

UNIVERSITÉ D'ALGER

13/75

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Lex

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
DEPARTEMENT MECANIQUE

NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
INFLUENCE DU CHANGEMENT
DE VITESSE
SUR LES PARAMETRES FONCTIONNELS
D'UNE TURBINE A VAPEUR

Proposé par:
M.G. D'ALBON
Dr. Ingénieur Professeur

Etudié par:
MM. O. MIMOUN
M. BENGUEDIAB

PROMOTION 1975



INFLUENCE DU CHANGEMENT
DE VITESSE
SUR LES PARAMETRES FONCTIONNELS
D'UNE TURBINE A VAPEUR

Proposé par:

M.G. D'ALBON

Dr. Ingénieur Professeur

Etudié par:

MM. O. MIMOUN

M. BENGUEDIA B

=o= REMERCIEMENTS =o=

Nous remercions vivement Monsieur MOUKHINE , chef du département ainsi que tout le corps enseignant.

Nous tenons à remercier particulièrement Monsieur D'ALBON pour les suggestions , et l'interêt qu'il a portés à notre travail.

Nous n'omettrons pas de remercier également les membres du jury. Qu'ils trouvent ici l'expression de notre profonde reconnaissance.

BENGUEDIAB M.

MIMOUN O.

Notations Employées

m	debit masse en kg/s	
n	vitesse de rotation en tr/mn	
C	Vitesse absolue en m/s	
W	Vitesse relative en m/s	
ψ	Coefficient de ralentissement relatif aux vitesses absolues	
ψ	" " " " relatives	
ΔH	Chute d'enthalpie theorique en kcal/kg	
C_d	Vitesse d'entrée dans le distributeur en m/s	
h_u	Enthalpie utile en kcal/kg	
η_u	Rendement utile	
η_m	" mecanique	
η_{rel}	" interieur relatif	
P	Puissance de la turbine en kW	
P_k	Coefficient caracteristique de la Puissance	
P_i	Puissance limite supérieure en kW	
d_m	Diametre moyen en m.	
l	Longueur d'aubage en m.	
U	Vitesse tangentielle en m/s	
θ	Rapport d_m/l	
Z	Nombre d'étages	
α_i	Angle d'inclinaison des tuyères en ($^\circ$)	
β_i	" d'entrée des aubes en ($^\circ$)	
β_z	" de sortie " " en ($^\circ$)	
E	Degré d'injection	
X	Coefficient de Parsons	
C_n	Rapport de similitude des vitesses de rotation	$C_n = n_I/n_{II}$
C_d	" des diametres	$C_d = d_I/d_{II}$
C_θ	" du rapport $\theta = d_m/l$	$C_\theta = \theta_I/\theta_{II}$
C_z	" des nombres d'étages	$C_z = Z_I/Z_{II}$
C_u	" des vitesses tangentielles	$C_u = u_I/u_{II}$
C_m	" des debits	$C_m = \dot{m}_I/\dot{m}_{II}$
C_p	" des puissances	$C_p = P_I/P_{II}$
C_{P_k}	" des Coeff. caract.	$C_{P_k} = P_{kI}/P_{kII}$
C_v	" des volumes	$C_v = V_I/V_{II}$
C_h	" des enthalpies	$C_h = H_I/H_{II}$
C_{Pfv}	" des pertes par frott.	$C_{Pfv} = P_{fI}/P_{fII}$
φ	Pourcentage des pertes d'enthalpie thermique par vitesse residuelle $\varphi = 0,03$ à $0,07$	
V_m	Volume moyen du rotor mesuré au niveau du d_m en m^3	
v	" spécifique en m^3/kg	

Remarque: l'indica I correspond à la turbine I

" II " " II

1

-1- Introduction -

Notre travail consiste à concevoir une méthode , permettant d'établir un projet de turbine à vapeur tournant à une vitesse n , à partir d'une étude faite sur une turbine , tournant à une vitesse n_0 -

Cette situation se présente particulièrement pour les maisons qui , travaillant en Europe , réalisent des turbines à 50 Hertz soit une vitesse de 3000 tr/mn , et reçoivent, des pays d'Amérique , des commandes de turbines à 60 Hertz , soit une vitesse de 3600 tr/mn.

Etant donnée la variété des conditions de fonctionnement auxquelles doivent satisfaire les turbines à vapeur ou à gaz , on conçoit l'intérêt que présente la possibilité de réduire ces conditions à un petit nombre de paramètres permettant de comparer les différentes turbines entre elles , et de trouver rapidement la valeur , au moins approchée , du rendement d'une turbine nouvelle.

Les paramètres de similitude peuvent être classés en deux catégories ; les uns caractérisent le mode d'utilisation de l'énergie du fluide dans la turbine , c'est-à-dire la façon dont la chaleur du fluide traversant la turbine est transformée en travail .

Les autres définissent les conditions d'écoulement du fluide dans la turbine , et font intervenir soit des vitesses , soit des débits soit des dimensions , soit encore plusieurs de ces grandeurs à la fois .

II RAPPELS

1- Rendement d'étage:

1.1 Equation de conservation de l'énergie

1.2 Rendement d'étage

2- Nombre de Parsons

2.1 Turbine à action

2.1.1 Nombre de Parsons

2.2 Turbine à réaction

3- Puissance limite supérieure

3.1 Définition

3.2 Puissance

3.2.1 Expression de la puissance limite supérieure

21 - Rendement d'étage .211 - Equation de conservation de l'énergie -

Pour un étage , l'équation de conservation de l'énergie s'écrit :

$$AW_1 = E_o - h_c - h_e$$

E_o = Énergie disponible

h_c = pertes dans les tuyères.

h_e = pertes dans les aubes

Ces dernières pertes ont pour expressions:

$$h_c = \frac{A}{2g} \left(C_{1t}^2 - C_1^2 \right)$$

$$h_e = \frac{A}{2g} \left(W_{2t}^2 - W_2^2 \right)$$

C_{1t} = Vitesse absolue théorique.

W_{2t} = Vitesse relative théorique.

** Pour un aubage réactif , l'énergie disponible est :

$$E_o = \frac{A}{2g} C_o^2 + h_{o1} + h_{o2} - \frac{A}{2g} C_2^2$$

$$h_{o1} = \text{chute dans les tuyères} = \frac{A}{2g} \left(C_{1t}^2 - C_o^2 \right)$$

$$h_{o2} = \text{chute dans les aubes} = \frac{A}{2g} \left(W_{2t}^2 - W_1^2 \right)$$

L'expression de l'énergie disponible devient :

$$E_o = \frac{A}{2g} \left((C_{1t}^2 - C_2^2) + (W_{2t}^2 - W_1^2) \right)$$

Par suite , on aura :

$$AW_1 = \left((C_1^2 - C_2^2) + (W_2^2 - W_1^2) \right)$$

Pour un étage idéal , la vitesse du jet de vapeur à la sortie de l'étage est nulle : $C_2 = 0$.

Si $C_2 \neq 0$, on aura une perte par vitesse restante , notée :

$$h_{vs} = \frac{A}{2g} C_2^2 .$$

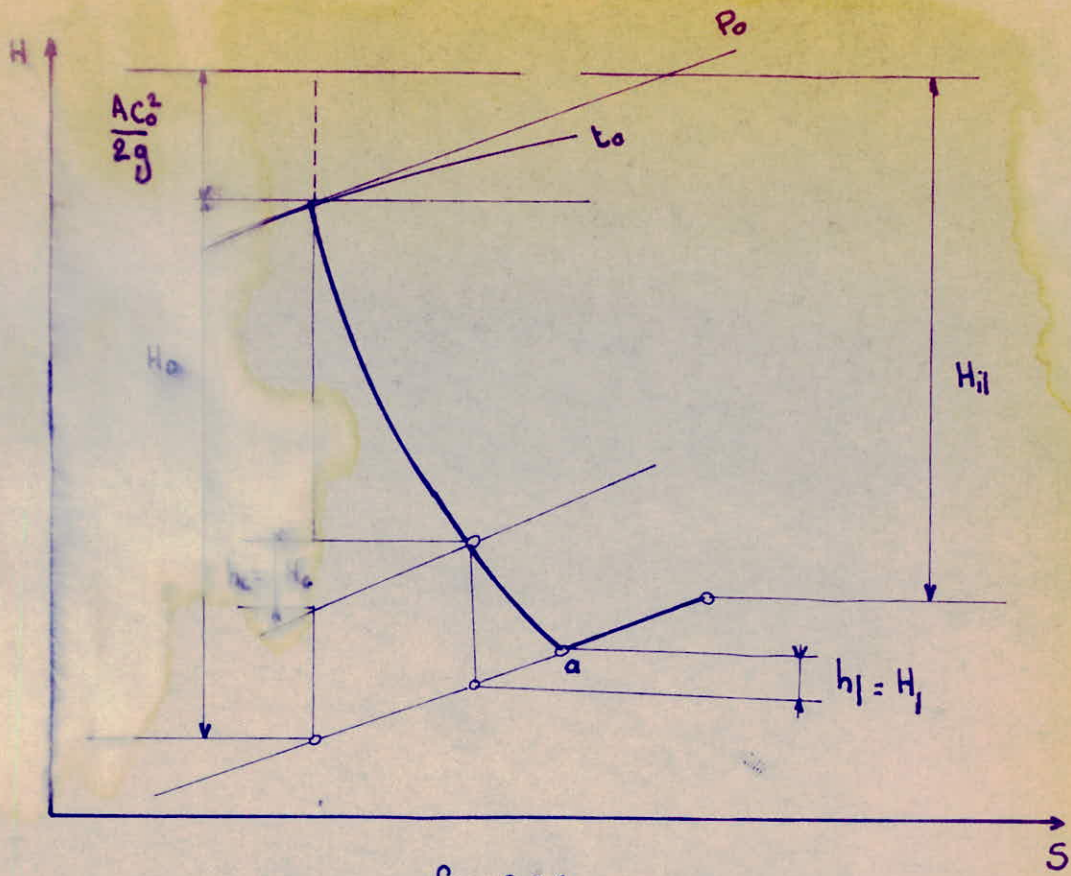


Fig. 2.1.1.

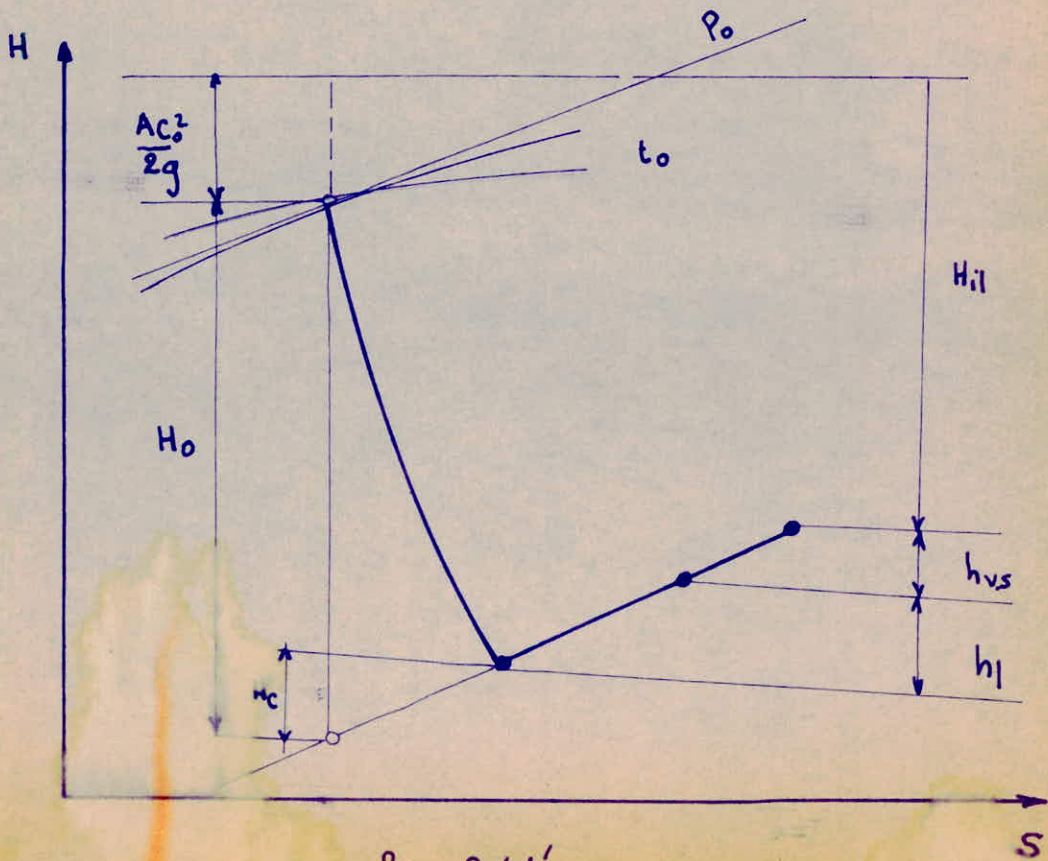


Fig. 2.1.1'

212 - Rendement d'étage -

L'énergie cinétique avec laquelle la vapeur sort de l'étage est une perte due à l'imperfection mécanique et thermique de l'étage .

On peut considérer que l'énergie disponible d'un étage donné , est la somme de l'enthalpie disponible de la vapeur et de l'énergie cinétique du jet de l'étage précédent :

$$E'_0 = \frac{A}{2g} C_0^2 + h_{o1} + h_{o2}$$

Mais de l'énergie cinétique $\frac{A}{2g} C_0^2$, on ne peut utiliser qu'une partie , soit $\mu_0 \frac{A}{2g} C_0^2$.

