

41.2.2 Cinematica

Nei motori alternativi il pistone è generalmente azionato tramite un manovellismo ordinario centrato secondo lo schema della *Figura 41.8*. Lo spostamento x del pistone rispetto al punto morto superiore (TDC) è la differenza tra la lunghezza complessiva delle due aste, biella e manovella ($l + r$), e la posizione raggiunta dal pistone ($l \cos \beta + r \cos \theta$) nella sua corsa verso il basso.

Tenendo presente il rapporto $R = l/r$ tra lunghezza della biella l e raggio di manovella r oppure il suo reciproco $\lambda = r/l$, si può esprimere x in funzione dell'angolo di rotazione della manovella θ :

$$x = (l + r) - (l \cos \beta + r \cos \theta) = l(1 - \cos \beta) + r(1 - \cos \theta) = r \left[(1 - \cos \theta) + R(1 - \cos \beta) \right]$$

Potendosi scrivere:

$$l \sin \beta = r \sin \theta \Rightarrow \sin \beta = \frac{\sin \theta}{R} \Rightarrow \sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1 \Rightarrow \cos^2 \beta = 1 - \sin^2 \beta \Rightarrow \cos \beta = \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{R^2}}$$

lo spostamento x del pistone diviene (*Figura 41.9*):

$$x = r \left[(1 - \cos \theta) + R \left(1 - \sqrt{1 - \frac{1}{R^2} \sin^2 \theta} \right) \right]$$

Teniamo presenti le relazioni (41-1) $s = 2r$ e (41-5 e 41-4) $v_m = 2sn = 2s(\omega/2\pi) = s\omega/\pi$ e deriviamo lo spostamento x una prima volta e poi una seconda volta rispetto al tempo. Le derivate rispetto al tempo le indichiamo con un puntino sopra la quantità fisica: così, ad esempio, \dot{x} indicherà la derivata prima dello spostamento x rispetto al tempo che è la velocità istantanea v , $\dot{\theta} = \omega$ la velocità angolare, essendo $\theta = \omega t$, e \ddot{x} indicherà la derivata seconda dello spostamento e cioè l'accelerazione istantanea a :

$$x = \frac{s}{2} \left[1 + R - \cos \theta - R \sqrt{1 - \frac{1}{R^2} \sin^2 \theta} \right]$$

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \frac{s}{2} \left[\sin \theta \cdot \dot{\theta} - R \frac{1}{2\sqrt{1 - \frac{1}{R^2} \sin^2 \theta}} \left(-\frac{1}{R^2} 2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot \dot{\theta} \right) \right] = \frac{s}{2} \dot{\theta} \left[\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2R\sqrt{1 - \frac{1}{R^2} \sin^2 \theta}} \right] = \\ &= \frac{s}{2} \omega \frac{\pi}{\pi} \left[\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2R\sqrt{1 - \frac{1}{R^2} \sin^2 \theta}} \right] = \frac{\pi v_m}{2} \left[\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2R\sqrt{1 - \frac{1}{R^2} \sin^2 \theta}} \right] \end{aligned}$$

Considerato $1/R^2 \approx 0$, la velocità e l'accelerazione divengono:

$$v = \dot{x} \cong \frac{\pi \cdot v_m}{2} \left(\sin \theta + \frac{1}{2R} \sin 2\theta \right)$$

$$\ddot{x} \cong \frac{\pi \cdot v_m}{2} \left(\cos \theta \cdot \dot{\theta} + \frac{1}{2R} \cos 2\theta \cdot 2\dot{\theta} \right) = \frac{\pi}{2} (2sn) \omega \left(\cos \theta + \frac{1}{R} \cos 2\theta \right) = \frac{s}{2} (2\pi n) \omega \left(\cos \theta + \frac{1}{R} \cos 2\theta \right)$$

$$a = \ddot{x} \cong \frac{s}{2} \omega^2 \left(\cos \theta + \frac{1}{R} \cos 2\theta \right) = \omega^2 r \left(\cos \theta + \frac{1}{R} \cos 2\theta \right)$$

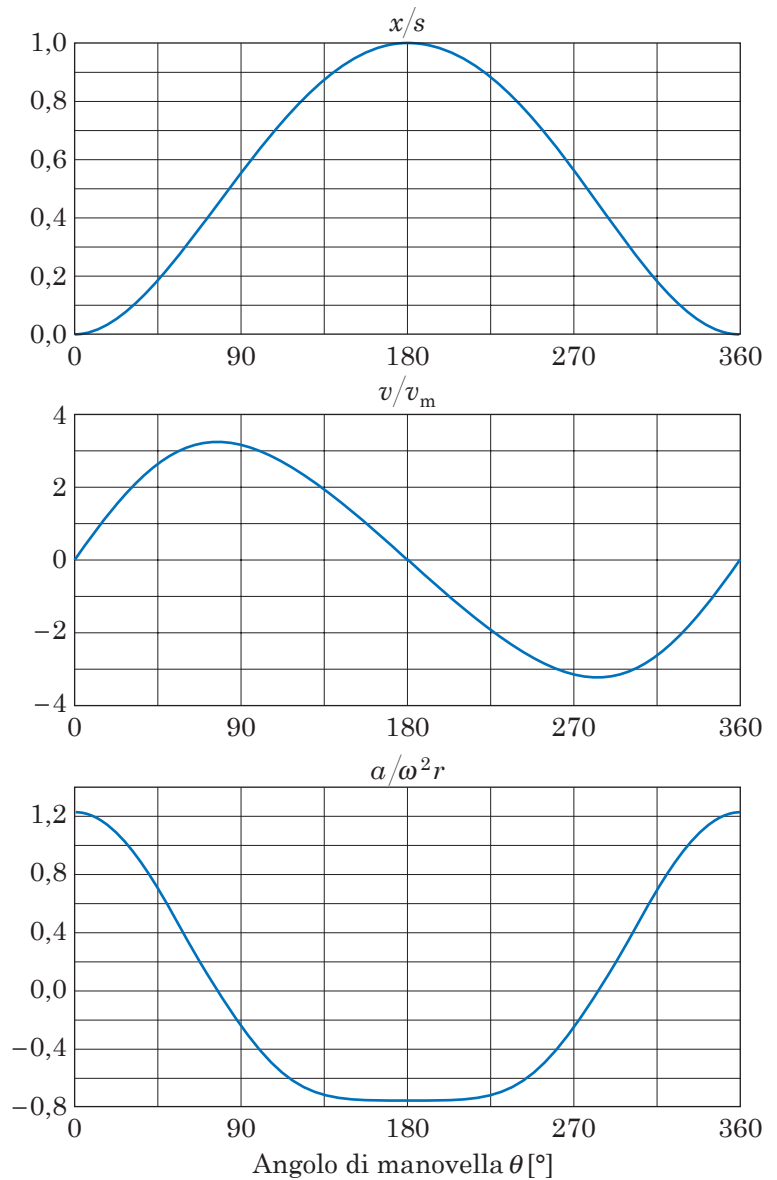


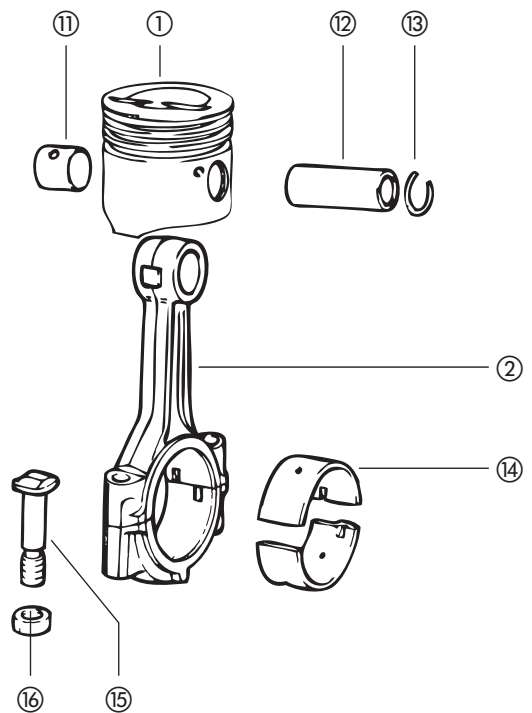
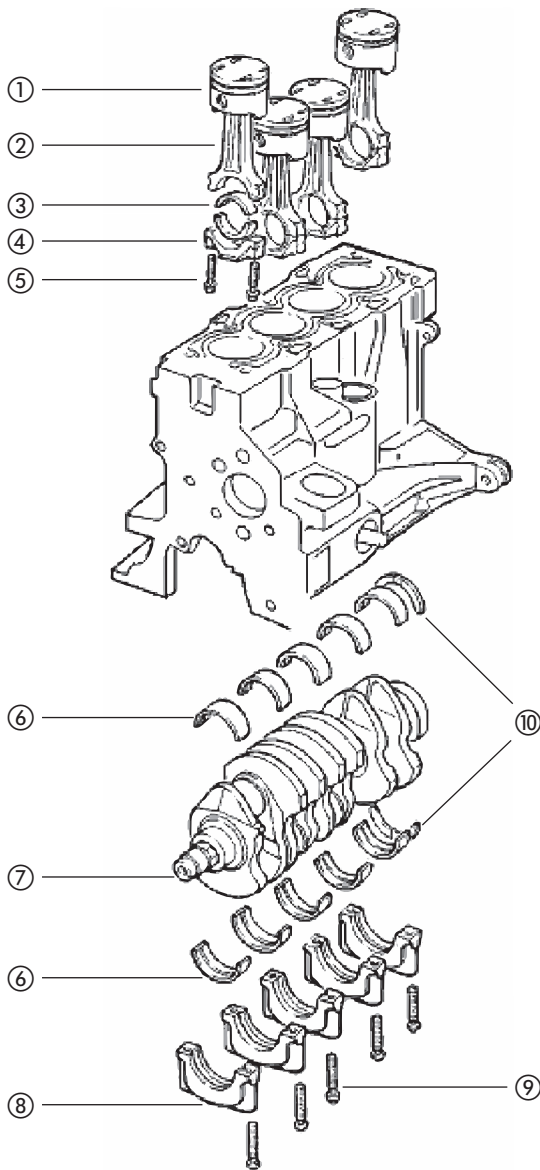
Fig. 41.9 - Posizione, velocità e accelerazione del pistone in funzione dell'angolo di manovella per un manovellismo ordinario centrato con rapporto lunghezza biella/raggio manovella pari a 4. I parametri sono stati resi adimensionali dividendoli per una costante: rispettivamente corsa s , velocità media del pistone v_m e accelerazione $\omega^2 r$.

