

## 17.4.4 Accumulatori pneumatici

La *Figura 17.4-a* mostra l'andamento della portata nel caso di una pompa a un solo cilindro a semplice effetto. La mandata avviene durante una corsa dello stantuffo, mentre nella corsa successiva lo stantuffo è in fase di aspirazione e la mandata quindi cessa completamente. La mandata riprende alla terza corsa dello stantuffo (dopo un giro della manovella) e così via. Inoltre, durante la corsa di mandata, la portata istantanea della pompa non è costante, ma varia da zero a un valore massimo. Queste sensibili oscillazioni della portata istantanea sono dannose in quanto:

- accanto alla velocità media dello stantuffo che dà luogo, in base alla **17-16**, alla portata media mandata dalla pompa, esistono delle velocità di punta molto più alte, che provocano perdite di carico, sia nel condotto di aspirazione sia nel condotto di mandata, sensibilmente più elevate di quelle prevedibili con la sola velocità media;
- le variazioni di pressione, accompagnate, per l'equazione di Bernoulli, da corrispondenti oscillazioni della portata istantanea e della velocità, possono dar luogo a fenomeni di risonanza<sup>17.1</sup> nei condotti con punte di pressione che possono essere piuttosto lontane dal valor medio. Per tener conto di questo fenomeno occorrerebbe surdimensionare l'impianto rispetto a quanto si dovrebbe realizzare qualora si faccia riferimento ai valori medi della pressione;
- il funzionamento regolare degli impianti (riempimento e svuotamento dei serbatoi) impone molto spesso di ridurre al minimo le pulsazioni nell'erogazione della portata.

Per i motivi citati è opportuno ridurre le pulsazioni della portata istantanea della pompa. Le irregolarità della mandata si riducono ulteriormente quando ci si avvale di pompe pluricilindriche con i vari stantuffi ugualmente sfasati (ad esempio pompa triplex a tre pompanti a semplice effetto sfasati di 120°) in cui le oscillazioni residue vengono convenientemente smorzate curando in modo particolare le dimensioni dei condotti che uniscono tra loro i vari circuiti.

Tuttavia, quando la pompa deve necessariamente essere con un solo cilindro, soprattutto a semplice effetto, vengono adoperati dei **polmoni d'aria** o **accumulatori pneumatici** sui condotti di aspirazione e di mandata, allo scopo di smorzare le pulsazioni e indurre una portata il più possibile uniforme (*Figura 17.23*). Si tratta di serbatoi stagni contenenti aria (da qui il nome usato comunemente di *casse d'aria*) o altro gas in pressione che può essere a diretto contatto con il

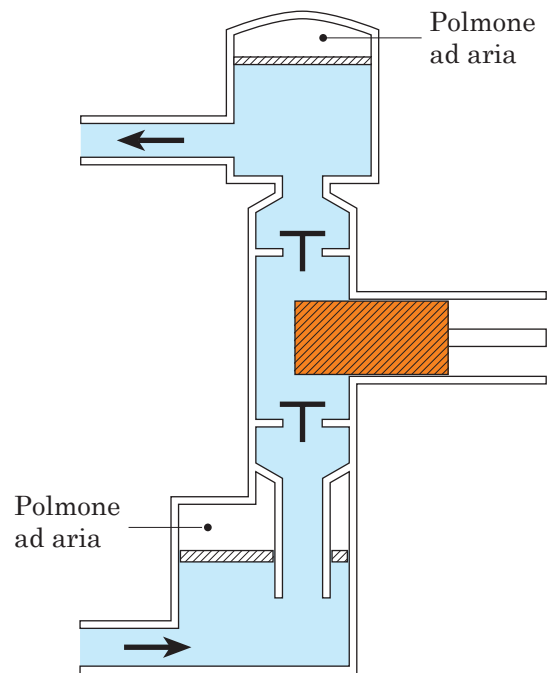


Fig. 17.23 - Schema di accumulatore pneumatico.

**17.1** - Si dice che un sistema va in risonanza quando la pulsazione naturale del sistema coincide con quella della forza eccitatrice. In tali condizioni l'ampiezza delle oscillazioni aumenta enormemente. Il fenomeno della risonanza viene trattato nel *Paragrafo 8.6*.

liquido oppure, meglio, separato da questo mediante un diaframma flessibile o uno stantuffo che trattiene il gas compresso; è infatti possibile che, ad alte pressioni di mandata, il gas del polmone di mandata venga perso rapidamente, dissolvendosi nel liquido pompato.

Come funziona un accumulatore pneumatico (*Figura 17.23*)? Durante quella parte della fase di aspirazione in cui la richiesta di liquido, provocata dall'arretramento dello stantuffo, non può venire completamente soddisfatta da quello proveniente dalle tubazioni a monte a causa delle relative perdite di carico, il polmone interviene cedendo il volume di liquido mancante alla pompa. Il livello di liquido preesistente viene poi automaticamente ripristinato, durante la fase di mandata e durante quella parte della corsa di aspirazione in cui la portata richiesta dalla pompa è inferiore a quella messa a disposizione dal condotto di aspirazione. Analogamente il polmone posto sul condotto di mandata accumulerà inizialmente del liquido per poi cederlo al diminuire della pressione, determinando così una portata uniforme nella tubazione a valle. In questo modo è possibile regolarizzare la portata, evitando depressioni eccessive a monte, che sono le più insidiose, perché possono innescare fenomeni di cavitazione, e sovrappressioni eccessive a valle (*colpi d'ariete*). Naturalmente il circuito costituito da accumulatore pneumatico e condotto dovrà essere proporzionato in modo tale da avere una frequenza propria diversa da quella eccitatrice della pompa, per evitare i fenomeni di risonanza.

Il volume del polmone  $V_{\text{polmone}}$  viene calcolato in funzione della cilindrata  $V$  della pompa con la formula:

$$V_{\text{polmone}} = CV \quad \mathbf{17-19}$$

dove la costante senza dimensioni  $C$  è uguale a circa

- 10 per pompe a semplice effetto con un solo cilindro;
- 4 per pompe a doppio effetto con un solo cilindro;
- 1 per pompe a doppio effetto con due cilindri sfasati di  $90^\circ$ ;
- 0,5 per pompe a semplice effetto con tre cilindri ugualmente sfasati.

### Esempio 17.8 Volume del polmone d'aria all'aspirazione

Calcolare il volume del polmone d'aria all'aspirazione  $V_{\text{polmone}}$  per una pompa avente una cilindrata di  $2 \text{ dm}^3$  nei due casi di:

- a) pompa a semplice effetto con un solo cilindro;
- b) pompa a semplice effetto con tre cilindri ugualmente sfasati.

#### SOLUZIONE

- a) Tenendo presente che, nel caso della pompa a semplice effetto con un solo cilindro, il valore della costante  $C$  è uguale a 10, dalla **17-19** si ha:

$$V_{\text{polmone}} = CV = 10 \times 2 \text{ dm}^3 = 20 \text{ litri} \quad \blacktriangleleft$$

- b) Nel caso invece della pompa ancora a semplice effetto ma con tre cilindri con manovella a  $120^\circ$ , la costante è pari a 0,5 e il volume del polmone diviene:

$$V_{\text{polmone}} = CV = 0,5 \times 2 \text{ dm}^3 = 1 \text{ litro} \quad \blacktriangleleft$$

**COMMENTI** Le minori pulsazioni della portata della pompa a tre cilindri (*Figura 17.24*) rispetto alla pompa con un solo cilindro (*Figura 17.4-a*) giustificano il minor volume del polmone.

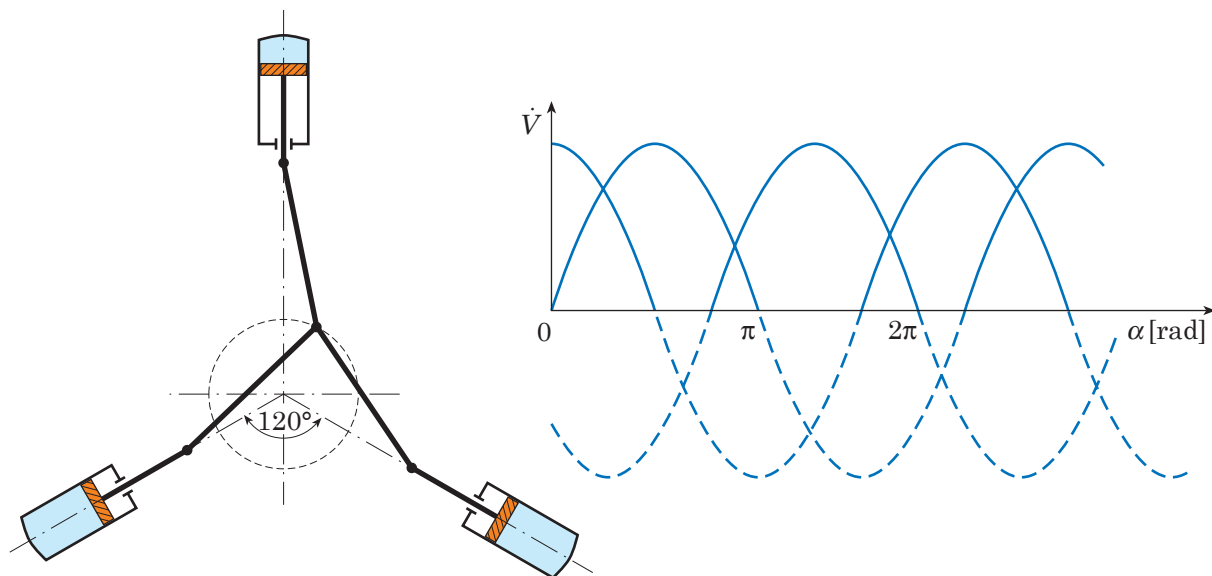


Fig. 17.24 - Pompa a tre cilindri immaginata scomposta in tre pompe a semplice effetto sfasate tra loro di  $120^\circ$  [in radianti  $(2/3)\pi$ ].

## 17.5.2 Pompa a palette

La regolazione della portata della **pompa a palette**, citata come esempio di una pompa rotativa nella *Figura 17.5*, avviene facendo variare l'eccentricità tra rotore e cassa (*Figura 17.25-a*); al limite la portata si annulla allorché l'eccentricità si riduce a zero. Durante il funzionamento (*Figura 17.25-b*), una metà della pompa si trova a pressione più bassa di quella atmosferica, mentre l'altra è soggetta all'alta pressione presente alla mandata [<http://www.youtube.com/watch?feature=endscreen&v=qJ1QccN7LXg&NR=1>]; ciò risulta in un carico tanto maggiore quanto più elevate sono le pressioni a cui lavora il sistema: si dice che il rotore *non è equilibrato*.

Le pompe a palette **a cilindrata variabile** (una corsa al giro e rotore non equilibrato) lavorano normalmente con pressioni da 7 a 10 MPa ed, eccezionalmente, fino a 16 MPa.

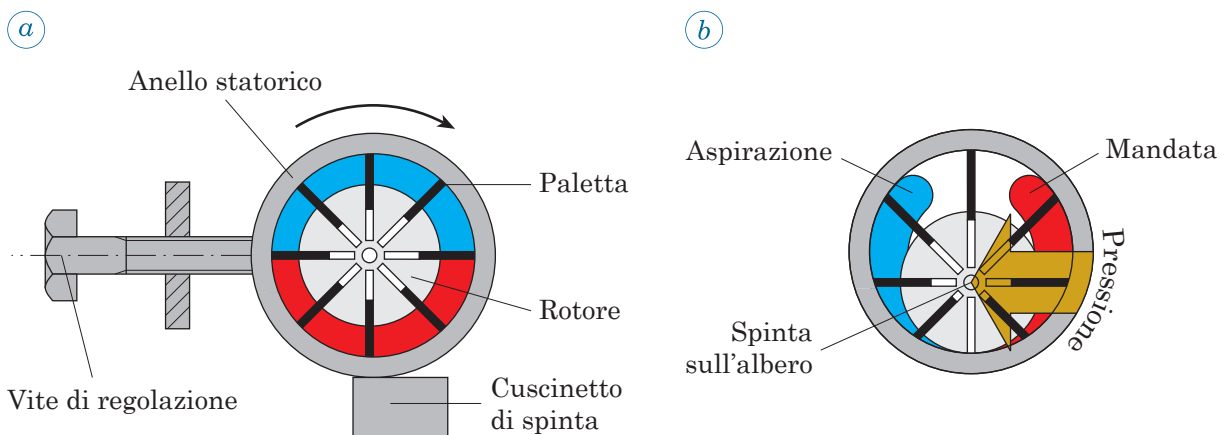


Fig. 17.25 - Regolazione della pompa a palette.

- Regolazione della portata.
- Pressioni non equilibrate durante il funzionamento.

Per arrivare all'equilibrio delle pressioni, si passa alla pompa a palette **a cilindrata fissa** (*Figura 17.26*), in cui, a causa del profilo a camma dell'anello statorico, si possono realizzare due corse al giro con due luci di aspirazione e due luci di mandata: ambedue le luci di aspirazione (come pure le luci di mandata) sono collegate tra loro in modo da avere un unico condotto di aspirazione (e un unico condotto di mandata) ricavato all'interno della carcassa della pompa. Al contrario della pompa a palette della *Figura 17.25*, con questa soluzione non è possibile variare la cilindrata e quindi la portata, dal momento che il rotore non è più eccentrico. In compenso le pressioni raggiungibili con il rotore equilibrato possono arrivare fino a 14 ÷ 21 MPa.

Le pompe a palette hanno il vantaggio di essere relativamente insensibili all'usura (molto meno delle pompe a ingranaggi che verranno illustrate nel *Paragrafo 17.5.3*) in quanto la capacità di tenuta si conserva anche in presenza di usura delle palette. Sono inoltre di costo piuttosto modesto e presentano un basso livello di rumorosità (<60 dB).

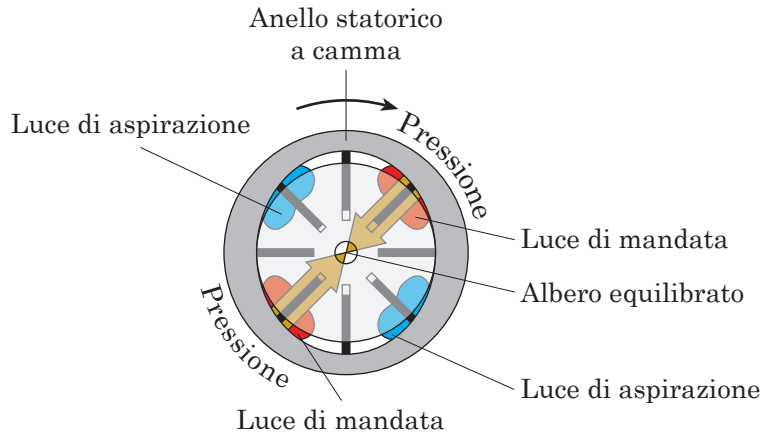


Fig. 17.26 - Pompa a palette a cilindrata fissa e rotore equilibrato.

### 17.5.3 Pompa a ingranaggi

Le **pompe a ingranaggi** (Figura 17.27) sono costituite dalla *cassa* (1), entro la quale ruota una coppia di ruote dentate: il *pignone* (2), che prende il moto da un albero collegato con il motore primo, e la *ruota dentata* (3), condotta dal pignone. Gli ingranaggi possono essere tutti e due esterni, oppure si può avere un ingranaggio esterno e l'altro interno. Le pompe con ambedue gli ingranaggi esterni sono di più facile costruzione e sono quindi le più diffuse.

Nella **pompa a ingranaggi esterni** (Figura 17.27) il liquido (intrappolato lateralmente nel vano (4) tra due denti consecutivi e la cassa esterna fissa) viene trasportato dal condotto di aspirazione a quello di mandata dalla rotazione degli ingranaggi.

