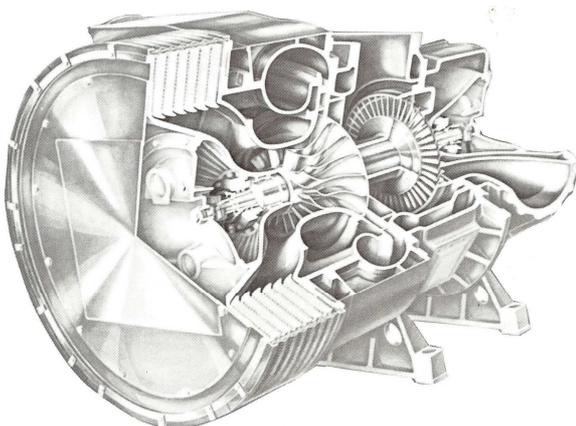
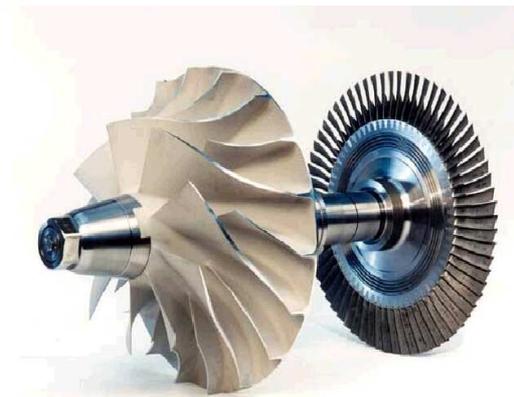
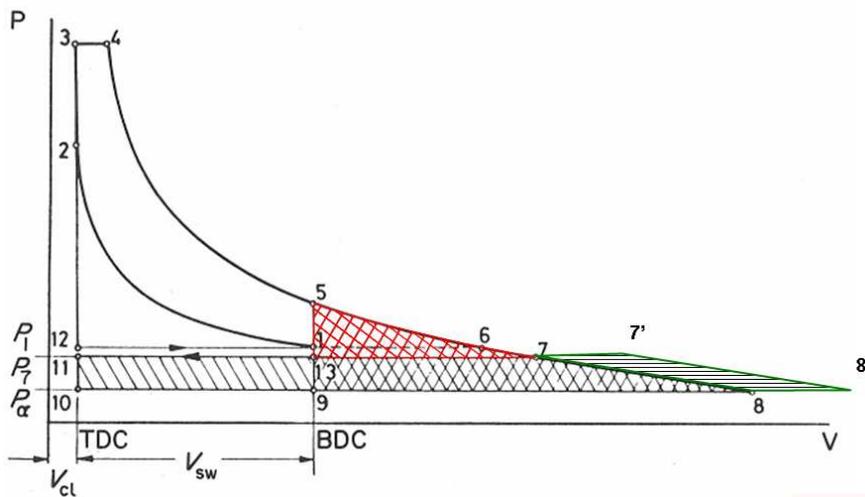
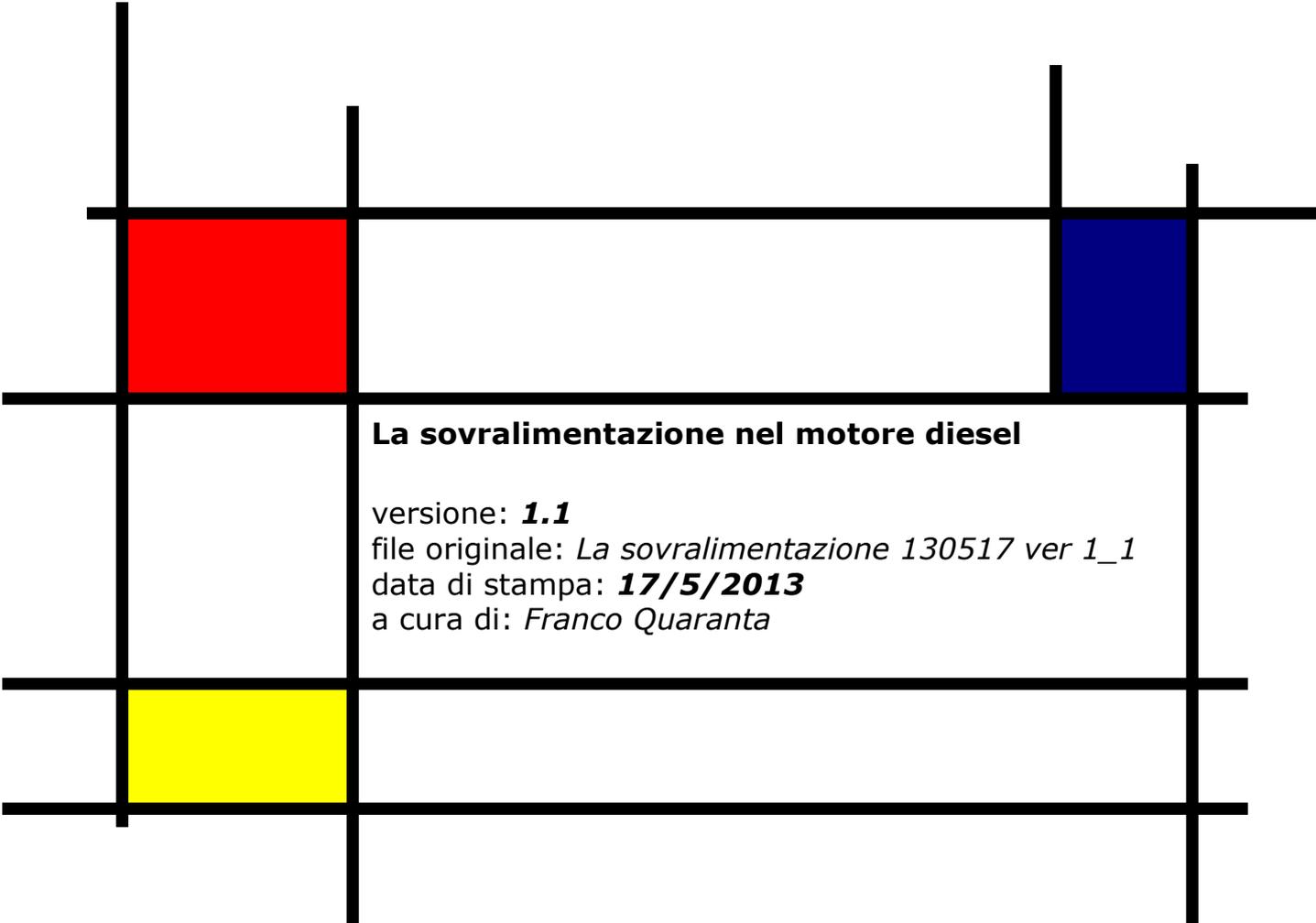


# La sovralimentazione nel motore Diesel





## **La sovralimentazione nel motore diesel**

versione: **1.1**

file originale: *La sovralimentazione 130517 ver 1\_1*

data di stampa: **17/5/2013**

a cura di: *Franco Quaranta*

## 1 – generalità

Dalla lettura dell'espressione generale della potenza del motore diesel:

$$P = V \frac{n}{60} \frac{\delta_a \lambda_v}{\epsilon} H_i \eta_g$$

si realizza che vi sono alcune strade per ottenere potenze più elevate dai motori a parità di dimensioni.

