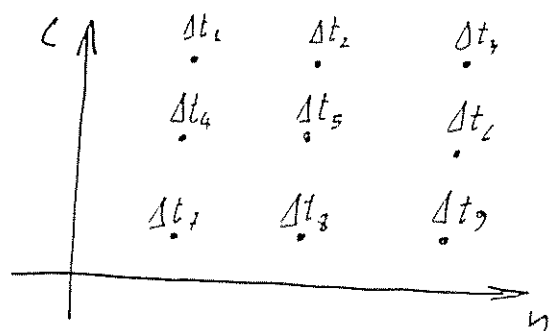
ciclo di prova

Dal ciclo di prova note le forze aerodinamiche è possibile ricavare le funzioni $C(t)$ e $\eta(t)$.

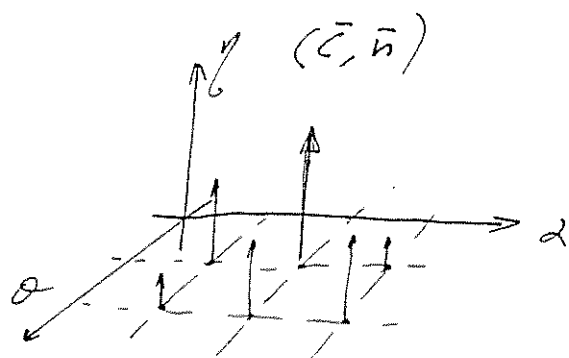
Si suppone che nel transitorio il comportamento sia lo stesso che a regime.

Si costruisce la griglia C/η indicando per ogni punto il tempo di permanenza del motore

in quelle condizioni -



Per ogni punto della griglia c'è in ogni condizione di funzionamento del motore è possibile minimizzare il consumo al variare di σ e d tenendo



contando come vincolo l'obbligo di contenere i gas inquinanti allo scarico.

In ogni punto della griglia C, n si può determinare un minimo valore di consumo $min(C, n)$ ottenuto massimizzando il rendimento in funzione di d e σ .

Il consumo Totale reale

$$\text{consumo} = \sum m_i(\bar{\theta}, \bar{a}) \Delta t_i$$

$$\text{emissioni} = \sum \text{emissioni}(\bar{\theta}, \bar{a}) \Delta t_i$$

Per avere modelli più sofisticati e più aderenti
alla realtà occorre considerare gli effetti del
transitorio e minimizzare gli errori di lettura
dei sensori attraverso l'indagine probabilistica.

Sovralimentazione

Dalla formula della potenza si ha

$$P \propto \frac{\rho_a V n \lambda_v \rho_g H_i}{\epsilon \alpha}, \text{ a parità di cilindrata}$$

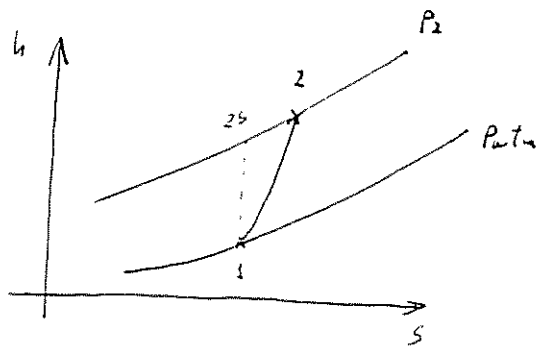
per incrementare P bisogna agire su λ_v in quanto non si può spingere n a valori eccessivi per problemi meccanici, e non può essere ridotto sotto un certo valore per evitare difficoltà di combustione.

Ricordando che $\lambda_v = \frac{\rho_{a, cil}}{\rho_a}$ possiamo modificare λ_v variando $\rho_{a, cil}$.

Nei motori aspirati: $\lambda_v < 1$ infatti dall'equazione di stato dei gas perfetti $P = \rho RT$ $\rho \propto \frac{P}{T}$ ma a causa delle perdite di carico nel condotto di aspirazione per la valvola a farfalla e a causa dello scambio termico tra miscela fresca e pareti del cilindro con incremento della temperatura della miscela rispetto a T_{amb} si avrà $\lambda_v < 1$.

Solitamente si interviene su λ_v incrementando la

pressione dell'aria mediante un compressore che a seconda dei casi può essere mosso dallo stesso motore o da una turbina posta a valle dei gas di scarico.