41.4.1 Architettura

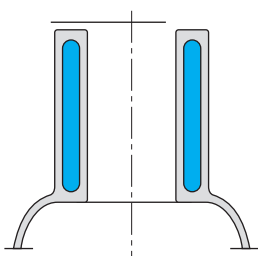
In una data architettura (*Figure 41.14 e 41.15*, Componenti principali del motore alternativo [http://www.metacafe.com/watch/303802/ford_engine_assembly/]), la configurazione base è costituita da testa-cilindro e cilindro con il pistone all'interno collegato all'albero del motore tramite la biella. L'ordine di accensione è la successione con cui inizia la combustione nei vari cilindri: di solito vengono utilizzati intervalli d'accensione ugualmente spazati tra i cilindri, ad esempio, intervalli di 180° per il motore a quattro tempi a 4 cilindri in linea.

Il manovellismo del motore alternativo genera forze e coppie centrifughe e alterne di inerzia. Le eccitanti *centrifughe* sono dovute alla rotazione delle masse delle manovelle dell'albero motore e della parte delle bielle ad esse collegate. Si manifestano alla frequenza di rotazione dell'albero e vengono equilibrate mediante l'applicazione di contrappesi oppure, in motori a più cilindri, attraverso un'adeguata disposizione delle manovelle. Per l'equilibrio, il baricentro dell'albero deve cadere sull'asse di rotazione e, nel caso di più di due manovelle, l'albero deve avere un piano di simmetria perpendicolare all'asse di rotazione, rispetto al quale le manovelle risultino simmetriche in numero, forma e posizione.

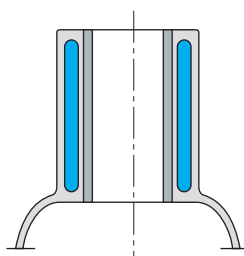
Le *forze alterne di inerzia* sono generate dal moto alternativo dei pistoni nei cilindri e di quella parte della massa delle bielle ad essi collegata e si manifestano anche a frequenze multiple della frequenza fondamentale (è la frequenza che corrisponde alla velocità di rotazione del motore). La combustione della miscela all'interno del cilindro genera una forza sul pistone che si scarica sul manovellismo generando il momento motore. L'uso di più cilindri ha la funzione di ridurre le ampiezze di variazione del momento motore istantaneo. Le variazioni di velocità angolare, conseguenti alla fluttuazione del momento motore, e la ripercussione sulla trasmissione, vengono limitate mediante l'inerzia del volano motore e la filtrazione operata dal parastrappi, costituito dalla molla torsionale accoppiata alla frizione.



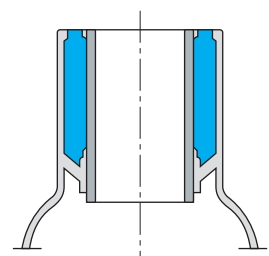
- 1 Pistone (*Piston*)
- 2 Biella (*Connecting rod*)
- 3 Semicuscinetti di biella [bronzine] (*Bearing shells [bushings]*)
- 4 Cappello di biella (*Rod cap*)
- 5 Viti fissaggio cappello di biella (*Bolts*)
- 6 Semicuscinetti di banco [bronzine] (*Main bearings*)
- 7 Albero motore o albero a gomiti (*Crank shaft*)
- 8 Cappelli di banco (*Main bearings caps*)
- 9 Viti fissaggio cappelli di banco (*Block cap bolts*)
- 10 Cuscinetto reggispinta (*Thrust bearing*)
- 11 Boccola (*Rod bushing*)
- 12 Perno stantuffo (*Wrist pin*)
- 13 Anello elastico ritegno perno stantuffo (*Circlip*)
- 14 Semicuscinetti di biella (*Rod bearing insert*)
- 15 Viti fissaggio cappelli di biella (*Rod bolt*)
- 16 Dado (*Rod nut*)



Cilindro con canna integrale
(*Integral liner*)

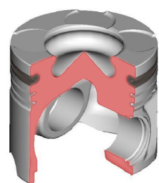
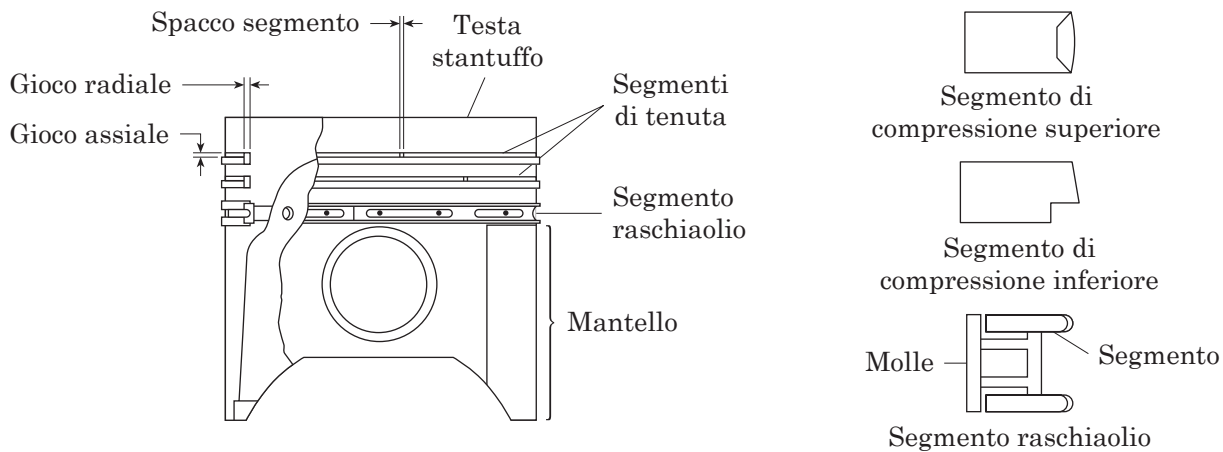


Cilindro con canna riportata
a secco (*Dry liner*)

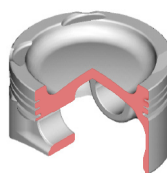


Cilindro con canna riportata
in umido (*Wet liner*)

Fig. 41.14-a - Basamento motore (*engine block*), pistone, biella e canne cilindro.