Tra esse, il miglioramento del *coefficiente di riempimento*  $\lambda_v$  permette un proporzionale aumento della potenza mantenendo inalterati tutti gli altri parametri (e quindi, in linea di principio, dimensioni e pesi del motore).

Ricordando l'espressione:

$$\lambda_v = \frac{\dot{m}_a}{V n \delta_a}$$

dove:

- $\dot{m}_a$  portata massica reale d'aria di alimentazione al motore
- $V$  cilindrata del motore
- $n$  numero di giri del motore
- $\delta_a$  densità dell'aria in condizioni normali

è facile ricavare che, per elevare il valore di  $\lambda_v$ , si deve aumentare la portata massica di aria  $\dot{m}_a$ . È quanto si realizza con la *sovralimentazione* ed, eventualmente, con la *interrefrigerazione*.

La *sovralimentazione* consiste proprio nell'aumentare la portata massica di aria comburente per poter bruciare una portata maggiore di combustibile ottenendo così potenze superiori a parità di dimensione del motore (in pratica, a parità di cilindrata).

In passato si sono sperimentati ed applicati diversi sistemi di sovralimentazione; oggi prevale

largamente su tutti la *turbocompressione*: i gas di scarico, a pressioni superiori a quella atmosferica e dunque in grado di cedere ulteriore lavoro ad una macchina che possa sfruttarlo, vengono convogliati in una turbina che è meccanicamente solidale ad un compressore. La turbina trasforma il salto entalpico dei gas in energia meccanica sfruttando la quale il compressore comprime l'aria di alimentazione aumentandone la densità e, quindi, la portata massica.

Dal punto di vista del ciclo, con riferimento alla figura 1 e supponendo che il ciclo limite del motore non sovralimentato sia rappresentabile dalla linea 1 – 2 – 3 – 4 – 5, se viene installato un sovralimentatore (quale che ne sia il tipo) la pressione di alimentazione non sarà più atmosferica ( $p_1 \cong p_{atm}$ ) ma crescerà al valore  $p_{1'}$ . In conseguenza di tale aumento di pressione all'alimentazione, la compressione sarà rappresentata dalla curva  $1' – 2'$  che è relativa

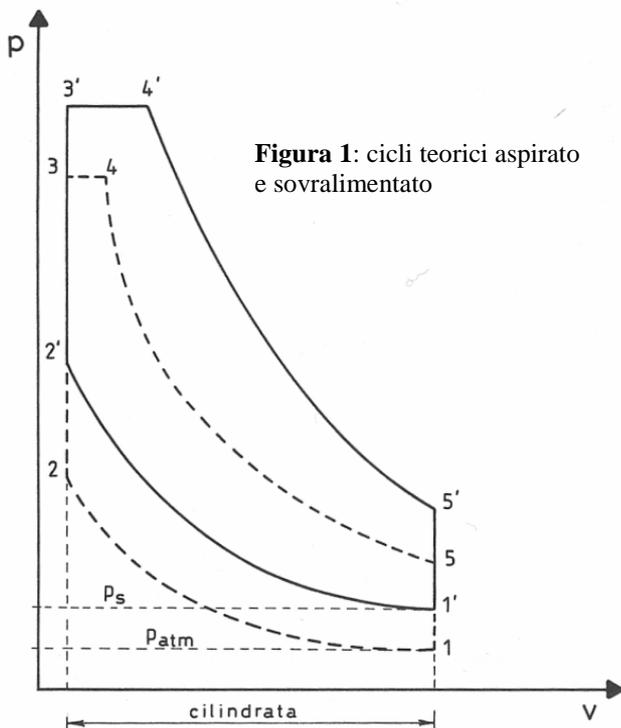


Figura 1: cicli teorici aspirato e sovralimentato

ad una adiabatica più “alta” sul piano di Clapeyron (caratteristica di un livello entropico più elevato rispetto alla 1 – 2).

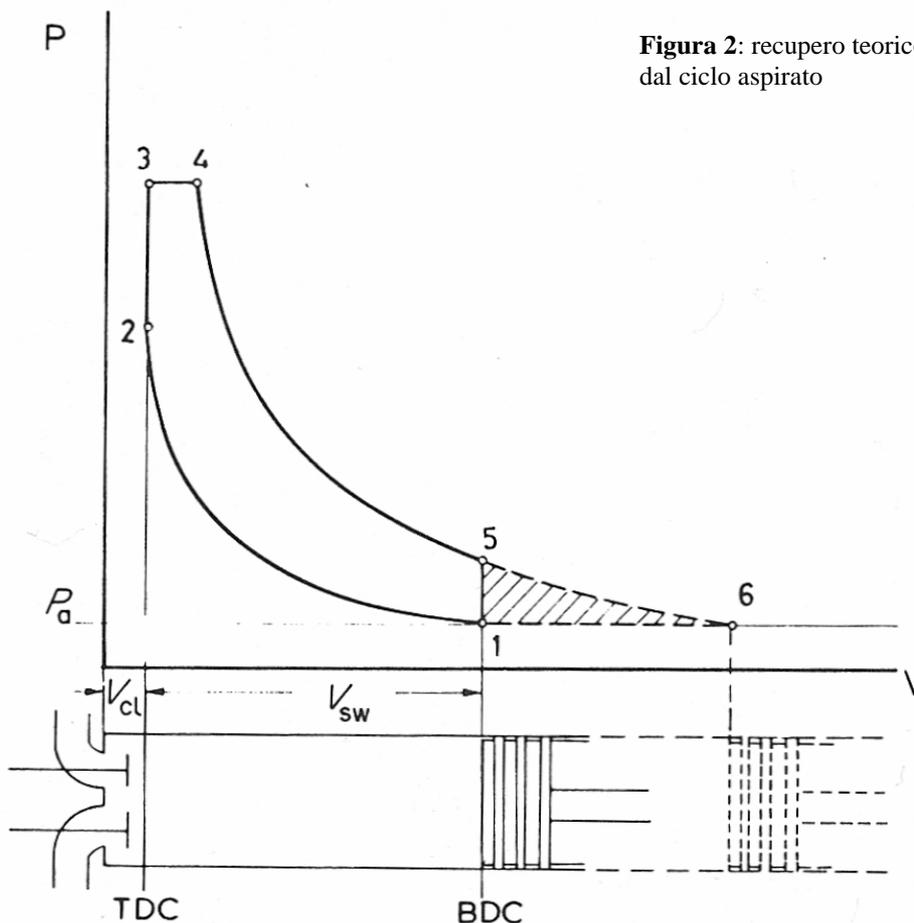
Così anche le curve 2 – 3 e 3 – 4 mutano nelle 2' – 3' e 3' – 4'; il loro cambiamento, oltre che lo spostamento verso l'alto che aveva riguardato la 1 – 2, riflette anche il maggior apporto energetico dovuto alla maggiore portata di combustibile che è stato possibile bruciare grazie all'aumento della portata massica di aria di alimentazione. Ed è proprio questo allargamento del ciclo (con conseguente aumento del lavoro utile raccolto) il risultato cercato con l'adozione della sovralimentazione.

