

989

UNIVERSITÉ DE LIÈGE

Société Coopérative de l'Association des Elèves des Ecoles Spéciales  
de l'Université de Liège



**ÉLÉMENTS**  
DE  
**CONSTRUCTION DES TURBINES**  
**A VAPEUR**

Notes publiées avec l'autorisation de Monsieur le Professeur  
**Ch. HANOCQ**



Première Partie



1935



EDITIONS E. D. K.  
132, rue Féronstrée  
LIÈGE

PREMIER FASCICULE

PRELIMINAIRES

I N T R O D U C T I O N

---

---

§1. HISTORIQUE

L'idée de faire tourner une roue en dirigeant des jets de vapeur sur des aubes fixées à sa périphérie, est vieille de plusieurs siècles; un dessin de Giovanni Branca, de 1629, donne, en effet, le principe des turbines d'action actuelles. On peut faire remonter plus haut encore, à Héron d'Alexandrie, le principe des turbines à réaction totale.

Comme on peut s'en rendre compte, lorsqu'en 1884 l'ingénieur anglais Parsons parvint à réaliser une turbine de 10 chevaux, tournant à la vitesse de 18.000 tours/minute, l'idée n'était pas neuve; mais, dans un tel domaine, l'idée n'est rien et la réalisation est tout. Il fallait d'ailleurs, pour mener à bien une telle oeuvre, toutes les ressources de la métallurgie et de la mécanique modernes.

Si l'on se place au point de vue industriel, c'est donc à Parsons que revient sans conteste le mérite non seulement d'avoir mis sur pied la première turbine à vapeur, mais d'avoir perfectionné d'année en année la turbine à réaction partielle, pour en faire rapidement un concurrent redoutable de la machine à piston: les dates qui suivent permettront de se rendre compte de la rapidité des progrès réalisés.

En 1886, la consommation par cheval-heure effectif pour la turbine de 10 chevaux sans condensation, était de 28,6 kg.

En 1892, pour 100 Kw à condensation, elle n'était plus que de 9,5 kg.

En 1896, pour 400 Kw., elle descendait dans les mêmes conditions à 6,75 kg.

En 1889, de Laval, ingénieur suédois, était parvenu à construire,

---

(\*) Le texte de ce chapitre est tiré de l'ouvrage de Monsieur le Professeur Ch. Hanocq sur les Turbo-machines.

d'une manière remarquablement ingénieuse, une turbine du type d'action, à une seule roue, tournant au nombre de tours fantastique de 30.000 par minute, et réalisant ainsi une vitesse périphérique de 400 m. par seconde. Pour ramener le nombre de tours à une valeur appropriée à la commande des génératrices électriques, il fallait utiliser un engrenage de réduction permettant de passer de 30.000 tours à 3.000 tours et moins, et, à cette époque, la construction de roues dentées pouvant tourner d'une façon satisfaisante au point de vue de l'usure et du bruit à des nombres de tours aussi élevés, représentait un tour de force. Le constructeur avait été obligé, toutefois, de s'en tenir à des vitesses linéaires assez faibles au cercle primitif des roues dentées, ce qui limitait la puissance des unités à 300 chevaux environ; aussi, malgré sa simplicité relative, l'ingéniosité et la hardiesse de sa conception, sa consommation remarquablement faible pour des puissances aussi réduites, la turbine de Laval ne peut-elle entrer en lice avec succès, contre la machine à piston. Ce n'est qu'en 1898 qu'une première turbine à vapeur importante, de 1000 Kw, du type Parsons, fut installée sur le continent, pour les services de la ville d'Elberfeld; c'est vers cette époque que Rateau entreprit en France, avec succès, la construction des turbines d'action multicellulaires qui allaient permettre de réaliser des consommations équivalentes et même inférieures à celles atteintes par les turbines à réaction Parsons, sans dépasser la vitesse de rotation appropriée à l'attaque directe des génératrices électriques.

En 1896, Curtis, en Amérique, sur un principe un peu différent, était parvenu à obtenir des consommations également favorables.

En dix ans (1900 à 1910), ces pionniers Parsons, Rateau, Curtis et, à leur suite, de nombreux constructeurs, devenus leurs concessionnaires, portèrent le nouveau moteur à un degré de perfection telle que, tant au point de vue de la sécurité de marche qu'à celui de la consommation, la victoire sur la machine à piston fut assurée pour les unités dépassant 1000 Kw.

On peut se demander comment il se fait que des idées aussi vieilles, beaucoup plus vieilles que celles qui ont servi de point de départ à l'invention de la machine à piston, aient mis plusieurs siècles pour passer du domaine de la théorie dans le domaine des réalisations pratiques.

L'absence des connaissances précises sur les lois de l'écoulement des fluides compressibles, la nécessité, comme l'a démontré plus tard la théorie, d'atteindre des vitesses périphériques très élevées pour obtenir un bon rendement, rendirent vaines les tentatives des premiers inventeurs: ce n'est que le jour où l'on pût disposer de matériaux à haute limite élastique et de moyens d'exécution extrêmement parfaits, que les conceptions qui, jusque là, apparaissaient comme théoriques, purent être réalisées industriellement.

Pour assurer le succès commercial du nouveau moteur, il fallait, au surplus, un milieu favorable: aussi, la construction de la turbine à vapeur ne prit-elle un réel essor que le jour où les progrès de l'électrotechnique permirent d'envisager la centralisation de la production de la force motrice et sa distribution économique à de très grandes distances.

On peut se demander toutefois comment cette idée, qui hanta tant de cerveaux pendant plus d'un siècle, ne mit guère qu'un quart de siècle pour passer de la plus modeste réalisation d'un moteur de 10 chevaux, à la construction d'unités de plusieurs dizaines de milliers de chevaux, poussées à leur ultime perfection.

La raison qui paraît dominer toutes les autres, c'est que les recherches auxquelles se livrèrent les constructeurs furent guidées par la Science; de véritables laboratoires furent créés dans les usines pour vérifier les coefficients nécessaires au calcul et pour fixer les conditions de meilleur rendement des différents éléments.

Les progrès réalisés d'autre part dans la métallurgie et dans l'outillage des ateliers permirent d'atteindre un tel degré de perfection dans l'exécution, une constance si parfaite dans la fabrication, que les conceptions théoriques les plus audacieuses purent passer dans la pratique avec plein succès.

## §2. DESCRIPTION SCHEMATIQUE ET CLASSIFICATION DES DIFFERENTS TYPES

Si l'on veut établir un parallèle entre les turbines hydrauliques et les turbines à vapeur, force est de préciser dès l'origine de l'exposé, ce qu'il faut entendre par énergie disponible.

Dans les turbines hydrauliques, travaillant sous une hauteur manométrique  $H'm$ , l'énergie disponible par kg. de fluide débité a pour valeur  $H' \text{ kgm}$ ; dans une turbine à vapeur, l'énergie disponible par kg. de fluide débité, si la pression d'alimentation est égale à  $p_e$  et la pression d'émission égale à  $p_s$ , a pour valeur:

$$H' = \int_{p_s}^{p_e} v \, dp \quad (1)$$

$p$  et  $v$  désignant la pression et le volume spécifique à un instant quelconque de la détente adiabatique du fluide.

Pour rendre cette notion plus tangible, rappelons ce qu'on entend par cycle de Rankine.

Considérons pour cela l'ensemble de la figure 1 comprenant:

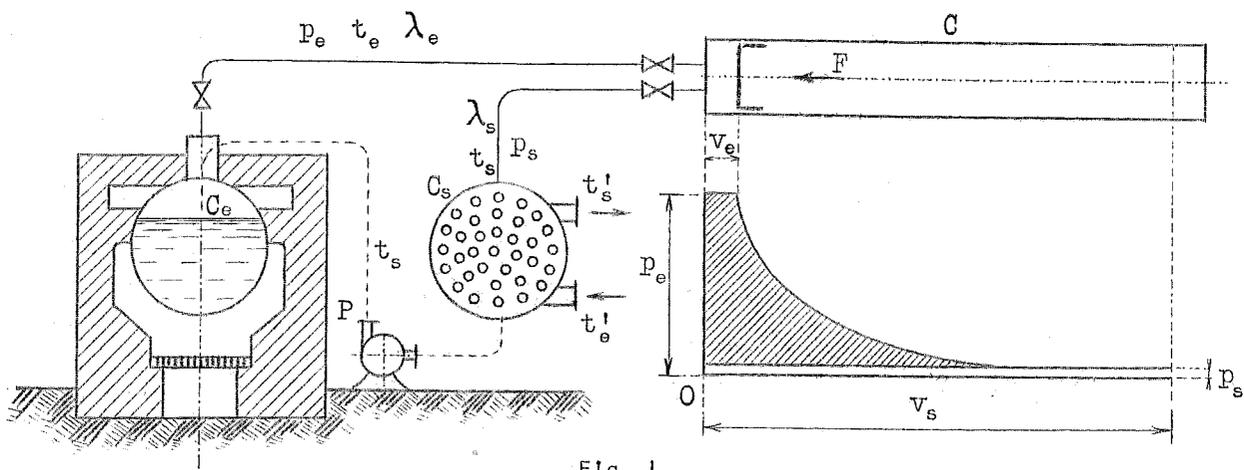


Fig. 1

1° Une chaudière  $C_e$ , capable de fournir de la vapeur à la pression  $p_e$  et à la température  $t_e$ ;

2° Un cylindre  $C$ , supposé imperméable à la chaleur, fermé à l'une des extrémités par un piston étanche et sans frottement et en relation, par l'autre extrémité, avec la chaudière  $C_e$ , d'une part, et un condenseur  $C_s$  d'autre part;

3° Un condenseur  $C_s$  permettant de condenser la vapeur à la température  $t_s$  sous la pression constante  $p_s$ ;

4° Une pompe  $P$ , capable de reprendre l'eau condensée à la température  $t_s$  sous la pression  $p_s$  et de la comprimer à la pression  $p_e$ , pour

la refouler dans la chaudière  $C_e$ .

Nous pourrions faire parcourir à un kg. d'eau pris à la pression  $p_s$  à la température  $t_s$ , le cycle des transformations suivantes:

- a) Compression de  $p_s$  à  $p_e$ , qui permet de le faire passer dans la chaudière  $C_e$ ;
- b) Echauffement de  $t_s$  à  $t_e$ ;
- c) Vaporisation sous pression constante (et éventuellement surchauffe sous pression constante à la température  $t_e$ );

(La chaudière est mise, pour cela, en communication avec le cylindre et l'effort  $F$ , exercé sur le piston de section  $S$ , est réduit d'une quantité aussi petite que possible de façon que

$$F < p_e S$$

le piston, dans ces conditions, se déplace jusqu'à engendrer un volume  $v_e$ , égal au volume du kg. de vapeur, à la pression  $p_e$ , à la température  $t_e$ , en effectuant un travail extérieur  $p_e v_e$ );

d) Détente adiabatique du kg. de vapeur de  $p_e$  à  $p_s$ . (Le cylindre est isolé de la chaudière et, par la diminution progressive de la force  $F$ , de façon à réaliser constamment l'égalité, à un infiniment petit près, de la pression totale exercée par la vapeur sur le piston, et de l'effort extérieur  $F$ , l'expansion de la vapeur se produit; les frottements du piston étant supposés nuls, le cylindre étant imperméable à la chaleur, l'opération est réversible et la détente est adiabatique; le travail effectué dans cette détente est proportionnel à l'aire comprise entre les ordonnées correspondant à  $v_e$  et  $v_s$  et a pour valeur

$$\int_{v_e}^{v_s} p \, dv$$

$p$  étant lié à  $v$  par la loi de détente adiabatique  $p v^\gamma = \text{cte}$ ;

e) La pression atteinte étant égale à  $p_s$ , expulsion et condensation de la vapeur au condenseur  $C_s$ . (L'effort extérieur  $F$  étant accru d'une quantité si faible soit-elle, le mouvement du piston se produit en sens inverse et le travail absorbé a pour valeur  $p_s v_s$ ).

L'énergie utilisable par kg. évoluant entre les pressions  $p_e$  et  $p_s$ , que nous désignerons comme précédemment par  $H'$ , est donc égale à

$$H' = p_e v_e + \int_{v_e}^{v_s} p \, dv - p_s v_s \quad (2)$$

dans les conditions idéales que nous venons d'envisager, et pour autant que l'on néglige le travail absorbé pour refouler l'eau dans la chaudière, en la comprimant de  $p_s$  à  $p_e$ .

En vertu de la relation  $pv = \text{const.} \quad (1)$

$$d(pv) = pdv + vdp = 0$$

ou encore

$$\int_e^s d(pv) = \int_e^s pdv + \int_e^s vdp = 0$$

nous pourrions poser

$$H' = - \int_e^s vdp = \int_s^e vdp \quad (3)$$

Ainsi, le maximum de l'énergie que nous puissions tirer de 1 kg. de vapeur évoluant entre la pression  $p_e$  la température  $t_e$  d'une part, et la pression  $p_s$  la température  $t_s$  d'autre part, sera donnée par  $\int_e^s vdp$ , l'intégration étant effectuée en prenant pour loi de variation de la pression en fonction du volume  $v$ , celle qui correspond à la détente adiabatique, c'est-à-dire à une détente s'effectuant sans cession ni soustraction de chaleur au fluide évoluant, et dans des conditions telles que la transformation soit réversible.

Nous appellerons rendement thermodynamique du cycle le rapport entre l'énergie  $\mathcal{C}_e$  effectivement disponible par kg. de fluide débité et l'énergie théoriquement utilisable  $\mathcal{C}_u$ :

$$\eta_e = \frac{\mathcal{C}_e}{\mathcal{C}_u} = \frac{\mathcal{C}_e}{H'} \quad (4)$$

Ce rendement atteint, dans la machine à piston, environ 0,70, pour les meilleures conditions d'utilisation.

Nous verrons qu'il atteint aujourd'hui, dans la turbine à vapeur 0,80 et même 0,85.

En vertu du principe de la conservation de l'énergie, nous pouvons écrire qu'il y a équivalence entre l'énergie mécanique utilisable  $H'$  kgm et l'énergie calorifique  $(\lambda_e - \lambda_s)$ , disparue par kg.  $\lambda_e$  et  $\lambda_s$ , représentant respectivement la quantité de chaleur totale contenue dans 1 kg. de vapeur à l'état  $e$  et la quantité de chaleur à l'état  $s$ .

