



Università degli Studi di Genova

Dipartimento di Chimica e Chimica Industriale

Corso di Magistrale in CHIMICA INDUSTRIALE

Corso di Laurea in Chimica e Tecnologie Chimiche

FONDAMENTI DI TECNOLOGIE CHIMICHE PER L'INDUSTRIA E PER L'AMBIENTE
(modulo II)

COMPRESSIONE DEI GAS

Antonio Comite

e-mail : acomite@chimica.unige.it

Tel. : 010 3538746- 3538719



Compressori

I compressori sono macchine che servono a trasportare gas e presentano, per molti aspetti, caratteristiche simili a quelle delle pompe.

I compressori possono essere classificati in:

- centrifughi
- assiali
- volumetrici.

Questi ultimi possono essere alternativi e rotativi.

Compressori centrifughi

I compressori centrifughi sono costruiti essenzialmente da una girante calettata su un albero rotante fornito di palette opportunamente sagomate e racchiuse in una apposita carcassa.

Le giranti sono sostanzialmente simili a quella delle pompe centrifughe.

Il gas entra assialmente al centro ed esce compresso alla periferia.

Con una sola girante si raggiunge un rapporto di compressione (rapporto tra la pressione di uscita e la pressione di entrata) di 1.2 - 1.3 e di conseguenza si realizza una compressione piuttosto bassa.

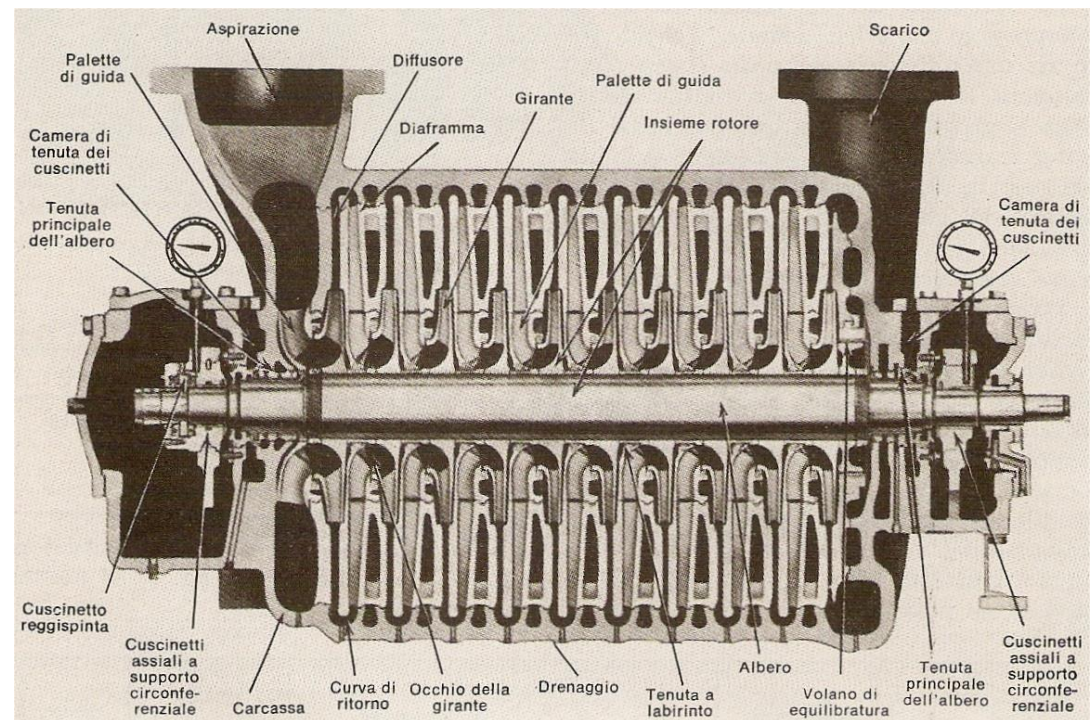
Si dispongono, così come avviene per le pompe a girante multipla, più giranti in serie calettate sullo stesso albero e si guida il gas uscente dalla prima girante al centro della seconda e così via.

La figura mostra un compressore centrifugo a più stadi o turbocompressore.

Il gas in uscita dalla prima girante passa attraverso un diffusore dove avviene la restante conversione della energia cinetica in energia di pressione.

Lasciato il diffusore il gas entra in un setto che porta delle alette che guidano il gas fino all'occhio della girante successiva.

Il trasferimento di energia al gas durante la compressione ne causa un progressivo riscaldamento e pertanto si possono prevedere dei canali di refrigerazione tra stadi successivi



I compressori centrifughi coprono un ampio intervallo di portate (0.8 - 40 m³/s a condizioni normali).

Dato il basso rapporto che ne caratterizza il funzionamento in singolo, queste macchine comportano in linea di principio un numero di giranti accoppiate per potere realizzare forti pressioni.