L'adiabatica 4 – 5 e l'isocora 5 – 1 si modificheranno, poi in 4' – 5' e 5' – 1' per gli stessi motivi visti prima.

In realtà la sovralimentazione riesce a trarre il proprio sostentamento proprio dall'aver elevato la pressione di alimentazione d'aria al motore e, conseguentemente, quella a cui si trovano i gas al momento (teorico: 5') dell'inizio dello scarico. Infatti, ancora guardando al ciclo limite in figura 1, al termine della fase di scarico (1') il gas espulso si trova ad una pressione superiore a quella atmosferica ed è quindi ancora in grado di cedere lavoro.

La rappresentazione di un ciclo sovralimentato è complicata dal fatto che il gas evolve dapprima nel ciclo motore per poi essere trasferito ad un'altra macchina (la turbina) nella quale espanderà per produrre il lavoro che verrà sfruttato in una terza macchina, il compressore.

Riportare in uno stesso diagramma tutte queste fasi non è possibile se si vuole un alto grado di fedeltà e ciò neppure nel caso semplificato di un ciclo limite o ideale. Pertanto, le rappresentazioni che seguono vengono proposte con il solo scopo di visualizzare alcune caratteristiche della sovralimentazione e soffrono della forte semplificazione di considerare i calori specifici costanti nel ciclo, il gas operante indipendentemente nelle due macchine (come se fosse possibile dapprima farlo evolvere in un ciclo chiuso nel motore e poi in uno aperto nel sovralimentatore), la fase di scarico istantanea ed a volume costante pari a quello del cilindro quando il pistone è al PMI, ecc.



**Figura 2:** recupero teorico dal ciclo aspirato

I discorsi che ne scaturiscono permettono di visualizzare correttamente alcuni aspetti significativi della sovralimentazione pur rimanendo privi di significato fisico pieno a causa delle condizioni descritte.

Con riferimento, quindi, alla figura 2 in cui è riportato un ciclo teorico aspirato, la fase attiva di espansione si conclude quando i gas possiedono ancora una pressione (5) maggiore di quella atmosferica; al solo fine di visualizzare il lavoro che si potrebbe ricavare dal gas dopo la fase di espansione, si può immaginare che il pistone permetta una espansione che vada oltre il punto morto inferiore, fino al raggiungimento della pressione atmosferica nei gas. Si realizzerebbe, così, un "prolungamento" di espansione ideale (quindi, ancora secondo un'adiabatica reversibile) fino alla pressione atmosferica.

In questi termini, l'area 5 – 6 – 1 rappresenterebbe il lavoro apparentemente disponibile – in condizioni ideali – che può essere teoricamente ancora raccolto ed utilizzato; naturalmente tale lavoro sarebbe ottenuto in condizioni ideali, molto differenti da quelle in cui la sovralimentazione può essere materialmente realizzata.

Essa rappresenta, quindi, semplicemente il limite superiore dell'energia recuperabile dal motore (e sfruttabile per qualsiasi azionamento, non necessariamente per la sovralimentazione!) per effetto dell'esistenza di una pressione residua nei gas superiore a quella atmosferica al momento dello scarico; il valore reale del lavoro sfruttabile sarà fatalmente inferiore a quello teorico a causa delle perdite che interverranno nelle varie fasi e dei meccanismi – certamente imperfetti – che si dovranno adottare per raccogliarlo.