Se la compressione è adiabatica reversibile

$$p_1 v_1^{\kappa} = p_2 v_2^{\kappa}$$

poiché $p_2 > p_1$ sarà

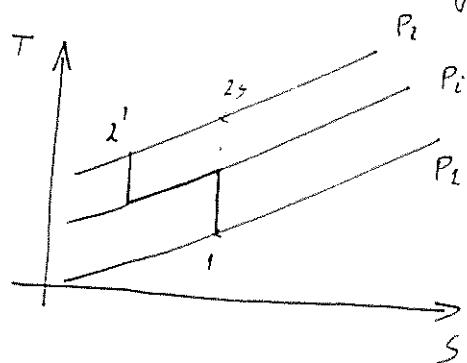
$$v_2 = v_{1s, ad} < v_1 = v_{1s}$$

Se la compressione è adiabatica si ha anche un interessante aumento della temperatura essendo

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad \text{Nel caso dei motori ad}$$

accensione comandata l'aumento di temperatura favorisce il fenomeno della detonazione, ciò giustifica la comparsa della tecnica della sovralimentazione nei motori ad accensione comandata mentre nei diesel è alquanto diffusa.

Un miglioramento alla semplice compressione lo si può avere con la compressione interrefrigerata; questa può essere realizzata con un compressore ed un refrigeratore (intercooler) oppure con 2 compressori e refrigerazione intermedia.



Nel caso in cui il compressore è azionato direttamente dal motore si ha una certa riduzione del rendimento globale η_g mentre, se si utilizzano i gas di scarico del motore si ha una riduzione della potenza tecnica dissipata con relativo incremento di η_g . Le turbine sono dotate di una valvola (waste-gate) che determinano il by-pass della portata in certe condizioni di funzionamento.

Siccome le macchine continue sono progettate per funzionare ad una ben definita velocità di regime, quando ci si allontana da tale condizione, ad esempio al minimo del motore, la turbina funzionerà con rendimenti molto bassi tanto che la stessa turbina potrebbe essere vista come un ostacolo per la fuoriuscita dei gas caldi. In queste circostanze la valvola Waste-gate esclude la turbina. Al massimo regime del motore invece può insorgere il problema della detonazione, anche in questo caso la valvola esclude la turbina risolvendo il problema.

Nella realizzazione di un motore turbo compressore bisogna curare particolarmente i condotti di scarico favorendo l'accelerazione dei gas caldi che poi evolvono in turbina.

I gas di scarico anche in condizione di funzionamento a regime del motore costituiscono un

flusso non stazionario pertanto la turbina si trova a lavorare sempre con un'oscillazione delle pressioni in ingresso.

Se si dispone la turbina a valle dello scivolo dei cilindri si sfrutta l'intero salto entalpico dei gas combusti ma con un rendimento della turbina molto basso; se si pone la turbina dopo un regolatore di plenum il cui scopo è quello di appiattire l'oscillazione della pressione si migliora il rendimento della turbina ma si abbassa il salto entalpico e cause di perdite nel regolatore stesso.

Combustibili per motori

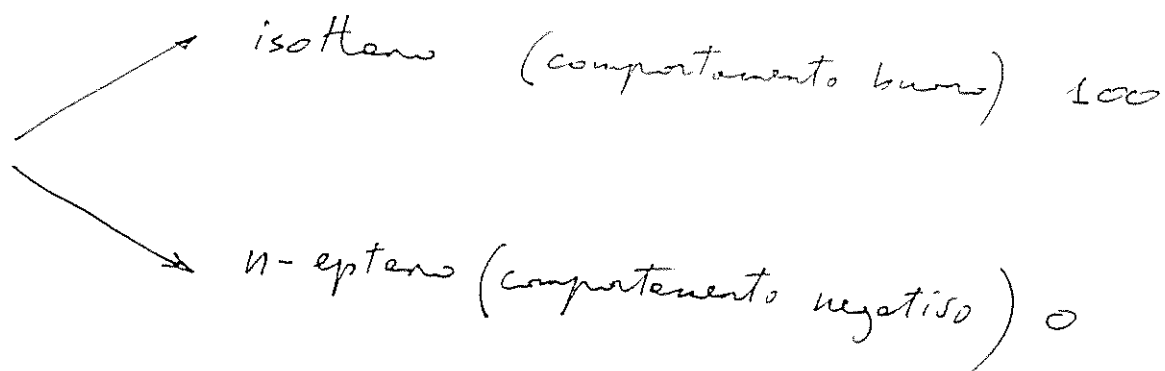
Nel consumo di combustibile in Italia il 40% è per autotrazione, il 30% per alimentazione delle centrali.

I requisiti principali che si richiedono ad un combustibile sono:

- Elevato potere calorifero H_i (proprio dei combustibili liquidi)
- Costo basso
- Privi di effetti detonanti.
- Rapida velocità di innescio della combustione.

