

MOTORI PER AEROMOBILI

Cap. 5 COMPRESSORE CENTRIFUGO

1.1 Principio di funzionamento del compressore centrifugo

Consiste essenzialmente di un corpo o carcassa (*casing*), contenente una girante (*impeller*) che imprime un'alta velocità all'aria ed un diffusore (*diffuser*) costituito solitamente da un certo numero di canali divergenti nei quali l'aria è rallentata, con conseguente aumento di pressione statica.

Nelle figure seguenti viene schematicamente rappresentato un compressore centrifugo.

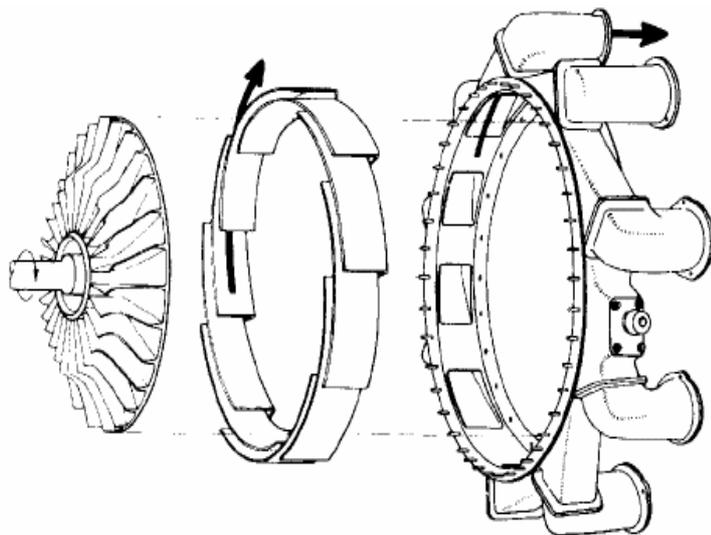


Fig. 5.1

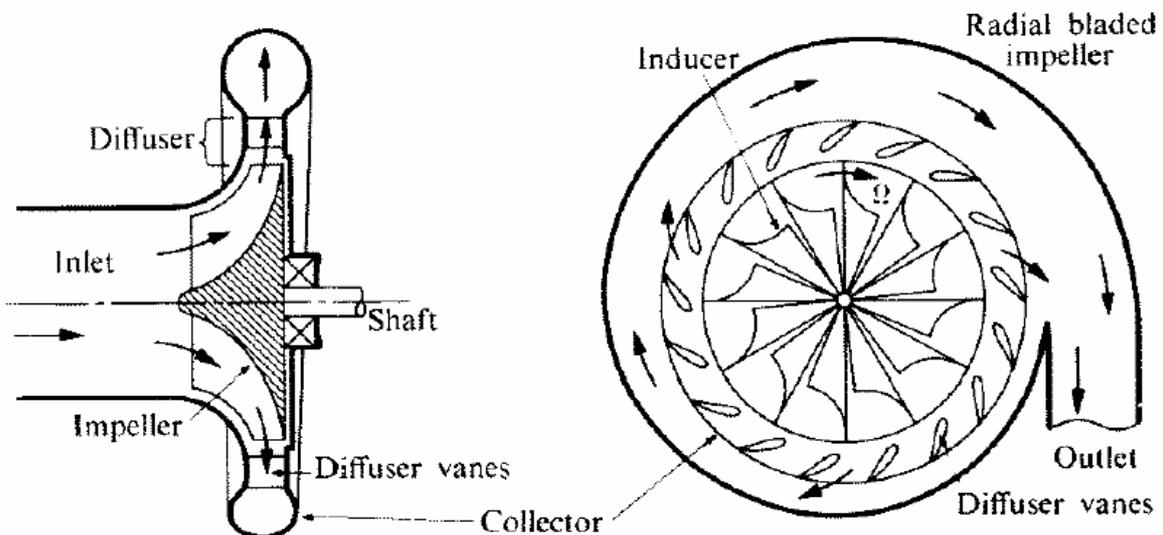


Fig. 5.2

La girante può essere a singolo o doppio ingresso: in tal caso il disco rotorico è palettato su entrambe le facce. Quest'ultima configurazione è stata impiegata soprattutto nei primi motori aeronautici per sopperire alla relativamente bassa portata del compressore centrifugo per un dato ingombro assiale.



