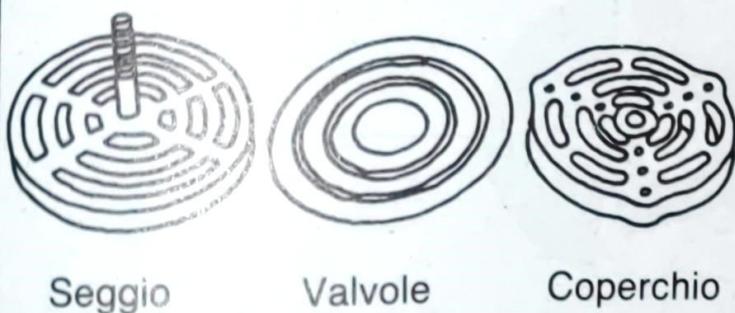


b) valvola a lamelle con sede, elementi flessibili e coperchio della valvola (Worthington) impiegate per aria e basse pressioni;



c) valvola a disco concentrico con sede, elementi flottanti e coperchio della valvola (Chicago Pneumatic) impiegate per alte pressioni nell'industria chimica e per il gas naturale;

d) valvole per compressori ad servizio non lubr (Ingersoll-Rand).

Sono assegnate le condizioni iniziali di pressione p_1 e temperatura T_1 del gas mandata \dot{V}_1 e la pressione finale di compressione p_2 . Si calcola la potenza e con la 25-18 che trascriviamo:

$$P_{\text{ideale}} = \dot{V}_1 p_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} (\beta^{(\gamma - 1)/\gamma} - 1)$$

e quindi la **potenza effettiva** P_a **assorbita** dal compressore, dividendo la potenza ideale per il **rendimento del compressore** η_c dato dal prodotto del rendimento interno η_c e del rendimento organico η_o (25-13).

$$P_a = \frac{P_{ideale}}{\eta_c}$$

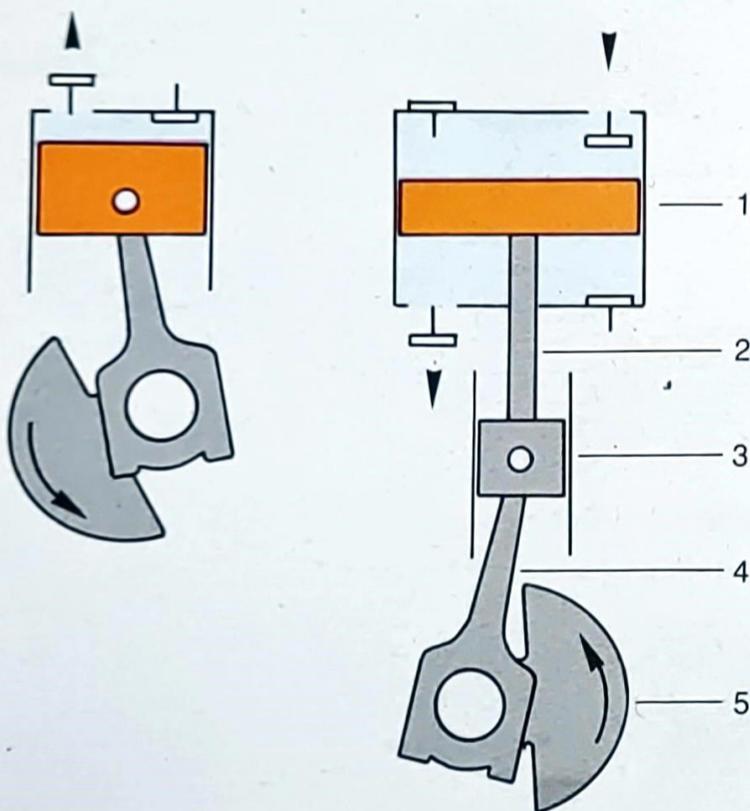
(25-18) 27-7

La portata di un compressore a semplice effetto (Figura 27.8) viene inviata alla mandata ogni due corse dello stantuffo (cioè a ogni giro della manovella) come avviene per la pompa alternativa a semplice effetto (Figure 9.3 e 9.4). La portata in massa \dot{m} [kg/s] mandata da un compressore a stantuffo con un solo cilindro e a semplice effetto è allora data dal prodotto di:

- rendimento volumetrico effettivo η_v che tiene conto del fatto che la massa di gas che, a ogni ciclo, alimenta la macchina è inferiore alla massa che in teoria dovrebbe riempire il volume ideale V messo a disposizione dalla cilindrata ($\eta_v = 0,7 \div 0,86$);
- massa volumica del gas $\rho_1 = 1/v_1$ [kg/m³] nelle condizioni esterne di alimentazione;
- variazione \dot{V} [m³/s] nell'unità di tempo della cilindrata espressa a sua volta dal prodotto di
 - cilindrata $V = (\pi D^2/4)C$ [m³/giro] secondo l'espressione 27-2;
 - velocità di rotazione della manovella n [giri/s]:

$$\dot{m} = \eta_v \rho_1 \dot{V} = \eta_v \rho_1 \frac{\pi D^2}{4} C n$$

27-8



Se la portata in massa \dot{m} mandata viene divisa per la massa volumica ρ_1 , si ottiene la portata in volume \dot{V}_1 mandata dal compressore e riferita alle condizioni esterne di alimentazione; si ha infatti:

$$\frac{\dot{m}}{\rho_1} = \dot{m} v_1 = \dot{V}_1$$

e come unità di misura

$$\left[\frac{\text{kg/s}}{\text{kg/m}^3} \right] = [(\text{kg/s}) \cdot (\text{m}^3/\text{kg})] = [\text{m}^3/\text{s}]$$

Al posto dell'equazione della portata in massa \dot{m} , possiamo allora scrivere la **portata in volume** \dot{V}_1 [m^3/s], espressione utilizzata nel dimensionamento del compressore alternativo (si veda l'Esempio 27.2).

$$\dot{V}_1 = \eta_v \frac{\pi D^2}{4} C n$$

<< a semplice effetto >>

27-9

Introducendo la velocità media dello stantuffo v_m data dalla 27-5, l'equazione 27-9 diventa:

$$\dot{V}_1 = \eta_v \frac{\pi D^2}{4} \frac{v_m}{2}$$

27-10

Rifacendosi ancora allo schema delle pompe (Figure 9.3-c e 9.5), nel compressore a doppio effetto (Figura 27.8) la mandata viene effettuata ogni mezzo giro (cioè a ogni fluido sull'altro lato. Trascurando il volume dello stelo dello stantuffo, il compressore a doppio effetto è come se avesse una cilindrata doppia. Perciò, nel caso di un compressore a *doppio effetto*, occorre moltiplicare per 2 le equazioni precedenti e la portata \dot{V}_1 è allora rappresentata da:

$$\dot{V}_1 = \eta_v \frac{\pi D^2}{4} 2 C n =$$

$$\eta_v \frac{\pi D^2}{4} v_m$$

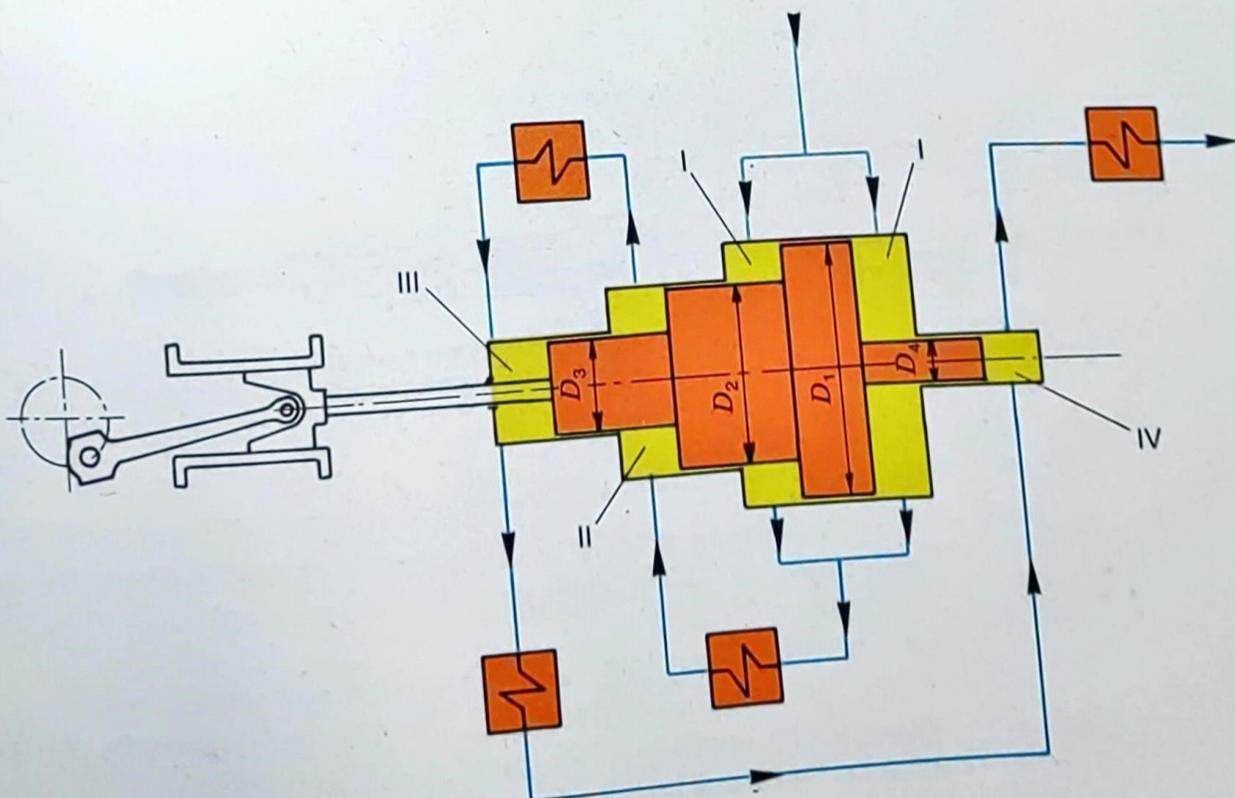
<< a doppio effetto >>

27-11

La Figura 27-9-b mostra disposizioni diverse di cilindri che possono essere realizzate in compressori alternativi a semplice oppure a doppio effetto.

Fino a ora abbiamo considerato la compressione in un solo stadio. Ma ciò è in pratica possibile solo per rapporti di compressione β inferiori a 6. Non si realizzano in un solo stadio rapporti di compressione più elevati perché:

1. si raggiungerebbero temperature di fine compressione troppo elevate per i materiali del cilindro; in particolare c'è il pericolo di inceppamento o deformazione delle valvole automatiche;
2. il riempimento del cilindro, a causa della presenza dello spazio morto, risulterebbe eccessivamente basso: all'aumentare di β si corre il rischio di far immagazzinare tutto il gas nello spazio morto e la macchina si comporterebbe come una molla a gas che restituisce durante l'espansione il lavoro ricevuto nella fase di compressione.



complessiva viene ottenuta moltiplicando per il numero degli stadi N la potenza di un singolo stadio in quanto, come abbiamo visto nel Paragrafo 25.4, conviene frazionare la compressione interrefrigerata su più stadi che hanno tutti lo stesso rapporto di compressione β_{ottimo} e che richiedono tutti lo stesso lavoro per stadio. Quando un solo stadio di compressione viene realizzato su più cilindri, nel calcolo della portata occorre tener conto del numero dei cilindri ℓ . Ad esempio, nel caso di un compressore a semplice effetto a singolo stadio con più cilindri di cilindrata totale ℓV , la portata totale \dot{V}_1 mandata (riferita alle condizioni esistenti all'ingresso del compressore) si ottiene moltiplicando per il numero di cilindri ℓ la 27-9.

$$\dot{V}_1 = \eta_v \ell V n = \eta_v \ell \frac{\pi D^2}{4} C n$$

<< con ℓ cilindri >>

27

27.1 Nell'espressione della potenza, per ogni stadio, β è sempre uguale a 5,4. Inoltre il termine $\dot{V}_1 p_1$ rimane invariato perché sostituisce il prodotto $\dot{m} v_1 p_1 = \dot{m} R T_1$, con T_1 che rimane immutata all'ingresso di tutti gli stadi, poiché abbiamo fatto l'ipotesi che l'interrefrigerazione sia completa. Tutti gli altri termini non cambiano e quindi la potenza richiesta è uguale in ogni stadio.