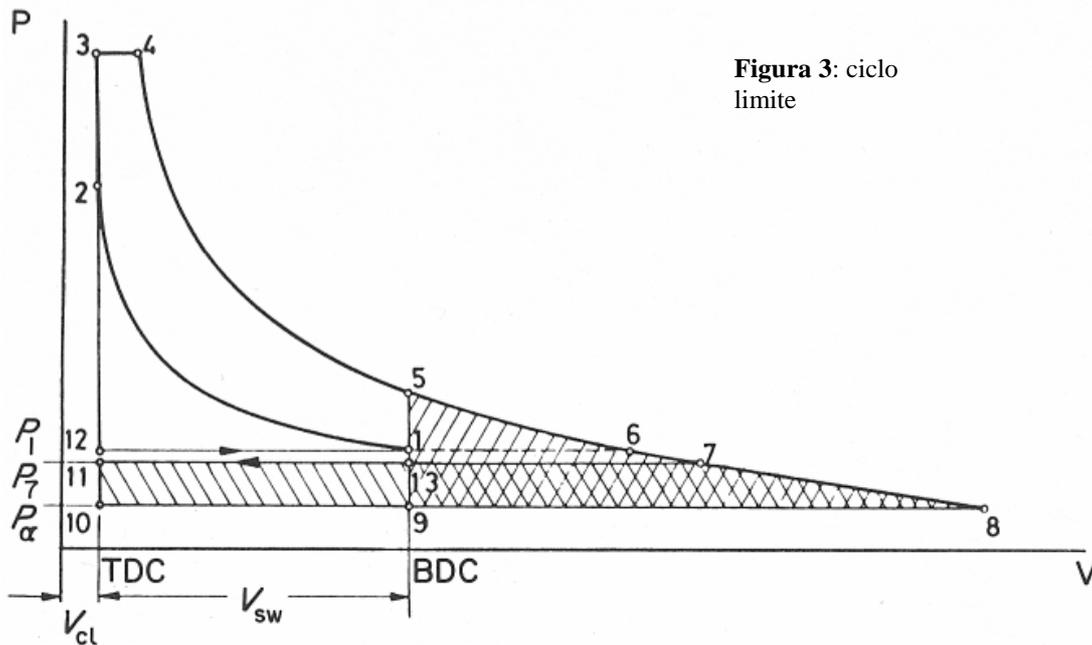


Figura 3: ciclo limite

La figura 3 rappresenta il ciclo limite con sovralimentazione ideale ossia realizzata con una macchina capace di sfruttare tutto il salto entalpico ancora disponibile nel gas alla pressione  $p_5$ . Se  $p_1$  è la pressione di sovralimentazione – ossia quella alla quale il gas è ammesso al cilindro dopo essere stato compresso – tra i punti 5 e 8 avviene un'ulteriore espansione con recupero dell'energia posseduta dal gas (rappresentata dal triangolo 5 – 8 – 9); tale quota di lavoro viene denominato *blow-down* ed equivale al lavoro che verrebbe compiuto dal pistone se potesse prolungare la propria corsa realizzando un'espansione adiabatica reversibile sino alla pressione atmosferica.

Oltre a quella di *blow-down* esiste un'altra aliquota di lavoro ancora teoricamente ottenibile dai gas prima del loro definitivo allontanamento in atmosfera: il rettangolo 13 – 9 – 10 – 11 rappresenta, infatti, una possibile ulteriore espansione dei gas (da far avvenire in una apposita – teorica – macchina) data la loro pressione iniziale più alta di quella atmosferica.

Va osservato che, con un ciclo simile, si è intenzionalmente rinunciato all'aliquota di lavoro rappresentata dall'area 1 – 13 – 11 – 12; in generale, si preferisce far avvenire lo scarico a pressione ( $p_7$ ) minore della pressione di sovralimentazione ( $p_1$ ) in quanto, se la pressione di alimentazione della carica fresca è più elevata (di poco, ovviamente) della pressione a cui inizia lo scarico dei gas, durante la fase di apertura contemporanea delle valvole di aspirazione e scarico (*overlapping*) si ha un efficace lavaggio dei gas residui perché parte della carica fresca (appositamente aumentata di questa quota), entrando nel cilindro a pressione più alta dei gas che ancora vi regnano, riesce efficacemente a portar via con sé i residui combusti lasciando maggiore spazio a disposizione della stessa aria in ingresso.<sup>1</sup>

In definitiva (ed in termini del tutto teorici) l'energia recuperabile in un ciclo sovralimentato, e che può essere messa a disposizione della stessa sovralimentazione, è rappresentabile nel ciclo limite dall'area mista 5 – 8 – 10 – 11 – 13 – 5.

In condizioni reali, a seconda del tipo di sovralimentazione che si adotta, si dovrà rinunciare a parte di tale area a causa delle perdite che i dispositivi da installare imporranno.

## 2 – sovralimentazione a pressione costante

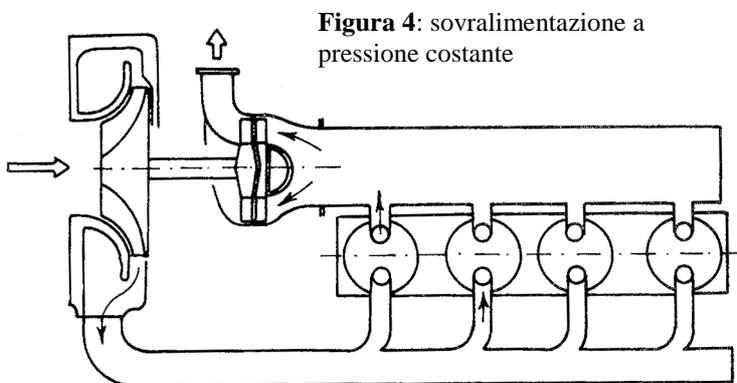


Figura 4: sovralimentazione a pressione costante

La sovralimentazione a pressione costante viene realizzata convogliando i gas di scarico provenienti dai vari cilindri in un unico contenitore di opportuna capacità, detta generalmente *cassa (o capacità) di compenso*; in esso i gas – che arrivano a pressioni variabili – si adeguano alla pressione che regna all'interno, fatalmente più bassa di quella che avevano alla fine del ciclo termodinamico. Dalla cassa di compenso i gas vengono poi condotti

alla turbina della turbosoffiante che a sua volta muove un compressore (cui è meccanicamente solidale) che provvede alla compressione dell'aria da ammettere al motore.

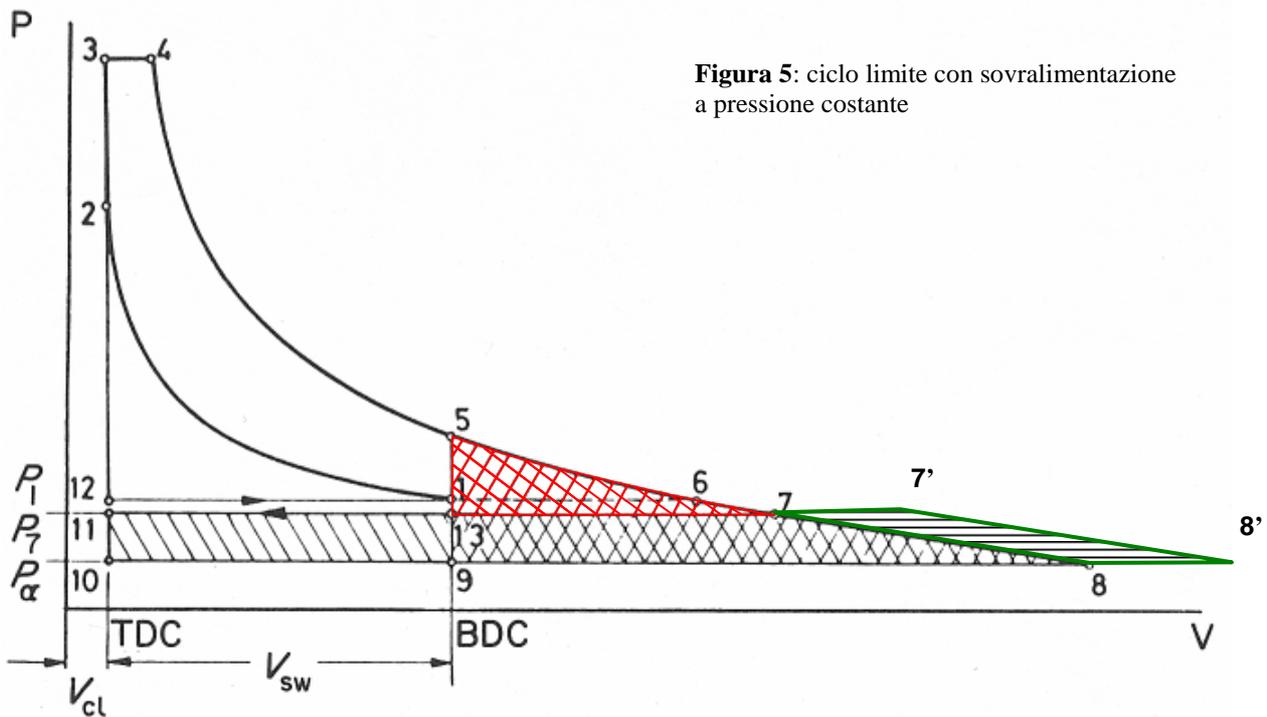
In figura 5 è riportata una possibile rappresentazione di un ciclo ideale sovralimentato a pressione costante; come sempre accade, il tipo di macchina adottata e le trasformazioni che essa impone ai fluidi di servizio modificano in modo particolare il ciclo originario.

