CALCOLO DI UNO STADIO CURTIS

Caratteristiche note dell'impianto

Pressione a monte del distributore	$p_0 = 90\,ata$
Temperatura a monte del distributore	$t_0 = 525°C$
Salto entalpico isoentropico disponibile	$(\Delta h)_s = 50\,Kcal/Kg$
Portata massima	M= 80 t / h
Velocità di rotazione	n= 3000 giri / min

$$h_{p\max} = \cos a_1 \quad \text{per} \quad \frac{u}{c_1} = \cos a_1$$

1) Considerazioni generali

Una ruota Curtis a vapore è "a salti di velocità "
Nel caso ideale di attriti nulli la condizione di massimo rendimento è:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos a_1}{2z} \quad \text{dove:}$$

u = velocità periferica della ruota (assiale)

c_1 = velocità assoluta del fluido all 'uscita del distributore

a_1 = angolo formato dai vettori $\overline{c_1}$ e $\overline{u}$

z = numero di salti

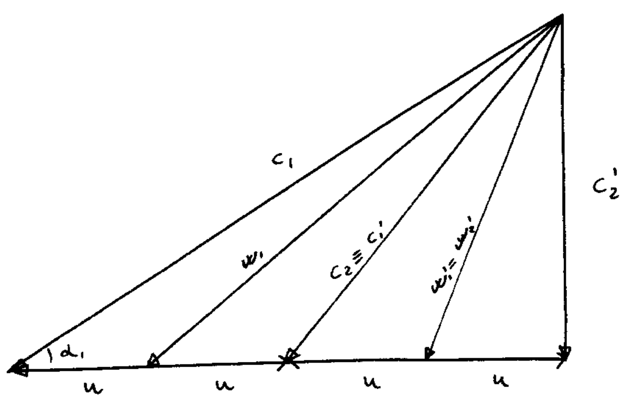
$$P_k = \sum_{k=1}^{z} P_k$$

$$P = \frac{c_1^2 - c_{2'}^2}{2} \qquad c_1 \cos a = 2zu$$

$$c_1^2 - c_2^{'2} = (2zu)^2 \qquad P = 2z^2u^2$$

$$\frac{P_k}{P} = \frac{2(k-1)+1}{z^2}$$

I triangoli teorici delle velocità ribaltati secondo le convenzioni risultano come in figura per uno stadio a due salti (z=2) nella condizioni di massimo rendimento. Ricordiamo i vantaggi presentati dalle ruote Curtis rispetto alle ruote **a salti di pressione** : possibilità di smaltire notevoli salti entalpici $(\Delta h)_s$ in un numero picolo di ruote (cioè di salti), maggiore semplicità cosstruttiva e minor ingombro assiale. Per contro, hanno lo svantaggio di risultare a rendimenti bassi e ciò sia perchè le velocità non sono molto elevate (si sfrutta infatti tutto o quasi tutto il salto entalpico disponibile nell'unico distributore , per cui c_1 è molto elevata), sia perchè il percorso compiuto dal vapore è molto tortuoso (si pensi alla necessità di porre un deviatore a pale fisse tra ogni rotore e il successivo).



Il numero di salti che conviene adottare è limitato , e ciò perché con l'aumentare di **z** diminuisce il rendimento di palettatura :

$\eta_p = 0.85$	$z = 1$
$\eta_p = 0.7 - 0.65$	$z = 2$
$\eta_p = 0.6 - 0.55$	$z = 3$

Ed inoltre la potenza P_z captata dallo z^{mo} stadio decresce notevolmente con z: $\frac{P_z}{P_t} = \frac{1}{z^2}$,

e quindi gli ultimi rotori contribuiscono ben poco all'aumento della potenza totale P_t del gruppo. Le ruote Curtis sono impiegate per piccoli impianti (cioè di piccola potenza), ove non ha interesse un alto valore di η_p , oppure si mettono in testa nei grandi impianti perché in tale sede offrono i loro aspetti convenienti prima accennati, mentre le perdite, assai elevate, sono recuperate nei successivi stadi. Il nostro progetto può essere ad es. destinato a un gruppo di emergenza, a cui andranno applicati altri stadi a valla della Curtis. Adotteremo per il nostro stadio Curtis due salti di velocità. Riferendoci a note tabelle, abbiamo costruito (v. tav.1) i grafici che offrono gli andamenti dei fattori ϕ e Ψ riduttori della velocità