L'aria viene aspirata assialmente dalla parte centrale della girante (*impeller eye*) e fatta ruotare velocemente dalla palettatura.

In ogni punto del flusso attraverso la girante, la pressione statica aumenta dal centro all'estremità della pala per equilibrare la forza centrifuga.

L'ulteriore aumento di pressione statica avviene nel diffusore, nel quale l'elevata velocità dell'aria all'estremità della girante (*impeller tip*) è ridotta all'incirca al valore che aveva all'ingresso (*impeller eye*).

Per quanto riguarda la pressione di ristagno, essa aumenta nella girante e diminuisce nel diffusore (perdite per attrito).

Solitamente il compressore è progettato per realizzare metà dell'aumento di pressione statica nel rotore e metà nel diffusore (cioè con grado di reazione $R=1/2$).

Le giranti dei moderni compressori centrifughi raggiungono velocità molto alte all'estremità delle pale e ciò comporta sforzi elevati.

Nelle macchine ad alto rapporto di compressione è opportuno che le pale siano curvate all'indietro, anziché radiali, per limitare le perdite.

Per molto tempo i progettisti furono costretti a progettare palettature radiali perché quelle curve non sopportavano gli sforzi prodotti dalle forze centrifughe e tendevano a piegarsi.

Attualmente, grazie all'impiego di materiali migliori, è possibile impiegare palettature inclinate all'indietro di circa $30 - 40^\circ$.

1.2 Scambio energetico ed aumento di pressione nel rotore

Poiché nessun lavoro viene effettuato sull'aria nel diffusore, l'energia assorbita dal compressore sarà data dalle condizioni dell'aria all'ingresso ed all'uscita della girante.

Nella Fig. 5.3 viene mostrata la nomenclatura impiegata.