Sipos osservare che l'attitudine di un combustibile alla detonazione cresce al crescere del numero di atomi di carbonio presenti mentre decresce per strutture atomiche compatte e reticolari.

L'*n*-eptano a struttura lineare non ha un buon comportamento nei confronti della detonazione mentre l'isottano avente struttura non lineare difficilmente provoca effetti detonanti.



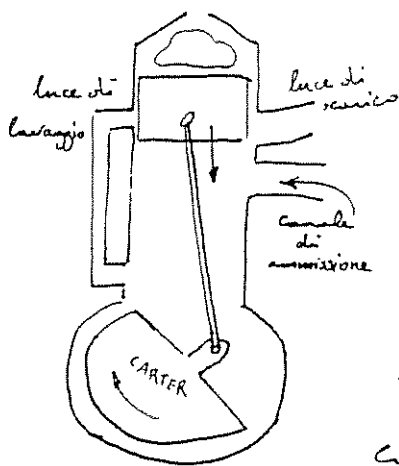
Per determinare il numero di ottani di una benzina si alimenta un motore di prova con *n*-eptano e isottano. La percentuale di isottano presente per la quale si verifica il fenomeno della detonazione nelle stesse condizioni di funzionamento per le quali si verifica detonazione delle benzine è detta numero di ottani della benzina stessa.

Per quanto riguarda i gas di scarico inquinanti
degli idrocarburi si può osservare che gli
idrocarburi pesanti inquinano di più di quelli
leggeri poiché gli idrocarburi incompleti sono
allo stato liquido.

Motori a combustione interna a 2 tempi

Nei motori a 2 tempi il ciclo di funzionamento si realizza in sole due corse dello stantuffo.

Nei motori a 2 tempi il ricambio della carica è realizzato mediante 2 luci una di scarico e una di lavaggio. Supponiamo che il pistone sia in prossimità del P.M.S. in fase discendente.



In questa fase si ha la combustione e l'espansione della miscela nella camera di combustione. La luce di scarico e la luce di lavaggio sono chiusi dal pistone mentre dal canale di ammissione per effetto della

depressione creata dal pistone nel vano carter si ha afflusso di miscela fresca.

All'apertura della luce di scarico la pressione vigente nella camera di combustione comporta una prima fase di espulsione spontanea dei gas combusti poi l'apertura simultanea della luce di lavaggio comporta l'ingresso della carica

pesce che ha una pressione maggiore rispetto a quella dei gas combusti (pressione conferita nel cuneo dal moto del pistone) e spinge i gas di scarico attraverso la luce di scarico.

Durante la fase di lavaggio quando sia la luce di lavaggio che quella di scarico sono aperte una parte della carica fresca è espulsa dalla luce di scarico finché il pistone non la cede iniziando la fase di compressione.

Dalla formula della potenza $P = \frac{Vn}{E \cdot 60} \cdot p_m \cdot H_{liq}$ sembrerebbe che a parità di altri parametri la potenza dei motori a 2 tempi ($E=1$) risulterebbe doppia rispetto ai motori a 4 tempi ($E=2$).

Infatti in realtà si verifica solo in parte poiché nei motori a 2 tempi si hanno dei fenomeni che comportano una riduzione di $\lambda_{0.2}$ che nei motori a 4 tempi non sono presenti.

Campi di applicazione dei motori a 2 tempi

1) motori di piccola cilindrata (50 c.c. fino a 500 c.c.).

Il vantaggio del motore a 2 tempi è quello di avere potenze più grandi rispetto al 4 tempi e una notevole semplicità costruttiva che si traduce in bassi costi di acquisto.

L'uso dei motori a 2 tempi è in uso specialmente in campo motociclistico.

Non è possibile l'utilizzo di motori di cilindrata maggiore poiché presentano consumi elevati ed elevato inquinamento.

Si ha un consumo elevato poiché durante la fase di lavaggio parte dei gas freschi fuoriescono dalle lucce di scarico, si ha un elevato inquinamento perché, per la semplicità costruttiva, la lubrificazione avviene miscelando olio e benzina, ciò comporta la presenza di olio allo scarico insieme ai gas espulsi.

2) grandi motori diesel lenti,

Con questo tipo di motore si riescono a produrre potenze molto elevate grazie anche a tecniche quali la sovralimentazione e si riducono gli inconvenienti di un piccolo motore a 2 tempi poiché in questo caso non è necessaria una struttura duplice del motore.