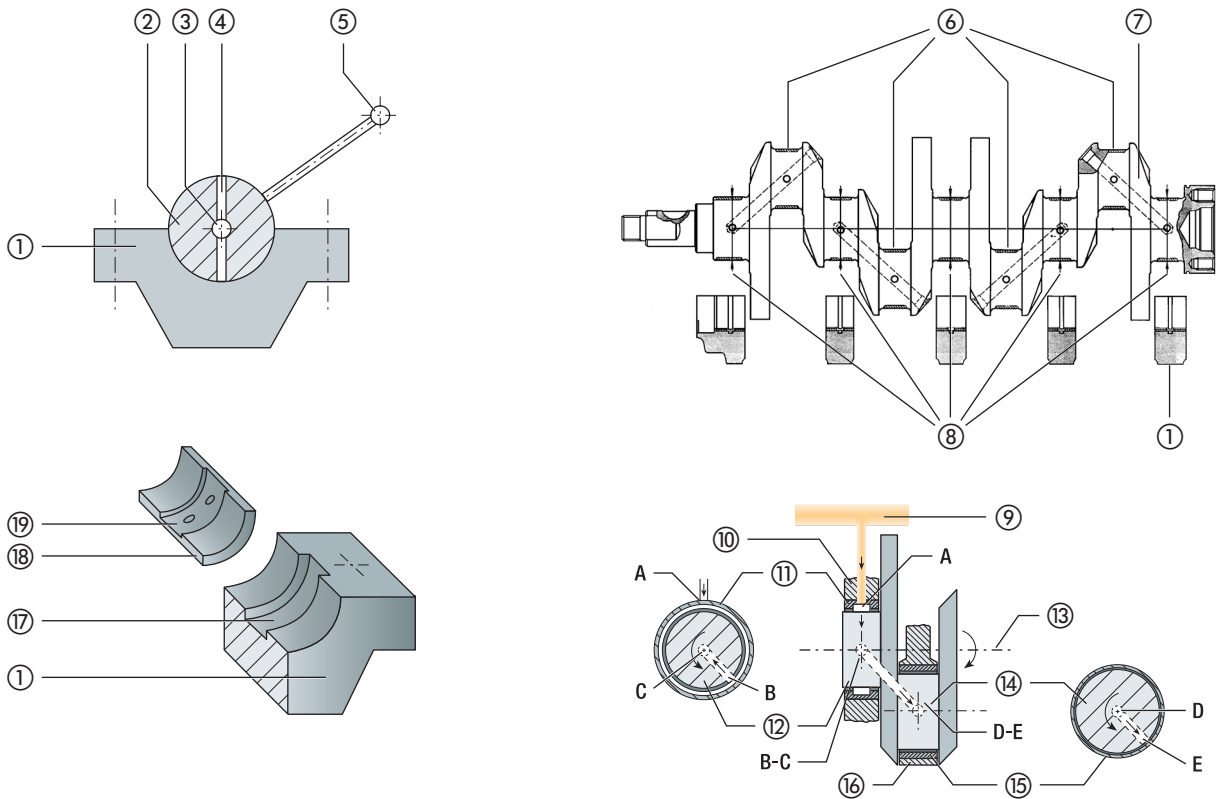


Accensione per compressione



Accensione comandata

Fig. 41.14-b - Particolari del pistone con la tipica configurazione relativa al motore ad accensione per compressione e ad accensione comandata (KS).



- 1 Cappello di banco (*Main bearing cap*)
- 2 Sezione trasversale albero su un cuscinetto di banco (*Crank shaft – cross section on a main bearing*)
- 3 Passaggio centrale olio (*Central oil passage*)
- 4 Passaggio radiale olio (*Radial oil passage*)
- 5 Condotto principale lubrificazione (*Lubrication main pipe*)
- 6 Perni di biella (*Crank pins*)
- 7 Contrappesi (*Counterweights*)
- 8 Perni di banco (*Main journals*)
- 9 Condotto principale lubrificazione (*Lubrication main pipe*)
- 10 Supporto di banco (*Block carrier*)
- 11 Cuscinetto di banco (*Block bearing*)
- 12 Perno di banco (*Main bearing journal*)
- 13 Asse albero a gomito (*Crankshaft axis*)
- 14 Perno di biella (*Connecting rod journal*)
- 15 Cuscinetto di biella (*Connecting rod bearing*)
- 16 Testa di biella (*Rod big end*)
- 17 Passaggio olio – lato cappello di banco (*Oil passage – on the bearing back*)
- 18 Cuscinetto di banco (*Main bearing*)
- 19 Passaggio olio – lato cuscinetto (*Oil passage – on the bearing surface*)

Fig. 41.14-c - Albero motore (*engine crankshaft*) con particolari dei condotti di lubrificazione (A, B, C, D, E).

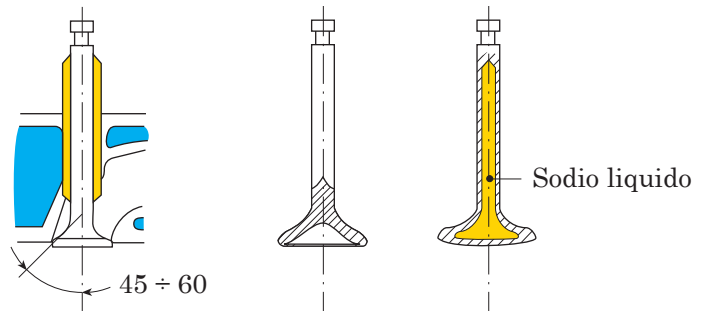
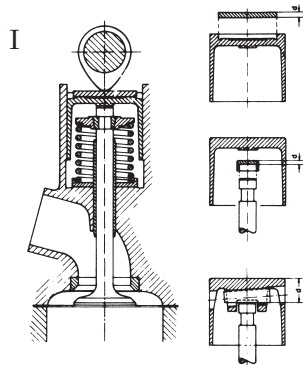
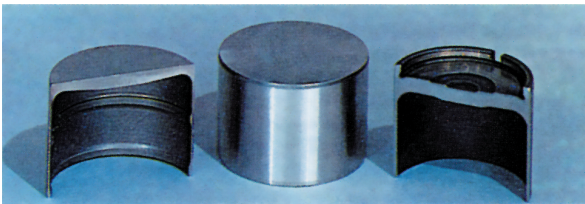


Fig. 41.15-a - Valvole a fungo.

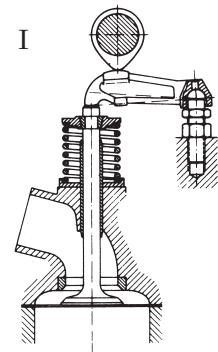
Comando valvola tramite albero a camme in testa con interposizione di un bicchierino (Wizemann):
 I) schema;
 II) bicchierino.



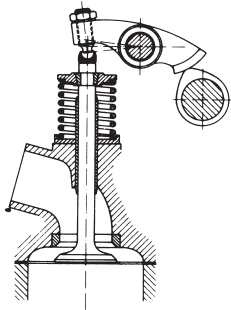
II



Comando valvola tramite albero a camme in testa con interposizione di un dito (Wizemann):
 I) schema;
 II) dito.



II

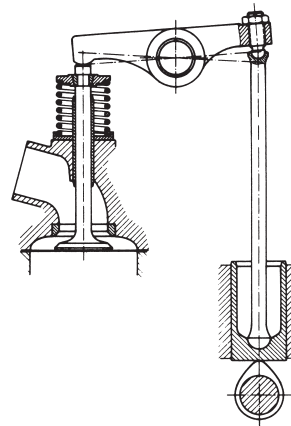


I

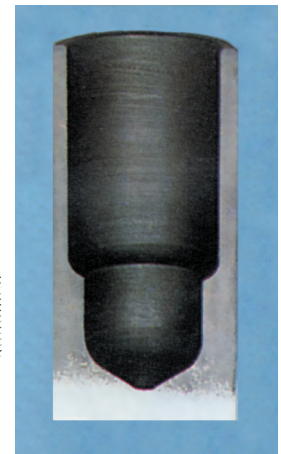


II

Comando valvola tramite albero a camme in testa con interposizione di un bilanciere (Wizemann):
 I) schema; II) bilanciere.



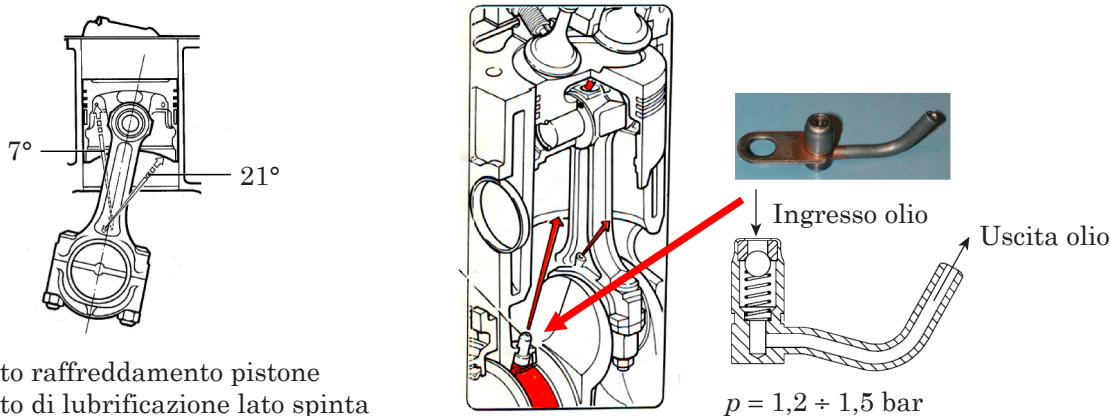
I



II

Comando valvola tramite albero a camme nel basamento e interposizione di asta e bilanciere (Wizemann):
 I) schema; II) bicchiere.