$$\mathbf{u=U+W}$$

$$\mathbf{vel. Ass. = vel. Tang. + vel. Rel.}$$

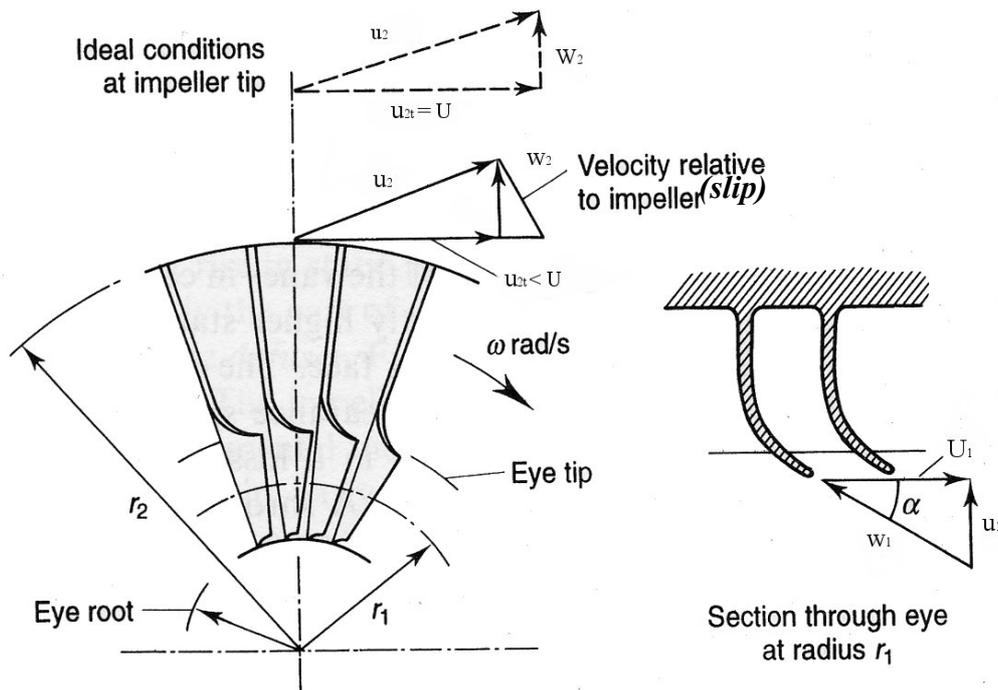


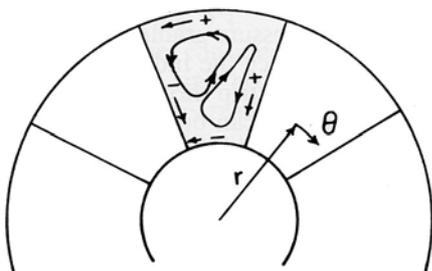
Fig. 5.3

Dapprima si assumerà che l'aria in ingresso alla girante sia diretta assialmente ($u_1 \perp U_1 \Rightarrow u_{1r} = 0$), così che il flusso di momento angolare entrante sia nullo ($\dot{m}u_{1r}r_1 = 0$) e che la palettatura in uscita sia radiale ($w_2 \perp U_2 \Rightarrow u_{2t} = U_2$).

Per favorire l'ingresso dell'aria, il bordo di attacco della palettatura è curvato nel senso di rotazione di un angolo α (*inducer*).

In condizioni ideali, i triangoli di velocità sono come mostrato in Fig. 5.3 ed all'uscita dalla girante la componente in direzione tangenziale della velocità assoluta u_{t2} è uguale alla velocità tangenziale U_2 : cioè in condizioni ideali il flusso segue esattamente il profilo delle palette.

In realtà nel canale tra due palette si stabilisce un gradiente di pressione trasversale dovuto all'analogia di comportamento tra le due facce delle palette con le due facce di un profilo alare e questo comporta che la velocità relativa di uscita dalla girante non sia radiale ma deviata all'indietro di un certo angolo.



Questo effetto è chiamato *slip* (scorrimento) e deve essere considerato in fase di progetto attraverso uno *slip factor* σ :

$$\sigma = \frac{u_{t2}}{U_2}$$

Si è trovato che lo slip factor è molto influenzato dal numero dei canali, cioè dal numero di pale ed una sua formulazione che bene si accorda con i risultati sperimentali è la seguente:

$$\sigma = 1 - \frac{0.63\pi}{n}$$

dove n rappresenta il numero di canali.

Lo scambio energetico teorico (per unità di massa) di un compressore centrifugo vale:

$$\Delta h_0 = U_2 u_{t_2} - U_1 u_{t_1}$$

- Se, in particolare si ha **ingresso assiale ed uscita radiale**:

$$\Delta h_0 = U_2 u_{t_2} = U_2^2$$

ed introducendo lo slip factor:

$$\Delta h_0 = \sigma U_2^2$$

A causa di varie forme di attrito che l'aria incontra nell'attraversare i vari componenti del compressore, il lavoro reale che deve essere fornito al compressore è maggiore di quello ideale e si può tenere conto di questo attraverso un *power input factor* ψ , per cui si ha:

$$\Delta h_0 = \psi \sigma U_2^2 = C_p (T_{03} - T_{01}) = C_p (T_{02} - T_{01})$$

Valori tipici dei due parametri introdotti sono:

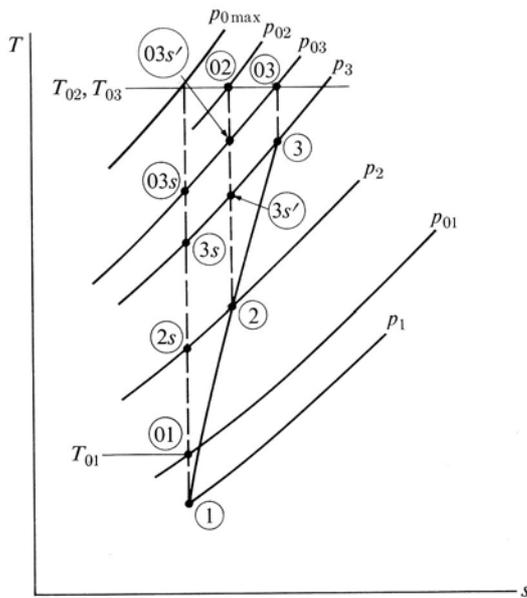
$$\sigma = 0.9$$

$$\psi = 1.035 \div 1.04$$

Ricordando l'espressione del rendimento adiabatico (o isentropico) del compressore:

$$\eta_c = \frac{T_{03'} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}}$$

si ha:



$$(03_s = 03'_s)$$

$$\frac{T_{03'_s}}{T_{01}} = 1 + \eta_c \frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}}$$

Il rapporto di compressione vale dunque:

$$\frac{p_{03}}{p_{01}} = \left(\frac{T_{03'_s}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(1 + \frac{\eta_c \psi \sigma U_2^2}{C_p T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Fig. 5.4

1.3 Configurazione della palettatura

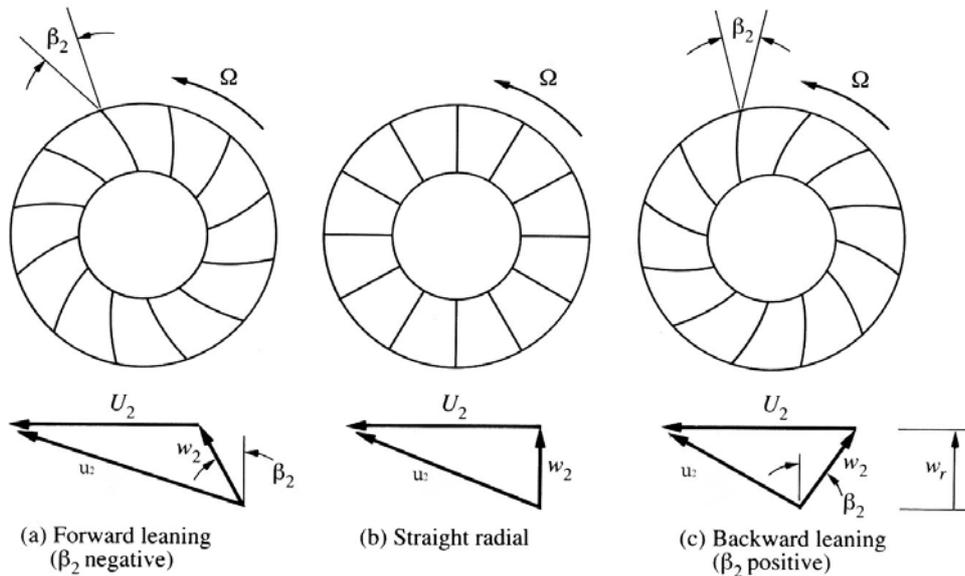


Fig. 5.5

In Fig. 5.5 è mostrato l'effetto della curvatura del bordo di uscita della palettatura di un compressore centrifugo, nel caso ideale di zero slip.

Considerando costante la componente radiale di velocità (per la conservazione della portata), si nota come nel caso di palette curvate all'indietro lo scambio energetico sia minore (diminuisce la componente u_{2t}), e diminuisce anche la velocità assoluta di uscita U_2 .

La diminuzione di u_2 comporta una minore necessità di diffusione nella girante e nel diffusore e questo contribuisce ad un miglioramento dell'efficienza di entrambi i componenti.