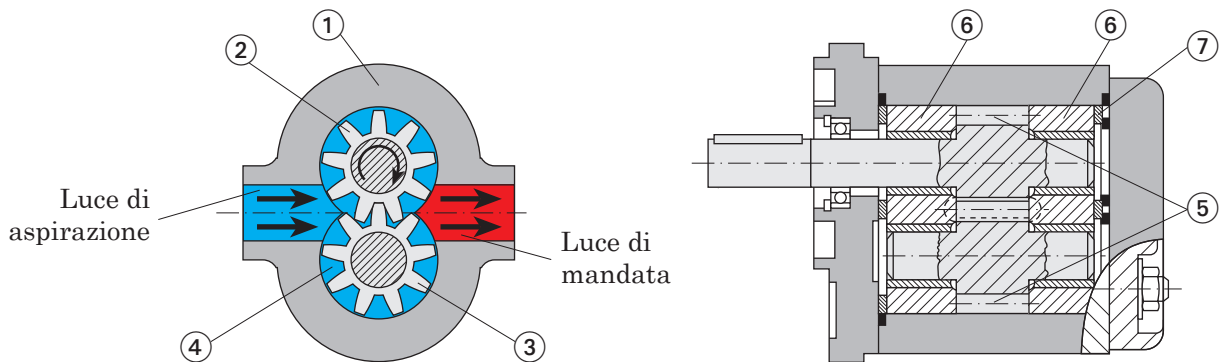


Fig. 17.27 - Pompe a ingranaggi esterni.

Il liquido non può d'altra parte rifluire all'aspirazione attraverso la parte centrale a causa della tenuta consentita dall'ingranamento tra i denti delle due ruote. La pompa a ingranaggi **a gioco fisso** (con distanza fissata all'inizio tra supporti e ingranaggi) non sarebbe in grado, a causa delle inevitabili usure provocate soprattutto alle alte pressioni da particelle presenti nell'olio, di conservare nel tempo il gioco laterale degli ingranaggi (5) con conseguenze decisamente negative sul rendimento volumetrico); esiste allora un dispositivo

di *compensazione assiale* che consiste nei due supporti mobili (6), chiamati *occhiali*, che, nel corso del funzionamento della macchina, vengono avvicinati ai fianchi delle ruote (5) tramite i dischi (7), garantendo un gioco laterale minimo. È così possibile far funzionare, in modo continuo, la pompa fino a pressioni pari a 20 MPa con punte fino a 25 ÷ 28 MPa.

Nelle **pompe a ingranaggi interni** (*Figura 17.28*) le camere a volume variabile sono generate dalle pareti dei denti appartenenti a due ruote situate una internamente all'altra. Il pignone conduttore ingrana con la corona a dentatura interna: il primo ha sei denti, mentre la seconda ha sette denti. Aspirazione e mandata dell'olio sono effettuate per mezzo di due luci, a forma di fagiolo, ricavate davanti e dietro la pompa. L'olio entra nella fase di aspirazione mentre il volume aumenta e viene mandato nel mezzo giro successivo quando il volume diminuisce. Sono pompe piuttosto compatte.

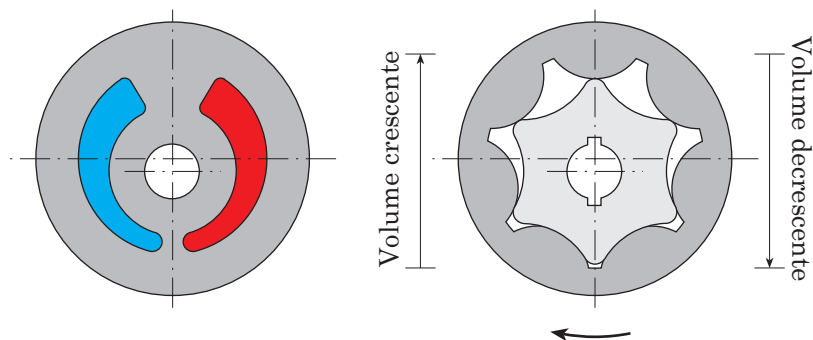


Fig. 17.28 - Schema di pompa a ingranaggi interni (Gerotor).

#### 17.5.4 Pompa a stantuffi

Nel *Paragrafo 17.4* avevamo visto che la pompa alternativa genera un volume, che prima cresce e poi diminuisce, per mezzo di uno stantuffo, che viene prima tirato (corsa di aspirazione) e poi spinto (corsa di mandata), all'interno di un cilindro. Era stato messo in evidenza come lo svantaggio di questa pompa fosse legato alla portata pulsante (*Figura 17.4*) e alla difficoltà di un accoppiamento diretto con i motori di comando (elettrico oppure a combustione interna), a causa della loro bassa velocità. Le pompe alternative vengono allora dotate di più stantuffi, che ricevono il moto da un albero a gomiti in modo da evitare le pulsazioni di portata, e utilizzate in applicazioni, in cui vengono richieste pressioni decisamente elevate con alte portate. Il moto dello stantuffo può ancora avvenire in modo alterno, come per le pompe alternative, garantendo allo stesso tempo una portata senza pulsazioni, se, al posto di far scorrere lo stantuffo avanti e indietro all'interno del cilindro per mezzo del manovellismo, si fa ruotare il cilindro. Vediamo come.

Nello schema di *Figura 17.29* il corpo cilindrico, che alloggia all'interno un solo stantuffo, viene fatto ruotare da un albero collegato al motore primo. La base dello stantuffo è in condizioni di scivolare, per mezzo di un pattino, su un piatto inclinato fisso. La rotazione del cilindro determina lo spostamento dello stantuffo, che, durante il primo mezzo giro del cilindro, fa aumentare progressivamente il volume della camera situata sopra lo stantuffo da zero fino al valore massimo, e poi, durante l'altro mezzo giro della rotazione del cilindro, fa diminuire il volume della camera dal valore massimo a zero.

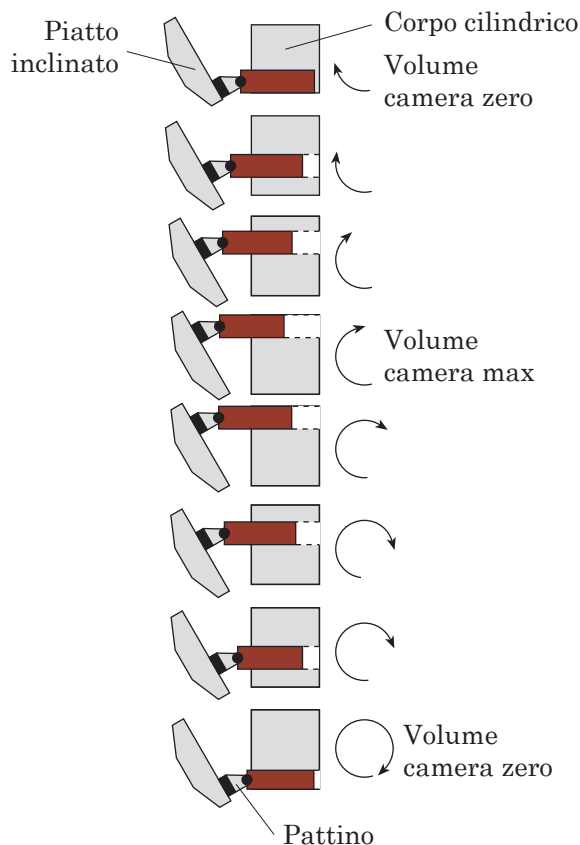


Fig. 17.29 - Funzionamento della pompa a stantuffi assiali, blocco cilindri rotante e albero in linea (schema per un solo stantuffo).

In pratica la **pompa a pistoni assiali** [<http://www.youtube.com/watch?v=D6FHU54qyRE>, <http://www.youtube.com/watch?feature=endscreen&v=5XOK8LtnKH4&NR=1>] viene realizzata con più stantuffi o *pistoncini* (Figura 17.30-a) ed è composta da (Figura 17.30-b):

- un rotore cilindrico, che porta, alloggiati al suo interno, un insieme di cilindri, in cui scorrono degli stantuffi;
- un piatto fisso a inclinazione variabile, su cui, per mezzo di molle o sistemi equivalenti, sono tenute premute le estremità degli stantuffi;
- una cassa fissa esterna, che porta le luci di aspirazione e di mandata.

Gli stantuffi, trascinati in rotazione dal rotore e obbligati ad aderire al piatto inclinato, si muovono di moto alterno e permettono di realizzare la distribuzione del liquido attraverso le luci di aspirazione e di mandata necessarie per tenere separato l'olio aspirato dall'olio immesso nel circuito di mandata. La regolazione della portata erogata dalla pompa viene ottenuta attraverso la variazione dell'inclinazione del piatto su cui sono appoggiati gli stantuffi; in questo modo varia la corsa degli stantuffi e di conseguenza si modifica la cilindrata.

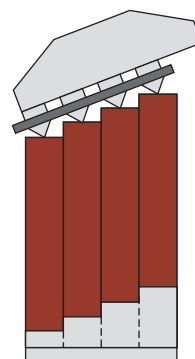


Fig. 17.30-a - Schema per più stantuffi.

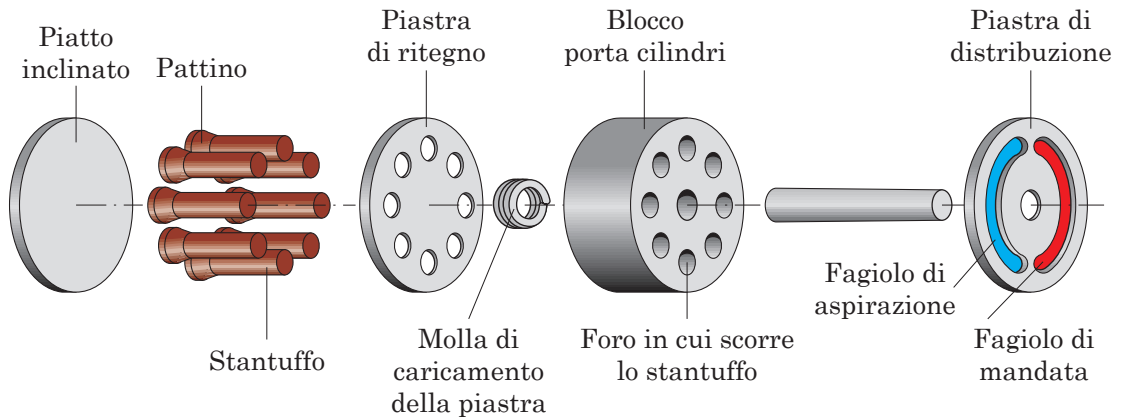


Fig. 17.30-b - Parti della pompa.

Le pompe a stantuffi assiali con albero in linea, essendo prive di un sistema di comando biella-manovella come le pompe alternative, permettono velocità di rotazione piuttosto elevate da 75 a 170 giri/s per i modelli più piccoli, hanno rendimenti elevati ( $\approx 0,9$ ) e possono raggiungere anche pressioni elevate (fino a 50 MPa). Per contro sono costose, in quanto necessitano di lavorazioni piuttosto curate e vanno alimentate con olio filtrato fino a  $10 \mu\text{m}$  e con una viscosità minima di  $15 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Le pompe a stantuffi assiali con albero in linea sono le più diffuse nelle applicazioni. Altri tipi di pompe pluricilindriche sono quelle assiali con asse inclinato e le pompe a stantuffi radiali.

La **pompa a stantuffi radiali** nella versione *a blocco cilindri rotante* è composta da (Figura 17.31):

- una regione centrale fissa suddivisa in due parti da un setto che separa la mandata dall’aspirazione;
- un rotore che contiene dei cilindri (da 5 a 9) in cui scorrono gli stantuffi;
- una cassa fissa in posizione eccentrica rispetto al rotore.

Gli stantuffi, trascinati dalla rotazione del rotore e tenuti premuti sulla parete interna della cassa per effetto della forza centrifuga, si muovono di moto alterno all’interno dei rispettivi cilindri a causa dell’eccentricità tra cassa e rotore. La regione fissa al centro della pompa permette di:

- aspirare il liquido durante la fase di aumento di volume delle camere dei cilindri (in basso nello schema di Figura 17.31);
- mandare il liquido durante la fase di progressiva riduzione del volume delle camere (in alto nella Figura 17.31).

Anche qui, come nelle pompe a palette a portata variabile, la portata viene variata facendo variare l’eccentricità del rotore rispetto alla cassa; così facendo si modifica la corsa degli stantuffi e corrispondentemente variano la cilindrata e la portata della pompa. La portata va a zero quando l’eccentricità si annulla. Nelle realizzazioni attuali la cilindrata di queste pompe è molto bassa (eccezionalmente può arrivare a  $100 \text{ cm}^3/\text{giro}$ ); cilindrata maggiori si ottengono con le pompe a stantuffi assiali. La Figura 17.32 mostra delle pompe tipiche pluricilindriche.



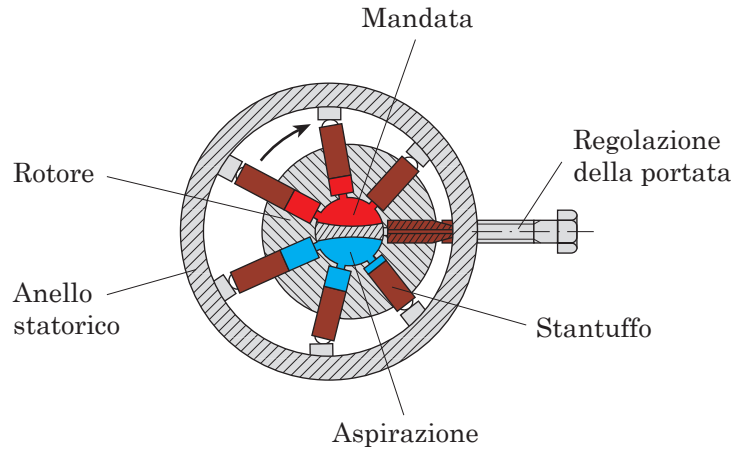
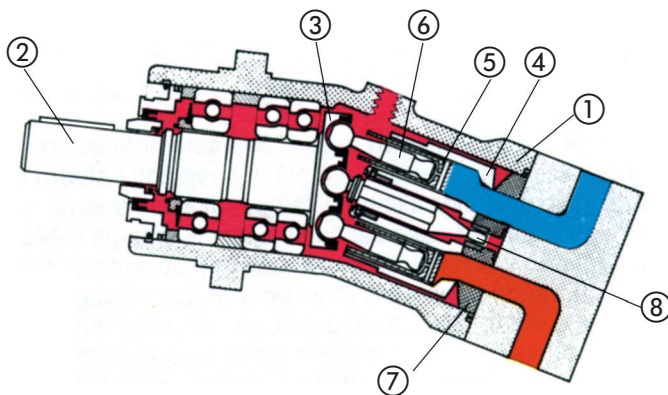


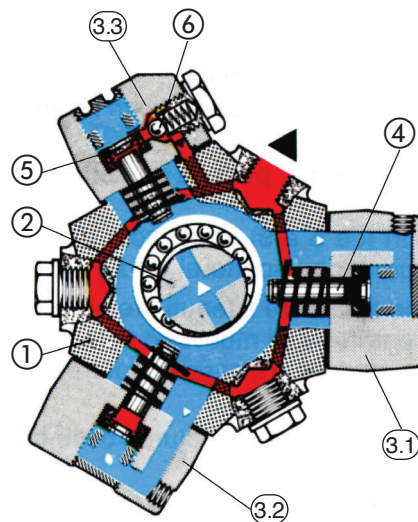
Fig. 17.31 - Schema di pompa a stantuffi radiali.



