



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI DI TRIESTE

Vittorio BUCCI

Progetto di impianti di propulsione navale

3.2 CICLI TERMODINAMICI

Anno Accademico 2017/2018

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Richiami di termodinamica

Lo stato termodinamico di un fluido è definito dalle sue seguenti grandezze caratteristiche:

- **Pressione**: è una grandezza intensiva definita come rapporto tra una forza normalmente agente su una superficie e la superficie stessa. E' pertanto sempre riferita all'unità di superficie. E' indicata con "p" e si misura in pascal [Pa];
- **Temperatura**: è la proprietà fisica di un sistema correlata alla sua quantità di energia o calore. E' indicata con "T" e si misura in kelvin [K];
- **Volume**: è la misura dello spazio occupato da un corpo. E' indicato con "V" e si misura in metri cubi [m³];
- **Energia interna**: è una funzione di stato che esprime l'energia totale di un sistema materiale. E' indicata con "U" e si misura in joule [J];
- **Entalpia**: è una funzione di stato di un sistema termodinamico. E' indicata con "H" e per un sistema chiuso è definita come:

$$H = U + pV$$

dove "U" è l'energia interna del sistema, "p" la sua pressione e "V" il suo volume.

Si misura in joule [J];

- **Entropia**: è una funzione di stato di un sistema termodinamico ed esprime il "disordine" di un sistema fisico. E' indicata con "S" ed è definita dalla seguente relazione:

$$\Delta S = \Delta Q_{\text{rev}} / T$$

nella quale ΔQ_{rev} è la quantità di calore assorbito in modo reversibile da un sistema fisico a temperatura T. Si misura in joule per grado di temperatura [J/K].

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Equazione dell'energia

- Equazione di conservazione dell'energia, riferita all'unità di massa ed applicata ad un sistema a flusso permanente:

$$\frac{V_{e1}^2}{2} + p_1 v_1 + U_1 + Q_{1-2} = \frac{V_{e2}^2}{2} + p_2 v_2 + U_2 + L_{1-2}$$

- Per i motori alternativi non si ha una effettiva corrente di fluido in quanto le trasformazioni si ripetono ciclicamente. Pertanto la velocità “ V_e ” del fluido è nulla e si annulla anche il termine “ pV ” che rappresenta l'energia meccanica di un flusso in moto permanente.;
- Pertanto l'equazione si semplifica come segue:

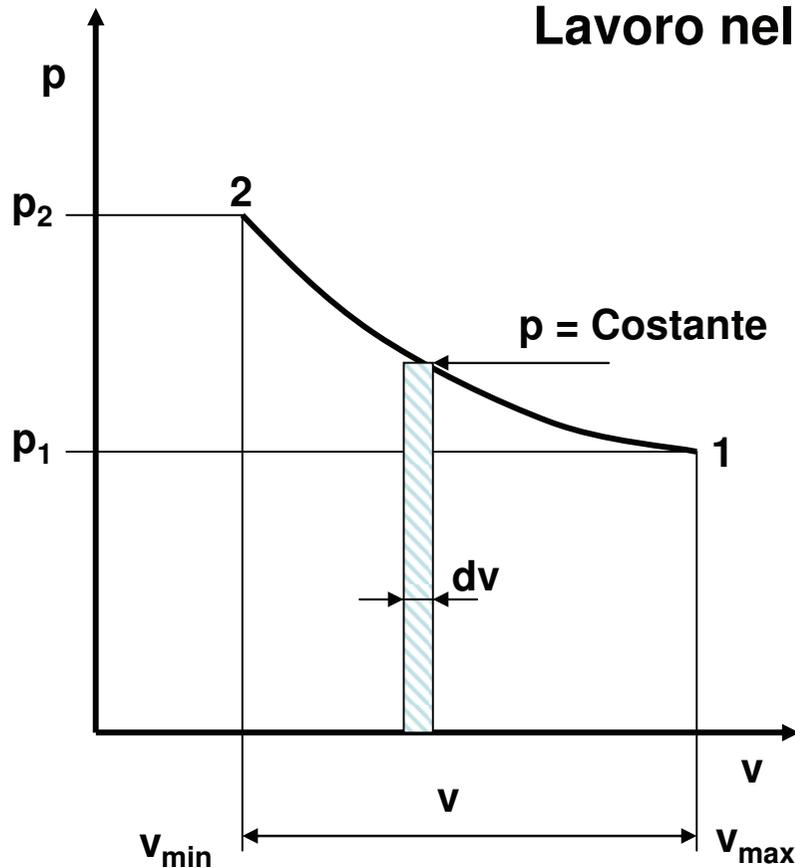
$$U_1 + Q_{1-2} = U_2 + L_{1-2}$$

- Riordinando i termini l'equazione definitiva di un sistema a flusso intermittente diviene:

$$Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + L_{1-2}$$

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna Lavoro nel diagramma p-v



- **v**: volume totale [m³/kg]
- **p**: pressione [Pa]

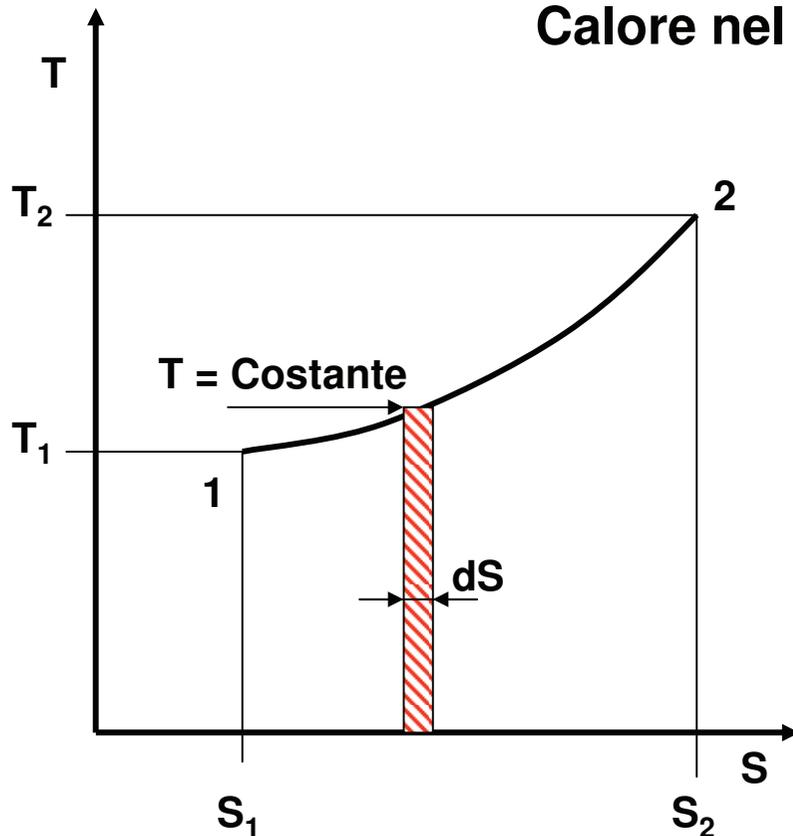
- Lavoro elementare: $dL = p \, dv$
- Lavoro totale della trasformazione tra i limiti 1 e 2:

$$L_{1-2} = \int_1^2 p \, dv = \text{Area (} v_{\max} - 1 - 2 - v_{\min} \text{)}$$

- L_{1-2} : lavoro fatto durante la corsa dello stantuffo [J/kg]
- Il lavoro è considerato positivo quando lo stantuffo si muove da sinistra verso destra (fase di espansione);
- Il lavoro è considerato negativo quando lo stantuffo si muove da destra verso sinistra (fase di compressione);

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna Calore nel diagramma T-S



- T: temperatura assoluta [K]
- S: entropia [J/kg K]

- Calore elementare: $dQ = T dS$
- Calore totale della trasformazione tra i limiti 1 e 2:

$$Q_{1-2} = \int_1^2 T dS = \text{Area (S}_1 - 1 - 2 - \text{S}_2)$$

- Q_{1-2} : calore scambiato tra il fluido operante e l'esterno [J/kg]
- Il calore è considerato positivo, fornito al fluido operante, quando la trasformazione avviene da sinistra verso destra;
- Il calore è considerato negativo, ceduto dal fluido operante, quando la trasformazione avviene da destra verso sinistra;

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Calori specifici

- Per ogni processo reversibile, il calore specifico può essere definito come la quantità di calore necessaria per aumentare di un grado la temperatura dell'unità di massa di un materiale. E' indicato con "c_x" ed è definito dalla relazione:

$$Q = c_x (T_2 - T_1)$$

Si misura in joule per chilogrammo e per grado [J/kg K]

- Il calore specifico per una trasformazione a pressione costante è definito come segue:

$$Q = c_p (T_2 - T_1)$$

- Il calore specifico per una trasformazione a volume costante è definito come segue:

$$Q = c_v (T_2 - T_1)$$

- Il calore specifico c_p a pressione costante e c_v a volume costante ed il loro rapporto:

$$k = c_p / c_v$$

sono molto importanti per lo studio dei cicli di funzionamento dei motori a combustione interna.