Fig. 41.15-b - Distribuzione [<http://www.youtube.com/watch?v=-xRKZPXHXd4>].



7°: Getto raffreddamento pistone
 21°: Getto di lubrificazione lato spinta

Fig. 41.15-c - Lubrificazione: i getti di olio, provenienti dalla testa di biella (*connecting rod big end*), sono diretti verso la canna per lubrificare il contatto pistone-canna e sotto il pistone per raffreddarlo.

41.4.2 Struttura

Il *basamento* del motore si compone del blocco formato da due piastre (una superiore e una inferiore che formano un corpo unico con le parti esterne e le canne cilindro) e dalla base composta dalla gonna sulle cui cartelle vengono fissati i cappelli di banco. Per garantire una maggiore rigidità strutturale la parte inferiore può essere estesa oltre l'asse dell'albero (gonna lunga) oppure è presente una struttura inferiore che include i cappelli del sotto-basamento. Il basamento ha il compito di sopportare le forze dalla testa cilindri all'albero motore, contiene l'albero a gomiti, incorpora le canne cilindri, include le camere per la circolazione del fluido di raffreddamento e le camere a tenuta del lubrificante per l'alimentazione degli accoppiamenti a strisciamento.

Le *canne cilindro* sono *integrali* quando sono ricavate nella struttura; nel basamento in alluminio vanno trattate alla superficie per migliorarne la resistenza all'usura. Sono invece *riportate* (generalmente in ghisa speciale) quando vengono inserite nel basamento in alluminio e si distinguono in canne a secco se non lambite dal liquido oppure in umido se lambite dal fluido refrigerante mentre la tenuta è garantita da anelli di gomma speciale. Il basamento viene realizzato in ghisa sferoidale o lamellare oppure in leghe di alluminio con silicio.

La *testa motore* è una struttura ricavata di fusione, all'interno della quale sono presenti i condotti di alimentazione aria e scarico gas, i meccanismi di comando valvole, i componenti di alimentazione combustibile e accensione, i condotti e le camere per la circolazione di liquido refrigerante e olio di lubrificazione. Il fissaggio al basamento viene realizzato con viti o, più spesso, prigionieri, il cui posizionamento determina le sollecitazioni meccaniche, mentre la tenuta tra testa cilindri e basamento è garantita da una guarnizione di spessore inferiore a 1,5 mm.

Il moto alterno del pistone viene convertito in moto rotatorio dell'*albero motore*. Gli alberi motore vengono ottenuti per stampaggio da 2 a 4 passate, a seconda della configurazione e della dimensione. La zona di raccordo tra perno e spalla viene sempre sottoposta a processo di rullatura.

La *biella* è assimilabile a un'asta che trasmette il moto tra pistone e albero motore: le due estremità sono dotate di moto rotatorio (bottone di manovella o testa di biella) e di moto alterno (spinotto o piede di biella). La forma più comune per il fusto è quella ad H con l'anima sul piano centrale di simmetria della biella, ortogonale agli assi dei cuscinetti. La biella viene realizzata in ghisa sferoidale o malleabile per fusione oppure in acciaio con stampaggio.

Il *pistone* trasmette al manovellismo la forza esercitata dai gas con conseguenti sollecitazioni termiche e meccaniche. In alcuni motori ad accensione comandata, come i motori a gas, e nei motori Diesel a iniezione diretta la camera di combustione è ricavata nel pistone. Il disegno della camera di combustione è in questi casi sempre un compromesso tra le esigenze legate alla combustione e le esigenze termostrutturali e di massa del componente. Il raffreddamento del pistone avviene grazie alla cessione di calore verso la canna cilindri. Il flusso termico è localizzato negli anelli, soprattutto nel primo, e nella superficie del mantello in contatto con la canna cilindro. Il disegno del profilo del pistone deve tener conto della forte variazione di temperatura riscontrabile nel mantello al variare dell'altezza.

La *distribuzione* (o comando valvole) ha il compito di consentire e di regolare il ricambio dei gas nel motore a combustione. Essa è composta da valvole di aspirazione e scarico, molle che ne garantiscono la chiusura, bicchierini o punterie, aste e bilancieri con adeguate soluzioni per la registrazione del gioco o per il recupero automatico, albero a camme (nel basamento o in testa) trascinato dall'albero motore e sistema di trasmissione. Gli alberi a camme ruotano a velocità angolare dimezzata rispetto all'albero a gomiti, in quanto nei motori a 4 tempi la fase di rinnovo del fluido motore si verifica ogni due giri dell'albero motore. Il moto della valvola è caratterizzato da elevate accelerazioni in fase di apertura e di chiusura. La soluzione preferita è quella di avere più di due valvole per cilindro, al fine di aumentare la sezione di passaggio a disposizione del fluido di lavoro, diminuendo così le perdite per laminazione. In questo modo non soltanto si incrementa il riempimento, ma si riduce anche il lavoro necessario per il ricambio del fluido motore.

41.4.3 Sistemi ausiliari

Il circuito di *raffreddamento* deve raffreddare i materiali in prossimità del processo di combustione e, allo stesso tempo, trasferire il calore sottratto al circuito esterno motore, garantendo un livello di temperatura dei materiali inferiore al limite strutturale e il più possibile costante al variare di carico e giri motore. Il circuito di raffreddamento comprende la pompa del liquido refrigerante, i condotti generalmente di fusione ricavati nella testa e nel basamento, e infine il termostato per la regolazione della temperatura.

Il circuito di *lubrificazione*, oltre che a lubrificare e raffreddare i componenti del motore, deve garantire una sufficiente portanza oleodinamica negli accoppiamenti in moto relativo, rimuovere le impurità e smorzare le vibrazioni. Si compone di pompa olio (a ingranaggi), filtro, valvola di sicurezza per ricircolare nella coppa il flusso di olio in eccesso alle velocità medio-alte (la portata deve garantire la lubrificazione degli accoppiamenti nel funzionamento al minimo), circuito di distribuzione ai vari punti di strisciamento, eventuale radiatore di raffreddamento e valvola termostatica. La lubrificazione è per sbattimento negli accoppiamenti meno critici e forzata negli altri, dove la pompa olio aspira olio dalla coppa e lo distribuisce in pressione tramite opportuno circuito di alimentazione. Nella lubrifica-

zione forzata a recupero (o a coppa secca), utilizzata soprattutto su veicoli (es.: fuoristrada) destinati a impieghi che rendono problematico il pescaggio del lubrificante in ogni condizione di marcia, il lubrificante viene contenuto in un serbatoio da cui viene aspirato dalla pompa di mandata, mentre altre pompe provvedono al recupero del lubrificante nella coppa, che rimane asciutta, per inviarlo al serbatoio.

La funzione dell'impianto di ventilazione interna (*blow-by*) è quella di trasferire all'aspirazione del motore la portata di gas trafilata dalla camera di combustione attraverso i segmenti del pistone e di separare il contenuto di lubrificante. È composto da un circuito interno motore con separatore olio all'interno (labirinto) o all'esterno (ciclone) e da eventuali valvole di controllo e regolazione.

41.9 Accoppiamento del motore all'utilizzatore

La potenza meccanica P_b generata dal motore viene utilizzata da una macchina detta **utilizzatore** che richiede un **accoppiamento** con il **motore**, funzione del modo di lavorare della macchina e della caratteristica del motore. Tra le tipologie di macchine che utilizzano la potenza del motore si possono individuare differenti tipi di richieste quali ad esempio:

1. Velocità di rotazione n costante e coppia M variabile dal minimo al massimo valore in funzione del carico applicato; esempio di questo tipo di applicazione è il generatore elettrico che deve operare con una velocità di rotazione costante, perché ad essa è legata la frequenza della corrente generata, e con una coppia che varia in funzione del numero e delle caratteristiche delle utenze elettriche servite.
2. Coppia M che varia proporzionalmente (\sim) al quadrato della velocità di rotazione n : $M \sim n^2$; questo tipo di richiesta è tipico delle eliche marine o aeronautiche, delle turbopompe, dei ventilatori ecc. dove appunto la resistenza incontrata dalla macchina varia con il quadrato del regime di rotazione.
3. Velocità di rotazione n e coppia M rapidamente variabili nel tempo; è il caso, ad esempio, dei motori destinati alla propulsione di un veicolo dove la potenza richiesta dal guidatore può variare repentinamente.

