

Il combustibile deve quindi entrare in contatto con l'aria compressa in fasi successive, in modo da avere una miscela solo leggermente ricca o povera in prossimità dell'ugello del combustibile (zona primaria), una miscela più ricca d'aria nella zona di completamento della combustione (zona secondaria) e infine una miscela con il rapporto aria-combustibile globale richiesto nella zona cosiddetta di diluizione (zona terziaria).

Si noti che i requisiti descritti, necessari per garantire la stabilità della combustione, sono in pieno accordo con quelli della tecnica della combustione a stadi, volta a limitare la formazione degli NO_x . In effetti le turbine a gas hanno emissioni di ossidi di azoto molto contenute, varianti da valori massimi di 100-200 ppm_v al 15% di O_2 nelle macchine meno recenti a valori minimi inferiori a 10 ppm_v al 15% di O_2 (limite della cosiddetta *one digit emission*) nelle realizzazioni più recenti.

Considerando inoltre che:

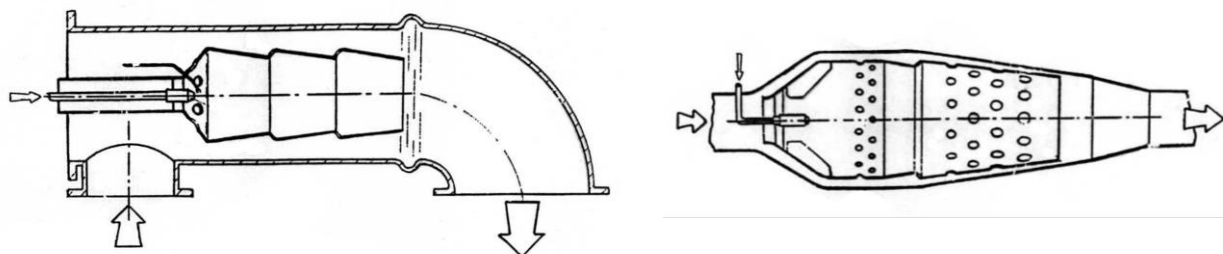
- con le modalità di combustione descritte, le emissioni di CO e di HC sono praticamente trascurabili;
- i combustibili impiegati non devono produrre fumi corrosivi o erosivi per non danneggiare le palette delle turbine, per cui si usano esclusivamente combustibili privi di zolfo come quelli liquidi distillati oppure quelli gassosi;

si conclude che le turbine a gas hanno un basso impatto ambientale, se confrontato con quello delle altre macchine motrici termiche.

L'architettura della camera di combustione deve quindi rispettare i requisiti sopra descritti e garantire, inoltre, che la velocità e la temperatura lungo una sezione trasversale del flusso dei prodotti della combustione convogliato verso il primo stadio della turbina siano quanto più uniformi possibili.

L'uniformità delle velocità è necessaria per contenere le dissipazioni di energia all'ingresso della palettatura, mentre l'uniformità della temperatura è fondamentale in quanto le prestazioni della macchina sono limitate dal valore di picco della temperatura, al quale si dovrebbe fare riferimento per definire correttamente la TIT quale limite tecnologico. In pratica, bisogna fare in modo che i gas abbiano alta temperatura media e valori di picco che si discostino il meno possibile da questa.

La struttura delle camere di combustione è illustrata in figura, che mostra la sezione, lungo un piano passante per l'asse del getto di combustibile, di un combustore per turbina heavy-duty e di uno per turbine aeronautiche o di derivazione aeronautica.



La differenza sta nel lay-out complessivo che, nel secondo caso, favorisce l'inserimento del componente nella macchina con il minimo ingombro radiale, in modo da limitare la superficie frontale del propulsore. A questo scopo, la camera di combustione complessiva nei turbogas aeronautici è

spesso suddivisa in un certo numero di combustori come quello di figura, disposti circonferenzialmente con passo costante.

Nel caso delle turbine heavy-duty, il requisito della aerodinamicità della macchina del suo complesso non sussiste per cui il combustore sarà solitamente unico, con asse variamente orientato rispetto a quello di rotazione (in alcuni casi i due assi sono ortogonali).

In tutti i casi, l'elemento caratteristico della camera di combustione è il liner. È realizzato in leghe resistenti alle alte temperature e svolge le seguenti funzioni:

- confina la fiamma al suo interno;
- crea tra la sua superficie esterna e l'involucro del combustore uno strato isolante di aria, che garantisce la adiabaticità della combustione;
- controlla, mediante diverse corone di fori calibrati, il progressivo ingresso all'interno del liner stesso dei flussi d'aria primaria, secondaria e di diluizione;
- contribuisce, assieme alla forma dell'involucro, alla uniformità di distribuzione di velocità e temperatura all'uscita del combustore.

Parte delle forature del liner hanno lo scopo di creare, a contatto della sua superficie interna, uno strato protettivo di gas relativamente freddi. La fiamma può essere premiscelata, nel caso di combustibili gassosi, o diffusiva.

Nel caso in cui le emissioni di NO_x dovessero essere, per quanto basse, superiori ai limiti di legge, una alternativa alla adozione di un SCR installato allo scarico può essere l'iniezione di acqua nel combustore, preferibilmente nella zona di combustione primaria.

Questa tecnica non è prevista in fase di progettazione, ma può essere adottata per adeguare macchine già installate a limitazioni più stringenti introdotte successivamente dalla normativa. Con una portata d'acqua paragonabile a quella del combustibile si possono ottenere riduzioni degli NO_x anche dell'80%.

La turbina

La turbina produce la potenza assorbita dal compressore e, con la sola eccezione dei turbogetti, quella necessaria ad azionare l'alternatore (o l'elica, nei gruppi turboelica).

Con la sola eccezione delle microturbine, il componente turbina in senso stretto dei turbogas è assiale pluristadio.

Rispetto al caso delle turbine a vapore, il salto entalpico complessivo può essere elaborato con un numero contenuto di stadi, per cui non ritroviamo in queste macchine l'architettura complessa a più corpi tipica delle turbine a vapore.

La portata volumetrica da smaltire è tipicamente elevata già all'ingresso del primo stadio, non è regolata da valvole di ammissione e aumenta in maniera contenuta, rispetto al caso delle turbine a vapore, nel corso dell'espansione.

Vengono pertanto a mancare le motivazioni principali che portano a scegliere quale primo stadio un tipo ad azione nel caso delle turbine a vapore. Comunemente gli stadi sono a reazione, ma in generale

non ci sono vincoli particolari sotto questo aspetto: si scelgono i tipi più convenienti dal punto di vista termo-fluidodinamico, dei costi e degli ingombri.

La particolarità tecnica più significativa rispetto ad altre applicazioni è rappresentata dalle condizioni termiche estremamente gravose in cui operano queste turbine.

Innanzitutto è necessario utilizzare leghe resistenti alle alte temperature, formate soprattutto da nichel con presenza di cromo, titanio e alluminio. Il nome commerciale di una di queste leghe è Nimonic.

Senza raffreddamento, questi materiali possono sopportare temperature fino a 900-950 °C, come si era già osservato parlando delle microturbine.

Per temperature superiori, le pale, almeno quelle del primo stadio, devono essere raffreddate. Il fluido freddo impiegato è una frazione del flusso d'aria in uscita dal compressore.

Una buona parte della ricerca nel campo delle turbine a gas è rivolta alla ottimizzazione dello scambio termico delle palette per conseguire il duplice obiettivo di innalzare ulteriormente la temperatura ammissibile del gas (che fa aumentare il rendimento della macchina) e di contenere o ridurre la frazione di aria compressa utilizzata per il raffreddamento (che altrimenti farebbe diminuire il rendimento). L'evoluzione dei sistemi di raffreddamento a partire dagli anni '60 del secolo scorso è illustrata sinteticamente in figura, mentre un altro diagramma illustra le prospettive di sviluppo futuro.

La regolazione delle turbine a gas

In generale, per ridurre la potenza sviluppata dalla macchina si riduce la portata di combustibile.

A seguito di questa riduzione, la turbina può essere regolata con diversi criteri di intervento, variabili a seconda degli eventuali vincoli operativi e della struttura della macchina.

Se la velocità di rotazione della macchina deve essere mantenuta costante e la geometria della palettatura del compressore non è modificabile, la portata d'aria rimane pressoché costante (la caratteristica resistente del circuito servito dal compressore cambia in maniera molto limitata al variare della portata di combustibile) e aumenta quindi il rapporto aria-combustibile. Il risultato è la diminuzione della TIT, con conseguente forte penalizzazione del rendimento.

Se la velocità di rotazione della macchina può essere ridotta, e la geometria della palettatura del compressore non è modificabile, si può ridurre la portata d'aria proporzionalmente alla riduzione di quella del combustibile, mantenendo quindi inalterato il rapporto aria/combustibile. In questo modo la TIT non cambia, ma si riduce il rapporto di compressione. Anche in questo caso si ha una riduzione del rendimento, ma più contenuta rispetto a quella del caso precedente.

Se è prevista la variazione della geometria delle pale statoriche del compressore, si possono modificare entro certi limiti sia la portata che il rapporto di compressione limitando le riduzioni di rendimento descritte nei due casi precedenti.

In generale, tuttavia, la diminuzione del rendimento delle turbine a gas in condizioni di funzionamento fuori progetto è più marcata rispetto ad altre macchine sia a combustione interna che a combustione esterna.

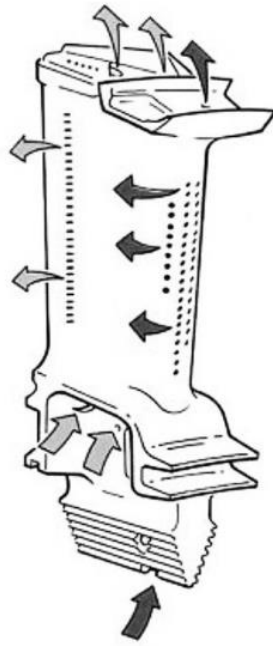
Ulteriori possibilità di regolazione sono offerte, rispetto al caso base della macchina monoalbero fin qui implicitamente considerata, da macchine di architettura più complessa, a due alberi.