Così per esempio, assumendo un rapporto di compressione di 1,2 - 1,3, con una decina di giranti in serie si possono avere circa 12 atmosfere relative di pressione.

Il rendimento di un turbocompressore arriva anche a 0.85.

Compressori rotativi

I compressori rotativi constano di una carcassa fissa e di organi mobili di varia foggia rotanti in essa. I tubi di aspirazione di mandata sono direttamente, cioè senza valvole, collegati alla carcassa.

Queste macchine possono essere assimilate alle pompe rotative.

I principali tipi sono:

- *compressori a palette*
- *compressori Root.*

Compressori a palette

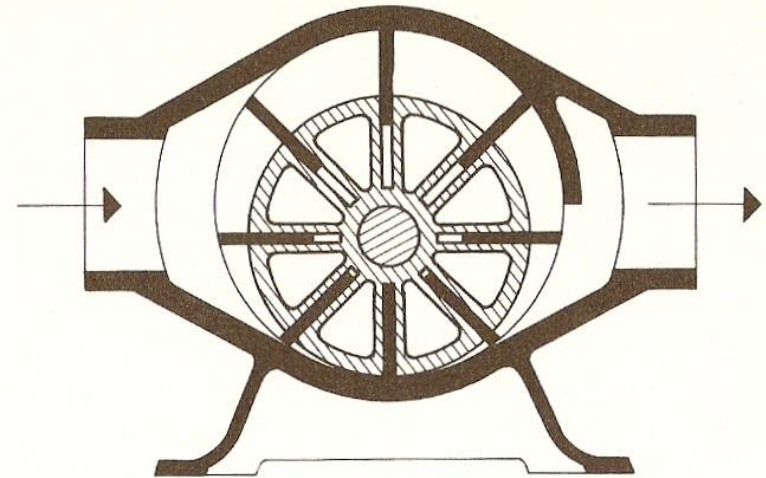
In questo tipo di compressori le palette alloggiare in appositi intagli ricavati nel tamburo rotante, eccentricamente rispetto alla carcassa, sono spinte dalla forza centrifuga (o da molle nei tipi più lenti) e sfregano a tenuta contro la carcassa.

In tal modo, vengono delimitati dei vani che, variando di volume durante la rotazione del rotore, fanno sì che il gas venga compresso mentre è spinto nella condotta di mandata.

I compressori rotativi a palette forniscono pressioni di 3 - 5 bar e portate massime di 1,5 m³/h (volume misurato a condizioni normali).

Questi compressori compiono da 500 a 1500 giri/min ed hanno un rendimento meccanico di 0.5 - 0.6.

Non sono adatti per il trasporto di gas contenenti sospensioni abrasive.



Compressori Root

Questo tipo di compressore la parte rotante del compressore è costituita da due ali a forma di otto, di cui una è "in folle".

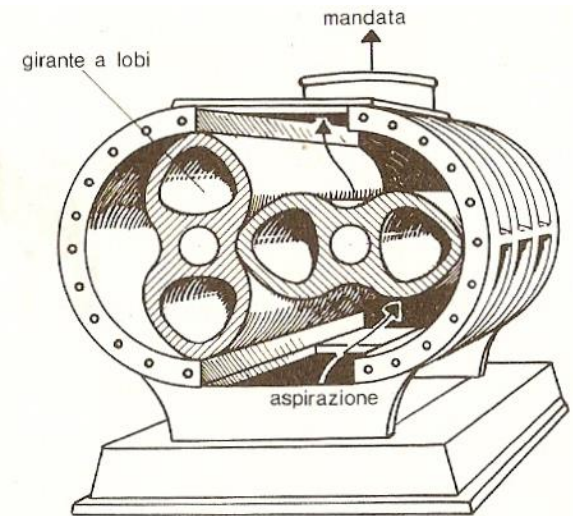
Le due ali ruotano in senso inverso, ma tenendo sempre un contatto fra loro e con la carcassa.

I compressori di tipo Root sono soggetti a forte logorio delle parti striscianti e sono un poco rumorosi.

I compressori Root forniscono pressioni effettive di circa 1 bar hanno portata massima di 2,5 m³/s (valore riferito a condizioni normali).

Il rendimento di questi compressori è di circa 0,4.

Nemmeno questi compressori sono adatti per il trasporto di gas contenenti sospensioni abrasive.



Compressori alternativi

Il principio di funzionamento dei compressori alternativi è uguale a quello delle pompe alternative a pistone.

Gli organi fondamentali che li costituiscono, anche se costruttivamente hanno forme diverse data la diversità del fluido trattato sono simili a quelli delle pompe alternative a pistone:

- un pistone
- un cilindro con adatte valvole di aspirazione di mandata
- un albero a manovella con motrice.

La Figura illustra un compressore alternativo monostadio.