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Gas perfetti

- Equazione dei gas perfetti:

$$pv = RT$$

nella quale R è una costante che per l'aria è circa 287,13 J/kg K;

- Equazione dell'energia per una trasformazione a flusso intermittente:

$$Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + L_{1-2}$$

- Variazione di energia interna per una trasformazione a volume costante in un sistema a flusso intermittente:

$$Q = U_2 - U_1 = c_v (T_2 - T_1)$$

- Variazione di entalpia per una trasformazione a pressione costante in un sistema a flusso intermittente:

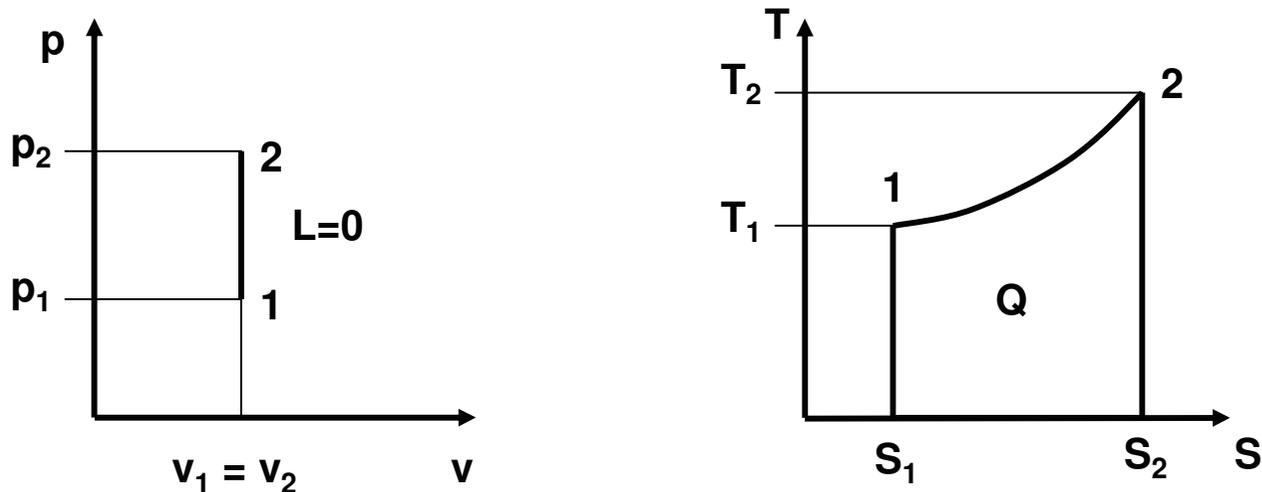
$$Q = H_2 - H_1 = c_p (T_2 - T_1)$$

- Sostituendo i valori delle succitate formule in quella dell'entalpia ($H = U + pv$) si ottiene la seguente relazione tra i calori specifici e la costante dei gas:

$$c_p = c_v + R$$

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Gas perfetti Trasformazione a volume costante



- L'area che rappresenta il lavoro "L" è nulla e l'equazione dell'energia diviene:

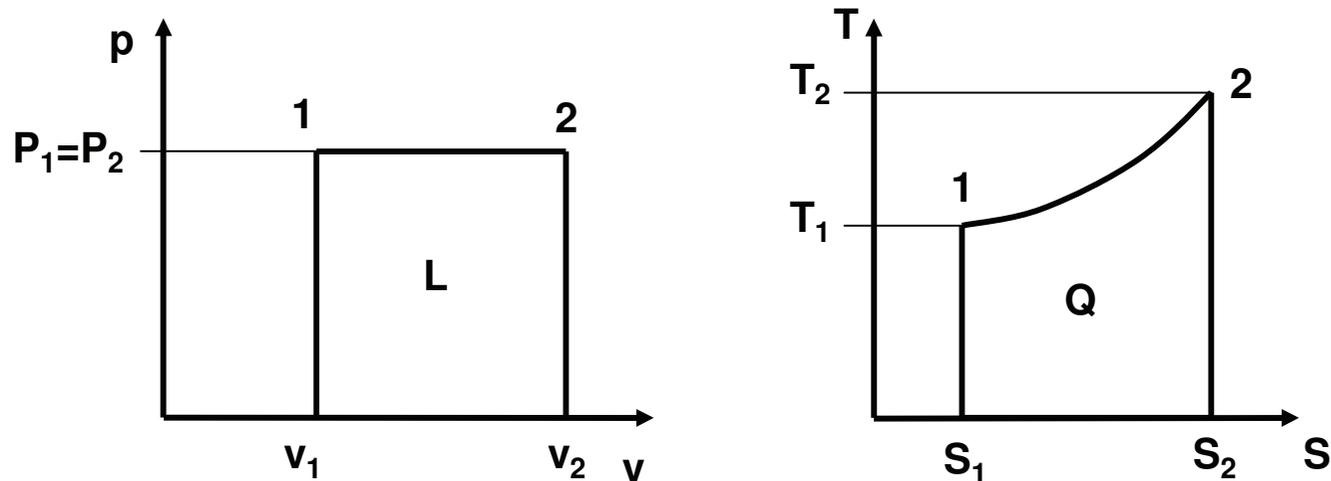
$$Q = U_2 - U_1 = c_v (T_2 - T_1)$$

- Per una trasformazione a volume costante, dall'equazione di elasticità di un gas perfetto si deduce:

$$p_1 / T_1 = p_2 / T_2$$

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Gas perfetti Trasformazione a pressione costante



- L'area che rappresenta il calore "Q" è positiva e l'equazione dell'energia diviene:

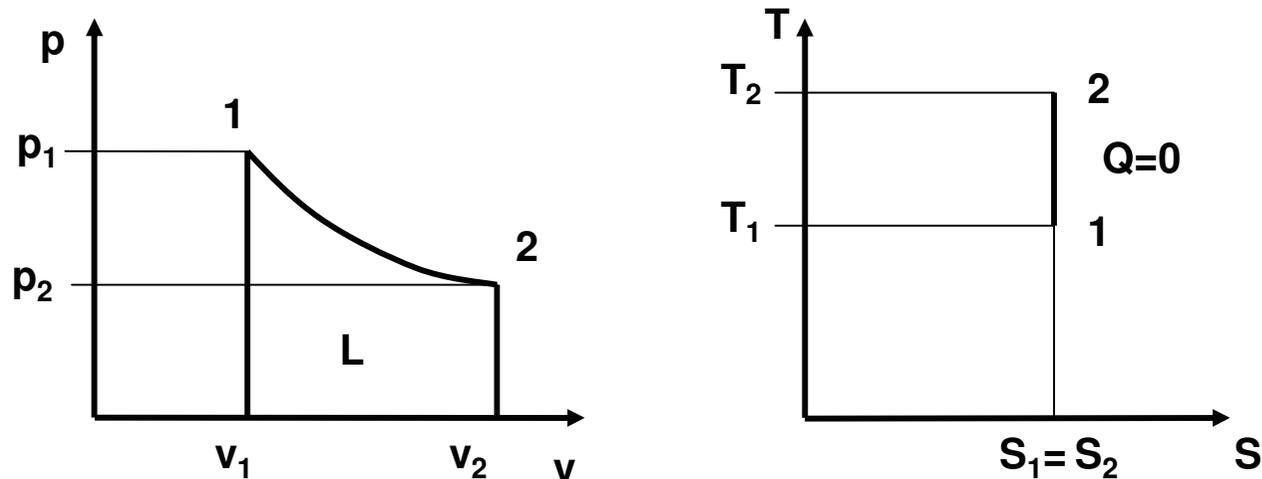
$$Q = H_2 - H_1 = c_p (T_2 - T_1)$$

- Per una trasformazione a pressione costante, dall'equazione dei gas perfetti di un gas perfetto si deduce:

$$v_1 / T_1 = v_2 / T_2$$

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Gas perfetti Trasformazione isoentropica o adiabatica



