

3.3

La velocità di massimo rendimento $u_{(\eta \max)}$ diminuisce all'aumentare del numero z di stadi – Dimostrazione

Prendiamo in considerazione una turbina ad azione a più stadi. Per ciascuno stadio di questa turbina si ha:

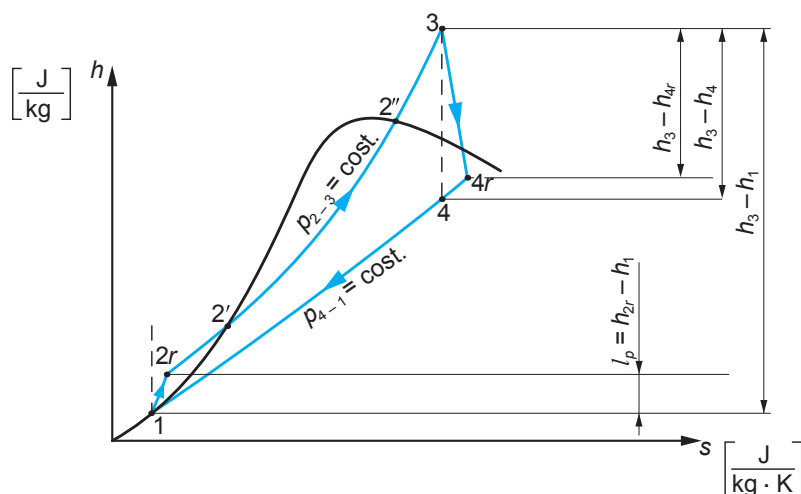
$$u_{(\eta \max)} = \frac{c_1 \cdot \cos \alpha_1}{2} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (1)$$

La velocità assoluta c_1 d'ingresso nella palettatura mobile vale, dalla relazione (12) del testo a stampa e con riferimento alla **Figura 1**:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (h_3 - h_4)}{z}} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (2)$$

Figura 1

Rappresentazione, sul diagramma di Mollier del vapor d'acqua, di un ciclo di Hirn nel quale le isoentropiche sono state sostituite da adiabatiche non reversibili.



dove:

φ è un coefficiente di riduzione della velocità che tiene conto delle resistenze passive che il fluido incontra nel lambire le pareti ($\varphi = 0,80 \div 0,95$);
 z è il numero di salti di pressione che è uguale al numero di stadi della turbina.

Se si inserisce l'espressione (2) nella (1) si ottiene:

$$u_{(\eta \max)} = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (h_3 - h_4)}{z}} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{2} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (3)$$

Dall'espressione (3) si ricava che se il numero z di salti di pressione, e quindi di stadi della turbina, diventa grande a piacere, si raggiungono, teoricamente, velocità periferiche di massimo rendimento estremamente ridotte. Ciò comporta, d'altra parte, un sempre maggiore ingombro assiale della macchina e un sempre minore rendimento complessivo.