1.4 Considerazioni

Come visto, il rapporto di compressione dipende, a parità di η_c , da ψ , σ , U_2 , T_{01} :

$$\frac{p_{03}}{p_{01}} = \left(\frac{T_{03'}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(1 + \frac{\eta_c \psi \sigma U_2^2}{C_p T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

- ψ rappresenta un aumento del lavoro da fornire al compressore, a causa delle perdite per attrito e perciò convertito in energia termica. Pertanto la temperatura di fine compressione aumenta (anche per altre perdite per attrito) e questo consente di raggiungere la max temperatura del ciclo con meno combustibile: queste perdite non costituiscono quindi totalmente uno spreco. Nondimeno questo effetto è superato in importanza dal fatto che il compressore richiede maggiore lavoro alla turbina, rispetto al caso isentropico.
Ne segue che ψ deve essere il più piccolo possibile.

- σ invece è un limite alla capacità di lavoro del compressore e **deve essere il più grande possibile.**

Chiaramente quanto più u_{t_2} si avvicina a U_2 tanto più lo scambio energetico di un compressore di una determinata taglia è elevato.

Sfortunatamente un aumento di σ attraverso un aumento del numero dei canali (per guidare meglio il flusso e diminuire lo scorrimento) provoca una diminuzione dell'area effettiva di passaggio, a parità di sezione di ingresso.

Perciò per mantenere costante la portata occorre aumentare la velocità di ingresso e questo causa un aumento delle perdite per attrito e quindi di ψ .

Pertanto si adotta una soluzione di ragionevole compromesso che suggerisce di usare un numero di canali compreso all'incirca tra 19 e 21, che comporta uno slip factor di circa 0.9.

Dall'espressione del rapporto di compressione si nota che i restanti parametri di influenza sono la velocità periferica U_2 e la temperatura di ingresso T_{01} .

Ogni diminuzione di T_{01} è favorevole, ma questa è una variabile solitamente non controllata dal progettista del compressore.

Ogni aumento di U_2 è favorevole, ma essa è limitata dagli sforzi centrifughi che provoca.

Per giranti a singolo ingresso in lega leggera U_2 è limitata a circa 460 m/s , che consente rapporti di compressione di circa 4:1.

Velocità più elevate possono essere impiegate con materiali più costosi quali il titanio, che consentono di raggiungere rapporti di compressione superiori a 8:1.

Per giranti a doppio ingresso, le velocità devono essere più basse perché gli sforzi sul disco rotorico sono maggiori.

- **Grado di reazione**

Con ingresso assiale ed uscita radiale, se $R = 0.5$ si ha $u_1 = w_2$

1.5 Il diffusore

E' noto che all'ingresso della camera di combustione di un propulsore a getto termico è opportuno che la velocità dell'aria sia la più bassa possibile.

E' necessario pertanto progettare il diffusore in modo che solo una piccola parte della temperatura di ristagno all'uscita del compressore sia dovuta ad energia cinetica. Solitamente la velocità all'uscita del compressore è nell'intorno dei 90 m/s.

Per ottenere un processo di diffusione in un flusso subsonico si deve realizzare un condotto divergente, lungo il quale il flusso incontra un gradiente di pressione contrario e quindi si ha una propensione del fluido a creare dei distacchi di vena in prossimità delle pareti.

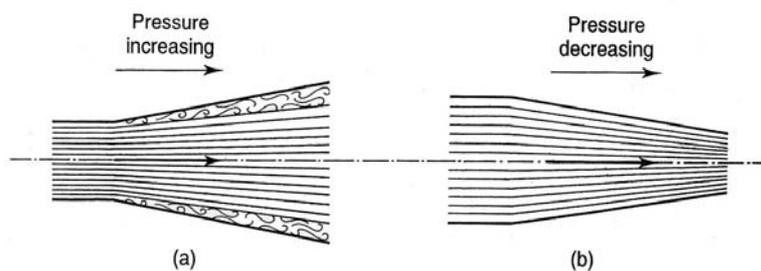


Fig. 5.6

Per questo motivo è molto più difficile ottenere una decelerazione efficiente, rispetto ad un'accelerazione efficiente (ved. Fig. 5.6a)

Il parametro critico è l'angolo di divergenza.