I motori a combustione interna utilizzati nel primo caso (gruppi elettrogeni) sono caratterizzati generalmente da un numero di cilindri elevato e da un volano di grande momento di inerzia in modo da contenere l'irregolarità di marcia entro limiti piuttosto stretti. Dovendo inoltre il motore funzionare a velocità costante per lunghi periodi di tempo e con pochi intervalli di manutenzione, il motore viene progettato per lavorare a una potenza pari a circa il 90% della potenza massima, mentre il consumo di combustibile deve essere il più basso possibile per quel dato regime di rotazione.

Il numero di giri del motore accoppiato alla macchina operatrice (secondo caso esaminato sopra) va invece adattato il più possibile a quello ottimale della macchina trascinata in modo da ridurre le dimensioni del riduttore (o moltiplicatore) interposto tra motore e macchina utilizzatrice. Un caso limite è rappresentato dal motore Diesel a due tempi marino in cui il regime è stato portato a $1 \div 2$ giri/s in modo da permettere l'accoppiamento diretto con l'elica, eliminando così il costo del riduttore e aumentando nello stesso tempo il rendimento complessivo del gruppo motore-elica. Il consumo di combustibile del motore accoppiato a una macchina operatrice deve essere il più basso possibile in tutto il campo di lavoro del gruppo e, in particolare, al regime in corrispondenza del quale lavora abitualmente la macchina operatrice.

Infine il motore destinato alla trazione stradale (è il terzo caso rappresentato, ad esempio, dall'automobile della *Figura 41.28-a*), deve soddisfare contemporaneamente esigenze diverse, molto spesso tra loro contrastanti: prestazioni adeguate, su un ampio campo di regimi e carichi, insieme a valori ridotti del consumo specifico di combustibile e delle emissioni allo scarico. Per sfruttare al meglio la potenza installata, il motore dovrebbe rendere disponibile alle ruote una potenza utile P_b costante al variare della velocità v del veicolo: $P_b = F_t v = \text{costante}$. In questo caso ottimale (*Figura 41.28-b*):

- la forza motrice (*tractive force*) F_t disponibile alle ruote aumenterebbe al diminuire di v , lungo un ramo di iperbole equilatera fino al limite superiore $F_{t,max}$ imposto dalla forza di aderenza (*adhesive*) F_{adh} delle ruote motrici al terreno ($F_{t,max} = F_{adh}$);
- in presenza di un aumento della resistenza R al moto, dovuto ad esempio da una maggiore pendenza della strada (curva R'), il motore sarebbe in grado di fornire una forza motrice $F_t > R'$ pur di ridurre opportunamente la velocità;
- infine nei transitori il motore metterebbe a disposizione tutta la potenza installata per raggiungere con prontezza la condizione di regime, garantendo così un'adeguata forza accelerante $F_{acc} = F_t - R$ in ogni istante.

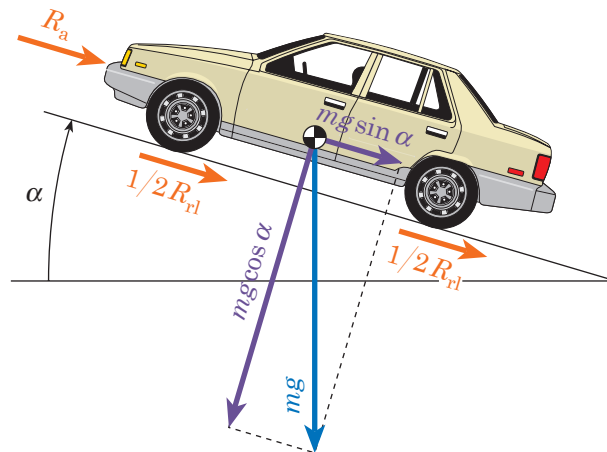


Fig. 41.28-a - Forze resistenti che agiscono sul veicolo.

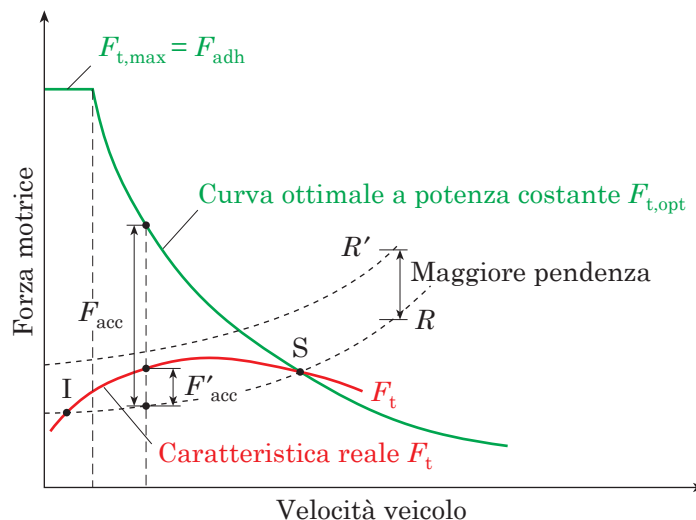


Fig. 41.28-b - Forza motrice F_t disponibile alle ruote, che tiene conto della caratteristica del motore e della trasmissione, e forza resistente R (caratteristica del veicolo) in funzione della velocità v del veicolo. Con un rapporto di trasmissione fisso, la caratteristica del motore risulta troppo lontana dalla richiesta di potenza costante al variare della velocità ($P_b = F_t v = \text{costante}$).

Purtroppo la caratteristica tipica di un motore è nella realtà piuttosto lontana dal caso ottimale, in quanto:

- il tratto di curva in cui la forza motrice diminuisce al crescere della velocità risulta stabile^{41.8} (punto S della *Figura 41.28-b*), ma così non avviene nel tratto di curva alla sinistra del massimo in cui diminuiscono insieme velocità e forza motrice (punto I, ad esempio);
- in presenza di un aumento della resistenza R , dovuto alla maggiore pendenza della strada (curva R'), il motore non è in grado di fornire una forza motrice adeguata;
- la forza accelerante F_{acc} disponibile nei transitori è decisamente inferiore a quella del caso ottimale con una drastica limitazione della prontezza di risposta nel passare da una condizione di funzionamento a un'altra.

Ne segue che la trasmissione del moto tra il motore e le ruote non può ridursi a un rapporto meccanico fisso, ma deve costituire un gruppo capace di cambiare in modo continuo oppure discontinuo la forma della curva della forza motrice F_m in funzione della velocità v del veicolo.

La *resistenza di trazione* R_t incontrata da un veicolo di massa m in moto uniforme (*Figura 41.28-a*) è data dalla somma di tre termini: resistenza al rotolamento (*rolling resistance*) R_{rl} , resistenza aerodinamica (*aerodynamic drag*) R_a e resistenza dovuta alla pendenza (*grade*) R_g . La resistenza al rotolamento R_{rl} è funzione, attraverso l'attrito di rotolamento (*rolling friction*) f_{rl} , della forza peso mg ; così pure la resistenza dovuta alla pendenza R_g , che tiene conto dell'angolo α di cui è inclinata la strada. La resistenza aerodinamica risulta invece funzione, attraverso il coefficiente di resistenza aerodinamica (*drag*) C_D , della massa volumica ρ del fluido in cui si muove il veicolo, del quadrato della velocità relativa v tra fluido e veicolo e dell'area di ingombro frontale A , proiezione della sagoma del veicolo su un piano perpendicolare alla direzione della velocità.

$$R_t = R_{rl} + R_a + R_g \quad R_{rl} = f_{rl}mg \quad R_a = \frac{1}{2}C_D\rho Av^2 \quad R_g = mg \sin \alpha \quad 41-19$$

Conoscendo la velocità v del veicolo, è quindi possibile calcolare la potenza resistente P_r [$W = N \cdot m/s$] moltiplicando la resistenza di trazione R_t [N] per la velocità v [m/s]: $P_r = R_t v$. Per vincere la potenza resistente P_r , che si oppone al moto del veicolo, il motore deve fornire alle ruote del veicolo una potenza motrice P_t almeno uguale a P_r . La potenza motrice P_t non è però pari a quella generata dal motore; tra albero motore e ruote sono presenti infatti gli organi di trasmissione (cambio, differenziale ecc.), che assorbono una parte della potenza utile P_b disponibile all'albero motore. Per valutare tale perdita si introduce il rendimento

41.8 - Affinché il funzionamento del gruppo motore-utilizzatore sia stabile è necessario che nelle condizioni di regime, in corrispondenza del punto di intersezione tra la caratteristica del motore e quella dell'utilizzatore, quest'ultima sia più pendente di quella del motore. In questo caso infatti, se la velocità del gruppo dovesse registrare un eventuale aumento, ad esso corrisponderebbe un aumento della coppia resistente più marcato rispetto a quello della coppia motrice, con il risultato che si creerebbe uno squilibrio che porterebbe il motore e l'utilizzatore a decelerare, fino a ritornare nella condizione di regime iniziale. Analoghe considerazioni valgono nel caso in cui la velocità del gruppo dovesse tendere a diminuire.

meccanico della trasmissione η_{mtr} dato dal rapporto fra la potenza motrice alle ruote P_t e la potenza utile P_b erogata dal motore:

$$\eta_{mtr} = \frac{\text{potenza entrante nelle ruote}}{\text{potenza erogata dal motore}} = \frac{P_t}{P_b} \Rightarrow P_b = \frac{P_t}{\eta_{mtr}} \quad 41-20$$

Attraverso il rendimento meccanico della trasmissione, che può assumere valori compresi tra 0,90 e 0,96 è possibile risalire dalla potenza motrice P_t alla potenza utile del motore P_b necessaria per la propulsione del veicolo. In realtà, nelle normali condizioni di esercizio del veicolo, solo parte della potenza motrice viene spesa per vincere attriti di rotolamento, resistenza dell'aria ed eventuali pendenze della strada; la parte rimanente, spesso considerevole, della potenza costituisce una riserva per far fronte alle richieste di accelerazione del guidatore.