Il lavaggio non è effettuato tramite il sistema carter - pompa ma con dei compressori inseriti a monte delle luci di lavaggio. Il combustibile è iniettato nella camera di combustione solo quando il pistone ha chiuso le luci di scarico pertanto non ci saranno perdite di carburante. Inoltre la lubrificazione viene fatta da circuiti specifici e non incrementa l'inquinamento di tali motori.

Il numero di giri di tali motori deve essere necessariamente basso per minimizzare le forze

d'inerzia e per permettere un corretto funzionamento della pompa di iniezione del carburante.

Coefficiente di lavaggio

Si definisce coefficiente di lavaggio di un motore a 2 tempi il rapporto

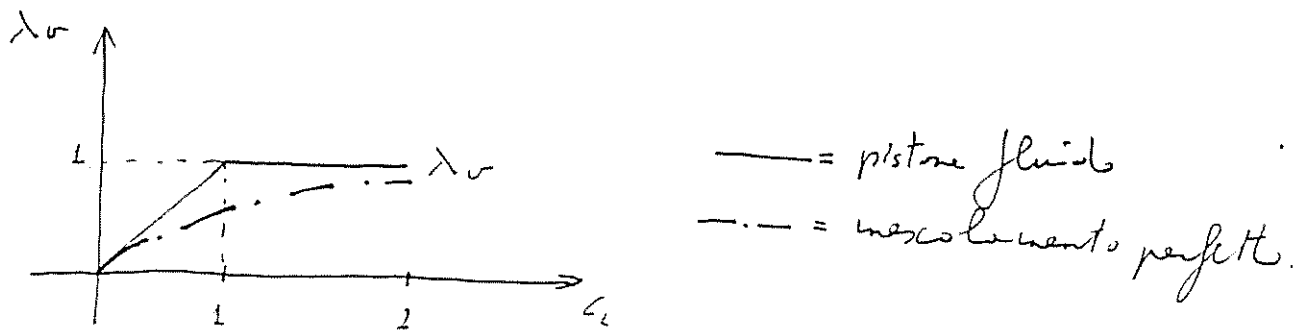
$$\zeta = \frac{M_{aria\ frutta}}{V_{ga}} = \frac{M_{a,t}}{V_{ga}}$$

$$\lambda_o = \text{coefficiente riempimento} = \frac{M_{aria\ presente\ cilindro}}{V_{ga}} = \frac{M_{a,c}}{V_{ga}}$$

È possibile ipotizzare due differenti tipi di comportamento dei gas:

a) pistone fluido i gas freschi non si mescolano con quelli combusti e li spingono fuori attraverso la luce di scarico

b) mescolamento perfetto in cui i gas freschi si mescolano interamente con quelli combusti e vengono anch'essi spinti all'esterno del cilindro.



In realtà il comportamento reale dei gas non è né del tipo pistone fluido né del tipo mescolamento perfetto ma una curva intermedia variabile al variare del numero di giri.

Nel motore a 2 tempi il coefficiente di riempimento è inferiore a quello del motore a 4 tempi è questo il motivo per cui la potenza non si raddoppia.

Nei motori diesel - lenti ~~mantenente~~ sovralimentazione il coefficiente λ_v supera il valore di 1 e non vale più il grafico α/λ_v riportato sopra.

FASI DI UN MOTORE AD ACCENSIONE COMANDATA E DIESEL

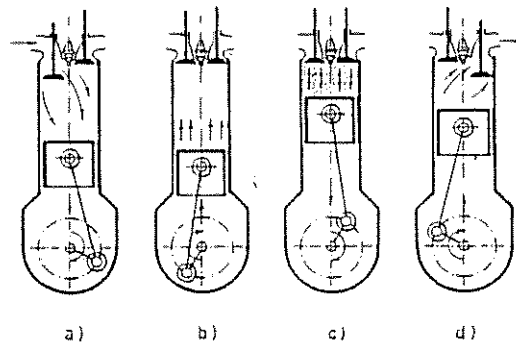


Fig. VIII.2 [1] — Fasi del ciclo di un motore aspirato a quattro tempi ad accensione comandata. a) Aspirazione; b) Compressione; c) Combustione ed espansione; d) Scarico.

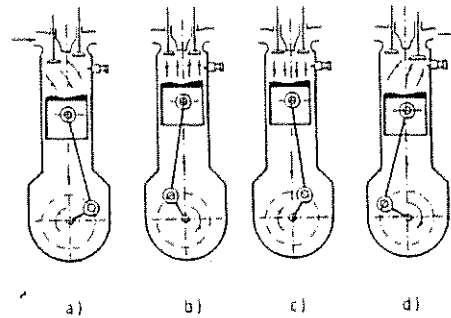


Fig. VIII.3 [1] — Fasi del ciclo di un motore aspirato a quattro tempi ad accensione per compressione. a) Aspirazione; b) Compressione; c) Iniezione, combustione ed espansione; d) Scarico.