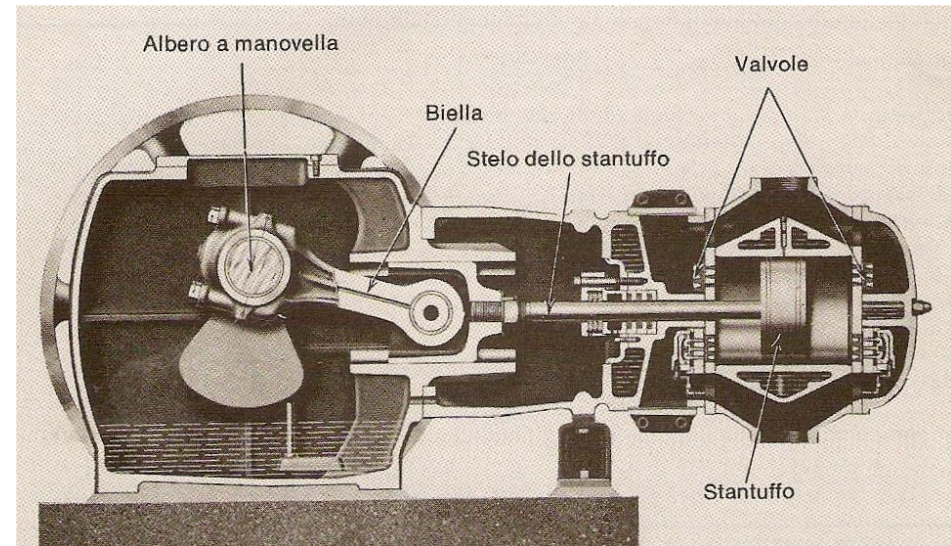
Quando il pistone si sposta verso destra, produce una depressione nella camera di sinistra e di conseguenza per effetto della pressione esterna la valvola di aspirazione si apre e il gas entra nella camera del cilindro fino alla fine della corsa.

Retrocedendo, il pistone esercita una compressione nella camera considerata e di conseguenza la valvola di aspirazione si chiude.

La pressione nella camera di sinistra va poi gradatamente aumentando, mentre il pistone procede nella sua corsa di ritorno.

Ad un certo punto la pressione interna vince quella del tubo di mandata sommata alla resistenza della valvola di mandata; questa allora si apre e per tutto il resto della corsa il gas compresso passa dal cilindro nella tubazione di mandata.

Le stesse fasi si producono successivamente nella camera di destra del cilindro.



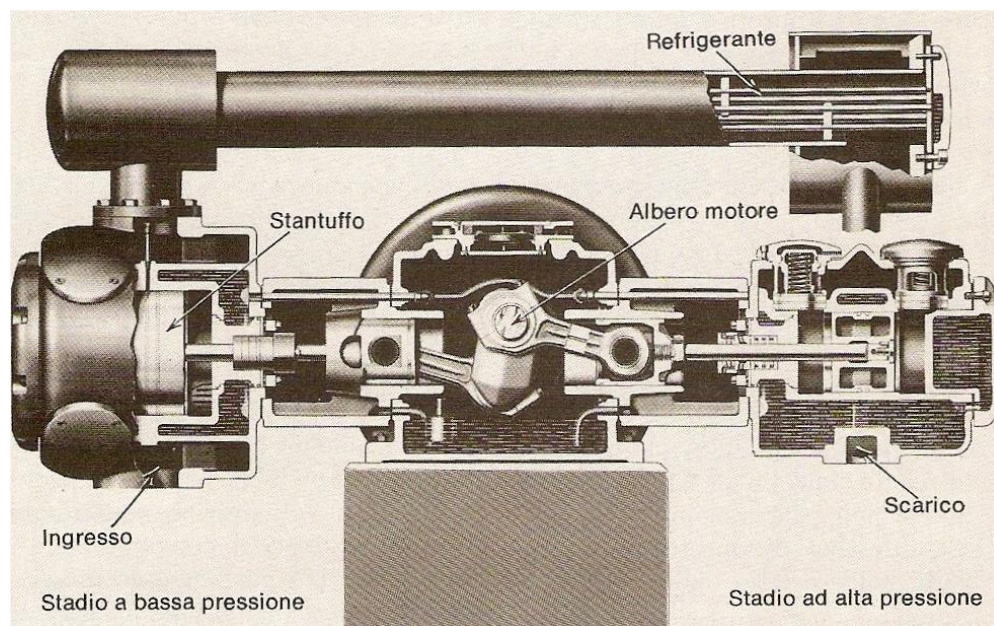
Un compressore alternativo con un solo cilindro è adatto per piccole pressioni (4 – 6 bar).

Quando si vogliono realizzare pressioni maggiori si usano compressori pluristadio a due o più cilindri.

In questo ultimo tipo di compressori la mandata di ciascun cilindro a più bassa pressione costituisce l'aspirazione del cilindro successivo, che lavora a pressione più alta. Operando una compressione a più stadi è pratica generale raffreddare il gas tra uno stadio e l'altro.

In Figura è rappresentato un compressore alternativo a due stadi.