L'énergie réellement utilisée dans l'étage est :

$$E_o = \mu_0 \frac{A}{2g} C_0^2 + h_{o1} + h_{o2} - \mu_2 \frac{A}{2g} C_2^2 .$$

$\mu_2 \frac{A}{2g} C_2^2$ représente l'énergie cinétique perdue avec le jet après l'étage.

Les coefficients μ_0 et μ_2 sont compris entre 0 et 1 .

Si on ne peut utiliser l'énergie du jet sortant , alors $\mu_2 = 0$.

Par contre , si l'utilisation est complète , on aura $\mu_2 = 1$.

Le rendement d'étage s'écrit :

$$\eta_e = \frac{AW_1}{E_o} = \frac{A W_1}{\mu_0 \frac{A}{2g} C_0^2 + h_{o1} + h_{o2} - \mu_2 \frac{A}{2g} C_2^2} =$$

$$\eta_e = \frac{\mu_0 \frac{A}{2g} C_0^2 + h_{o1} + h_{o2} - h_c - h_e - h_{vs}}{\mu_0 \frac{A}{2g} C_0^2 + h_{o1} + h_{o2} - \mu_2 \frac{A}{2g} C_2^2} .$$

$$\eta_e = \frac{\mu_0 \frac{A}{2g} C_0^2 + h_{o1} + h_{o2} - \mu_2 \frac{A}{2g} C_2^2}{\mu_0 \frac{A}{2g} C_0^2 + h_{o1} + h_{o2} - \mu_2 \frac{A}{2g} C_2^2} \frac{-h_c + h_e + h_{vs} - \frac{\mu_2 A}{2g} C_2^2}{E_o}$$

$$\eta_e = 1 - \frac{h_c}{E_o} - \frac{h_e}{E_o} - \frac{(1 - \mu_2) h_{vs}}{E_o}$$

En posant : $\xi_c = \frac{h_c}{E_0}$ = perte relative dans les tuyères.

$\xi_e = \frac{h_e}{E_0}$ = perte relative dans les aubes.

$\xi_{vs} = \frac{h_{vs}}{E_0}$ = perte relative par vitesse restante.

On aura :

$$\eta_e = 1 - \xi_c - \xi_e - (1 - \mu_2) \xi_{vs}$$

Si on pose encore : $AW_1 = \frac{A}{2g} \{ (C_1^2 - C_2^2) + (W_2^2 - W_1^2) \}$

$$\text{et } \mu_0 \frac{A}{2g} C_0^2 + h_{o1} + h_{o2} = \frac{A}{2g} \{ C_{1t}^2 + (W_2^2 - W_1^2) \}$$

On aura :

$$\eta_e = \frac{C_1^2 - C_2^2 + W_2^2 - W_1^2}{C_{1t}^2 - C_2^2 + W_{2t}^2 - W_1^2}$$

En tenant compte de la relation :

$$AW_1 = A \frac{U}{g} (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2)$$

On obtiendra :

$$\eta_e = \frac{2U \{ C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2 \}}{C_{1t}^2 - \mu_2 C_2^2 + W_{2t}^2 - W_1^2} = \frac{2U (W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos \beta_2)}{C_{1t}^2 - \mu_2 C_2^2 + W_{2t}^2 - W_1^2}$$

** Si l'aubage est purement actif :

$$W_{2t} = W_1$$

$$W_2 = \psi W_1$$

$$= \frac{2U (W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos \beta_2)}{C_{1t}^2 - \mu_2 C_2^2} = \frac{2U \cdot W_1 \cos \beta_1 (1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1})}{C_{1t}^2 - \mu_2 C_2^2}$$

$$= \frac{2U \{ C_1 \cos \alpha_1 - U \}}{C_{1t}^2 - \mu_2 C_2^2} \left\{ 1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right\}$$

$$= \frac{2 \left(\varphi \cos \alpha_1 - \frac{U}{c_{1t}} \right) \frac{U}{c_{1t}} \left\{ 1 + \varphi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right\}}{1 - \mu_2 \left(\frac{c_2}{c_{1t}} \right)^2}$$

En posant : $\frac{U}{c_{1t}} = X_0$ et $\frac{U}{c_1} = X_1$, on obtient :

$$= 2 \left(1 + \varphi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \left(\varphi \cos \alpha_1 - X_0 \right) X_0$$

ou
$$= 2 \varphi^2 \left(1 + \varphi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \left(\cos \alpha_1 - X_1 \right) X_1$$

Si on étudie la fonction, on trouve pour valeur maximum du rendement d'étage :

$$\eta_{\text{max}} = \frac{\varphi^2}{2} \cos^2 \alpha_1 \left(1 + \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \quad (212)$$

Sur la valeur du rendement d'une turbine, agissent essentiellement le nombre de Parsons, la longueur des ailettes et les pertes à la décharge.

La chute d'enthalpie habituellement utilisée a une valeur telle qu'il est nécessaire de la fractionner pour maintenir la vitesse tangentielle U dans les valeurs admissibles.

Étudions le nombre de Parsons pour les turbines à action et à réaction.

221 - Turbine à action.

Considérons l'une des cellules de la turbine. La vitesse d'injection est :

$$C_1 = \psi \sqrt{2g \Delta H + C_0^2}$$

$C_0 \neq 0$; c'est la vitesse dans le distributeur.

En admettant que :

$$W_2 = \psi W_1$$

$$\beta_1 = \beta_2$$

$$C_0 = \eta C_2$$

$\eta \leq 1$; c'est le coefficient de récupération.

Si on suppose une récupération totale de l'énergie cinétique de l'étage précédent ($\eta = 1$), on aura :

$$2g \Delta H = \frac{C_1^2}{\psi^2} - C_2^2 = \frac{C_1^2}{\psi^2} - (U^2 + W_2^2 - 2U \cdot W_2 \cos \beta_2)$$

soit après transformations :

$$2g \Delta H = C_1^2 \left(\frac{1}{\psi^2} - \psi^2 \right) + 2U \cdot C_1 \cos \alpha_1 \quad (1 + \psi) - U^2(1 + \psi)^2$$

En introduisant la vitesse fictive : $C = \sqrt{2g \Delta H}$, l'expression devient :

$$\left(\frac{C_1}{C} \right)^2 \left(\frac{1}{\psi^2} - \psi^2 \right) + 2 \frac{U}{C} \cdot \frac{C_1}{C} \cos \alpha_1 \cdot \psi (1 + \psi) - \left\{ \frac{U^2}{C^2} (1 + \psi)^2 + 1 \right\} = 0$$

La chute utile a pour valeur :

$$H_u = \frac{U}{g} (1 + \psi) (C_1 \cos \alpha_1 - U)$$

Le rendement utile de l'aubage sera :

$$\eta_u = \frac{H_u}{\Delta H} = 2 \left(1 + \psi \right) \left\{ \frac{U}{C} \cdot \frac{C_1}{C} \cos \alpha_1 - \left(\frac{U}{C} \right)^2 \right\} \quad (3)$$

En faisant $\xi_0 = \frac{U}{C}$ comme paramètre, on peut tracer la courbe :
 $= f(\xi)$ avec $\xi = \frac{U}{C_1}$, à partir des équations (2) et

(3), pour les valeurs usuelles de ψ , ψ et α_1 . (fig : 221)

22 .11 Nombre de Parsons .

L'équation (1) peut s'écrire, en exprimant H en kcal/kg.

$$\frac{2g \Delta H}{A} = U^2 \left\{ \left(\frac{1}{\xi^2} \left(\frac{1}{\psi^2} - \psi^2 \right) + \frac{2 \cos \alpha_1}{\xi} \cdot \psi(1 + \psi) - (1 + \psi)^2 \right) \right.$$

Soit $U^2 = X \cdot \Delta H$

$$X = \frac{2g/A}{\frac{1}{\xi^2} \left(\frac{1}{\psi^2} - \psi^2 \right) + \frac{2 \cos \alpha_1}{\xi} \cdot \psi(1 + \psi) - (1 + \psi)^2} \quad (2211)$$

Il faut remarquer que : $U^2 = X A \frac{C^2}{2g}$ car $\Delta H = A \frac{C^2}{2g}$

Soit : $\xi_0 = \frac{\sqrt{X}}{91,5}$

X est appelé nombre de Parsons .

* * Supposons que la turbine a Z_1 éléments de même diamètre, donc de même vitesse circonférentielle U, l'équation $U^2 = X \cdot \Delta H$ nous donne :

$$Z_1 \cdot U^2 = X \cdot Z_1 \cdot \Delta H = X \cdot H_1$$

H_1 = somme des chutes adiabatiques relatives aux Z_1 étages, à vitesse U_1 .

Si la turbine comporte d'autres groupes Z_2, Z_3, \dots, Z_p roues à vitesses U_2, U_3, \dots, U_p , travaillant avec le même coefficient X, on obtient :

$$Z_1 \cdot U_1^2 + Z_2 \cdot U_2^2 + \dots + Z_p \cdot U_p^2 = X \cdot H$$

H = somme des chutes adiabatiques relatives aux p éléments .

En vue de tenir compte des frottements, on pose :

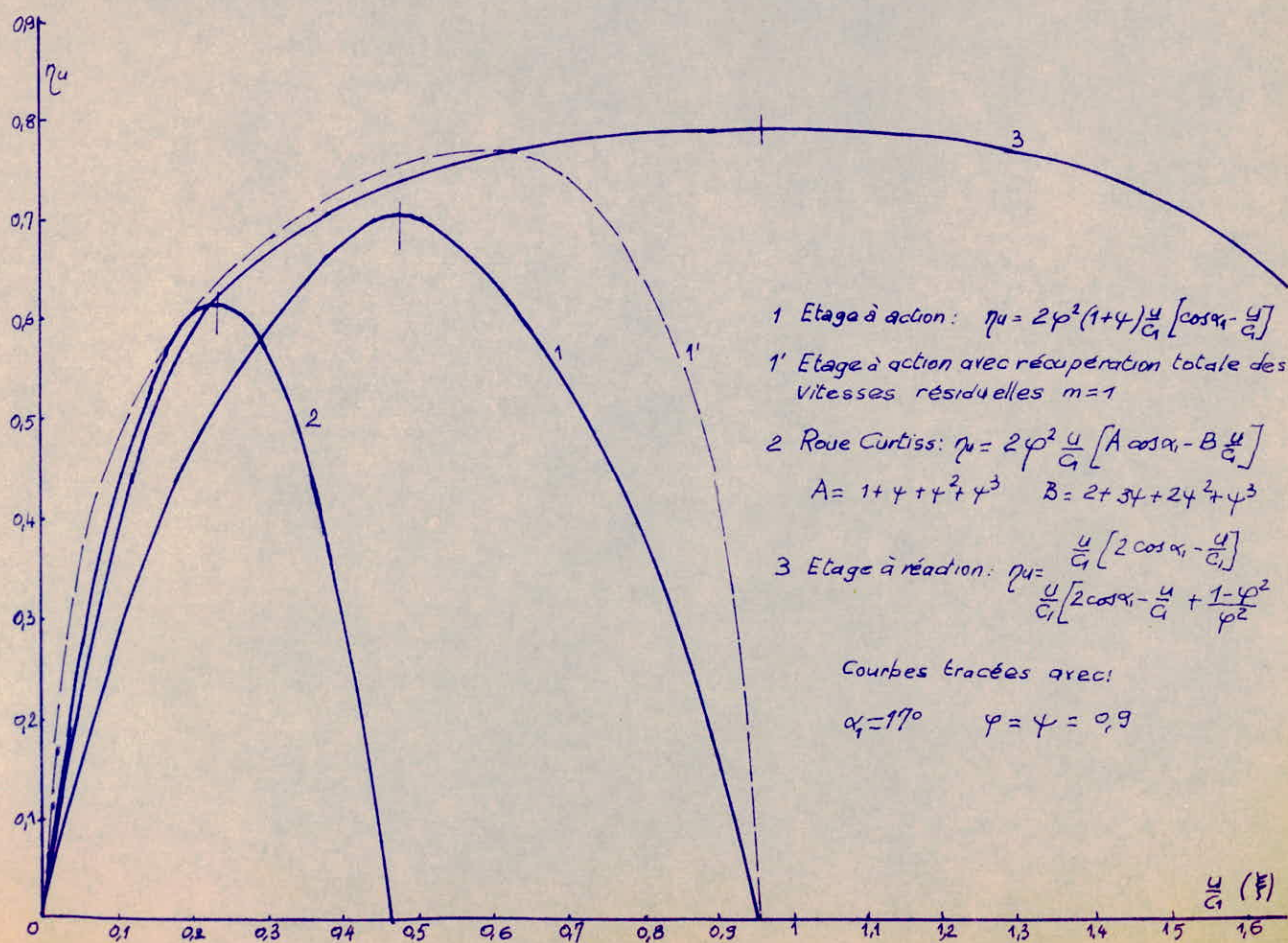
$$H = H_{oi} (1 + \alpha)$$

H_{oi} = chute adiabatique de la turbine .

$$\alpha = 0,04$$

Fig. 221

COURBES : $\eta_u = f\left(\frac{u}{c_1}\right)$



222- Turbine à réaction .