- 1 Cassa
- 2 Albero di comando
- 3 Disco di trascinamento
- 4 Cilindro
- 5 Stantuffo
- 6 Steli con snodi sferici
- 7 Piastra di distribuzione munita di due luci a forma di fagiolo per l'aspirazione (blu) e la mandata (rossa) dell'olio
- 8 Perno mediano di supporto del cilindro

Fig. 17.32-a - Pompa a pistoni assiali con blocco cilindri inclinato a portata costante (Rexroth tipo A2F).

Fig. 17.32-b - Pompa a pistoni radiali (Rexroth tipo R2); in aspirazione (blu) la valvola di aspirazione (è una piastrina) si solleva a causa della forza spirante e la camera dello stantuffo si riempie d'olio (elemento 3.1); quando lo stantuffo viene spinto nuovamente verso l'esterno dall'albero eccentrico, questo preme la piastrina sullo spigolo di tenuta (elemento 3.2); nello stesso tempo la sfera della valvola di mandata si solleva dalla sua sede e l'olio (rosso) viene mandato nel circuito.

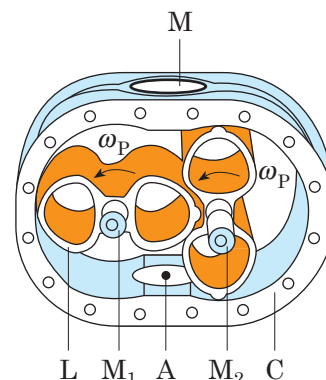


- |                     |                          |
|---------------------|--------------------------|
| 1 Cassa             | 4 Stantuffo              |
| 2 Albero eccentrico | 5 Valvola di aspirazione |
| 3 Elemento pompante | 6 Valvola di mandata     |

### 17.5.5 Pompa a lobi

Nella *pompa a ingranaggi* [[http://www.youtube.com/watch?v=KbOV0W1C\\_nE&feature=related](http://www.youtube.com/watch?v=KbOV0W1C_nE&feature=related)] il liquido, intrappolato lateralmente nel vano tra due denti consecutivi e la cassa esterna fissa, viene trasportato, attraverso la rotazione degli ingranaggi, dal condotto di aspirazione a quello di mandata. La **pompa a lobi** (Figura 17.33) può essere considerata un particolare tipo di pompa a ingranaggi, dotata soltanto di due oppure tre denti per ruota, trascinati in rotazione da ingranaggi dentati esterni al corpo della pompa e calettati sugli assi delle due ruote. La presenza di pochi denti fa sì che questa pompa, a differenza della pompa a ingranaggi, possa essere impiegata anche con liquidi non lubrificanti. Sono pompe caratterizzate da una notevole semplicità costruttiva e da un movimento del fluido piuttosto lento; possono quindi essere impiegate con fluidi anche molto diversi e una stessa pompa può servire per fluidi diversi. Su questo stesso principio sono basati i compressori di gas Roots.

Fig. 17.33 - P o m p a a lobi con indicati: alloggiamento (C) dei lobi (L), alberi di trasmissione del moto ( $M_1$  ed  $M_2$ ), collegamenti con il condotto di aspirazione (A) e di mandata (M), velocità angolare della pompa  $\omega_P$ .



### 17.5.6 Pompa a vite

Sullo stesso principio della pompa a lobi è basata la **pompa a vite**, dotata di due o più viti disposte in un corpo e adatta per fluidi di elevata massa volumica e viscosità, come ad esempio paste e polimeri oppure addirittura fluidi allo stato plastico. Nella pompa a vite della Figura 17.34, la vite intermedia (*conduttrice*) con spire destre viene azionata tramite un albero e trasmette il movimento di rotazione alle due viti esterne (*trascinata*) dotate di spire sinistre. I due principi delle viti trascinata e il principio unico della vite conduttrice costituiscono, insieme al corpo, un vano chiuso. Questo si sposta in modo costante dal lato aspirazione (blu) al lato mandata (rosso), senza variazione di volume, generando una portata uniforme e costante, senza pulsazioni.

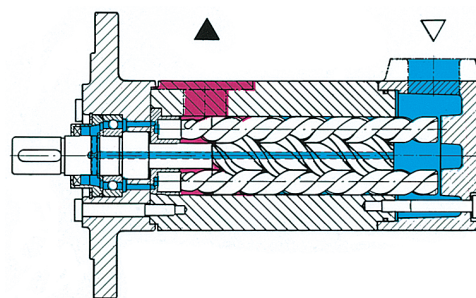


Fig. 17.34 - Pompa a vite (Mannesmann Rexroth).

Rispetto alla pompa a lobi (oppure a ingranaggi), la pompa a vite è caratterizzata da una pressoché totale assenza di vibrazioni e dalla maggiore silenziosità. La funzione principale di queste pompe è quella di trasportare il fluido piuttosto che generare una prevalenza. In alcuni casi queste pompe sono alimentate da materiale solido polverizzato (nell'industria chimica per la lavorazione delle materie plastiche, per esempio), che viene fuso all'interno della pompa, mediante riscaldamento effettuato attraverso le pareti, ed esce laminato allo stato plastico.

### 17.5.7 Altri tipi di pompe

Esistono molti altri tipi di pompe. Qui vogliamo ricordarne altri due piuttosto diffusi: la **pompa a membrana** e la **pompa a tubo deformabile**, il cui funzionamento è presentato rispettivamente nelle *Figure 17.35 e 17.36*.

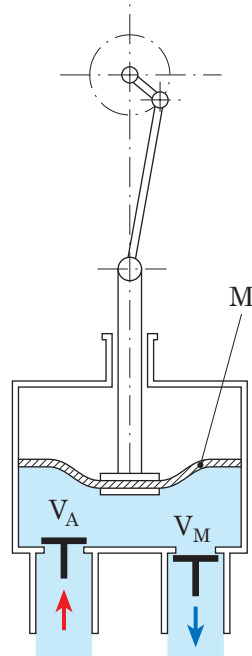


Fig. 17.35 - Pompa a membrana con indicati: membrana flessibile (M), valvole d'aspirazione ( $V_A$ ) e di mandata ( $V_M$ ).

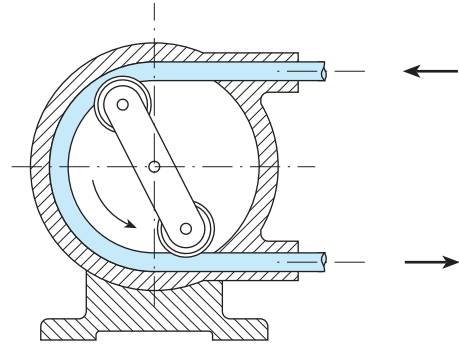


Fig. 17.36 - Pompa a tubo deformabile (o pompa a rullo).

La *pompa a membrana* è costituita da una membrana flessibile di cuoio, di gomma o di fibre sintetiche che viene forzata a deformarsi in un verso e nel verso opposto, rispetto alla posizione di riposo, da un'asta che può essere collegata a un manovellismo del tipo di quello già discusso a proposito delle pompe a stantuffo. La deformazione della membrana fa variare il volume della camera operatrice, in modo tale da aspirare prima e da mandare poi il liquido attraverso le valvole indicate in basso nella *Figura 17.35*.

Nella *pompa a tubo deformabile* o *pompa a rullo*, molto utilizzata nei laboratori chimici, le azioni di intrappolamento del liquido e di pompaggio sono affidate all'elasticità del tubo flessibile in cui viene trasportato il liquido dall'aspirazione alla mandata.

## 17.8 Scelta della pompa

### 17.8.1 Tipo di pompa

La scelta tra i due *tipi di pompe* – **pompe volumetriche**, a loro volta suddivise in *alterna*tive e *rotative*, e **pompe dinamiche** – va basata principalmente sui valori di portata e pressione del fluido trattato dalla pompa. Volendo infatti aumentare la pressione di un liquido, è possibile utilizzare sia una pompa volumetrica sia una turbopompa; si constata tuttavia che, all'aumentare della portata in volume del liquido trattato, i vantaggi della turbopompa, in termini di semplicità costruttiva e di rendimento, prevalgono sulla prima: le turbopompe forniscono una portata molto più alta e molto più stabile (cioè senza pulsazioni) di quella delle pompe volumetriche. Per contro una pompa volumetrica è adatta a funzionare con alte differenze di pressione (alte prevalenze) e basse portate (ad esempio 5000 kPa e 0,05 m<sup>3</sup>/s), mentre una turbopompa fornisce alte portate (fino a 20 m<sup>3</sup>/s) con modesti aumenti di pressione pari, ad esempio, a 100 kPa o meno.

La *Figura 17.53* mette in rilievo una fondamentale differenza operativa tra i due diversi tipi di pompe: le pompe volumetriche forniscono una portata pressoché costante sopra un ampio intervallo di variazione di pressione, mentre la turbopompa dà luogo a una pressione piuttosto uniforme per un certo intervallo di portate di liquido. Nella stessa figura sono state riportate le curve della pressione in funzione della portata per due valori della viscosità  $\mu$  del liquido genericamente indicati come alta e bassa viscosità: si osserva un forte deterioramento delle prestazioni della turbopompa all'aumentare della viscosità, deterioramento che non trova riscontro nella pompa volumetrica.

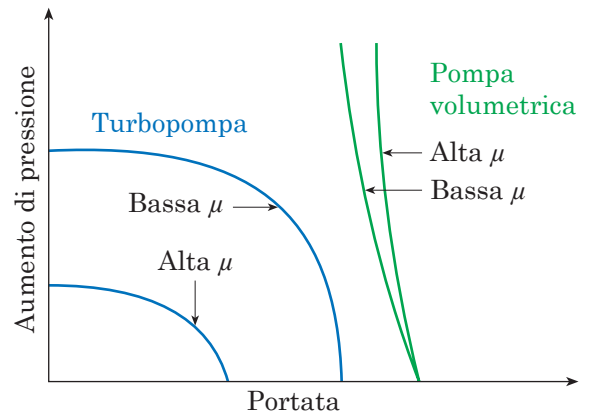


Fig. 17.53 - Confronto di prestazioni di turbopompe e pompe volumetriche tipiche a velocità di rotazione costante al variare della viscosità  $\mu$ .

In corrispondenza a questo deterioramento delle prestazioni anche il valore massimo del rendimento  $\eta_{P,max}$  diminuisce in modo considerevole all'aumentare della viscosità del liquido (riferita a quella dell'acqua) secondo i seguenti risultati tipici per una turbopompa:

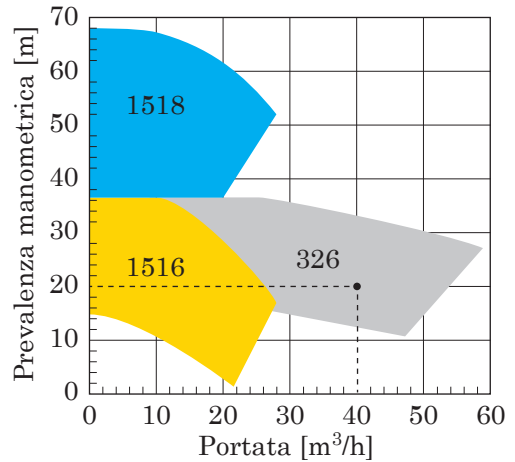
$\mu/\mu_{acqua}$	1,0	10,0	100	1000
$\eta_{P,max}$	0,85	0,76	0,52	0,11

Al di sopra di un valore della viscosità del fluido trattato dalla pompa pari a 300 volte quello dell'acqua, il deterioramento nelle prestazioni della turbopompa è talmente elevato che si è costretti a ricorrere a una pompa volumetrica. Poi, all'interno del campo delle pompe

volumetriche, i fluidi ad alta viscosità possono essere trattati con le pompe alternative a stantuffo, mentre, per le altissime viscosità, si è costretti a utilizzare le pompe volumetriche rotative, tipicamente le pompe a vite.

Una volta deciso il tipo di pompa, il costruttore fornisce i dati per la scelta della pompa. Nel caso delle pompe centrifughe viene, ad esempio, spesso utilizzato un diagramma che permette di effettuare una prima scelta della pompa all'interno di una famiglia di pompe simili in corrispondenza dei valori richiesti di portata  $\dot{V}$  e prevalenza manometrica  $h_u$  (Figura 17.54); si tratta di tanti quadrilateri curvilinei ognuno dei quali individua il campo di ottimo funzionamento di quel dato modello di pompa.

Fig. 17.54 - Prevalenza manometrica  $h_u$  in funzione della portata  $\dot{V}$  di una famiglia di pompe simili (FTI, modello UC) alla velocità di rotazione  $n = 2900$  giri/min ( $f = 50$  Hz). Se, ad esempio, si vuole scegliere una pompa in corrispondenza dei valori richiesti di portata  $\dot{V} = 40$  m<sup>3</sup>/h e prevalenza  $h_u = 20$  m, il punto segnato sul diagramma individua il modello di pompa cercato.



### 17.8.2 Velocità di rotazione

Una volta definite portata  $\dot{V}$  e prevalenza manometrica  $h_u$ , la scelta della pompa deve tener conto della *velocità di rotazione*  $n$  che è la terza grandezza che, nel caso delle turbopompe, compare nella formula della velocità specifica  $\omega_s$ .

Il sistema per azionare una pompa è quello di impiegare un motore elettrico asincrono trifase (è il più diffuso per le sue doti di economicità, semplicità costruttiva e bassi costi di manutenzione) che ruota a velocità costante governata dalla frequenza  $f$  [Hz] e dal numero dei poli  $N_p$ . La velocità di sincronismo  $n_0$  è data da:

$$n_0 = \frac{2f}{N_p} \quad \ll n_0 \text{ [giri/s]} \gg \qquad n_0 = \frac{120f}{N_p} \quad \ll n_0 \text{ [giri/min]} \gg \qquad 17-23$$

Tuttavia il motore asincrono ruota a una velocità  $n$  inferiore a quella di sincronismo  $n_0$  a causa dello scorrimento, differenza tra la velocità di sincronismo  $n_0$  del campo magnetico rotante, determinata dalla frequenza di alimentazione, e quella effettiva  $n$  del rotore. La *Tabella 17.1* dà le velocità di sincronismo  $n_0$  e le velocità nominali  $n$  del motore per una frequenza di rete di 50 hertz ( $f = 50$  Hz), che è quella più utilizzata<sup>17.2</sup>.

17.2 - In USA, Brasile, America Centrale e parte dell'Arabia Saudita la frequenza di rete è pari a 60 Hz.

Tabella 17.1

Velocità di sincronismo  $n_0$  ([giri/s] oppure [giri/min]) e velocità nominali  $n$  ([giri/s] oppure [giri/min]) per frequenza  $f = 50$  Hz in funzione del numero di poli  $N_p$

$N_p$	$n_0$		$n$	
	[giri/s]	[giri/min]	[giri/s]	[giri/min]
2	50	3000	48,3	2900
4	25	1500	24,2	1450
6	16,7	1000	16	960
8	12,5	750	12	720
10	10	600	9,6	575
12	8,3	500	8	480
14	7,1	428,6	6,8	410
16	6,25	375	6	360
20	5	300	4,8	288

### 17.8.3 Avviamento della pompa

Se, al momento dell'*avviamento* è riempita di gas, la pompa non può risucchiare (*adescare*) il liquido che si trova più in basso nel condotto di aspirazione. È questo un problema delle turbopompe, in quanto le pompe volumetriche sono autoadescanti (*self-priming*) in quasi tutte le applicazioni.