Come si osserva il gas in uscita dallo stadio a bassa pressione prima di essere nuovamente compresso viene raffreddato nel refrigerante a fascio tubiero.



Compressione monostadio. Lavoro teorico di compressione

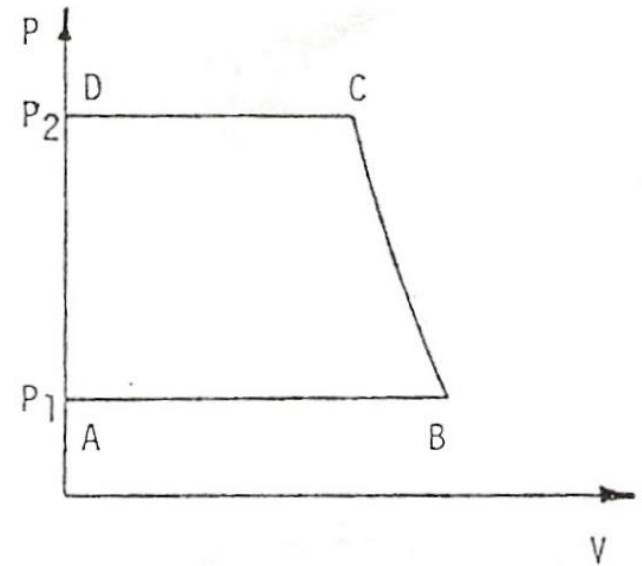
La Figura rappresenta il diagramma teorico di un compressore monostadio.

Supponiamo che non esista spazio nocivo (ossia lo spazio che resta a fine corsa tra la faccia dello stantuffo, il fondo del cilindro e la sede delle valvole), il ciclo può essere così descritto.

Il pistone, partendo dal fondo del cilindro aspira una cilindrata di gas alla pressione P_1 (linea AB).

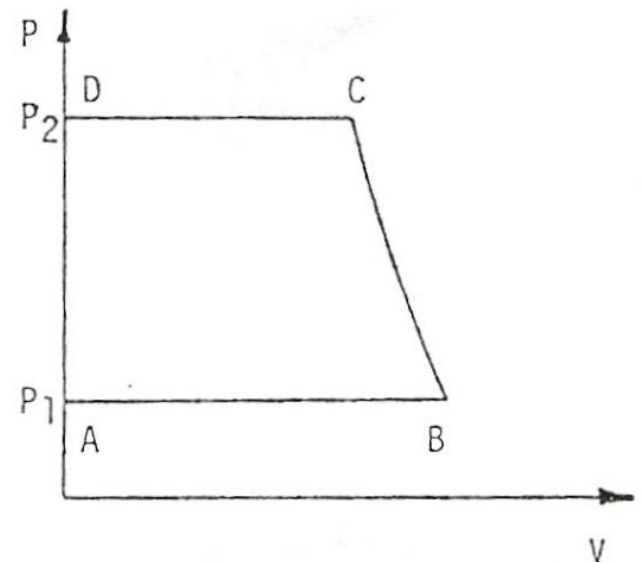
Giunto lo stantuffo alla fine della corsa e richiusa la valvola di aspirazione, il gas viene compresso per un primo tratto della corsa di ritorno fino alla pressione P_2 di emissione (linea BC)

Quindi viene spinto a pressione costante nella condotta attraverso la valvola premente, finchè, giunto lo stantuffo a fine corsa (punto D) il cilindro si sarà completamente vuotato.



Il lavoro teorico sarà rappresentato dall'area del diagramma ABCD.

Considerando quindi 1 mole di gas ideale compressa adiabaticamente da P_1 a P_2 , il lavoro teorico di compressione sarà:



$$W = W_{AB} - W_{BC} - W_{CD}$$

$$W = P_1 V_1 - (U_2 - U_1) - P_2 V_2 = (P_1 V_1 + U_1) - (P_2 V_2 + U_2) = H_1 - H_2$$

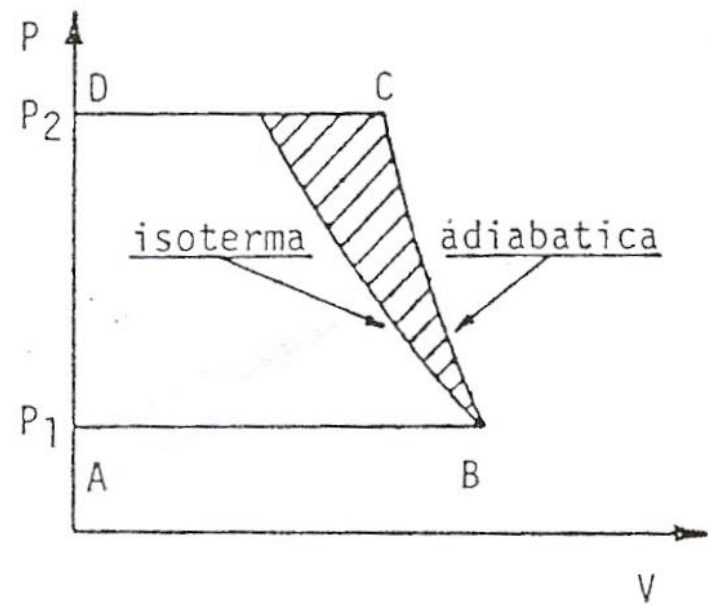
Quindi il lavoro teorico di compressione (adiabatica) di una mole di gas perfetto è equivalente alla differenza tra i valori dell'entalpia H prima e dopo la compressione:

$$-W = H_2 - H_1 = C_p (T_2 - T_1)$$

Si può dimostrare che questo lavoro è pari a:

$$-W = \frac{P_1 \cdot V_1 \cdot R}{K - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

Se la compressione da P_1 a P_2 viene fatta a temperatura costante, il lavoro isoterma necessario a compierla è minore di quello adiabatico di un valore pari all'area tratteggiata nel diagramma della Figura.



Il fatto che il lavoro di compressione isoterma è minore di quello adiabatico si deduce anche tenendo presente che quando un gas viene compresso senza che possa cedere calore all'esterno (condizioni adiabatiche), si riscalda e siccome un gas che si riscalda tende ad aumentare il proprio volume, la sua compressione viene ostacolata.

Ciò comporta una maggiore spesa di lavoro a parità di compressione da realizzare.

Al contrario in una trasformazione isoterma non vi è accumulo di calore nel sistema (il calore si disperde liberamente nell'ambiente) e perciò il lavoro richiesto per fare una compressione, entro in prestabilito salto di pressione, è minore.

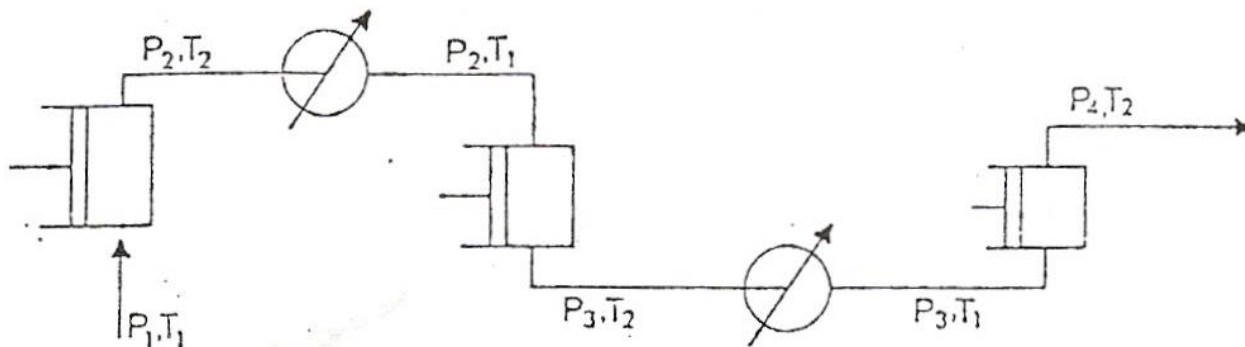
Compressione a più stadi. Lavoro teorico di compressione

Nell'esercizio pratico dei compressori i processi sono talmente veloci che il calore prodotto non fa in tempo a disperdersi spontaneamente nell'ambiente e quindi le trasformazioni delle condizioni dei gas nei compressori sono assimilabili e trasformazioni adiabatiche.

Finchè il rapporto di compressione è minore di 4 è possibile refrigerare efficacemente lo stesso cilindro in cui si fa avvenire la compressione, così da impedire in gran parte l'accumulo di calore, che alza le spese energetiche, nel sistema.

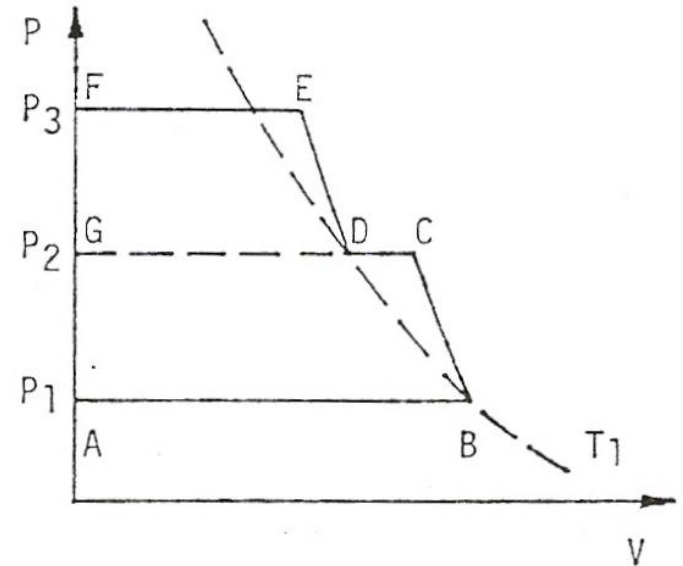
Per rapporti di compressione maggiori di 4 la refrigerazione del cilindro di compressione è scarsamente (o minimamente) efficace.

