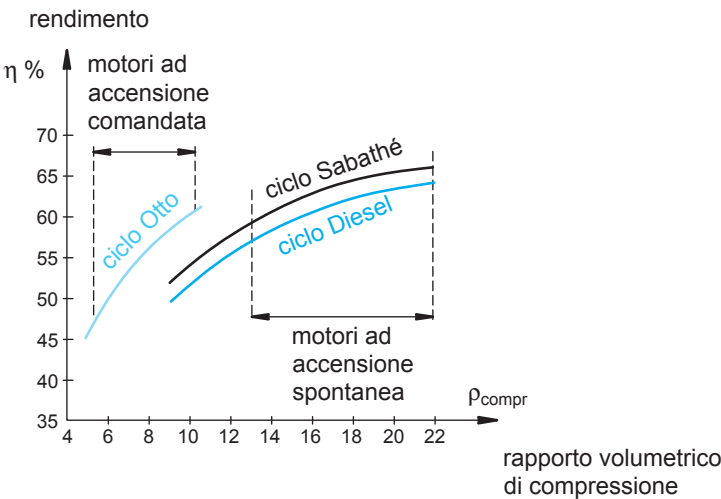


## Confronto tra i cicli Otto, Diesel e Sabathé

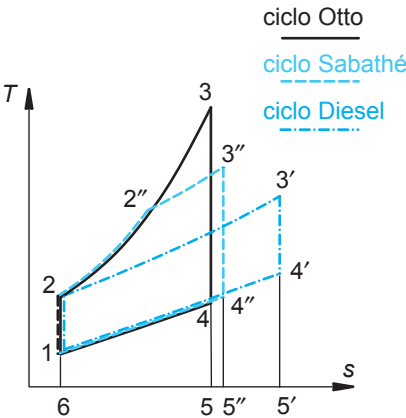
In **Figura 1** sono messi a confronto i rendimenti teorici  $\eta$  dei cicli Otto, Diesel e Sabathé in funzione del rapporto volumetrico di compressione  $\rho_{\text{compr}}$ . Per i cicli Diesel e Sabathé si è fissato un rapporto di combustione a pressione costante  $\sigma$  uguale a 2.

**Figura 1**  
Confronto dei rendimenti teorici dei cicli Otto, Diesel e Sabathé in funzione del rapporto volumetrico di compressione.



Come si può notare, all'aumentare del rapporto volumetrico di compressione i rendimenti teorici dei tre cicli aumentano. Se prendiamo in considerazione ad esempio il rapporto volumetrico di compressione 10, risulta dal diagramma che il ciclo Otto ha il rendimento maggiore e il ciclo Diesel ha il rendimento minore. Ma, come s'è detto, i rapporti volumetrici di compressione dei motori ad accensione spontanea sono molto maggiori di quelli dei motori ad accensione comandata. I primi infatti variano tra 14 e 22, mentre quelli dei motori ad accensione comandata non superano il valore 10 per evitare il verificarsi della detonazione. Pertanto, in realtà, il rendimento dei motori ad accensione spontanea è superiore a quello dei motori ad accensione comandata.

In **Figura 2** i cicli Otto, Diesel e Sabathé, rappresentati sul piano entropico ( $T, s$ ), sono messi a confronto a parità di rapporto volumetrico di compressione  $\rho_{\text{compr}}$  e di quantità di calore fornito  $q_{\text{sup}}$ . L'uguaglianza della quantità di calore fornito comporta l'uguaglianza, nel piano ( $T, s$ ) di figura, delle aree sottese sull'asse delle ascisse dalle curve 2-2''-3'', 2-3 e 2-3', cioè delle aree 6-2-3'-5'-6 per il ciclo Diesel, 6-2-2''-3''-5''-6 per il ciclo Sabathé e 6-2-3-5-6 per il ciclo Otto.



**Figura 2**  
Confronto tra i cicli teorici Otto, Diesel e Sabathé a parità di rapporto volumetrico di compressione e di quantità di calore introdotto.