Nous pourrions donc poser

*Voir cours de  
Deschamps  
cycle de  
Rankine*

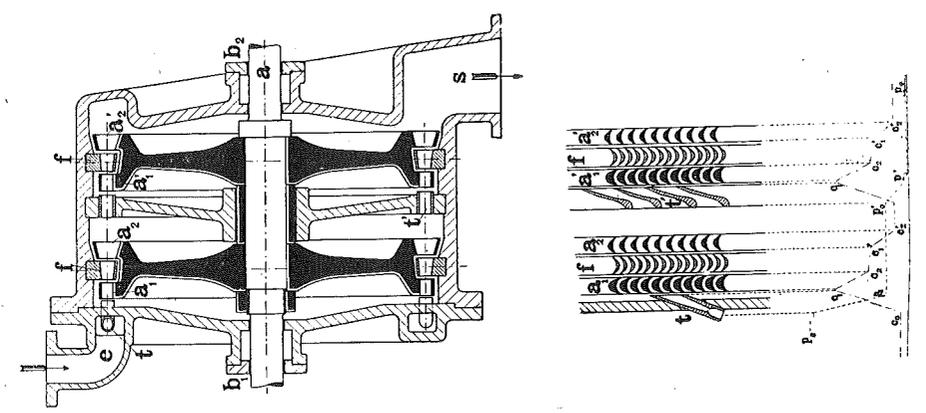


FIGURE 8

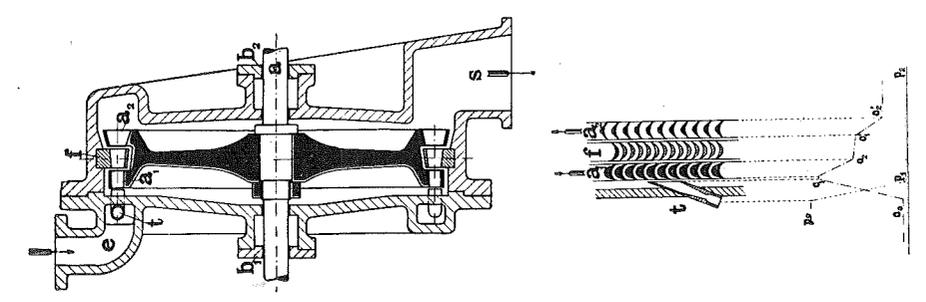


FIGURE 4

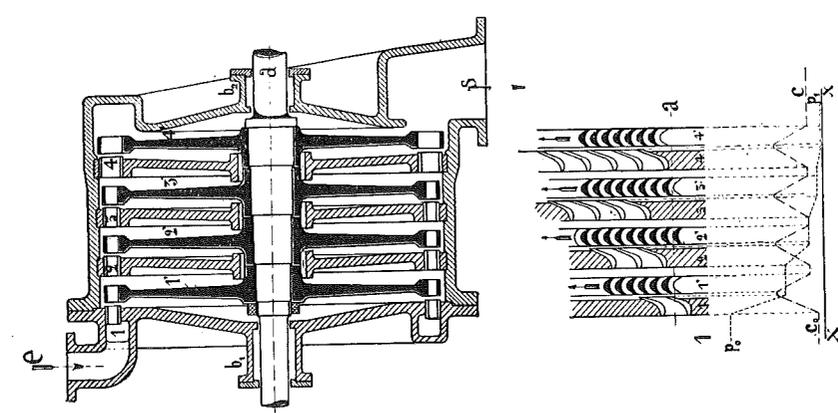


FIGURE 3

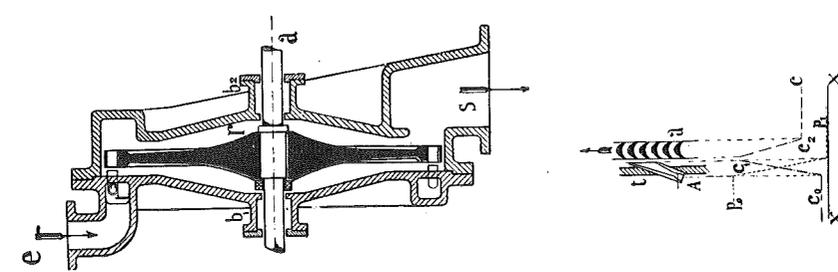


FIGURE 2

$$H' = E(\lambda_e - \lambda_s) \quad (5)$$

Avec les pressions réalisées couramment de

$$\begin{aligned} p_e &= 12 \text{ à } 15 \text{ kg/cm}^2 & t_e &= 300 \text{ à } 350^\circ \\ p_s &= 0,05 \text{ à } 0,03 \text{ kg/cm}^2 & t_s &= 32^\circ 7 \text{ à } 23^\circ 9 \end{aligned}$$

la quantité d'énergie disponible par kg. de fluide évoluant, atteint

$$H' = E(\lambda_e - \lambda_s) = 91.700 \text{ à } 110.300 \text{ kgm.} \quad (6)$$

#### A. TURBINE D'ACTION

##### 1° TURBINE A UNE ROUE.-

Si nous imaginons maintenant que le fluide se détend librement, dans une tuyère, de la pression  $p_e$  à la pression  $p_s$ , la vitesse acquise par les particules devra être telle que

$$\frac{1}{2g} c^2 = H' \quad (7)$$

en vertu du principe de la conservation de l'énergie.

Dans le distributeur d'une turbine d'action fonctionnant entre les pressions  $p_e$  et  $p_s$ , la vitesse atteindra donc une valeur donnée par cette relation (7), puisque la détente est complète dans l'aubage fixe.

Pour des différences de pression comme celles indiquées ci-dessus, cela conduit à des valeurs de  $c$  égales à 1.340 à 1.435 m/sec.

La vitesse réelle est, en raison de l'influence des frottements, un peu plus faible, mais elle n'en atteint pas moins dans les conditions normales

$$c_1 = 1.250 \text{ à } 1.350 \text{ m/sec.}$$

Avec de telles vitesses, les sections nécessaires pour débiter 1 kg. par seconde sont inférieures à

$$0\text{m}^2,0019 \text{ à } 0\text{m}^2,00287$$

D'autre part, nous avons vu, dans l'étude élémentaire des turbines hydrauliques d'action que, pour pouvoir réaliser un bon rendement, il faut donner à la vitesse périphérique une valeur qui dépend de la vitesse  $c_1$  à la sortie du distributeur, et qui, dans la plupart des cas,

dépasse un tiers de la vitesse  $c_1$ .

On voit donc qu'il faudrait adopter ici la valeur extrêmement élevée de 400 m/sec., en chiffres ronds.

De telles vitesses ne peuvent être réalisées sans danger, même en utilisant des aciers à haute résistance pour la construction des roues et de l'aubage et en apportant des soins de fabrication extrêmement poussés.

On conçoit tout l'intérêt que présente la solution du problème de la turbine à haut rendement et à vitesse périphérique modérée.

### 2° TURBINE MULTICELLULAIRE.-

Le moyen qui se présente immédiatement à l'esprit est celui qui consiste à fractionner la différence des pressions totale disponible, de façon à n'avoir plus que des vitesses d'écoulement beaucoup plus faibles. On est ainsi amené à créer des types comprenant un grand nombre de turbines simples, associées en tension: la vapeur va se détendant progressivement en passant de l'une à l'autre, la vitesse maximum atteinte à la sortie de chacun des distributeurs successifs étant d'autant plus faible que le nombre d'étages de pression est plus grand.

### 3° TURBINE A PLUSIEURS CHUTES DE VITESSE.-

Il est possible toutefois de concevoir une autre solution: celle d'adopter une vitesse périphérique plus faible et de recueillir une partie de l'énergie cinétique encore disponible à la sortie du premier aubage sur un second aubage mobile, solution qu'indique schématiquement la figure 4.

### B. TURBINE A REACTION

Il existe un autre moyen de transformer l'énergie potentielle de pression en énergie mécanique, c'est celui employé dans la turbine à réaction partielle où la détente se produit en partie dans le distributeur, en partie dans l'aubage mobile. Dans ce cas la pression n'est plus la même de part et d'autre de l'aubage mobile et il en résulte différentes conséquences dont la plus importante est celle qui rend impossible l'emploi de l'injection partielle. Il en résulte que le dia-

*à l'effet si l'on employait un tel moyen la hauteur des derniers aubages devrait être considérablement plus grande il n'y aurait jamais qu'un aubage employé et ensuite disposition des jets de vapeur...*

mètre des roues est lié au débit de vapeur et qu'avec les puissances courantes, on est conduit à choisir pour les premiers aubages un diamètre très faible. Ce n'est donc que très schématiquement que l'on peut se représenter une turbine à réaction partielle par le dessin de la figure 5. Les choses, de toute façon, sont disposées pour que le jets de vapeur sortant d'une couronne mobile soient orientés suivant la direction d'entrée de l'aubage fixe suivant.

Pratiquement on est conduit à utiliser pour la détente complète du fluide entre les pressions habituelles admises, non pas un, mais trois tambours successifs de diamètres croissants.

Comme dans les turbines hydrauliques, on peut distinguer les turbines axiales des turbines centrifuges ou centripètes, ces deux derniers types étant rarement employés.

Les turbines à vapeur peuvent être construites avec l'axe horizontal ou avec l'axe vertical, le type vertical n'étant guère utilisé aujourd'hui que pour les turbines de faible puissance.

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*  
\*

CHAPITRE II

\*\*\*

THEORIE PHYSIQUE DES  
TURBINES A VAPEUR

§1. TURBINE D'ACTION

1° TURBINE A UNE ROUE. -

Comme nous venons de le dire, les turbines d'action sont caractérisées par la détente complète de la vapeur dans l'aubage fixe, ce qui entraîne l'égalité des pressions de part et d'autre de l'aubage mobile, c'est à dire avec les notations habituelles

$$p_2 = p_1$$

Comment réaliser cette égalité des pressions ?

Il faut et il suffit que la section de sortie de l'aubage mobile soit égale à la section d'entrée (ou plus exactement supérieure, pour tenir compte de l'accroissement du volume spécifique de la vapeur à travers l'aubage mobile et de la réduction de vitesse depuis l'entrée jusqu'à la sortie par suite des frottements). L'aubage mobile d'une turbine d'action prendra dans ces conditions la forme suivante :

La direction de la vitesse relative d'entrée  $w_1$  devant être tangente au dos de l'aube pour éviter une déviation brusque dont l'effet serait de créer une force dirigée en sens inverse de la rotation, la face convexe sera limitée par une droite faisant avec le plan de la roue un angle  $\beta$ . Comme l'épaisseur de l'aube à l'entrée ne peut être trop faible, il convient de prendre, pour tracer la face concave de l'aube un arc de cercle ayant son centre sur la perpendiculaire élevée au point d'entrée sur une direction faisant avec le dos un angle  $\theta$  de  $4^\circ$  à  $5^\circ$ .

Si l'on adopte le profil symétrique, l'angle  $\beta_2$  devra être pris égal à  $(180^\circ - \beta_1)$ . Le centre se trouvera dès lors sur la bissectrice

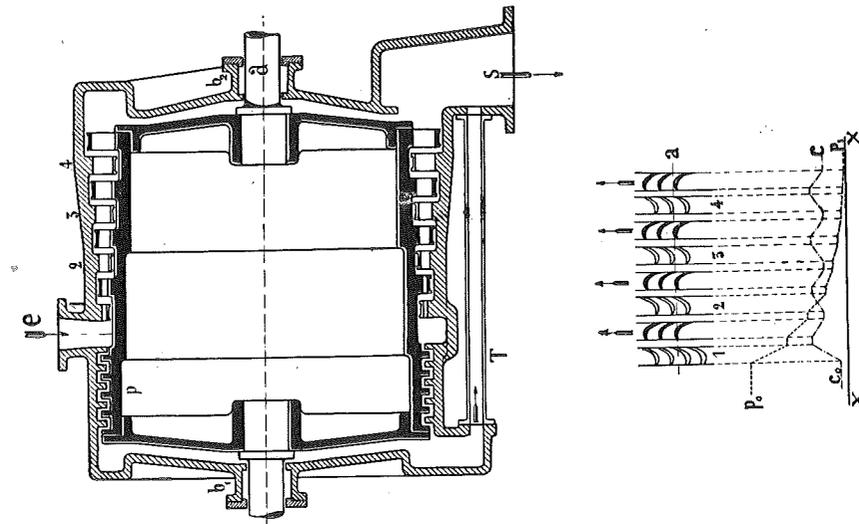


FIGURE 5

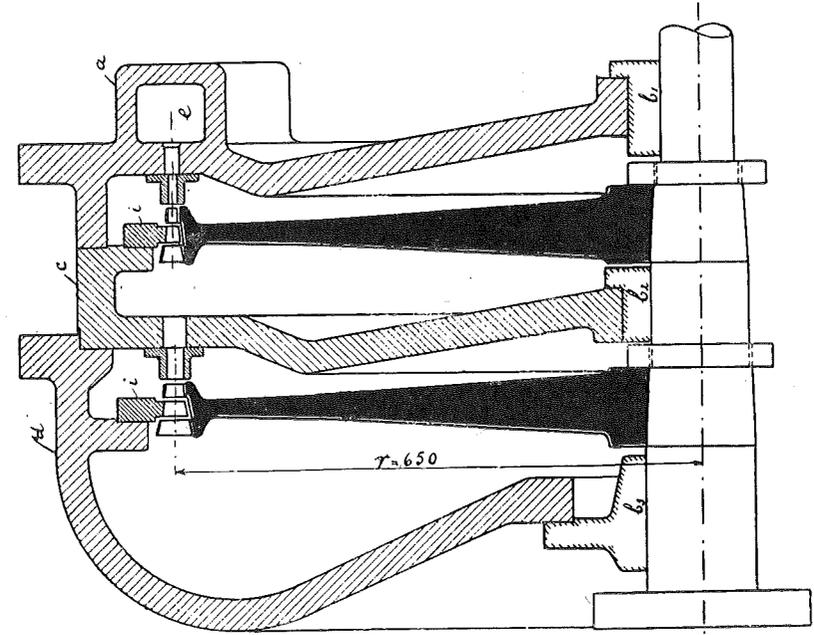


FIGURE 35

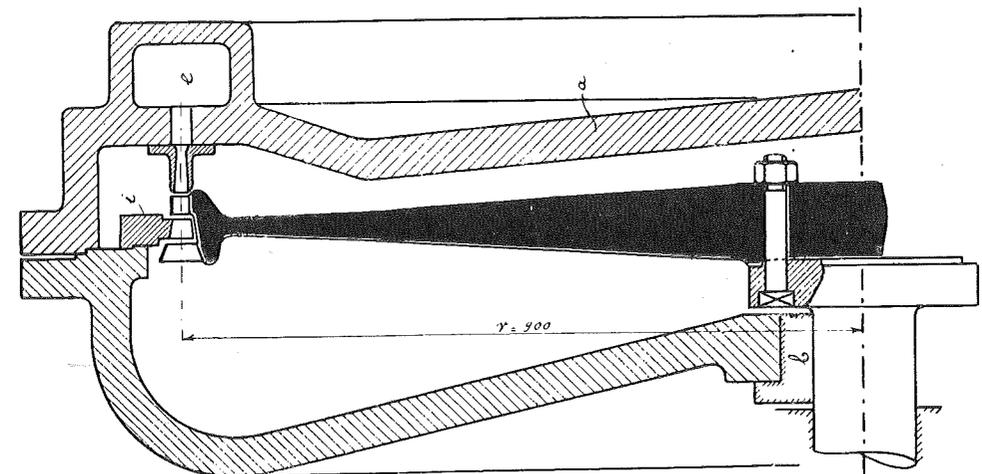


FIGURE 33

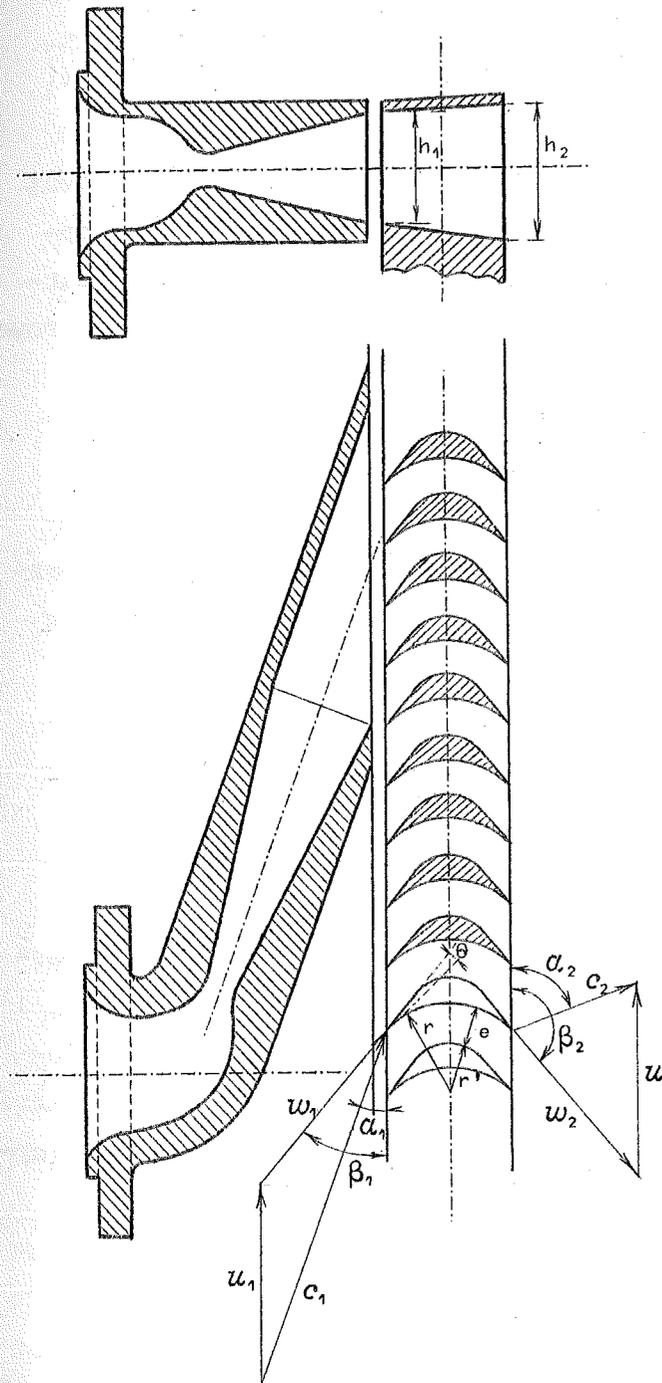


Fig. 6

de l'angle  $180^\circ - \beta_2$ . En ce qui concerne le rayon  $r'$  du dos de l'aube, celui-ci devra être choisi pour que le canal formé par deux aubes voisines ait une largeur égale à  $\frac{1}{4}$  environ de la longueur de l'axe développé de ce canal. Cela conduit à prendre  $r' = 0,4$  à  $0,5 r$ .