➤ L'area che rappresenta il calore "Q" è nulla e l'equazione dell'energia diviene:
$$L = U_1 - U_2 = c_v (T_1 - T_2)$$

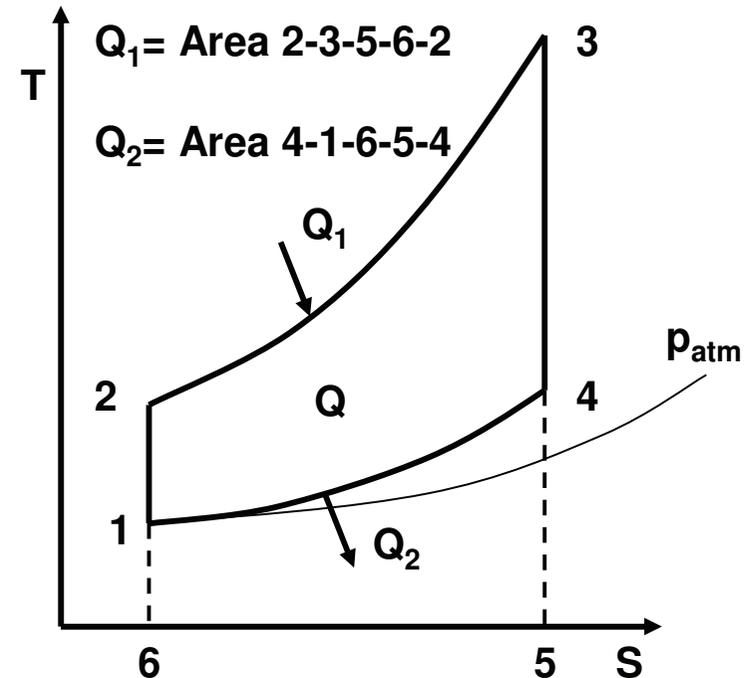
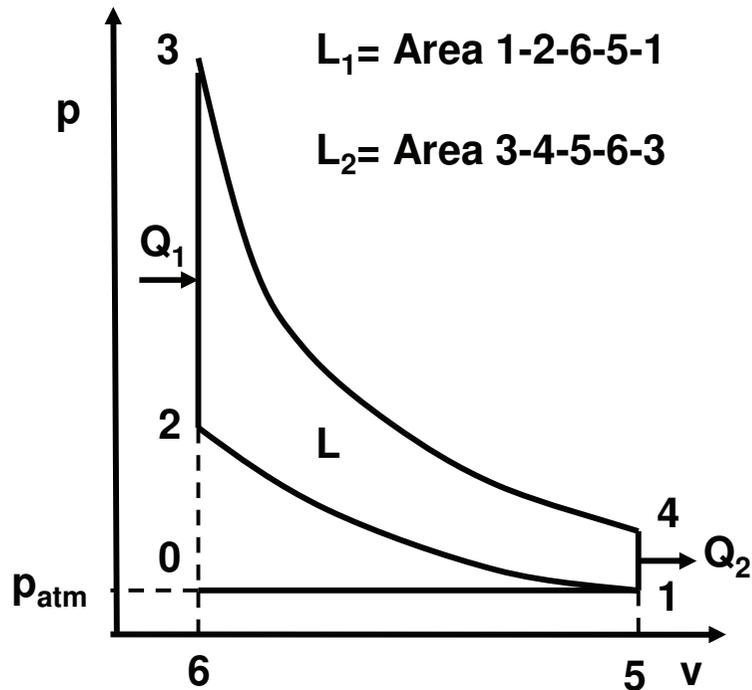
➤ Per una trasformazione isoentropica o adiabatica reversibile si ha:
$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = p v^k = \text{costante}$$

➤ Dalla precedente relazione e dall'equazione di elasticità di un gas perfetto si ricava:

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k ; v_2/v_1 = (p_1/p_2)^{1/k} ; T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1} ; T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k}$$

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Ciclo teorico Otto



Trasformazione 1-2: Adiabatica con compressione del fluido attivo con lavoro L_1 ;
 Trasformazione 2-3: A volume costante con introduzione istantanea del calore Q_1 ;
 Trasformazione 3-4: Adiabatica con espansione del fluido attivo e lavoro prodotto L_2 ;
 Trasformazione 4-1: A volume costante con cessione istantanea del calore Q_2 ;

Rendimento teorico:
$$\eta_c = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Ciclo teorico Otto

- Per la trasformazione 2-3 a volume costante l'equazione dell'energia diviene:

$$Q_1 = U_3 - U_2 = c_v (T_3 - T_2)$$

- Analogamente, per la trasformazione 4-1 a volume costante l'equazione dell'energia diviene:

$$Q_2 = U_4 - U_1 = c_v (T_4 - T_1)$$

- Il rendimento termico ideale per il ciclo Otto teorico risulta:

$$\eta_c = \frac{c_v (T_3 - T_2) - c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

- Per le trasformazioni adiabatiche di espansione 3-4 e di compressione 1-2 si ha rispettivamente:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1} \qquad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1}$$

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Ciclo teorico Otto

- Dalle trasformazioni a volume costante risulta $v_2 = v_3$ e $v_1 = v_4$ e pertanto dalle formule precedenti si ricava:

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \quad \text{e quindi} \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

- Sostituendo questa relazione nell'espressione del rendimento η della slide precedente si ha:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\frac{T_2}{T_1}}$$

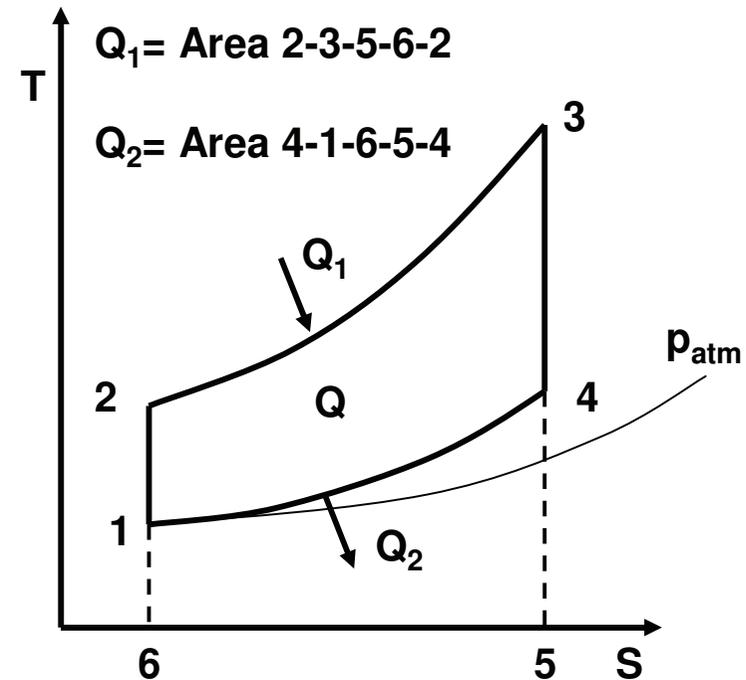
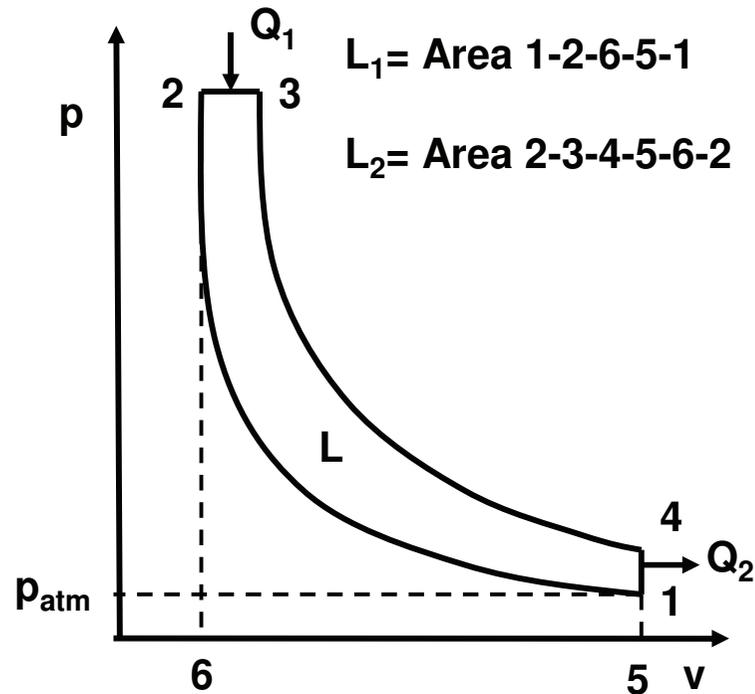
- La precedente relazione può essere scritta:

$$\eta_c = 1 - \frac{1}{\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}}$$

nella quale ρ è il rapporto di compressione volumetrico definito in precedenza.