Se è troppo grande, si può avere distacco di vena, con formazione di vortici e conseguente trasferimento di energia cinetica in energia interna e diminuzione dell'aumento di pressione statica.

Se è troppo piccolo, si ha un diffusore lungo, con aumento di peso e di perdite per attrito.

Si è trovato sperimentalmente che si hanno ottimi comportamenti con valori di circa 7° , sebbene, nel caso di diffusori con un basso rapporto *lunghezza/larghezza* (o *raggio*) possono essere adottati valori doppi dell'angolo senza incorrere in consistenti perdite di pressione di ristagno.

Viceversa, durante l'accelerazione in un condotto convergente (Fig. 5.6b), il fluido si muove in direzione di gradienti di pressione favorevoli e aderisce bene alle pareti, anche con angoli di convergenza molto accentuati, incontrando solamente perdite per attrito.

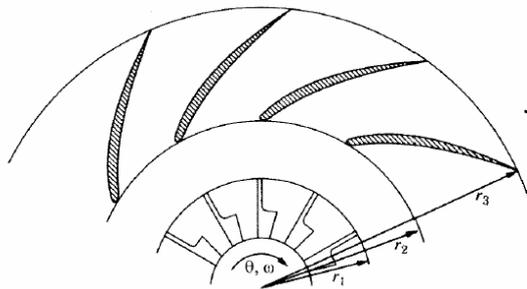


Fig. 5.7

Solitamente i canali della porzione palettata sono divergenti ed a profondità costante.

L'angolo di imbocco dei canali deve essere scelto concordemente con la direzione della velocità assoluta u dell'aria uscente dal condotto non palettato, che in genere non coincide con la direzione della u uscente dalla girante.

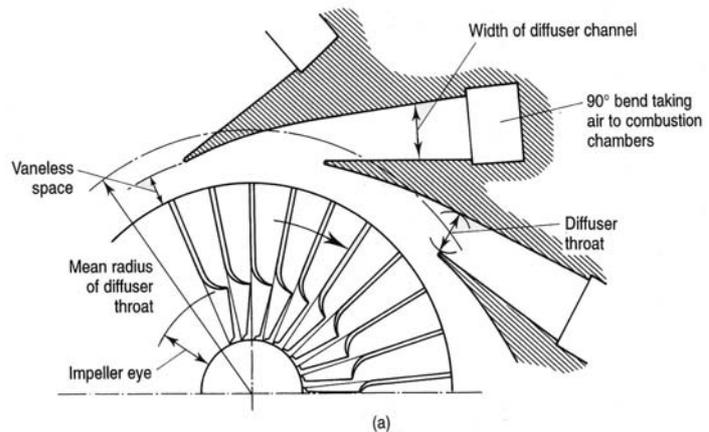


Fig. 5.8

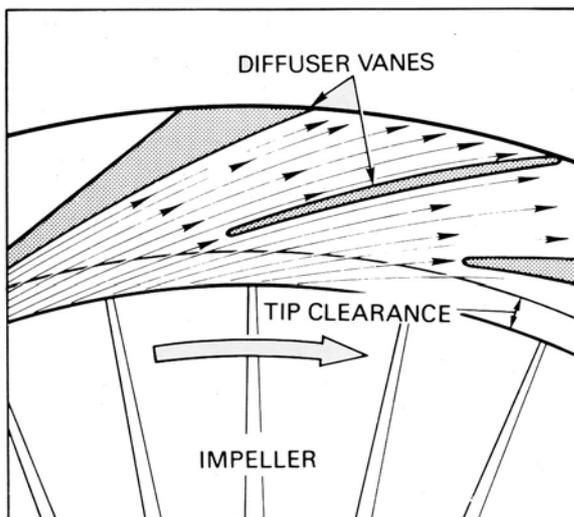


Fig. 5.9

La ragione della presenza del diffusore non palettato è dovuta alla necessità di mantenere il flusso in campo subsonico, per evitare eccessive perdite di pressione dovute ad effetti di comprimibilità (*compressibility effects*), come si vedrà meglio in seguito.