Nel caso in esame e rimanendo nell'ambito del ciclo limite, dopo la fase di espansione i gas si trovano alla pressione  $p_5$  alla quale inizia la fase di scarico e l'immissione nella capacità di compensazione dove regna la pressione  $p_7$  (inferiore, com'è ovvio, alla  $p_5$ ).

Con tale meccanismo non è possibile sfruttare il salto di pressione tra i punti 5 e 7 che è definitivamente perso; la trasformazione che avviene tra questi punti è in sostanza una laminazione per cui, trattandosi di trasformazione tipicamente non quasi statica, non è neppure rappresentabile sui piani termodinamici.

A fronte di un'aliquota di lavoro persa (rappresentabile dall'area 5 – 7 – 13) v'è un piccolo recupero di lavoro dovuto al fatto che durante la laminazione il gas si riscalda ed assume un volume un po' maggiore di quello che avrebbe avuto se avesse raggiunto il punto 7 secondo una trasformazione rigorosamente adiabatica.

<sup>1</sup> Anche nei cicli aspirati si realizza una forma di lavaggio che non può però essere basata sullo stesso principio in quanto la pressione dei gas di scarico, in quel caso, è necessariamente superiore a quella dell'aria in ingresso (che è subatmosferica); si ricorre perciò ad un attento studio delle onde di pressione che si instaurano nei condotti di aspirazione e scarico per far sì che nel più ampio arco di possibile funzionamento la pressione istantanea del gas di scarico sia inferiore a quella dell'aria in ingresso.



**Figura 5:** ciclo limite con sovralimentazione a pressione costante

Dopo l'uscita dalla capacità di raccolta, i gas avranno pertanto un volume pari a 7' ed espanderanno in turbina seguendo (teoricamente) l'adiabatica 7' - 8' (anziché la 7 - 8). L'areola 7 - 7' - 8 - 8' rappresenta l'aliquota di lavoro recuperato per effetto del riscaldamento dei gas durante la loro laminazione; tale recupero non può compensare la perdita subita nella fase precedente (tra 5 e 7) che in realtà priva il gas della gran parte dell'energia posseduta all'uscita dai cilindri.

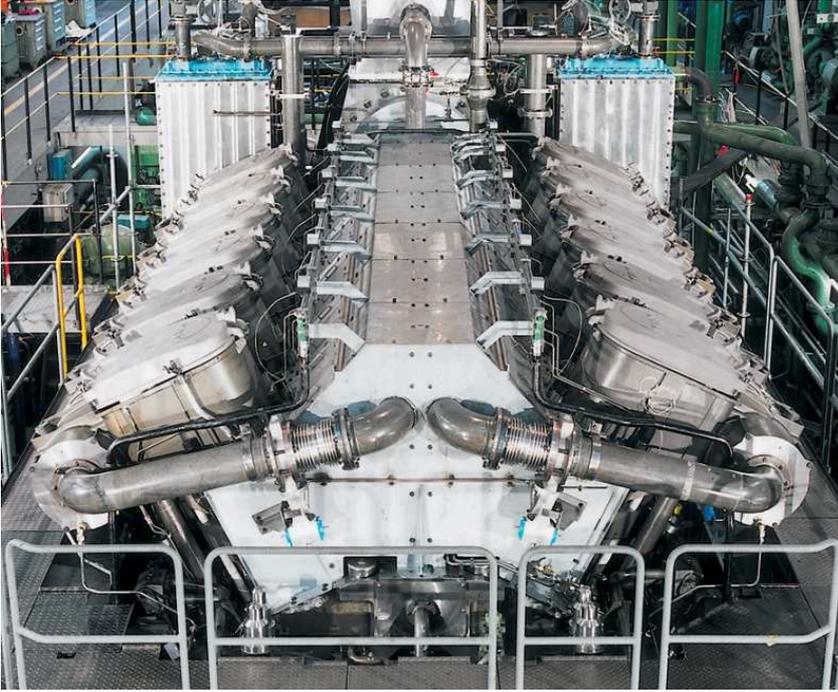
Il lavoro reso disponibile per la compressione risulterà pari a:

$$L_{7'-8'} = \int_{7'}^{8'} v dp = \text{area } 7' - 8' - 10 - 11$$

Questo tipo di sovralimentazione è oggi utilizzata nella gran parte dei motori diesel di applicazione navale; il motivo principale di tale diffusione è la regolarità di funzionamento della turbina garantita dall'alimentazione di gas a pressione resa costante nella capacità in cui sono stati convogliati prima dell'ammissione alla turbosoffiante. C'è dunque una minore resa energetica dovuta alla perdita per laminazione ma anche un buon rendimento organico della turbina perché alimentata nelle condizioni migliori ossia con pressione del gas praticamente costante.

L'applicazione generalizzata della sovralimentazione a pressione costante è iniziata quando il miglioramento tecnologico delle turbosoffianti (che ne ha elevato sensibilmente il rendimento ossia il rapporto tra l'energia resa disponibile dalla turbina alla soffiante e quella ceduta dai gas alla turbina) ha innalzato in modo significativo la quota di energia ricavabile da questi dispositivi rendendoli capaci di sostenere la sovralimentazione senza l'ausilio di energia dall'esterno e ciò nonostante la sensibile deduzione di energia dovuta alla fase di laminazione dei gas nella capacità di compenso.