Per adescare una turbopompa occorre, all'avviamento, riempire di liquido il condotto di aspirazione e la girante. Questa operazione può essere effettuata:

- installando alla base del condotto di aspirazione una valvola di non ritorno (valvola di *ritegno*) che consente il passaggio del liquido in una sola direzione; successivamente si versa, dall'esterno, il liquido attraverso un foro munito di tappo e praticato nella cassa della pompa; dopo il primo avviamento, la pompa può ripartire di nuovo perché la valvola di ritegno trattiene il liquido nel condotto di aspirazione e nella cassa della pompa;
- chiudendo con una valvola di strozzamento la mandata in modo da poter poi generare una depressione, ad esempio con una pompa a vuoto, tale da far arrivare il liquido alla pompa; a questo punto si apre la valvola di strozzamento e viene messa in funzione la pompa;
- collocando la pompa sotto battente (*Figura 17.51*), con la pompa posta al di sotto del serbatoio da cui aspira il liquido.

### 17.8.4 Pompe ermetiche

Per il trattamento di fluidi pericolosi – ad esempio, fluidi velenosi, corrosivi o esplosivi oppure fluidi molto freddi o molto caldi, fluidi radioattivi, fluidi di viscosità molto bassa e alta tensione di vapore – di cui è necessario evitare qualsiasi perdita all'esterno, si fa uso di **pompe ermetiche**. Ne esistono di due tipi: le *canned motor pumps* e le pompe a trasciamento magnetico.

Nelle *canned motor pumps* (*Figura 17.55*), che potremmo tradurre con pompe aventi un motore elettrico posto in un cilindro metallico (*can* = lattina), una pompa centrifuga è accoppiata a un motore elettrico il cui rotore, a gabbia di scoiattolo, è calettato sull'albero



della girante mentre gli avvolgimenti dello statore sono posti in un contenitore metallico cilindrico a pareti sottili (appunto il *can*).

Nelle pompe a trascinamento magnetico (Figura 17.56) una coppia di magneti costituisce il collegamento pompa-motore: il magnete dell'albero del motore elettrico trasmette il movimento rotatorio all'altro magnete accoppiato alla girante della pompa.

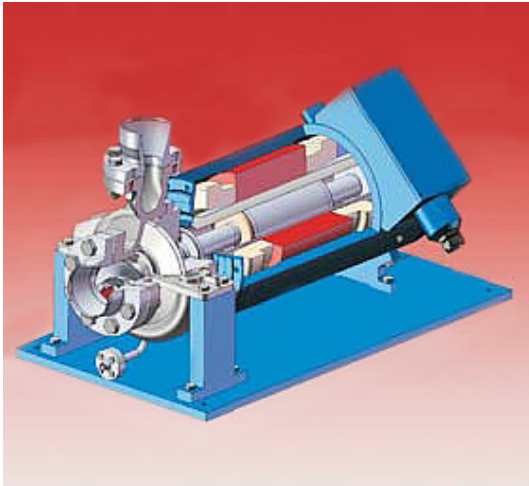


Fig. 17.55 - Esemplio di *canned motor pump* (Rütschi).

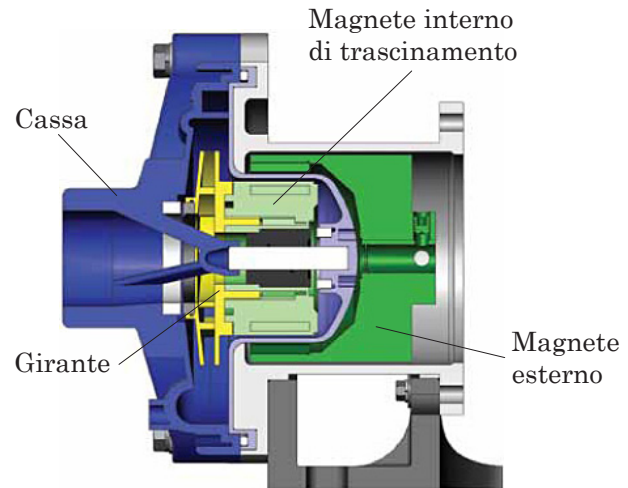


Fig. 17.56 - Esemplio di pompa centrifuga a trascinamento magnetico (FTI, serie DB).

## 17.9 Pale delle turbopompe

### 17.9.1 Triangoli di velocità

Nel calcolo delle turbomacchine il moto del fluido viene considerato *stazionario* e *unidimensionale*. L'ipotesi di stazionarietà significa considerare il moto a regime: le diverse grandezze che descrivono lo stato del fluido come, ad esempio, la sua velocità, non variano in funzione del tempo. L'ipotesi di flusso unidimensionale richiede che la velocità del fluido possa variare lungo il canale, mentre non varia nei punti diversi della stessa sezione. Si consideri la girante di una turbomacchina operatrice, ad esempio quella della pompa centrifuga (Figura 17.57) di cui viene riportato lo schema nella Figura 17.58, distinguendo le tre coordinate  $r$  (raggio della girante),  $\theta$  (angolo nel piano della girante rispetto a un asse di riferimento) e  $z$  (asse di rotazione della girante). In realtà la velocità del fluido varia non solo lungo il raggio  $r$ , ma anche secondo l'angolo  $\theta$  e l'asse  $z$  in funzione del numero delle pale, della loro forma e del loro spessore; nel calcolo si assume invece che le pale siano di numero infinito e infinitamente sottili (anche se nel disegno di Figura 17.59-a sono state indicate con un certo spessore al fine di poterle evidenziare), in modo tale che la mezzeria del canale (indicata a tratti e a punti nella Figura 17.59-a) coincida con la traiettoria della velocità del fluido relativamente alla parete mobile (è la velocità che nel seguito indicheremo come velocità relativa  $w$ ). La corrente di fluido lungo il canale viene cioè assimilata al moto delle particelle del fluido lungo la mezzeria del canale; avremo così un valore della velocità relativa del fluido  $w_1$  nella sezione di ingresso e un altro valore della velocità rela-

tiva del fluido  $w_2$  nella sezione di uscita, ma non più di un valore della velocità nella sezione di ingresso e così pure nella sezione di uscita.

I valori assunti dalla velocità del fluido, all'ingresso e all'uscita della girante, sono essenziali per determinare le forze che agiscono sui condotti mobili, delimitati dalle pale della girante. Distinguiamo, all'interno della turbomacchina, la regione 1, *sezione di ingresso nel condotto mobile*, e la regione 2, *sezione di uscita dal condotto*. Il moto del fluido avviene in parte nelle regioni a monte e a valle della girante, contraddistinte dalle pareti fisse rappresentate dalla cassa della turbomacchina, e in parte all'interno dei condotti mobili della girante, perciò il movimento del fluido rilevato da un osservatore *solidale* con la girante, che si muova cioè con la velocità  $u = \omega r$  della girante, si presenta in modo diverso dal movimento percepito dall'osservatore fisso, situato nell'ambiente in quiete.

Definiamo come **velocità assoluta**  $c$  la velocità del fluido registrata dall'osservatore fisso, mentre definiamo come **velocità relativa**  $w$  la velocità del fluido registrata dall'osservatore mobile, trascinato in rotazione dalla ruota con la **velocità di trascinamento** o **velocità periferica**  $u$ . La velocità assoluta  $c$  della particella di fluido si ottiene componendo la velocità relativa  $w$  della particella con la velocità  $u$ , con cui questa viene trascinata in rotazione dalla girante. Per far ciò occorre tener presente che la velocità è un vettore, definito cioè non solo come *modulo* o *intensità*, che è il particolare valore numerico assunto dal vettore, ma anche come *direzione* e *verso*. Il vettore velocità assoluta  $c$  è dato così dalla somma del vettore velocità relativa  $w$  più il vettore velocità di trascinamento  $u$ :  $c = w + u$ <sup>17.3</sup>.

Graficamente tale somma si ottiene con la regola del parallelogramma: nella *Figura 17.59-a*, la velocità assoluta in ingresso  $c_1$  è la diagonale del parallelogramma che ha per lati la velocità relativa in ingresso  $w_1$ , e la velocità di trascinamento in ingresso  $u_1$ ; analogamente, nella sezione di uscita,  $c_2$  è la diagonale del parallelogramma che ha per lati  $w_2$  e  $u_2$ . Perciò le tre velocità sono anche i lati di due triangoli, detti appunto **triangoli delle velocità** (*Figura 17.59-a*):  $c_1, w_1, u_1$  nel *triangolo delle velocità all'ingresso*, e  $c_2, w_2, u_2$  nel *triangolo delle velocità all'uscita*.



Fig. 17.57 - Fotografia di una girante di pompa centrifuga (Worthington).

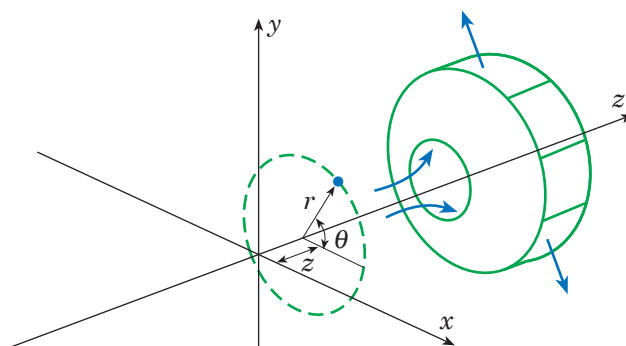


Fig. 17.58 - Schema di girante di pompa centrifuga con le tre coordinate cilindriche.

**17.3** - Per semplicità non si è adottata qui la rappresentazione usuale dei vettori con le lettere in grassetto; per le velocità si sarebbe dovuto scrivere:  $\mathbf{c}$ ,  $\mathbf{w}$  e  $\mathbf{u}$ . La somma riportata nell'equazione  $c = w + u$  va allora intesa come un'operazione vettoriale e deve essere eseguita con la regola del parallelogramma.



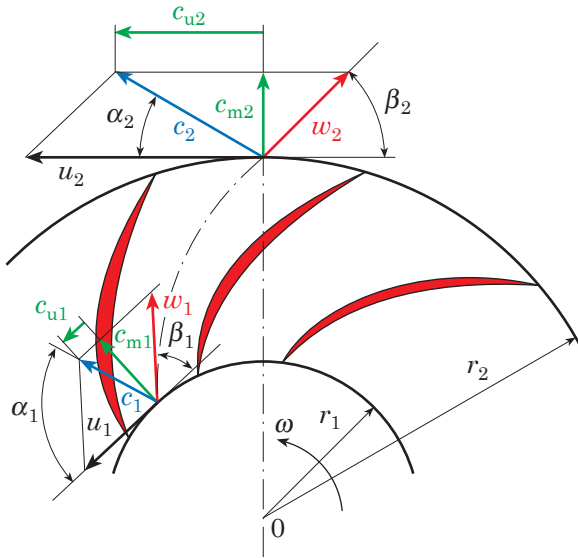


Fig. 17.59-a - Flusso unidimensionale attraverso la girante di una pompa centrifuga: caso generale.

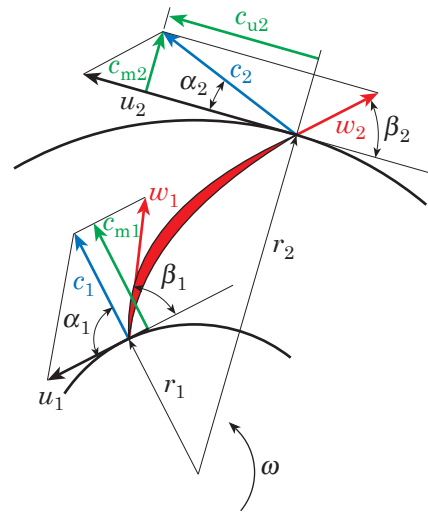


Fig. 17.59-b - Triangoli delle velocità all'ingresso e all'uscita di una pompa centrifuga: caso di flusso radiale in ingresso. In queste condizioni la componente tangenziale  $c_{u1}$  della velocità assoluta è nulla ( $c_{u1} = 0$ ),  $\alpha_1 = 90^\circ$  e la velocità assoluta  $c_1$  è soltanto radiale e coincide con la componente meridiana  $c_{m1}$  ( $c_1 = c_{m1}$ ).

Indichiamo con  $\alpha_1$  l'angolo che la velocità assoluta  $c_1$ , che entra nella girante attraverso la superficie cilindrica di raggio  $r_1$ , forma con la velocità periferica  $u_1$  diretta secondo la tangente alla superficie di raggio  $r_1$  nel punto a cui vengono riferite tutte le velocità della sezione 1.

Analogamente indichiamo con  $\alpha_2$  l'angolo che la velocità assoluta all'uscita  $c_2$ , che lascia la girante attraverso la superficie cilindrica di raggio  $r_2$ <sup>17.4</sup>, forma con la velocità periferica  $u_2$  diretta secondo la tangente alla superficie (Figura 17.59-a). Siano poi  $\beta_1$  l'angolo formato dalla velocità relativa  $w_1$  con l'opposto di  $u_1$  e  $\beta_2$  l'angolo formato dalla velocità relativa  $w_2$  con l'opposto di  $u_2$  (Figura 17.59-a).

Il triangolo delle velocità all'ingresso (Figura 17.59-a) si ottiene tracciando dapprima il vettore  $c_1$  inclinato dell'angolo  $\alpha_1$ ; si riporta quindi  $u_1$  sulla tangente alla superficie cilindrica nel punto di riferimento e poi si sottrae  $u_1$  vettorialmente da  $c_1$  (l'operazione grafica è indicata nella Figura 17.59-c) in modo da ottenere  $w_1$ . Essendo  $c_1 = w_1 + u_1$ , il vettore velocità relativa è  $w_1 = c_1 - u_1$ .

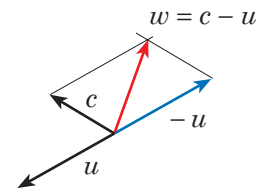


Fig. 17.59-c - Operazione grafica della differenza di due vettori.

Successivamente, per facilitare l'analisi del moto del fluido, la velocità assoluta  $c_1$  viene risolta in due componenti: una diretta secondo la direzione del flusso, chiamata appunto *velocità di flusso* oppure *componente meridiana* (com-

17.4 - La traccia della superficie cilindrica della sezione di ingresso è, sul piano del disegno della Figura 17.59-a, il cerchio di raggio  $r_1$ ; analogamente la traccia della superficie cilindrica della sezione di uscita è sul piano del disegno la circonferenza di raggio  $r_2$ .

ponente cioè su un piano passante per l'asse della macchina)  $c_{m1}$ , e l'altra  $c_{u1}$ , diretta perpendicolarmente a questa, che prende il nome di *componente tangenziale* della velocità in quanto la direzione normale al flusso è la direzione tangenziale o periferica. Nel caso esaminato (*Figura 17.59-b*) la pompa è una pompa centrifuga, il flusso è radiale e la velocità di flusso (o velocità meridiana)  $c_{m1}$  coincide con la componente secondo il raggio  $r_1$ .

Il *triangolo delle velocità all'uscita* si ottiene in modo simile al triangolo delle velocità di ingresso. Alla velocità assoluta di uscita  $c_2$  si sottrae vettorialmente la velocità di trascinamento del condotto mobile  $u_2$  in modo da ottenere la velocità relativa  $w_2$ . Anche qui risolviamo la velocità assoluta all'uscita secondo le due componenti tangenziale  $c_{u2}$  e di flusso  $c_{m2}$ .

La direzione della corrente è quella impartita dalla palettatura caratterizzata dagli *angoli costruttivi*  $\alpha_1$  e  $\beta_2$ , così chiamati perché dipendono solo dal profilo della pala, e dagli *angoli di funzionamento*  $\alpha_2$  e  $\beta_1$ , in quanto per una stessa palettatura essi variano al variare delle condizioni di funzionamento.