L.P. cooling air
 H.P. cooling air



SINGLE PASS,
INTERNAL COOLING
(1960's)

SINGLE PASS,
INTERNAL COOLING
(1960's)



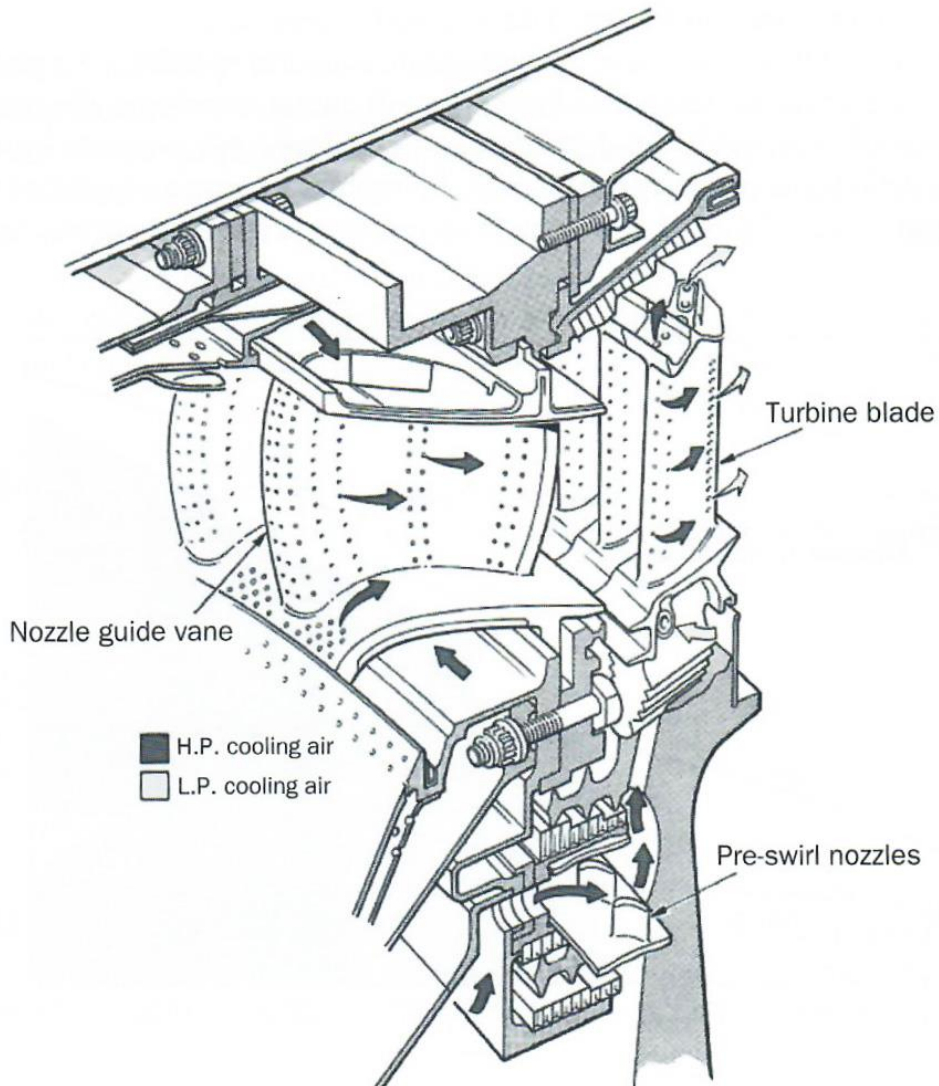
SINGLE PASS,
MULTI-FEED
INTERNAL COOLING
WITH FILM COOLING
(1970's)

SINGLE PASS,
MULTI-FEED
INTERNAL COOLING
WITH FILM COOLING
(1970's)

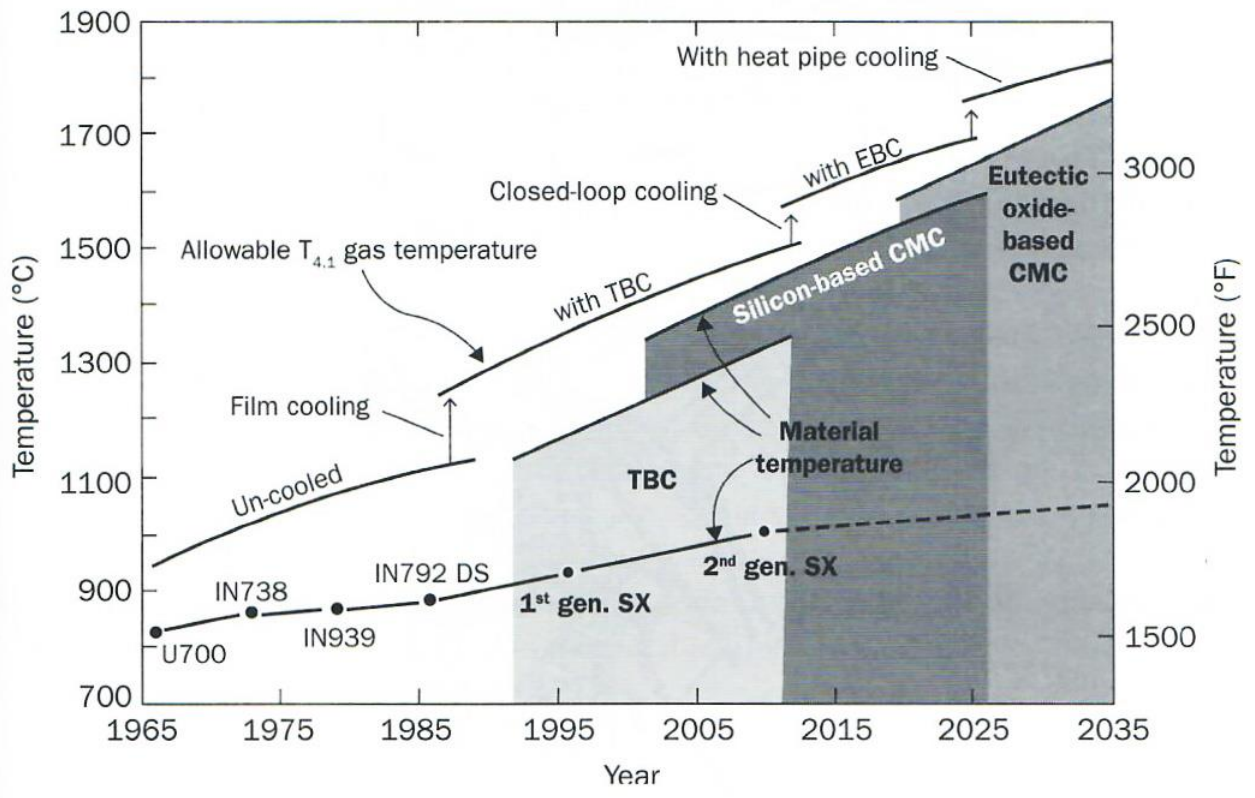
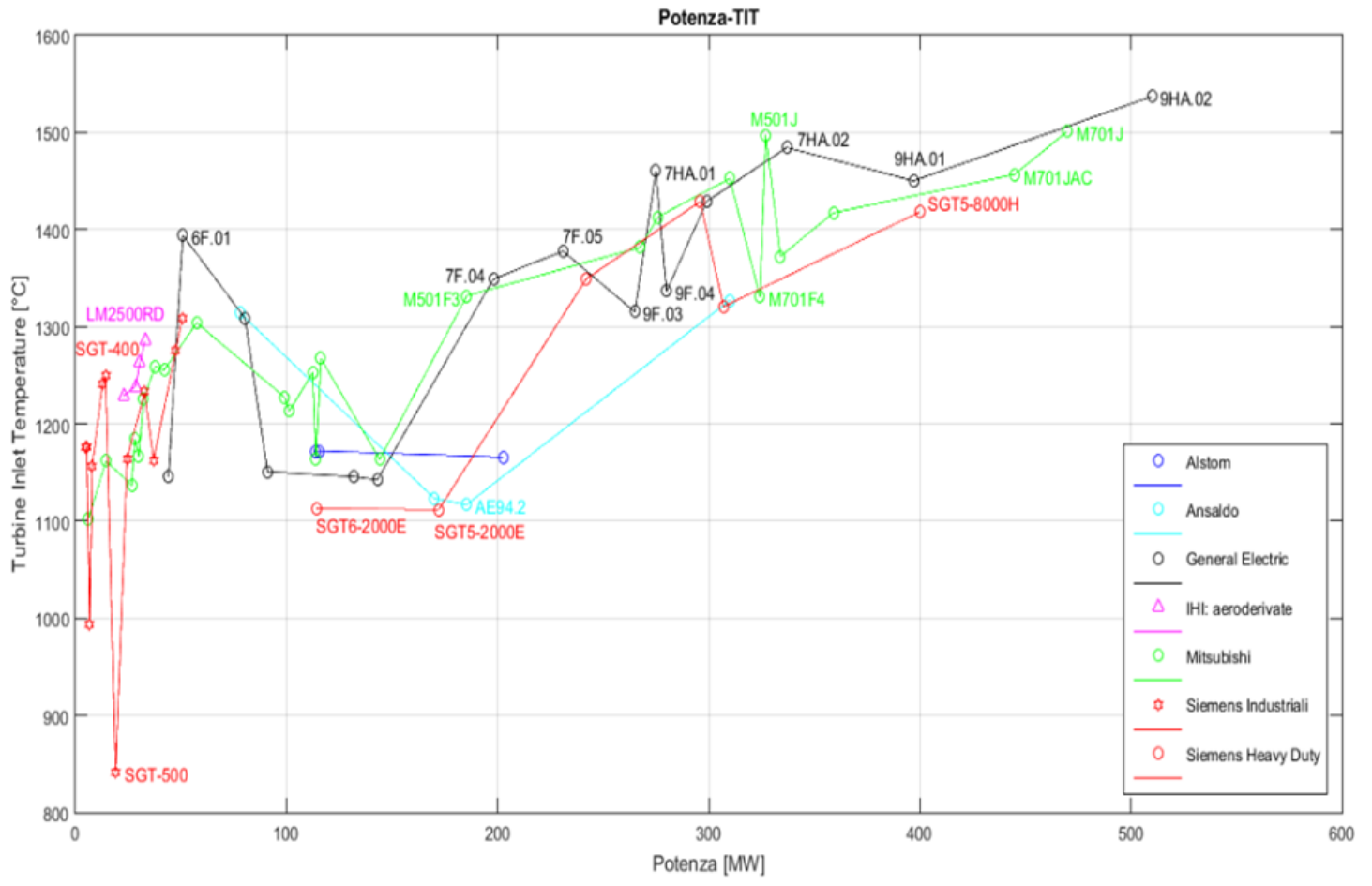


QUINTUPLE PASS,
MULTI-FEED
INTERNAL COOLING
WITH EXTENSIVE
FILM COOLING

QUINTUPLE PASS,
MULTI-FEED
INTERNAL COOLING
WITH EXTENSIVE
FILM COOLING



Stadio statorico e rotatorio raffreddati.