Une étude analogue à celle des turbines à action nous conduit aux résultats suivants :

$$\left\{ \frac{C_1}{C} \right\}^2 \left\{ \frac{1}{\varphi^2} - 1 \right\} + \frac{2 \cdot U}{C} \cdot \frac{C_1}{C} \cdot \cos \alpha_1 - \left\{ 1 + \left(\frac{U}{C} \right)^2 \right\} = 0$$

Le rendement utile sera :

$$\eta_u = \frac{U}{C} \left(2 \cdot \frac{C_1}{C} \cos \alpha_1 - \frac{U}{C} \right).$$

avec $C = \sqrt{\frac{2g}{A} \cdot \Delta H'}$

$$\Delta H' = \frac{AH}{2} \text{ pour une degré de réaction } \epsilon = \frac{1}{2}$$

Le nombre de Parsons sera :

$$U^2 = X \frac{H}{2}$$

$$X = \frac{2g/A}{\frac{1}{\varphi^2} \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) - \left(1 - \frac{2}{\varphi} \cdot \cos \alpha_1 \right)} \quad (222)$$

La règle de $Z H^2$ est applicable sous la forme :

$$Z_1 U_1^2 + Z_2 U_2^2 + \dots + Z_p \cdot U_p^2 = X \cdot \frac{H}{2}$$

Dans les avants- projets , on prend généralement pour le nombre de Parsons , les valeurs :

2000 pour les turbines à action .

4000 pour les turbines à réaction .

Ces valeurs permettent de fixer approximativement les caractéristiques de la turbine.

23 - Puissance limite Supérieure -

231 - Définition :

-C'est la puissance maximum qu'on peut atteindre dans des conditions thermodynamiques données , pour une vitesse de rotation donnée .

232 - Puissance :

-Supposons une turbine caractérisée par

Entrée	{	Pression P_0
	{	Enthalpie H_0
Sortie :		Pression P_z

La puissance s'écrit :

$$P = \dot{m} \cdot H_u \cdot \eta_m \quad \text{avec} \quad H_u = H_{u1} + H_{u2}$$

-La puissance est proportionnelle au débit ; deux facteurs peuvent limiter le débit , à savoir le rapport $\frac{d_m}{l}$ et la limite de la vitesse circonférentielle.

Ces problèmes se posent particulièrement au dernier étage , puisque c'est là qu'on obtient le plus grand débit .

Pour des raisons relevant de la RDM, le rapport $\frac{d_m}{l}$ ne peut dépasser une certaine limite , qui pour les derniers étages , est de l'ordre de 3.

D'autre part , les sollicitations de la force centrifuge à l'éclatement du disque sont proportionnelles à U^2 . Mais la valeur de U a quand même évolué dans ces dernières années avec le perfectionnement de la métallurgie de l'acier et le procédé de forgeage des disques (jusqu'à 400 m/s).

On s'aperçoit alors que la section de sortie S_2 est elle-même limitée , de sorte que si le débit volumique q_v est assez élevé , la vitesse relative de sortie $W_2 = q_v/S_2$ peut devenir très grande ; par conséquent , la vitesse absolue C_2 est élevée , ce qui entraîne une grande énergie cinétique résiduelle .

232I - Expression de la puissance limite .

$$P_l = \dot{M} \cdot H_t \cdot \eta_m$$

Expression du débit : $\dot{M} = C_{2z} \cdot S_{2z} \cdot \rho_{2z}$

$$C_{2z} = 91,5 \sqrt{\Delta H}$$

ΔH représente un pourcentage de H_u , soit :

$$C_{2z} = 91,5 \sqrt{\frac{4}{3} \Delta H_u}$$

La section S_{2z} est mesurée dans un plan normal à la direction axiale .

$$S_{2z} = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) K$$

$$\theta = \frac{d_m}{l} \text{ soit } l = d_m / \theta$$

$$d_2 = d_m + \frac{d_m}{\theta}$$

$$d_1 = d_m - \frac{d_m}{\theta}$$

on aura donc :

$$S_{2z} = \pi d_m^2 \cdot \frac{K}{\theta}$$

On pose $K = \frac{1}{k_z}$ appelé coefficient d'abstruction.

$$S_{2z} = \frac{\pi}{k_z} \frac{d_m^2}{\theta}$$

Le débit sera :

$$\dot{M} = \frac{\pi}{k_z} \frac{d_m^2}{\theta} \cdot 91,5 \sqrt{\frac{4}{3} \Delta H_u} \cdot \rho_{2z}$$

$$\rho_{2z} = 1 / v_{2z} \text{ et } U = \pi \frac{d_m \cdot n}{60} \text{ soit } d_m = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n}$$

$$\dot{M} = \frac{91,5 \cdot 3600 \cdot U_z^2 \cdot \sqrt{\frac{4}{3} \Delta H_u}}{n^2 \cdot k_z \cdot \theta \cdot v_{2z}} = 1,05 \cdot 10^5 \cdot \frac{U_z^2 \cdot \sqrt{\frac{4}{3} \Delta H_u}}{n^2 \cdot k_z \cdot \theta \cdot v_{2z}}$$

d'où l'expression de la puissance limite :

$$P_l = \dot{M} \cdot H_t \cdot \eta_m = 1,05 \cdot 10^5 \cdot \frac{U_z^2 \sqrt{\frac{4}{3} \Delta H_u}}{n^2 \cdot k_z \cdot \theta \cdot v_{2z}} \cdot H_t \cdot \eta_m$$

Or , on a : $H_t = H_u \cdot \eta_{irel} = 4,18 H_u \cdot \eta_{irel}$ en exprimant

H_u en k_j .

$$P_l = \dot{M} \cdot H_u \cdot \eta_{irel} \cdot \eta_m \cdot 4,18$$

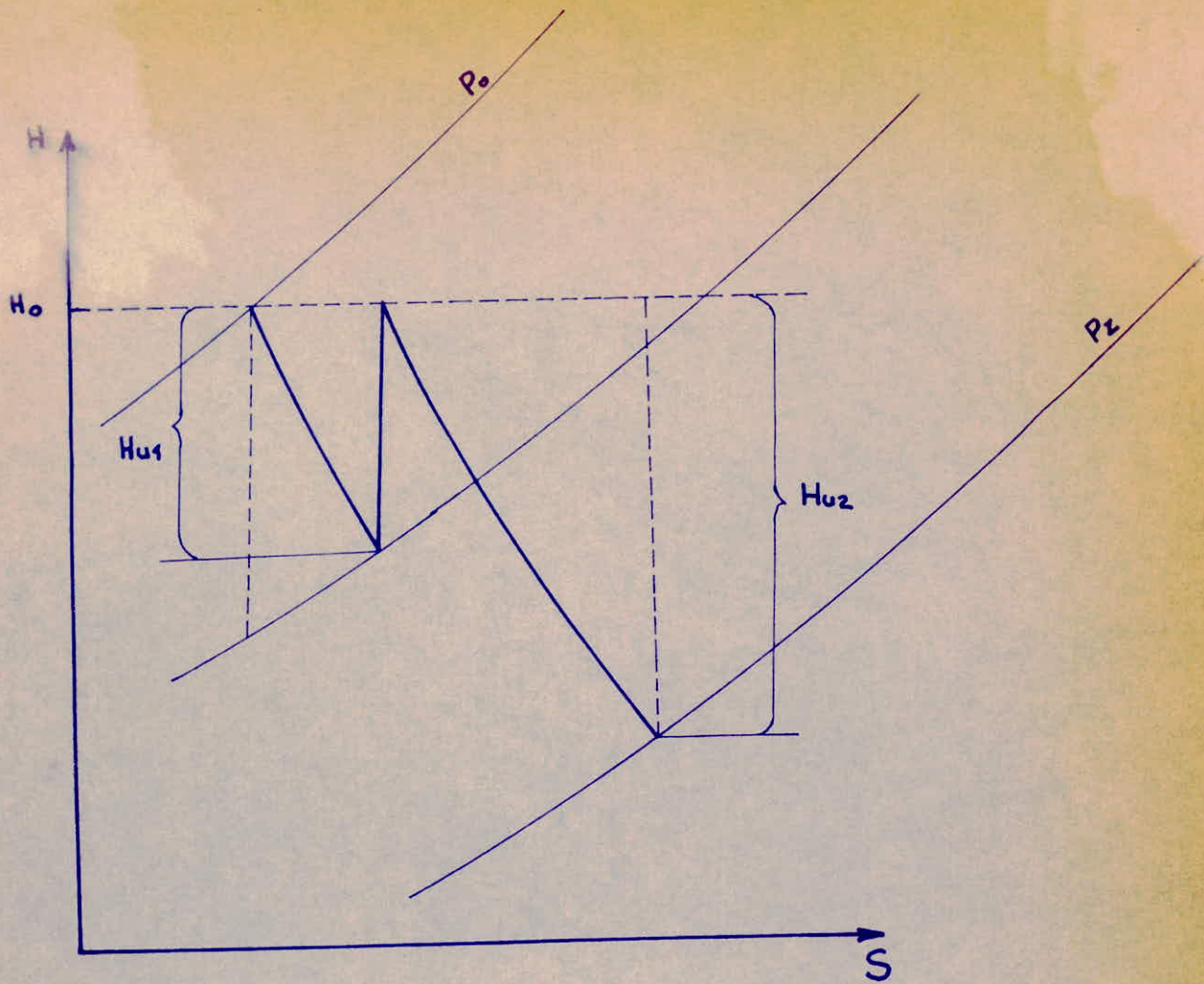
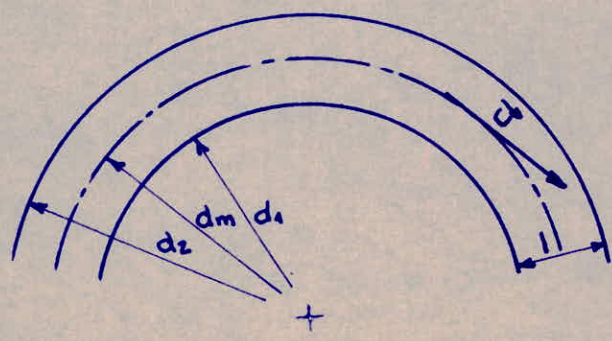


fig.: 2.3.2



$$\theta = \frac{dm}{l}$$

$$d_2 = dm + \frac{dm}{\theta}$$

$$d_1 = dm - \frac{dm}{\theta}$$

fig.: 2.3.2.1

$$P_1 = 4,3910^5 \frac{U_z^2 H_u \cdot \sqrt{\theta} H_u}{n^2 \cdot k_z \cdot \theta \cdot v_{2z}} \eta_{\square} \eta_{\text{irel}} \quad (2321)$$

Coefficient caractéristique de la puissance ;

31 - Définition . Ce coefficient est défini comme étant le rapport de la puissance de la turbine à la puissance limite supérieure.

On le note P_k

$$P_k = \frac{P}{P_1}$$

32 Turbine de même série .

* * On appelle turbine de même série , la totalité des turbines réalisables ayant les mêmes paramètres de vapeur , la même pression au condenseur et les mêmes organes fonctionnels des étages .

Cette dernière condition n'est pas rigide , l'organisation optimale intérieure d'une turbine étant surtout dépendante de la puissance caractéristique P_k .

32 - Aspects de la similitude .

Dans ce chapitre , on va voir que toutes les turbines ayant le même P_k , ont des propriétés de similitude .

On considère deux turbines (1) et (2) de même série , mais avec des vitesses de rotation n_1 et n_2 différentes ; on montre que :

* * Les diamètres sont inversement proportionnels aux vitesses de rotation.

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{d_{i1}}{d_{i2}} \quad i = \text{indice de l'étage.}$$

Notons $C_n = \frac{n_2}{n_1} = \text{rapport de similitude des vitesses de}$

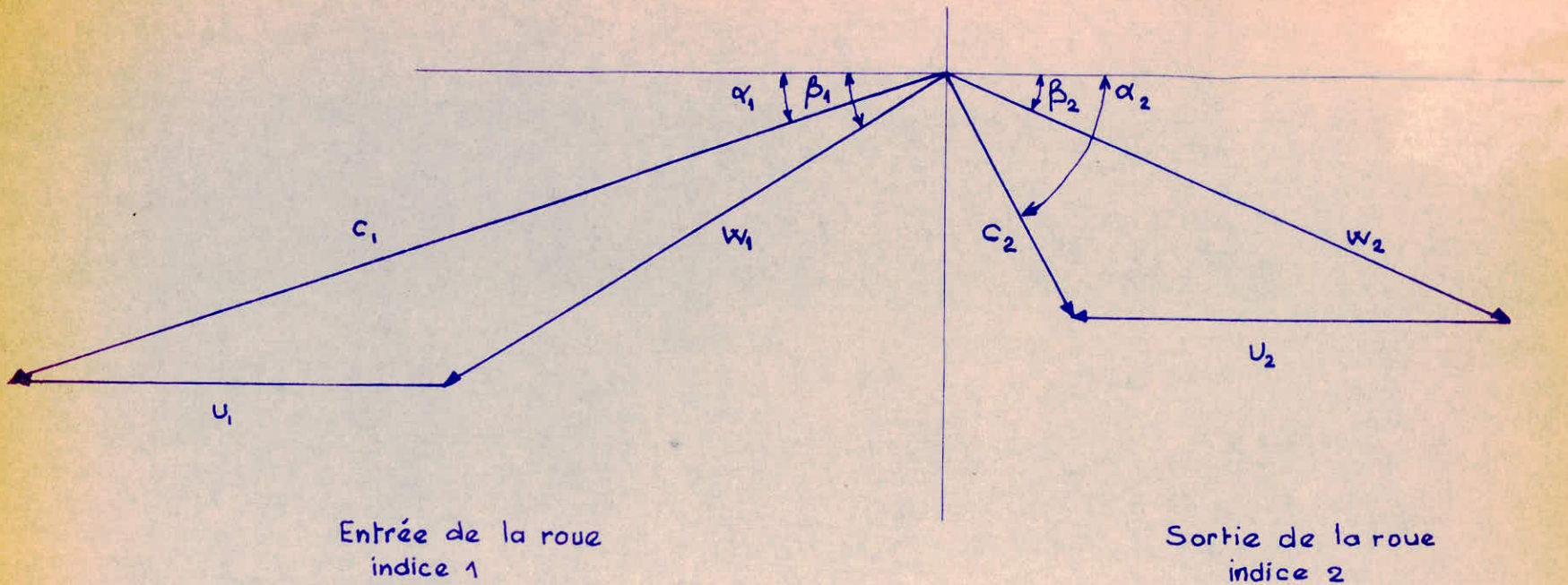
rotation.

$$\text{On aura alors : } C_n = C_d^{-1}$$

* * Le rapport $\theta = \frac{d_n}{l}$ demeure constant : $\theta_{i1} = \theta_{iz}$

$$\text{soit } C \theta = 1$$

* * On suppose qu'on a le même nombre d'étages pour les deux turbines : $Z_1 = Z_2$ soit $C_z = 1$, ainsi qu'une même distribution thermique $H_{oi1} = H_{oi2}$, soit $C_{ho} = 1$



TRIANGLES DE VITESSES

$u_1 = u_2 = U$: vitesse tangentielle
 c_1 : vitesse absolue à l'entrée
 w_1 : vitesse relative à l'entrée
 α_1 : angle d'inclinaison des tuyères
 β_1 : angle d'entrée des aubes

c_2 : vitesse absolue à la sortie
 w_2 : vitesse relative à la sortie
 β_2 : angle de sortie des aubes

fig. 32

Si ces conditions sont remplies , on démontre alors que les deux turbines ont le même coefficient caractéristique de la puissance P_k .