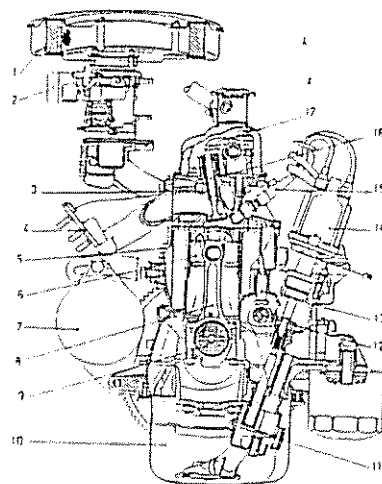


Fig. VIII.5a — Sezione trasversale sul cilindro, sulla valvola e sulla pompa olio di un motore aspirato ad accensione comandata a quattro tempi.
1. Filtro aria; 2. Carburatore; 3. Testata; 4. Tubo di scarico; 5. Monoblocco a blocco cilindri; 6. Pistone; 7. Albero motore; 8. Biella; 9. Albero motore; 10. Coppa olio; 11. Pompa olio; 12. Albero a camme; 13. Asa rinvio moto ai bilancieri; 14. Spinterogeno; 15. Candela; 16. Valvola di scarico; 17. Bilanciere.

MOTORE A 2 TEMPI

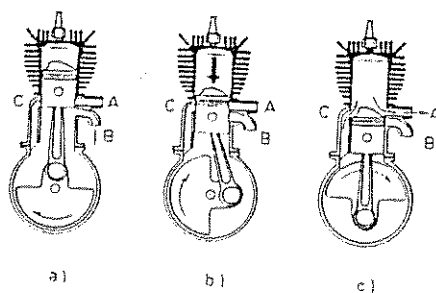


Fig. VIII.4 [2] — Fasi del ciclo di un motore aspirato a due tempi ad accensione comandata.
a) Aspirazione nel carter e compressione nel cilindro; b) Combustione ed espansione; c) Scarico e riempimento cilindro (lavaggio).

ALIMENTAZIONE CON CARBURATORE

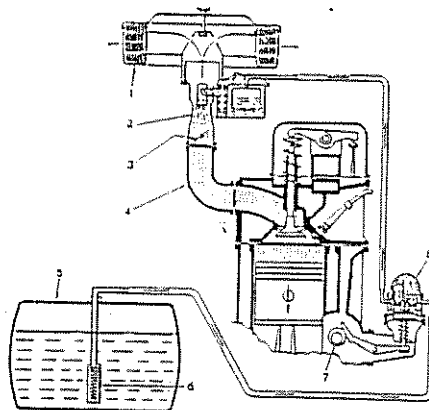


Fig. VIII.30 [3] — Schema del circuito di alimentazione di un motore a c.i. ad accensione comandata a carburazione.
1. Filtro aria; 2. Carburatore; 3. Valvola a farfalla; 4. Collettore di aspirazione; 5. Serbatoio combustibile; 6. Filtro combustibile; 7. Eccentrico; 8. Pompa a membrana.

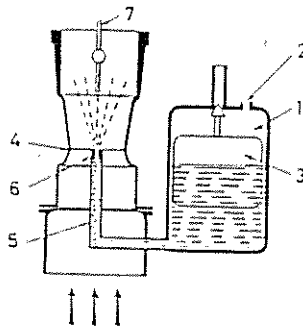


Fig. VIII.31 [3] — Schema semplificato di carburatore.
1. Viaschetta; 2. Foro; 3. Galleggiante; 4. Venturi; 5. Spruzzatore; 6. Getto; 7. Valvola a farfalla.

INIEZIONE DIRETTA PER MOTORI DIESEL

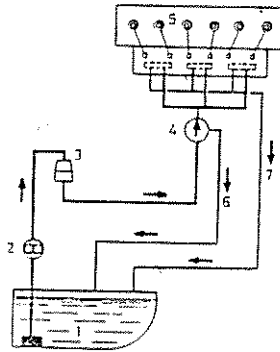


Fig. VIII.32 — Schema semplificato dell'impianto di alimentazione di un motore diesel.
1. Serbatoio; 2. Pompa di alimentazione; 3. Filtro combustibile; 4. Pompa di iniezione; 5. Iniettore; 6. Tubazione reflusso combustibile dalla pompa di iniezione al serbatoio; 7. Tubazione reflusso combustibile dagli iniettori al serbatoio.