La *Figura 41.28-c* illustra l'andamento di resistenza di trazione e forza motrice (corrispondente alla potenza motrice) al variare della velocità del veicolo v . Per la forza motrice sono riportate le curve corrispondenti a tre diversi valori del rapporto al cambio; naturalmente la trasmissione tra motore e ruote si avvicinerà tanto più all'iperbole equilatera ottimale quanto più alto è il numero di rapporti del cambio fino alla condizione limite di trasmissione continua. Il rapporto al cambio tiene conto del rapporto tra velocità di rotazione del motore n e velocità di rotazione delle ruote (*wheels*) n_w : in terza marcia il veicolo raggiunge una velocità massima di circa 32 m/s su strada piana e circa 25 m/s con una

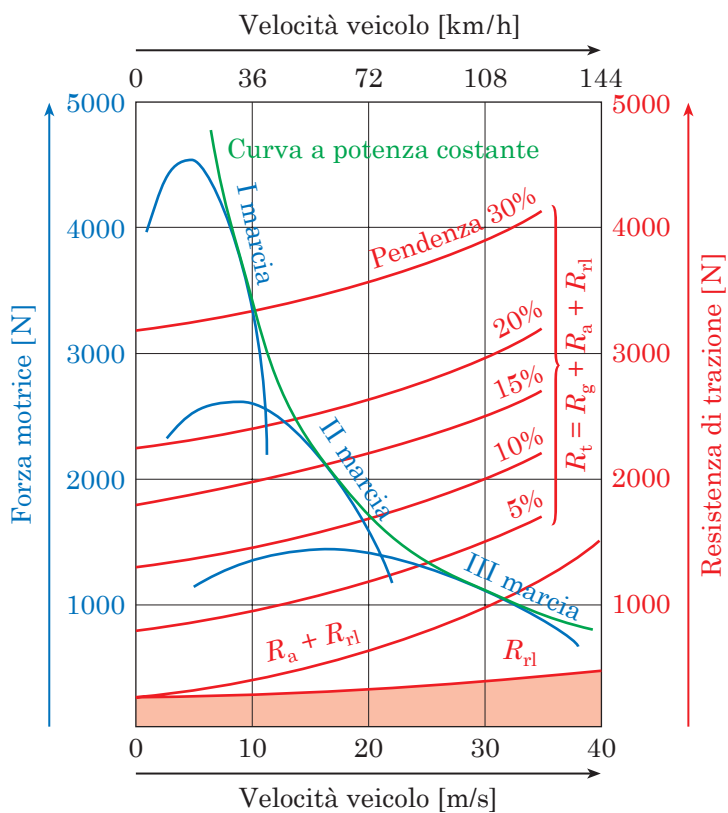


Fig. 41.28-c - Resistenza totale di trazione R_t e forza motrice in funzione della velocità v del veicolo; come resistenza di trazione si sono riportate la curva della resistenza al rotolamento R_{rl} (circa costante al variare della velocità), quindi la somma della resistenza al rotolamento R_{rl} e della resistenza aerodinamica R_a (che varia con il quadrato della velocità) e infine la somma delle tre resistenze comprendenti valori diversi di pendenza (con R_g resistenza dovuta alla pendenza). La forza motrice è riportata per tre diverse condizioni corrispondenti a tre diversi valori del rapporto al cambio (I, II e III marcia).

pendenza del 5%, in seconda il veicolo raggiunge velocità rispettivamente di 19 e di 13 m/s su pendenze del 10 e del 20%. Inoltre, su strada piana, il veicolo ha a disposizione ancora 1000 N per accelerare in terza alla velocità di 10 m/s, mentre per accelerare in seconda nelle stesse condizioni sono ancora disponibili circa 2300 N.

Nota la potenza motrice P_t necessaria al veicolo per spostarsi su un dato percorso, possiamo ricavare, dalla **41-20**, la *potenza utile* P_b che il motore deve erogare all'albero: $P_b = P_t / \eta_{mtr}$. Noto inoltre il *raggio di rotolamento* della ruota (*wheel radius*) r , si può calcolare prima il numero di giri alle ruote n_w come rapporto tra la velocità v del veicolo e la circonferenza della ruota $2\pi r$.

$$n_w = \frac{\text{velocità del veicolo}}{\text{circonferenza di rotolamento}} = \frac{v}{2\pi r} \quad 41-21$$

e poi, noto il *rapporto di trasmissione totale* $i_{tot} = n/n_w$ (rapporto al cambio e rapporto al ponte) tra velocità di rotazione del motore n e velocità di rotazione della ruota n_w , si può passare dalla velocità di rotazione della ruota n_w alla velocità di rotazione del motore n con:

$$n = i_{tot} n_w \quad 41-22$$

Una volta ricavate potenza utile P_b e velocità di rotazione del motore n sono note tutte le informazioni necessarie per entrare (*Figura 41.29*) nel piano quotato del consumo specifico di combustibile (ordinate: pressione media effettiva $bmep$, ascisse: velocità di rotazione del motore n). Su questo piano possiamo riportare oltre alle curve isoconsumo, le curve a potenza costante (*isopotenza*) che sono rappresentate da rami di iperbole in quanto se, per un dato motore, è fissa la potenza P_b , la pressione media effettiva $bmep$ e la velocità n risultano inversamente proporzionali ($bmep \sim \text{cost}/n$).

Per trovare il *punto di funzionamento* del motore all'interno del piano quotato basterà dunque conoscere il regime di rotazione del motore n , corrispondente a una data velocità v del veicolo, e salire nel piano fino a intersecare la curva di isopotenza, determinando di conseguenza anche la $bmep$ e il consumo specifico di combustibile $bsfc$. L'insieme dei punti di funzionamento, corrispondenti alle diverse velocità del veicolo, descrive la *curva di utilizzazione*. Dal consumo specifico di combustibile $bsfc = \dot{m}_f / P_b$, rapporto tra portata del combustibile e potenza sviluppata dal motore, si può risalire alla portata di combustibile $\dot{m}_f = bsfc \cdot P_b$. Oltre alla portata di combustibile, interessa spesso conoscere l'economia di combustibile (*fuel economy*) FE , che indica la distanza che il veicolo riesce a percorrere facendo affidamento su una determinata quantità (in volume) di combustibile. L'economia di combustibile si ottiene dividendo la velocità del veicolo v [m/s] per la portata del combustibile \dot{m}_f [kg/s]; questo rapporto va poi moltiplicato per la massa volumica del combustibile ρ_f [kg/m³] in modo da far riferimento al volume e non alla massa del combustibile. Solitamente l'economia di combustibile FE viene espressa in chilometri percorsi per litro di combustibile [km/litro].