Si ricorre allora, come accennato in precedenza, alla compressione in cilindri successivi, cioè alla compressione a più stadi, intercalata, tra i vari stadi, da processi di refrigerazione come quelli rappresentati in Figura.



La Figura rappresenta, supponendo che non esista spazio nocivo, il diagramma teorico di un compressore a due stadi.

La linea AB rappresenta l' aspirazione del gas fresco nel primo stadio alla pressione P_1 e la linea BC rappresenta la compressione adiabatica nel primo stadio dalla pressione P_1 alla pressione P_2 .



Il gas a P_2 viene poi raffreddato a pressione costante fino al punto D che si trova sull'isoterma che passa per il punto di partenza B.

In altre parole il gas viene riportato alla sua temperatura iniziale.

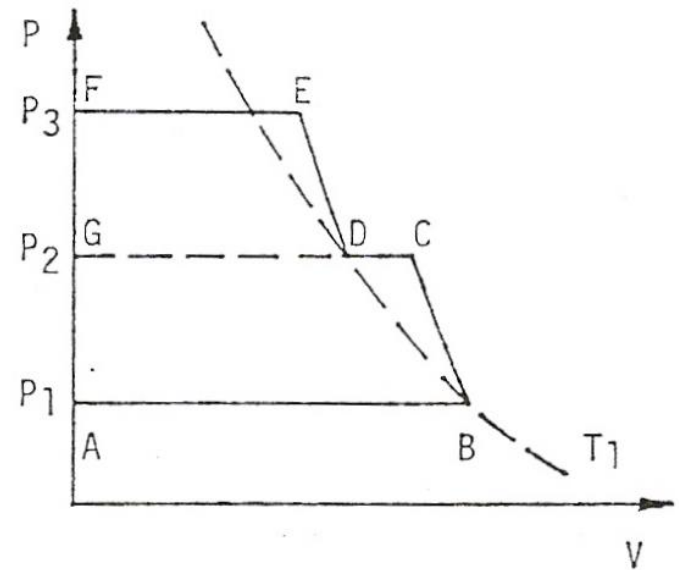
La linea DE rappresenta la compressione adiabatica del secondo stadio da P_2 alla pressione di uscita P_3 .

Il lavoro teorico totale sarà dato dall'area del diagramma ABCDEF cioè dalla somma dell' area delimitata da ABCG e dell'area delimitata da DEFG.

Tenendo conto del lavoro teorico in una compressione monostadio:

$$-W = \frac{P_1 \cdot V_1 \cdot R}{K - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

si ricava che il lavoro teorico di compressione di 1 mole di gas ideale da P_1 a P_3 (da P_1 a P_2 e da P_2 a P_3) con raffreddamento del gas a P_2 costante diventa uguale:



$$-W = \frac{R \cdot K \cdot T_1}{K - 1} \cdot \left\{ \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] + \left[\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \right\}$$

Il lavoro teorico minimo fatto da un compressore a n stadi su una mole di gas ideale alla temperatura T_1 nell'ipotesi che il raffreddamento tra stadio sia perfetto e che gli spazi nocivi sono nulli è espresso da:

$$W = n \frac{R \cdot K \cdot T_1}{K-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{n \cdot K}} - 1 \right]$$

Poichè $P_1 V_1 = RT_1$

Segue
$$W = n P_1 V_1 \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{n \cdot K}} - 1 \right]$$

In pratica la compressione viene realizzata:

- in un stadio, per rapporti totali di compressione fino a 6 - 8
- in due stadi, per rapporti compresi tra 5 e 16 e per piccoli compressori fino a 30 ed anche 70
- in tre stadi, per rapporti compresi tra 10 e 90 e, per piccole macchine fino a 200
- in quattro, cinque, sei, sette stadi per valori maggiori del rapporto totale di compressione.

Diagramma reale di un compressore monostadio

I diagrammi finora rappresentati si riferiscono a macchine ideali, prive di spazio nocivo ed esenti da altri difetti mai eliminabili in pratica quali per esempio: fughe di gas attraverso i premistoppa o le valvole, perdite di carico alle valvole di aspirazione e mandata etc.

Particolarmente importante è l'influenza dello spazio nocivo, cioè come già detto, dello spazio che resta a fine corsa tra la faccia del pistone, il fondo del cilindro e la sede delle valvole.

Ordinariamente il volume dello spazio nocivo varia dall'1% al 5% della cilindrata dai grandi ai piccoli compressori.

Quando lo stantuffo si trova al punto morto presso il fondo del cilindro, lo spazio nocivo resta pieno di gas compresso nella precedente corsa di compressione.