Pour le calcul des hauteurs, il nous faudra appliquer l'équation de continuité

$$2\pi r_1 h_1 \sin \beta_1 w_1 \cdot \frac{1}{v_1} = 2\pi r_2 h_2 \sin \beta_2 w_2 \cdot \frac{1}{v_2} \quad (9)$$

d'où nous tirerons

$$\frac{w_1 h_1 \sin \beta_1}{v_1} = \frac{w_2 h_2 \sin \beta_2}{v_2} \quad (10)$$

Comme  $w_2$  est égal à  $\psi w_1$ , et que  $v_2$  est plus grand que  $v_1$ , puisque la chaleur dissipée par les frottements a pour effet de dilater la vapeur, il serait difficile de choisir un angle  $180^\circ - \beta_2$  plus petit que  $\beta_1$ , sans créer une divergence du canal qui pourrait amener un décollement de la veine. Bien qu'au point de vue théorique il y ait avantage à réduire l'angle de sortie

ainsi que nous l'avons montré dans la théorie des turbines d'action hydrauliques, on s'en tient donc généralement à

$$\beta_2 = 180^\circ - \beta_1 \quad (11)$$

Nous montrerons, dans le chapitre consacré à la théorie mathématique, que le rendement d'une telle roue dépend de l'angle  $\alpha$ , des tuyères et du rapport de la vitesse périphérique à la vitesse d'injection  $c_1$ . Pour l'angle  $\alpha$ , on peut choisir pratiquement des valeurs de  $14^\circ$  à  $15^\circ$ ; quant au rapport  $\frac{u_1}{c_1}$ , il reste compris entre 0,35 et 0,45.

Au point de vue de la réalisation des turbines d'action on peut concevoir la turbine à une roue, la turbine à plusieurs roues en tension, la turbine à une roue à deux chutes de vitesse et enfin une turbine combinée à une roue à deux chutes de vitesse avec une série de roues à une chute de vitesse en tension.

2° TURBINES A PLUSIEURS ROUES A UNE CHUTE DE VITESSE, EN TENSION.

On comprend tout l'intérêt de cette combinaison. Le rendement qui dépend du rapport  $\frac{u_1}{c_1}$  exige, avec la turbine à une roue, des vitesses périphériques de l'ordre de 400 m/sec., pour une chute de pression normale tout au moins.

Lorsque la turbine est combinée de façon à pouvoir fractionner la chute totale en 4, 6 ou 8 chutes, les vitesses d'injection sont réduites dans le rapport  $\frac{\sqrt{4}}{1}$ ,  $\frac{\sqrt{6}}{1}$ ,  $\frac{\sqrt{8}}{1}$ , ce qui permet de réduire les vitesses périphériques dans le même rapport, tout en conservant le même rendement.

Physiquement on peut se rendre compte pourquoi le rendement reste sensiblement constant, en remarquant que si le chemin parcouru par la vapeur est ici 4, 6 ou 8 fois plus grand, les pertes dues au frottement par unité de chemin parcouru sont, elles, proportionnelles au carré de la vitesse; ce qui fait qu'elles décroissent précisément dans les rapports respectifs  $\frac{4}{1}$ ,  $\frac{6}{1}$ ,  $\frac{8}{1}$ .

3° TURBINE A UNE ROUE A DEUX CHUTES DE VITESSE.

Dans ce système constitué par deux couronnes d'aubes disposées sur une même roue, la vapeur sortant du premier aubage mobile est recueillie par un aubage fixe qui la renvoie sur le second aubage mobile.

La figure 7 montre le tracé de ces trois aubages pour les conditions suivantes.

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 19^\circ; & \frac{u_1}{c_1} &= 0,2; & \beta_2 &= 180^\circ - \beta_1. \\ \alpha'_1 &= 19^\circ; & \beta'_2 &= 180^\circ - \beta'_1; \end{aligned}$$

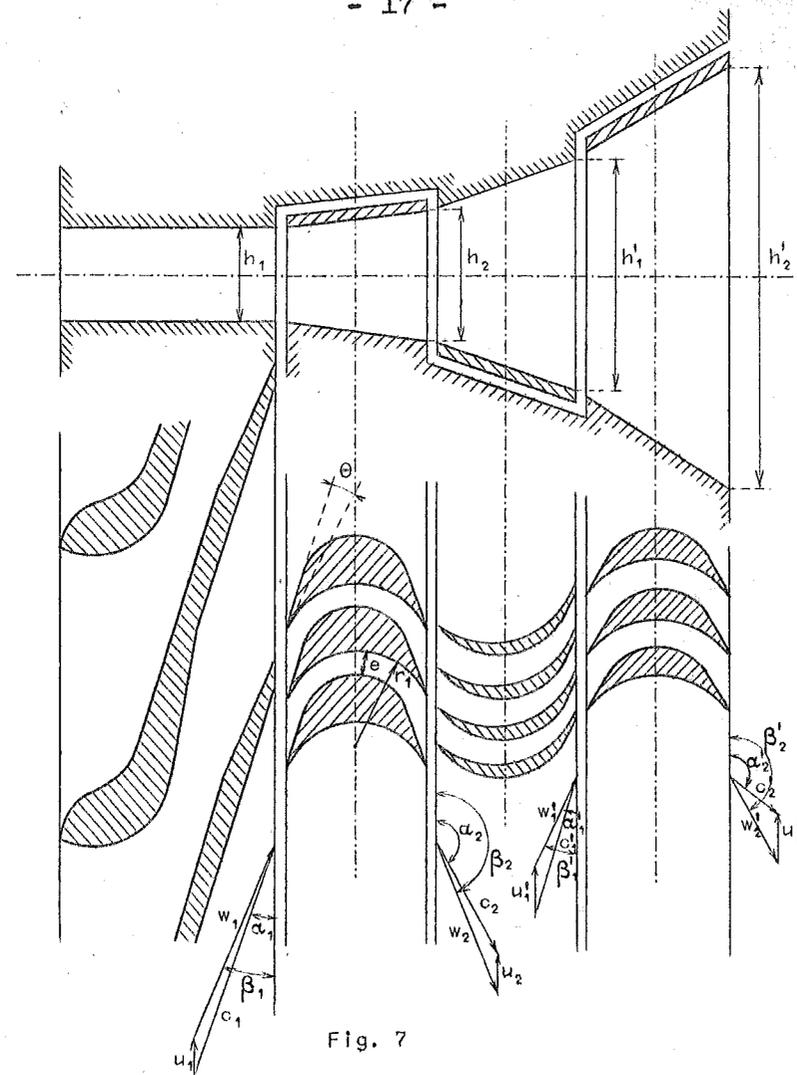


Fig. 7

On peut se rendre compte que pour cette valeur de  $\frac{u_1}{c_1} = 0,2$  la vitesse  $c'_1$  à la sortie est minimum.

Le rendement maximum est toutefois notablement plus faible que pour la turbine à une chute de vitesse.

Ce qui la fait préférer, c'est que ce rendement maximum est atteint pour un rapport  $x = \frac{u_1}{c_1}$  beaucoup plus faible, la différence de rendement atteignant, pour la vitesse périphérique correspondant à cette valeur de  $x = 0,2$ , près de 10%.

4° TURBINE A DEUX OU PLUSIEURS ROUES A DEUX CHUTES DE VITESSE.

Avec cette disposition il est possible d'utiliser une chute de pression normale (12 kg/cm<sup>2</sup>, t<sub>0</sub> = 350°, jusque 0,05 kg/cm<sup>2</sup>) avec deux roues seulement.

A l'heure actuelle, toutefois, cette solution n'est pas acceptable,

sauf pour les très petites puissances, étant donné le faible rendement maximum d'un tel groupe. Par contre on utilise encore maintenant la combinaison d'une roue à deux chutes de vitesse suivie d'une série de roues à une chute de vitesse.

5° PROPRIETES DES TURBINES D'ACTION.-

Comme conséquence de l'égalité des pressions de part et d'autre de la roue mobile, on peut dire qu'avec les turbines d'action:

- 1) les fuites à la périphérie du rotor sont nulles;
- 2) la poussée axiale est nulle;
- 3) la possibilité de réaliser l'injection partielle

(puisque les jets de vapeur n'ont pas tendance à se disperser à la sortie des tuyères, étant donné l'égalité des pressions de part et d'autre de la roue) permet de choisir un diamètre de roue indépendant de la quantité de vapeur à débiter.

§ 2. TURBINE A REACTION PARTIELLE

Avec les turbines à réaction, l'aubage se présente comme l'indique la figure 9 et le déplacement de l'aubage mobile est dû non plus exclusivement à l'action des jets, mais en partie à la réaction non équilibrée des pressions sur l'aubage. Il est aisé de se rendre compte, en

effet, si l'on trace les lignes d'égale pression dans la veine fluide, que les aubes sont soumises à des différences de pression toutes orientées dans le sens du mouvement.

Dans ce système, la section de sortie de l'aubage mobile est plus petite que la section d'entrée et, si l'on règle les hauteurs d'aubage de façon que

$$\frac{h_1}{v_1} = \frac{h_2}{v_2} \quad (12)$$

on peut voir que l'équation de continuité, écrite comme pour les turbines d'action,

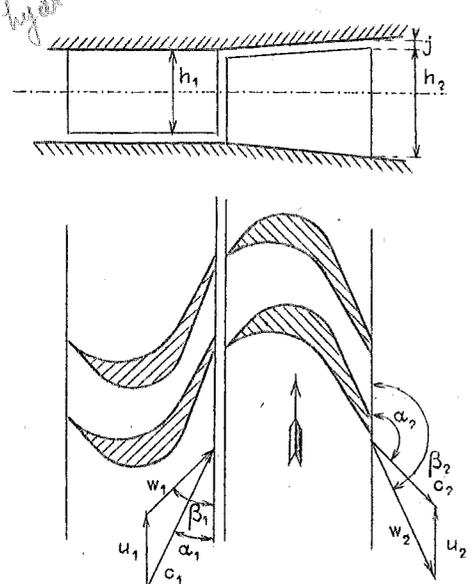


Fig. 9

se ramène à

$$c_1 \sin \alpha_1 = w_1 \sin \beta_1 = w_2 \sin \beta_2 \quad (13)$$

Or pour pouvoir utiliser un même profil d'aube aussi bien comme aubage moteur que comme aubage directeur, en retournant bout par bout les aubes, il faut que

$$\alpha_1 = 180^\circ - \beta_2 \quad (14)$$

Dans ces conditions

$$c_1 = w_2 \quad (15)$$

et par voie de conséquence

$$w_1 = c_2 \quad (16)$$

Une turbine réalisée suivant ce principe a pour degré de réaction  $\frac{1}{2}$ , c'est-à-dire que la moitié de l'énergie totale disponible dans une chute est transformée en énergie cinétique à la sortie de l'aubage fixe, l'autre moitié étant transformée en énergie mécanique sous forme d'énergie potentielle de pression dans l'aubage mobile.

On peut montrer que le rendement d'une telle turbine est fonction, comme pour la turbine d'action, du rapport  $x = \frac{u_1}{c_1}$  et que si l'on porte en abscisse le rapport de la vitesse périphérique  $u_1$  à la racine carrée de  $2gH'$ , c'est-à-dire si l'on emploie comme abscisse ce que nous désignerons par le nom de coefficient de vitesse

$$x_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH'}} \quad (17)$$

le rendement reste constamment au-dessus, pour le même angle  $\alpha_1$ , de la courbe du rendement tracée dans les mêmes conditions pour la turbine d'action.

La figure 10 donne, à titre d'exemple, pour

$$\alpha_1 = 19^\circ; \quad \varphi = 0,95; \quad \psi = 0,85$$

les courbes de rendement indiquées, définies par la relation

$$\eta_i = \frac{T_i}{H'} \quad (18)$$

$T_i$  désignant le travail récupéré sur l'axe de la roue par kg. de fluide débité,  $H'$  désignant l'énergie théoriquement disponible par kg.

La courbe 1 se rapporte à la turbine d'action à une roue.

La courbe 2 à la turbine d'action à deux chutes de vitesse.

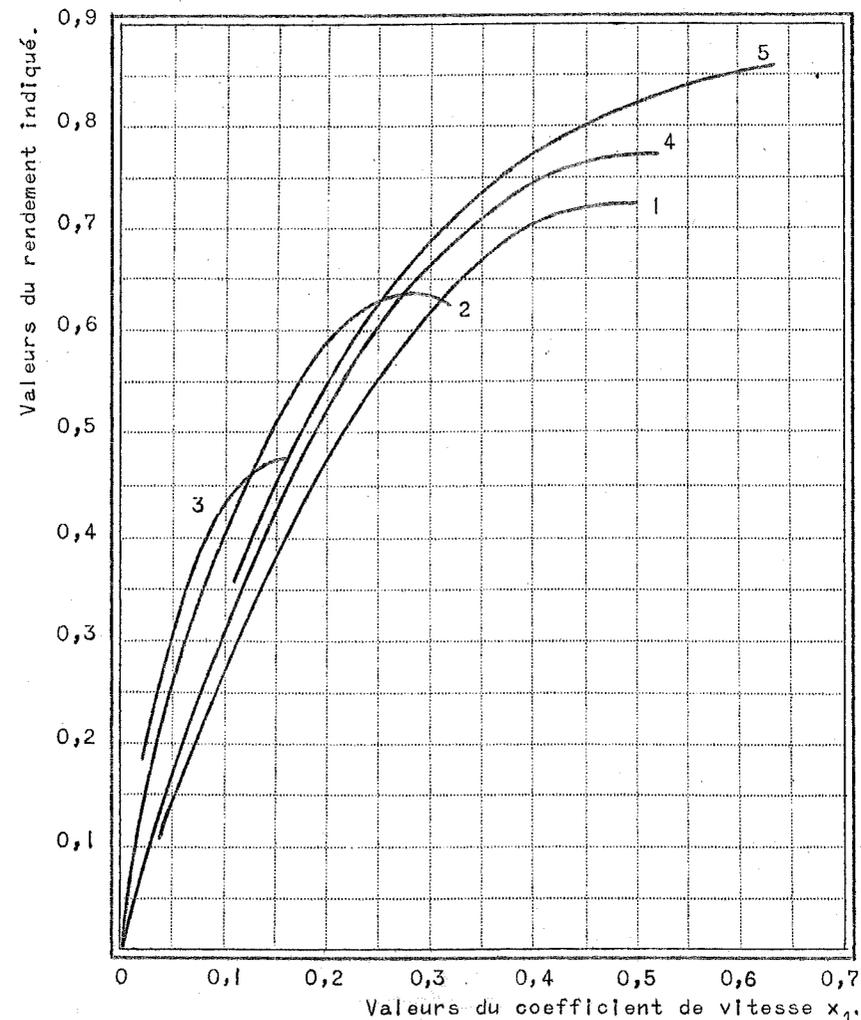


Fig. 10

La courbe 3 à la turbine d'action à trois chutes de vitesse.