L'evoluzione delle temperature massime raggiungibili all'ingresso della turbina nel caso di diverse tecnologie: superleghe, film cooling, rivestimenti ceramici e future tecnologie.

Considerando che la turbina fornisce sia il lavoro richiesto dal compressore che quello assorbito dall'alternatore, si può pensare di suddividerne gli stadi in due gruppi, calettati su due assi distinti:

- il primo gruppo sviluppa solo la potenza assorbita dal compressore, e la velocità di rotazione dell'asse su cui sono montati entrambi può essere variata liberamente per ottimizzare il flusso d'aria compressa (il complessivo di questa porzione di macchina è detto generatore di gas);
- il secondo gruppo è montato sull'asse dell'alternatore, la cui velocità di rotazione sarà quella, costante, di sincronismo (il complessivo di questa porzione di macchina è detto turbina di potenza).

Le macchine particolarmente adatte ad essere realizzate secondo questo schema sono quelle di derivazione aeronautica, nelle quali la turbina di origine è già dimensionata per fornire la sola potenza richiesta dal compressore. La figura illustra le diverse possibilità di trasformazione offerte dai vari tipi di turbogas aeronautici.

Applicazioni particolari e conclusioni

Le turbine a gas sono macchine che hanno un elevato rapporto potenza/peso e potenza/volume, superiore anche a quello dei motori alternativi a combustione interna di eguale taglia. Inoltre non hanno bisogno di allacciamenti a pozzi di calore esterni o a circuiti di raffreddamento e sono macchine estremamente affidabili.

Questo le rende particolarmente adatte anche a realizzare gruppi di generazione autonomi da campo o di emergenza, anche in ambienti desertici, come illustrato in figura. Si osserva che dal punto di vista degli ingombri gli elementi dominanti sono il filtro dell'aria all'aspirazione, il silenziatore allo scarico e il sistema di mantenimento della temperatura dell'alternatore.

Le turbine a gas si prestano molto bene ad applicazioni cogenerative. Il calore dei gas di scarico può essere recuperato in uno scambiatore di calore gas-fluido del circuito di recupero termico senza quasi influenzare la potenza elettrica prodotta (lo scambiatore provoca solo un lieve aumento della contropressione allo scarico della turbina).

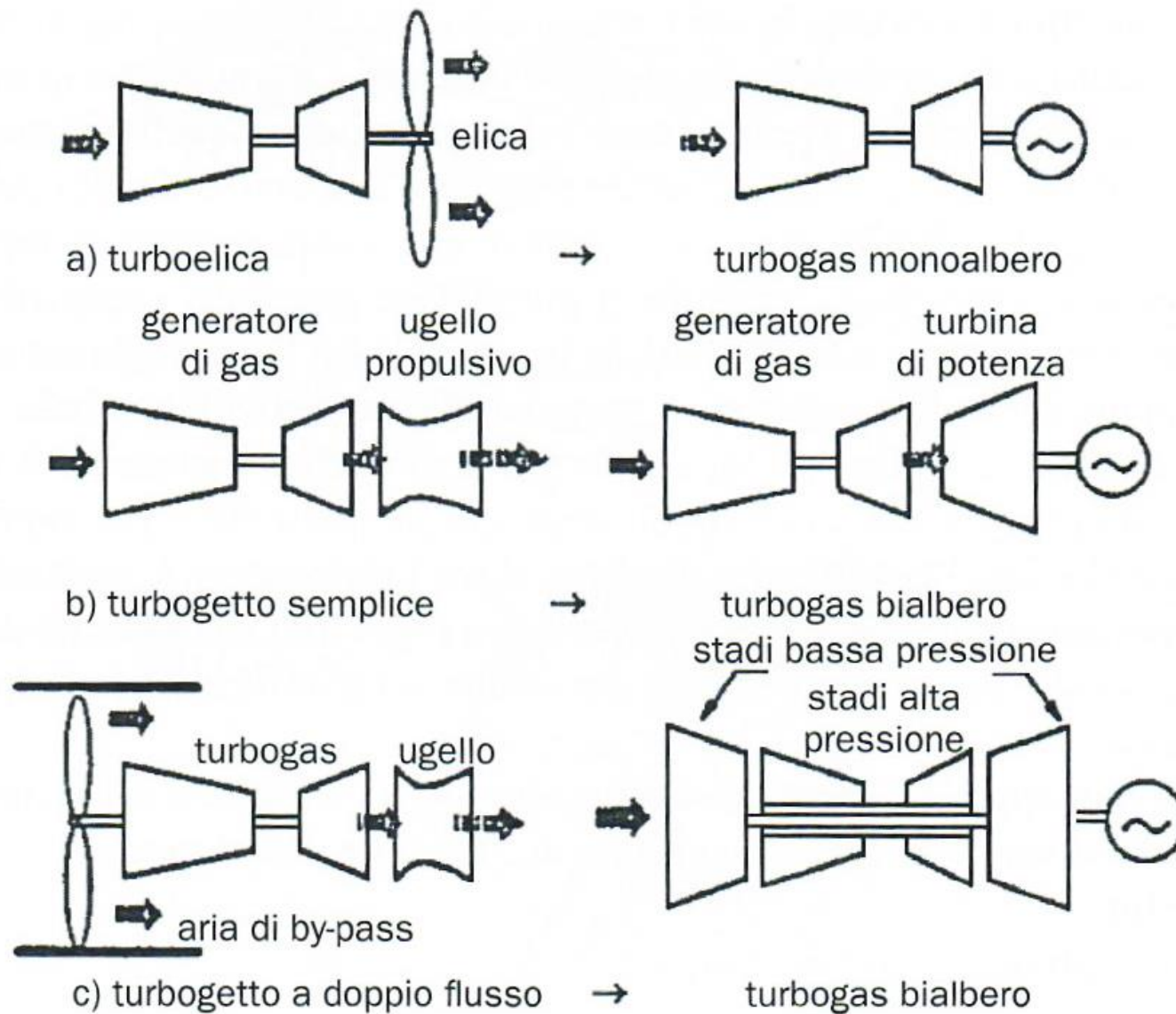
A fronte dei numerosi pregi messi in evidenza, le turbine a gas hanno pochi ma significativi difetti:

- il rendimento è inferiore, anche di una decina di punti percentuali a parità di potenza, rispetto a quello della principale macchina competitor, cioè i motori alternativi a combustione interna. Inoltre il rendimento decade sensibilmente ai carichi parziali e, anche al carico nominale, all'aumentare della temperatura ambiente;
- utilizza solo combustibili pregiati, di alto costo.

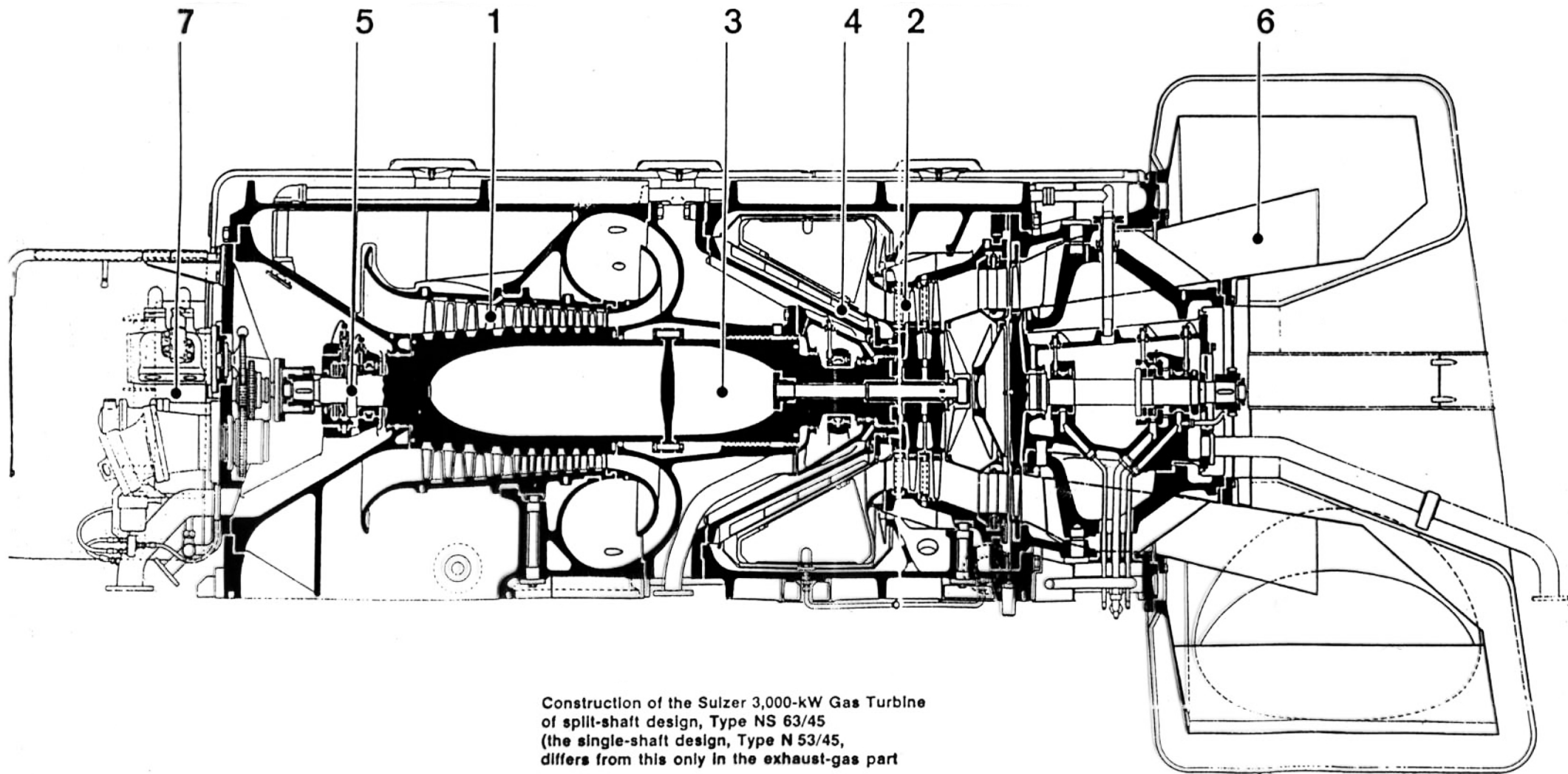
I CICLI COMBINATI GAS-VAPORE

Con la dizione “cicli combinati” si fa riferimento, genericamente, a cicli termodinamici complessi realizzati combinando opportunamente due o più cicli base.