Oltre a ciò va detto che la sovralimentazione a pressione costante è preferita per la semplicità delle installazioni che essa richiede; in pratica occorre disporre la capacità di compenso all'uscita dei cilindri (nei motori a V viene tipicamente inserita nello spazio tra i cilindri) ed una serie di collettori intermedi corti e praticamente dritti che la collegano con i singoli cilindri. Se intervengono particolari esigenze di manutenzione, la rimozione di tutti questi elementi richiede tempi ridotti ed operazioni semplici da compiere

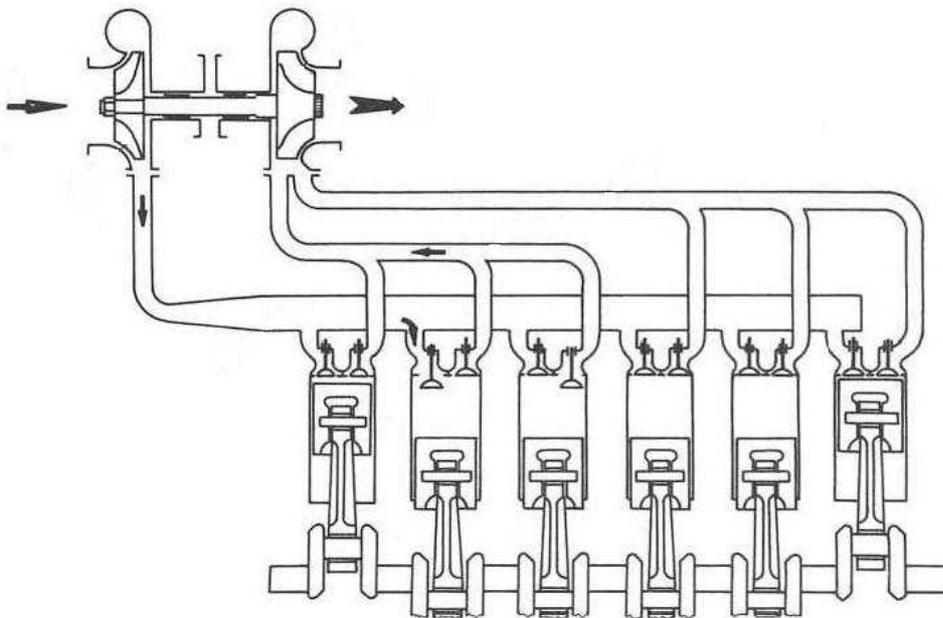


**Figura 6:** motore sovralimentato a pressione costante

Il volume della cassa di compenso ha la sua importanza in quanto deve essere sufficientemente grande da realizzare un buon grado di equalizzazione delle pressioni; i parametri da cui dipende la dimensione di questo elemento sono la pressione cui si trova il gas al momento dell'apertura delle valvole di scarico, il numero di giri e di cilindri del motore, la velocità di apertura delle valvole ed il numero di tempi del motore. In generale, ed in funzione di tutti questi parametri, il volume delle casse di compenso si sceglie tra 1.5 e 6 volte la cilindrata del motore.

### **3 – sovralimentazione ad impulsi**

La *sovralimentazione a impulsi* viene realizzata convogliando i gas di scarico in uscita dai cilindri direttamente alla/e turbosoffianti.



**Figura 7:** sovralimentazione a impulsi

Con questo sistema, la pressione dei gas in ingresso alla turbina (o alle turbine) non è costante dipendendo dall'apertura delle valvole di scarico; ciò mette le turbine in condizioni di funzionamento peggiori rispetto al caso precedente in quanto la variabilità del flusso comporta

un'inevitabile riduzione del loro rendimento organico nonché possibili turbative nel funzionamento (pendolamenti, vibrazioni, risonanze, ecc.).

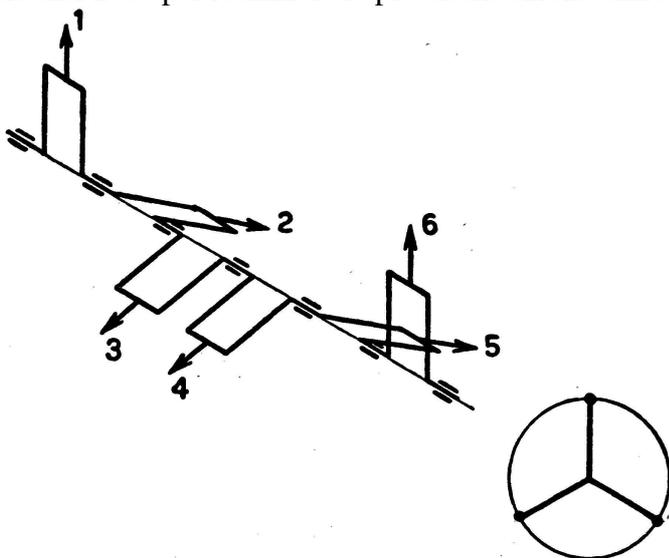
In compenso, collegando lo scarico dai cilindri direttamente alle turbine, si recupera l'energia di blowdown (tutta nel caso limite, parte nel caso reale), per cui alla turbina sarà disponibile un salto entalpico maggiore rispetto al caso della sovralimentazione a pressione costante.

Nella tubazione di collegamento, all'aprirsi della valvola di scarico, la pressione passa rapidamente dal valore atmosferico al valore massimo  $p_5$  (fig. 3). Successivamente scende ad un valore minore, possibilmente più basso di quello della pressione del collettore di aspirazione quando la valvola di aspirazione si apre e la valvola di scarico è ancora aperta. Ciò permette una fase intermedia di lavaggio con miglioramento della efficienza di espulsione dei gas di scarico dal cilindro (e riduzione della frazione di gas residui  $f$ ).

Per ottimizzare il lavoro dei gas in turbina, visto che la loro pressione varia ciclicamente, conviene raggruppare le uscite dai cilindri in collettori nei quali i gas si raccolgano per poi essere inviati in turbina. Ogni collettore dovrà avere il suo ingresso in turbina e, con l'equalizzazione delle pressioni dei gas attraverso il loro convogliamento da più cilindri in uno stesso collettore nonché la distribuzione simmetrica degli ingressi in turbina, si cerca di rendere il più possibile omogeneo l'afflusso dei gas alla girante della turbosoffiante.