* * La vitesse périphérique s'écrit :

$$U = \pi \frac{d \cdot n}{60} ; \text{ on aura :}$$

$$U_{i1} = \frac{\pi}{60} \cdot d_{i1} \cdot n_1 \text{ et } U_{i2} = \frac{\pi}{60} \cdot d_{i2} \cdot n_2$$

$$C_u = \frac{U_{i2}}{U_{i1}} = \frac{d_{i2} \cdot n_2}{d_{i1} \cdot n_1} = C_n \cdot C_d$$

On a vu que $C_n = C_d^{-1}$ $C_u = 1$

Les deux turbines auront donc même vitesse circonférentielles .

* * Ecrivons l'expression du nombre de Parsons.

$$X_1 = \sum (U_{i1})^2 / H_{o1} (1 + \alpha)$$

$$X_2 = \sum (U_{i2})^2 / H_{o2} (1 + \alpha)$$

Or , on a : $C_u = 1$ et $C_{ho} = 1 \implies$ on obtient : $C_x = 1$

* * Les deux turbines étant de la même série et , ayant le même nombre de Parsons et le même rendement intérieur relatif η_{rel} auront donc le même rendement thermique η_{th} .

Démontrons qu'elles ont le même P_k :

$$P_{k1} = A_{o1} \cdot H_{o1} \cdot \frac{\dot{m}_1}{P_{11}}$$

$$P_{k2} = A_{o2} \cdot H_{o2} \cdot \frac{\dot{m}_2}{P_{12}}$$

A_{o1} et A_{o2} sont des facteurs de proportionnalité.

$$\frac{P_{k2}}{P_{k1}} = \frac{A_{o2} \cdot H_{o2} \cdot \dot{m}_2 \cdot P_{11}}{A_{o1} \cdot H_{o1} \cdot \dot{m}_1 \cdot P_{12}} \text{ or , } C_{ho} = 1 \text{ donc}$$

$$\frac{P_{k2}}{P_{k1}} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \cdot \frac{P_{11}}{P_{12}}$$

Le débit s'écrit (A étant un coefficient de proportionnalité) -.

$$\dot{Q}_1 = A \cdot d_{i1} \cdot C_{i1} \cdot \rho_{i1} \cdot l_{i1}$$

$$\dot{Q}_2 = A \cdot d_{i2} \cdot C_{i2} \cdot \rho_{i2} \cdot l_{i2}$$

Compte tenu des hypothèses exprimées dans la relation : $C_u = 1$, on aura les mêmes triangles de vitesse pour les deux turbines. (fig 32).

On peut donc écrire $C_{i1} = C_{i2}$.

Il en résulte que :

$$\frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} = \left(\frac{d_{i2}}{d_{i1}} \right)^2 = C_d^2 \Rightarrow C_n = C_n^{-2}$$

D'autres part, en tenant compte, que les puissances limites des turbines de même série, sont inversement proportionnelles au carré de la vitesse de rotation, on aura :

$$\frac{P_{12}}{P_{11}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \text{ soit } C_{p1} = C_n^{-2}$$

comme : $\frac{P_{k2}}{P_{k1}} = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} \cdot \frac{P_{11}}{P_{12}}$, il vient

$$C_{pk} = \frac{P_{k2}}{P_{k1}} = C_n^{-2} \cdot C_n^{+2} \text{ soit } C_{pk} = 1$$

* * Le volume du rotor a pour expression:

$$V_r = \frac{\pi}{4} \cdot \sum d_i^2 b_i \cdot \left(1 + \frac{1}{e_i} \right)^2$$

b = dimension axiale de l'étage .

Pour deux turbines ayant $C_u = 1$ et $C_p = 1$, on aura

$$\frac{V_{r2}}{V_{r1}} = \left(\frac{d_{i2}}{d_{i1}} \right)^2 = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2, \text{ c'est - à - dire :}$$

$$C_{vr} = C_{d2}^2 = C_n^{-2}$$

On peut aussi écrire $C_{vr} = C_p$.

La relation $C_p = 1$ n'est valable que pour $P_k < 0,2$.

Si $P_k > 0,2$, la relation $C_{vr} = C_p$ est modifiée dans le sens :
 $C_{vr} > C_p$ si $n_1 > n_2$ on aura alors :
 $b_1 < b_2$.

* * Nous avons vu que pour des turbines de même série , on pouvait établir certaines relations de similitude entre les différents paramètres ; par contre , les pertes relatives par frottements et par ventilation peuvent être différentes pour des turbines de même série .

On peut montrer que pour les étages à injection totale $\xi = 1$, la valeur relative de ces pertes est la même. Pour cela on considère l'expression de STODOLA:

$$P_{i1} = 1,07 \cdot \lambda_{i1} \cdot \sqrt{v_{i1}} \cdot d_{i2}^2 \cdot U_{i1}^3 \cdot 10^{-10}$$

$$P_{i2} = 1,07 \cdot \lambda_{i2} \cdot \sqrt{v_{i2}} \cdot d_{i2}^2 \cdot U_{i2}^3 \cdot 10^{-10}$$

λ_i = coefficient .

Comme $\lambda_{i1} = \lambda_{i2}$ et $C_u = 1$, il en résulte :

$$\frac{P_{i2}}{P_{i1}} = \left(\frac{d_{i2}}{d_{i1}} \right)^2 \quad C_{p_{fu}} = C_d^2$$

$$\text{On aura donc : } C_{p_{fu}} = C_n^{-2} = C_p$$

On peut écrire aussi que les rendements intérieurs relatifs sont les mêmes pour des turbines de même série .

$$\eta_{irel 1} = \eta_{irel 2}$$

Ceci vient du fait que les deux turbines ont le même coefficient de Parsons.

33 Dépendance de la solution économique et constructive.

Cette dépendance peut être étudiée pour n'importe quelle série de turbine à vapeur ou à gaz .

Prenons en considération une série de turbines à réaction de même série . Ces turbines auront donc le même coefficient de Parsons c'est-à-dire $C_x = 1$; le coefficient caractéristique P_k , par contre peut varier puisque la vitesse et par conséquent la puissance limite supérieure peut varier . on peut suivre les variations des propriétés des turbines de même P_k en mettant une condition restrictive , par exemple , en étudiant des turbines de même série , de même vitesse mais dont les puissances sont différentes .

Les caractéristiques communes des turbines de même série et de même P_k établies précédemment , vont nous permettre de généraliser les conclusions relatives à la dépendance des propriétés des turbines par rapport au P_k .

331 - ($P_k < 0,02$) Les diamètres d_1 sont conservés . La hauteur des aubages est imposée.

Dans ce cas , on ne peut pas obtenir un bon rendement . La distribution des chutes thermiques va être modifiée de façon à diminuer les chutes dans les premières étages , de sorte que pour :

$$\frac{U}{C_1} = \frac{\pi d_1 n}{60 C_1} = \text{cte}, \text{ les diamètres } d_1 \text{ sont plus petits.}$$

$$\text{La relation } C \vartheta = \frac{\vartheta_{i2}}{\vartheta_{i1}} = \frac{P_{k1}}{P_{k2}} = C_{pk}^{-1} \text{ nous permet de faire}$$

l'étude des turbines de cette gamme des P_k .

Le gabarit du rotor mesuré au niveau du diamètre moyen va décroître quand P_k augmente et on se rapproche à une meilleure valeur.

Le poids , le prix et le gabarit du rotor rapportés à la puissance , diminuent rapidement quand la puissance augmente.

En général , ces turbines ont une mauvaise économie d'investissement si on leur demande des rendements meilleurs. En pratique , les réalisations connues dans ce domaine sont basées sur un compromis : On renonce à obtenir un bon rendement pour avoir une construction plus légère.

Ce domaine n'est pas indiqué pour les turbines à réaction.

332 $(0,02 < P_k < 0,05)$

La pratique et les calculs montrent qu'on est limité par la construction qui impose les diamètres du premier et du dernier étage.

Pour réaliser un rendement désiré, on suppose l'existence d'une solution optimale qui conduit à la construction la plus légère, et une bonne marche du rotor; on est donc amené à une solution optimale concernant le nombre d'étages et les diamètres.

Dans cette gamme, le passage d'une valeur à l'autre de la puissance caractéristique P_k , peut se faire en laissant tous les paramètres constants sauf le rapport $\theta = \frac{d_n}{1}$.

Cette famille restreinte des turbines peut être dans sa totalité étudiée en utilisant la formule: $C_\theta = C_{pk}^{-1}$.

Ici, on peut conserver les diamètres moyens.

Dans le cas où le gabarit, mesuré au niveau des diamètres moyens, reste constant, mais augmente au niveau du sommet des aubages, le rapport V_r/p est fonction du P_k .

V_r = Volume du rotor.

P = Puissance.

Le volume du rotor a pour expression:

$$V_r = \frac{\pi}{4} \sum d_i^2 b_i \left(1 + \frac{1}{\theta_i}\right)^2 = \frac{\pi}{4} \sum d_i^2 b_i + \frac{\pi}{2} \sum \frac{d_i^2 b_i}{\theta_i} + \frac{\pi}{4} \sum \frac{d_i^2 b_i}{\theta_i^2}$$

qui, peut être écrite sous la forme:

$$V_r = V_{r0} + \sum d_i \cdot b_i \cdot l_i$$

Si on note: $\theta_i = \frac{l_i}{l_z}$, la relation précédente devient:

$$V_r = V_{r0} + l_z \sum d_i \cdot b_i \cdot a_i$$

On observe que le volume du rotor mesuré au niveau du diamètre minimum V_{r0} , est constant pour une série de turbines dans le domaine étudié; de même, $\sum d_i \cdot b_i \cdot a_i$ est une constante de forme pour ce domaine.

En posant $A = \sum d_i \cdot b_i \cdot a_i$, on aura:

$$V_r = V_{r0} + A \cdot l_z$$

ou encore $V_r = V_{r0} + BP_k$ avec $B = \frac{\Lambda \cdot l_z}{P_k}$

Le volume rapporté à la puissance sera :

$$\frac{V_r}{P} = \frac{V_{r0}}{P} + \frac{B \cdot P_k}{P} = \frac{V_{r0}}{P_1} + \frac{B \cdot P_k}{P_k}$$

Comme B est petit par rapport à V_{r0} d'une part, et P_1 est une constante de la série d'autre part, il en résulte que le rapport V_r / P décroît rapidement quand la puissance augmente.

333 ($0,15 < P_k < 0,8$)

-Le diamètre au dernier étage ne peut être conservé à la valeur optimale correspondant au gabarit minimal à cause des valeurs trop faibles de .

Tant que θ est supérieur à 7, on peut exécuter un profil constant de la base au sommet.

Jusqu'à la première limite, la distribution des chutes est telle que le diamètre du dernier étage atteint la valeur correspondant à la limite de la vitesse tangentielle admissible.

La limite supérieure d'exécution en tambours avec des aubages à profil constant, est facilement calculable par la relation

$$P_1 = \frac{439.000 U_z^2 H_u \sqrt{\xi H_u} \eta_{rel} \eta_m}{K_z \cdot \theta_z \cdot n^2 \cdot v_{z2}}$$

en faisant : $\theta = 7$.

$$U = 200 \text{ m/s}$$

$$\xi = 0,03 \text{ à } 0,04.$$

Pour augmenter le P_k , deux voies nous sont offertes.

a) Exécution à disque des derniers étages avec majoration des vitesses tangentielles jusqu'à la limite admissible.

b) Utilisation des aubages à profil variable, ce qui permet de diminuer θ jusqu'à $\theta = 3$.

Ces deux moyens peuvent être utilisés séparément ou ensemble. Les meilleures solutions correspondent surtout pour les grandes valeurs du P_k avec l'utilisation des deux moyens.

334 ($P_k > 0,8$)

-Même pour des valeurs de $U=400 \text{ m/s}$ et $\theta = 3$, parfois il est nécessaire d'accroître ξ jusqu'à des valeurs plus grandes que les valeurs usuelles.

En arrivant à $P_k = 1$ et pour $\xi = 0,07$, et à cause de

cela , le rendement intérieur relatif η_{irel} , des turbines dont le P_k est supérieur à 0,8 subit une diminution.