Retrocedendo lo stantuffo, questo gas si espande, e il compressore non può cominciare ad aspirare dall'esterno, fino a quando la pressione interna non abbia raggiunto un valore inferiore a quella esterna.

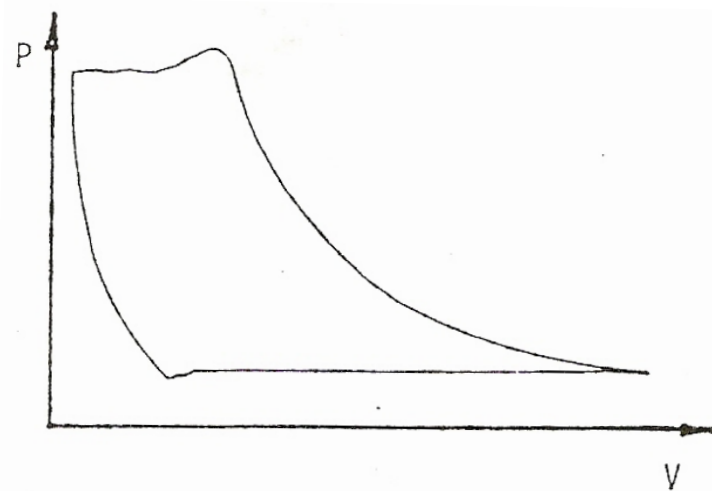
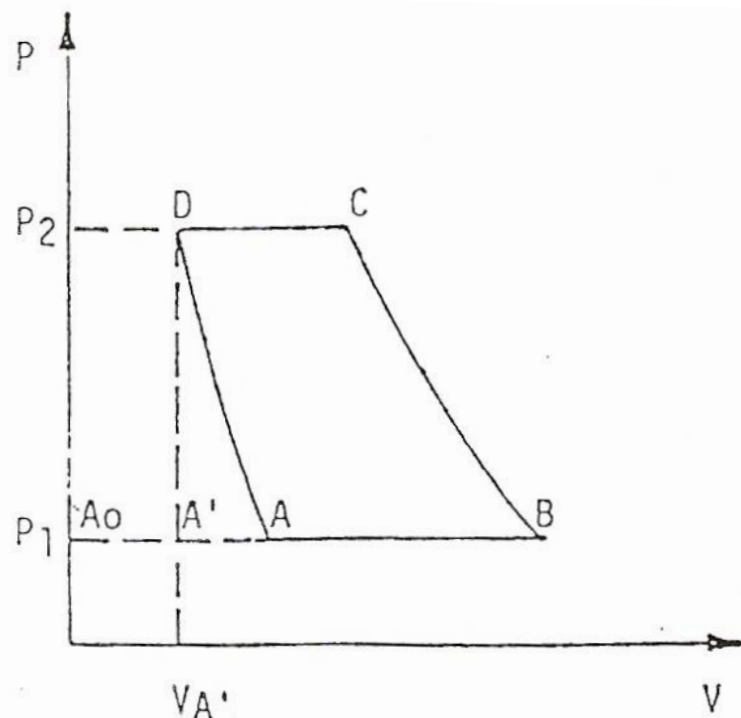
La conseguenza è che la valvola di aspirazione si apre con un certo ritardo rispetto all'inizio della corsa, ed il volume aspirato risulta tanto inferiore alla cilindrata quanto più alta è la pressione alla quale funziona il compressore e quanto maggiore è lo spazio nocivo.

La Figura rappresenta il diagramma di un compressore monostadio dotato di spazio nocivo $A'A_0$.

La curva BC rappresenta la fase di compressione; in C si apre la valvola di mandata; in D il pistone inverte la sua corsa, ma la valvola di aspirazione non si apre che in A quando lo stantuffo ha già percorso la porzione di corsa $A'A$.

La curva DA rappresenta l'espansione dei gas compressi nello spazio nocivo $A'A_0$.

Gli altri difetti sopra accennati (perdite di carico, fughe di gas, etc.) determinano una deformazione del diagramma che diventa praticamente quello mostrato in Figura.



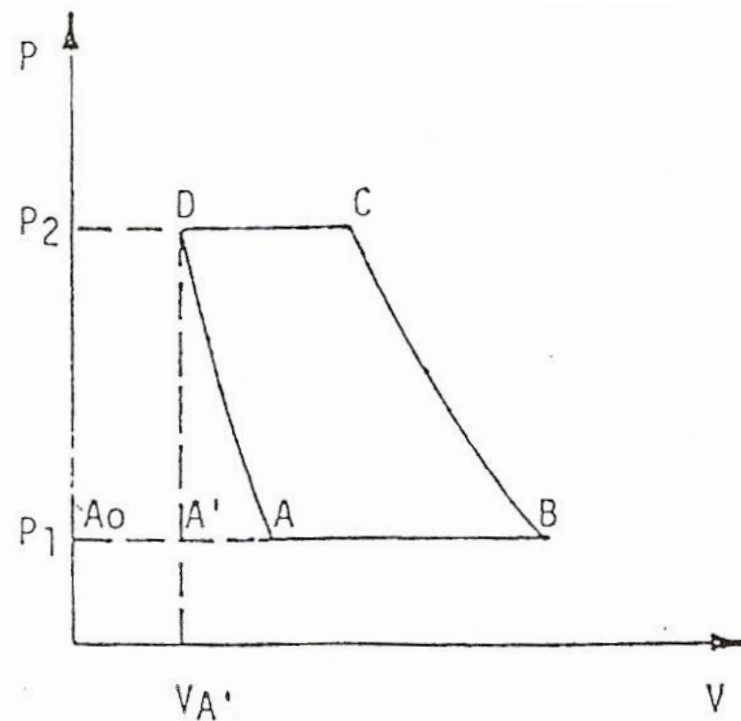
Rendimento volumetrico di un compressore