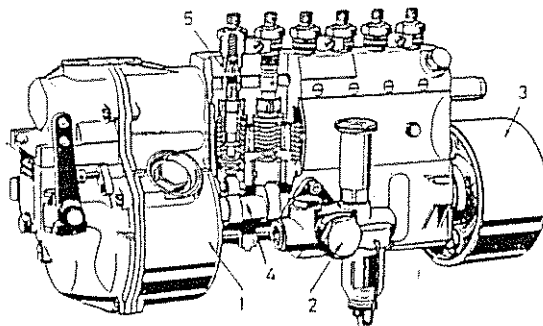


Fig. VIII.33 [4] — Pompa di iniezione (BOSCH).
1. Regolatore; 2. Pompa di alimentazione; 3. Variatore di anticipo; 4. Albero a camme; 5. Elemento pompante.

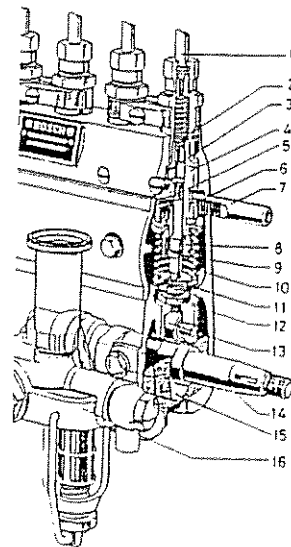


Fig. VIII.34 [4] — Elemento pompante di una pompa di iniezione (BOSCH).
1. Tubazione di mandata del combustibile all'iniettore; 2. Valvola di mandata; 3. Camera di aspirazione; 4. Cilindretto; 5. Pistoncino a pompante; 6. Settore dentato; 7. Asta a cremagliera; 8. Ruota di regolazione; 9. Aletta del pompante; 10. Molla tarata; 11. Piattello molla; 12. Vite regolazione; 13. Punteria; 14. Albero a camme; 15. Camma; 16. Pompa di alimentazione.

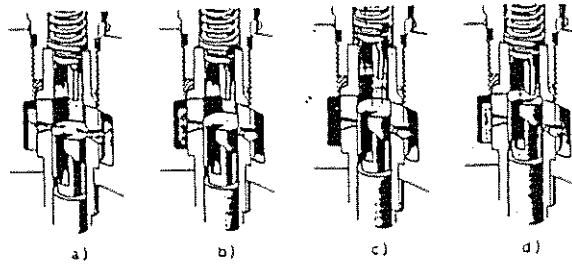


Fig. VIII.35 [4] — Descrizione del funzionamento di un elemento pompante (BOSCH).
a) Afflusso del combustibile; b) Compressione e inizio mandata del combustibile; c) Mandata;
d) L'elica del pompante scopre il foro ed interrompe la mandata.

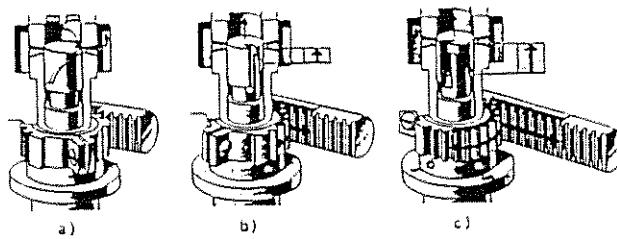


Fig. VIII.36 [4] — Sistema di regolazione della portata del combustibile (BOSCH).
a) Nessuna portata; b) Portata parziale; c) Portata massima.

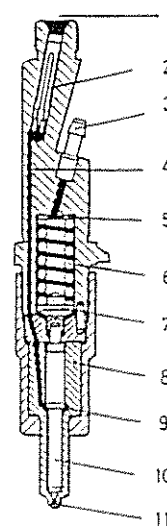


Fig. VIII.37 [4] — Sezione trasversale di un iniettore (BOSCH).
1. Afflusso del combustibile nel portapolverizzatore; 2. Elemento filtrante; 3. Recupero
irrigamenti combustibile; 4. Passaggio combustibile; 5. Spessori di regolazione; 6. Molla
tarata alloggiata nel portapolverizzatore; 7. Perno pressione; 8. Corpo polverizzatore; 9.
Camera in pressione; 10. Spina del polverizzatore; 11. Fori di uscita del combustibile.

SOVRALIMENTAZIONE

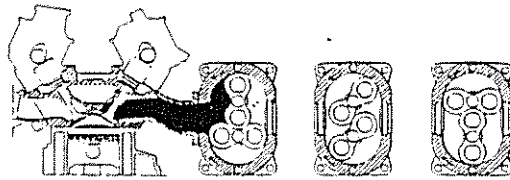


Fig. VIII.38 — Schema di funzionamento di un compressore volumetrico a lobi.