Si è visto che la traiettoria della particella fluida all'interno del condotto mobile (linea a tratti e a punti della *Figura 17.59-a*) ha, per l'ipotesi di moto unidimensionale, la stessa forma della pala mobile; perciò il profilo iniziale della pala è diretto secondo la velocità relativa di ingresso  $w_1$ , mentre la velocità relativa di uscita  $w_2$  è diretta secondo il profilo che la pala presenta all'uscita. In altre parole gli angoli  $\beta_1$  e  $\beta_2$ , che la velocità relativa  $w$  forma, all'ingresso e all'uscita, con la direzione periferica, sono anche gli angoli iniziali e finali del profilo della pala. Il fatto che si realizzi una condizione di *assenza di urti* tra velocità relativa e profilo della pala è particolarmente importante per evitare perdite e massimizzare il lavoro comunicato dalla palettatura. In sede di progetto della turbomacchina, calcolata per una ben determinata portata, si impone quindi che la composizione della velocità assoluta all'ingresso  $c_1$  con la velocità periferica  $u_1$  sia tale da avere come risultante una velocità relativa  $w_1$ , coincidente con la direzione della parte iniziale della pala.

## 17.9.2 Equazione di Eulero

Applicando a una turbopompa delle considerazioni basate sulla quantità di moto, si ricava l'**equazione di Eulero** che esprime il lavoro interno  $w_1$  trasmesso dalle pale della girante al fluido come differenza tra il prodotto della velocità periferica per la componente tangenziale della velocità assoluta in uscita  $u_2 c_{u2}$  e quello in entrata  $u_1 c_{u1}$ :

$$w_1 = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad 17-24$$

Non comparando la massa volumica  $\rho$  del fluido trattato dalla turbopompa, questa equazione è valida anche quando, come nel caso di un gas, la massa volumica varia nel passare attraverso la girante e si applica quindi a tutte le turbomacchine operatrici siano queste delle turbopompe oppure dei turbocompressori. Ciascun termine della **17-24** rappresenta un lavoro riferito all'unità di massa [J/kg] o, anche, dei  $m^2/s^2$ : si ha infatti  $J/kg = N \cdot m/kg = (kg \cdot m/s^2) \cdot m/kg = m^2/s^2$ .

Il lavoro interno  $w_1$  risulta massimo quando il termine con il segno meno ( $u_1 c_{u1}$ ) è nullo o, al limite, negativo. Nel caso in cui questo termine sia nullo, si ottiene:

$$w_1 = u_2 c_{u2} \quad \ll \text{per } c_{u1} = 0 \gg \quad 17-24'$$

### 17.9.3 Pompa centrifuga

I triangoli di velocità sono quelli tracciati nella *Figura 17.59-b* relativamente a una pompa centrifuga. Analoga trattazione può essere fatta per una turbina: in quest'ultimo caso, come si è già detto, il moto del flusso solitamente è centripeto (è diretto cioè verso il centro). Le velocità periferiche in corrispondenza dei raggi  $r_1$  (ingresso) ed  $r_2$  (uscita) sono date da (1-17):

$$u_1 = \omega r_1 \qquad u_2 = \omega r_2 \qquad \mathbf{17-25}$$

Nell'ipotesi di pale infinitamente sottili<sup>17.5</sup>, la portata in massa  $\dot{m}$  è, per l'equazione di continuità **15-2**, data dal prodotto delle superfici cilindriche di area  $2\pi r_1 b_1$  (all'ingresso) e  $2\pi r_2 b_2$  (all'uscita) per le rispettive velocità normali a queste superfici  $c_{m1}$  e  $c_{m2}$  (*Figura 17.60*):

$$\dot{m} = \rho_1 2\pi r_1 b_1 c_{m1} = \rho_2 2\pi r_2 b_2 c_{m2} \qquad \mathbf{17-26}$$

dove  $b_1$  e  $b_2$  sono le larghezze della ruota al bordo interno e al bordo esterno della pala, mentre  $\rho_1$  e  $\rho_2$  sono le masse volumiche del fluido rispettivamente in ingresso e in uscita. Per un liquido, la massa volumica  $\rho$  è costante ( $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ ); si può così semplificare la portata in massa  $\dot{m}$  e basare il calcolo sulla portata in volume  $\dot{V}$ :

$$\dot{m} = \rho 2\pi r_1 b_1 c_{m1} = \rho 2\pi r_2 b_2 c_{m2} \qquad \dot{V} = 2\pi r_1 b_1 c_{m1} = 2\pi r_2 b_2 c_{m2} \qquad \mathbf{17-27}$$

Noti  $\dot{m}$ ,  $\omega$ ,  $r_1$  ed  $r_2$ , si ricavano i triangoli di velocità in ingresso e in uscita, nonché il lavoro  $w_i$ .

In assenza di palettature a monte della girante in grado di imprimere al moto della corrente fluida una componente tangenziale, la velocità assoluta di ingresso  $c_1$  è soltanto radiale e coincide con  $c_{m1}$ ; si veda la *Figura 17.59-b* dove, essendo nulla la componente tangenziale  $c_{u1}$  della velocità assoluta, risulta  $\alpha_1 = 90^\circ$  e  $c_1 = c_{m1}$ . Ricavata (*Tabella IV di copertina*) la componente tangenziale della velocità assoluta in uscita  $c_{u2}$ , è possibile in queste condizioni ( $c_{u1} = 0$ ) calcolare il lavoro massico  $w_i$  con la **17-24'**.

$$c_{u2} = u_2 - w_{u2} = u_2 - c_{m2} \tan\left(\frac{\pi}{2} - \beta_2\right) = u_2 - c_{m2} \cot\beta_2 \quad \Rightarrow \quad w_i = u_2 c_{u2} = u_2 (u_2 - c_{m2} \cot\beta_2) \qquad \mathbf{17-28}$$

#### Esempio 17.13 Lavoro e triangoli di velocità in una pompa centrifuga

La girante di una pompa centrifuga ha un diametro  $D = 0,12$  m e una larghezza assiale della ruota all'uscita  $b_2 = 18$  mm. Le pale sono inclinate all'indietro e formano un angolo  $\beta_2 = 25^\circ$

**17.5** - I due termini della **17-26**, che esprimono la portata in ingresso e in uscita, andrebbero moltiplicati per un fattore di ingombro ( $\approx 0,95$ ) per tener conto della diminuzione di sezione dovuta allo spessore delle palette.

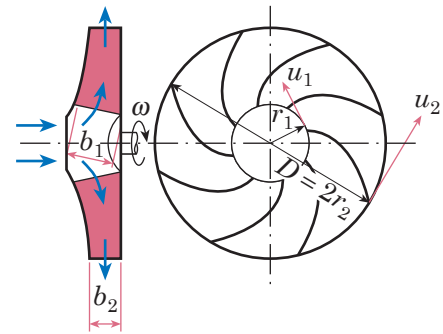


Fig. 17.60 - Schema di una pompa centrifuga per il calcolo delle portate e delle velocità periferiche.

con l'opposto della velocità periferica  $u_2$  (Figura 17.61). La portata in volume di acqua che, alla velocità di  $n = 12$  giri/s (720 giri/min), passa attraverso la girante è  $\dot{V} = 0,0035$  m<sup>3</sup>/s.

Nell'ipotesi di funzionamento della pompa nelle condizioni di progetto ( $c_{u1} = 0$ ), calcolare:

- il lavoro massico  $w_i$  trasmesso dalla girante all'acqua;
- il carico corrispondente  $h_i$ ;
- per via grafica, tutti gli elementi del triangolo delle velocità in uscita, una volta noti i valori di  $u_2$  e  $c_{m2}$  dalla prima domanda.

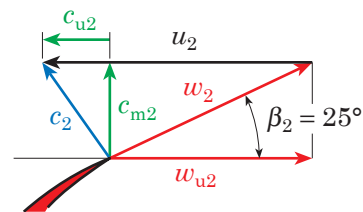


Fig. 17.61 - Triangolo delle velocità all'uscita della pompa centrifuga trattata nell'Esempio 17.13.

### SOLUZIONE

- a) Essendo  $c_{u1} = 0$ , si applica la 17-28. In questa equazione non sono note la velocità periferica  $u_2$  e la velocità di flusso  $c_{m2}$  all'uscita, mentre  $\beta_2$  è assegnato nell'enunciato dell'Esempio. La velocità periferica  $u_2$  si calcola con la 17-25 e con la 1-16 che dà la velocità angolare  $\omega$  in funzione di  $n$ , mentre  $c_{m2}$ , essendo la velocità che caratterizza la portata di acqua all'uscita si calcola con l'equazione di continuità 17-27, dal momento che è assegnata la portata in volume  $\dot{V}$ :

$$u_2 = \omega r_2 = 2\pi n \frac{D}{2} = 2 \times \pi \times 12 \text{ giri/s} \frac{0,12 \text{ m}}{2} = 4,52 \text{ m/s}$$

$$\dot{V} = 2\pi r_2 b_2 c_{m2} \Rightarrow c_{m2} = \frac{\dot{V}}{2\pi \frac{D}{2} b_2} = \frac{\dot{V}}{\pi D b_2} = \frac{0,0035 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \times 0,12 \text{ m} \times 0,018 \text{ m}} = 0,515 \text{ m/s}$$

$$w_i = u_2 \left( u_2 - c_{m2} \cot \beta_2 \right) = u_2 \left( u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \right) = 4,52 \text{ m/s} \left( 4,52 \text{ m/s} - \frac{0,515 \text{ m/s}}{\tan 25^\circ} \right) = 15,44 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 15,44 \text{ J/kg} \quad \blacktriangleleft$$

- b) Dividendo per l'accelerazione di gravità  $g$  il lavoro  $w_i$ , si ottiene il carico  $h_i$  in metri di colonna d'acqua:

$$h_i = \frac{w_i}{g} = \frac{15,44 \text{ m}^2/\text{s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2} = 1,57 \text{ m di colonna d'acqua} \quad \blacktriangleleft$$

- c) Noti i valori arrotondati di  $u_2 = 4,5$  m/s e  $c_{m2} = 0,5$  m/s (dalla risposta alla prima domanda), nonché dell'angolo  $\beta_2 = 25^\circ$  (dall'enunciato), si ricavano graficamente i valori delle altre velocità del triangolo di uscita tenendo presente che (Figura 17.61):

– la velocità relativa  $w_2$  è, per ipotesi, tangente alla pala e quindi forma un angolo  $\beta_2$  con la direzione periferica individuata da  $u_2$ ; tracciando quindi un segmento pari a  $c_{m2} = 0,5$  m/s normale alla direzione periferica, si determina la fine del vettore  $w_2$  e si ottengono i valori di  $w_2 = 1,2$  m/s e della sua componente tangenziale  $w_{u2} = 1,1$  m/s;

- la componente tangenziale della velocità assoluta  $c_{u2}$  si ricava come differenza tra  $u_2$  e  $w_{u2}$  ed è  $c_{u2} = 3,4$  m/s;
- la velocità assoluta  $c_2$  è il segmento che congiunge l'estremità della pala con la fine del vettore che rappresenta la velocità periferica  $u_2$  e vale  $c_2 = 3,5$  m/s.

### 17.9.4 Pompa assiale

La maggiore differenza tra una macchina a flusso assiale (in particolare la pompa della *Figura 17.62*) e la macchina a flusso radiale esaminata precedentemente è data dal fatto che non vi sono variazioni della velocità periferica  $u$  tra ingresso e uscita in quanto il raggio  $r$  rimane lo stesso sia all'ingresso sia all'uscita e quindi

$$u_1 = u_2 = u = \omega r \quad 17-29$$

Anche l'area della sezione di passaggio rimane la stessa sia in ingresso sia in uscita: così per un fluido incomprimibile di massa volumica  $\rho$  la velocità di flusso rimane inalterata ( $c_{m1} = c_{m2} = c_m$ ) e le portate in massa  $\dot{m}$  e in volume  $\dot{V}$  sono date da:

$$\dot{m} = \rho c_m \pi (r_e^2 - r_i^2) \quad \dot{V} = c_m \pi (r_e^2 - r_i^2) \quad 17-30$$

dove  $\pi (r_e^2 - r_i^2)$  è l'area della sezione di passaggio con  $r_e$  ed  $r_i$  raggi della pala rispettivamente all'estremità e all'interno del mozzo.

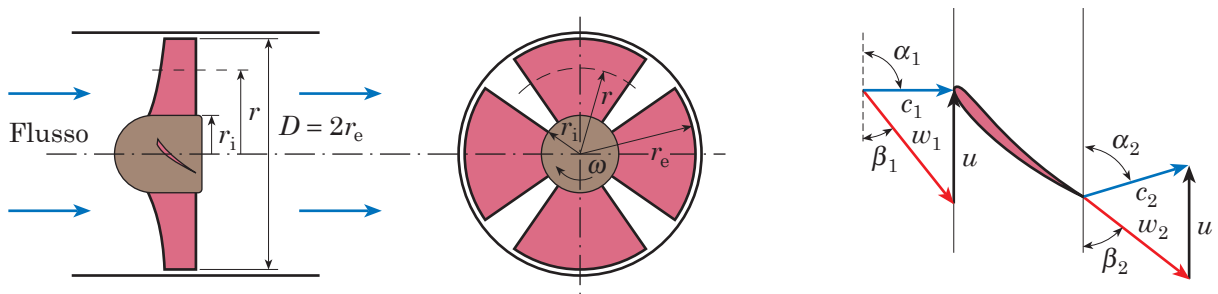


Fig. 17.62 - Girante di una turbopompa a flusso assiale e triangoli di velocità.

Il valore di  $c_m$  si ricava tenendo presente che, nel triangolo delle velocità all'ingresso (*Figura 17.62*), la velocità assoluta è diretta secondo il flusso ( $\alpha_1 = 90^\circ$  per la **17-24'**); ne segue che  $c_1$  è uguale a  $c_m$  ed, essendo il triangolo in ingresso un triangolo rettangolo, si ha:

$$c_m = u \tan \beta_1 \quad 17-31$$

Il lavoro in condizioni di progetto  $w_i$  (equazione **17-24'**) ha un'espressione analoga a quella per le macchine a flusso radiale con la sola differenza che, al posto delle velocità all'uscita  $u_2$  e  $c_{m2}$ , compaiono la velocità periferica  $u$  e la velocità di flusso  $c_{m1}$  che, per quanto detto, hanno lo stesso valore all'ingresso e in uscita:

$$w_i = u c_{u2} = u (u - c_m \cot \beta_2) \quad 17-32$$

L'equazione 17-32 si applica a un determinato raggio  $r$  della pala; ma questo varia lungo la pala passando da un valore minimo (il raggio interno  $r_i$  in corrispondenza del mozzo) a un valore massimo (il raggio  $r_e$  all'estremità della pala), come illustra la *Figura 17.62*. Ne segue che, passando dal mozzo alla punta della pala, varia la velocità periferica  $u = \omega r$  e, rimanendo  $c_1$  comunque assiale ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ), varia l'angolo  $\beta_1$  (*Figura 17.63-a*). Parallelamente viene fatto variare anche l'angolo di uscita  $\beta_2$  e la pala assume il caratteristico andamento svergolato (*Figura 17.63-b*) con angoli  $\beta$  in prossimità del mozzo maggiori di quelli che si trovano vicino all'estremità della pala.

Lo svergolamento della pala può essere realizzato secondo diversi criteri, di regola si impone che il lavoro per unità di massa  $w_1$  abbia un valore costante uguale a quello massimo lungo tutta la pala: si determina dapprima la velocità periferica  $u$  al variare del raggio  $r$ , poi si ricava  $\beta_1$  con la relazione 17-31 e  $\beta_2$  con l'equazione 17-32 in cui  $w_1$  viene mantenuto costante (si veda l'*Esempio 17.14*).