Il calore ceduto alla sorgente inferiore  $q_{\text{inf}}$ , cioè il calore sottratto al fluido, è rappresentato dalle aree sottese per ogni ciclo dalla linea a volume costante 4-1, cioè dalle aree 6-1-4-5-6 per il ciclo Otto, 6-1-4''-5''-6 per il ciclo Sabathé e 6-1-4'-5'-6 per il ciclo Diesel.

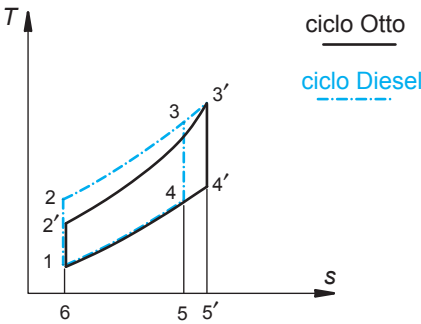
Dato che il calore fornito dalla sorgente superiore  $q_{\text{sup}}$  è il medesimo per tutti i cicli, il ciclo che presenta il rendimento maggiore è quello cui è sottratta la minore quantità di calore  $q_{\text{inf}}$ . Evidentemente è il ciclo Otto ad avere in questo caso il maggiore rendimento in quanto l'area 6-1-4-5-6 risulta essere la minore tra quelle dei tre cicli. Ciò conferma quanto s'è detto a questo proposito nel commentare la Figura 1.

In **Figura 3** i cicli Otto e Diesel, rappresentati sul piano entropico ( $T, s$ ), sono messi a confronto a parità sia di calore fornito dalla sorgente superiore  $q_{\text{sup}}$  sia di pressione massima. Infatti, anche il punto 3', che rappresenta la pressione massima raggiunta dall'isocora 2'-3' del ciclo Otto, appartiene all'isobara 2-3, propria del ciclo Diesel.

L'uguaglianza della quantità di calore fornito comporta l'uguaglianza, nel piano ( $T, s$ ) di figura, delle aree sottese sull'asse delle ascisse dalle curve 2-3 e 2'-3', cioè delle aree 6-2-3-5-6 per il ciclo Diesel e 6-2'-3'-5'-6 per il ciclo Otto.

Dato che il calore fornito dalla sorgente superiore  $q_{\text{sup}}$  è il medesimo per entrambi i cicli, il ciclo che presenta il rendimento maggiore è quello cui è sottratta la minore quantità di calore  $q_{\text{inf}}$ . Evidentemente è il ciclo Diesel ad avere, in queste condizioni, il maggiore rendimento in quanto l'area 6-1-4-5-6, che rappresenta  $q_{\text{inf}}$  per il ciclo Diesel, risulta essere minore dell'area 6-1-4'-5'-6, che rappresenta  $q_{\text{inf}}$  per il ciclo Otto.

**Figura 3**  
Confronto tra i cicli Otto e Diesel a parità di pressione massima e di calore introdotto.  
Rappresentazione dei cicli sul piano entropico ( $T, s$ ).



Il confronto tra i cicli Otto e Diesel a parità di pressione massima e di calore introdotto può essere rappresentato anche sul piano di Clapeyron ( $p, V$ ) di **Figura 4**.

In questa rappresentazione appare con evidenza non solo l'uguaglianza delle pressioni massime di entrambi i cicli ( $p_2 = p_3 = p_{3'}$ ), ma anche la necessaria differenza dei rapporti volumetrici di compressione

$\rho_{\text{compr}} \left( \rho_{\text{compr Otto}} = \frac{v_1}{v_2'} \neq \rho_{\text{compr Diesel}} = \frac{v_1}{v_2} \right)$  dovuta all'ottenimento per entrambi i cicli della stessa pressione massima.

**Figura 4**  
Confronto tra i cicli Otto e Diesel a parità di pressione massima e di calore introdotto.  
Rappresentazione dei cicli sul piano di Clapeyron ( $p, V$ ).