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Ciclo teorico Diesel



Trasformazione 1-2: Adiabatica con compressione del fluido attivo con lavoro L_1 ;
 Trasformazione 2-3: A pressione costante con introduzione istantanea del calore Q_1 ;
 Trasformazione 3-4: Adiabatica con espansione del fluido attivo e lavoro prodotto L_2 ;
 Trasformazione 4-1: A volume costante con cessione istantanea del calore Q_2 ;

Rendimento teorico:
$$\eta_c = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Ciclo teorico Diesel

- Durante la trasformazione 2-3 a pressione costante lo stantuffo si sposta e quindi il fluido compie lavoro. L'equazione dell'energia diviene:

$$Q_1 = (U_3 - U_2) + (p_3 V_3 - p_2 V_2) = H_3 - H_2 = c_p (T_3 - T_2)$$

- Analogamente, per la trasformazione 4-1 a volume costante l'equazione dell'energia diviene:

$$Q_2 = U_4 - U_1 = c_v (T_4 - T_1)$$

- Il rendimento termico ideale per il ciclo Diesel teorico risulta:

$$\eta_c = \frac{c_p(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{k} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{k} \frac{T_1}{T_2} \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

- Per le trasformazioni a pressione costante 2-3 si ha:

$$\frac{V_3}{T_3} = \frac{V_2}{T_2} \quad \text{da cui} \quad \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Ciclo teorico Diesel

- Per le trasformazioni adiabatiche di compressione 1-2 e di espansione 3-4 si ha rispettivamente:

$$T_1 = T_2 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} \quad ; \quad T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1}$$

- Dalle precedenti relazioni si ottiene:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} \quad ; \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \frac{\left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1}}{\left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1}}$$

- Considerando che:

$$V_1 = V_4 \quad ; \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2}$$

- Sostituendo queste espressioni nella precedente, si ottiene:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{V_3}{V_2} \frac{\left(\frac{V_3}{V_1} \right)^{k-1}}{\left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1}} = \frac{V_3}{V_2} \left(\frac{V_3}{V_2} \right)^{k-1} = \left(\frac{V_3}{V_2} \right)^k$$

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Ciclo teorico Diesel

- Sostituendo tutte queste espressioni in quella del rendimento termico ideale si ottiene:

$$\eta_c = 1 - \frac{1}{k} \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \frac{\left(\frac{v_3}{v_2} \right)^k - 1}{\left(\frac{v_3}{v_2} - 1 \right)}$$

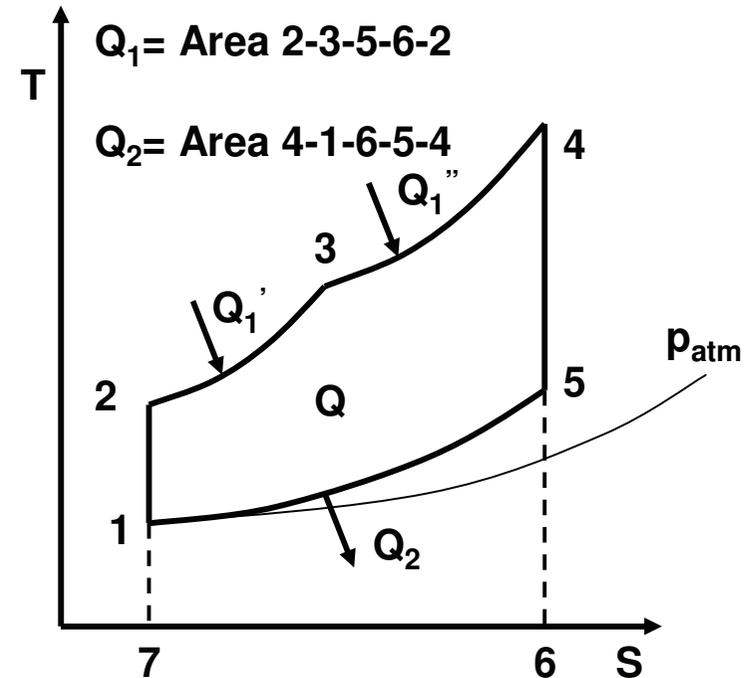
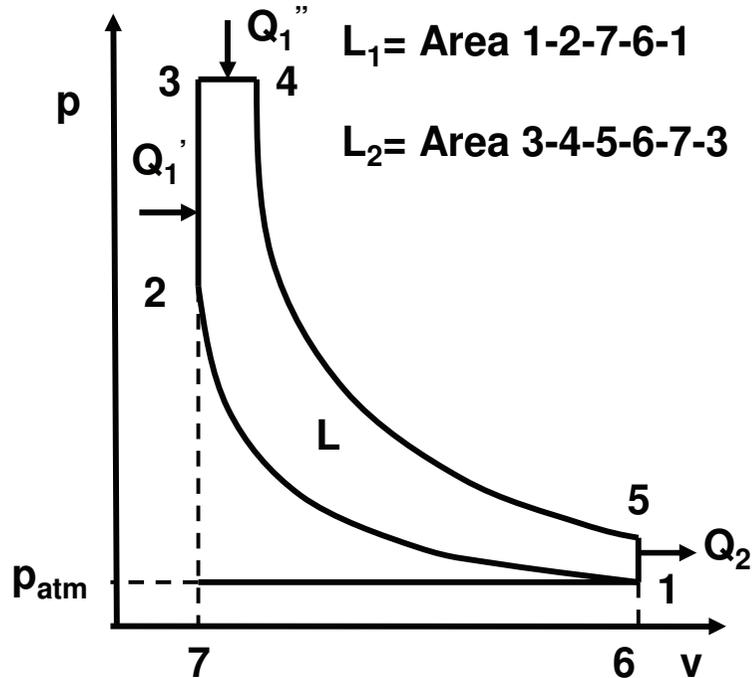
- Indicando con “ τ' ” il “rapporto di combustione a pressione costante”, pari al rapporto tra il volume V_3 e quello V_2 , rispettivamente di fine e inizio della fase di combustione a pressione costante ($V_3/V_2 = \tau'$), e ricordando che il rapporto $V_1/V_2 = \rho$ (rapporto volumetrico di compressione), l'espressione del rendimento diviene:

$$\eta_c = 1 - \frac{1}{k} \left(\frac{1}{\rho} \right)^{k-1} \frac{(\tau')^k - 1}{(\tau' - 1)} = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \left[\frac{(\tau')^k - 1}{k(\tau' - 1)} \right]$$

- L'espressione evidenzia che il rendimento del ciclo Diesel dipende anche dal rapporto “ k ” tra i calori specifici e dal rapporto “ τ' ” di combustione a pressione costante.
- Tale rendimento differisce da quello del ciclo Otto solo per il termine tra parentesi quadra, che è sempre > 1 . Pertanto a parità di rapporto volumetrico di compressione, il rendimento di un ciclo Diesel è inferiore a quello di un ciclo Otto.

