

Lo Stadio di Compressore Assiale

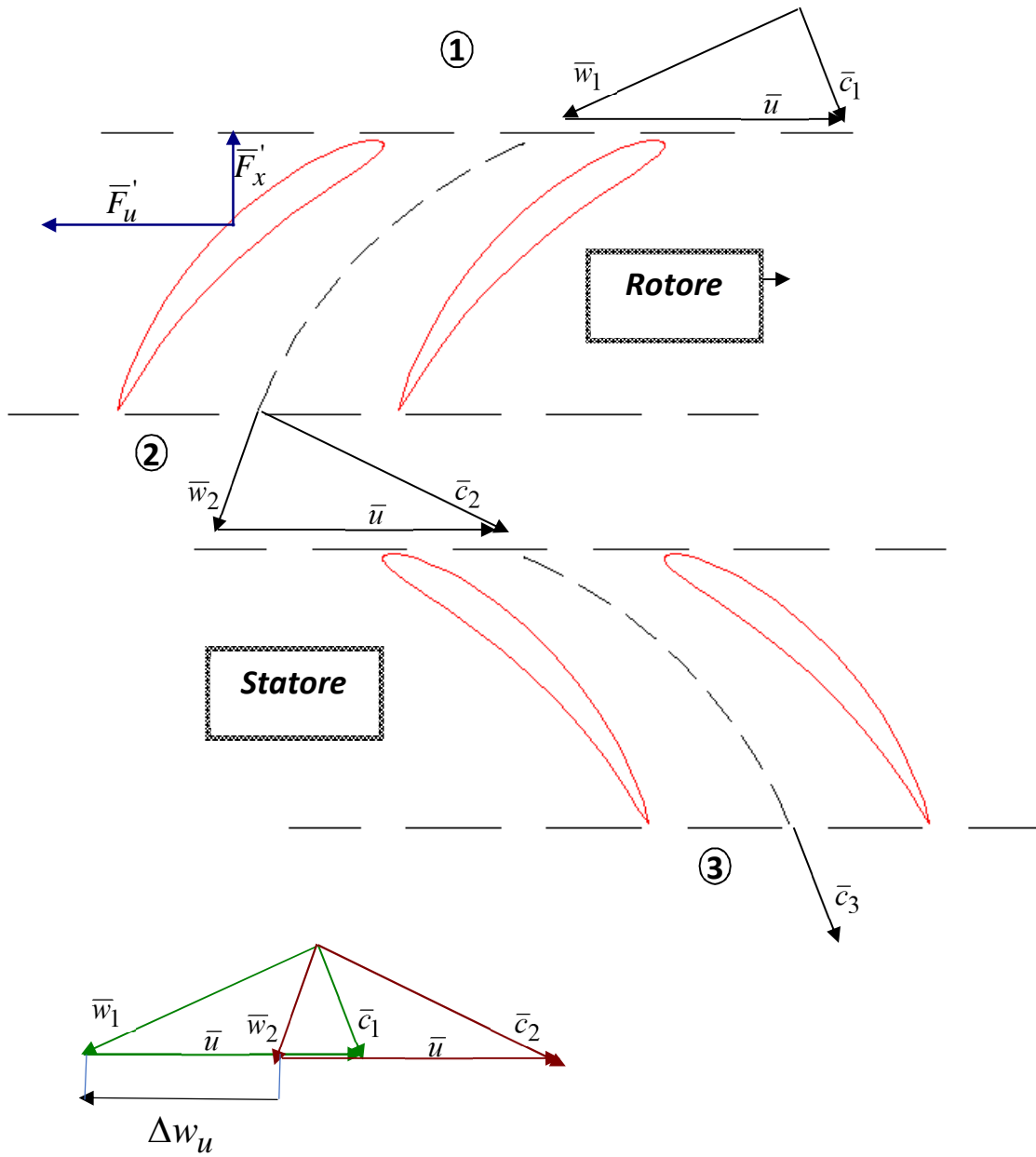


Figura 1

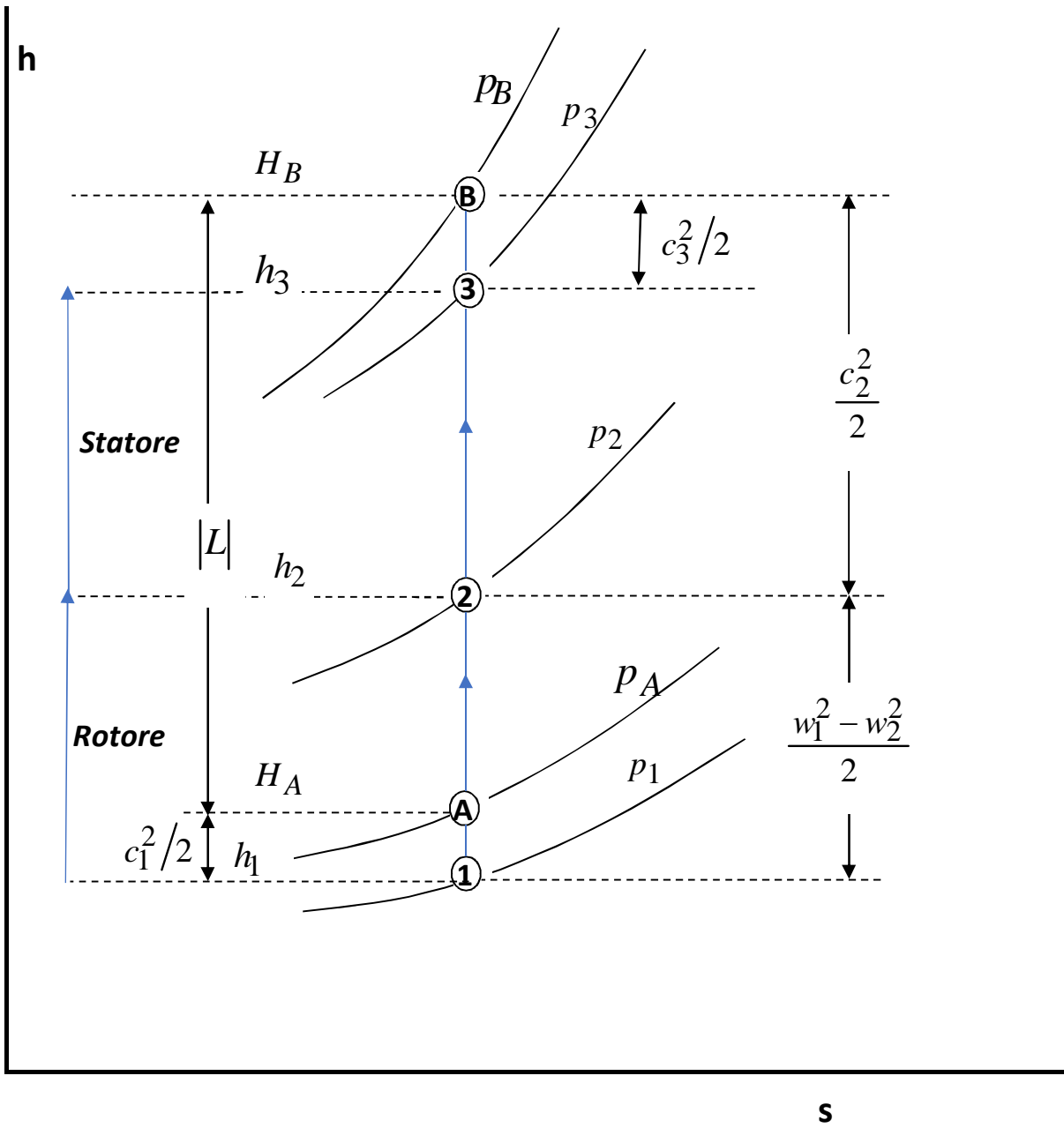


Figura 2

Le figure precedenti. 1 e 2. illustrano i triangoli di velocità e la palettatura di un generico stadio di compressore assiale e le trasformazioni termodinamiche che hanno luogo nel rotore e nello statore.