Tra questi sono particolarmente interessanti i cicli combinati gas-vapore, in cui si accoppiano un ciclo Brayton con un ciclo Rankine, come ben evidenziato negli schemi allegati.



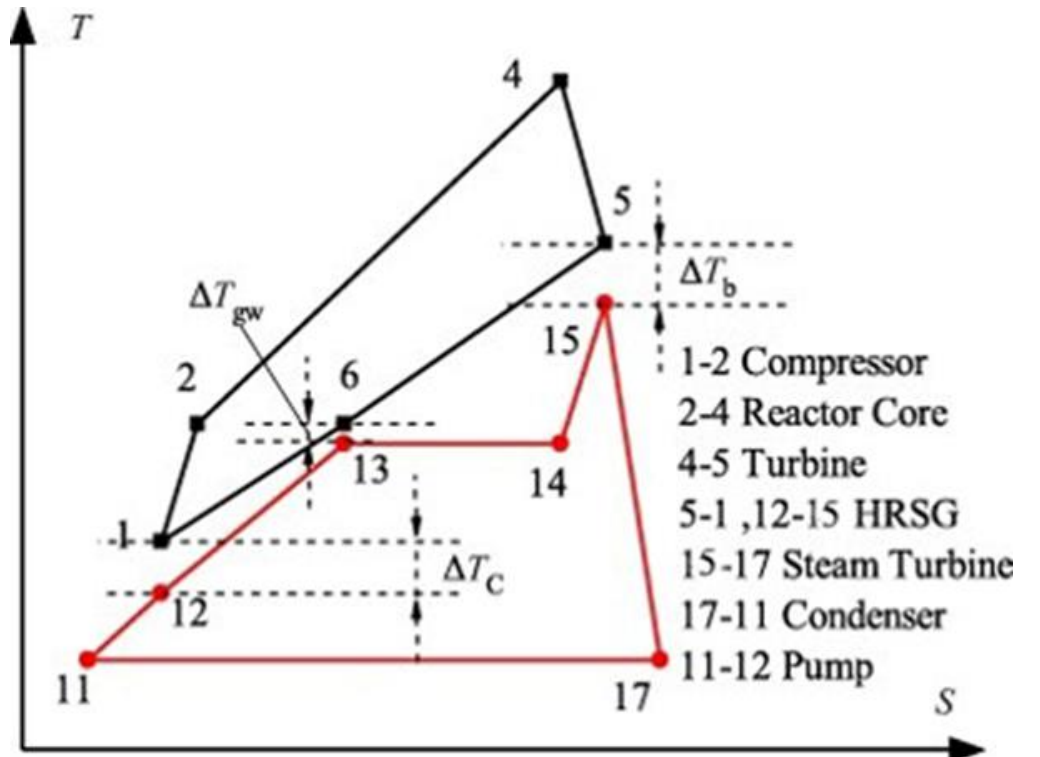
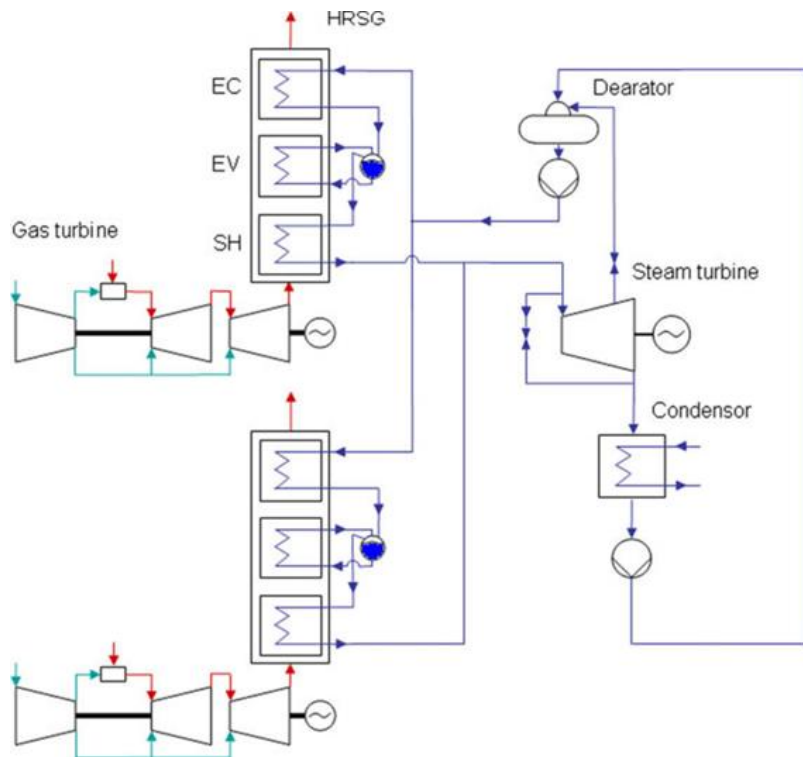
Modalità di conversione di differenti modelli di turbina a gas aeronautica in turbina a per impianto fisso.



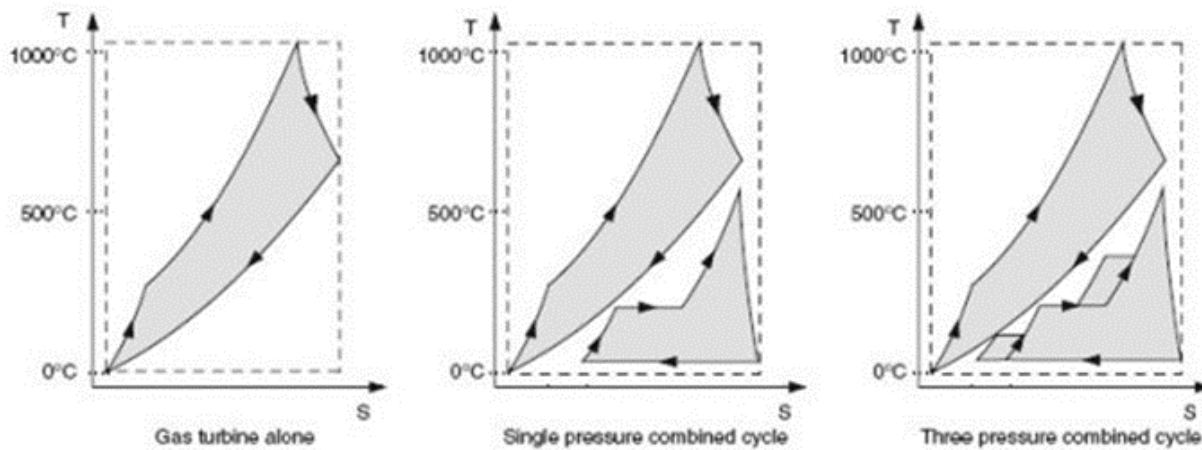
Construction of the Sulzer 3,000-kW Gas Turbine
of split-shaft design, Type NS 63/45
(the single-shaft design, Type N 53/45,
differs from this only in the exhaust-gas part



TM2500



Combined cycle power plant featuring two aero-derivative gas turbines and a single-pressure level steam cycle



Combined cycles with single-pressure level and three pressure levels steam cycle

Lo scopo è quello di superare i limiti termodinamici di entrambi, analizzati in precedenza, riducendo l'irreversibilità degli scambi termici sia con la sorgente (l'energia potenziale chimica del combustibile) che con il pozzo (il fluido a temperatura ambiente che sottrae il calore di condensazione nel ciclo Rankine). Questo si realizza in maniera relativamente semplice recuperando il calore dei gas di scarico del turbogas (detto ciclo superiore o top cycle) nel generatore di vapore a recupero del ciclo Rankine (detto ciclo sottoposto o bottom cycle).

In questo caso il combustibile è introdotto solo nella camera di combustione del ciclo a gas, e l'efficacia termodinamica del ciclo combinato è massima (ciclo gas-vapore "unfired"). Considerato però che i gas combusti del ciclo Brayton sono ricchissimi di ossigeno, si può pensare di utilizzarli come comburente fortemente preriscaldato nella camera di combustione del generatore di vapore, nel quale si introduce quindi una seconda frazione di combustibile (ma non aria esterna). Si parla in questo caso di ciclo gas-vapore "fully-fired": il rendimento complessivo è inferiore a quello del caso "unfired", ma la potenza complessiva del gruppo combinato aumenta a parità di ingombri.

Il legame generale tra il rendimento di un generico ciclo superiore e di un generico ciclo sottoposto con quello del ciclo combinato risultante può essere facilmente determinato come illustrato di seguito.

Definiamo le seguenti grandezze:

- Q_{1T} calore introdotto nel ciclo superiore dalla sorgente termica;
- Q_{1B}^R calore introdotto nel ciclo sottoposto e recuperato dal ciclo superiore;
- Q_{1B}^P calore introdotto nel ciclo sottoposto con la post-combustione;
- Q_{2B} calore ceduto al pozzo di calore (l'ambiente) dal ciclo sottoposto;
- η_T rendimento del ciclo superiore;
- η_B rendimento del ciclo sottoposto;
- L_T lavoro prodotto dal ciclo superiore;
- L_B lavoro prodotto dal ciclo sottoposto;
- ϵ_{SC} coefficiente di completezza dello scambio termico tra i due cicli.