Pour $P_k > 0,8$, il est difficile d'obtenir un bon rendement

Pour améliorer le rendement intérieur relatif , dans cette gamme , on utilise les moyens classiques en usage pour diminuer les pertes à la sorties

Si les paramètres des turbines de même série sont précisés toutes les limites peuvent être calculées en première approximation.

* * Pour les rendements , si on conserve , pour la série , la valeur $X = \sum U^2 / H_u (1 + \alpha) = cte$, le rendement intérieur relatif η_{irel} et le rendement thermique η_{th} peuvent être maintenus à des valeurs approximativement constantes , en rapport avec le P_k pour $0,02 < P_k < 0,8$.

* * Pour $P_k < 0,02$, le rendement η_{irel} est sensiblement diminué , du fait que les coefficients de ralentissement φ et ψ sont plus faibles pour les aubages de petites longueurs .

* * Pour $P_k > 0,8$, le rendement η_{irel} diminue aussi.

IV SITUATION DU PROBLEME SUIVANT LE P_k

1- Determination du P_k limite pour la roue Curtiss

1.1 $P_k < 0,21$

2- Determination du P_k limite supérieure

2.1 $P_k > 0,65$

3- Determination des rapports de similitude pour les turbines de même série

3.1 $0,21 < P_k < 0,65$

3.2 Determination des rapports de similitude

3.3 Pertes

3.4 Influence de la longueur des aubes

3.5 Influence du degré d'injection

3.6 Pertes par frottements des disques

3.6.1 Injection totale $\xi = 1$

3.6.2 Injection partielle

3.7 Influence du P_k sur les pertes relatives par frottement et ventilation

IV- SITUATION DU PROBLEME SUIVANT LE Pk :

41- Détermination du Pk limite pour la roue Curtiss:

On a vu que la longueur des aubages ne pouvait être en aucun cas inférieure à 20mm, car au-dessous de cette limite, le rendement de la turbine prend des valeurs dérisoires.

Nous allons chercher la valeur du coefficient Pk pour cette limite en considérant l'injection totale, pour une roue Curtiss.

On prend pour caractéristiques de la vapeur:

Entrée: pression $P_0 = 100$ bars

température $T_0 = 540^\circ\text{C}$

Sortie: pression au condenseur $P_c = 0,04$ bar

Vitesse de rotation $n = 3000$ Tr/mn.

Sur le diagramme de Mollier, on lit la chute d'enthalpie $H = 340$ Kcal/Kg.

En admettant que 25% de cette chute en vitesse dans la roue Curtiss, on aura:

$$C_2 = 91,5 \sqrt{25\% \Delta H} = 91,5 \sqrt{0,25 \cdot 340}$$

$$C_2 = 840 \text{ m/s}$$

En prenant pour $\xi = \frac{U}{C}$ La valeur 0,38 correspondant à un angle $\alpha = 14^\circ$, on détermine la vitesse tangentielle U:

$$U = C \cdot 0,38 = 840 \cdot 0,38$$

$$U = 320 \text{ m/s}$$

Le diamètre moyen sera: $d = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 320}{\pi \cdot 3000}$

d'où: $d = 2 \text{ m.}$

La section de sortie sera:

$$S_2 = \pi \cdot d \cdot l = 2 \cdot 20 \cdot 10^{-3}$$

$$S_2 = 0,125 \text{ m}^2$$

Débit de vapeur sera:

$$\dot{m} = \rho \cdot S_2 \cdot C_{a2} \quad \text{avec } C_{a2} = C_2 \cdot \sin \alpha = 840 \cdot 0,24 = 200 \text{ m/s.}$$

Les caractéristiques de la vapeur à la sortie peuvent être lues sur le diagramme de Mollier.

411- $P_k < 0,21$

Soit une turbine à vapeur caractérisée par:

- le cycle
- la vitesse
- la puissance
- le coefficient caractéristique P_k .

On veut déterminer tous les éléments fonctionnels de cette turbine par similitude, à partir d'une turbine étudiée.

**Si on trouve une turbine de même P_k (ou très proche) c'est à dire

$C_{P_k} = 1$, on peut imposer la condition suivante:

$$C_u = 1$$

$$C_u = C_n \cdot C_d \implies C_d = C_n^{-1}$$

On a aussi:

$$C_m^2 = C_d^2 \cdot C_c = C_d^2 = C_n^{-2}$$

avec $C_c = 1$, car on a les mêmes triangles de vitesses.

De même: $C_m = C_d \cdot C_l = C_d \cdot C_\theta^{-1} = C_n^{-2} \cdot C_\theta$

On tire ainsi: $C_\theta = 1$

Le rapport $\theta = \frac{dm}{l}$ est constant.

$$C_\theta = C_d \cdot C_l^{-1} = 1 \implies C_l = \theta d = C_n^{-1}$$

*Si on a $C_n > 1$, on est obligé de faire $C_l = 1$ car, étant à la limite

de la hauteur des aubages ($l = 20 \text{ mm}$) on ne peut descendre au-dessous.

On est amené donc à diminuer le degré d'injection ϵ

$$C_\epsilon = C_n^{-1}$$

Le degré d'injection ϵ diminuant, les pertes par ventilation, qui lui sont proportionnelles vont augmenter. On obtient ainsi une turbine identique à la précédente, sauf que les pertes par ventilation dans la roue Curtiss seront plus importantes.

*Au contraire, si $C_n < 1$, on a deux moyens pour traiter la question; en effet,

on peut:

- Soit garder ϵ constant et augmenter la longueur des aubages l ;

les pertes relatives par frottement et ventilation seront constantes, mais les coefficients de ralentissement φ et ψ vont augmenter avec la longueur l , il s'en suit une augmentation du rendement d'étage, et par conséquent, une augmentation du rendement $\eta_{\text{irél}}$.

On peut aussi garder la longueur l constante et augmenter le degré d'injection. Les coefficients φ et ψ restent constants, mais les pertes relatives par frottement et ventilation diminuent quand ξ augmente le rendement $\eta_{\text{irél}}$ va aussi croître. Cette solution nous donne un meilleur rendement.

On peut obtenir une solution optimale en combinant ces deux hypothèses mais dans ce cas l'analyse dépasse notre étude.

4.2 Détermination du Pk limite supérieure:

Soit une turbine caractérisée par la puissance limite P_L , la vitesse de rotation n , la vitesse tangentielle U , le rapport λ et le pourcentage maximum d'énergie perdue par vitesse restante $\xi = 7\%$

Toutes les améliorations dans les conceptions et la construction des turbines trouvent leurs limites techniques dans les propriétés physiques des matériaux de construction actuellement disponibles. Plus l'exécution d'une turbine est raffinée, plus on s'approche de leurs limites.

Dans ces conditions, on est limité ⁿcontraint de limiter la vitesse U et le rapport λ qui dépendent des conditions technologiques d'exécution et des moyens dont on dispose. Tous ces problèmes sont d'ordre mécanique.

Le pourcentage maximum d'énergie perdue par vitesse restante, est très élevé, et de ce fait, entraînerait des pertes importantes; par conséquent, le rendement subirait une forte diminution.

Adoptons pour λ une valeur moyenne de 3% et calculons alors la limite du Pk. On considère qu'on a les mêmes roues. On aura donc:

$$C_d = 1 \quad \text{et} \quad C_1 = 1 \quad \text{donc} \quad C_p = 1$$

Les surfaces de sortie seront donc égales $C_{S2} = 1$

Ainsi, on pourra écrire:

$$\dot{m} = \rho \cdot S \cdot C_2 \quad \text{d'où on déduit:} \quad C_m = C_{C2}$$

Les pertes par vitesse restante sont:

$$h_{vs} = \frac{1}{2g} \cdot C_2^2 \quad \text{soit encore} \quad C_{hvs}^{1/2} = C_{C2}$$

Or les pertes par vitesse résiduelle sont proportionnelles au coefficient

c'est à dire, $C_{hvs} = C_{\xi}$

On a ainsi:

$$C_{hvs} = C_{\xi} = \frac{3}{7} \\ C_m = C_p = C_{C2} = C_{hvs}^{1/2} \implies C_p = \sqrt{\frac{3}{7}}$$

Comme $C_p = \frac{P}{P_L} = Pk$, on aura en définitive:
 $Pk = \sqrt{\frac{3}{7}} = 0,65$

421 $P_k > 0,65$

On peut chercher à établir la courbe donnant le rendement intérieur en fonction du coefficient caractéristique P_k .

Une augmentation du débit, donc de la puissance, entraîne nécessairement des pertes plus importantes. On suppose qu'on arrive à augmenter le coefficient P_k par la voie des pertes par vitesse résiduelle.

On part d'un certain rendement intérieur pour $P_k = 0,65$. On admet qu'on a une diminution de 1% sur le rendement pour une augmentation de 1% sur le pourcentage d'énergie perdue par vitesse résiduelle.

On obtient ainsi le tableau suivant. (voir courbe 421)

$\eta\%$	3	4	5	6	7
P_k	0,65	0,756	0,845	0,925	1
$\eta_{\text{irél}}$	0,87	0,86	0,85	0,84	0,83

On constate ainsi que si η augmente, le coefficient P_k augmente également tandis que le rendement intérieur relatif diminue.

A partir de la limite $P_k = 0,65$ tout projet dont le coefficient P_k est supérieur à 0,65 aura un rendement inférieur à celui du modèle. Les difficultés technologiques d'exécution seront aussi plus prononcées. Par contre pour un projet dont le P_k est inférieur à 0,65 on aura un rendement meilleur.

En conclusion, on peut écrire que:

$$C_{P_k} > 1 \longrightarrow \eta_{\text{irél}} \text{ diminue.}$$

$$C_{P_k} < 1 \longrightarrow \eta_{\text{irél}} \text{ augmente.}$$

Variation du rendement η_{rel}
en fonction du P_k

η_{rel}

0,87
0,86
0,85
0,84
0,83

0,65

0,70

0,80

0,90

P_k

Courbe : 4.2.1

C_{pk} et P_{k1} connus, on tire :

$$P_{k2} = C_{pk} \cdot P_{k1}$$

Connaissant P_{k1} , P_{k2} , n_1 , n_2 , on est ainsi situé dans l'une des situations citées précédemment.

D'autres part, toujours pour les turbines de même série, on a $C_n = 1$; or, $C_u = C_n \cdot C_d$; On obtient ainsi : $C_n = C_d^{-1}$

La surface de l'aubage est proportionnelle au diamètre moyen d_n et à la longueur des ailettes l ; on note par θ le rapport $\frac{d_n}{l}$ ce qui nous amène à écrire $l = \frac{d_n}{\theta}$

Le débit de vapeur est $\dot{m} = \rho \cdot S \cdot C$ où S représente la surface de l'aubage et C la vitesse axiale de la vapeur; le rapport des débits des deux turbines sera donc :

$C_n^* = C_d \cdot C_l$ car $C_c = 1$ puisqu'on a les mêmes triangles de vitesses comme $l = \frac{d_n}{\theta}$; on aura :

$$C_n^* = C_d^2 \cdot C_\theta^{-1}$$

La puissance étant proportionnelle au débit, on aura :

$C_n^* = C_p$ c'est-à-dire que : $C_\theta = C_p^{-1} \cdot C_d^2$ soit :

$$C_\theta = C_p^{-1} \cdot C_n^{-2} \quad (421)'$$

2.2 Pertes

-Les deux turbines ont le même coefficient de Parsons $C_x = 1$ elles ont donc le même rendement intérieur relatif.

$$C_{\eta \text{ irel}} = 1$$

Les pertes à la sortie par vitesse résiduelle, sont donc identiques soit $C_{hvs} = 1$.

Le problème se pose à l'entrée des étages des turbines. Le processus du travail de la vapeur dans l'ailettage d'une TV. est accompagné de pertes; celles-ci sont composées par les pertes par frottement contre les parois des canaux d'écoulement, les pertes par choc lorsque l'impact à l'entrée des ailettes se fait obliquement, les pertes par déviation du jet de vapeur dans le canal d'écoulement et les pertes par décollement lors du transvasement à la sortie d'une couronne d'ailettes dans la suivante, résultant l'augmentation des dimensions radiales. En considération de l'incertitude de la détermination précise des différentes pertes, on les rassemble et on les introduit globalement dans le calcul, sous

forme de pertes d'écoulement. On les caractérise par les coefficients de ralentissement de vitesse, φ pour les aubes directrices, et ψ pour les ailettes mobiles.

Le coefficient φ est proportionnel à la masse volumique de la vapeur ρ , à la vitesse absolue C et à la longueur de l'aubage l , soit :

$$\varphi = f(\rho, C, l)$$

Le coefficient ψ est proportionnel à la masse volumique ρ , à l'angle β ou plus exactement à la somme $\beta_1 + \beta_2$, à la vitesse relative W , ainsi qu'à la longueur de l'aubage l :

$$\psi = g(\rho, W, \beta, l)$$

Pour les turbines de même série, toutes ces quantités sont constantes, sauf la longueur des aubages l .

Le coefficient de Parsons X est une indication approximative ; elle ne tient pas compte de tous les facteurs qui ont une influence sur le rendement. Les turbines de même coefficient de Parsons ont le même rendement ; l'affirmation ne prend pas en considération l'influence des aubes à l'entrée de la turbine ainsi que du degré d'injection.

Il nous reste à analyser si les pertes relatives par frottement et par ventilation sont nécessairement identiques pour les turbines de même coefficient de Parsons quand le P_k varie.

NB - On a vu précédemment que P_{k1} est soit supérieur, soit inférieur à P_{k2} . Il peut se présenter une situation où les deux turbines auront le même P_k c'est-à-dire $C_{pk} = 1$. On traitera, spécialement, plus loin ce cas particulier.