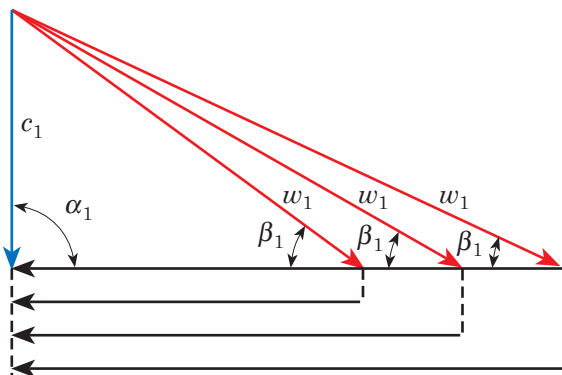


Fig. 17.63-a - Diminuzione dell'angolo  $\beta_1$  all'aumentare della velocità periferica passando dal mozzo alla pala.

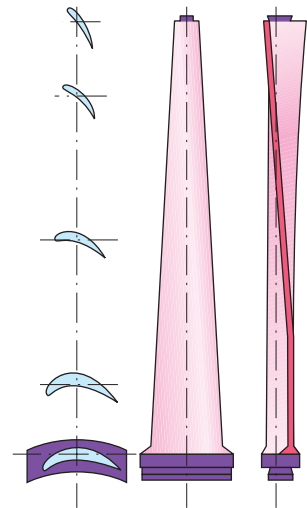


Fig. 17.63-b - Pala rotoria svergolata di una turbomacchina.

### Esempio 17.14 Profilo della pala in una pompa assiale

Una pompa a flusso assiale opera a una velocità di rotazione pari a  $n = 8,333$  giri/s (500 giri/min). Il raggio all'estremità della pala è  $r_e = 0,36$  m, il raggio interno in corrispondenza del mozzo è  $r_i = 0,2$  m. In corrispondenza di un raggio medio  $r = 0,28$  m vengono assegnati gli angoli  $\beta_1 = 12^\circ$  e  $\beta_2 = 15^\circ$ .

Determinare:

- il lavoro massico  $w_1$  trasmesso, in condizioni di progetto, dalle pale della girante;
- la portata in volume  $\dot{V}$  elaborata dalla pompa;
- gli angoli  $\beta_1$  in ingresso e  $\beta_2$  all'uscita in corrispondenza del mozzo e dell'estremità della pala.

## SOLUZIONE

a) Il lavoro massico in condizioni di progetto per una pompa assiale è dato dalla **17-32**:

$$w_i = u(u - c_m \cot \beta_2)$$

Per il raggio medio delle pale  $r$  è assegnato l'angolo  $\beta_2$ . Occorre ricavare la velocità periferica  $u$  e la velocità di flusso  $c_m$ . La velocità  $u$  si ottiene dalla **17-29**, passando attraverso la velocità angolare  $\omega$ , che si ricava a sua volta dalla **1-16**:

$$u = \omega r = 2\pi n r = 2 \times \pi \times 8,33 \text{ giri/s} \times 0,28 \text{ m} = 14,65 \text{ m/s}$$

La velocità di flusso  $c_m$  si ottiene dalla **17-31**:

$$c_m = u \tan \beta_1 = 14,65 \text{ m/s} \times \tan 12^\circ = 3,11 \text{ m/s}$$

$$w_i = u(u - c_m \cot \beta_2) = u \left( u - \frac{c_m}{\tan \beta_2} \right) = 14,65 \text{ m/s} \left( 14,65 \text{ m/s} - \frac{3,11 \text{ m/s}}{\tan 15^\circ} \right) = 44,58 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 44,58 \text{ J/kg} \quad \blacktriangleleft$$

b) La portata in volume  $\dot{V}$  è data dalla **17-30**:

$$\dot{V} = c_m \pi (r_e^2 - r_i^2) = 3,11 \text{ m/s} \times \pi \times \left[ (0,36 \text{ m})^2 - (0,2 \text{ m})^2 \right] = 0,875 \text{ m}^3/\text{s} \quad \blacktriangleleft$$

c) Seguiamo il procedimento esposto alla fine del *Paragrafo 17.9.4*. Calcoliamo la velocità periferica  $u_i$  all'interno della ruota, sul mozzo, e quella  $u_e$  all'estremità, in punta alla pala:

$$u_i = \omega r_i = 2\pi n r_i = 2 \times \pi \times 8,33 \text{ giri/s} \times 0,2 \text{ m} = 10,47 \text{ m/s}$$

$$u_e = \omega r_e = 2\pi n r_e = 2 \times \pi \times 8,33 \text{ giri/s} \times 0,36 \text{ m} = 18,84 \text{ m/s}$$

Con la **17-31** si ricava  $\beta_1$  in ingresso:

$$c_m = u \tan \beta_1 \Rightarrow \beta_1 = \arctan \frac{c_m}{u}$$

sul mozzo

$$\beta_1 = \arctan \frac{3,11 \text{ m/s}}{10,47 \text{ m/s}} = \arctan 0,297 = 16^\circ$$

in punta alla pala

$$\beta_1 = \arctan \frac{3,11 \text{ m/s}}{18,84 \text{ m/s}} = \arctan 0,165 = 9,5^\circ$$

All'uscita imponiamo che  $w_i$ , dato dalla **17-32**, rimanga costante:

$$w_i = u(u - c_m \cot \beta_2) \Rightarrow 44,58 \text{ J/kg} = u(u - 3,11 \text{ m/s} \times \cot \beta_2)$$

sul mozzo

$$\begin{aligned} 44,58 \text{ m}^2/\text{s}^2 &= u(u - 3,11 \text{ m/s} \times \cot \beta_2) \Rightarrow \\ \Rightarrow 44,58 \text{ m}^2/\text{s}^2 &= 10,47 \text{ m/s} (10,47 \text{ m/s} - 3,11 \text{ m/s} \times \cot \beta_2) \Rightarrow \\ \Rightarrow 44,58 \text{ m}^2/\text{s}^2 &= 109,62 \text{ m}^2/\text{s}^2 - 32,56 \text{ m}^2/\text{s}^2 \times \cot \beta_2 \end{aligned}$$



$$\cot \beta_2 = \frac{1}{\tan \beta_2} = 2,0 \Rightarrow \tan \beta_2 = \frac{1}{2,0} = 0,5 \Rightarrow \beta_2 = \arctan 0,5 = 26,6^\circ$$

in punta

$$\begin{aligned} 44,58 \text{ m}^2/\text{s}^2 &= u(u - 3,11 \text{ m/s} \times \cot \beta_2) \Rightarrow \\ \Rightarrow 44,58 \text{ m}^2/\text{s}^2 &= 18,84 \text{ m/s}(18,84 \text{ m/s} - 3,11 \text{ m/s} \times \cot \beta_2) \Rightarrow \\ \Rightarrow 44,58 \text{ m}^2/\text{s}^2 &= 354,94 \text{ m}^2/\text{s}^2 - 58,59 \text{ m}^2/\text{s}^2 \times \cot \beta_2 \end{aligned}$$

$$\cot \beta_2 = \frac{1}{\tan \beta_2} = 5,29 \Rightarrow \tan \beta_2 = \frac{1}{5,29} = 0,189 \Rightarrow \beta_2 = \arctan 0,189 = 10,7^\circ$$

### 17.9.5 Applicazioni

A seconda dell'angolo di uscita della pala  $\beta_2$ , le pompe centrifughe vengono classificate (*Figura 17.64-a*) con *pale rivolte all'indietro* ( $\beta_2 < 90^\circ$ ), *pale rivolte in avanti* ( $\beta_2 > 90^\circ$ ), oppure *pale radiali* ( $\beta_2 = 90^\circ$ ).

La girante con pale rivolte in avanti è quella in grado di sviluppare il lavoro interno più elevato in quanto, a pari velocità periferica  $u_2$  e di flusso  $c_{m2}$ , la componente tangenziale  $c_{u2}$  della velocità in uscita che, per la 17-24' determina il lavoro  $w$ , è più elevata che per gli altri profili di pale (*Figura 17.64-a*). Al maggiore lavoro  $w = gh$  della girante con pale rivolte in avanti corrisponde naturalmente la prevalenza  $h_u$  maggiore (*Figura 17.64-b*). Ma l'elevata velocità assoluta in uscita  $c_2$  determina un'alta energia cinetica, che, a sua volta, deve essere convertita in energia di pressione nel diffusore della pompa, con perdite per attrito piuttosto elevate, a causa dell'alta velocità del fluido, e soprattutto difficili da controllare. Vengono così preferite giranti aventi bassi valori dell'angolo  $\beta_2$  (compresi tra  $15^\circ$  e  $50^\circ$ ) e quindi con pale rivolte all'indietro.

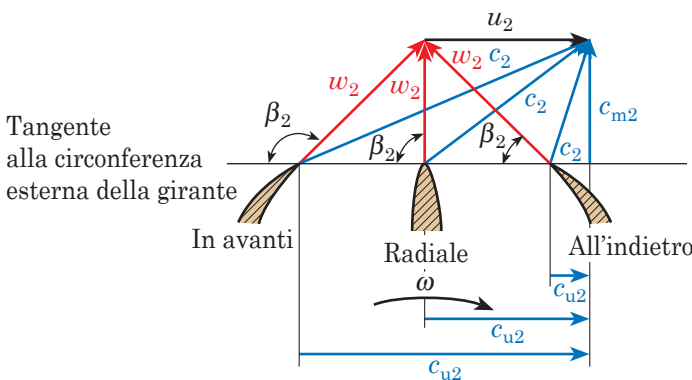


Fig. 17.64-a - Influenza dell'angolo di uscita della pala  $\beta_2$  sul triangolo delle velocità all'uscita di una pompa centrifuga.

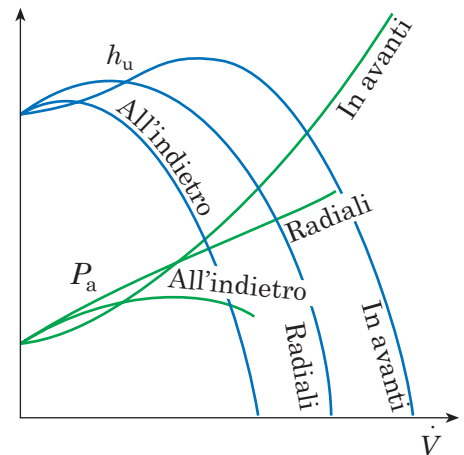


Fig. 17.64-b - Effetto dell'angolo di uscita della pala sulle curve caratteristiche di una pompa centrifuga.



La curva caratteristica della potenza assorbita dalla girante con pale rivolte all'indietro è *autolimitante*, in quanto la potenza massima si raggiunge in prossimità del punto di massimo rendimento e qualsiasi aumento della portata al di là di questo punto porta a una diminuzione della potenza; il motore elettrico necessario per sostenere la pompa può essere così dimensionato per la massima potenza. Al contrario, nel caso di giranti con pale radiali o con pale rivolte in avanti, la curva della potenza assorbita è continuamente crescente; in queste condizioni è difficile scegliere il motore elettrico giacché, qualora lo si scelga per la massima potenza, si può incorrere in una spesa inutile quando la pompa viene fatta lavorare in prossimità del punto di massimo rendimento, mentre al contrario, se il motore elettrico viene scelto per una potenza minore corrispondente al massimo rendimento, si corre il rischio di sovraccaricarlo se, per errore, la pompa viene fatta lavorare per una portata maggiore di quella di progetto.

Le **pompe centrifughe** occupano l'intervallo più basso della velocità specifica ( $\omega_s$  compreso tra 0,2 e 1), con un rendimento che arriva a valori piuttosto alti, superiori a 0,9. Ai bassi valori di  $\omega_s$  il rendimento cade rapidamente a causa delle aumentate perdite dovute all'attrito nei lunghi e stretti condotti palari (profilo di girante in basso a sinistra della *Figura 17.19*).

All'aumentare della velocità specifica ( $\omega_s > 1$ ) si passa in una zona in cui potrebbero ancora essere utilizzate pompe centrifughe oppure si potrebbe iniziare a utilizzare pompe assiali. La soluzione è quella di utilizzare pompe con un flusso intermedio compreso tra quello radiale e quello assiale: sono le **pompe a flusso misto**, dette anche *semiassiali* o *coniche*. Esse dispongono di una girante consistente in un mozzo conico (*Figura 17.65*) che monta le pale disposte in modo tale che il fluido si sposti in senso assiale; tuttavia, attraverso la girante, parte del flusso è assiale e parte è radiale. All'uscita della girante il fluido viene guidato dai condotti del diffusore, che lo invia alla mandata assiale.

Uno dei vantaggi delle pompe a flusso misto con mandata assiale (*Figura 17.65*) è che esse offrono portate molto elevate e al contempo possono essere adattate a generare pressioni elevate, in quanto possono essere facilmente disposte in serie, dando luogo a unità pluristadio.

Le **pompe assiali** nascono dall'esigenza di mandare alte portate di liquido con ingombri modesti e con velocità di rotazione sufficientemente elevate, in modo da evitare l'installazione di riduttori di velocità tra il motore elettrico di comando e la pompa. Questo problema viene risolto ricorrendo alle pompe assiali, che permettono di realizzare valori più elevati della velocità specifica  $\omega_s$  (da 3 fino a 6 e oltre, come risulta dalla *Figura 17.19*), con diametri modesti (il valore del diametro specifico  $D_s$  scende al di sotto di 2, come risulta dalla *Figura 17.18*), e quindi con ingombri inferiori a quelli delle altre pompe. La girante è seguita da un diffusore, dotato di condotti fissi, che ha il compito di eliminare la componente tangenziale della velocità del liquido (la velocità risulta così assiale e senza rotazione) e di convertire la corrispondente energia cinetica in ener-

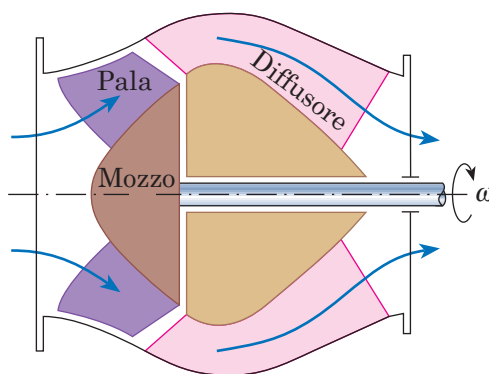


Fig. 17.65 - Pompa a flusso misto con mandata assiale.

gia di pressione. Possiamo assimilare la pompa assiale a un'elica intubata seguita da una controelica a pale fisse.

Lo svantaggio delle pompe assiali consiste nel fatto che queste sviluppano una prevalenza piuttosto bassa (circa 20 m per stadio) e presentano una curva caratteristica di rendimento fortemente discendente e quindi possono essere utilizzate economicamente soltanto per valori di portata corrispondenti o molto prossimi al punto di progetto (*Figura 17.66-a*). Oltre a ciò esiste, a sinistra del valore massimo del rendimento, tutta una regione di instabilità (curva della prevalenza  $h$ , riportata a tratti nella *Figura 17.66-a*), caratterizzata da oscillazioni della colonna fluida, dove la pompa non riesce a trovare un punto operativo adeguato.

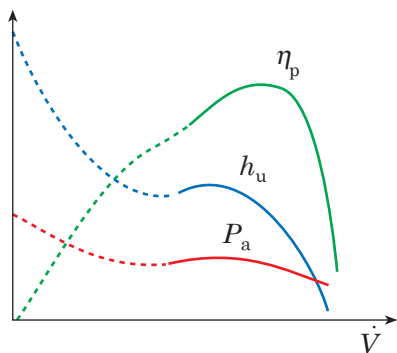


Fig. 17.66-a - Curve caratteristiche tipiche di una pompa assiale.