Il rendimento del ciclo combinato è:

$$\eta_{cc} = \frac{L_T + L_B}{Q_{1T} + Q_{1B}^P}$$

Sviluppando le espressioni dei lavori si ottiene:

$$L_T = \eta_T Q_{1T}$$

$$L_B = \eta_B (Q_{1B}^R + Q_{1B}^P)$$

dove ancora:

$$Q_{1B}^R = Q_{1T} (1 - \eta_T) \cdot \epsilon_{SC}$$

Sostituendo nella espressione del rendimento del ciclo combinato si ottiene:

$$\eta_{cc} = \frac{\eta_T Q_{1T} + \eta_B [\epsilon_{SC} Q_{1T} (1 - \eta_T) + Q_{1B}^P]}{Q_{1T} + Q_{1B}^P}$$

e dividendo infine tutto Q_{1T} :

$$\eta_{CC} = \frac{\eta_T + \eta_B \left[\epsilon_{SC}(1 - \eta_T) + \frac{Q_{1B}^P}{Q_{1T}} \right]}{1 + \frac{Q_{1B}^P}{Q_{1T}}} = \eta_B \frac{\epsilon_{SC} + \frac{Q_{1B}^P}{Q_{1T}}}{1 + \frac{Q_{1B}^P}{Q_{1T}}} + \eta_T \frac{1 - \eta_B \epsilon_{SC}}{1 + \frac{Q_{1B}^P}{Q_{1T}}}$$

Questa relazione esprime dunque il rendimento del ciclo combinato in funzione dei rendimenti dei due cicli semplici, del grado di completezza dello scambio termico tra di essi e del rapporto tra il calore di post-combustione introdotto nel ciclo sottoposto e il calore introdotto nel ciclo superiore dalla sorgente termica.

Nell'ipotesi che sia $\epsilon_{SC} = 1$, ovvero che lo scambio termico tra i due cicli possa avvenire in modo completo (ipotesi limite ma non in contrasto con i principi della termodinamica) l'espressione diventa:

$$\eta_{CC} = \eta_B + \eta_T \frac{1 - \eta_B}{1 + \frac{Q_{1B}^P}{Q_{1T}}}$$

Supponendo infine di realizzare un ciclo unfired, cioè con $Q_{1B}^P = 0$, l'espressione del rendimento del ciclo combinato diventa semplicemente:

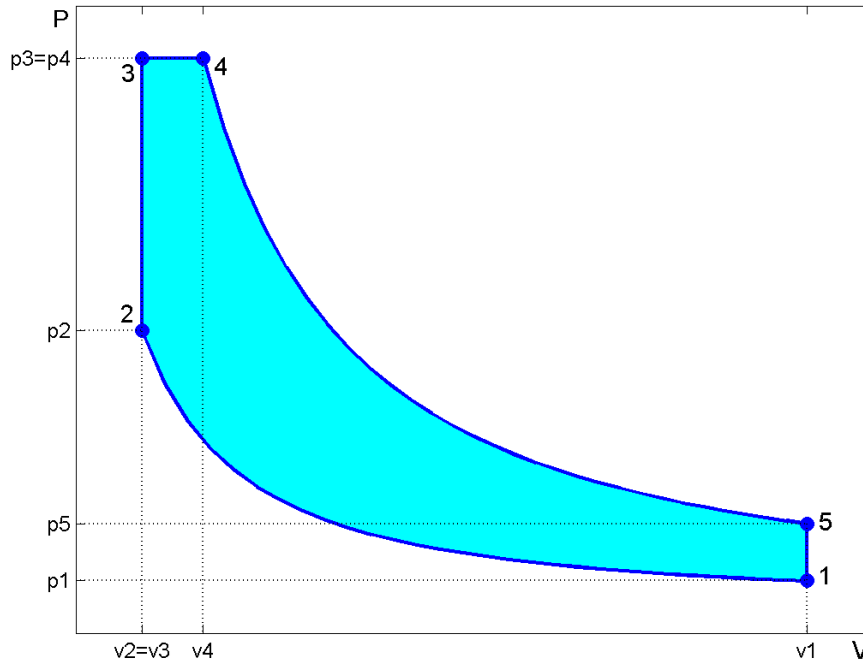
$$\eta_{CC} = \eta_B + \eta_T - \eta_B \eta_T$$

Partendo da cicli semplici con rendimenti del 35-40% si possono realizzare cicli combinati di rendimento effettivo superiore al 60%.

MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE INTERNA

Richiami sui cicli Sabathé, Otto, Diesel

Il ciclo ideale di riferimento per i motori alternativi a combustione interna è quello di Sabathé.



Le trasformazioni che lo compongono sono:

- 1-2 compressione isoentropica;
- 2-3 compressione isocora, con introduzione di calore Q'_1 dalla sorgente termica;
- 3-4 isobara, con aumento di volume e introduzione di calore Q''_1 dalla sorgente termica;
- 4-5 espansione isoentropica;
- 5-1 isocora, con cessione di calore Q_2 al pozzo termico;

Il volume varia tra quello minimo al PMS e quello massimo al PMI.

Si definiscono tre rapporti caratteristici di questo ciclo:

- rapporto di compressione volumetrico: $\rho_v = \frac{V(PMI)}{V(PMS)} = \frac{V_1}{V_2}$
- rapporto di combustione a volume costante: $\tau = \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2}$
- rapporto di combustione a pressione costante: $\tau' = \frac{T_4}{T_3} = \frac{V_4}{V_3}$

Il rendimento termico ideale risulta essere funzione di tali rapporti e del rapporto dei calori specifici del fluido operativo, come dimostrato nel corso di Fisica Tecnica:

$$\eta_{t,i} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q'_1 + Q''_1} = 1 - \frac{1}{\rho_v^{k-1}} \frac{\tau \cdot \tau'^k - 1}{(\tau - 1) + k\tau(\tau' - 1)}$$

I cicli Otto e Diesel sono casi particolari del ciclo Sabathé:

- nel ciclo Otto la combustione è supposta essere isocora, per cui $Q_1'' = 0$, $\tau' = 1$ e il rendimento termico ideale diventa:

$$\eta_{t,i} = 1 - \frac{1}{\rho_v^{k-1}}$$

- Nel ciclo Diesel la combustione è supposta essere isobara, per cui $Q_1' = 0$, $\tau = 1$ e il rendimento termico ideale diventa:

$$\eta_{t,i} = 1 - \frac{1}{\rho_v^{k-1}} \frac{\tau'^k - 1}{k(\tau' - 1)}$$

A parità di rapporto di compressione volumetrico il rendimento termico ideale del ciclo Otto è quindi superiore a quello del ciclo Diesel.

Nei motori a ciclo Otto ρ_v non supera valori compresi tra 8 e 11 per non incorrere nella detonazione, mentre nei motori a ciclo Diesel ρ_v ha valori compresi tra 20 e 22 perché possa avvenire l'accensione spontanea. Ne consegue, tenendo conto di questi vincoli, che il rendimento termico ideale del ciclo Diesel diventa superiore a quello del ciclo Otto. Tale situazione si riscontra anche nel funzionamento reale dei due tipi di motore.

Classificazione dei motori alternativi a combustione interna

I motori alternativi a combustione interna possono essere classificati in vario modo. I più significativi sono i seguenti:

- in base alla modalità di accensione della miscela aria-combustibile:
 - motori ad accensione comandata, nei quali la combustione è innescata dallo scoccare di una scintilla. I motori di questo tipo sono anche detti a ciclo Otto;
 - motori ad accensione per compressione o ad accensione spontanea. I motori di questo tipo sono anche detti a ciclo Diesel;
- in base alle modalità del ciclo operativo:
 - motori a due tempi (2T), nei quali il ciclo si sviluppa in una sola rotazione completa dell'albero di manovella;
 - motori a quattro tempi (4T), nei quali il ciclo si sviluppa in due rotazioni complete dell'albero di manovella;

questa distinzione non può essere fatta sulla base del ciclo ideale, che è lo stesso per entrambi i tipi. La differenza sta infatti nel modo in cui viene effettuato nel motore reale il ricambio della carica, che è assente per definizione nel ciclo ideale;

- in base alla modalità di alimentazione dell'aria:
 - motori aspirati quando l'aria è introdotta nel cilindro a pressione atmosferica;
 - motori sovralimentati quando l'aria è introdotta nel cilindro ad una pressione superiore a quella atmosferica.

Modalità di accensione della miscela aria-combustibile

a) Motori ad accensione comandata.

In un motore a ciclo Otto ideale la combustione dovrebbe avvenire a volume costante e quindi, poiché il moto dello stantuffo fa variare in continuazione il volume della camera di combustione, dovrebbe essere praticamente istantanea.

La combustione reale non è istantanea, ma si può comunque pensare che in un motore a ciclo Otto essa avvenga in un tempo molto breve, in prossimità del punto morto superiore.

In questi motori, comburente e combustibile si trovano entrambi in fase gassosa al momento dell'introduzione della miscela in camera di combustione, almeno nei classici motori con introduzione del combustibile esterna al cilindro, nel collettore di alimentazione. Nella variante ad iniezione diretta, cioè con il combustibile iniettato direttamente in camera di combustione, la miscelazione è comunque molto rapida, data la elevata volatilità del combustibile stesso.

Nei motori a ciclo Otto si usano quindi combustibili liquidi distillati molto volatili, tipicamente la benzina, o combustibili gassosi. Grazie alla facilità con cui si può ottenere una miscelazione quasi perfetta, il rapporto aria/combustibile può essere quello stechiometrico a qualsiasi valore del carico. Ne deriva che ai carichi parziali non basta ridurre la quantità di combustibile introdotta nel cilindro, ma bisogna ridurre nella stessa proporzione anche la quantità di aria, con gli opportuni dispositivi di regolazione.

La combustione è quindi innescata, con la corretta fasatura, da una scintilla che scocca tra gli elettrodi di una candela.

b) Motori ad accensione per compressione.

In un motore a ciclo Diesel ideale la combustione dovrebbe avvenire a pressione costante e risultare, a differenza di quanto osservato per il caso del motore a ciclo Otto, relativamente lenta.