Ricordando le equazioni di bilancio e le definizioni già note, nell'ipotesi $u_1 = u_2 = u$ caratteristica delle turbomacchine assiali e considerando il flusso adiabatico:

$$\begin{aligned} \text{Equazione dell'energia : } \quad L = H_A - H_B &= \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + h_1 - h_2 < 0 \\ \text{Equazione di Eulero : } \quad L &= \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = u\Delta c_u = u\Delta w_u < 0 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{Grado di Reazione : } \quad R = \frac{h_1 - h_2}{L} = 1 - \frac{\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}}{L} = \frac{\frac{w_2^2 - w_1^2}{2}}{\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}} \quad (2)$$

$$\text{Variazione di entalpia rotorica : } \quad h_1 - h_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = -\int_1^2 v dp - |L_a| \quad (3)$$

$$\begin{aligned} H &= h + \frac{c^2}{2} ; & \text{entalpia totale assoluta} \\ H_R &= h + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} ; & \text{entalpia totale relativa} \end{aligned} \quad (4)$$

è possibile descrivere il flusso e le trasformazioni attraverso gli elementi rotorici e statorici. Come per la turbina assiale, si ipotizzerà inizialmente il flusso isentropico ($L_a = 0$):

- All'ingresso del rotore le condizioni statiche sono quelle del punto (1) nel piano termodinamico. Le corrispondenti condizioni totali sono:

$$\begin{aligned}
H_A &= h_1 + \frac{c_1^2}{2} \\
T_A &= T_1 + (H_A - h_1) / c_p \\
p_A &= p_1 \left(\frac{T_A}{T_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}
\end{aligned} \tag{5}$$

- La costruzione del triangolo di velocità in ingresso al rotore permette l'identificazione della velocità relativa w_1 . Si osservi che in genere, stante l'elevato rapporto tra la velocità periferica e la velocità assoluta c_1 , le velocità assoluta e relativa presentano componenti tangenziali di segno opposto ($c_{1u} > 0$, $w_{1u} < 0$).
- Il flusso relativo attraverso il rotore viene decelerato grazie alla forma della palettatura che genera, tra due pale contigue, un condotto decelerante (divergente, nel caso di flusso subsonico). La diminuzione di velocità relativa ($w_2 < w_1$) si manifesta con la diminuzione della componente tangenziale ($|w_{2u}| < |w_{1u}|$), mentre la componente assiale rimane praticamente inalterata.
- Alla diminuzione di energia cinetica relativa corrisponde un aumento di entalpia e di pressione statica valutabile con la relazione (3). Va ricordato infatti che, nelle ipotesi di trasformazioni adiabatiche e isentropiche, il flusso rotorico conserva l'entalpia e la pressione totale relativa. Lo stato termodinamico sarà quello del punto (2).
- Costruendo il triangolo di velocità di uscita si osserva che la velocità assoluta di scarico c_2 risulta maggiore della c_1 , grazie all'aumento della componente tangenziale ($c_{2u} > c_{1u}$).
- Esaminando l'equazione di Eulero e quella dell'energia (1) si può facilmente dedurre che è stata realizzata una situazione di trasferimento di energia meccanica tipica di una macchina operatrice ($L < 0$). Risulta infatti:

$$h_1 < h_2 ; c_1 < c_2 ; w_2 < w_1 ; \quad \Delta c_u = \Delta w_u < 0$$

- Il trasferimento di energia meccanica provoca un aumento dell'entalpia totale e quindi anche della temperatura totale e della pressione totale come evidenziato sul piano termodinamico:

$$\begin{aligned}
H_B &= H_A + |L| = h_2 + \frac{c_2^2}{2} \\
T_B &= T_A + (H_B - H_A) / c_p \\
p_B &= p_A \left(\frac{T_B}{T_A} \right)^{\frac{k}{k-1}}
\end{aligned} \tag{6}$$