433. Influence de la longueur des aubes.

Dans les turbines à réaction, les jeux déterminant les fuites se trouvent directement à l'ailettage. Par suite, pour des raisons de sécurité de marche, on doit toujours leur donner une

valeur égale à une fraction déterminée du diamètre. Par contre, pour les turbines à action, les pertes par fuites se produisent en général aux garnitures d'étanchéité intermédiaires ; on peut ainsi, dans un certain sens, les considérer comme fixées, et en tout cas, comme indépendantes du diamètre de l'ailettage.

Des observations et des essais sur les turbines ont montré que la hauteur du jet de vapeur, c'est-à-dire la longueur des tuyères et des ailettes mobiles, a aussi une influence décisive sur le rendement de l'étage considéré, au point que pour des longueurs d'ailettes décroissantes, ce rendement diminue et atteint des valeurs extrêmement défavorables pour des ailettes spécialement courtes (fig. 433)

En effet, par nécessité de construction, la hauteur du jet doit être obligatoirement inférieure à la longueur de l'aube; il s'ensuit une création de tourbillon; quand la zone de perturbation devient importante, le rendement devient très mauvais; (fig. 433')

En pratique, pour une longueur d'aubage inférieure à 20 mm, les coefficients φ et ψ deviennent très faibles, et entraînent une forte diminution du rendement.

Rapports de similitude

Il est donné par le rapport $\Theta = \frac{d}{l}$

$$\text{on peut donc écrire } C_{\Theta} = C_d \cdot C_l^{-1} \quad C_l = C_d \cdot C_{\Theta}^{-1}$$

$$\text{or } C_{\Theta} = C_p^{-1} \cdot C_n^{-2} \text{ d'où } C_l = C_p \cdot C_n$$

On peut écrire C_l en fonction de C_{pk} ; en effet :

$$C_{pk} = C_p \cdot C_n^2 \quad \text{soit } C_p = C_{pk} \cdot C_n^{-2} \text{ ce qui nous permet d'écrire :}$$

$$\left\{ C_l = C_{pk} \cdot C_n^{-1} \right\} \quad (213')$$

Ainsi pour une longueur d'ailettes plus grande, on aura un meilleur rendement.

$$C_l > 1 \quad \Rightarrow \quad C_{\eta_{irel}} > 1$$

$$C_l < 1 \quad \Rightarrow \quad C_{\eta_{irel}} < 1$$

434. - Influence du degré d'injection - (fig 434)

* * Si on a une roue curtiss à l'entrée de la turbine, on peut se demander si, pour ne pas diminuer la longueur d'aubage à une valeur inférieure à 20 mm, il ne serait pas nécessaire d'avoir une injection partielle réduite (voir exercice précédent).

Supposons pour cela , une turbine tournant à une vitesse n_1 et ayant un coefficient caractéristique P_{k1} ; prenons pour la longueur d'aubage , la valeur limite soit $l = 20$ mm-

On suppose aussi une injection totale $\xi = 1$.

On considère une seconde turbine de même P_k ($C_{pk}=1$) que la première , mais tournant à une vitesse n_2 différente de n_1

On a vu que : $C_l = C_{pk} \cdot C_n^{-1}$

Ici $C_{pk} = 1 \implies C_l = C_n^{-1}$

On ne peut avoir une similitude géométrique car on est limité par la longueur des aubages .

Conclusion :

-Pour des turbines de même P_k , on aura :

* * Si $C_n < 1 \implies C_l > 1$ on obtient ainsi des ailettes plus longues , ceci en considérant l'injection totale .

* * Si $C_n > 1 \implies C_l < 1 \implies$ les ailettes doivent donc être plus courtes /Mais on a pris pour la turbine (1) la valeur limite inférieure $l_1 = 20$ mm . Il est donc nécessaire d'avoir une injection partielle si on veut que l_2 ne soit pas inférieure à 20 mm.

En résumé , on aura deux situations suivants n_1 et n_2 .

$C_\xi = 1$	$C_{pk} = 1$
$C_n < 1$	$C_n > 1$
$C_{pk} = 1$	$C_l < 1$
$C_l > 1$	$C_\xi < 1$

Au point de vue rendement , les turbines les plus lentes sont les meilleures .

415- Pertes par frottements des disques et par ventilation:

4151- Injection totale: $\xi = 1$

Dans le cas de l'injection totale, les pertes par ventilation sont pratiquement inexistantes. Il ne reste que les pertes par frottements. Ces pertes n'existent que dans les turbines à action où les ailettes sont montées sur des disques séparés (fig-42151) Ces disques tournent dans un bain de vapeur; il en résulte des frottements et un couple de freinage.

La puissance P_f absorbée du fait de ces frottements s'exprime par la relation suivante:

$$P_f = K \cdot \rho \cdot d^2 \cdot U^3$$

où K est un coefficient dépendant de la forme du disque, de son état de surface, de la viscosité cinématique de la vapeur.

Pour l'ensemble formé par le disque et la grille mobile fixée à sa périphérie, la relation précédente reste valable en prenant pour d le diamètre moyen de la grille et pour U, la vitesse circonférentielle correspondant à ce diamètre.

Le rapport de similitude relatif à ces pertes sera:

$$C_{Pf} = C_d^2 C_u^3$$

Or $C_u = C_n \cdot C_d = 1$ ce qui donnera:

$$C_{Pf} = C_d^2 = C_n^{-2}$$

Le rapport de similitude des pertes relatives par frottements est donné par le quotient $\frac{C_{Pf}}{C_P}$

Mais $C_P = C_n^{-2}$; ce rapport sera donc:

$$\frac{C_{Pf}}{C_P} = \frac{C_n^{-2}}{C_n^{-2}} = 1$$

Les pertes relatives par frottement n'ont donc aucune influence sur le rendement de la turbine; ces pertes

Degré d'injection $\varepsilon = \frac{\theta}{2\pi}$

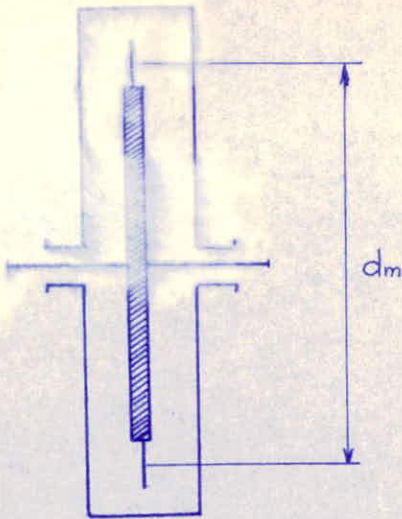


Fig. 42151

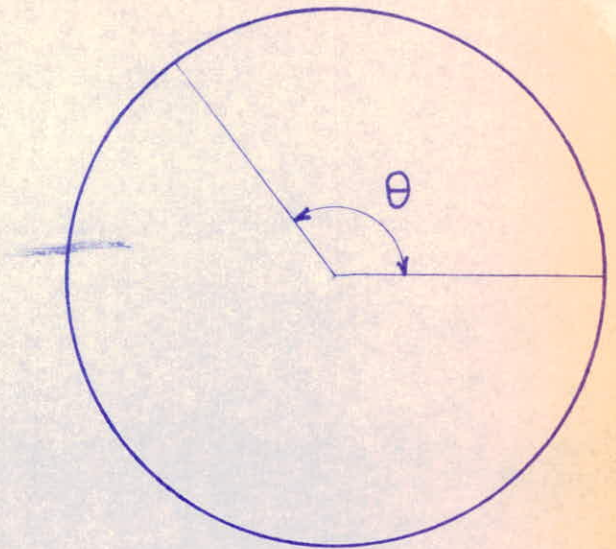


Fig. 4214

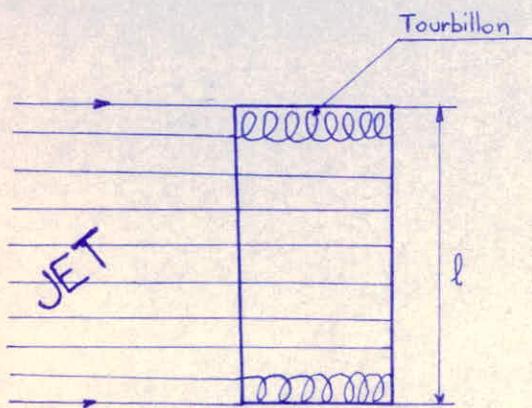


Fig. 4213'

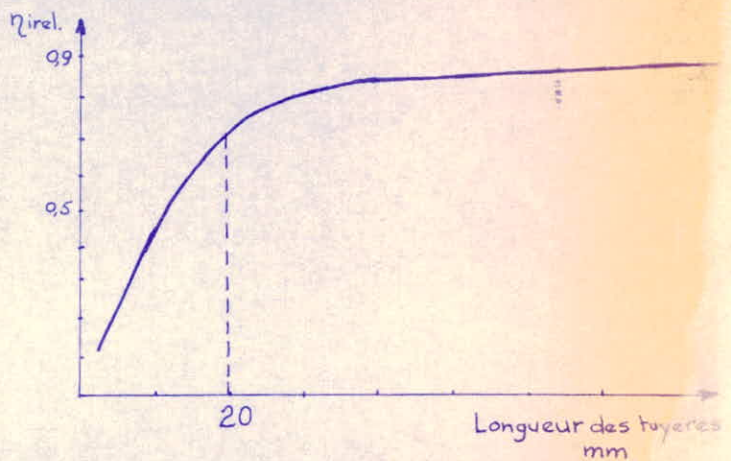


Fig. 4213 Courbe: $\eta_{rel} = f(\text{long. des tuyeres})$

sont les mêmes pour des turbines de même coefficient caractéristique, c'est à dire $C_{Pk}=1$

2152-Injection partielle:

a) Pertes par ventilation:

Certaines aubes mobiles ne sont pas alimentées; elles brassent la vapeur à la manière d'un ventilateur.

Il y a des relations qui donnent les pertes par frottement et par ventilation valables pour $\xi < 1$.

Il existe d'autres expressions qui considèrent séparément les deux pertes.

En général, les relations empiriques donnant les pertes par frottement et par ventilation ne sont pas correctes car elles ne sont pas homogènes. Ainsi toute analyse dimensionnelle faite sur des relations non homogènes n'est pas correcte. Par contre, cette analyse est possible à partir des équations homogènes, même si les constantes sont inconnues.

STODOLA adonné une relation empirique pour calculer ces pertes:

$$P_v = 1,35 \cdot 10^{-5} d^{0,7} l \cdot U^2 \cdot \rho \cdot (1-\xi) + 3 \cdot 10^{-7} d^{1,4} U^2 \cdot \rho$$

On voit que l'influence d'une faible valeur du degré d'injection agit fortement sur la valeur de la puissance perdue par ventilation.

b) Pertes par injection partielle:

Ces pertes se trouvent à l'extrémité du secteur des tuyères dans les étages à injection partielle des turbines à action.

La vapeur morte qui remplit les aubages depuis qu'ils ont dépassé l'arc d'injection, doit être accélérée depuis le repos quand ces aubages se présentent à nouveau devant les tuyères. Cette accélération ne peut se faire sans une absorption d'énergie. On l'évalue en pourcentage de la puissance utile de l'étage:

$$\frac{P_i}{P} = (\epsilon^{-0,17} - 1)$$

Ces pertes sont de l'ordre de 0,5% de la puissance de l'étage pour $\bar{c}=0,5$.

216-Influence du Pk sur les pertes relatives par frottement et ventilation

a) Supposons que les turbines ont le même coefficient Pk.

$$C_{Pk} = 1 = C_p \cdot C_n^2$$

ce qui nous donne: $C_p = C_n^{-2}$

On a vu que les pertes relatives sont proportionnelles à C_n^{-2} , on aura ainsi:

$$\frac{C_{Pfv}}{C_p} = 1$$

Les pertes relatives étant les mêmes, le rendement ne subira aucune modification.

b) Supposons maintenant que les deux turbines ont des coefficients Pk différents, c'est à dire $C_{Pk} \neq 1$

$C_{Pk} < 1$: on aura $C_p = C_n^{-2}$; il en résulte:

$\frac{C_{Pfv}}{C_p} > 1$; les pertes par frottement et ventilation sont plus importantes, ce qui donnera une diminution du rendement.

$C_{Pk} > 1$: C_p sera donc supérieur à C_n^{-2} . Ainsi, on peut écrire: $\frac{C_{Pfv}}{C_p} < 1$; les pertes seront moindres. Par conséquent, il y aura une augmentation du rendement.

V =o= PROBLEMES MECANIKES =o=

51- VIBRATIONS DES AUBES

V- PROBLEMES MECANIQUES:

5.1- Vibrations des aubes:

Soit une fabrique de turbines spécialisée dans la construction de turbines pour une vitesse n_0 ; si on est amené à faire un projet hors série à une vitesse n_1 , la situation dans la sphère d'activité européenne, a de grandes chances d'être la suivante:

une turbine à 3000 tr/mn. ou 1500 tr/mn. comme projet de base pour l'étude d'une turbine à 3600 ou 1800 tr/mn.

Comme les turbines hors série de très grande puissance caractéristique P_K sont normalement commandées aux fournisseurs américains (ou autres qui fabriquent couramment les turbines à cette vitesse), on peut supposer que la situation va se trouver surtout pour les turbines de faible P_K .

La situation peut se présenter aussi pour les turbines à condensation ou à contre-pression de petite puissance destinées à un usage autre que celui de l'équipement des centrales électriques. Il s'agit donc toujours de turbines de faible coefficient P_K .

On sera en possession d'un projet où les vibrations des aubages et de l'arbre ont été calculées au niveau du projet et vérifiées par voie d'expérience sur des turbines exécutées.