La courbe 4 à la turbine d'action à plusieurs chutes de pression, à injection totale, dont les aubages sont disposés de façon que l'énergie cinétique disponible à la sortie d'une roue mobile soit récupérée dans l'aubage fixe suivant.

La courbe 5 à la turbine à réaction partielle comme celle dont nous venons d'analyser le fonctionnement.

PROPRIETES DES TURBINES A REACTION PARTIELLE

Comme conséquence de la différence de pression de part et d'autre de la roue mobile, on peut dire, qu'avec les turbines à réaction:

1) les fuites à la périphérie du rotor ne peuvent être supprimées.

2) la poussée axiale doit être équilibrée par un piston d'équilibrage.

3) l'injection doit être totale, ce qui conduit à exécuter la turbine avec des groupes d'aubages réunis sur des tambours de diamètre croissant.

Comme des dispositions doivent être prises pour réduire au minimum la fuite entre l'aubage mobile et l'enveloppe et que la multiplication des chutes à laquelle on est conduit facilite cette réduction, on a trouvé une grande simplification en utilisant au lieu de disques, un tambour et au lieu de diaphragmes séparant les différentes roues, des couronnes d'aubes fixées à l'enveloppe, s'intercalant entre les aubages mobiles.

L'aspect de la turbine à réaction, rien que du fait de la nécessité de l'emploi de l'injection totale, est donc totalement différent de celui de la turbine d'action.

Pour les unités moyennes, on a été conduit à combiner les deux systèmes en utilisant pour le début de la détente une roue d'action à une ou deux chutes de vitesse.

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*  
\*

DEUXIÈME FASCICULE

THEORIE MATHEMATIQUE  
DES  
TURBINES A VAPEUR

EQUATIONS GENERALES DES  
TURBO-MACHINES

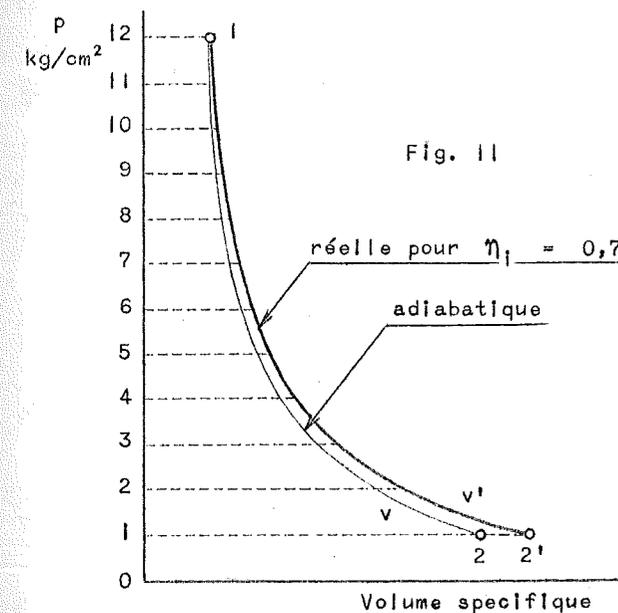
§1. FORMULES FONDAMENTALES

Il est inutile de reprendre la démonstration des formules fondamentales qui ont été établies dans le "Cours de Construction des Turbo-Machines" sans faire de distinction sur la nature du fluide utilisé.

$$(I_b) \quad T_1 = \frac{1}{2g} (c_1^2 - c_2^2) + \int_2^1 v dp - T_f \quad (19)$$

$$(II_b) \quad \int_2^1 v dp + \frac{1}{2g} (u_2^2 - u_1^2) = \frac{1}{2g} (w_2^2 - w_1^2) + T_f \quad (20)$$

$$(III_b) \quad T_1 = \frac{1}{g} (u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_2 c_2 \cos \alpha_2) \quad (21)$$



Les termes en  $z$  n'interviennent pas dans ces formules, parce qu'ici l'énergie gravifique est complètement négligeable. Elles peuvent encore se simplifier si l'on remarque que presque toutes les turbines sont du type axial et que les turbines radiales sont construites avec de faibles différences de diamètre à l'entrée et à la sortie de chacun des aubes.

*N. p. 76 à 79  
du cours des Turbines  
Muel*

On peut donc poser, en toute généralité,

$$u_1 = u_2 \quad (22)$$

Il y a lieu, toutefois, de les modifier en tenant compte de la récupération provenant de l'énergie transformée en frottement. La détente, en effet, n'est pas adiabatique, mais se fait suivant une courbe au-dessus de l'adiabatique parce que la chaleur dissipée par les frottements est restituée directement au fluide, ce qui augmente son volume spécifique.

Avec ces remarques, et en utilisant les notations de la Fig. 11 on pourra écrire:

$$T_1 = \frac{1}{2g} (c_1^2 - c_2^2) + \int_2^1 v' dp - T_f \quad (23)$$

$$\int_2^1 v' dp = \frac{1}{2g} (w_2^2 - w_1^2) + T_f \quad (24)$$

$$T_1 = \frac{1}{g} u_1 (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) \quad (25)$$

## S2. ECOULEMENT ADIABATIQUE DANS UNE TUYERE

La formule (23) ci-dessus peut être appliquée à un canal fixe à la condition de poser  $T_1 = 0$ . Comme d'autre part, pour un écoulement adiabatique,  $T_f = 0$  et que, pour nous conformer aux notations admises, nous devons remplacer l'indice 1 par 0 et l'indice 2 par 1, nous aurons

$$\frac{1}{2g} (c_1^2 - c_0^2) = \int_1^0 v dp \quad (26)$$

On sait que la détente adiabatique de la vapeur suit la loi

$$pv^k = c \frac{te}{t}$$

avec

$k = 1,135$	pour la vapeur saturée sèche
$k = 1,035 + 0,1 \cdot x$	pour la vapeur saturée de titre $x$
$k = 1,30$	pour la vapeur surchauffée

Comme généralement  $c_0$  est négligeable vis-à-vis de  $c_1$ , nous pourrions déduire de la relation (26)

$$c_1 = \sqrt{2g \int_1^0 v dp}$$

Dans une section quelconque de la tuyère à laquelle nous attribuons l'indice  $x$ , nous pourrions écrire:

$$c_x = \sqrt{2g \int_x^0 v dp}$$

avec

$$\int_x^0 v dp = v_0 p_0^{\frac{1}{k}} \int_x^0 \frac{dp}{p^{\frac{1}{k}}} = \frac{v_0 p_0^{\frac{1}{k}}}{1 - 1/k} [p_0^{1 - \frac{1}{k}} - p_x^{1 - \frac{1}{k}}]$$

D'où

$$c_x = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} v_0 p_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_x}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

$G$  étant le débit en poids passant par la tuyère et  $\sigma_x$  la section envisagée, la relation du débit en poids donnera:

$$G = \frac{\sigma_x c_x}{v_x} = \sigma_x \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{v_0} \left[ \left( \frac{p_x}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_x}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (27)$$

relation de laquelle nous pourrions tirer la valeur de  $\sigma_x$

$$\sigma_x = \frac{G}{\sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{v_0} \left[ \left( \frac{p_x}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_x}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}} \quad (28)$$

On voit par cette relation que  $\sigma_x$ , pour un débit donné et une pression initiale donnée, est fonction de  $p_x$  ou mieux du rapport  $\frac{p_x}{p_0}$ .

Lorsqu'on calcule la valeur de  $\sigma_x$  en fonction du rapport  $\frac{p_x}{p_0}$ , on trouve que  $\sigma_x$  diminue d'abord, passe par un minimum et augmente ensuite. Pour trouver la valeur minimum de  $\sigma_x$  que nous appellerons section au col de la tuyère, il suffira de chercher la valeur de  $\frac{p_x}{p_0}$  qui rend maximum le dénominateur de l'expression (28) ou, ce qui revient au même, le maximum de

$$z = \left[ \left( \frac{p_x}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_x}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]$$

En dérivant par rapport à  $p_x$ , nous aurons

$$\frac{dz}{dp_x} = \frac{2}{k} \left( \frac{p_x}{p_0} \right)^{\frac{2-k}{k}} - \frac{k+1}{k} \left( \frac{p_x}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Le maximum de  $z$  étant donné par  $\frac{dz}{dp_x} = 0$ , nous obtiendrons

$$\frac{p_x}{p_0} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

rapport de la pression critique à la pression initiale.

En désignant par l'indice g tout ce qui se rapporte au col de la tuyère et en introduisant la valeur que nous venons de trouver pour le rapport  $\frac{p_x}{p_0}$ , nous obtiendrons après simplification:

$$G_c = \sigma_c \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}} \cdot \frac{p_0}{v_0}} \quad (29)$$

On voit ainsi que le poids maximum que l'on peut débiter par la section  $\sigma_c$  ne dépend que de l'état initial de la vapeur et non de l'état final, du moment où l'on dépasse une chute de pression supérieure à

$$p_0 - p_c = p_0 \left(1 - \frac{p_c}{p_0}\right)$$

le rapport  $\frac{p_c}{p_0}$  étant déterminé par la valeur  $\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$  trouvée ci-dessus.

En utilisant les valeurs de k renseignées au début de ce paragraphe, on trouve pour le rapport critique

$$\frac{p_c}{p_0} = 0,5774 \text{ pour de la vapeur saturée}$$

et

$$\frac{p_c}{p_0} = 0,5457 \text{ pour de la vapeur surchauffée.}$$

Tant que la pression d'aval reste <sup>supérieure</sup> inférieure à  $p_c$ , la tuyère est simplement convergente et le débit dépend à la fois de l'état initial et de l'état final de la vapeur. Quand, au contraire, la pression d'aval descend en-dessous de  $p_c$ , la tuyère doit être d'abord convergente et ensuite divergente et le débit est uniquement fonction de l'état initial et de la section au col.

Ce rappel de la notion de la vitesse critique et du rapport des pressions correspondant au point critique étant fait, nous allons montrer que pour le calcul d'une section  $\sigma_x$  quelconque, il n'est pas nécessaire de résoudre l'équation (28), mais que l'on peut, en utilisant le diagramme de Mollier déterminer successivement  $c_x$  puis  $v_x$ .

On peut, en effet, démontrer que

$$\int_{\text{ad. ab.}}^0 v dp = \frac{1}{A} (\lambda_0 - \lambda_1) \quad (30)$$

en désignant par  $\lambda_0$  la quantité de chaleur totale par kg. à l'état 0 et par  $\lambda_1$  la quantité de chaleur totale à l'état 1.

Remarquons, pour cela, que:

$$v dp = d(pv) - p dv$$

$$\int_1^0 v dp = p_0 v_0 - p_1 v_1 + \int_0^1 p dv$$

et que d'autre part

$$dQ = dU + A p dv$$

comme pour une modification adiabatique,

$$dQ = 0$$

on peut, en combinant les deux relations, tirer

$$\begin{aligned} \int_1^0 v dp &= (p_0 v_0 - p_1 v_1) + \frac{1}{A} (U_0 - U_1) = \\ &= \frac{1}{A} [(U_0 + A p_0 v_0) - (U_1 + A p_1 v_1)] \end{aligned}$$

donc  $p dv = -\frac{dU}{A}$   
 $\int_0^1 p dv = -\int_0^1 \frac{dU}{A}$

Compte tenu des notations ci-dessus, on voit donc que la relation (30) est établie, puisque:

$$\lambda = U + A p v$$

et que

$$u = v - \sigma$$

Celle-ci suppose toutefois que le terme  $A(p_0 \sigma_0 - p_1 \sigma_1)$  est négligeable, ce qui est toujours le cas avec les pressions moyennes. Ainsi, en négligeant  $\sigma$ , on peut écrire

$$\frac{1}{2g} c_1^2 = \frac{1}{A} (\lambda_0 - \lambda_1) \quad (31)$$

On sait que le diagramme de Mollier est la représentation des isobares et des isothermes de la vapeur d'eau dans le système de coordonnées chaleur totale entropie. Si l'on admet que la détente est adiabatique, la courbe représentative de cette modification sera une verticale: on en tire immédiatement la différence  $\lambda_0 - \lambda_1$  quand on connaît  $T_0$ ,  $p_0$  et  $p_1$ .

Pour le tracé du profil de la tuyère nous procéderons comme suit:

En appliquant l'équation de continuité à la section de sortie, on a:

$$G = \frac{\sigma_1 c_1}{v_1}$$

relation qui nous donne  $\sigma_1$  puisque  $G$  et  $c_1$  sont connus et que  $v_1$  se lit ou se déduit de la valeur de  $x$  trouvée au diagramme de Mollier. L'axe

de la tuyère est déterminé par l'angle  $\alpha_1$ .

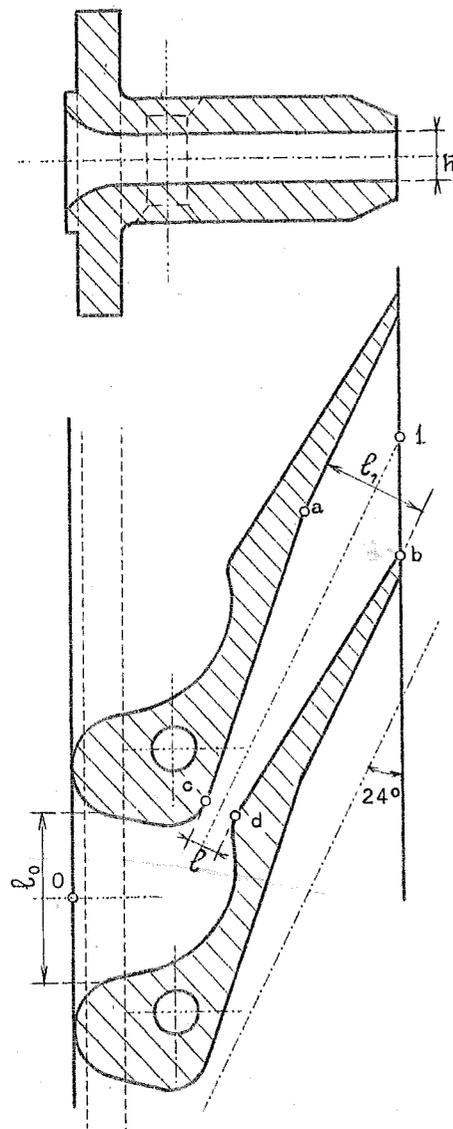


Fig. 12

On commence le profil en un point  $a$  distant de l'axe de  $\frac{l_1}{2}$  et on le prolonge jusqu'au plan limitant l'aubage par une surface parallèle à l'axe de la tuyère. On trace ensuite la partie divergente en adoptant une ouverture de  $7^\circ$  à  $8^\circ$  et en prolongeant les parois jusqu'à la section  $cd$  où la largeur est réduite à la valeur  $l$  correspondant au col de la tuyère. Celle-ci peut être calculée de la même façon puisque nous connaissons la pression qui y règne. On élargit ensuite la tuyère jusqu'à la section d'entrée qui conduit en général à une vitesse de vapeur de 40 à 50 m/sec.