Per determinare il corretto angolo di ingresso al diffusore palettato, occorre considerare il flusso nella porzione non palettata.

Trascurando gli effetti dell'attrito e considerando il fluido incomprimibile, la conservazione della portata in direzione radiale e del momento della quantità di moto rispetto all'asse, danno (nel diffusore il fluido non riceve energia):

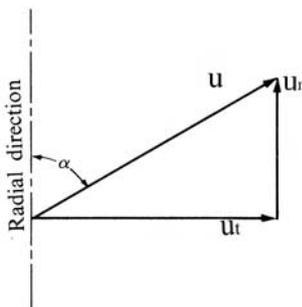
$$\dot{m} = \rho(2\pi r h)u_r \Rightarrow ru_r = \text{costante}$$

$$\dot{m} r u_t = \text{costante} \Rightarrow ru_t = \text{costante}$$

essendo $r_1 < r < r_2$ ed h la profondità (o larghezza) del diffusore.

Ne consegue che sia u_t che u_r diminuiscono all'aumentare del raggio, cioè attraversando il diffusore non palettato, quindi anche la risultante u diminuisce e questo è indice di un processo di diffusione nella porzione non palettata.

Si noti che mentre la componente tangenziale u_t dall'uscita dalla girante decresce in proporzione inversa al raggio, la componente radiale risente della variazione di densità conseguente all'aumento di pressione, per cui il suo esatto valore deve essere determinato dall'equazione di continuità.



Una volta note le componenti u_t e u_r , l'angolo di ingresso al diffusore palettato è dato dalla direzione della velocità assoluta u di uscita dal diffusore non palettato, e cioè:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{u_r}{u_t} = \operatorname{cost}$$

per cui le linee di flusso formano un angolo costante con la direzione radiale e danno luogo ad una spirale logaritmica.

A causa di ciò si ha anche:

$$u_2 r_2 = u_1 r_1$$

cioè la velocità assoluta è inversamente proporzionale al raggio.

E' evidente che la direzione del flusso all'uscita del diffusore non palettato dipende dalla portata e dal rapporto di compressione e quindi in condizioni al di fuori di quelle di progetto vi saranno delle perdite di efficienza. Negli impianti fissi possono essere adottati diffusori palettati a geometria variabile, in modo da correggere l'angolo di ingresso al variare delle condizioni di funzionamento.

In condizioni note di pressione e temperatura all'ingresso dei canali del diffusore, la portata dipenderà dalla sezione di gola totale dei suddetti canali. Quindi, noti il numero dei canali e la loro profondità, si può calcolare l'area di gola.

Si noti che, per ragioni di stabilità del flusso, è opportuno che il numero dei canali del diffusore sia apprezzabilmente inferiore al numero dei canali della girante.

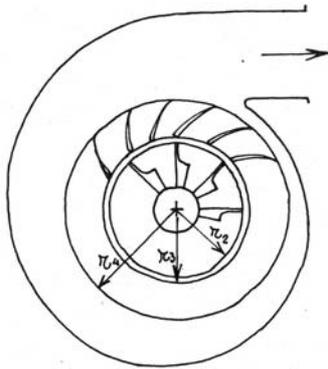


Fig. 5.10

All'uscita del diffusore l'aria può essere inviata ad un'unica utilizzazione (ad es. una camera di combustione anulare) e viene raccolta in un condotto circolare che circonda il diffusore (Fig. 5.10)