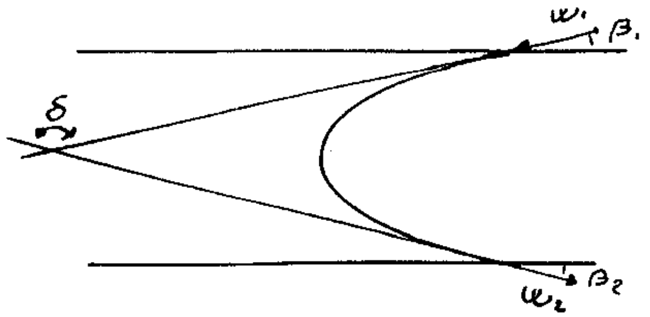
$$j = \frac{c_1}{c_{1t}} \qquad ; \qquad \Psi = \frac{w_2}{w_{2t}}$$

dove ϕ tiene conto delle perdite statoriche (che riducono la w_{2t} al valore c_1 effettivo) e Ψ delle perdite rotoriche (che riducono la w_{2t} teorica al valore w_2 reale). Ovviamente , è $\phi < 1$, $\Psi < 1$. Il valore di ϕ dipende principalmente : dallo stato delle pareti , della forma e dimensioni dell'ugello , dall'eventuale deviazione subita dal vapore , dello stato del vapore , dal valore di c_1 , dall'estensione del becco di flauto. Il valore di ϕ comunque non varia molto (in genere ϕ = 0.9-0.97). L'andamento di f al variare di M (numero di Mach) è diverso a seconda che il distributore sia subsonico (M<1) o supersonico (M>1). Invece Ψ , oltre a dipendere dalle stesse variabili di ϕ , caratteristiche degli efflussi in condotti fissi , dipende anche dalla mobilità della palettatura rotorica , dalla deviazione del fluido , ecc. Riportiamo le due tabelle che ci hanno permesso di costruire i grafici di ϕ in funzione di c_{1t} e di Ψ in funzione dell'angolo di deviazione δ.

	c_{1t} (m/s)	150	300	450	650	900	1200
ϕ	vap. saturo	0.98	0.96	0.95	0.94	0.93	0.92
	vap.surrisc.	0.985	0.97	0.96	0.95	0.94	0.93

Ψ	0.930	0.925	0.91	0.885	0.85	0.50
δ	50°	70°	90°	110°	130°	150°

con $\delta = 180 - (\beta_1 - \beta_2)$



Si usa fare β_2 di poco inferiore a β_1 per aumentare la velocità e diminuire la grandezza dello strato limite del fluido.

2) Determinazione (analitica e grafica) dei triangoli di velocità

Nel caso reale , cioè in presenza di attriti (ϕ<1,Ψ<1), i successivi triangoli non hanno altezza costante , ma decrescente da monte verso valle , mentre la condizione di massimo rendimento non coincide più coll'ortogonalità tra c_2 e u ; e questo perché alle perdite allo scarico ($c^2_2/2$) si sovrappongono le perdite fluidodinamiche. Si darà un piccolo grado di reazione ai due rotori e al deviatore interposto , facendo i condotti leggermente convergenti. Precisamente,

assegnamo: $(\Delta h_{r1})_S = (\Delta h_{r2})_S = 0.5$ Kcal/Kg nelle due ruote mobili r1 e r2

$(\Delta h_D)_S = 2$ Kcal/Kg nel deviatore D

Pertanto nel salto disponibile $(\Delta h)_S = 50$ Kcal/Kg ne verrà sfruttata nel distributore una

quantità un pò minore cioè: $(\Delta h_d)_S = (\Delta h)_S - [(\Delta h_{r1})_S + (\Delta h_D)_S + (\Delta h_{r2})_S]$

e cioè : $(\Delta h_d)_S = 47$ Kcal/Kg .

Il vapore percorre nell'ordine : distributore d , 1° rotore r1, deviatore D , 2° rotore r2. Calcoliamo qui appresso i triangoli delle velocità ; la tav. II porta invece la determinazione grafica .

$c_{1t} = 91.53 \cdot \sqrt{(\Delta h_d)_S}$ (m/s); velocità assoluta teorica all' uscita del distributore d.

$c_{1t} = 91.53\sqrt{47} = 628$ (m/s) $\rightarrow$ $j = 0.951$

$c_1 = j \cdot c_{1t}$; velocità assoluta effettiva all' uscita del distributore d.

$c_1 = 0.951 \cdot 628 = 598$ (m/s)

Si assume , per z = 2 come nel nostro caso , un rapporto $\frac{u}{c_1} = 0.2 \div 0.22$

scegliamo $\frac{u}{c_1} = 0.215$ per cui: u = 0.215 * 598 = 128 (m / s).

Fissiamo : $\alpha_1 = 20°$ (cos α_1 = cos 20° = 0.94) , dal teorema di Carnot ricavo :

$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos a_1}$; velocità relativa all'uscita del distributore d.

$w_1 = \sqrt{(598)^2 + (128)^2 - 2 \cdot 598 \cdot 128 \cdot 0.94} = 480$ (m / s)