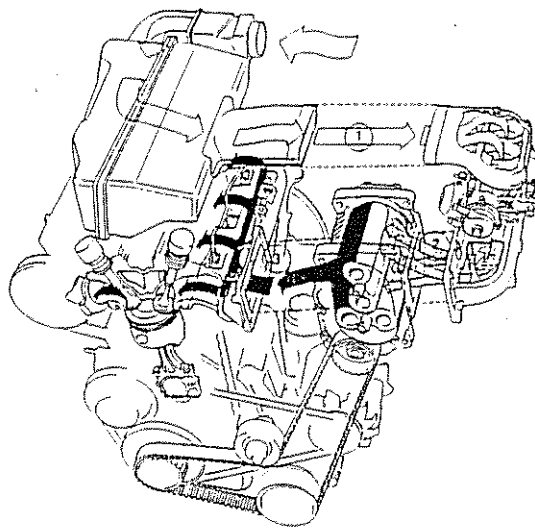


Fig. VIII.39 — Motore con sovralimentazione a comando meccanico.
1. Aria; 2. Miscela aria benzina; 3. Miscela compressa.

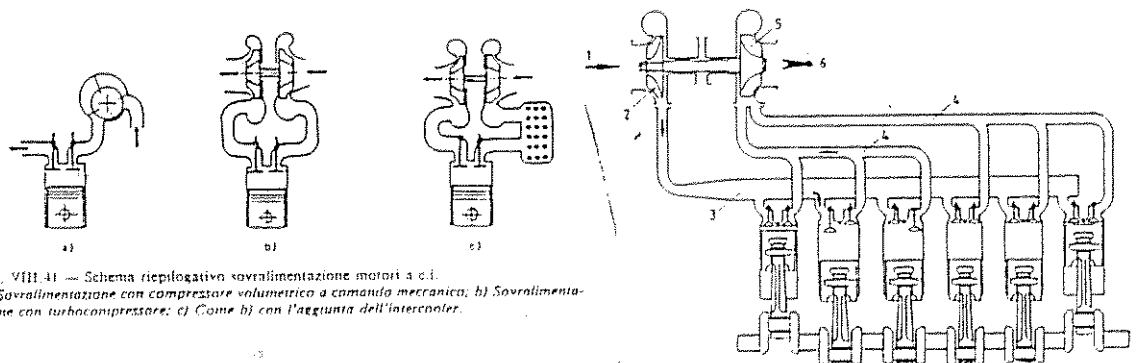


Fig. VIII.41 — Schema ricapitolativo sovralimentazione motori a c.i.
a) Sovralimentazione con compressore volumetrico a comando meccanico; b) Sovralimentazione con turbocompressore; c) Come b) con l'aggiunta dell'intercooler.

Fig. VIII.40 — Schema di sovralimentazione mediante turbosoffiante.
1. Ingresso aria; 2. Compressore centrifugo; 3. Collettore di immissione aria; 4. Tubazione collegamento alla turbina dello scivolo di un gruppo di tre cilindri; 5. Turbina centrifuga; Uscita gas combusti.

RAFFREDDAMENTO DI UN MOTORE

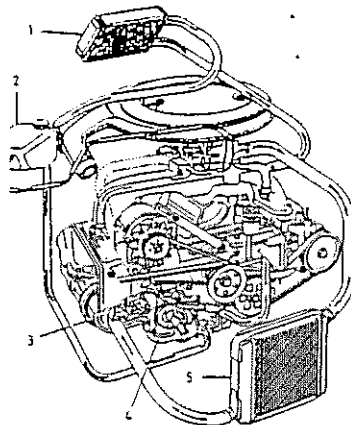


Fig. VIII.42 — Schema di raffreddamento ad acqua di un motore a c.i.
1. Radiatore riscaldatore; 2. Serbatoio di alimentazione; 3. Termostato; 4. Pompa acqua; 5. Radiatore raffreddamento.

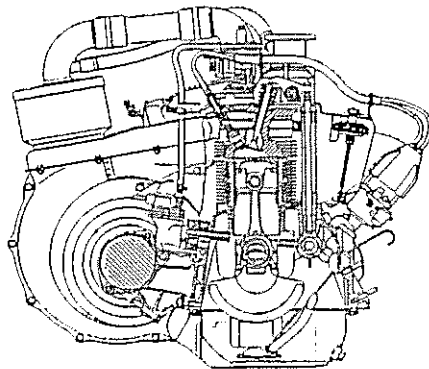


Fig. VIII.43 — Sezione trasversale sul cilindro di un motore a c.i. raffreddato ad aria.