- Va però osservato che solo una frazione del lavoro trasferito dal rotore al fluido è stata convertita in energia potenziale, in base al grado di reazione definito dalla relazione (2). La restante aliquota si è manifestata come incremento di energia cinetica assoluta $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$. Si rende pertanto necessario un recupero di energia potenziale attraverso lo statore dello stadio del compressore.
- La forma delle pale statoriche determina una geometria del condotto tra due pale contigue di tipo decelerante. La loro curvatura provoca una deviazione del flusso con una diminuzione della componente tangenziale ($c_{3u} < c_{2u}$). Con le ipotesi di flusso adiabatico o isentropico (quindi con conservazione di entalpia e pressione totale, l'aumento di energia potenziale e di pressione è valutabile come:

$$\begin{aligned}
 h_3 - h_2 &= \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \\
 T_3 &= T_2 + (h_3 - h_2) / c_p \\
 p_3 &= p_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}
 \end{aligned} \tag{7}$$

È anche da notare che tutte le relazioni e le costruzioni grafiche fin qui presentate sono del tutto simili a quelle relative allo stadio di turbina assiale.

La differenza sostanziale è rappresentata dall'inversione del flusso che in questo caso procede dalle pressioni più basse a quelle più alte. Tale situazione può provocare, nel caso di flusso reale, fenomeni di separazione dello strato limite fino alla condizione di stallo della palettatura. Per limitare il rischio di tali fenomeni, il salto di pressione realizzato in uno stadio di compressore assiale è molto inferiore a quello (dalle pressioni più alte alle più basse) ammissibile per uno stadio di turbina. Ne consegue che a parità di salto di pressione complessivo o il numero di stadi necessario per un compressore è ben più alto di quello adottato per le turbine.

Trattandosi di una macchina a flusso comprimibile, l'aumento di pressione nello stadio è caratterizzato dal rapporto di compressione per il quale esistono diverse formulazioni immediatamente correlabili alle rispettive variazioni di entalpia:

Rapporto di compressione total-to-total: $\beta_{TT} = \frac{p_B}{p_A} : H_B - H_A = c_p T_A \left(\beta_{TT}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = |L|$

Rapporto di compressione total-to-static: $\beta_{TS} = \frac{p_B}{p_1} : H_B - h_1 = c_p T_1 \left(\beta_{TS}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = |L| + \frac{c_1^2}{2}$

Rapporto di compressione static-to-static: $\beta_{SS} = \frac{p_3}{p_1} : h_3 - h_1 = c_p T_1 \left(\beta_{SS}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = |L| + \frac{c_1^2 - c_3^2}{2}$

Tali definizioni si applicano sia al singolo stadio sia all'intero compressore e sono valide anche per i compressori centrifughi.

È evidente che i primi due rapporti di compressione fanno riferimento alla pressione totale in uscita e quindi tengono conto del valore di pressione raggiungibile attraverso il completo recupero dell'energia cinetica allo scarico $\frac{c_3^2}{2}$.

Il rapporto $\sigma_{total-to-static}$ risulta più elevato di quello $\sigma_{total-to-total}$, in quanto considera anche il contributo della pressione dinamica in ingresso, associata all'energia cinetica $\frac{c_1^2}{2}$.