COMPRESSORE ALTERNATIVO IN DUE STADI

Un compressore alternativo in due stadi (a V interrefrigerati) a semplice effetto viene portato fino alla pressione assoluta finale di lavoro. Le condizioni dell'aria all'aspirazione sono quelle dell'ambiente: pressione $p_1 = 101 \text{ kPa}$ e temperatura $T_1 = 288 \text{ K}$ ($15 \text{ }^\circ\text{C}$). Sono assegnati la portata volumetrica mandata $\dot{V}_1 = 22,8 \text{ dm}^3/\text{s}$ (riferita alle condizioni all'aspirazione), il rendimento meccanico $\eta_c = 0,70$ e il rendimento volumetrico $\eta_v = 0,95$.

Calcolare le temperature all'uscita dei due stadi e la potenza ideale e la potenza reale assorbita dal compressore.

Calcolare la portata volumetrica mandata dal compressore per una velocità di rotazione di 1500 giri/min e una velocità media dei cilindri di 2 m/s .

La compressione è completa o uniforme quando all'uscita di ogni stadio viene riportata al valore iniziale T_1 . In tal caso si può usare la 25-10 e ricavare il rapporto ottimo di compressione per stadio.

$$\beta = \left(\frac{p_{\text{finale}}}{p_1} \right)^{1/N} =$$

$$= 29,16^{1/2} = \sqrt{29,16} = 5,4$$

La portata volumetrica mandata per singolo stadio è data dalla pressione di aspirazione e dal rapporto ottimo di compressione secondo la tabella che si trova in Tabella A.6.

Pressione di uscita

La temperatura all'uscita è uguale in tutti gli stadi, in quanto la temperatura iniziale di ogni stadio è la stessa. La temperatura all'uscita del primo stadio, uguale alla temperatura di uscita del secondo stadio, vale (A-55):

$$\frac{T_2}{T_1} = \beta^{(\gamma-1)/\gamma} \rightarrow T_2 = T_1 \beta^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$T_2 = 288 \text{ K} \times 5,4^{0,286} = 466 \text{ K} (193 \text{ }^\circ\text{C})$$

b) La potenza ideale richiesta dal singolo stadio si calcola con la 27-6 dove, utilizzando $\gamma = 1,4$ (è il valore dato per l'aria dalla Tabella A.6), poniamo $\gamma/(\gamma-1) = 3,5$ e $(\gamma-1)/\gamma = 0,286$.

$$P_{\text{ideale, stadio}} = \dot{V}_1 p_1 \frac{\gamma}{\gamma-1} (\beta^{(\gamma-1)/\gamma} - 1) =$$

$$= 0,0228 \text{ m}^3/\text{s} \times 101 \text{ kPa} \times 3,5 (5,4^{0,286} - 1) =$$

$$= 4,99556 \text{ kW} \approx 5,0 \text{ kW}$$

La potenza ideale complessiva è data dal prodotto della potenza ideale per stadio per due, numero degli stadi, dal momento che la quota di potenza richiesta è la stessa per tutti gli stadi 27.1

$$P_{\text{ideale}} = 2 \times 5,0 \text{ kW} = 10,0 \text{ kW}$$

Con la 27-7 si calcola la potenza effettiva P_a assorbita dal compressore.

$$P_a = \frac{P_{\text{ideale}}}{\eta_c} = \frac{10,0 \text{ kW}}{0,70} = 14,3 \text{ kW}$$

c) Dimensionare il compressore significa calcolare corsa e alesaggio dei due cilindri (con disposizione a V) in cui si effettua la compressione in due stadi. La corsa C è comune ai due cilindri e vale (27-5):

$$C = \frac{v_m}{n} = \frac{4,3 \text{ m/s}}{25 \text{ giri/s}} = 0,172 \text{ m} = 172 \text{ mm}$$