Il problema principale che sorge con l'adozione della sovralimentazione ad impulsi è legato proprio alla scelta dei cilindri da collegare tra loro per farne confluire i gas di scarico alla turbina; il ciclo a 4T ha durata di due intere rotazioni di manovella ossia  $720^\circ$ , la fase di scarico da un cilindro dura all'incirca  $240^\circ$  (i  $180^\circ$  teorici più anticipi e ritardi nell'apertura delle valvole). Data l'esigenza di evitare l'interferenza tra i periodi di apertura di valvole di scarico appartenenti a cilindri diversi (per evitare che particolari condizioni di pressione generino il riflusso dei gas tra i cilindri anziché il loro convogliamento verso la turbina), quando possibile, conviene convogliare in un unico collettore i gas di scarico provenienti da tre cilindri scelti in modo tale che lo sfasamento tra essi sia di  $240^\circ$ . In tal modo per ogni fase di scarico si ha a disposizione un angolo di  $720^\circ/3 = 240^\circ$  ossia proprio la durata media di una fase di scarico.

La priorità della determinazione della sequenza di accensione e degli angoli di manovella necessari per limitare le sollecitazioni sull'albero motore determina la scelta di cilindri le cui fasi sono tra loro distanti  $240^\circ$  per realizzare la più distribuzione uniforme possibile dei gas di scarico.



**Figura 8:** disposizione delle manovelle in un motore 4T a sei cilindri

In generale, detti:

$z$  numero di cilindri del motore

$t$  numero di tempi del motore

$\theta$  distanza angolare tra le fasi (angolo di manovella)

si ha:

$$\theta = \frac{180^\circ t}{z}$$

Prendendo ad esempio un motore 4T con sei cilindri (figura 8), si ha che le fasi sono distanti tra loro di un angolo  $\theta$  pari a  $120^\circ$ .

Esigenze di equa distribuzione del momento motore e di limitazione delle varie sollecitazioni che nascono a causa delle fasi di espansione, suggeriscono l'ordine di accensione 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4. Quindi, la scelta di fasi di scarico distanti  $240^\circ$  porta a raggruppare i cilindri 1, 2 e 3 (ordine di scarico a  $240^\circ$ : 1 – 3 – 2) ed i 4, 5 e 6 (ordine di scarico a  $240^\circ$ : 5 – 6 – 4); in questo caso la scelta è particolarmente favorevole in quanto capitano selezionati insieme cilindri che sono fisicamente vicini con evidenti vantaggi logistici. In altri casi può succedere che la scelta debba cadere su cilindri lontani con complicazione (che può essere considerevole) delle tubazioni di raccordo. In figura 9 si riportano i collegamenti tipicamente adottati per la sovralimentazione dei motori diesel 4T in funzione del numero e della disposizione dei cilindri; tra essi, quelli che non hanno numeri di cilindri multiplo di tre (quindi sfuggono alla migliore disposizione degli ingressi in turbina) devono adottare soluzioni diverse, meno ottimizzate dal punto di vista della regolarità del flusso dei gas e, quando possibile, ricorrere a dispositivi migliorativi come pulse converter e multipulse.

No. of Cylinders	Firing order	
4	1-3-4-2	
5	1-2-4-5-3	
6	1-5-3-6-2-4	
7	1-3-5-7-6-5-4	
8	1-6-2-4-8-3-7-5 1-5-7-3-8-4-2-6 1-3-2-5-8-6-7-4	
8V	4 2 1 3 ~ 1 3 4 2	
12V	6 2 4 1 5 3 ~ 1 5 3 6 2 4	
16V	8 4 2 6 1 5 7 3 ~ 1 5 7 3 8 4 2 6	

Figura 9: configurazioni tipiche di sovralimentazione ad impulsi per motori diesel

In questi casi, non esistendo una configurazione ottimale da tutti i punti di vista, possono essere previste sistemazioni diverse, ognuna delle quali considerata ottimale nei confronti di uno degli aspetti influenti sulla regolarità del funzionamento del motore.