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Ciclo teorico Sabathé



- Trasformazione 1-2: Adiabatica con compressione del fluido attivo con lavoro L_1 ;
- Trasformazione 2-3: A volume costante con introduzione istantanea del calore Q_1' ;
- Trasformazione 3-4: A pressione costante con introduzione istantanea del calore Q_1'' ;
- Trasformazione 4-5: Adiabatica con espansione del fluido attivo e lavoro prodotto L_2 ;
- Trasformazione 5-1: A volume costante con cessione istantanea del calore Q_2 ;

Rendimento teorico:
$$\eta_c = \frac{(Q_1' + Q_1'') - Q_2}{Q_1' + Q_1''}$$

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Cicli teorico Sabathé

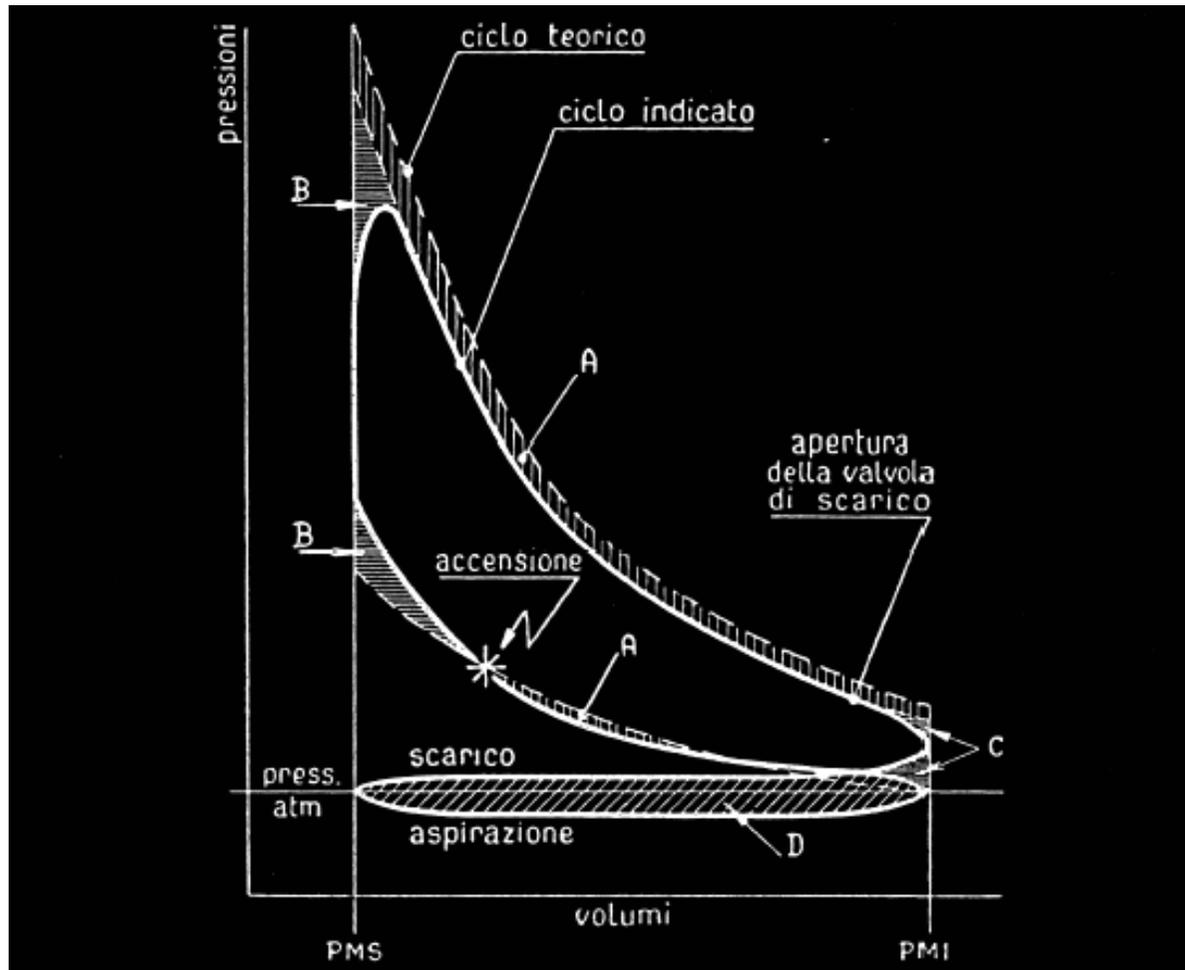
- Con analogo procedimento di sostituzioni già realizzato nell'analisi dei precedenti cicli Otto e Diesel, e indicando con “ τ ” il “rapporto di combustione a volume costante”, pari al rapporto tra la pressione p_3 e quello p_2 , rispettivamente di fine e inizio della fase di combustione a volume costante ($p_3/p_2 = \tau$), e ricordando che il rapporto $V_1/V_2 = \rho$ (rapporto volumetrico di compressione), l'espressione finale del rendimento diviene:

$$\eta_c = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \left[\frac{\tau \tau'^k - 1}{(\tau - 1) + \kappa \tau (\tau' - 1)} \right]$$

- Il rendimento di tale ciclo è intermedio tra quelli del ciclo Otto e del ciclo Diesel, confrontati a parità di rapporto volumetrico di compressione ρ ;
- Con un aumento del calore fornito a volume costante tra i punti 2 e 3 il ciclo tende ad un ciclo Otto;
- Viceversa, con un aumento del calore fornito a pressione costante fra i punti 3 e 4 il ciclo tende ad un ciclo Diesel.

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna -Confronto cicli motori 4T



Ciclo Otto teorico e reale o indicato

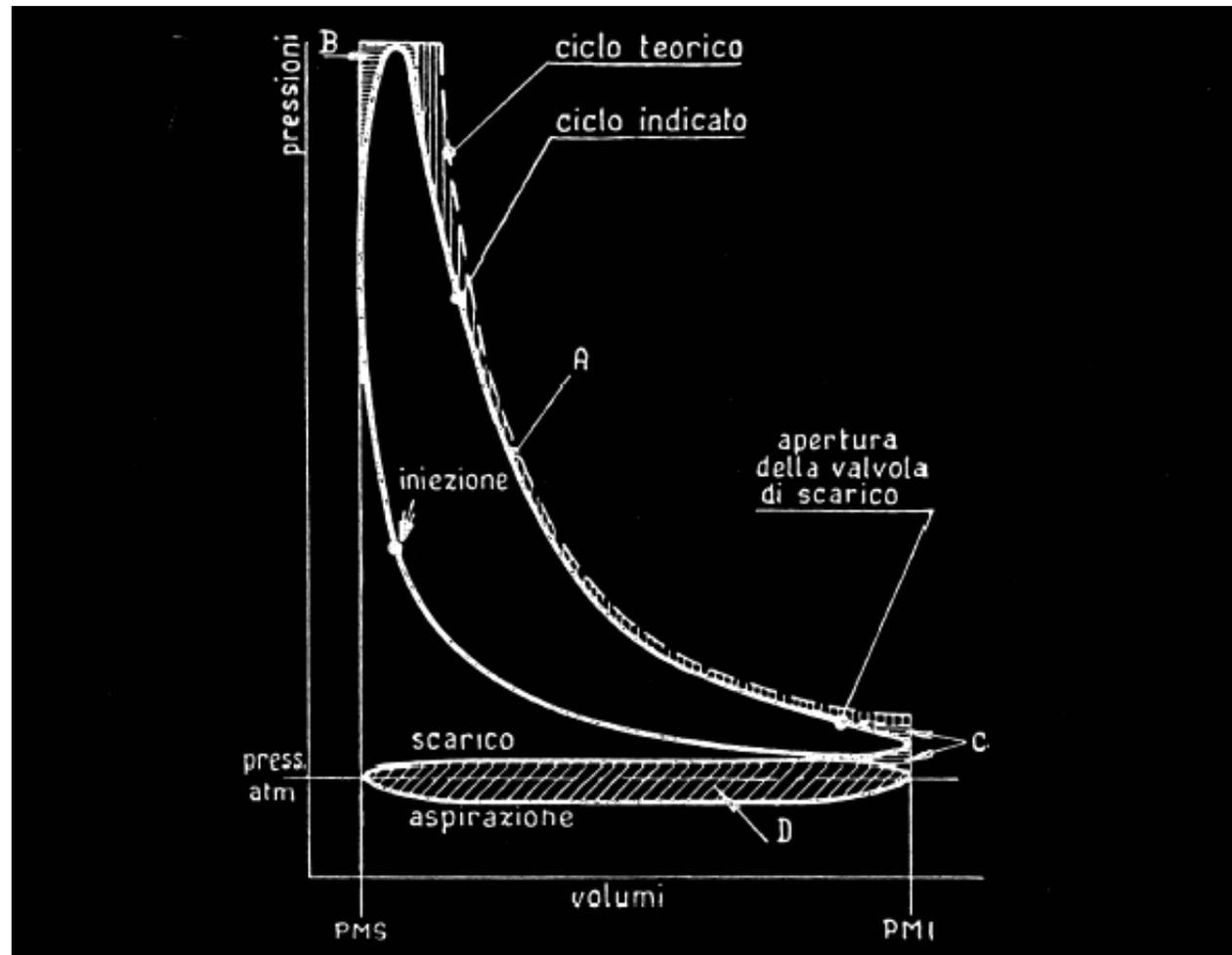
Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Confronto cicli motori 4T