LUBRIFICAZIONE

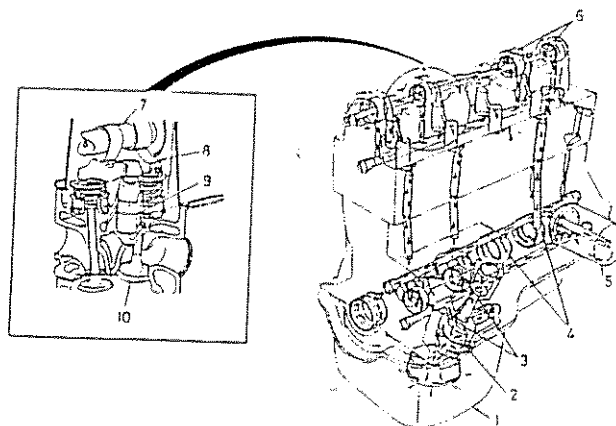


Fig. VIII.44 — Schema della lubrificazione di un motore a c.i.
 1. Coppa olio; 2. Pompa olio; 3. Cuscinetti di biella; 4. Cuscinetti di banco; 5. Filtro olio; 6. Cuscinetti albero a camme; 7. Albero a camme; 8. Bilanciere; 9. Guida valvola; 10. Valvola.

Turbine a vapore

La turbina a vapore è una macchina motrice dinamica, esse trasferisce all'esterno energia meccanica sottraendola al fluido motore. Le trasformazioni che hanno luogo nelle macchine dinamiche sono adiabatiche ed il lavoro trasferito all'esterno $L_{02} = - \int_{p_0}^{p_2} v dp$ nel caso di processi reversibili e $L_{02} = h_0 - h_2$ nel caso di processi rev. e irreversibili.

* Funzionamento di una turbina a vapore

Il fluido viene immesso nella turbina con una velocità c_0 . Inizialmente il fluido viene fatto espandere in un condotto fisso detto ugello o diffusore nel quale si ha un'accelerazione del fluido a danno dell'energia di pressione. Tali diffusori sono convergenti per moti subsonici; convergenti-divergenti per moti supersonici.

A valle dell'ugello il fluido con un elevato contenuto di energia cinetica incontra un sistema di condotti mobili realizzati con pale opportunamente angolate sistemate alla periferia di un disco colettato su un albero rotante. In questo sistema detto rotore si realizza il trasferimento dell'energia cinetica in energia meccanica trasferibile all'esterno.

* turbine ad azione e a reazione

Nelle turbine ad azione tutta l'energia di pressione posseduta dal fluido viene trasformata in energia cinetica nello statore; nel rotore si ha la conversione di tale energia cinetica in energia meccanica. Nelle turbine a reazione parte dell'energia di pressione viene trasformata in energia cinetica nello statore e parte nel rotore.

Viene introdotto per classificare le turbine a reazione un coefficiente R detto grado di reazione definito come

$$R = \frac{\Delta h_R}{\Delta h_R + \Delta h_S} \quad \begin{array}{l} R = \text{rotore} \\ S = \text{statore} \end{array}$$

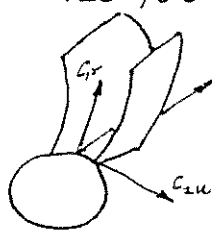
Una turbina ad azione è caratterizzata da $R=0$.

La differenza sostanziale tra una macchina mista alternativa ed una dinamica consiste nel fatto che nella prima l'energia di pressione si trasferisce direttamente all'esterno sotto forma di lavoro meccanico, nella seconda si ha prima una trasformazione di energia di pressione in energia cinetica e poi la trasformazione dell'energia cinetica in energia meccanica.

* Equazioni di Eulero

Le equazioni di Eulero forniscono la relazione tra il lavoro specifico e le condizioni cinematiche all'ingresso e all'uscita del rotore.

Considero una turbina a saggio assiale, tra le tre componenti



delle velocità solo quella tangenziale

c_{u1} è in grado di fornire lavoro all'esterno; la variazione delle velocità

radiali ed assiali forniscono forze bilanciate dai cuscinetti.

$$dm (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}) = M dt$$

$$M = \dot{m} (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2})$$

$$P = \dot{m} \omega (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}) = \dot{m} (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2})$$

u_1 = velocità tangenziale
 u_2 del rotore.

Dalle equazioni di Eulero si può trarre una prima conclusione: il lavoro trasferito dipende esclusivamente dalle caratteristiche della girante e dalla sua velocità di rotazione ma non dal tipo di fluido che attraversa la girante stessa.