Il rendimento volumetrico di un compressore è il rapporto tra il volume di gas aspirato (ridotto alla pressione e alla temperatura esterna) e il volume della cilindrata cioè il volume generato dallo stantuffo durante la corsa.

Alla fine dell'aspirazione (punto B nella Figura), il cilindro contiene un volume di gas rappresentato dal segmento AoB.

Però di questo, solo il volume AB è stato aspirato dall'esterno, mentre il gas che occupa il volume AoA era già contenuto nello spazio nocivo del cilindro.

Perciò dall'esame del diagramma di figura il rendimento volumetrico risulterebbe dato dal rapporto $AB/A'B$.



In pratica il rendimento volumetrico risulta minore.

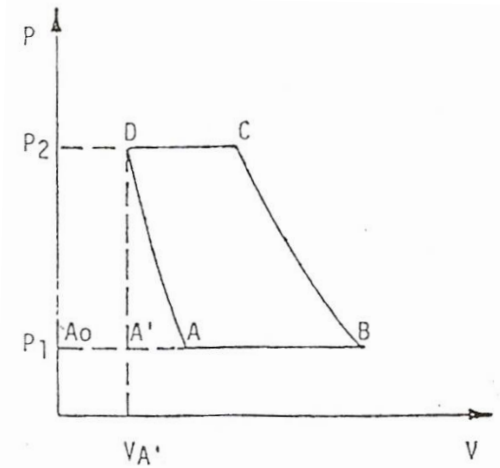
Questo per le cause di imperfezione già accennate a proposito del diagramma reale di funzionamento del compressore.

Più dettagliatamente il rendimento volumetrico risulta minore:

- a) perchè il gas entrando nel cilindro si riscalda e aumenta di volume, ricevendo calore dalle pareti riscaldate per effetto delle successive compressioni
- b) perchè le valvole non si aprono nè si richiudono istantaneamente e permettono fughe di gas
- c) perchè possono verificarsi fughe anche a valvole chiuse per imperfetta tenuta, nonchè attraverso le guarnizioni dello stantuffo e dei premi stoppa.

Trascurando queste ultime perdite vediamo come può valutarsi il rendimento volumetrico teorico $AB/A'B$ in base alle caratteristiche del compressore.

Sia $m = 0,05$ il coefficiente di spazio nocivo e $P_2/P_1 = 6$ il rapporto tra le pressioni assolute di mandata e di aspirazione.



Supponendo delle trasformazioni isoterme, per la legge del Boyle, il gas compresso nello spazio nocivo, espandendosi nella corsa di aspirazione, acquisterà un volume pari a 6 volte quello iniziale.

Poichè quello iniziale corrispondeva al 5% della cilindrata, quello finale sarà il $5 \times 6 = 30\%$ della cilindrata.

Lo stantuffo però non si sarà spostato del 30% della corsa; bensì del 25% solamente, perchè il gas occupa ancora, oltre ad una parte del cilindro, anche lo spazio nocivo.

Da questo momento in poi, durante tutto il resto della corsa (cioè per il 75%), aprendosi la valvola di aspirazione, lo stantuffo aspira il gas dall'esterno. Il volume di gas immesso nel cilindro corrisponderà dunque al 75% della cilindrata. Quindi il rendimento volumetrico sarà pari a 0.75. ²⁴

Lavoro di un compressore monostadio

In precedenza è stata ricavata l'espressione del lavoro teorico di compressione di un gas ideale supponendo nullo lo spazio nocivo e assumendo una compressione adiabatica del gas.

In pratica il processo di compressione non è né perfettamente adiabatico né tantomeno isoterma, ma politropico, cioè durante il processo il sistema scambia calore con l'esterno e la sua temperatura varia.

Le relazioni tra temperature e pressioni o tra temperature e volumi in un processo politropico sono:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{y-1}{y}} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{y-1}$$

dove y è l'esponente della politropica, il cui valore dipende dalla quantità di calore scambiato dal sistema con l'esterno ed è compreso a 1 e K (esponente della adiabatica).