Il rapporto di compressione $\sigma_{static-to-static}$ considera come effetto utile della compressione l'aumento di pressione statica. La differenza tra questo rapporto di compressione e quello $\sigma_{total-to-total}$ può essere, in pratica, trascurabile se:

- La velocità di scarico c_3 è uguale alla c_1
- Il numero di Mach in ingresso è molto basso. Si ricorda infatti che il rapporto di temperature totale / statica è pari a:

$$\frac{T_A}{T_1} = \left(\frac{p_A}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 1 + \frac{k-1}{2} M_1^2$$

Coefficiente di carico del rotore

Come per tutte le turbomacchine assiali, il coefficiente di carico rotorico è dato da:

$$\psi = \frac{|L|}{u^2/2} = \frac{2|\Delta w_u|}{u} = \frac{2F_u}{u} \quad (8)$$

La necessità di limitare l'aumento di pressione in ciascun elemento rotorico e statorico del compressore assiale implica che il rotore del singolo stadio realizzi bassi rapporti di compressione e quindi un ridotto scambio di lavoro. Pertanto, il coefficiente di carico risulta notevolmente inferiore a quello tipico di un rotore di turbina assiale. Ad esempio, i triangoli di velocità in figura 1 realizzano un grado di reazione di circa 0.5: nel caso di una turbina assiale il coefficiente di carico sarebbe pari a 2. Nel caso dello stadio di compressore assiale in fig. 1, la variazione di componente tangenziale $|\Delta w_u|$ è sicuramente inferiore alla velocità periferica u e quindi il coefficiente di carico è decisamente inferiore a 2.