Remarque.

Si nous admettons que la vapeur se comporte comme un gaz parfait, la formule (29) se simplifie, car nous pouvons appliquer dans ce cas la relation

$$\frac{p_0 v_0}{T_0} = R$$

et écrire

$$G_c = \sigma_c p_0 \frac{\sqrt{g \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \frac{1}{R}}}{\sqrt{T_0}}$$

Cette relation montre que si l'on fait varier la pression en amont d'une tuyère par laminage, ce qui suppose que la température  $T_0$  reste constante, le poids débité par la tuyère sera proportionnel à  $p_0$ .

Cette relation suppose, bien entendu, que la contrepression  $p_1$  est inférieure à la pression donnée par

$$p_c = p_0 \times \beta$$

où  $\beta$  désigne le rapport critique (0,528 pour les gaz parfaits, 0,544 pour

la vapeur surchauffée, 0,577 pour la vapeur saturée sèche).

Nous pouvons donc représenter le débit d'une tuyère, dont la pression d'amont est figurée par  $oe'$ , en fonction de la contrepression  $p_1$  de

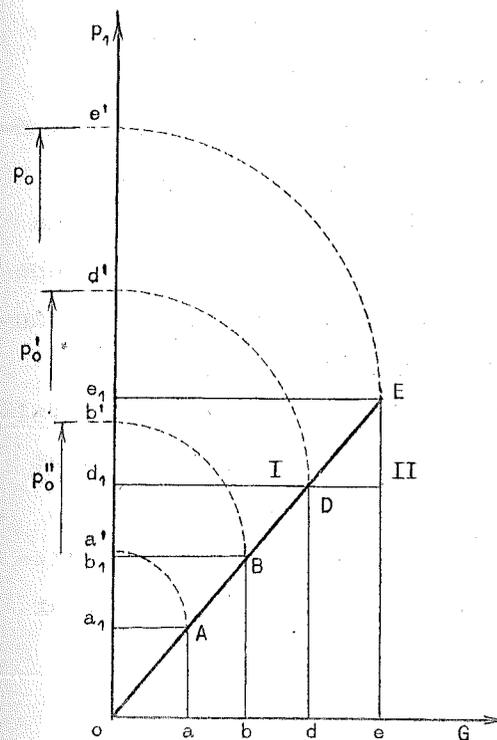


Fig. 13

la manière suivante: portons  $oe_1 = \beta p_0$  en ordonnée et en abscisse  $oe$  correspondant au débit critique. Tant que la contrepression reste inférieure à  $oe_1$ , le débit reste constant et le diagramme est représenté par la droite  $Ee$ . Pour les contrepressions supérieures à  $oe_1$ , le débit est donné par la relation (27), en fonction du rapport  $\frac{p_x}{p_0} = \frac{p_1}{p_0}$ . Lorsqu'on effectue les calculs, on constate que la courbe  $e'E$ , qui représente la loi du débit en fonction de  $p_1$ , est très sensiblement une ellipse.

Pour une autre pression d'amont telle que  $od'$ , le débit restera constant jusqu'à la contrepression  $od_1 = \beta p'_0$ , puis variera suivant les abscisses d'une autre ellipse  $Dd'$ .

Dans la pratique on pourra remplacer ces ellipses par des arcs de cercle en choisissant les échelles de telle façon que  $G_0$  et  $(p_0 - p_c)$  soient représentés par des longueurs égales.

De ce diagramme, Fig.13, nous pourrions facilement déduire un autre diagramme plus utile encore: celui donnant la variation du débit avec la pression d'amont  $p_0$ , la contrepression restant constante. Il suffira en effet, de mener dans le diagramme de la Fig.13 des horizontales correspondant à différentes valeurs de  $p_1$ , pour lire les débits correspondant à différentes pressions d'amont, en arrêtant ces horizontales successivement aux courbes  $e'E$ , pour  $p_0$ ,  $d'D$  pour  $p'_0$ , etc...

D'après le diagramme Fig.13 on voit que, si  $p_1$  est égale à  $od_1$  pour fixer les idées, le débit sera représenté par  $d_1 II = (1 - \beta) p_0$  pour une pression d'amont de  $p_0$ , par  $d_1 D = (1 - \beta) p'_0$  pour une pression d'amont de  $p'_0$ , c'est-à-dire que le débit variera comme les abscisses

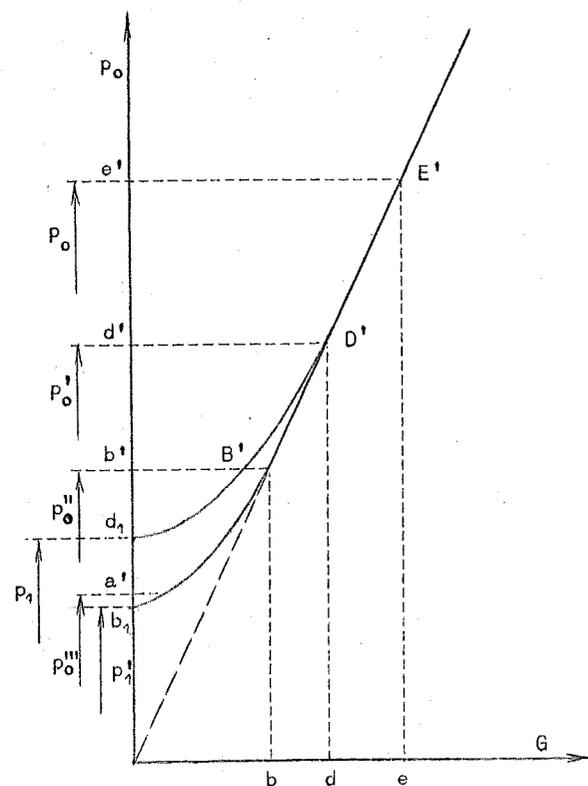


Fig. 14

d'une droite passant par l'origine (Fig.14). Tant que  $p_0$  restera plus grand que  $\frac{p_1}{\beta}$  il en sera ainsi; en dessous, comme c'est le cas dans la Fig.13 pour  $p_0 = p_0''$ , le débit sera plus faible que celui fourni par la droite. Il sera représenté par la longueur  $d_1 I$  et le diagramme complet (Fig.14) du débit en fonction de la pression d'amont variable  $p_0$  pour une contrepression constante  $p_1$ , sera donné par la courbe  $E'D'B'd_1$ .

Pour une contrepression très faible, on voit d'après ce raisonnement que le débit variera en fonction de la pression d'amont comme les abscisses d'une droite, jusqu'à une valeur voisine de l'origine.

### §3. ECOULEMENT AVEC FROTTEMENTS

On doit appliquer ici la formule générale

$$\frac{1}{2g} c_1^2 = \int_1^0 v' dp - T_f \quad (32)$$

en cherchant à y introduire une valeur explicite de  $T_f$ .

Comme on a démontré dans le "Cours de Construction des Turbo-machines" que

$$T_f = \left(\frac{1}{\varphi_1^2} - 1\right) \frac{c_1^2}{2g} + \left(\frac{1}{\psi_1^2} - 1\right) \frac{c_0^2}{2g} \quad (33)$$

et que le second terme de cette formule est négligeable, la vitesse d'entrée  $c_0$  étant toujours très faible vis-à-vis de celle de sortie, il est possible de tirer de la combinaison des deux équations

$$\frac{1}{2g} \frac{1}{\varphi_1^2} c_1^2 = \int_1^0 v' dp$$

d'où

$$c_1 = \varphi_1 \sqrt{2g \int_1^0 v' dp} \quad (34)$$

L'expérience montre que  $\varphi$  est compris entre 0,925 et 0,975, la valeur normale pouvant être prise égale à 0,95.

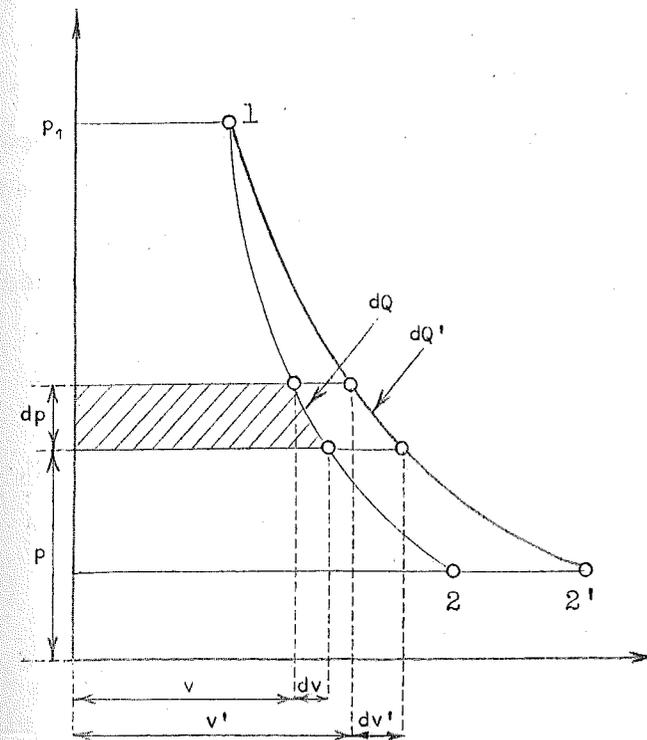


Fig. 15

Nous allons montrer comme précédemment que  $c_1$  est calculable au moyen du diagramme de Mollier. Si nous considérons les courbes de détente réelle et adiabatique, nous pouvons appeler  $dQ'$  et  $dQ$  les quantités de chaleur absorbées par le fluide dans les deux cas pendant une modification élémentaire de  $p + dp$  à  $p$ .

Dans ces conditions on peut écrire

$$dT_f = \frac{1}{A} (dQ' - dQ) = \frac{1}{A} (dU' - dU) + p(dv' - dv)$$

et, en intégrant de  $p_0$  à  $p_1$ ,

$$\begin{aligned} AT_f &= (U_1' - U_0') - (U_1 - U_0) + A \int_0^1 p dv' - A \int_0^1 p dv = \\ &= (U_1' + Ap_1 v_1') - (U_1 + Ap_1 v_1) + A \left[ \int_1^0 v' dp - \int_1^0 v dp \right] \end{aligned}$$

Donc

$$AT_f = \lambda_1' - \lambda_1 + A \int_1^0 (v' - v) dp \quad (35)$$

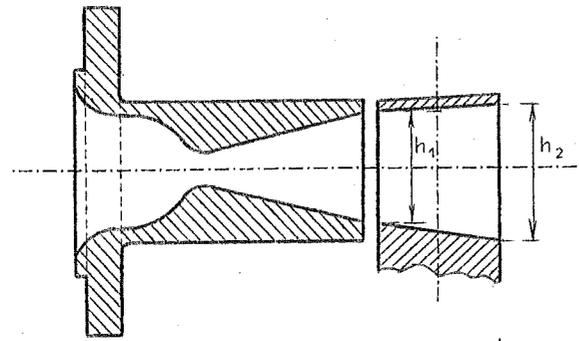
Si nous nous reportons à l'équation générale, celle-ci devient

$$\begin{aligned} \frac{1}{2g} c_1^2 &= \int_1^0 v' dp - \frac{1}{A} (\lambda_1' - \lambda_1) - \int_1^0 (v' - v) dp \\ &= \int_1^0 v dp - \frac{1}{A} (\lambda_1' - \lambda_1) \end{aligned}$$

$$\frac{1}{2g} c_1^2 = \frac{1}{A} (\lambda_0 - \lambda_1) - \frac{1}{A} (\lambda_1' - \lambda_1) = \frac{1}{A} (\lambda_0 - \lambda_1') \quad (36)$$

Le calcul de  $c$  se ramène donc à la détermination de  $\lambda_1'$ . Pour cela on se contente de l'expression simplifiée





$$\int_2^0 v dp = \frac{1}{\varphi_1^2} \frac{c_1^2}{2g} - \frac{1}{2g} c_0^2$$

et enfin

$$H' = \frac{1}{\varphi_1^2} \frac{c_1^2}{2g} \quad (41)$$

Le coefficient manométrique, défini par

$$M = \frac{2g H'}{c_1^2}$$

sera constant et donné par

$$M = \frac{1}{\varphi_1^2} \quad (42)$$

Nous allons calculer le coefficient de puissance qui, ici encore, sera

$$P = \frac{g T_1}{c_1^2}$$

Les formules générales permettent d'écrire

$$T_1 = \frac{1}{g} u_1 (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2)$$

Donc

$$P = x \cos \alpha_1 - \left(\frac{c_2}{c_1}\right) x \cos \alpha_2$$

avec

$$x = \frac{u_1}{c_1}$$

Les triangles des vitesses, à la sortie et à l'entrée, nous donnent

$$c_2 \cos(180^\circ - \alpha_2) = w_2 \cos(180^\circ - \beta_2) - u_2$$

$$c_2 \cos \alpha_2 = -w_2 \cos \beta_2 + u_2$$

On sait déjà que

$$w_2 = \psi w_1$$

donc

$$c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - \psi w_1 \cos \beta_2$$

et par projection on trouve de même

$$w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u_1$$

d'où

$$c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - \psi (c_1 \cos \alpha_1 - u_1)$$

et enfin on trouve

$$P = x \cos \alpha_1 - x^2 (1 + \psi) + \psi x \cos \alpha_1$$

$$P = x(1 + \psi) \cdot (\cos \alpha_1 - x) \quad (43)$$

Le rendement indiqué sera donc, si l'on se rappelle que

$$\eta_i = \frac{N_i}{N_u} = \frac{\delta Q T_1}{\delta Q H'} = \frac{T_1}{H'} = 2 \frac{P}{M}$$

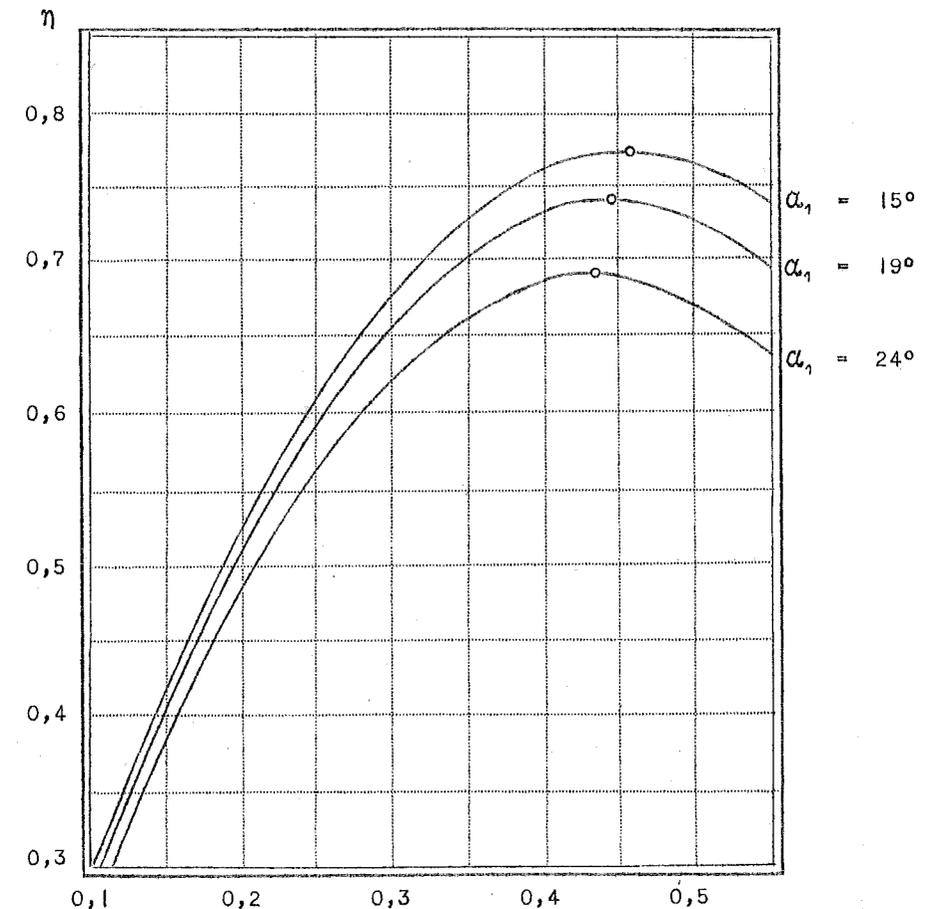


Fig. 18

$$x_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH'}}$$

$$\eta_1 = 2\varphi_1^2 x (1 + \psi) (\cos \alpha_1 - x) \quad (44)$$

Le maximum de rendement aura lieu pour

$$x = \frac{\cos \alpha_1}{2}, \text{ ou pour } x_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH'}} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \varphi_1$$

Nous tracerons les courbes de  $\eta_1$  en fonction de  $x_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH'}} = \varphi_1 x$

Lorsqu'on choisit  $\alpha_1 = 19^\circ$  et pour  $\varphi$  et  $\psi$  les coefficients normaux généralement admis,  $\varphi = 0,95$ ,  $\psi = 0,85$ , on trouve la courbe 1 de la figure 18. Pour  $15^\circ$  et  $24^\circ$  les courbes correspondantes sont données en trait pointillé (courbes 2 et 3).