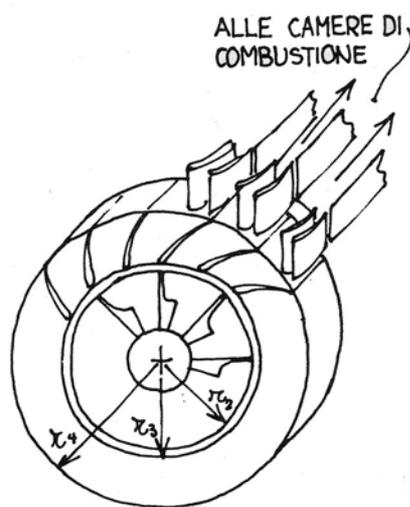


Fig. 5.11

oppure può essere inviata a più camere di combustione, e allora si raccoglie per ciascuna di esse l'aria di una parte del diffusore (Fig. 5.11).

1.6 Effetti di comprimibilità

E' noto che se la velocità relativa tra un fluido comprimibile ed un corpo solido raggiunge la velocità del suono, si verificano fenomeni di distacco di vena con presenza di vortici che provocano dei ricircoli che dissipano energia e causano considerevoli perdite di pressione di ristagno.

Questi fenomeni non si avvertono quando il fluido è un liquido, cioè incompressibile, per cui si ritiene che essi siano dovuti alle variazioni di densità indotte nel gas da variazioni di pressione. Di conseguenza questi fenomeni sono conosciuti come *effetti di comprimibilità*.

In un processo di diffusione, che può presentare fenomeni di distacco di vena anche a basse velocità, il raggiungere velocità soniche può dar luogo a grosse perdite.

Nelle turbine a gas aeronautiche si cerca di ottenere le massime portate con compressori di piccole dimensioni e questo porta a raggiungere velocità dell'aria molto elevate.

E' di estrema importanza che il numero di Mach in certi punti non superi valori oltre i quali le perdite aumentano molto rapidamente per la formazione di onde d'urto.

Questo valore critico del numero di Mach deve essere sufficientemente inferiore all'unità, se calcolato rispetto alla velocità media del fluido, perché lungo una superficie curva il fluido può raggiungere una velocità relativa maggiore di quella media. Generalmente si cerca di fare in modo che il Mach non superi **0.8**.

Numero di Mach di ingresso alla girante ed al diffusore

Quanto detto assume particolare importanza all'ingresso della girante del compressore, dove la velocità relativa w può raggiungere valori vicini alla velocità del suono, specie all'apice (*tip*) delle palette dell'inducer.

Le cose poi possono peggiorare in quota dove la temperatura è inferiore ed il Mach relativo aumenta.

Per ridurre il Mach relativo all'ingresso del compressore si installano delle palettature fisse (*prewhirl*) che deviano il flusso di un certo angolo, così da ridurre la velocità relativa w_1 senza variare apprezzabilmente la portata

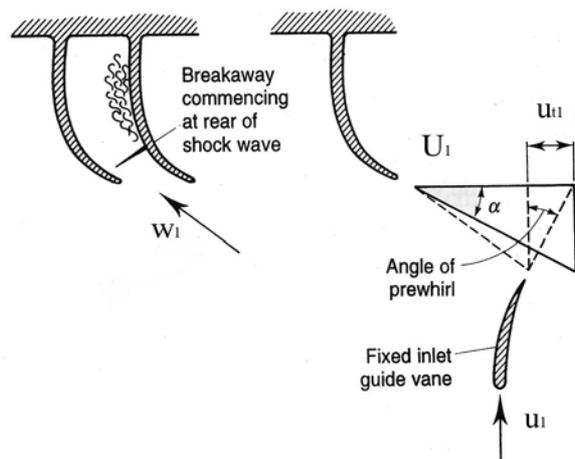


Fig. 5.12

Un ulteriore vantaggio del prewhirl è che aumentando l'angolo tra la velocità relativa w_1 e la velocità tangenziale U_1 , consente di ridurre la curvatura dell'inducer.

Sfortunatamente però questo metodo riduce la capacità di lavoro del compressore, perché l'aria acquista una componente tangenziale che riduce lo scambio energetico di una quantità pari a $U_1 u_{t1}$.