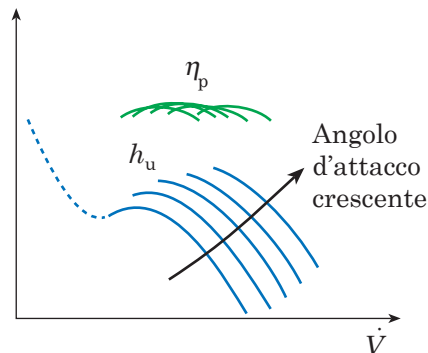


Fig. 17.66-b - Effetto della variazione dell'angolo di attacco sulle prestazioni di una pompa assiale.

È il fenomeno del *pompaggio* che verrà descritto a proposito dei compressori in quanto, mentre in una pompa per liquidi è solo fonte di rumore, in un compressore può causare gravi problemi. Le pompe assiali possono poi incorrere nel fenomeno della cavitazione molto più facilmente delle altre pompe. Alla bassa prevalenza raggiungibile con un solo stadio della pompa assiale, si rimedia disponendo, nel caso in cui occorran prevalenze elevate, più stadi in serie, riunendo più elementi in modo tale che ogni diffusore agisca da raddrizzatore per lo stadio che segue.

Nella **pompa a elica** (pompa assiale con le pale della girante fissate rigidamente al mozzo: pale a passo fisso) al diminuire della portata rispetto al valore di progetto non è possibile mantenere la velocità relativa del liquido  $w_1$  tangente al profilo di ingresso della pala, con perdite fluidodinamiche e quindi di rendimento dovute all'eccessiva deviazione della corrente tanto più sensibili quanto più ci si allontana dalle condizioni di progetto.

Per ridurre tali perdite si fa ricorso, in alcune applicazioni, a pale mobili (*a passo variabile*), che possono essere ruotate in modo tale che la velocità relativa in ingresso  $w'_1$  sia ancora tangente al profilo della pala; allo stesso tempo il cambiamento di calettamento della pala riduce anche le perdite all'ingresso del diffusore, perché riduce la diminuzione di  $\alpha_2$  al diminuire della portata. Questa soluzione, grazie a cui è possibile ruotare le pale attorno a un perno con asse normale all'asse di rotazione della girante, prende il nome di *pompa a passo variabile* o di *pompa Kaplan*.

Anche le pompe semiassiali possono essere realizzate con le pale regolabili. La *Figura 17.66-b* mostra l'effetto sulle curve caratteristiche del progressivo adeguamento dell'angolo di calettamento alla variazione della portata.

Il numero di pale della girante è normalmente compreso tra 2 e 8; giranti caratterizzate da una velocità specifica più alta hanno un minor numero di pale di lunghezza maggiore rispetto al diametro del mozzo. Corrispondentemente, il diffusore raddrizzatore ha un numero di pale compreso tra 3 e 9.

### 17.9.6 Dimensionamento

Per procedere al **dimensionamento** della pala di una *turbopompa* occorre distinguere (*Figura 17.67*) tra pompa *a flusso radiale* (detta anche pompa centrifuga), pompa *a flusso misto* e pompa *a flusso assiale* (detta anche pompa a elica).  $D'$  rappresenta il diametro medio di uscita della pala rispetto a cui determinare il triangolo delle velocità e in particolare la velocità  $c_{m2}$  nella direzione del flusso; noti  $c_{m2}$  e la larghezza della pala all'uscita  $b_2$ , è possibile ricavare la portata in uscita  $\dot{V}$  con la **17-27**. Nel caso delle pompe centrifughe, il diametro dell'estremità della pala  $D$  coincide con  $D'$ . Nel caso delle pompe a flusso assiale,  $D'$  è uguale a  $(D - b_2)$ , mentre il diametro dell'occhio  $D_e$  coincide con il diametro in punta  $D$  (*Figura 17.67*).

La *Figura 17.68* mostra queste stesse dimensioni, sotto forma di rapporti tra diametro ( $D_e/D$  e  $D/D'$ ) oppure tra larghezza della pala e diametro ( $b_2/D$ ) in funzione della velocità specifica  $\omega_s$  che a sua volta individua i diversi tipi di turbopompe. Oltre a questi rapporti geometrici, nella *Figura 17.68* sono riportati (**17-9**) il coefficiente di portata ( $\Pi_1 = c_{m2}/u_2$ ), espresso come rapporto tra la velocità di flusso  $c_{m2}$  e la velocità periferica  $u_2$  all'uscita della pala, e il coefficiente di velocità periferica  $k = u/\sqrt{2gh}$ , rapporto tra  $u$  e la velocità ideale  $c^* = \sqrt{2gh}$ ; quest'ultimo coefficiente rappresenta un'altra forma del coefficiente di pressione  $\Pi_2$ . Il carico  $h$ , nel caso di una pompa, è rappresentato dalla prevalenza manometrica  $h_u$ . Nella *Figura 17.68* il rapporto  $k$  è basato sull'esperienza realizzata con turbopompe che avevano un angolo di uscita  $\beta_2$  pari a  $25^\circ$  ed è stato assegnato per due valori della velocità periferica  $u = \pi nD$  e  $u' = \pi nD'$  relativi ai due diametri, quello massimo  $D$  e quello medio

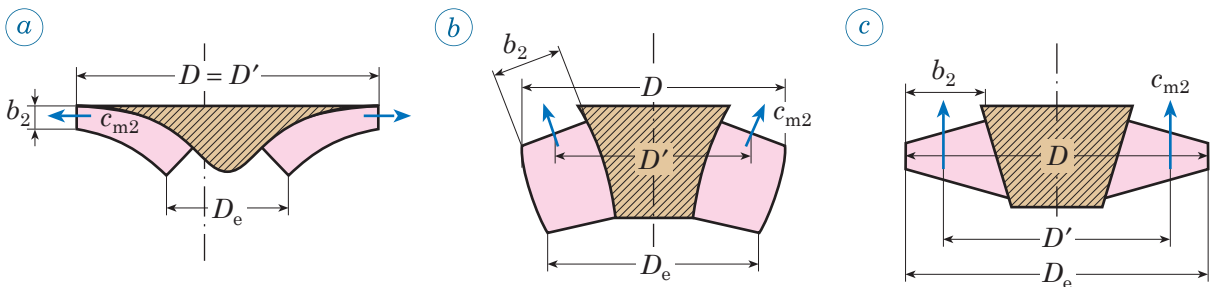


Fig. 17.67 - Parametri caratteristici di pale di turbopompe:

- a) pompa radiale (sempre centrifuga);
- b) pompa a flusso misto;
- c) pompa a flusso assiale.

$D'$ . Questi due valori coincidono nel campo delle pompe a flusso radiale, in quanto, come risulta dalla *Figura 17.67*, per esse il diametro massimo  $D$  coincide con il diametro medio  $D'$  all'uscita della pala ( $D = D'$ ), mentre divergono per le pompe a flusso misto e ancor più nel campo delle pompe a flusso assiale, dove il diametro medio in uscita  $D'$  è inferiore al diametro massimo  $D$ <sup>17.6</sup>.

Per il dimensionamento della pompa si procede nel modo seguente:

- noti i valori di portata  $\dot{V}$ , prevalenza  $h_u$  e velocità di rotazione  $n$ , si determina in primo luogo la velocità specifica  $\omega_s$  e si individua quindi il tipo di pompa da utilizzare;
- in corrispondenza di  $\omega_s$  si legge sul diagramma della *Figura 17.68* il valore del rapporto di velocità periferica  $k$ ;
- essendo assegnata la prevalenza  $h_u$ , una volta ricavato  $k$ , si calcola con  $\Pi_1$  la velocità periferica  $u$  e quindi il diametro relativo con la **1-17** in quanto anche la velocità  $n$  è un dato del problema;
- sulla base del diametro, si ricavano tutti i dati geometrici della pala leggendo i rapporti presentati in *Figura 17.68*.

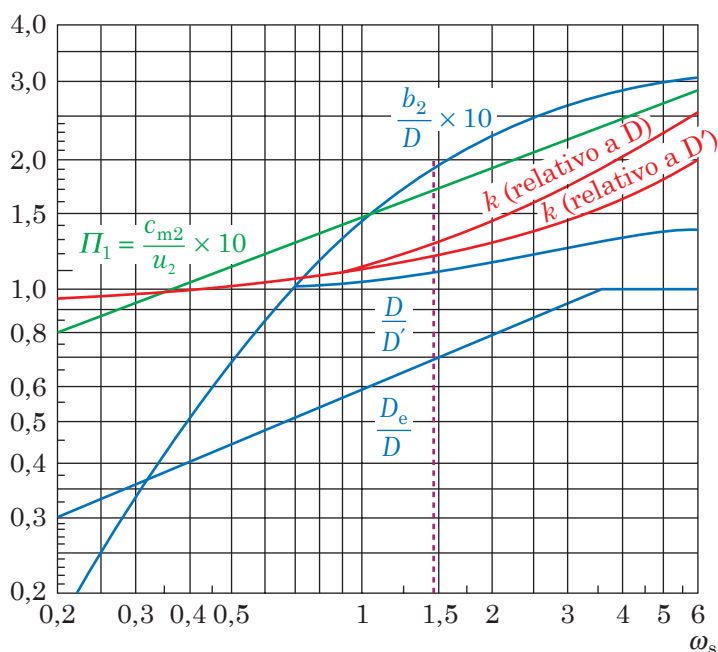


Fig. 17.68 - Rapporti utilizzabili per un primo dimensionamento delle pompe in funzione della velocità specifica; il rapporto  $k$  è calcolato per  $\beta_2 = 25^\circ$ ; la linea a tratti, tracciata sulla figura, si riferisce all'*Esempio 17.15*.

**17.6** - Nel caso delle pompe a flusso assiale, la velocità periferica ha un unico valore  $u$  sia in ingresso sia in uscita ( $u = u_1 = u_2$ ) in quanto sono uguali il diametro in ingresso e quello in uscita dalla pala ( $D' \approx D'_1 = D'_2$ ); così pure la velocità secondo il flusso ha un unico valore  $c_m$  sia in ingresso sia in uscita ( $c_m = c_{m1} = c_{m2}$ ), in quanto l'area di passaggio è sempre la stessa, come risulta dalla *Figura 17.67*.

## Esempio 17.15 Dimensionamento di una pompa a flusso misto

Si vuole progettare una pompa in grado di mandare una portata  $\dot{V} = 6 \text{ m}^3/\text{s}$  con una prevalenza manometrica  $h_u = 50 \text{ m}$  di colonna d'acqua, a una velocità di rotazione  $n = 10 \text{ giri/s}$  (600 giri/min).

Determinare:

- la velocità specifica  $\omega_s$  e il tipo di pompa;
- le dimensioni principali della girante;
- confrontare la portata assegnata  $\dot{V} = 6 \text{ m}^3/\text{s}$  con la portata calcolata attraverso il rapporto  $c_{m2}/u_2$ .

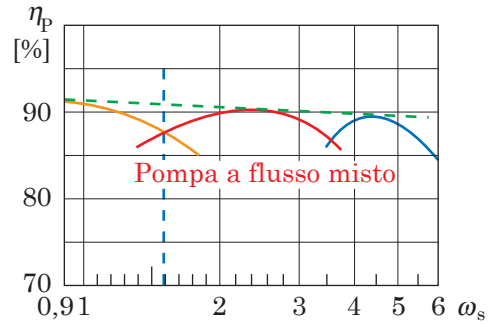


Fig. 17.69-a - Dati relativi all'Esempio 17.15: rendimento totale  $\eta_p$  in funzione di  $\omega_s$ .

### SOLUZIONE

- a) La velocità specifica  $\omega_s$  è data dalla 17-11:

$$\omega_s = 2\pi n \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(gh)^{0,75}} = 2 \times \pi \times 10 \text{ giri/s} \frac{\sqrt{6 \text{ m}^3/\text{s}}}{(9,81 \text{ m/s}^2 \times 50 \text{ m})^{0,75}} = 1,48 \quad \blacktriangleleft$$

La pompa è a flusso misto in quanto, dal diagramma della *Figura 17.69-a*, risulta che siamo nella zona delle pompe a flusso misto. Il rendimento massimo a cui possiamo aspirare è prossimo a 0,9.

- b) Utilizziamo la *Figura 17.68* per un primo dimensionamento della pompa. In corrispondenza di  $\omega_s = 1,48$ , abbiamo tracciato una linea a tratti che interseca i vari rapporti da utilizzare per il dimensionamento della pompa:

$$D_e/D = 0,68 \quad D/D' = 1,1 \quad k \text{ (al diametro } D') = 1,15 \quad k \text{ (al diametro } D) = 1,25$$

$$\Pi_1 = \frac{c_{m2}}{u_2} 10 = 1,7 \Rightarrow \frac{c_{m2}}{u_2} = \frac{1}{10} 1,7 = 0,17 \quad \frac{b_2}{D} 10 = 1,85 \Rightarrow \frac{b_2}{D} = \frac{1}{10} 1,85 = 0,185$$

Determiniamo prima di tutto il diametro medio di uscita della girante  $D'$  per mezzo del rapporto di velocità periferica:

$$k = \frac{u}{\sqrt{2gh_u}} = \frac{\pi n D'}{\sqrt{2gh_u}} \Rightarrow D' = \frac{k \sqrt{2gh_u}}{\pi n} = \frac{1,15 \sqrt{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 50 \text{ m}}}{\pi \times 10 \text{ giri/s}} = 1,146 \text{ m} = 1146 \text{ mm}$$

Determiniamo quindi le altre dimensioni sulla base dei rapporti evidenziati nella *Figura 17.67*:

$$D = \frac{D}{D'} D' = 1,1 \times 1,146 \text{ m} = 1,26 \text{ m (diametro massimo)}$$

$$b_2 = \frac{b_2}{D} D = 0,185 \times 1,26 \text{ m} = 0,233 \text{ m (larghezza della pala)}$$

$$D_e = \frac{D_e}{D} D = 0,68 \times 1,26 \text{ m} = 0,86 \text{ m (diametro dell'occhio)}$$

c) Per il calcolo della portata estendiamo a questa pompa a flusso misto l'equazione 17-27, che avevamo ricavato per le pompe centrifughe, sostituendo al doppio del raggio il diametro.

$$\dot{V} = \pi D' b_2 c_{m2}$$

In questa equazione  $D'$  e  $b_2$  sono ormai noti; occorre calcolare il valore della componente della velocità in uscita nella direzione del flusso  $c_{m2}$ . Essendo noto il rapporto  $\Pi_1 = c_{m2}/u_2 = 0,17$ , si può ricavare  $c_{m2}$  esplicitando in questo rapporto la velocità periferica  $u_2$ .

$$\Pi_1 = \frac{c_{m2}}{u_2} = \frac{c_{m2}}{\pi n D} = \frac{c_{m2}}{\pi \times 10 \text{ giri/s} \times 1,26 \text{ m}} = \frac{c_{m2}}{39,6 \text{ m/s}} = 0,17 \Rightarrow c_{m2} = 0,17 \times 39,6 \text{ m/s} = 6,7 \text{ m/s}$$

$$\dot{V} = \pi D' b_2 c_{m2} = \pi \times 1,146 \text{ m} \times 0,233 \text{ m} \times 6,7 \text{ m/s} = 5,64 \text{ m}^3/\text{s} \quad \blacktriangleleft$$

Questo valore di portata è piuttosto vicino al valore di  $6 \text{ m}^3/\text{s}$  assegnato inizialmente.