## §2. TURBINE A PLUSIEURS CHUTES DE PRESSION ET UNE CHUTE DE VITESSE

La détente est fractionnée en un certain nombre de chutes de pression; la vapeur qui sort d'une première roue mobile se détend dans le

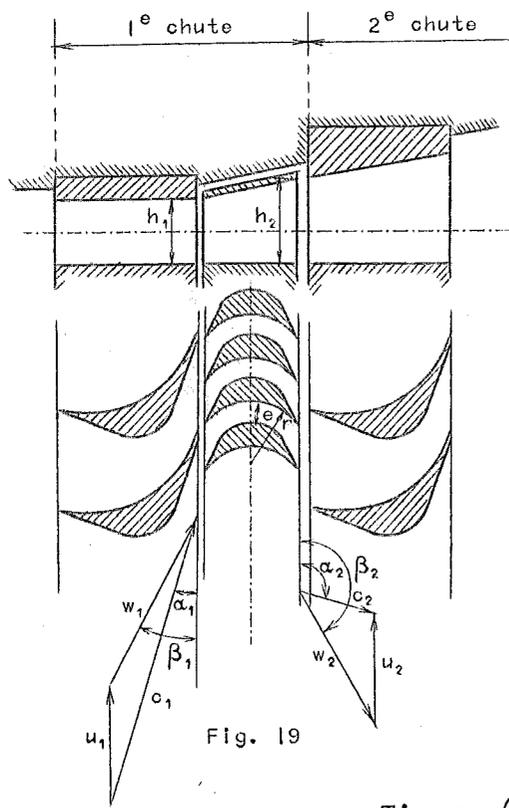


Fig. 19

distributeur suivant qui l'oriente dans l'aubage d'une seconde roue, et ainsi de suite (Fig.19). Si l'on s'arrange pour que les aubes fixes du second distributeur soient tangentes à la direction de vitesse de sortie et suffisamment rapprochées du premier aubage mobile, on pourra récupérer une partie de l'énergie cinétique  $\frac{c_2^2}{2g}$ .

L'énergie disponible sera donc

$$H' = \int_2^0 vdp + \frac{1}{2g} (c_0^2 - c_2^2) + T_f' \quad (45)$$

$T_f'$ , perte à l'entrée du deuxième distributeur, est de la forme

$$T_f' = \left( \frac{1}{\psi_1^2} - 1 \right) \frac{c_2^2}{2g}$$

Comme on a  $\int_2^0 vdp = \int_1^0 vdp = \frac{1}{2g} (c_1^2 - c_0^2) + \left( \frac{1}{\varphi_1^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2g}$

On peut en déduire

$$H' = \frac{1}{\varphi_1^2} \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \left( 2 - \frac{1}{\psi_1^2} \right) \quad (46)$$

Le coefficient manométrique sera alors

$$\mathbb{M} = \frac{1}{\varphi_1^2} \left[ 1 - \varphi_1^2 \left( 2 - \frac{1}{\psi_1^2} \right) \left( \frac{c_2}{c_1} \right)^2 \right] \quad (47)$$

Les triangles des vitesses donnent encore

$$c_2^2 = w_2^2 + u_2^2 + 2w_2u_2 \cos \beta_2 = \psi^2 w_1^2 + u_2^2 - 2u_1w_1\psi \cos \beta_1$$

et en remplaçant  $w_1$  par sa valeur

$$c_2^2 = \psi^2 (c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1) + u_2^2 - 2u_1\psi (c_1 \cos \alpha_1 - u_1)$$

$$\begin{aligned} \left( \frac{c_2}{c_1} \right)^2 &= \psi^2 (1 + x^2 - 2x \cos \alpha_1) + x^2 - 2x\psi (\cos \alpha_1 - x) = \\ &= \psi^2 + (1 + \psi)^2 x^2 - 2x(1 + \psi) \psi (\cos \alpha_1 - x) \end{aligned}$$

et

$$\mathbb{M} = \frac{1}{\varphi_1^2} \left\{ 1 - \varphi_1^2 \left( 2 - \frac{1}{\psi_1^2} \right) \left[ \psi^2 + (1 + \psi)^2 x^2 - 2x\psi(1 + \psi) (\cos \alpha_1 - x) \right] \right\} \quad (48)$$

On voit par cette expression que le coefficient manométrique est plus faible que pour une turbine à une chute de pression. Comme le coefficient de puissance n'a pas varié, le rendement sera meilleur.

Remarquons que pour comparer les rendements de deux turbines, il faut porter en abscisses le coefficient  $x_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH'}}$ . En effet, seul ce coefficient est proportionnel à la vitesse périphérique de la roue. Il est d'ailleurs relié à  $x$  par la relation

$$x_1 = x \mathbb{M}^{-\frac{1}{2}} \quad (49)$$

Les diagrammes (Fig20) montrent, en fonction de  $x_1$ , cette fois, le rendement d'une turbine à vitesse de sortie récupérée pour les mêmes angles et les mêmes  $\varphi$  et  $\psi$  que ceux adoptés dans le tracé des diagrammes de la figure 18. La figure 20 donne en même temps les courbes de  $\eta_1$  en pointillé, pour le cas traité au paragraphe précédent, d'une perte totale de vitesse de sortie. Le maximum est obtenu, comme on le voit, pour une valeur de  $x_1$  légèrement supérieure. En réalité le rendement limite est plus élevé que ne l'indiquent ces diagrammes, car les coefficients  $\varphi$  et  $\psi$ , que nous avons supposés constants, croissent avec  $x$ , puisque le chemin parcouru à travers l'aubage et la courbure du canal formé par les aubes ten-

de à diminuer quand x augmente.

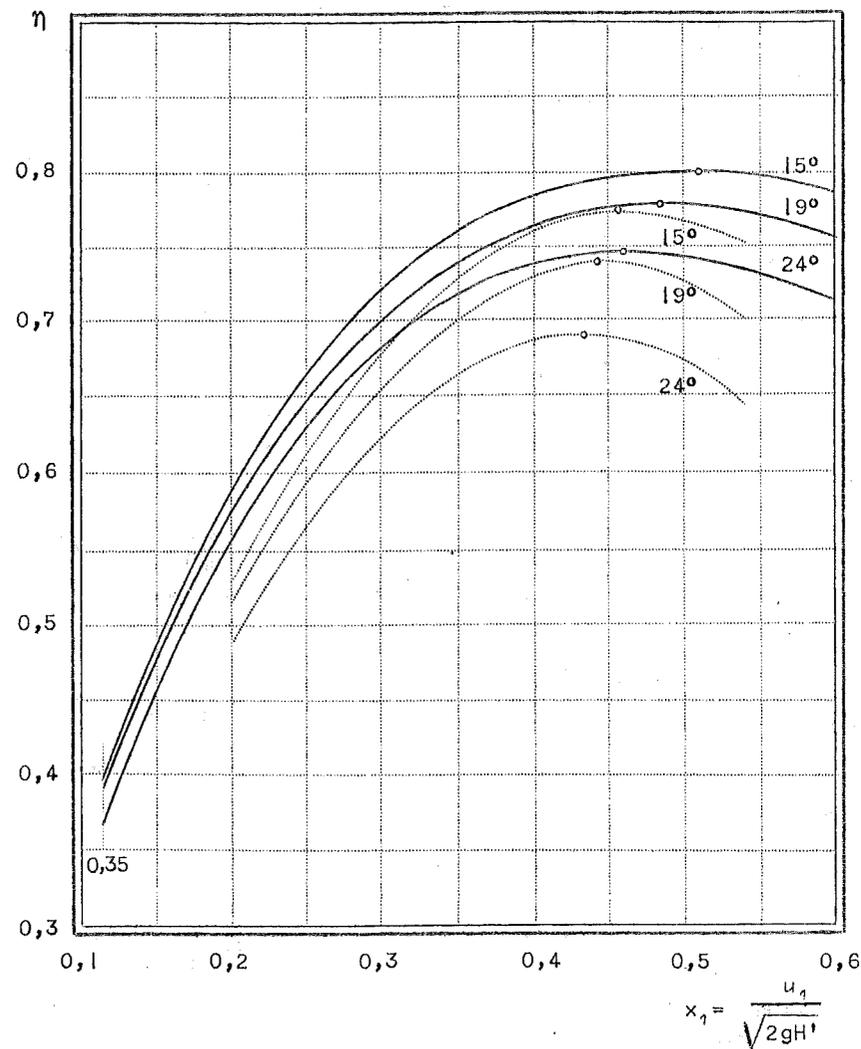


Fig. 20

§ 3. INFLUENCE DU RECHAUFFEMENT

Ce que nous venons de dire ne se rapporte qu'au gain de rendement dû à la récupération de l'énergie cinétique à la sortie de la roue. En réalité, il existe une autre source de récupération, celle due au réchauffement de la vapeur. En effet, dans la première chute de pression, les frottements et les pertes par tourbillonnement ont eu pour effet d'augmenter son volume spécifique. La courbe de détente ne sera pas une adiabatique mais une courbe plus haute que l'adiabatique, telle que celle

indiquée par la figure 21. L'énergie utilisable par roue sera donc plus

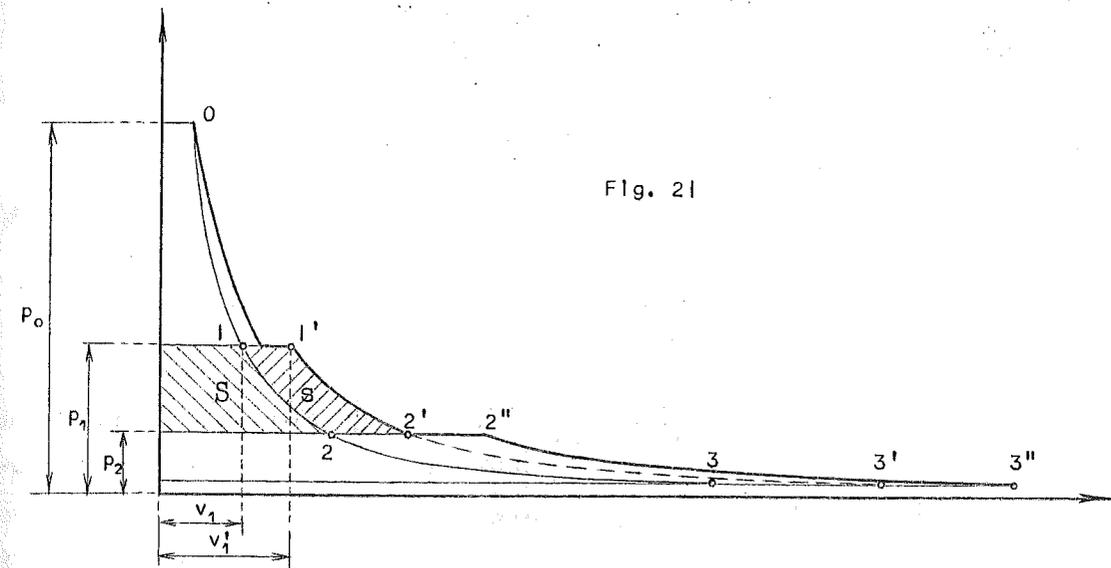


Fig. 21

grande. Nous allons la calculer. Considérons la détente de  $p_1$  à  $p_2$  et appelons  $S$  l'aire limitée par l'adiabatique et  $s$  la surface comprise entre celle-ci et la courbe réelle. On a

$$s = \int_{2'}^1 v' dp - \int_2^1 v dp$$

$$S = \int_2^1 v dp$$

Ce que nous cherchons c'est le rapport

$$\Delta = \frac{s}{S} \tag{50}$$

Les modifications étant représentées par les polytropiques

$$pv^k = p_0 v_0^k$$

$$pv'^k = p_0 v_0'^k$$

avec une approximation suffisante puisque le coefficient  $R$  n'est que très peu différent pour les deux détentes. On aura donc:

$$\int_2^1 v' dp = p_1^{\frac{1}{k}} v_1' \int_2^1 \frac{dp}{p^{\frac{1}{k}}}$$

$$\int_2^1 v dp = p_1^{\frac{1}{k}} v_1 \int_2^1 \frac{dp}{p^{\frac{1}{k}}}$$

ce qui conduit finalement à

$$\Delta = \frac{v_1' - v_1}{v_1} \quad (51)$$

On voit que  $\Delta$  est connu, si on peut calculer  $v_1'$ . Or la quantité de chaleur  $Q$  libérée par l'ensemble des pertes de  $p_1$  à  $p_2$  est

$$Q = \frac{1}{A} (1 - \eta_1) H'$$

Cette quantité de chaleur fait passer la chaleur totale à la sortie de  $\lambda_1$  à  $\lambda_1'$ . On aura donc:

$$\lambda_1' - \lambda_1 = Q$$

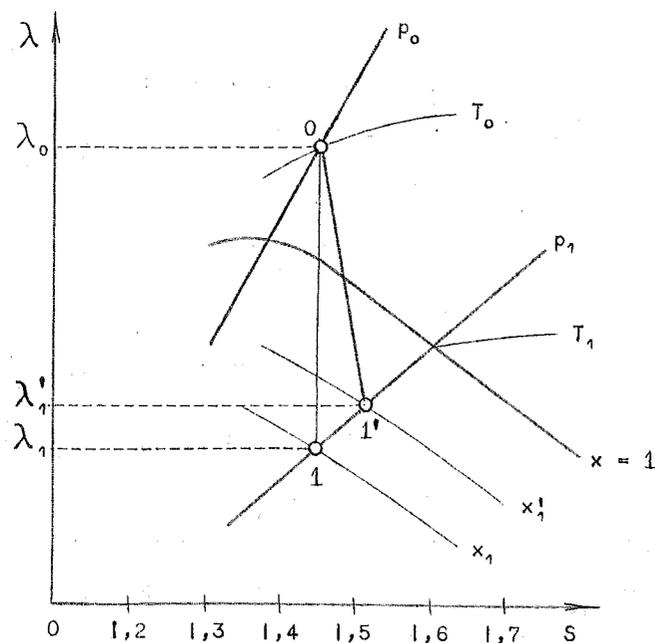


Fig. 22

ainsi récupérée peut être transformée en travail.