La combustione reale non è isobara, ma è comunque più lenta rispetto al caso del motore a ciclo Otto. Il combustibile è iniettato all'interno del cilindro in fase liquida, e sia l'iniezione che l'evaporazione e la successiva miscelazione dei vapori con l'aria procedono con una certa gradualità, anche dopo l'innesco della combustione.

L'accensione avviene per compressione, quando all'interno del cilindro si creano condizioni di pressione e temperatura tali da innescare spontaneamente la combustione dove consentito dai valori locali del rapporto aria combustibile, in condizioni di miscelazione nel cilindro non uniformi.

Nei motori a ciclo Diesel si usano quindi esclusivamente combustibili liquidi, diversi da quelli impiegabili nei motori a ciclo Otto, meno volatili e capaci di autoaccendersi a valori sufficientemente elevati di pressione. Il combustibile tipico è un distillato, il gasolio, ma si possono usare anche combustibili liquidi residui. Il combustibile liquido deve essere finemente polverizzato, e le gocce devono avere elevata energia cinetica per penetrare nella massa d'aria di alta densità contenuta nel cilindro verso la fine della compressione: ciò significa che la pressione di iniezione del combustibile deve essere particolarmente elevata.

Nei motori a ciclo Diesel, quindi, il rapporto aria combustibile non può mai essere stechiometrico e si opera sempre in eccesso d'aria. Non è necessario però che quest'ultimo sia costante al variare

del carico: in condizioni di parzializzazione della potenza basta ridurre opportunamente il quantitativo di combustibile iniettato, mantenendo inalterata la massa d'aria introdotta nel cilindro.

A parità di dimensioni, velocità di rotazione e modalità di alimentazione, la quantità d'aria introdotta nel cilindro di un motore a ciclo Otto e di uno a ciclo Diesel è la stessa ma, poiché quest'ultimo lavora sempre in eccesso d'aria, la quantità di combustibile introdotta sarà minore.

Si può quindi concludere che, a parità di condizioni, il motore a ciclo Otto è sempre più potente di uno a ciclo Diesel, ma il suo consumo specifico è più elevato.

Modalità del ciclo operativo

Generalità sui motori a quattro e a due tempi

La variazione del volume tra i valori estremi ai punti morti superiore ed inferiore, prevista dal ciclo ideale, si realizza nei motori alternativi a combustione interna con il moto di uno stantuffo comandato dal classico meccanismo di spinta rotativo, o meccanismo biella manovella.

Sia i motori a ciclo Otto che quelli a ciclo Diesel, siano essi aspirati o sovralimentati, possono essere realizzati con un ciclo operativo a due tempi oppure a quattro tempi.

Nel primo caso il ciclo viene completato in un giro dell'albero motore, mentre nel secondo caso ne occorrono due, uno dei quali dedicato esclusivamente al ricambio del fluido operativo.

A parità di cilindrata, velocità di rotazione, efficienza e modalità di alimentazione, un motore a due tempi dovrebbe quindi erogare una potenza doppia rispetto ad uno a quattro tempi, perché è doppia la frequenza con la quale si sviluppa la stessa quantità di lavoro tecnico utile.

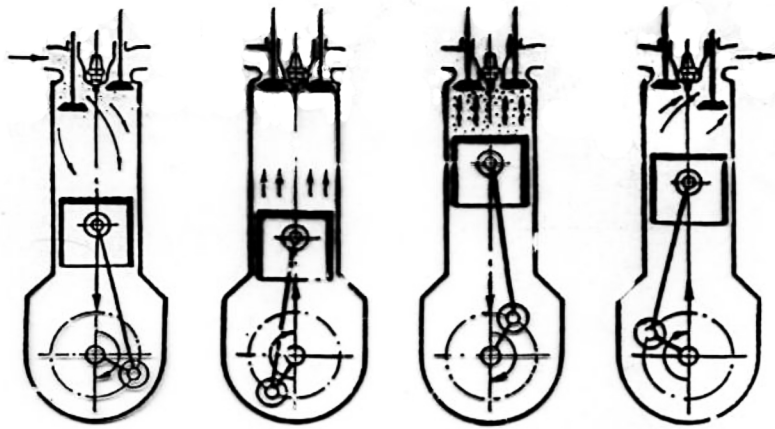
In realtà, il vantaggio del motore a due tempi in termini di potenza è più contenuto, e spesso anche molto più contenuto, perché l'efficacia con cui avviene la sostituzione dei gas combusti con la carica fresca è minore, e il maggiore carico termico complessivo sugli organi del motore pone dei limiti progettuali.

Per la descrizione della struttura generale e delle diverse fasi operative dei motori a due e a quattro tempi si rimanda alla figura esplicativa.

Si osserva in particolare che:

- in un motore a quattro tempi, l'immissione della carica fresca e l'espulsione dei gas combusti è determinata dalla legge di apertura di valvole del tipo a fungo (almeno una di aspirazione e una di scarico) alloggiata nella testata del motore. Le valvole non sono automatiche, bensì azionate da un meccanismo detto della distribuzione;
- in un motore a due tempi, l'immissione della carica fresca e l'espulsione dei gas combusti (operazione definita nel suo complesso, per questo tipo di motori, come "lavaggio") può avvenire attraverso aperture (dette "luci", di lavaggio e di scarico) realizzate sulla parete del cilindro, la cui apertura e chiusura è determinata dalla posizione del mantello dello stantuffo.

La differenza di pressione tra cilindro e ambienti esterni, necessaria per sostenere i flussi, è data dalla variazione di volume del carter motore determinata dal moto alterno dello stantuffo. Di conseguenza il carter deve essere a tenuta stagna. Inoltre, esso non può svolgere la funzione di serbatoio a pelo libero dell'olio lubrificante (la cosiddetta coppa dell'olio), come in un motore a

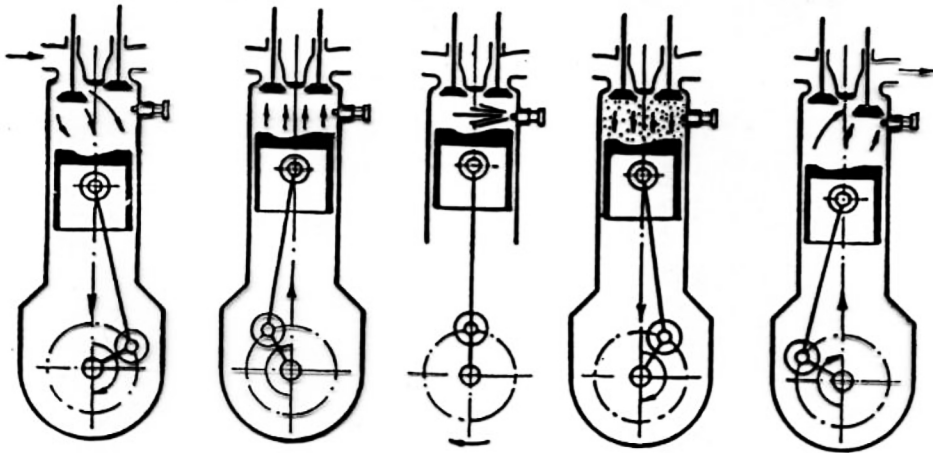


1° Tempo
Immissione

2° Tempo
Compressione

3° Tempo
Combustione

4° Tempo
Scarico



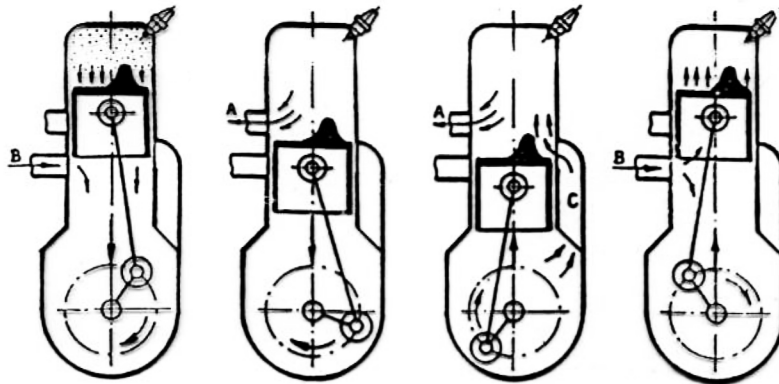
1° Tempo
Aspirazione

2° Tempo
Compressione

Iniezione del
Combustibile

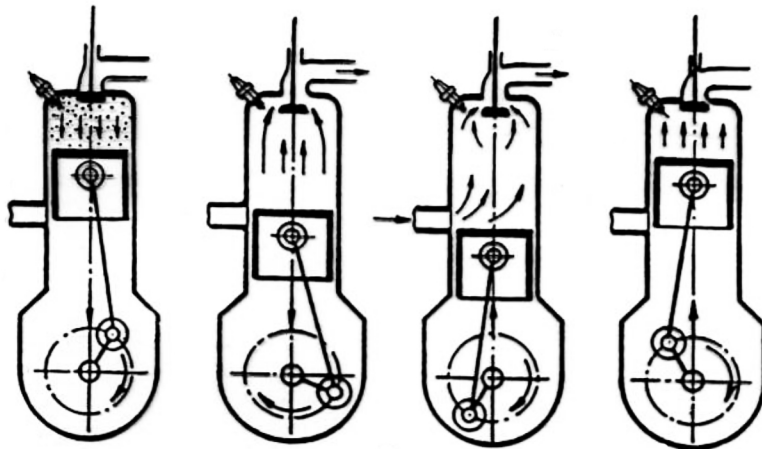
3° Tempo
Espansione

4° Tempo
Scarico



1° Tempo - Combustione - Scarico

2° Tempo - Aspirazione - Compressione



Espansione

Scarico

Lavaggio
e Immissione

Compressione

1° Tempo

2° Tempo

quattro tempi, per cui la lubrificazione del motore avviene miscelando alla carica fresca una piccola percentuale (2-5%) di olio lubrificante.