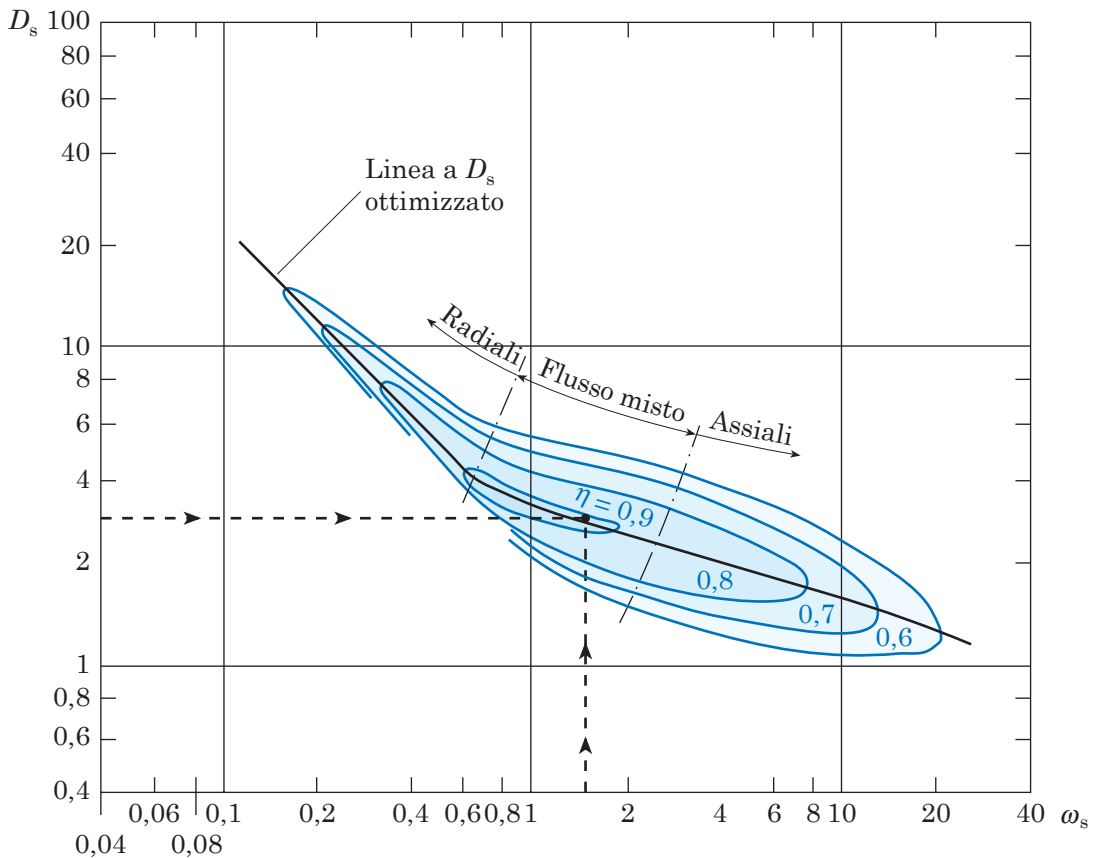


Fig. 17.69-b - Dati relativi all'Esempio 17.15: diagramma di Balje  $\omega_s$ - $D_s$ .

**COMMENTI** Nella zona di massimo rendimento ( $\eta_h = 0,9$ ) della *Figura 17.69-b*, per una pompa a flusso misto avente una velocità specifica  $\omega_s = 1,48$  corrisponde un diametro specifico  $D_s = 3$ .

Dal valore di  $D_s$  è possibile, con lo stesso procedimento già utilizzato nell'*Esempio 17.4*, ricavare il diametro  $D$  della girante (17-12):

$$D = D_s \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(gh)^{0,25}} = 2,7 \frac{\sqrt{5 \text{ m}^3/\text{s}}}{(9,81 \text{ m/s}^2 \times 50 \text{ m})^{0,25}} = 1,28 \text{ m}$$

contro 1,26 m (è il valore del diametro che abbiamo indicato con  $D$ ) ottenuto con il procedimento basato sulla *Figura 17.68*, che utilizza i coefficienti tradizionali.

### Esempio 17.16 Portata e lavoro in una pompa centrifuga

Di una pompa centrifuga per acqua, del tipo di quella illustrata nella *Figura 17.70*, sono assegnati  $r_1 = 100 \text{ mm}$ ,  $r_2 = 180 \text{ mm}$ ,  $\beta_1 = 30^\circ$ ,  $\beta_2 = 20^\circ$ ,  $n = 24 \text{ giri/s}$  (1440 giri/min),  $b_1 = b_2 = 44 \text{ mm}$ . La turbopompa è stata realizzata con la componente tangenziale della velocità assoluta in ingresso  $c_{u1}$  nulla. Determinare:

- la portata d'acqua  $\dot{V}$  trattata dalla pompa;
- il lavoro massico  $w_i$  e la prevalenza corrispondente  $h_i$ .

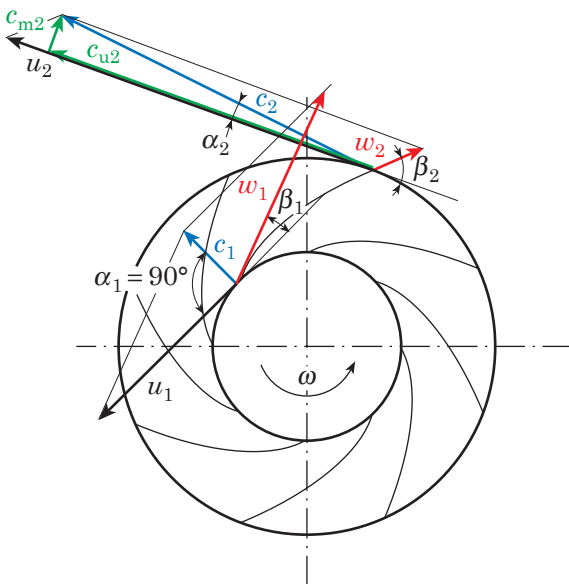


Fig. 17.70-a - Triangoli di velocità nella girante di una pompa centrifuga.

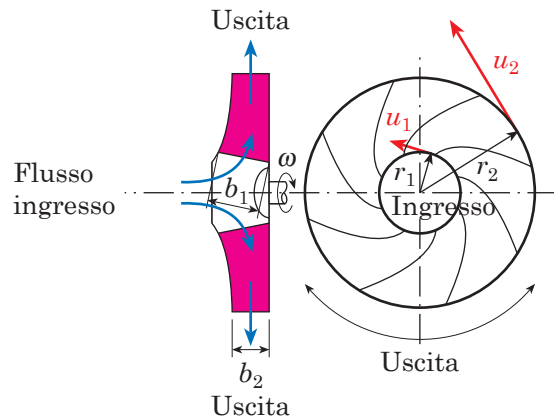


Fig. 17.70-b - Moto del fluido attraverso la girante di una pompa centrifuga.

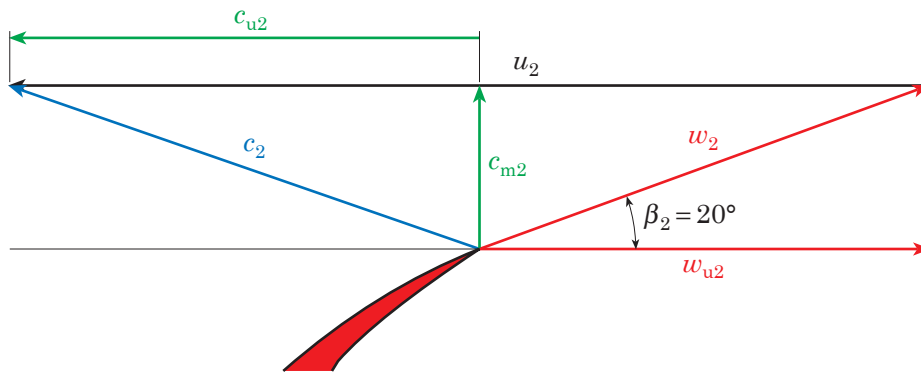


Fig. 17.70-c - La componente tangenziale della velocità assoluta in uscita è per la 17-28 data da  $c_{u2} = u_2 - w_{u2} = u_2 - c_{m2}/\tan \beta_2$ . Nel triangolo delle velocità si sono perciò evidenziate anche le componenti  $c_{u2}$  e  $w_{u2}$ .

### SOLUZIONE

a) Quando è  $c_{u1} = 0$  (e quindi  $\alpha_1 = 90^\circ$ ) la velocità assoluta in ingresso  $c_1$  coincide con la velocità nella direzione del flusso  $c_{m1}$ ; quindi (Figura 17.70-a) risulta  $c_{m1} = c_1 = u_1 \tan \beta_1$ , mentre  $u_1$  si calcola con la 17-25 e la 1-16. La portata si calcola con la 17-27 riferita alla portata in ingresso in quanto, essendo il fluido incomprimibile, è  $\dot{V}_1 = \dot{V}_2 = \dot{V}$ ; nell'equazione 17-27 non si tiene conto, per semplicità, del coefficiente di ingombro delle pale che solitamente viene posto pari a 0,95.

$$c_1 = u_1 \tan \beta_1 = (\omega r_1) \tan \beta_1 = (2\pi n) \cdot r_1 \cdot \tan \beta_1 = 2\pi n r_1 \tan \beta_1 =$$

$$= 2 \times \pi \times 24 \text{ giri/s} \times 0,1 \text{ m} \times \tan 30^\circ = 8,7 \text{ m/s}$$

$$\dot{V} = 2\pi r_1 b_1 c_{m1} = 2\pi r_1 b_1 c_1 = 2 \times \pi \times 0,1 \text{ m} \times 0,044 \text{ m} \times 8,7 \text{ m/s} = 0,24 \text{ m}^3/\text{s} \quad \blacktriangleleft$$

b) Il lavoro massico è dato da (17-24')  $w_i = u_2 c_{u2}$ . La velocità periferica  $u_2$  si calcola con le 17-25 e 1-16, mentre per la componente tangenziale della velocità assoluta in uscita  $c_{u2}$  occorre far uso della 17-28 dopo aver ricavato  $c_{m2}$  con la 17-27.

$$u_2 = 2\pi n r_2 = 2 \times \pi \times 24 \text{ giri/s} \times 0,18 \text{ m} = 27,14 \text{ m/s}$$

$$\dot{V} = 2\pi r_2 b_2 c_{m2} \Rightarrow c_{m2} = \frac{\dot{V}}{2\pi r_2 b_2} = \frac{0,24 \text{ m}^3/\text{s}}{2 \times \pi \times 0,18 \text{ m} \times 0,044 \text{ m}} = 4,82 \text{ m/s}$$

$$c_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} = 27,14 \text{ m/s} - \frac{4,82 \text{ m/s}}{\tan 20^\circ} = 13,9 \text{ m/s}$$

$$w_i = u_2 c_{u2} = 27,14 \text{ m/s} \times 13,9 \text{ m/s} = 377,17 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 377,17 \text{ J/kg} \approx 0,38 \text{ kJ/kg} \quad \blacktriangleleft$$

$$w_i = gh_i \Rightarrow h_i = \frac{w_i}{g} = \frac{377,17 \text{ m}^2/\text{s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2} = 38,45 \text{ m di colonna d'acqua} \quad \blacktriangleleft$$



## SINTESI

La scelta tra pompe volumetriche e pompe dinamiche va basata sui valori di portata e pressione del fluido trattato dalla pompa. Volendo infatti aumentare la pressione di un liquido, è possibile utilizzare sia una pompa volumetrica che una turbopompa; si constata tuttavia che, all'aumentare della portata in volume del liquido trattato, i vantaggi della turbopompa, in termini di semplicità costruttiva e di rendimento, prevalgono sulla prima: le turbopompe forniscono una portata molto più alta e molto più stabile (cioè senza pulsazioni) di quella delle pompe volumetriche. Per contro una pompa volumetrica è adatta a funzionare con alte differenze di pressione (alte prevalenze) e basse portate (ad esempio 5000 kPa e 0,05 m<sup>3</sup>/s) mentre una turbopompa fornisce alte portate (fino a 20 m<sup>3</sup>/s) con modesti aumenti di pressione pari, per esempio, a 100 kPa o meno.

Le turbopompe devono generalmente essere adescate: se al momento dell'avviamento sono riempite di gas, esse non possono risucchiare il liquido che si trova più in basso nel condotto di aspirazione. Le pompe volumetriche invece sono autoadescanti in quasi tutte le applicazioni.

Una volta definite portata  $\dot{V}$  e prevalenza manometrica  $h_u$ , occorre tener conto della *velocità di rotazione*  $n$ . Il motore elettrico asincrono trifase, che aziona la pompa, ruota alla velocità di sincronismo  $n_0$  governata dalla frequenza  $f$  [Hz] e dal numero di poli  $N_p$ .

$$n_0 = \frac{2f}{N_p}$$

**17-23**

$n_0$  = velocità di sincronismo [giri/s]  
 $f$  = frequenza [Hz]  
 $N_p$  = numero dei poli [-]

Nell'*equazione di Eulero* il lavoro interno  $w_i$  trasmesso dalle pale della girante al fluido è dato dalla differenza tra  $u_2c_{u2}$  e  $u_1c_{u1}$ . Non comparando la massa volumica, questa equazione è valida per tutte le turbomacchine operatrici: turbopompe oppure turbocompressori.

$$w_i = u_2c_{u2} - u_1c_{u1}$$

**17-24**

$w_i$  = lavoro interno [J/kg]  
 $u_2$  = velocità periferica in uscita [m/s]  
 $c_{u2}$  = componente tangenziale della velocità assoluta in uscita [m/s]  
 $u_1$  = velocità periferica in ingresso [m/s]  
 $c_{u1}$  = componente tangenziale della velocità assoluta in entrata [m/s]

## ESERCIZI

**17.21** - Una pompa a palette per gasolio, che lavora a una velocità nominale di rotazione  $n = 2900$  giri/min (frequenza  $f = 50$  Hz dalla *Tabella 17.1*), fornisce la portata  $\dot{V} = 60$  litri/min (da trasformare in unità SI) con la pressione  $\Delta p = 0,27$  MPa. Presi un rendimento volumetrico  $\eta_v = 0,92$  e un rendimento della pompa  $\eta_p = 0,72$ , calcolare la cilindrata  $V$  corrispondente alla portata assegnata e la potenza assorbita  $P_a$ .

$$V = 22.500 \text{ mm}^3; P_a = 375,0 \text{ W}$$

**17.22** - Una pompa a ingranaggi, a trascinamento magnetico fornisce la portata  $\dot{V} = 0,032$  m<sup>3</sup>/s con la pressione  $\Delta p = 1,4$  MPa a una velocità di rotazione  $n = 8,0$  giri/s. Presi un rendimento volumetrico  $\eta_v = 0,90$  e un rendimento della pompa  $\eta_p = 0,70$ , calcolare la cilindrata  $V$  corrispondente alla portata assegnata e la potenza assorbita  $P_a$ .

$$V = 4,44 \times 10^{-3} \text{ m}^3; P_a = 64,0 \text{ kW}$$

## VERIFICA DELL'APPRENDIMENTO

- 20.** Gli accumulatori pneumatici o polmoni d'aria vengono utilizzati sulle pompe a stantuffo per:
- a) smorzare le pulsazioni e indurre una portata il più possibile uniforme;
  - b) aumentare la portata  $\dot{V}$  a pari aumento di pressione  $\Delta p$ ;
  - c) aumentare il  $\Delta p$  a pari portata  $\dot{V}$ .
- 21.** La scelta tra pompe volumetriche e pompe dinamiche va basata principalmente sui valori di due parametri del fluido trattato dalla pompa: ..... e .....
- 22.** Generalmente le turbopompe non devono essere adescate, perché sono autoadescenti in quasi tutte le applicazioni.

Vero  Falso