Pour l'ensemble de la turbine le gain de rendement dû au réchauffement est  $\sum_{k=1}^{k=n-1} \Delta_k \eta_{ik}$  la limite  $(n - 1)$  se justifiant par le fait que la chaleur disponible à la dernière roue est perdue pour la turbine, puisque cette énergie est envoyée au condenseur.

#### § 4. TURBINE A DEUX CHUTES DE VITESSE

Dans ce système la vapeur se détend jusqu'à la pression du condenseur dans les tuyères d'injection, passe dans une première couronne

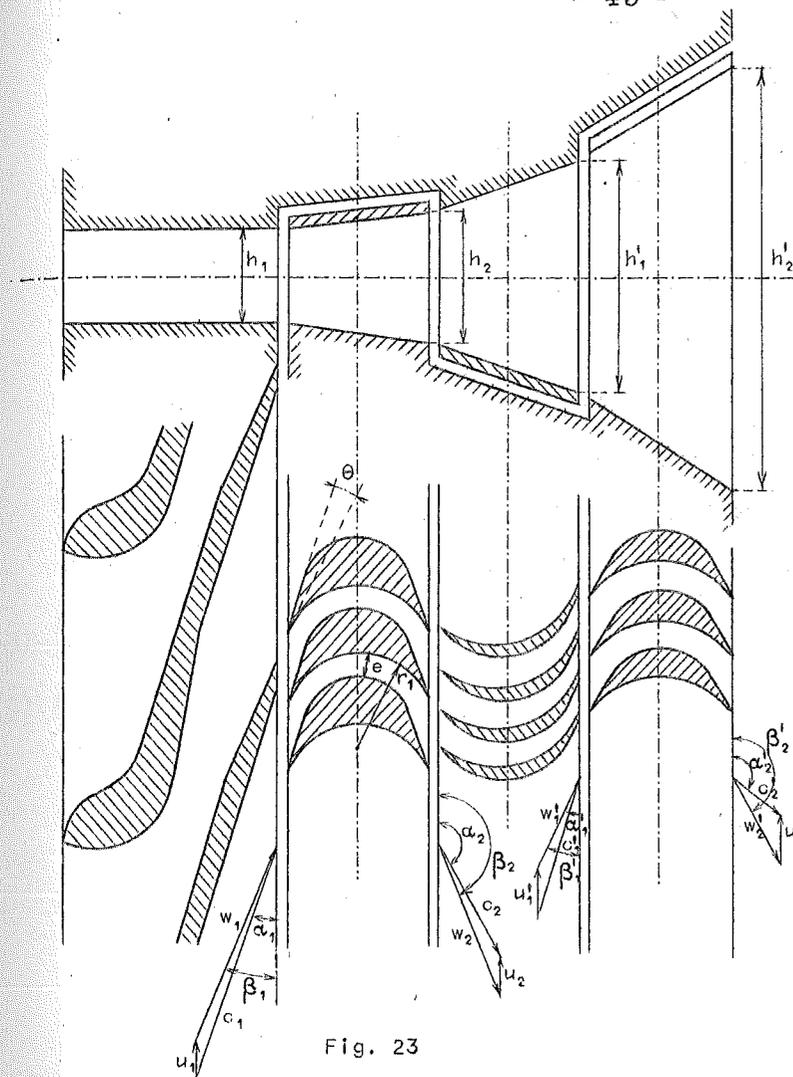


Fig. 23

de sortie récupérée et ainsi nous pouvons poser en toute généralité

$$M = \frac{1}{\varphi_1^2} \quad (54)$$

Evaluons donc  $P'$  et  $P''$ .

$$P' = (1 + \psi) x (\cos \alpha_1 - x) \quad (55)$$

En se reportant à l'expression du coefficient de puissance on trouve

$$P'' = (1 + \psi) x \left( \frac{c_1'}{c_1} \cos \alpha_1' - x \right) \quad (56)$$

les indices signifiant que les grandeurs considérées se rapportent à la seconde couronne d'aubes.

Les différents triangles des vitesses donnent

d'aubages mobiles et est reprise par un distributeur fixe qui la dirige dans une seconde couronne d'aubes mobiles fixées sur le même disque que la première (Fig.23).

Le travail indiqué sera la somme des travaux correspondants à chaque roue.

$$T_i = T_i' + T_i'' \quad (52)$$

et on aura

$$\eta_i = \frac{T_i' + T_i''}{H'} = 2 \frac{P' + P''}{M} \quad (53)$$

Comme l'énergie cinétique à la sortie est toujours très faible,

$$c_1'^2 = \psi^2(\omega_2^2 + u_2^2 + 2u_2\omega_2 \cos \beta_2) = \psi^2(\psi^2\omega_1^2 + u_1^2 - 2u_1\psi\omega_1 \cos \beta_1)$$

$$\omega_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u_1$$

$$\omega_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1$$

d'où

$$\frac{c_1'}{c_1} = \psi \left[ \psi^2 + (1 + \psi)^2 x^2 - 2x\psi(1 + \psi) \cos \alpha_1 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (57)$$

D'où P''.

L'angle  $\alpha_1'$  peut être pris égal soit à  $\alpha_2$  soit à  $\alpha_1$ . Si on écrit l'équation de continuité on voit que la première solution a l'avantage d'éviter une trop grande divergence de l'angle, la seconde au contraire conduit à un meilleur rendement. Si on effectue les calculs on trouve, en supposant  $\beta_1 = \beta_2$  et  $\beta_1' = \beta_2'$ .

$$1) \text{ pour } \alpha_1' = \alpha_2, P = (1 + \psi) x \left[ (1 + \psi^2) \cos \alpha_1 - (\psi + \psi^2 + 2)x \right] \quad (58)$$

$$2) \text{ pour } \alpha_1' = \alpha_1, P = (1 + \psi) x \left[ (1 + \psi\sqrt{K}) \cos \alpha_1 - 2x \right] \quad (59)$$

$$\text{avec } K = \left(\frac{c_2}{c_1}\right)^2 = \psi^2 + (1 + \psi)^2 x^2 - 2x\psi(1 + \psi) \cos \alpha_1$$

Les rendements maximum sont respectivement:

$$1) \eta_1 = 0,57 \text{ avec } x = 0,225$$

$$2) \eta_1 = 0,6075 \text{ avec } x = 0,25$$

et pour des valeurs de x inférieures

$$1) \eta_1 = 0,45 \text{ pour } x = 0,125$$

$$2) \eta_1 = 0,50 \text{ pour } x = 0,145$$

pour  $\alpha_1 = 19^\circ$   $\varphi = 0,95$  et  $\psi = 0,80$

On voit (Fig.24) que le rendement est moins élevé pour une roue à deux chutes de vitesse que pour une seule mais qu'il est obtenu pour une valeur de x, inférieure. On peut l'expliquer physiquement en remarquant que le chemin parcouru par la vapeur est trois fois plus long alors que la vitesse moyenne reste approximativement le même. Au contraire, dans une turbine à chutes de pression, le chemin est multiplié par le nombre de détente mais les carrés des vitesses dans les aubages successifs sont réduits dans le même rapport.

D'après ce que nous venons de dire, on comprend qu'il n'y ait que rarement intérêt à employer des turbines à 3 chutes de vitesse, le ren-

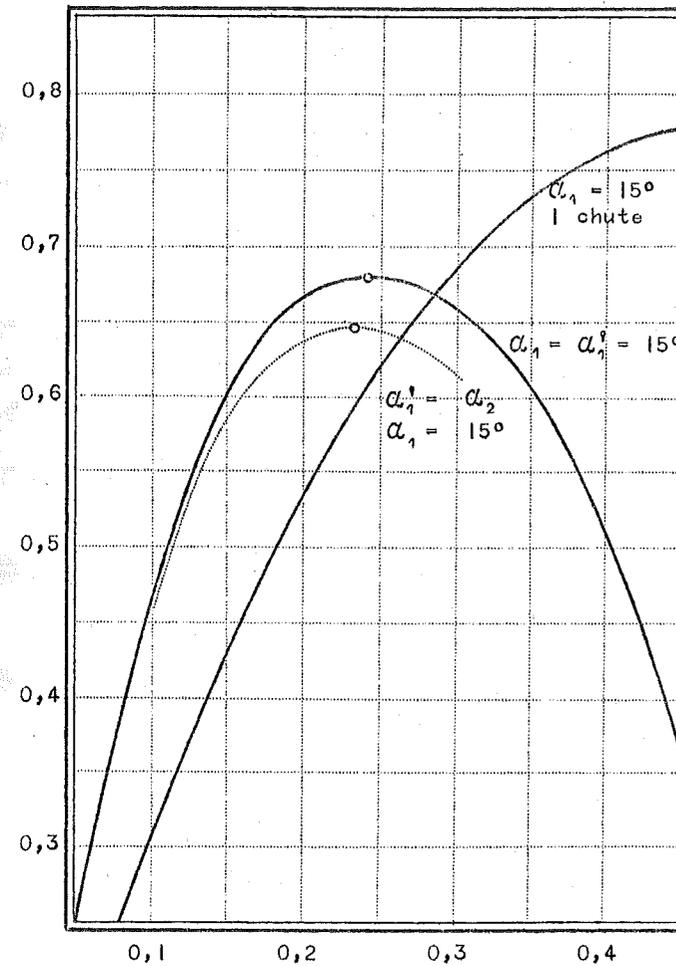


Fig. 24

$$x_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH^1}}$$

dement maximum obtenu de cette façon insuffisant bien que supérieur de près de 10% à celle de la turbine à une chute de vitesse pour des valeurs de x de l'ordre de 0,1.

Les turbines à deux chutes de vitesse trouvent leur raison d'être dans le fait que, pour une même vitesse périphérique, on peut admettre une chute de pression quatre fois plus grande en effet, la valeur de  $x_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH^1}}$  correspondant au maximum de rendement est deux fois plus faible que pour une roue à une chute de vitesse.

### §5. VALEURS DES COEFFICIENTS $\varphi$ ET $\Psi$

Le calcul numérique des courbes caractéristiques suppose connue les coefficients  $\varphi$  et  $\Psi$ . Nous avons vu dans l'ouvrage sur les Turbo-machines, par des calculs approximatifs, que l'on pouvait considérer la valeur de  $\varphi$  comme comprise entre 0,975 et 0,925 et que la valeur 0,95 constituait une valeur moyenne normale pour les turbines hydrauliques. C'est ce chiffre de 0,95 que l'on peut regarder ici également pour les turbines à vapeur comme une valeur normale. Les mesures directes sont difficiles et contradictoires, mais les calculs du rendement basés sur

ce chiffre de 0,95 semblent confirmés par les résultats d'expériences effectuées sur des turbines de construction courante.

Des expériences effectuées en mesurant l'impulsion du jet sur une plaque déviant celui-ci à angle droit, on a pu déduire avec une certaine rigueur la valeur de  $\varphi$  et les valeurs trouvées montrent que  $\varphi$  ne dépasse 0,975 pour les faibles vitesses et tendent vers une asymptote pour les grandes valeurs de cette vitesse.

De la détermination expérimentale du rendement sur des turbines existantes, on peut déduire également  $\Psi$ , mais avec une certaine incertitude quant au partage des pertes dans la tuyère et dans l'aubage. Pour  $\Psi$ , il semble que l'on puisse adopter 0,85 comme une valeur normale; il apparait toutefois que  $\Psi$  varie avec la vitesse et la pression, et que sa valeur dépend forcément du tracé de l'aube, de sa plus ou moins grande courbure.

Il est possible de justifier l'ordre de grandeur de  $\Psi$  par rapport à la valeur de  $\varphi$ , en observant que

$$T_f = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) \frac{w_2^2}{2g} + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) \frac{w_1^2}{2g} \quad (60)$$

et que pour l'aubage d'action

$$\int_2^1 v dp = \frac{1}{2g} (w_2^2 - w_1^2) + T_f = 0$$

En combinant les deux relations on obtient

$$\frac{1}{\varphi^2} \frac{w_1^2}{2g} - \left(2 - \frac{1}{\psi^2}\right) \frac{w_2^2}{2g} = 0$$

D'où

$$\frac{w_2}{w_1} = \Psi = \psi \sqrt{2 - \frac{1}{\psi^2}} \quad (61)$$

Mais entre les valeurs de  $\varphi$  et de  $\psi$  il existe une relation que nous avons établie dans l'ouvrage sur les turbo-machines

$$\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \left(1 + \frac{n}{\sqrt{1 + x^2 - 2x \cos \alpha_1}}\right) + k_1 \quad (62)$$

(<sup>1</sup>) Nous avons, dans ce paragraphe, désigné  $\frac{w_2}{w_1}$  par  $\Psi$  pour le distinguer du coefficient des turbines hydrauliques. Comme ce dernier n'interviendra plus, nulle part ailleurs nous reprendrons dans les chapitre ultérieurs, pour  $\frac{w_2}{w_1}$  la dénomination courante  $\psi$ .

$n$  ayant pour les turbines axiales d'action la valeur

$$n = \sqrt{1 + x^2 - 2x \cos \alpha_1} \sqrt{2\varphi^2 - 1 - \varphi^2 k_1}$$

En utilisant cette relation, on voit que

$$\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \left(1 + \sqrt{2\varphi^2 - 1 - \varphi^2 k_1}\right) + k_1 \quad (63)$$

ce qui avec  $\varphi = 0,95$ ,  $k_1 = 0,05$  conduit à

$$\frac{1}{\psi^2} - 1 = 0,1(1 + \sqrt{0,755}) + 0,05 = 0,23$$

et  $\psi = 0,9$ .

En introduisant cette valeur dans la relation ci-dessus, on peut obtenir

$$\Psi = 0,95\sqrt{0,77} = 0,83$$

Ce chiffre qui correspond à une valeur considérée comme normale résulte donc, comme on le voit, du calcul lorsqu'on se donne une valeur de  $\varphi$  et que l'on admet une perte, par choc à l'entrée, de 5% ce qui, certainement, n'a rien d'exagéré.

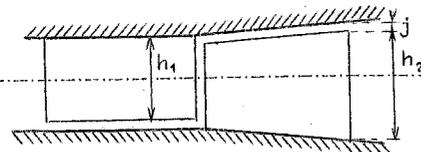
On pourrait se demander comment expliquer physiquement que la perte dans l'aubage se traduise par un coefficient de perte aussi élevé, si l'on prend pour point de comparaison le coefficient propre à la tuyère, qui est de 0,95.

Il faut remarquer que le frottement étant proportionnel au carré de la vitesse en chaque point la valeur de la perte de travail par kg. de fluide débité, sera obtenue en intégrant la perte élémentaire le long de l'axe du canal formé par deux aubes voisines. Comme dans l'aubage mobile d'une turbine d'action la vitesse reste presque constante, alors que dans la tuyère elle va progressivement croissant, on conçoit que la perte soit plus élevée, toutes choses égales, dans l'aubage que dans la tuyère. Le fait que cette perte est traduite en fonction de la plus grande vitesse dans la tuyère, fait que la différence dans le coefficient est encore plus accentuée.