Il est connu que les prévisions de calcul concernant les vibrations des aubages ne sont pas parfaitement précisées du fait qu'on ne peut avoir une précision complète sur l'effet de l'encastrement et de ses imperfections.

Il s'agit donc de trouver le moyen de dimensionner correctement les aubages pour le nouveau projet en tenant compte de l'ensemble des modifications fonctionnelles tout en conservant la structure constructive et le mode d'encastrement du prototype connu.

Pour les petites valeurs du P_K , on peut avoir (surtout si la vitesse

du modèle est supérieure à celle de la première turbine, c'est-à-dire si $C_n > 1$), les valeurs suivantes des constantes de transformation:

$$\begin{array}{lll}
 C_{Pk} = 1 & C_{\alpha} = 1 & C_p = C_n^{-2} \\
 C_u = 1 & C_v = 1 & \\
 C_{\theta} = 1 & C_c = 1 \implies & \text{On a donc similitude des} \\
 C_d = C_l = C_n^{-1} & C_w = 1 & \text{triangles de vitesses}
 \end{array}$$

On va se limiter à l'étude de cette situation pour avoir les conclusions sur le dimensionnement des aubages sur les axes tangentiel et axial.

On a évidemment pour l'étage considéré, le même nombre d'aubages fixes et mobiles pour le prototype et le projet étudié.

Si les fréquences propres varient dans le même rapport que les fréquences d'excitation la solution est correcte; comme on suppose le même système d'encastrement, il suffit donc de suivre par voie de calcul l'application de cette condition.

Notons: \sqrt{p} = fréquence propre
 \sqrt{e} = " d'excitation

Les fréquences étant proportionnelles à la vitesse de rotation, on peut écrire :

$$C \sqrt{p} = C \sqrt{e} = C_n$$

comme $C_l = C_n^{-1}$, on aura:

$$C \sqrt{p} = C_l^{-1}$$

On doit donc construire les aubages de sorte que les fréquences diminuent proportionnellement à la longueur des aubages.

La relation dimensionnelle qui donne les fréquences propres des aubages pour un même encastrement s'écrit;

$$\sqrt{p} = K.m. \begin{array}{cccc} & & & -1/2 \\ & & & -1/2 \\ & & & 1/2 \\ & & & 3/2 \\ & & & 5/2 \end{array} \begin{array}{c} \\ \\ \\ \\ \\ \end{array}$$

x et y étant les dimensions de la section de l'aube.

$$C_{Vp} = C_m^{-1/2} \quad C_y^{3/2} \quad C_x^{1/2} \quad Cl^{-3/2}$$

or, $m = K \cdot x \cdot y \cdot l$, Ce qui nous donnera:

$$C_{Vp} = C_y \cdot Cl^{-2}$$

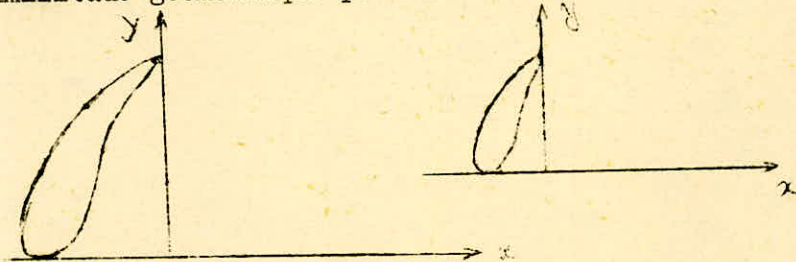
or $C_{Vp} = Cl^{-1}$; on aura ainsi:

$$Cl = C_y$$

comme $Cl = C_n^{-1}$, il vient:

$$C_y = C_n^{-1}$$

On a une seconde manière de voir le problème en considérant qu'on a une similitude géométrique pour la section.



$$C_x = \frac{x_2}{x_1} \quad \text{et} \quad C_y = \frac{y_2}{y_1}$$

$$C_x = C_y$$

$$C_{Vp} = C_m^{-1/2} \quad C_x^{1/2} \quad C_y^{3/2} \quad Cl^{-3/2}$$

$$C_{Vp} = C_x^{-1/2} \quad C_y^{-1/2} \quad Cl^{-1/2} \quad C_x^{1/2} \quad C_y^{3/2} \quad Cl^{3/2}$$

comme $C_{Vp} = Cl^{-1}$ et $C_x = C_y$, on aura :

$$Cl = C_x = C_n^{-1}$$

On a donc une similitude géométrique parfaite. Les triangles de vitesses sont ainsi conservés puisque les angles α et β sont conservés.

VI =o= APPLICATION =o=

- 6.1 Corps H.P.
 - 611- Etage Curtiss
 - 612- Etages non réglés
- 6.2- Corps M.P.
 - 621- Etage Curtiss
 - 622- Etages non réglés
- 6.3- Corps B.P.
 - 631- Etage Curtiss
 - 632- Etages non réglés

VI- APPLICATION:

Partant d'une étude faite sur une turbine à vapeur (1) de 50 MW. tournant à 3000 tr/mm, essayons d'établir les calculs pour une turbine (2) tournant à 3600 tr/mm.

Puissance limite de la turbine (1)

$$P_{11} = 4,39 \cdot 10^5 \frac{U_2^2 \cdot H_u \sqrt{H_u}}{n^2 \cdot \theta \cdot v_{2z} \cdot K_z} \cdot \eta_m \cdot \eta_{irel}$$

$U_2 = 240 \text{ m/s}$; $n = 3000 \text{ tr/mm}$; $H_u = 380 \text{ Kcal/kg}$; $\theta = 7$

$\eta = 30\%$; $v_{2z} = 23 \text{ m}^3/\text{kg}$; $\eta_m = 0,92$; $\eta_{irel} = 0,73$; $K_z = 0,85$

On trouve:

$$P_{11} = 53 \text{ MW.}$$

La turbine (1) aura donc un Pk de:

$$P_{k1} = \frac{P_{11}}{P_{11}} = \frac{50}{53} = 0,94$$

On prendra pour la turbine (2) le même Pk que celui de la turbine (1), soit:

$$P_{k2} = 0,94$$

$$\text{Ainsi } P_2 = P_1 \cdot C_n^2 = 50 \cdot \frac{5^2}{6^2} = 34,72 \text{ MW.}$$

et

$$P_{12} = P_{11} \cdot C_n^2 = 53 \cdot \frac{5^2}{6^2} = 36,8 \text{ MW.}$$

6.1- Corps haute pression:6.1.1- Etage Curtiss:

a) modèle et projet ont les mêmes triangles de vitesses. On aura ainsi:

$$C_c = 1 ; C_w = 1 ; C_u = 1 ; C_{\alpha} = 1 ; C_{\beta} = 1$$

Débit de vapeur:

$$C_n = C_n^2 \implies \dot{m} = 68,2 \cdot \frac{5^2}{6^2} = 47,36 \text{ kg/s}$$

Diamètre de l'étage:

$$C_d = C_n^1 \implies d = 1,15 \cdot \frac{5}{6} = 0,95 \text{ m.}$$

Le modèle a des tuyères de hauteur $l_1 = 22 \text{ mm}$. On garde cette valeur, mais comme $C_n > 1$ et $C_1 = 1$, on doit avoir nécessairement $C_c < 1$

$$\epsilon = \frac{m \cdot v_1}{\pi \cdot d \cdot C_{1a} \cdot C} \quad C \text{ est un coefficient}$$

$$C_{\epsilon} = C_m \cdot C_d^{-1} = C_n^{-1}$$

$$\epsilon = 0,403 \cdot 0,833 = 0,336$$

Par ailleurs, on a montré que modèle et projet ont le même nombre de tuyères Z_t .

Comme $Z_t = \frac{\pi \cdot d}{t} = C_{te}$, le pas varie dans le même rapport que le diamètre d . Pour un degré d'injection $\epsilon = 0,336$, le nombre d'aubes actives

$$\text{est :} \quad Z_{ta} = \frac{\epsilon \cdot \pi \cdot d}{t} \quad \text{donc} \quad C_{Z_{ta}} = C \implies Z_{ta} = 33 \frac{5}{6} = 23$$

c) Ailettes

Hauteur de l'ailette

$$C_l = C_n^{-1} \implies l_2 = 33,6 \frac{5}{6} = 27,88 \text{ mm}$$

On gardera le même degré d'injection.

Nombre d'ailettes actives :

$$C_{Z_{aa}} = C_{\epsilon} \cdot C_d \cdot C_t^{-1} = 1 \implies Z_{aa} = 21$$

d) Puissance :

Puissance théorique de l'étage

$$C_{P_o} = C_n^{-2} \implies P_o = 6020 \frac{5^2}{6^2} = 4180 \text{ Kw}$$

Puissance interne de l'étage

$$P_i = 4400 \frac{5^2}{6^2} = 3050 \text{ Kw}$$

Rendement interne de l'étage

$$C_{\eta_{irel}} = 1 \implies \eta_{irel} = 0,73$$

6.1.2- Etages non réglés H.P. :

Diamètre du second étage.

$$d = 0,85 \cdot \frac{5}{6} = 0,710 \text{ m.}$$

Diamètre du dernier étage.

$$d_z = 0,950 \cdot \frac{5}{6} = 0,792 \text{ m.}$$

Nombre d'étages :

$$C_Z = 1 \implies Z = 18 \text{ étages}$$

ETAGE CURTISS CORPS H.P

N°		Facteur de similitude	Dimensions	Modèle	Projet
1	ξ_1	$C_\xi = 1$		0,43	0,43
2	C_1	$C_C = 1$	m/s	410	410
3	\dot{m}	$C_n^{-1} \cdot (\frac{g}{g_0})^2 \cdot C_m$	kg/s	68,2	47,36
4	U_1	$C_U = 1$	m/s	175	175
5	W_w	$C_W = 1$	m/s	223	223
6	α	$C_\alpha = 1$	(°)	14	14
7	t_{gB_1}	$C_{t_gA} = 1$		0,448	0,448
8	β_1	$C_\beta = 1$	(°)	24°10'	24°10'
9	d	$C_d = C_n^{-1}$	m	1,450	0,9545
10	β_2	$C_\beta = 1$	(°)	19°40'	19°40'
11	W_1	$C_W = 1$	m/s	234	234
12	ψ	$C_\psi = 1$			
13	E_C	$C_{E_C} = 1$	kcal/kg	6,54	6,54
14	W_{21}	$C_{W_2} = 1$	m/s	252	202,8
15	W_2	"	"	217	217,54
16	W_{2w}	"	"	204,5	204,5
17	C_{2u}	$C_{C_2} = 1$	m/s	34	5,188
18	C_2	$C_{C_2} = 1$	m/s	80,8	18,56
19	h_C	$C_{h_C} = 1$	kcal/kg	1,40	1,40
20	h_1	$C_{h_1} = 1$	kcal/kg	1,42	1,42
21	h_{w2}	$C_{h_{w2}} = 1$	kcal/kg	0,75	11,188
22	Z_h	$C_{Z_h} = 1$	kcal/kg	36	36
23	P_0	$C_P = C_n^2$	kW	6020	4177,88
24	v_1	$C_v = C_p^{-1}$	m³/kg	0,125	0,136
25	v_2	"	"	0,25	0,042
26	l_1	$C_l = C_n^{-1}$	mm	22	18,26
27	l_2	$C_l = C_n^{-1}$	mm	330	27,88
28	P_{B1}	$C_{P_{B1}} = C_n^{-2}$	kW	4860	3372,84
29	P_{Fw}	$C_{P_{Fw}} = C_n^{-2}$	kW	460	319,24
30	P	$C_P = C_n^{-2}$	kW	41	3053,6
31	η_{ind}	$C_{\eta_{ind}} = 1$			