- **Perdita di calore:** Le linee di compressione e di espansione non sono adiabatiche in quanto esiste una perdita di calore verso l'esterno, favorita anche dal raffreddamento di camicia, testata e stantuffo. Le aree "A" rappresentano la perdita di lavoro utile;
- **Combustione non istantanea:** Nel ciclo reale l'accensione è anticipata rispetto al P.M.S. per far avvenire la combustione quasi a volume costante. Le aree "B" rappresentano la perdita di lavoro utile. Senza tale anticipo, la combustione proseguirebbe durante la fase di espansione con perdite di lavoro maggiori;
- **Anticipo di apertura valvola scarico:** L'apertura delle valvole di scarico è anticipata rispetto al P.M.I. per far in modo che la pressione scenda al livello di quella esterna all'inizio della corsa di scarico. Le aree "C" rappresentano la perdita di lavoro utile;
- **Pompaggio:** Durante la corsa di aspirazione la pressione all'interno del cilindro è più bassa di quella che si ha durante la corsa di scarico. Si crea pertanto un'area negativa "D" corrispondente al lavoro utile perso;
- **Aumento calori specifici con la temperatura:** Entrambi i valori specifici c_v e c_p di un fluido reale aumentano con la temperatura in modo che la loro differenza resta costante e pari a "R". Come conseguenza con l'aumento della temperatura diminuisce il loro rapporto "k" e ne consegue che i valori di pressione e temperatura massimi sono inferiori a quelli teorici;
- **Dissociazione prodotti combustione:** La dissociazione dei prodotti della combustione è una reazione con assorbimento di calore; pertanto la temperatura massima è più bassa di quella teorica e si perde del lavoro utile.

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Confronto cicli motori 4T



Ciclo Diesel teorico e reale o indicato

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Confronto cicli motori 4T

- **Perdita di calore:** Stessa perdita di calore come nel ciclo Otto. Le aree “A” rappresentano la perdita di lavoro utile;
- **Combustione non a pressione costante:** Nel ciclo reale l’iniezione è anticipata rispetto al P.M.S. e la combustione avviene in parte a volume costante e in parte a pressione costante (è quasi un ciclo Sabathé). L’area “B” rappresenta la perdita di lavoro utile;
- **Anticipo di apertura valvola scarico:** L’apertura delle valvole di scarico è anticipata rispetto al P.M.I. per far in modo che la pressione scenda al livello di quella esterna all’inizio della corsa di scarico, come nel ciclo Otto. Le aree “C” rappresentano la perdita di lavoro utile;
- **Pompaggio:** Durante la corsa di aspirazione la pressione all’interno del cilindro è più bassa di quella che si ha durante la corsa di scarico. Si crea pertanto un’area negativa “D” corrispondente al lavoro utile perso, che nel ciclo Diesel è minore di quella del ciclo Otto di motori a carburazione;
- **Aumento calori specifici con la temperatura:** Stesso fenomeno come nel ciclo Otto;
- **Dissociazione prodotti combustione:** La dissociazione dei prodotti della combustione, favorita dalle alte temperature, è meno importante nel ciclo Diesel in quanto l’eccesso di aria e la miscelazione dei prodotti della combustione tendono a ridurre la temperatura massima.

Impianti di propulsione navale

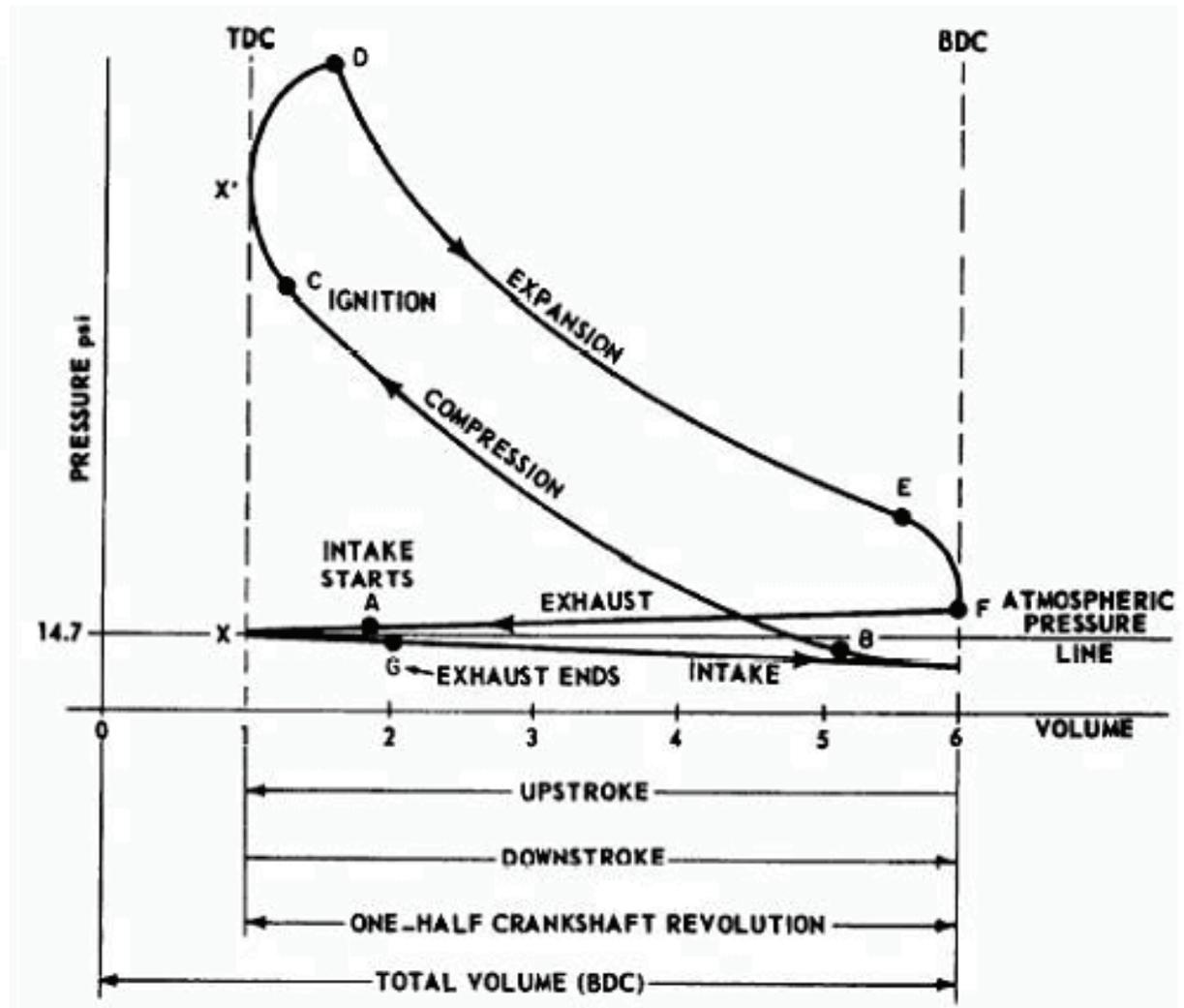
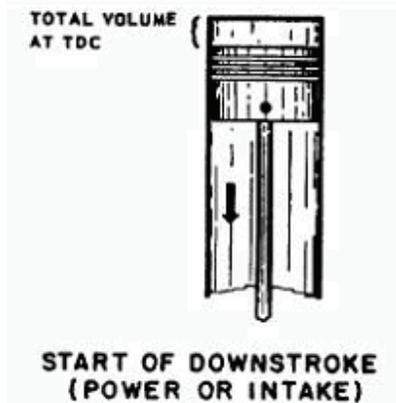
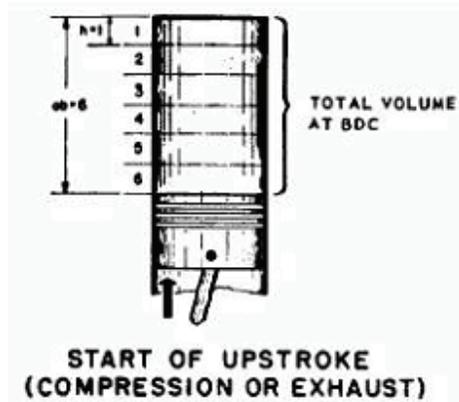
Motori alternativi a combustione interna – Confronto cicli motori 4T