Motori di questo tipo sono tipicamente ad accensione comandata, e hanno il pregio di essere semplici, leggeri, affidabili ed economici ma hanno anche, generalmente, consumi ed emissioni inquinati più alti rispetto ai motori a quattro tempi di pari potenza. Le applicazioni tipiche sono piccoli motocicli e attrezzi motorizzati da giardinaggio o agricoli;

- nel caso di motori a due tempi a corsa molto lunga, come quelli marini “lenti” a ciclo Diesel, l’immissione della carica fresca avviene attraverso le luci di lavaggio, mentre l’espulsione dei gas combusti avviene mediante l’apertura di una valvola di scarico installata sulla testata, coassialmente all’asse del cilindro. Il meccanismo della distribuzione relativo a tale valvola può essere anche ad azionamento pneumatico o oleodinamico.

In questo caso il flusso dei gas non è assicurato dalla compressione nel carter ad opera dello stantuffo ma bensì da una soffiante di lavaggio, esterna al motore.

Con questa architettura il motore è più complesso, ma il lavaggio è efficiente e il rendimento può arrivare ai valori massimi oggi ottenibili con una macchina termica.

Come già osservato, il ciclo ideale non ha alcun riferimento al numero di tempi del motore. Per analizzare l’influenza che l’architettura a quattro o a due tempi ha sulla fluidodinamica e sulla termodinamica dei motori bisogna riferirsi ai cicli reali, detti anche cicli indicati.

Ciclo indicato a quattro tempi

Le differenze principali tra ciclo ideale e indicato a quattro tempi sono:

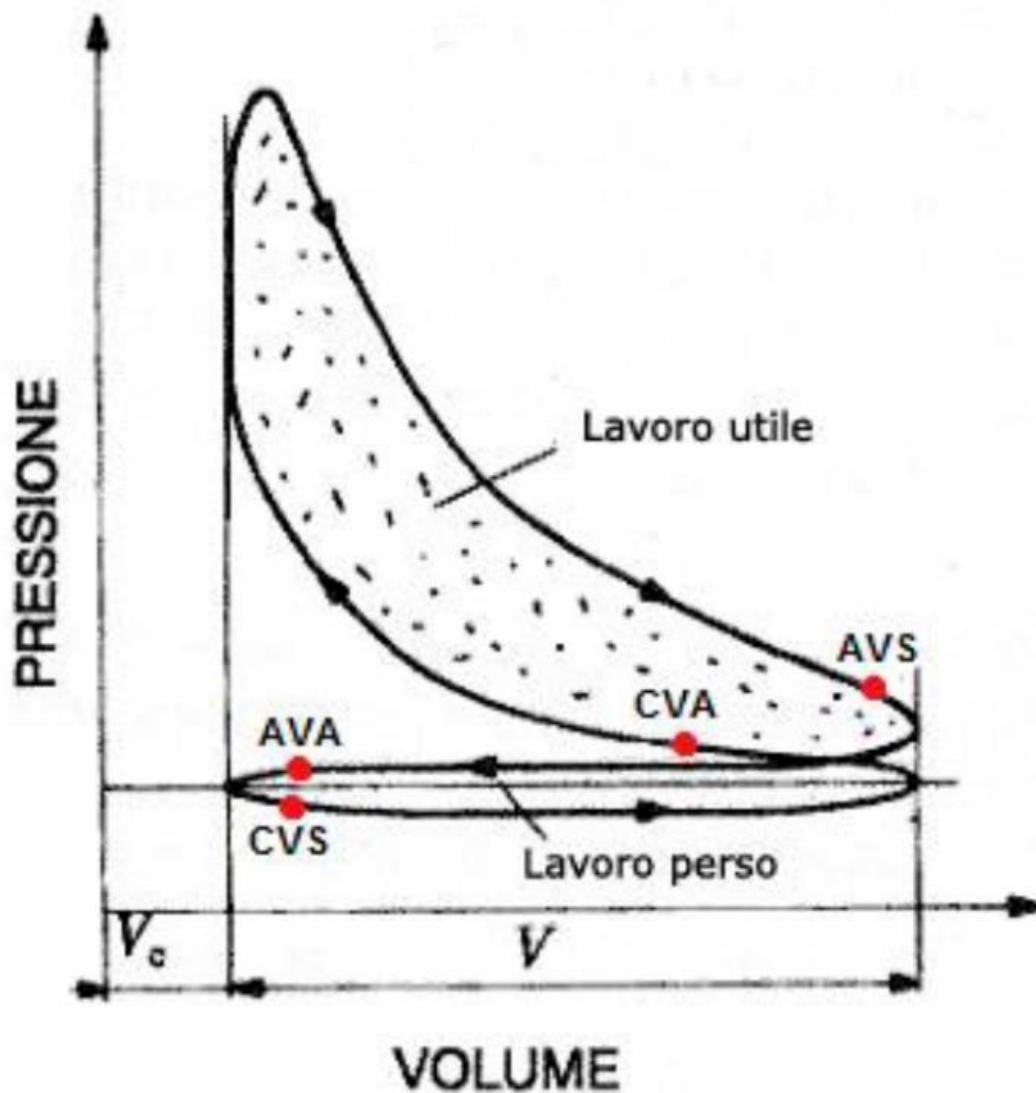
- vi è il ricambio della carica;
- la massa e la composizione chimica del fluido operativo sono diverse nelle diverse fasi del ciclo;
- le fasi di espansione e compressione non sono isoentropiche e neanche adiabatiche;
- poiché l’apertura e la chiusura delle valvole non possono essere istantanee per motivi inerziali, non è possibile riprodurre nel ciclo indicato le singolarità di quello ideale;
- il ricambio della carica comporta il flusso con perdita di carico attraverso valvole e condotti.

Confrontando i cicli indicati di un motore a quattro tempi a ciclo Otto e di uno a ciclo Diesel, si osservano differenze legate soprattutto ai valori delle pressioni, ma dal punto di vista qualitativo sono molto simili. La figura ne mostra l’andamento tipico, con riferimento al caso di motore aspirato.

Si osservano, rispetto al ciclo ideale, una evoluzione del processo termodinamico nel campo delle alte pressioni con verso orario (ciclo di alta pressione, lavoro positivo) e una evoluzione nel campo delle basse pressioni con verso antiorario (ciclo di bassa pressione, lavoro negativo di pompaggio).

La durata di entrambe è pari ad una rotazione completa dell’albero motore. L’evoluzione ad alta pressione avviene prevalentemente a valvole chiuse, quella a bassa pressione con (almeno) la/le valvole di aspirazione o la/le valvole di scarico aperte. Il significato degli acronimi riportati in figura è:

- AVA Apertura Valvola Aspirazione
- CVA Chiusura Valvola Aspirazione
- AVS Apertura Valvola Scarico
- CVS Chiusura Valvola scarico



Le valvole si aprono con anticipo e si chiudono con ritardo rispetto ai punti morti perché, come già osservato, l'apertura e la chiusura non possono avvenire istantaneamente e le valvole devono essere e rimanere aperte lungo le intere corse di aspirazione e di scarico per minimizzare le dissipazioni di energia e quindi l'entità del lavoro negativo associato al ricambio della carica.

Il ritardo di chiusura della valvola di aspirazione è di solito particolarmente elevato per migliorare il riempimento del cilindro, sfruttando l'elevata inerzia della colonna fluida messa in movimento nel condotto di alimentazione durante la corsa di aspirazione dello stantuffo.

La posizione dei punti AVA e CVS determina la apertura contemporanea sia delle valvole di aspirazione che di quelle di scarico in un intorno del PMS del ciclo di bassa pressione (incrocio delle valvole).

La fasatura delle valvole è efficacemente rappresentata dal diagramma a spirale della distribuzione.

La combustione, di durata più o meno estesa, deve svilupparsi all'inizio della corsa di espansione, nella immediata prossimità del PMS di alta pressione. Questo risultato si ottiene con modalità diverse nei motori ad accensione comandata e in quelli ad accensione per compressione:

- in quelli a ciclo Otto, l'avvio dei processi che portano allo sviluppo della combustione è dato dallo scoccare della scintilla;
- in quelli a ciclo Diesel, l'avvio dei processi che portano allo sviluppo della combustione è dato dall'inizio dell'iniezione del combustibile.

In entrambi i casi, l'evento di avvio è anticipato rispetto al PMS (anticipo di accensione per il ciclo Otto e anticipo di iniezione per il ciclo Diesel) a causa del ritardo all'accensione, cioè del tempo che intercorre tra l'istante dell'evento di avvio e il momento in cui diventa sensibile il rilascio di energia delle reazioni esotermiche della combustione.

Il ritardo all'accensione è dovuto a cause diverse nei due tipi di motore:

- nel motore a ciclo Otto è di natura chimica: è il tempo richiesto per la formazione dei radicali, precursori della combustione, nel focolaio creato dalla scintilla;
- nel motore a ciclo Diesel è di natura prevalentemente fisica: le gocce di combustibile devono diffondere nella massa d'aria ed evaporare, e il vapore deve miscelarsi con l'aria per creare localmente delle condizioni stechiometriche che permettano la combustione.

Il ritardo all'accensione, che sia di natura fisica o chimica, è comunque praticamente indipendente dalla velocità di rotazione del motore. Quanto più è elevata la velocità di rotazione, tanto più elevato è il numero di gradi di manovella percorsi dall'albero motore durante il tempo di ritardo all'accensione. L'anticipo angolare di accensione, o di iniezione, deve quindi aumentare con la velocità di rotazione del motore. È quindi necessario un dispositivo, meccanico o elettronico, di regolazione dell'anticipo.

Le differenze tra ciclo indicato di un motore aspirato e di uno sovralimentato sono discusse nell'ambito della analisi delle modalità di alimentazione.

Meccanismo della distribuzione

Il meccanismo della distribuzione comanda l'apertura e la chiusura delle valvole di aspirazione e di scarico in un motore alternativo a combustione interna a quattro tempi, determinandone la legge delle alzate.

Gli elementi base del meccanismo sono:

- l'albero della distribuzione, o albero a camme;
- le punterie, organi a contatto con il profilo delle camme che agiscono direttamente o indirettamente sullo stelo delle valvole, provocandone l'alzata;
- un elemento meccanico che garantisca il contatto camma-punteria sia in fase di apertura che di chiusura valvola.

L'albero della distribuzione riceve il moto dall'albero motore, con un sistema di trasmissione che possa garantire il mantenimento della corretta fasatura delle loro rotazioni (ruote dentate, cinghie dentate o catene).