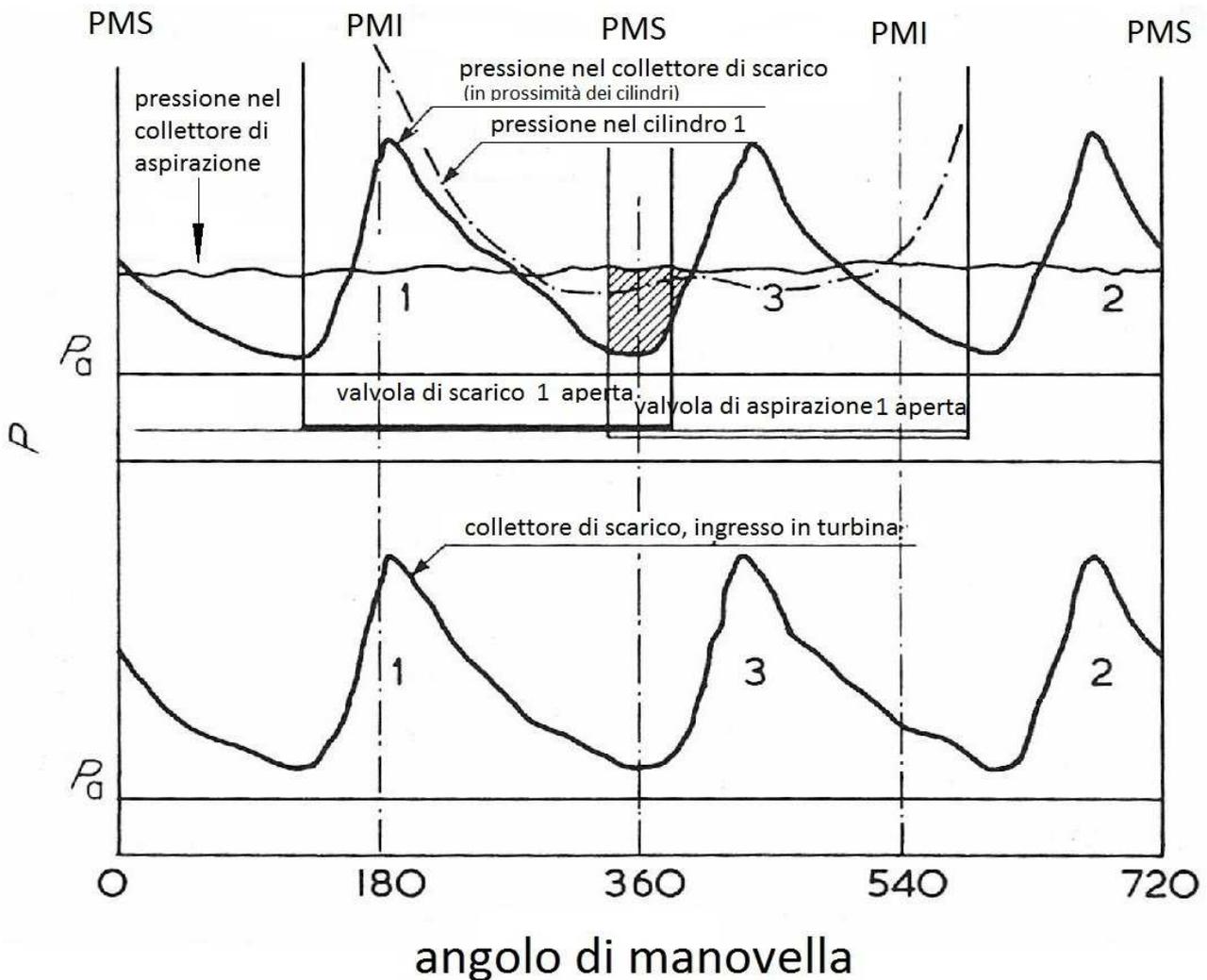


Figura 10: andamento delle pressioni con sovralimentazione ad impulsi

In figura 10 sono rappresentati, in funzione dell'angolo di manovella, i valori di alcune pressioni in gioco nel caso della sovralimentazione ad impulsi: la pressione nel collettore di scarico, quella regnante nel cilindro e quella presente nel collettore di aspirazione. È osservata la condizione di tali pressioni in un collettore che riunisce (secondo le modalità indicate) tre cilindri con fasi (in particolare: quelle di scarico) distanti tra loro 240°. Le posizioni PMS e PMI riportate nel grafico sono relative al cilindro n.1 (quelle relative agli altri cilindri – e non riportate in figura – sono distanti da esse 120° e 240°).

Ogni cilindro esegue la sua operazione di scarico una volta nell'arco di 2 giri dell'albero motore (720° di angolo di manovella); avendo selezionato tre cilindri in modo che le fasi compiute in esse siano tra loro equidistanti temporalmente, avremo che gli scarichi si susseguiranno con intervalli di 240° (che si può ritenere come una sorta di periodicità degli andamenti delle pressioni nonostante l'impossibilità di creare condizioni fisiche identiche per i gas in moto nei tre condotti non permetta di avere andamenti di pressioni parimenti identici).

Nella fase iniziale del primo tratto (tra 0 e 180° dell'angolo di manovella), la pressione nel collettore di scarico inizialmente prende a scendere per effetto dell'assorbimento del gas da parte della turbina che comporta la diminuzione della pressione nel collettore; questa tendenza si inverte all'apertura della valvola di scarico del primo cilindro (1 in figura) quando, per effetto dell'afflusso

di gas dal cilindro al collettore, in esso la pressione si innalza velocemente. Normalmente la valvola si apre prima del PMI, quando la pressione inizia a crescere, e trova il suo massimo all'incirca al PMI per poi decrescere nuovamente in conseguenza dell'assorbimento in turbina (ed il contemporaneo, progressivo esaurirsi dell'afflusso dei gas dal cilindro).

Poco prima del PMS, quando la pressione nel collettore di scarico è scesa a valori piuttosto bassi, conviene aprire in anticipo la valvola di aspirazione in modo da generare una fase di *overlapping* durante la quale – per un breve periodo – entrambe le valvole rimangono aperte; se (come si realizza comunemente) la pressione di sovralimentazione è maggiore di quella di scarico durante l'*overlapping* (come descrive il grafico in figura: zona tratteggiata) si crea una corrente tra il condotto di aspirazione e quello di scarico in grado di spazzar via i gas combusti residui, in modo da recuperare spazio per la carica fresca e ridurre la frazione di gas residui. Nel frattempo, compiuti 240° dall'apertura della valvola di scarico del cilindro 1, si apre la valvola di scarico del secondo cilindro (il 3 in figura) e ciò genererà il rialzarsi della pressione nel collettore di scarico; la valvola di scarico del cilindro 1 andrà chiusa prima che la pressione dei gas di scarico nel relativo collettore (in aumento per il contributo del secondo cilindro) superi la pressione di alimentazione – che regna in modo pressoché costante nel collettore di aspirazione – pena la possibilità di inversione del flusso di lavaggio dei gas attraverso il primo cilindro ed il conseguente riflusso di gas combusti nella linea di aspirazione.

#### **4 – confronto tra le modalità di sovralimentazione**

Dalle caratteristiche tecniche dei due tipi di sovralimentazione scaturiscono i campi d'applicazione di ognuna di esse; intanto appaiono chiare alcune condizioni che le promuovono ed altre che ne limitano l'adozione.

La sovralimentazione a pressione costante permette il funzionamento della turbina in condizioni meccaniche migliori (quindi, con migliore rendimento organico), è di disegno e gestione semplificati, si può facilmente accordare con le condizioni nominali del motore.

Per contro, soffre della decurtazione di energia dovuta alla laminazione dei gas nella capacità di compenso, di bassa efficienza ai carichi parziali e di tempi di risposta relativamente lenti che penalizzano la prontezza del motore alle variazioni di regime.

La sovralimentazione ad impulsi permette di sfruttare salti entalpici maggiori e mostra migliore adattamento alle variazioni di carico ed al funzionamento ai carichi parziali. Tuttavia spesso non viene adottata per la presenza di flussi non stazionari che generano condizioni dinamiche stressanti per la turbina che, a causa di ciò, soffre di minore affidabilità e maggiore probabilità di avaria.

Anche la complessità dei collettori di scarico ne limita l'applicazione nei casi in cui sarebbe difficile alloggiare strutture invasive ed ingombranti sul motore.

In generale, va ricordato che la sovralimentazione è nata ad impulsi in quanto con le prime turbine, dotate di rendimenti scadenti, era indispensabile sfruttare tutta l'energia posseduta dai gas di scarico. Con il miglioramento dei rendimenti di turbocompressione, a parità delle condizioni del motore, si è potuto ricavare (recuperare) quote di energia via via crescenti fino ad arrivare dapprima alla completa autonomia della sovralimentazione con le turbosoffianti (nei primi tempi occorre affiancare ad esse le *pompe di lavaggio*, azionate con energia esterna) e poi alla possibilità di rinunciare, con la sovralimentazione a pressione costante, ad una quota di energia per realizzare condizioni ottimali di alimentazione della turbina.

#### **– bibliografia e riferimenti**

- R. Della Volpe: *Impianti motori per la propulsione navale*, Liguori, Napoli, 2007, ISBN 9788820717605
- R. Della Volpe: *Macchine*, Liguori, Napoli, 2011, ISBN 9788820749729
- L.C.R. Lilly: *Diesel engine reference book*, Butterworths &Co, London, 1985, ISBN 0408004426