- **Rendimento indicato**: Al fine di quantificare la variazione di lavoro utile generata dalle inevitabili differenze tra il ciclo teorico e i cicli indicati o effettivi, è definito il rendimento indicato come rapporto tra l'area del ciclo indicato e quella del ciclo teorico, cioè:

$$\eta_i = \frac{\text{area ciclo indicato}}{\text{area ciclo teorico}}$$

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Ciclo Otto 4T reale

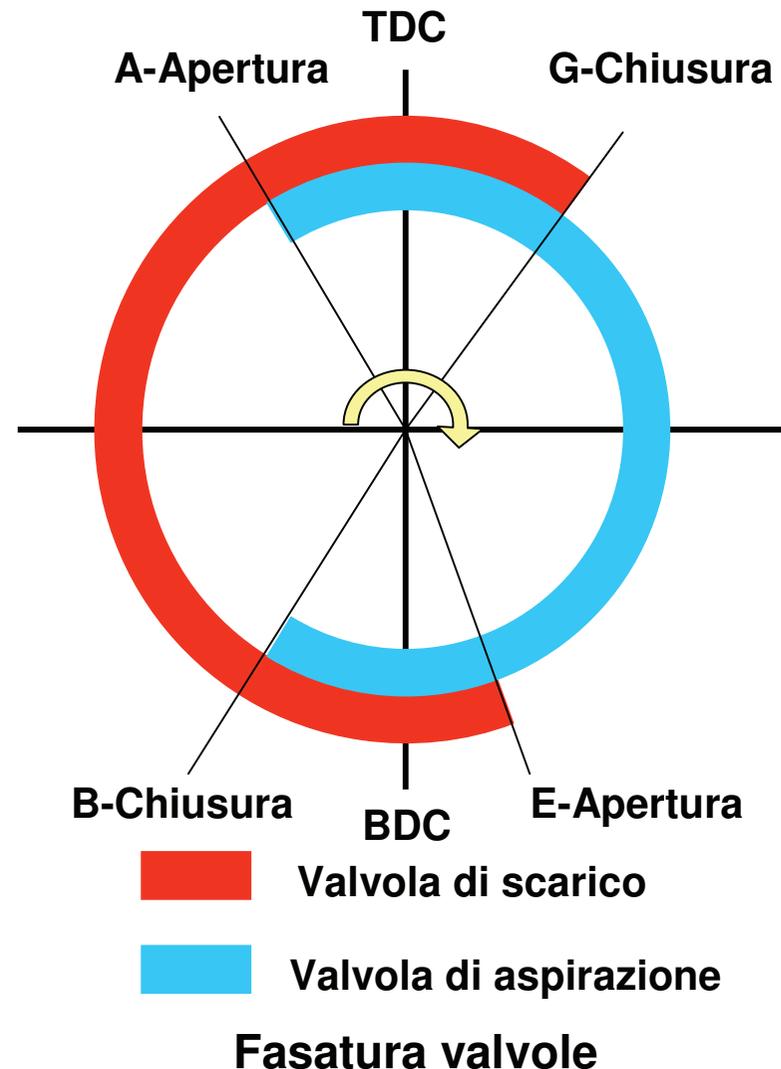


Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Ciclo Otto 4T reale

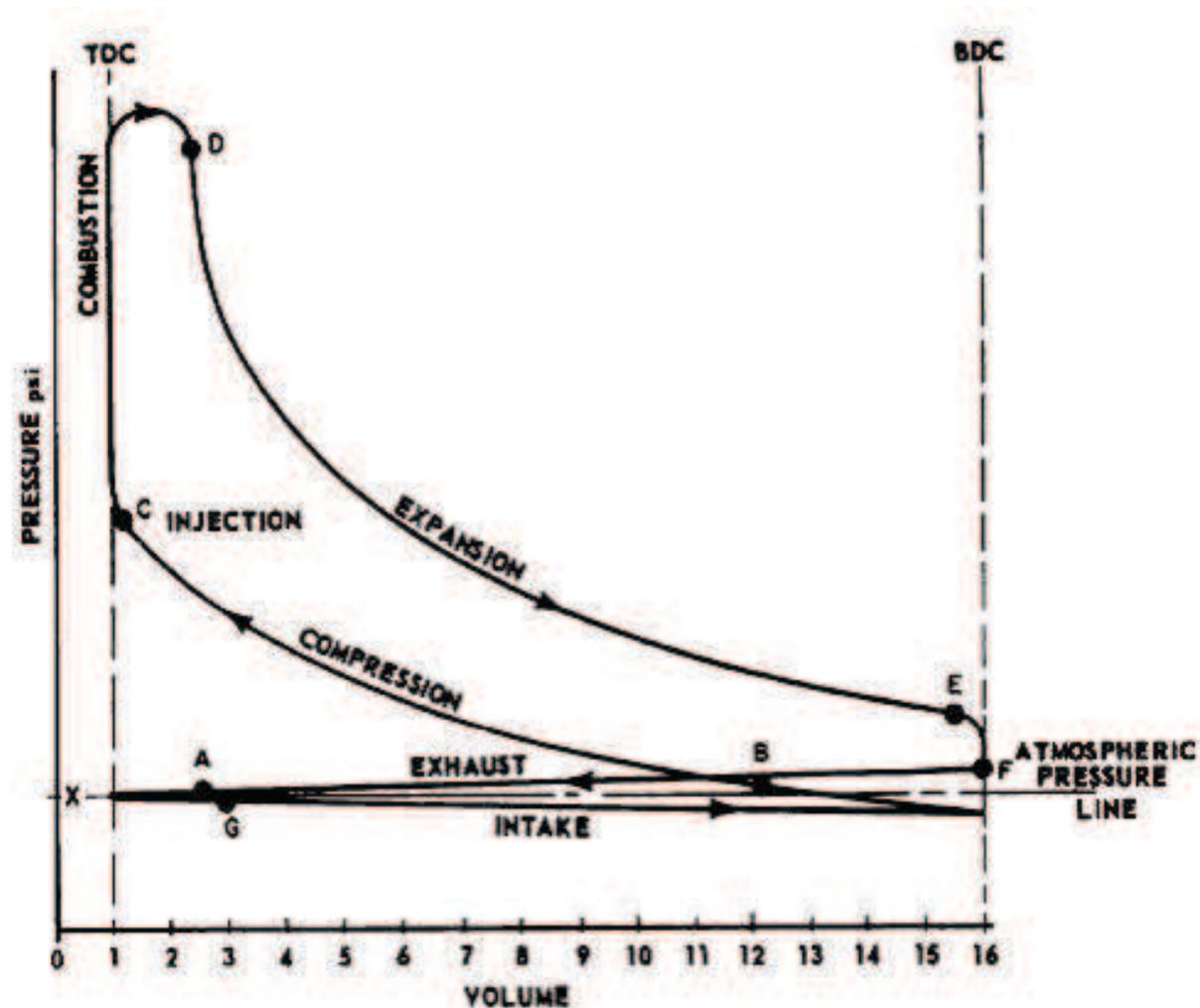
Punti significativi del ciclo

- **A** – Apertura valvola di aspirazione;
- **X** – Punto morto superiore;
- **G** – Chiusura valvola di scarico;
- Fase di aspirazione;
- **B** – Chiusura valvola di aspirazione;
- Fase di compressione;
- **C** – Iniezione e inizio combustione;
- **X'** – Pressione fine compressione;
- **D** – Fine combustione;
- Fase di espansione;
- **E** – Apertura valvola di scarico;
- **F** – Punto morto inferiore;



Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Ciclo Diesel 4T reale



Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Cicli teorici aperti

- I cicli illustrati nelle slides precedenti, tutti del tipo “chiuso” e nel piano p-v, possono essere rappresentati “aperti” come grafico delle pressioni interno cilindro in funzione degli spostamenti angolari dell’albero a manovelle, come nel seguente grafico:

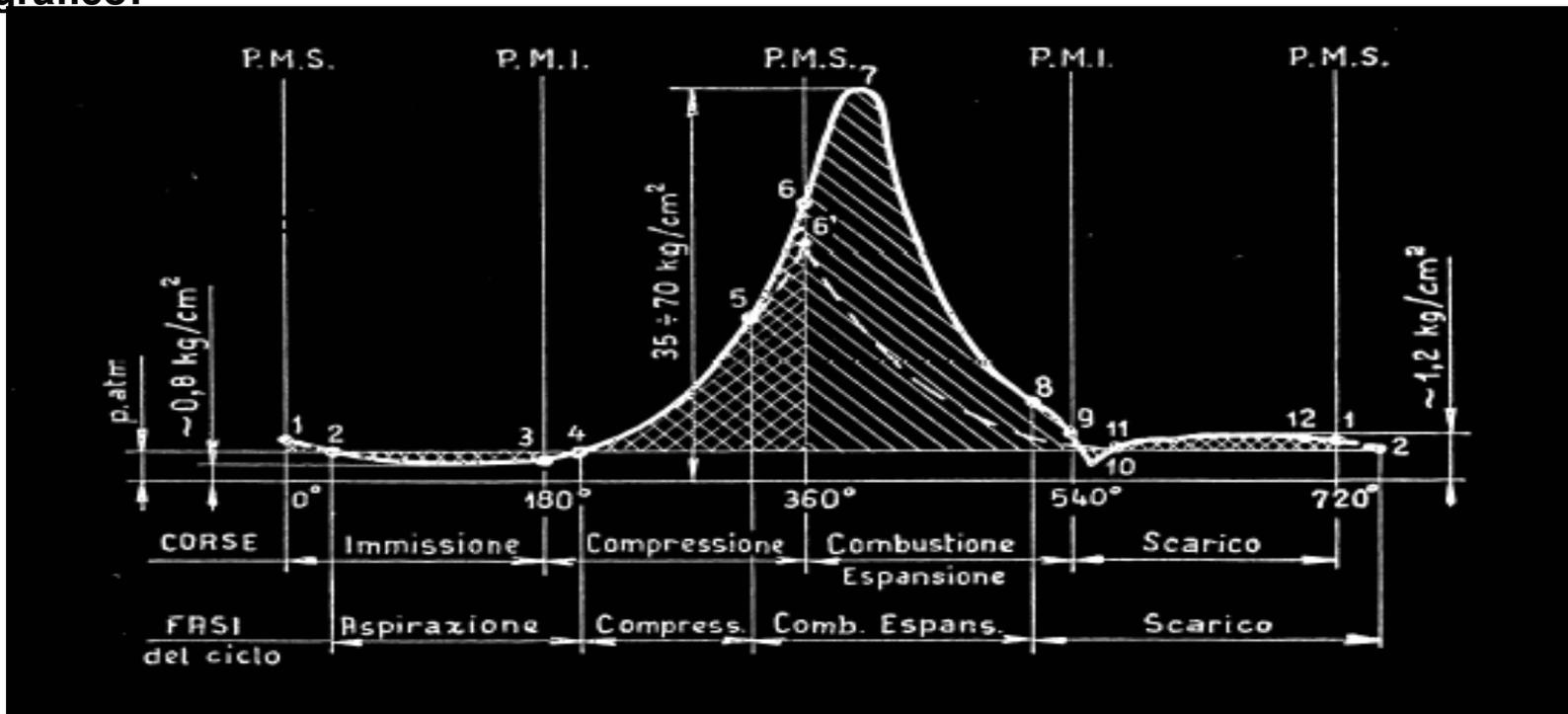


Diagramma delle pressioni in funzione degli spostamenti angolari dell'albero a manovelle per un motore a quattro tempi

Impianti di propulsione navale

Motori alternativi a combustione interna – Cicli teorici aperti

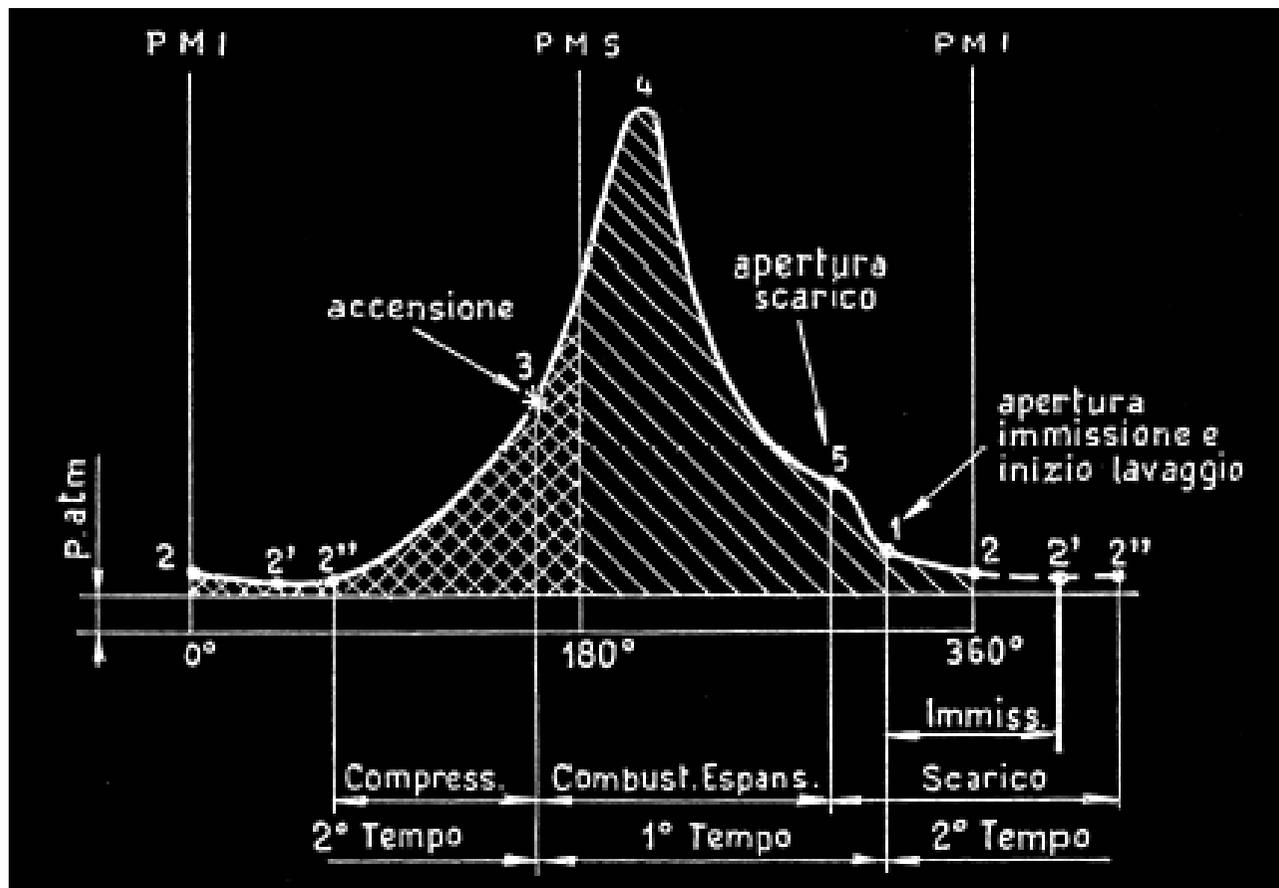


Diagramma delle pressioni in funzione degli spostamenti angolari dell'albero a manovelle per un motore a due tempi