Forze aerodinamiche sulle pale

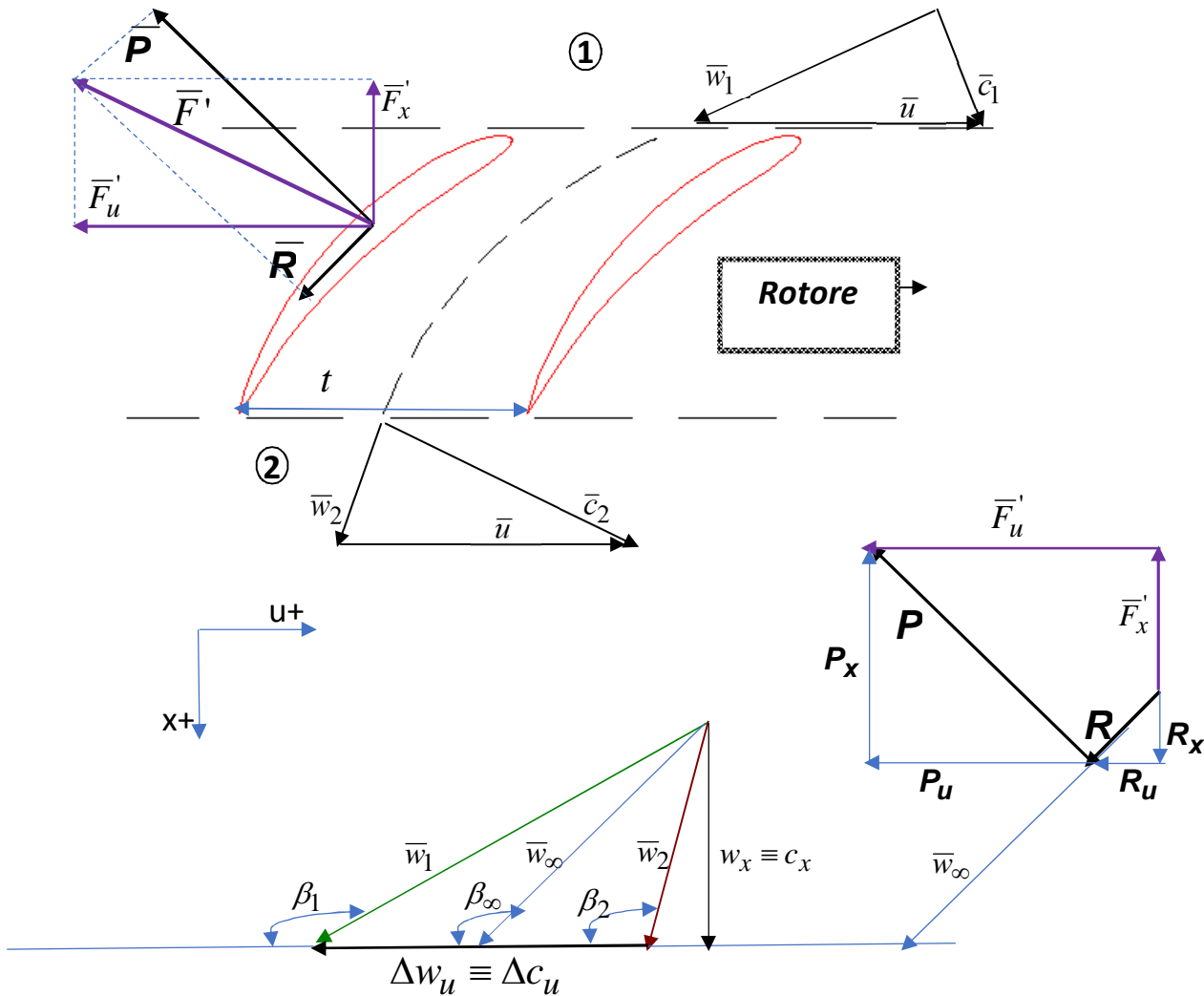


Figura 3

Le varie espressioni del coefficiente di carico (8) ricordano che questo è strettamente legato alle forze tangenziali che il flusso esercita sul sistema di pale. La figura 3 riporta il dettaglio di queste forze su una singola pala rotorica. La forza risultante, F_ϕ , dà luogo alla forza complessiva sul sistema di z pale, con passo t tra due pale consecutive di altezza h_p :

$$F = z F' \quad ; \quad F_x = z F_x' \quad ; \quad F_u = z F_u' \quad (9)$$

Le componenti assiale e tangenziale F'_x e F'_u sono valutabili attraverso i bilanci di quantità di moto nelle due direzioni:

$$\begin{aligned} F'_x &= \frac{\dot{m}}{z} (c_{1x} - c_{2x}) + p_1 \Omega_1 - p_2 \Omega_2 \cong (p_1 - p_2) t h_p \\ F'_u &= \frac{\dot{m}}{z} (c_{1u} - c_{2u}) = \frac{\dot{m}}{z} \Delta w_u \cong \frac{\dot{m}}{z} c_x [\cotg(\beta_1) - \cotg(\beta_2)] \end{aligned} \quad (10)$$

Nelle relazioni (10) t è il passo tra due pale contigue, l è l'altezza di palettatura. Le ultime approssimazioni sono dovute all'ipotesi di componente assiale costante.

Va ricordato che tutti i valori dei parametri termofluidodinamici (velocità, angoli di flusso, pressioni, etc) vanno intesi come valori medi calcolati sulle superfici di ingresso e di uscita, sulle quali il flusso reale è sicuramente non uniforme.

Dalle relazioni (10) si può osservare che ambedue le componenti della forza esercitata dal flusso su una pala risultano negative. Infatti:

- Trattandosi di una palettatura rotorica di macchina operatrice con raso di reazione generalmente maggiore di zero, risulta $p_1 < p_2$, quindi la componente assiale F'_x è negativa come evidenziato in figura 3.
- La stessa figura mostra che risulta $c_{1u} > -c_{2u}$, $\Delta w_u < 0$. Pertanto la componente tangenziale F'_u è negativa, quindi discorde con la velocità periferica. Tale situazione è coerente con il fatto che in una macchina operatrice il lavoro risulta negativo. Infatti la potenza meccanica che il sistema di pale rotoriche trasferisce al fluido sarà data da:

$$P = z F'_u u < 0 \quad (11)$$

Dalla figura 3 si osserva che le stesse componenti della forza di palettatura sono anche valutabili attraverso le forze aerodinamiche (portanza e resistenza):

$$\begin{aligned} |F'_x| &= |P_x| - |R_x| \\ |F'_u| &= |P_u| + |R_u| \end{aligned} \quad (12)$$