Se l'albero a camme è installato nel basamento, il collegamento con l'albero motore è realizzato con un ingranaggio e la continuità del moto tra punteria e valvola è realizzata con il classico schema ad aste e bilancieri.

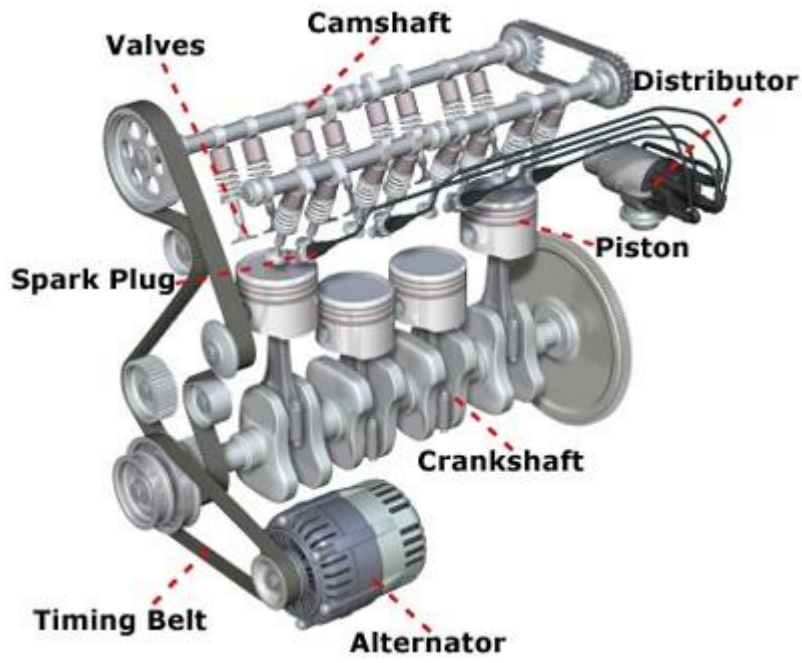
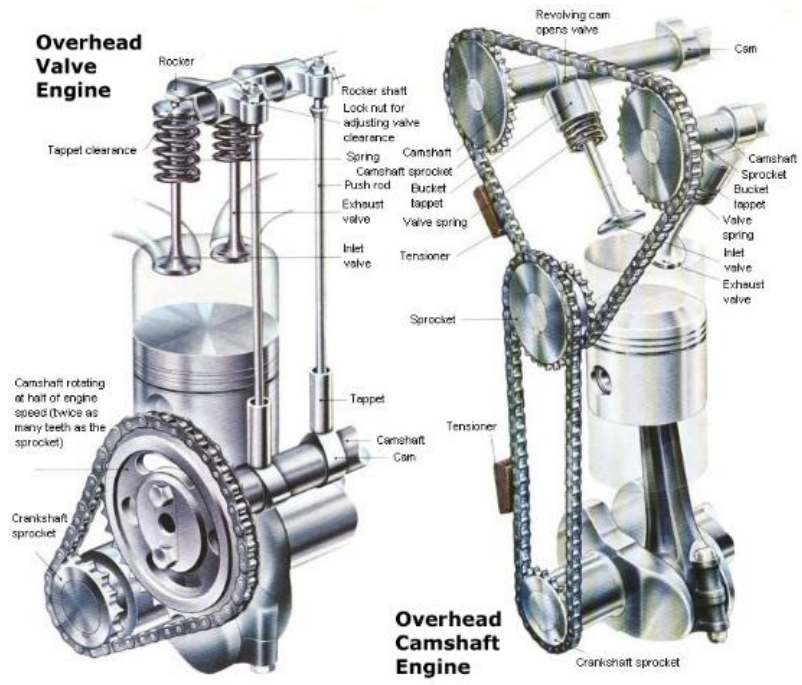
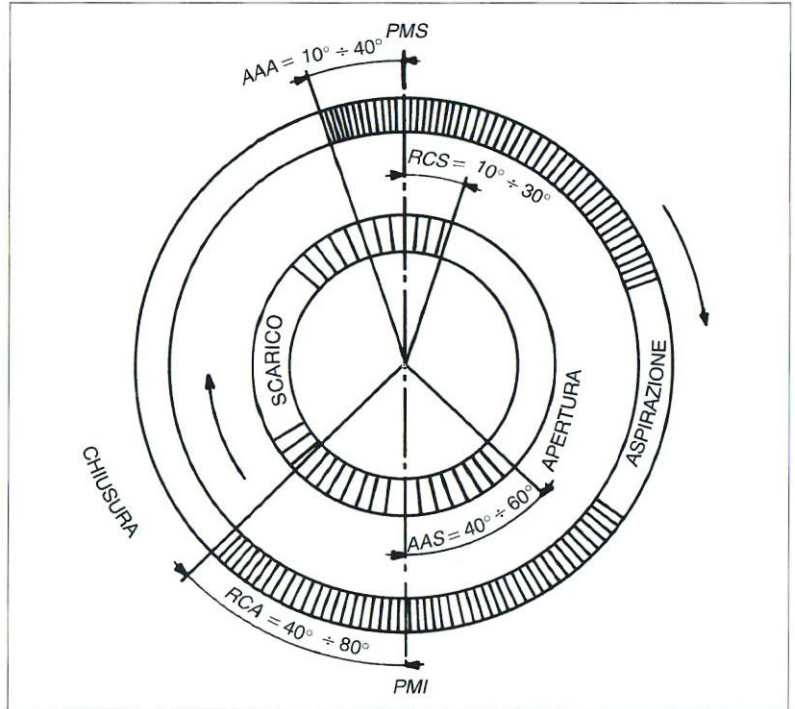
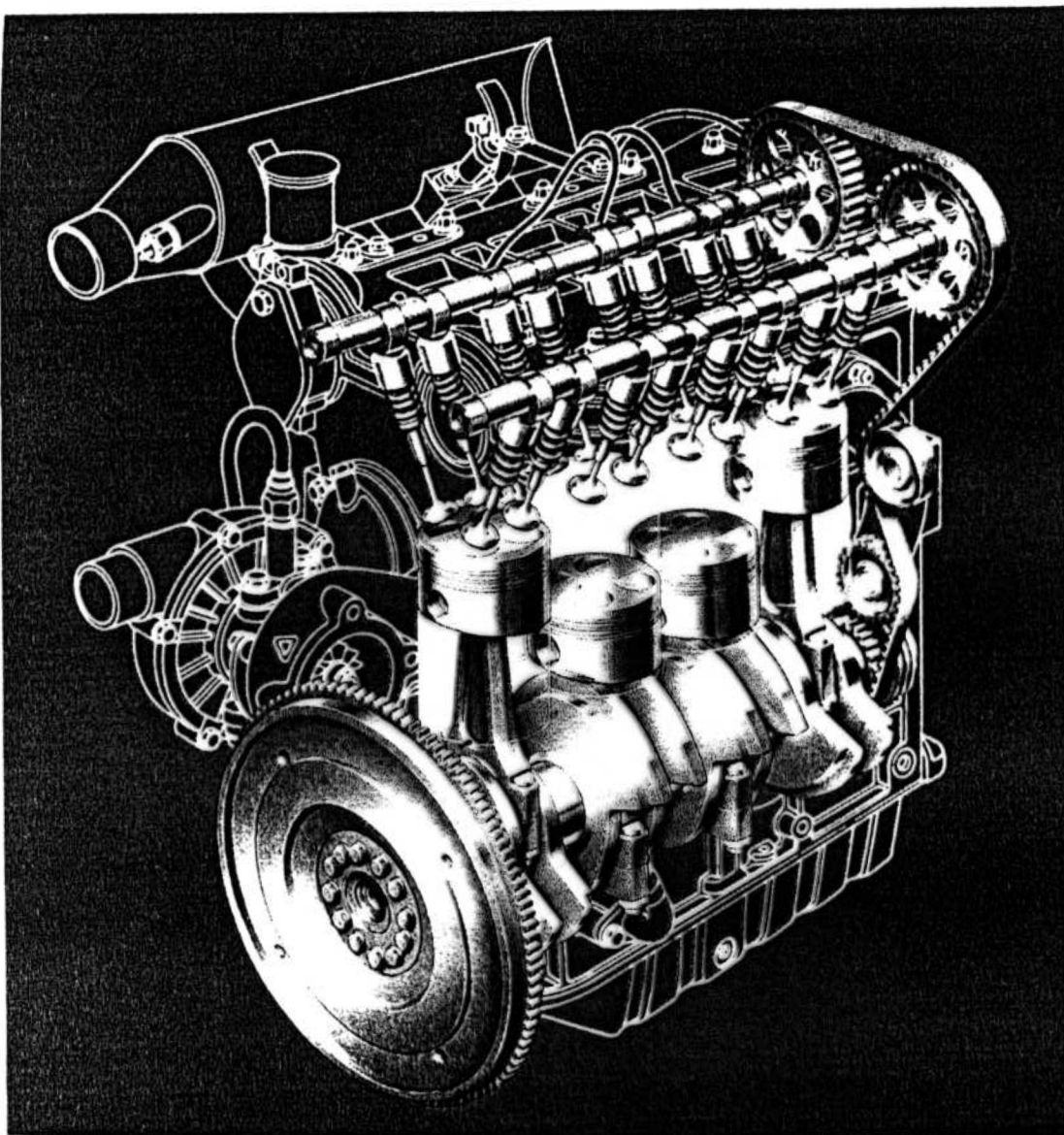


Figura 2.20. Diagramma circolare rappresentante le fasature delle valvole, ossia gli angoli di apertura e di chiusura riferiti ai punti morti (AAA = Anticipo Apertura valvola d'Aspirazione; RCA = Ritardo Chiusura valvola d'Aspirazione; AAS = Anticipo Apertura valvola di Scarico; RCS = Ritardo Chiusura valvola di Scarico).





Due tipici esempi di motori con quattro valvole a fungo per cilindro. L'uso di più valvole per cilindro (quattro o cinque) permette di aumentare consistentemente la sezione globale di passaggio per i gas, divenendo competitivo con la sovralimentazione, come via per incrementare la potenza di un motore ad accensione comandata per autovettura di caratteristiche sportive.