PMO 13 75

AVANT P.44

CALCUL DES ETAGES DU CORPS HAUTE-PRESSION

m: modèle

P: projet

ETAGE NO	m	P	C ₁₀	κ	γ	U ₁₀	W ₁₀	C ₂₀	W ₂₀	A ₁	A ₂	ψ	h ₁	h ₂	h ₃	m		P		m		P		m		P		m		P		m		P		m		P		m		P		m		P	
																d	m	m	h _{3/6}	L	d	L	m	P	m	P	m	P	m	P	m	P	m	P	m	P	m	P	m	P	m	P	m	P	m	P	m
2	1	0,64	254,6	14	0,524	133,5	129,7	59,6	125,5	28,5	28,5	0,88	0,592	0,423	0,382	0,85	0,71	66,53	46,25	20,38	22,71	41,88	2,80	2080	1400	1843,3	1345	2000	1631	0,81	80,7	14,5															
3	1	0,64	254,6	14	0,524	133,5	129,7	59,9	125,5	28,5	28,5	0,88	0,592	0,423	0,382	0,85	0,71	66,538	46,2	22,65	24,89	38,15	2,80	2080	1400	1843,3	1345	2000	1631	0,81	80,7	14,5															
4	1		255,3	14	0,526	134,4	129,0	59,2	125,6	28,5	28,5	0,8808	0,595	0,421	0,380	0,856	0,713	66,408	46,22	23,45	18,8	26,80	2,2	36,25	29,20	2030	1430	1833,8	1385	2433	1635	0,8125	81,2	14,5													
5	1		255,7	14	0,527	135	128,9	59,0	125,6	28,5	28,5	0,8815	0,597	0,418	0,375	0,860	0,717	66,287	46	24,64	20,9	25,05	24,2	37,31	28,2	2020	1400	1884,3	1380	2430	1638	0,8136	81,3	14,5													
6	1		256	14	0,529	135,7	128,5	58,0	125,6	28,5	28,5	0,8817	0,598	0,417	0,402	0,864	0,720	66,365	46,3	24,57	23,0	32,30	23,4	30,5	29,8	2015	1400	1900	1395,8	1442	2433	1640	0,8149	81,4	14,5												
7	1		256,5	14	0,530	136	128,8	58,2	125,6	28,5	28,5	0,8818	0,580	0,418	0,404	0,866	0,722	66,374	44	25,61	24,7	34,18	21	27,31	29,0	1950	1400	1900	1822,7	1335	2433	1640	0,8155	81,5	14,5												
8	1		256,8	14	0,532	136,6	128,5	58,7	125,6	28,5	28,5	0,8820	0,581	0,416	0,410	0,870	0,725	66,481	44	32,56	27,0	38,88	31,8	25,31	27,8	185,8	186,7	1830,6	1340	1345	16,50	0,8162	81,6	14,5													
9	1		257,2	14	0,533	137,2	128,7	59,1	125,6	28,5	28,5	0,8821	0,583	0,416	0,417	0,874	0,728	66,557	44,1	36,33	30,3	42,81	35,3	23,21	28,0	180,8	186,0	1840,3	1352	2433	1640	0,8170	81,7	14,5													
10	1		257,5	14	0,534	137,7	128,2	59,5	125,6	28,5	28,5	0,8822	0,584	0,415	0,421	0,877	0,731	66,627	44,3	40,39	34,0	47,33	33,6	21,35	24,8	180,8	186,0	1840,3	1363	2500	16,62	0,8177	81,7	14,5													
11	1		258,2	14	0,535	138,2	128,5	59,7	125,6	28,5	28,5	0,8822	0,588	0,417	0,425	0,880	0,733	66,753	41,5	41,53	34,8	48,33	40,2	19,82	29,8	186,8	186,0	1840,3	1280	22,61	16,60	0,8180	81,8	14,5													
12	1		258,7	14	0,535	138,6	128,8	59,7	125,6	28,5	28,5	0,8823	0,591	0,419	0,428	0,883	0,736	66,815	41,5	46,50	38,8	54,80	45,4	17,45	28,8	186,7	186,0	1840,3	1284	22,62	16,60	0,8187	81,8	14,5													
13	1		260	14	0,535	139	129,2	60	125,6	28,5	28,5	0,8825	0,594	0,421	0,430	0,885	0,738	66,888	41,6	52,41	43,6	63,26	51	15,91	29,2	186,7	186,0	1840,3	1300	22,73	16,60	0,8197	81,9	14,5													
14	1		261	14	0,532	139,1	130,4	59,3	125,6	28,5	28,5	0,8825	0,601	0,423	0,427	0,886	0,739	66,988	41,75	60,43	60,4	70,68	59	13,50	28,8	186,7	186,0	1840,3	1324	23,80	16,60	0,8203	82,0	14,5													
15	1		264	14	0,528	139,4	132,8	59,5	125,6	28,5	28,5	0,8819	0,614	0,427	1,873	0,888	0,740	66,522	38,6	62,36	52,1	73,30	61,75	12,28	28,6	186,7	186,0	1840,3	1372	24,80	16,60	0,8215	82,1	14,5													
16	1		267	14	0,529	141,3	133,5	60,5	130,6	28,72	28,72	0,8815	0,627	0,453	1,921	0,900	0,750	66,713	38,7	70,44	68,60	83,80	69	11,42	29,8	186,7	186,0	1840,3	1284	22,62	16,60	0,8220	82,2	14,5													
17	1		269,5	14	0,530	142,3	135,2	61,2	135,0	28,81	28,81	0,8815	0,640	0,466	1,974	0,910	0,760	66,784	38,71	80,96	78,5	92,80	75	10,27	29,8	186,7	186,0	1840,3	1312	1881	1310	22,60	16,60	0,8216	82,1	14,5											
18	1		273,5	14	0,528	144,5	137,8	61,6	134,2	28,81	28,81	0,8810	0,680	0,481	2,01	0,920	0,766	66,76	38,71	90,23	78	10,27	83	9,44	29,8	186,7	186,0	1840,3	1350	1350	23,80	16,60	0,8232	82,3	14,5												
19	1		316	14	0,471	149	135,2	61,5	138	28,82	28,82	0,8815	0,683	0,481	1,904	0,950	0,791	66,73	38,72	92,04	76,75	103,0	84	3,07	29,8	186,7	186,0	1840,3	1800	21,62	16,60	0,8223	82,2	14,5													

(Voir tableau des valeurs)

6.2- Corps moyenne Pression :

6.2.1- Etage Curtiss.

a) Débit: $\dot{m} = 35 \frac{5^2}{6} = 24,3 \text{ Kg/s}$

$$C_u = 1, C_c = 1, C_w = 1, C_x = 1, C_s = 1$$

Diamètre de l'étage.

$$d = 1,16 \frac{5}{6} = 0,9667 \text{ m.}$$

b) Tuyères:

$$C_1 = C_n^{-1} \implies l_1 = 75 \frac{5}{6} = 62,5$$

$$C_\xi = 1 \implies \xi = 0,817$$

Nombre de tuyères actives:

$$C_{Zta} = 1 \implies Zta = 65$$

c) Ailettes

$$l_2 = 120 \frac{5}{6} = 100 \text{ mm} \quad \text{et } C_\xi = 1$$

Nombre d'ailettes.

$$C_{Zaa} = 1 \implies Zaa = 28$$

d) Puissance.

Puissance théorique.

$$P_o = 2930 \frac{5^2}{6} = 2035 \text{ Kw}$$

Puissance interne.

$$P_i = 1607 \frac{5^2}{6} = 1116 \text{ Kw}$$

Rendement.

$$C_{\eta_{irel}} = 1 \implies \eta_{irel} = 0,55$$

6.2.2- Etages non réglés M.P.

Diamètre du second étage.

$$d = 1,1 \frac{5}{6} = 0,917 \text{ m.}$$

Diamètre du dernier étage.

$$d_z = 1,28 \frac{5}{6} = 1,07 \text{ m.}$$

Nombre d'étages.

$$C_Z = 1 \implies Z = 4$$

6.3- Corps Basse Pression.

6.3.1- Etage Curtiss.

a) Débit: $m = 16 \frac{5^2}{6^2} = 11,1 \text{ Kg/s}$

$$C_c = 1, C_u = 1, C_w = 1, C_A = 1, C_B = 1$$

Diamètre d'étage.

$$d = 1,355 \frac{5}{6} = 1,113 \text{ m.}$$

b) Tuyères.

$$l_1 = 25 \frac{5}{6} = 21 \text{ mm.}$$

$$C = 1 \implies = 0,284$$

Nombre de tuyères.

$$C_{Zta} = 1 \implies Zta = 23$$

c) Ailettes.

$$l_2 = 48 \frac{5}{6} = 40 \text{ mm.}$$

Nombre:

$$C_{Zaa} = 1 \implies Zaa = 110$$

d) puissance.

Puissance théorique:

$$P_o = 1580 \frac{5^2}{6^2} = 1100 \text{ Kw}$$

Puissance interne

$$P_i = 946 \frac{5^2}{6^2} = 657 \text{ Kw}$$

Rendement:

$$C_{\eta_{irel}} = 1 \implies \eta_{irel} = 0,598$$

6.3.2- Etages non réglés B.P.:

Diamètre du second étage

$$d = 1,39 - \frac{5}{6} = 1,158 \text{ m.}$$

Diamètre du dernier étage

$$d_z = 2,01 - \frac{5}{6} = 1,675 \text{ m.}$$

Nombre d'étages:

$$C_z = 1 \implies Z = 3$$

Calcul des Etages corps M.P.

M.P.

Etag. n°	E	α	C ₁	ξ	U	W ₁	C ₂	W ₂	β ₁	β ₂	ψ	h _c	h ₁	h _{vs}	d		m		l ₁ /l ₂		P _f		P ₀		r _{rel}		
															1	2	1	2	1	2	1	2	1	2		1	2
21	1	14	334,424	0,516	172,69	171,93	72,457	166,45	28°6'	24°36'	0,879	0,986	0,75	0,626	1,00	0,813	34,87	24,15	1,44	1,12	1,27	1,08	7,45	1921,42	1263,92	1527,37	0,8225
22	1	14	329,365	0,535	176,625	164,469	76,33	160,263	29°8'	25°38'	0,821	0,960	0,636	0,635	1,25	0,933	37,53	26,04	1,44	1,12	1,27	1,08	6,53	1988,0	1324,15	1603,07	0,8219
23	1	14	352,202	0,555	184,475	159,503	80,429	157,449	30°15'	26°45'	0,835	0,973	0,449	0,830	1,15	0,878	33,61	23,32	1,44	1,12	1,27	1,08	6,01	1722,73	1195,58	1655,24	0,8277
24	1	14	347,459	0,578	200,959	159,358	96,662	159,883	37°42'	28°12'	0,889	1,064	0,656	1,115	1,28	1,06	33,42	23,33	1,44	1,12	1,27	1,08	6,54	1816,52	1239,26	1615,91	0,8275

Calcul des Etages corps B.P.

B.P.

1. modèle
2. projet

Etag. n°	E	α	C ₁	ξ	U	W ₁	C ₂	W ₂	β ₁	β ₂	ψ	h _c	h ₁	h _{vs}	d		m		l ₁ /l ₂		P _f		P ₀		r _{rel}		
															1	2	1	2	1	2	1	2	1	2		1	2
26	1	10	370,165	0,599	218,19	153,8	89,142	157,24	23°40'	18°40'	0,862	1,268	0,758	0,948	1,39	1,15	15,27	11,08	1,44	1,12	1,27	1,08	3,23	1029,73	714,67	858,55	0,8237
27	1	12	441,03	0,520	195,082	282,639	105,09	272,756	20°	15°	0,920	1,375	1,66	1,318	1,64	1,36	14,8	10,27	1,44	1,12	1,27	1,08	1,33	1429,3	1006,16	1234	0,8242
28	1	14	454,551	0,540	233,747	258,50	98,408	263,124	27°	22°	0,930	2,071	1,86	1,157	2,01	1,66	16,5	10,28	1,44	1,12	1,27	1,08	1,67	1685,73	1168,50	1363,96	0,8254

=o CONCLUSION o=

Dans notre étude, on n'est pas parvenu à une réponse complète au problème posé: comment peut-on utiliser une série de projets conçus à une vitesse de fonctionnement n_0 , qui ont été vérifiés par l'exécution et le comportement en fonctionnement pour déduire les éléments fonctionnels de base pour un nouveau projet à une vitesse n_1 .

Etant donnée sa portée générale, une pareille étude doit toujours contenir une série d'hypothèses simplificatrices; les conclusions seront donc nécessairement valables dans la limite où ces hypothèses sont proches de la réalité.

Le sujet étant nouveau et sortant du cadre de la bibliographie courante, on ne peut prétendre à une réponse complète pour toutes les situations qui peuvent se présenter, ainsi qu'à tous les aspects d'un problème donné; particulièrement, les aspects mécaniques (RDM, vibrations...) n'ont été que partiellement abordés.

En échange, le travail effectué nous a permis d'établir une méthode de recherche, et aussi d'aboutir à un ensemble de conclusions intéressantes sur les aspects économiques et fonctionnels des turbines en général, notamment l'établissement de relations entre l'économie de la turbine, son rendement et son coefficient P_k ainsi que sur l'influence de la vitesse dans les différents domaines de variation du P_k et les limites de ces domaines. L'ensemble nous a permis d'avoir une vision plus claire des aspects fonctionnels des turbines.

=o= BIBLIOGRAPHIE =o=

Turbines à vapeur et à gaz

L. VIVIER

Buletinul Institutului Politehnic

DIN IASI

(coeficientul caracteristic al puterii turbinelor)

G. D'ALBON & DAN URSESCU

These de fin d'études (1973)

(turbine à vapeur 50 MW.)

F. BOULEFEKHAR & Z. BOURIB

=o TABLE DES MATIERES o=

I Introduction	1
II Rappels	2
1- Rendement d'étage	
11 Equation de conservation de l'énergie	
12 Rendement d'étage	3
2- Nombre de Parsons	7
21 Turbine à action	
211 Nombre de Parsons	8
22 Turbine à réaction	10
3- Puissance limite supérieure	11
31 Définition	
32 Puissance	
321 Expression de P.L.S.	12
III Coefficient caractéristique de la puissance	14
1 - Définition	
11 Turbines de même série	
2- Aspects de la similitude	
3- Dépendance de la solution économique et constructive du P_k	19
31 $P_k < 0,02$	
32 $0,02 < P_k < 0,15$	20
33 $0,15 < P_k < 0,8$	21
34 $P_k > 0,8$	
IV Situation du problème suivant le P_k	28
1 Détermination du P_k limite pour la roue Curtiss	
11 $P_k < 0,21$	25
2- Détermination du P_k limite supérieure	27
21 $P_k > 0,65$	28
3- Détermination des rapports de similitude pour les turbines de même série	30
31 $0,21 < P_k < 0,65$	
32 Détermination des rapports de similitude	
33 Pertes	31

34	Influence de la longueur des aubes	32
35	Influence du degré d'injection	33
36	Pertes par frottements et ventilation des disques	35
361	Injection totale : $\epsilon = 1$	
362	Injection partielle	37
37	Influence du Pk sur les pertes relatives par frottements et ventilation	38
V	Problèmes mécaniques :	39
51-	V ibrations des aubes	
VI-	Application:	42
6.1-	Corps H.P. :	
6.1.1-	Etage Curtiss.	
6.1.2-	Etages non réglés.....	43
6.2-	Corps M.P. :	44
6.2.1-	Etage Curtiss.	
6.2.2-	Etages non réglés.	
6.3-	Corps B.P.:	45
6.3.1-	Etage Curtiss.	
6.3.2-	Etages non réglés	46
VII-	CONCLUSION	47