$$FE = \frac{v}{\dot{m}_f} \rho_f = \frac{v \rho_f}{\dot{m}_f} \quad 41-23$$

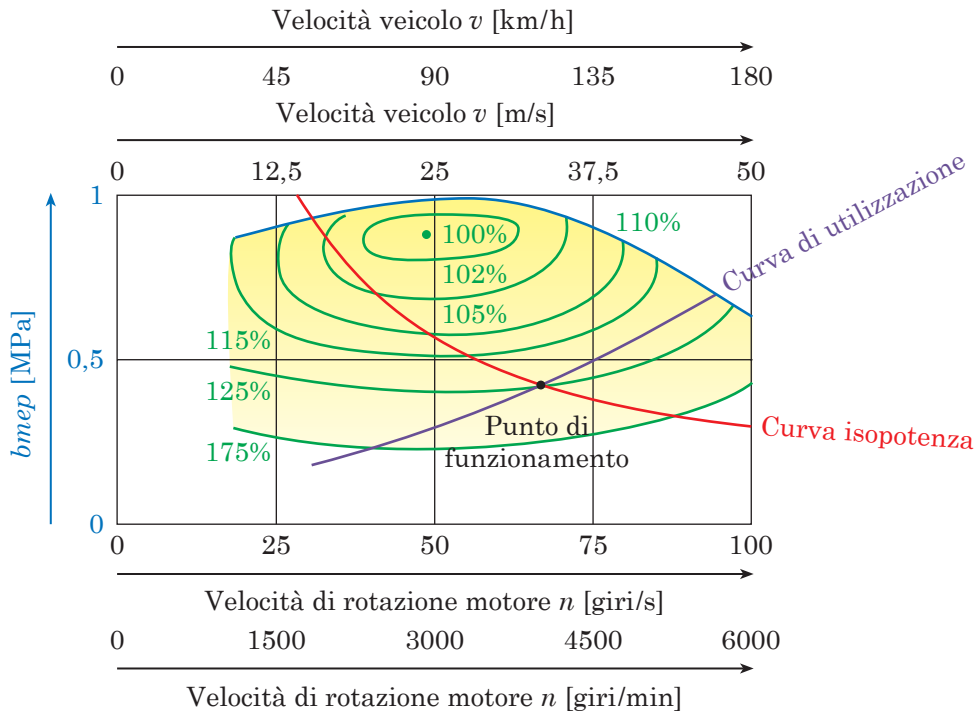


Fig. 41.29 - Piano quotato del consumo specifico di combustibile. Sono riportate le curve di utilizzazione e isopotenza; l'intersezione delle due curve dà luogo al punto di funzionamento. Il consumo specifico di combustibile è espresso in percentuale rispetto al valore minimo. Assegnato un determinato rapporto di trasmissione, risulta individuata, sulle ascisse, oltre alla velocità di rotazione n , anche la velocità di avanzamento del veicolo v .

Esempio 41.10 Accoppiamento motore-veicolo

Di un veicolo per trasporto pesante, che viaggia su strada piana, sono assegnati:

- | | |
|---|---------------------------------|
| – massa | $m = 40$ tonnellate |
| – velocità | $v = 80$ km/h |
| – area della superficie frontale | $A = 8,1$ m ² |
| – coefficiente di resistenza aerodinamica | $C_D = 0,65$ |
| – coefficiente di resistenza di rotolamento | $f_{rl} = 0,0061$ |
| – raggio di rotolamento delle ruote | $r = 0,522$ m |
| – rapporto totale di trasmissione (rapporto cambio \times rapporto ponte) | $i_{tot} = 2,8$ o $3,1$ o $3,7$ |
| – rendimento meccanico della trasmissione | $\eta_{mtr} = 0,93$ |

Il veicolo viene allestito con due diverse motorizzazioni basate su motori a quattro tempi ad accensione per compressione (Figura 41.30):

- Motore N. 1
 - potenza massima $P_{max} = 234$ kW
 - velocità di massima potenza $n = 33,3$ giri/s
 - cilindrata totale $V_t = 13,8$ dm³

- Motore N. 2

- potenza massima
- velocità di massima potenza
- cilindrata totale

$$P_{\max} = 234 \text{ kW}$$

$$n = 36,7 \text{ giri/s}$$

$$V_t = 9,5 \text{ dm}^3$$

I motori sono alimentati con un gasolio di massa volumica $\rho_f = 0,835 \text{ kg/dm}^3$; la massa volumica dell'aria ambiente è $\rho_a = 1,19 \text{ kg/m}^3$.

Determinare:

- potenza utile P_b che deve essere erogata dal motore;
- consumo specifico $bsfc$, portata \dot{m}_f ed economia di combustibile FE ;
- pendenza massima superabile dal veicolo.

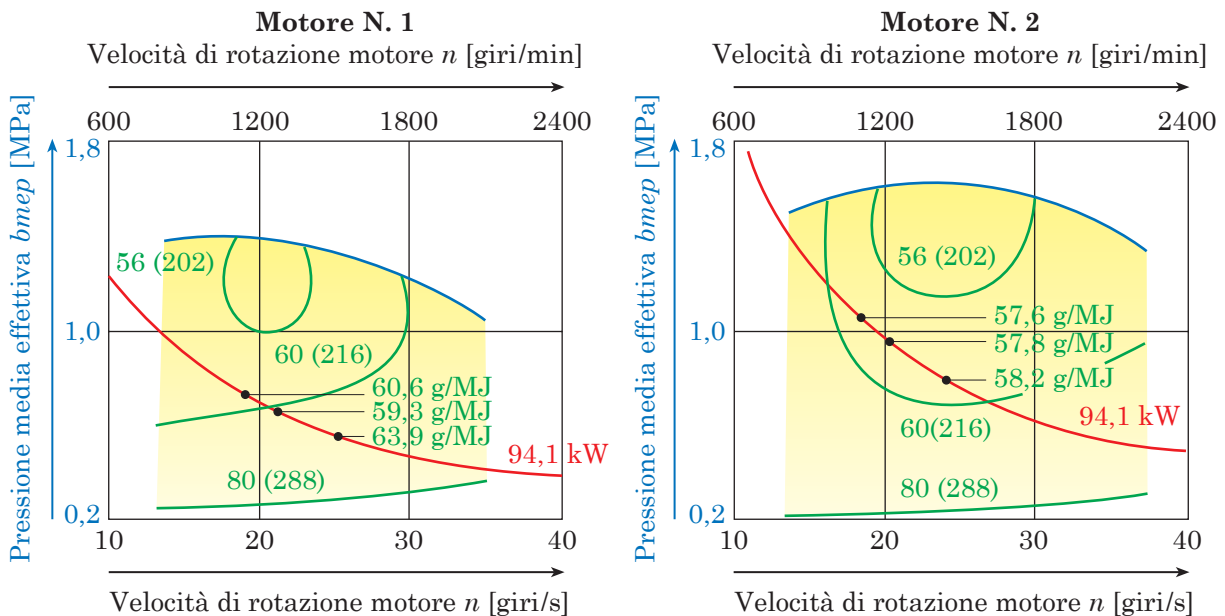


Fig. 41.30 - Piani quotati del consumo di combustibile di due motori a quattro tempi ad accensione per compressione: N. 1 - motore da $13,8 \text{ dm}^3$ di cilindrata totale; N. 2 - motore da $9,5 \text{ dm}^3$ di cilindrata totale. Sulle curve (in verde) di isoconsumo i numeri indicano il consumo specifico in g/MJ (tra parentesi $\text{g/(kW}\cdot\text{h)}$).

SOLUZIONE

- Si vuole calcolare la potenza utile P_b richiesta al motore quando il veicolo si muove, su strada piana, a una velocità costante $v = 22,2 \text{ m/s}$ (80 km/h). Determiniamo in primo luogo la resistenza totale R_t , incontrata dal veicolo, somma della resistenza al rotolamento R_{rl} e della resistenza aerodinamica R_a ; manca invece la resistenza su pendenza R_g perché il veicolo si muove su strada piana.

$$R_{rl} = f_{rl} mg = 0,0061 \times 40 \times 10^3 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 2394 \text{ N} \approx 2400 \text{ N}$$

$$R_a = \frac{1}{2} C_D \rho A v^2 = \frac{1}{2} 0,65 \times 1,19 \text{ kg/m}^3 \times 8,1 \text{ m}^2 \times (22,2 \text{ m/s})^2 = 1544 \text{ N}$$

$$R_t = R_{r1} + R_a = 2400 \text{ N} + 1544 \text{ N} = 3944 \text{ N}$$

La potenza resistente P_r pari a:

$$P_r = R_t v = 3944 \text{ N} \times 22,2 \text{ m/s} = 87.500 \text{ W} = 87,5 \text{ kW}$$

La potenza motrice P_t necessaria per far avanzare il veicolo è uguale alla potenza resistente P_r . La potenza utile, che deve essere erogata dal motore, è quindi:

$$P_b = \frac{P_t}{\eta_{mtr}} = \frac{87,5 \text{ kW}}{0,93} = 94,1 \text{ kW} \quad \blacktriangleleft$$

- b) Si deve determinare il consumo di combustibile corrispondente ai diversi rapporti totali di trasmissione i_{tot} assegnati (2,8 oppure 3,1 oppure 3,7). Per questo occorre entrare nel piano quotato, conoscendo il valore dell'ascissa (è la velocità di rotazione del motore n) e il valore dell'ordinata (è la pressione media effettiva $bmep$). La velocità di rotazione del motore n viene calcolata partendo dalla velocità di rotazione della ruota n_w , che è pari a:

$$n_w = \frac{v}{2\pi r} = \frac{22,2 \text{ m/s}}{2 \times \pi \times 0,522 \text{ m}} = 6,8 \text{ giri/s (408 giri/min)}$$

mentre la velocità di rotazione del motore n , in funzione dei diversi rapporti di trasmissione, vale:

n [giri/s]	i_{tot}	n_w [giri/s]
19	2,8	6,8
21	3,1	6,8
25	3,7	6,8

La pressione media effettiva $bmep$ può essere calcolata graficamente, mediante la curva di isopotenza $P_b = 94,1 \text{ kW}$ (riportata sui piani quotati dei due motori) o analiticamente essendo:

$$P_b = bmep \cdot V \frac{n}{K} \Rightarrow bmep = \frac{2 \cdot P_b}{Vn}$$

con i seguenti risultati:

$bmep$ [MPa]	n [giri/s]	V_t [dm ³]	P_b [kW]	
0,72	19	13,8	94,1	Motore N. 1
0,65	21	13,8	94,1	
0,54	25	13,8	94,1	
1,04	19	9,5	94,1	Motore N. 2
0,94	21	9,5	94,1	
0,79	25	9,5	94,1	

Determiniamo infine la portata di combustibile \dot{m}_f e l'economia di combustibile FE . Ad esempio, in corrispondenza di $b MEP = 0,72$ MPa e $n = 19$ giri/s, il consumo del motore N. 1 risulta $bsfc = 59,3$ g/MJ e la portata di combustibile vale:

$$\dot{m}_f = bsfc \cdot P_b = 59,3 \text{ g/MJ} \times 94,1 \text{ kW} = 59,3 \times 10^{-9} \text{ kg/J} \times 94,1 \times 10^3 \text{ J/s} = 0,00558 \text{ kg/s} = 5,58 \text{ g/s}$$

$$FE = \frac{v\rho_f}{\dot{m}_f} = \frac{22,2 \text{ m/s} \times 0,835 \text{ kg/dm}^3}{0,00558 \text{ kg/s}} = 3322 \text{ m/dm}^3 = 3,32 \text{ km/dm}^3$$

I risultati completi sono:

n [giri/s]	$b MEP$ [MPa]	P_b [kW]	$bsfc$		\dot{m}_f [g/s]	FE [km/dm ³]	
			[g/MJ]	[g/(kW·h)]			
19	0,72	94,1	59,3	213,5	5,58	3,32	Motore N. 1
21	0,65	94,1	60,6	218,1	5,70	3,25	
25	0,54	94,1	63,9	230,0	6,01	3,08	
19	1,04	94,1	57,6	207,4	5,42	3,42	Motore N. 2
21	0,94	94,1	57,8	208,1	5,44	3,41	
25	0,79	94,1	58,2	209,5	5,48	3,38	

- c) La pendenza massima superabile viene calcolata in base alla riserva di potenza che rimane al motore dopo aver soddisfatto la potenza spesa per superare resistenza di rotolamento e resistenza aerodinamica. Definiamo la pressione media effettiva esuberante $b MEP_{es}$, come la differenza fra la pressione media effettiva massima $b MEP_{max}$, e quella di lavoro $b MEP$ che abbiamo appena calcolato.

$$b MEP_{es} = b MEP_{max} - b MEP$$

Leggiamo, in corrispondenza delle velocità del motore interessate n , sui piani quotati la $b MEP_{max}$ e sottraiamo a questa la $b MEP$ in modo da ottenere la $b MEP_{es}$.

n [giri/s]	$b MEP_{max}$ [MPa]	$b MEP$ [MPa]	$b MEP_{es}$ [MPa]	
19	1,42	0,72	0,70	Motore N. 1
21	1,41	0,65	0,76	
25	1,36	0,54	0,82	
19	1,70	1,04	0,66	Motore N. 2
21	1,71	0,94	0,77	
25	1,72	0,79	0,93	

Tenendo conto del rendimento meccanico della trasmissione η_{mtr} , si calcola la potenza motrice esuberante alle ruote $P_{t,es}$, corrispondente alla pressione media effettiva esuberante $b MEP_{es}$:

$$P_{t,es} = \eta_{mtr} \cdot b MEP_{es} \cdot V \frac{n}{2}$$

Ad esempio, basandoci sui dati della prima riga della tabella, abbiamo:

$$P_{t,es} = 0,93 \times 700.000 \text{ Pa} \times 0,0138 \text{ m}^3 \frac{19 \text{ giri/s}}{2} = 85,3 \text{ kW}$$

La potenza esuberante $P_{t,es}$ può essere utilizzata per vincere una resistenza su pendenza R_g alla velocità del veicolo $v = 22,2 \text{ m/s}$ data da:

$$R_g = \frac{P_{t,es}}{v}$$

e quindi calcoliamo la pendenza superabile:

$$R_g = mg \sin \alpha \Rightarrow R_g = mg \times \text{pendenza} \Rightarrow \text{pendenza} = \frac{R_g}{mg}$$

ottenendo:

$$R_g = \frac{P_{t,es}}{v} = \frac{85.300 \text{ W}}{22,2 \text{ m/s}} = 3842 \text{ N}$$

$$\text{pendenza} = \frac{R_g}{mg} = \frac{3842 \text{ N}}{9,81 \text{ m/s}^2 \times 40 \times 10^3 \text{ kg}} = 0,0098 = 0,98\%$$

Di seguito è riportata la tabella completa con le diverse pendenze superabili a seconda dei motori e dei rapporti totali di trasmissione i_{tot} installati.

i_{tot}	–	2,8	3,1	3,7	
n	giri/s	19	21	25	
$bmep$	MPa	0,72	0,65	0,54	
$bmep_{es}$	MPa	0,70	0,76	0,82	
$P_{t,es}$	kW	85,3	102,4	131,5	Motore N. 1
R_g	N	3842	4612	5923	
Pendenza %	–	0,98	1,17	1,51	
FE	km/dm ³	3,32	3,25	3,08	
i_{tot}	–	2,8	3,1	3,7	
n	giri/s	19	20	25	
$bmep$	MPa	1,04	0,94	0,79	
$bmep_{es}$	MPa	0,66	0,77	0,93	
$P_{t,es}$	kW	55,4	71,4	102,7	Motore N. 2
R_g	N	2495	3216	4616	
Pendenza %	–	0,63	0,82	1,18	
FE	km/dm ³	3,42*	3,41	3,38	

* È la soluzione migliore, come economia di combustibile, anche se, per questo veicolo, sarebbe opportuno avere una potenza massima di 300 kW (con prestazioni migliori) anziché di 234 kW. Una pendenza accettabile è tra 1 e 2%.

La potenza meccanica P_b generata dal motore viene utilizzata da una macchina, l'utilizzatore, che richiede un *accoppiamento* con il motore, funzione del modo di lavorare della macchina e della caratteristica del motore. La macchina può essere:

- un generatore elettrico che deve operare con una velocità di rotazione costante, perché ad essa è legata la frequenza della corrente generata, e con una coppia che varia in funzione del numero e delle caratteristiche delle utenze elettriche servite;
- una turbopompa o un ventilatore o un'elica marina che richiedono una coppia che varia proporzionalmente al quadrato della velocità di rotazione perché la resistenza incontrata varia con il quadrato del regime di rotazione;
- un veicolo dove la potenza richiesta dal guidatore può variare repentinamente ed è quindi necessario disporre di velocità di rotazione e coppia rapidamente variabili.

È quest'ultimo il caso più complesso poiché il motore deve soddisfare contemporaneamente esigenze diverse, molto spesso tra loro contrastanti: prestazioni adeguate, su un ampio campo di regimi e carichi, insieme a valori ridotti del consumo specifico di combustibile e delle emissioni allo scarico. Noti velocità di rotazione del motore e potenza richiesta per sostenere il veicolo che si muove con una data velocità, si può individuare il *punto di funzionamento* del motore all'interno del piano quotato del consumo di combustibile, determinando di conseguenza anche la pressione media effettiva e il consumo specifico di combustibile. L'insieme dei punti di funzionamento, corrispondenti alle diverse velocità del veicolo, descrive la *curva di utilizzazione*. Disponendo poi dei dati sulle concentrazioni degli inquinanti, ad esempio di quello degli ossidi di azoto, si potranno calcolare sul piano quotato delle emissioni specifiche di NO_x [g/(kW·h)] il valore delle emissioni in ciascun punto di funzionamento del veicolo.

VERIFICA DELL'APPRENDIMENTO

21. Gli alberi a camme ruotano a velocità angolare dimezzata rispetto all'albero a gomiti, in quanto nei motori a 4 tempi la fase di rinnovo del fluido motore si verifica ogni due giri dell'albero motore. Vero Falso
22. Le canne cilindro riportate possono essere oppure
23. Il bottone di manovella (o testa di biella) è dotato di moto, mentre lo spinotto (o piede di biella) è dotato di moto
24. Le curve a potenza costante tracciate su un piano quotato sono delle:
a) circonferenze
b) iperboli
c) parabole
25. La resistenza aerodinamica è funzione della velocità v del veicolo elevata a:
a) 1 (v^1)
b) 2 (v^2)
c) 3 (v^3)
d) 4 (v^4)