Queste ultime relazioni mettono in evidenza alcuni aspetti importanti riguardanti le prestazioni del rotore del compressore assiale:

- Sulla direzione tangenziale, l'effetto della resistenza aerodinamica \mathbf{R} si traduce in aumento della forza tangenziale resistente al moto della palettatura e quindi in maggiore potenza richiesta, in base alla (11).
- Lungo la direzione assiale, la presenza di una resistenza aerodinamica riduce l'incremento di pressione realizzabile attraverso la schiera di pale rotoriche:

$$p_2 - p_1 = \frac{|F'_x|}{th_p} = \frac{|P_x| - |R_x|}{th_p} \quad (13)$$

In definitiva, a causa della resistenza aerodinamica, si ottiene un minore salto di pressione a spese di una maggiore energia meccanica richiesta dal fluido alla macchina.

Relazioni per flusso incomprimibile

Tutte le relazioni tra le proprietà termodinamiche fin qui presentate si riferiscono al caso più generale di flusso comprimibile. In molti casi, caratterizzati da ridotti valori del numero di Mach, o di macchina operante su un liquido (quindi pompa assiale), è possibile utilizzare relazioni semplificate che permettono di individuare più facilmente le prestazioni del rotore e dell'intero stadio.

In particolare, l'ipotesi densità (e quindi volume specifico) costante permette di modificare alcune relazioni già discusse e di utilizzare la definizione di pressione totale assoluta e relativa per flussi incomprimibili:

Ricordando la formulazione dell'equazione di bilancio dell'energia in forma meccanica, il lavoro di palettatura, trasferito dal rotore al fluido, si traduce in aumento di pressione totale assoluta del fluido ma deve anche fare fronte alle dissipazioni di energia meccanica rappresentate dal lavoro di attrito:

$$p_0 = p + \rho \frac{c^2}{2} \quad ; \quad \text{pressione totale assoluta}$$

$$\text{Lavoro di palettatura : } |L| = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{p_{02} - p_{01}}{\rho} + |L_a|$$

$$\text{Incremento di pressione totale assoluta : } \frac{p_{02} - p_{01}}{\rho} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = |L| - |L_a| \quad (14)$$

Nel caso di processi reversibili, quindi di assenza di lavoro di attrito, le pressioni totali p_{01} e p_{02} coincidono con quelle p_A e p_B indicate in figura 1.

L'incremento di pressione statica realizzato nel rotore è poi valutabile come:

Incremento di pressione rotorico :

$$h_2 - h_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + |L_a| \Rightarrow \frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - |L_a| \quad (15)$$

La variazione di pressione totale relativa, ricordando che nel caso di macchine assiale si assume $u_1 = u_2 = u$ è data da:

$$p_{0R} = p + \rho \left(\frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} \right); \quad \text{pressione totale relativa}$$

$$p_{0R1} - p_{0R2} = \left(p_1 + \rho \frac{w_1^2}{2} \right) - \left(p_2 + \rho \frac{w_2^2}{2} \right) = \Delta p_{0R} = \rho |L_a| \quad (16)$$

La presenza del lavoro di attrito corrisponde quindi a una perdita di pressione totale relativa e riduce quindi l'aumento di pressione statica realizzabile nel rotore, come già evidenziato dalla (15). Il confronto tra la (15) e la (13):

$$p_2 - p_1 = \frac{|F_x'|}{th_p} = \frac{|P_x| - |R_x|}{th_p} = \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - \Delta p_{0R} \quad (17)$$

dimostra che l'effetto dissipativo, comunemente indicato come *lavoro di attrito*, è diretta conseguenza della presenza di una resistenza aerodinamica sulle pale.