On peut donc conclure des expériences effectuées directement comme des calculs que nous venons d'exposer, que pour une construction courante, on ne s'éloigne pas de la vérité en admettant  $\varphi = 0,95$  et  $\Psi = 0,85$ . Ces coefficients peuvent être légèrement améliorés par des soins de tracé et de réalisation, surtout si l'on adopte des valeurs de  $x$  élevées qui permettent de réduire, toutes choses égales, les courbures des aubes.

CALCUL DU COEFFICIENT MANOMETRIQUE, DU COEFFICIENT DE PUISSANCE ET DU RENDEMENT

Nous effectuerons le calcul des courbes caractéristiques pour les turbines à réaction, de degré de réaction 1/2 exclusivement. Le cas est particulièrement intéressant, parce que,



ainsi que nous allons le montrer, l'aubage moteur peut être constitué par l'aubage directeur retourné bout par bout. Montrons qu'en effet si

$$\beta_2 = 180^\circ - \alpha_1$$

$$\beta_1 = 180^\circ - \alpha_2$$

l'énergie potentielle dépensée dans l'aubage mobile devra être égale à l'énergie potentielle dépensée dans l'aubage fixe pour que l'entrée se fasse sans choc, tant dans l'aubage fixe que dans l'aubage mobile.

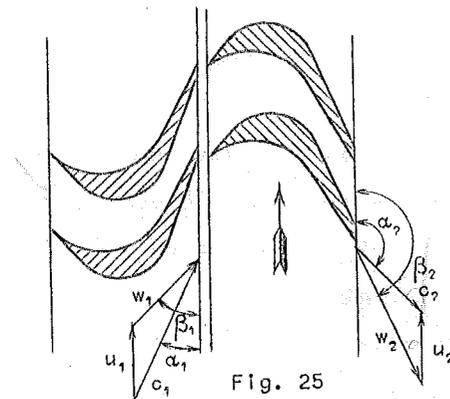


Fig. 25

Ecrivons, à cet effet, les équations générales

*aubage fixe T1 = 0*

$$\int_1^0 v dp + \frac{1}{2g}(c_0^2 - c_1^2) - T_1 = 0 \quad (32)$$

avec

$$T_1 = \left(\frac{1}{\varphi_1^2} - 1\right) \frac{c_0^2}{2g} + \left(\frac{1}{\psi_1^2} - 1\right) \frac{c_0^2}{2g} \quad (33)$$

et

$$\int_2^1 v dp - \frac{1}{2g}(w_2^2 - w_1^2) - T_f = 0 \quad (24)$$

avec *aubage mobile nous appliquons pour le mobile*

$$T_f = \left(\frac{1}{\varphi_1^2} - 1\right) \frac{w_2^2}{2g} + \left(\frac{1}{\psi_1^2} - 1\right) \frac{w_1^2}{2g} \quad (60)$$

Elles se transforment de la manière suivante

$$\int_1^0 v dp + \left(2 - \frac{1}{\psi_1^2}\right) \frac{c_0^2}{2g} - \frac{1}{\varphi_1^2} \frac{c_1^2}{2g} = 0$$

$$\int_2^1 v dp + \left(2 - \frac{1}{\psi_1^2}\right) \frac{w_1^2}{2g} - \frac{1}{\varphi_1^2} \frac{w_2^2}{2g} = 0$$

Comme l'équation de continuité nous donne

$$\frac{c_1 h_1 \sin \alpha_1}{v_1} = \frac{w_2 h_2 \sin \beta_2}{v_2} \quad (64)$$

on voit que si l'on réalise

$$\frac{h_1}{v_1} = \frac{h_2}{v_2} \quad (65)$$

la vitesse absolue d'entrée  $c_1$  doit être égale à la vitesse relative  $w_2$  de sortie. Or les triangles de vitesses montrent que s'il en est ainsi  $w_1 = c_2 = c_0$ . Ce qui implique l'égalité

$$\int_1^0 v dp = \int_2^1 v dp \quad (66)$$

c'est-à-dire un degré de réaction 1/2.

Nous allons maintenant calculer le coefficient manométrique

$$H' = \int_2^0 v dp = 2 \int_1^0 v dp = 2 \left[ \frac{1}{\varphi_1^2} \frac{c_1^2}{2g} - \left(2 - \frac{1}{\psi_1^2}\right) \frac{c_0^2}{2g} \right] =$$

$$= \frac{c_1^2}{g} \frac{1}{\varphi_1^2} \left[ 1 - \varphi_1^2 \left(2 - \frac{1}{\psi_1^2}\right) \left(\frac{c_0}{c_1}\right)^2 \right]$$

D'où

$$M = \frac{2}{\varphi_1^2} \left[ 1 - \varphi_1^2 \left(2 - \frac{1}{\psi_1^2}\right) \left(\frac{c_0}{c_1}\right)^2 \right] \quad (67)$$

En considérant le triangle des vitesses à la sortie, on a

$$c_2^2 = w_2^2 + u_2^2 + 2u_2 w_2 \cos \beta_2 = c_1^2 + u_2^2 - 2u_2 c_1 \cos \alpha_1$$

$$\left(\frac{c_2}{c_1}\right)^2 = 1 + x^2 - 2x \cos \alpha_1$$

et on tire l'expression de M en fonction de x et des coefficients de perte:

$$M = \frac{2}{\varphi_1^2} \left[ 1 - \varphi_1^2 \left(2 - \frac{1}{\psi_1^2}\right) (1 + x^2 - 2x \cos \alpha_1) \right] \quad (68)$$

Nous calculerons le coefficient de puissance en partant de la formule générale

$$T_1 = \frac{1}{g} (u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_2 c_2 \cos \alpha_2) \quad (25)$$

$$P = \frac{gT_1}{c_1^2} = (x \cos \alpha_1 - x \frac{c_2}{c_1} \cos \alpha_2)$$

Par projection du triangle des vitesses à la sortie sur la direction de la vitesse périphérique on trouve:

$$c_2 \cos(180^\circ - \alpha_2) = w_2 \cos(180^\circ - \beta_1) - u_2$$

$$- c_2 \cos \alpha_2 = c_1 \cos \alpha_1 - u_1$$

$$\frac{c_2}{c_1} \cos \alpha_2 = x - \cos \alpha_1$$

D'où

$$P = x \cos \alpha_1 - x(x - \cos \alpha_1) = x(2 \cos \alpha_1 - x) \quad (69)$$

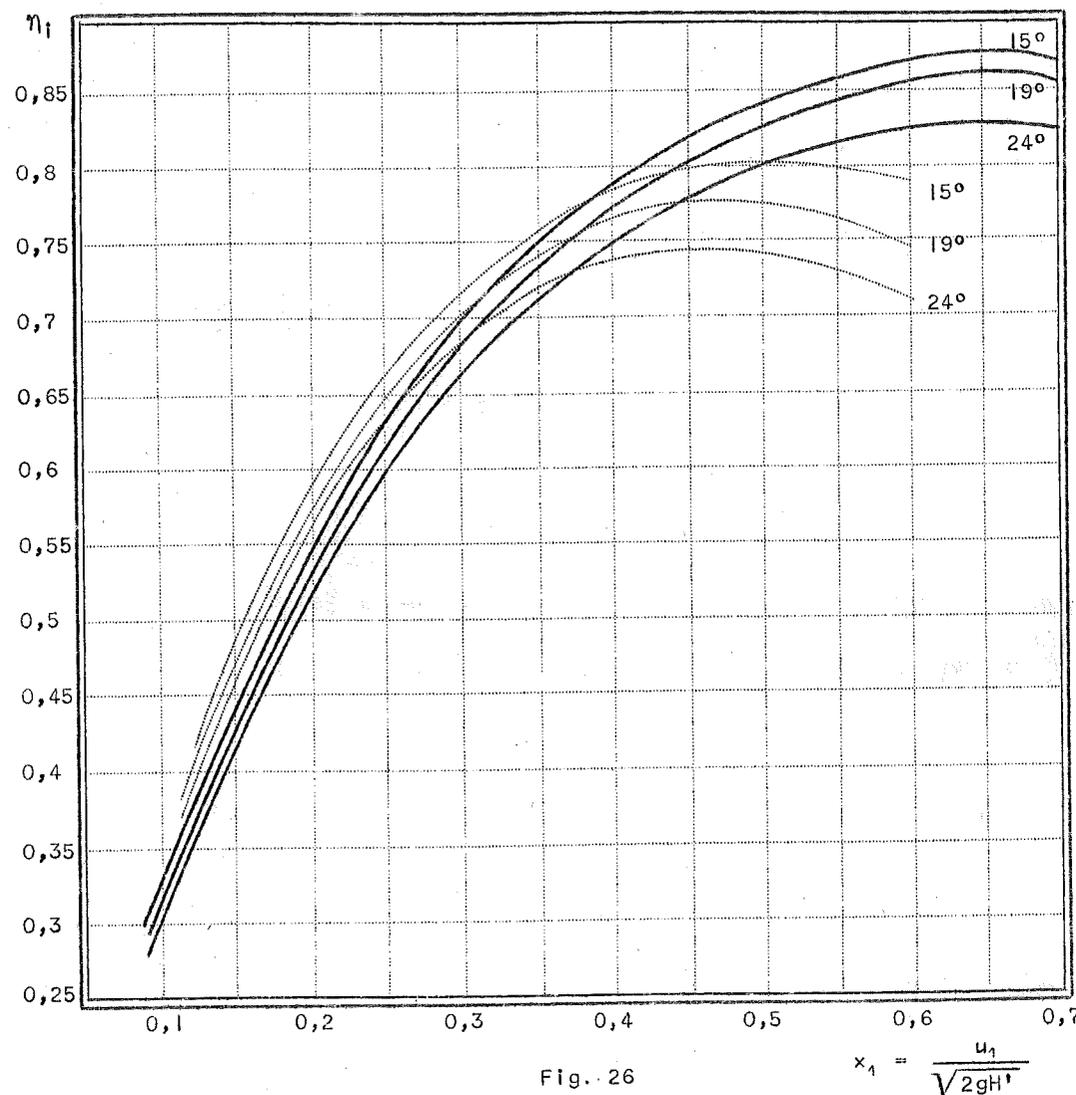


Fig. 26

$$x_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH^1}}$$

Le rendement d'une turbine à réaction sera donc:

$$\eta_1 = 2 \frac{P}{M} = \frac{\varphi_1^2 x (2 \cos \alpha_1 - x)}{1 - \varphi_1^2 (2 - \frac{1}{\psi_1^2}) (1 + x^2 - 2x \cos \alpha_1)} \quad (70)$$

On voit que ce rendement est maximum pour  $x = \cos \alpha_1$ , ce qui correspond à une valeur de  $x_1$  d'environ 0,65. Si on le compare à celui d'une turbine d'action à vitesse récupérée (en pointillé sur la Fig. 26), on trouve que la turbine à réaction est constamment supérieure à la turbine d'action dans la zone ordinairement utilisée de  $x_1$ , mais que la valeur de  $x_1$  la plus favorable est légèrement supérieure ( $x$  au contraire, est à peu près double). Il semble donc que la turbine à réaction doive être préférée, mais cette conclusion ne peut avoir un caractère général parce que celle-ci comporte, toutes choses égales, des pertes par fuites plus importantes, même sans tenir compte de la fuite au piston d'équilibrage que l'on ne peut éviter. On peut aussi invoquer en sa faveur un rendement organique plus élevé puisque la construction par tambour supprime les frottements des disques dans la vapeur.

En fait, les turbines à réaction sont surtout appropriées pour les grandes puissances où la fuite relative est faible en raison de la grande valeur du débit. Malgré cela, la turbine à réaction semble en recul même pour les grosses unités, où seul le corps à basse pression est généralement à réaction.

Remarque:

Lorsqu'on calcule le rendement par la formule

$$\eta = \eta_1 \times \eta_0 \times (1 + \Delta) (1 - \frac{\Sigma f}{Q})$$

il faut encore introduire un coefficient

$$1 - \frac{(2 - \frac{1}{\psi_1^2}) \frac{c_s^2}{2g}}{E(\lambda_o - \lambda_n)}$$

où  $c_s$  est la vitesse de sortie du dernier étage. En effet, le rendement indiqué tient compte de la récupération de l'énergie cinétique à la sortie des aubages mobiles, énergie qui est évidemment perdue pour la dernière roue.

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*

CHAPITRE IV  
— \*\*\* —

E T U D E   D U   R E N D E M E N T   E F F E C T I F  
E T   D U   R E N D E M E N T   T O T A L

§1. RENDEMENT EFFECTIF

Il importe de rechercher la valeur du rendement effectif

$$\eta_e = \frac{N_e}{N_u} = \frac{N_e}{N_i} \times \frac{N_i}{N_u} = \eta_o \times \eta_i \quad (71)$$

le rendement organique  $\eta_o$  étant par définition le rapport de la puissance effective disponible sur l'axe à la puissance disponible dans l'aubage moteur. En représentant par  $N_o$  la puissance absorbée par les frottements externes, nous pourrions écrire

$$\eta_o = 1 - \frac{N_o}{N_i} \quad (72)$$

La puissance  $N_o$  est la somme de deux termes:

$N_f'$  la puissance absorbée par les frottements des disques dans la vapeur et, dans le cas où l'injection est partielle, par la ventilation créée dans l'enveloppe par la partie de l'aubage non parcourue axialement par les jets de vapeur.

$N_f''$  la puissance absorbée par les frottements de l'arbre dans les paliers, la commande du régulateur et de la pompe à huile.

En ce qui concerne le premier terme on peut établir que la perte de puissance qui correspond au frottement des disques dans la vapeur est fournie par l'expression

$$a_1 D_1^2 \frac{u_1^3}{10^6} \Sigma \delta$$

tandis que la perte correspondant à la ventilation de l'aubage est donnée par le terme

$$a_2 D_1 \frac{u_1^3}{10^6} \Sigma h^{1,5} (1 - i) \delta$$

$h$  étant la hauteur des aubes exprimée en cm. les autres facteurs étant en unité kg.-m-sec.

Nous nous contenterons de poser pour  $N_f''$

$$N_f'' = \nu N_i \quad (73)$$

en admettant pour  $\nu$  une valeur de 0,02 à 0,01 suivant l'importance de la machine.

Les valeurs numériques des coefficients, fixées par des expériences sur des disques peuvent être prises

$$a_1 = 1,46$$

$$a_2 = 0,83$$

pour les conditions moyennes de réalisation.

En mettant la formule sous la forme

$$N_f' = a_1 \frac{4u_1^5}{w^2} \times \frac{1}{10^6} \Sigma \delta + a_2 \frac{2u_1^4}{w^2} \times \frac{1}{10^6} \Sigma h^{1,5} (1 - i) \delta \quad (74)$$

on voit que pour améliorer le rendement organique, il faut:

1) adopter aussi tôt que possible l'injection totale puisque cette condition étant réalisée, le second terme devient nul.

2) adopter la plus grande vitesse angulaire possible puisque pour une vitesse périphérique donnée dont dépend le rendement indiqué, la valeur de  $N_f'$  est d'autant plus faible que  $w$  est plus élevé.

3) réaliser des unités aussi puissantes que possible puisque  $\frac{N_o}{N_i}$  tend alors à se rapprocher de zéro.

4) choisir une répartition de pression entre les différentes cellules d'une turbine multicellulaire pour que  $N_f'$  soit minimum.

Cette dernière condition, moins évidente, mérite que l'on s'y arrête de plus près.

§2. INFLUENCE DE LA REPARTITION DES PRESSIONS

On peut montrer que la répartition la plus favorable ne saurait être obtenue pour une division de la chute en un certain nombre de par-

ties  $H'$  égales entre les différentes cellules. Physiquement, si on raisonne pour la première roue, on voit que'une augmentation de la hauteur de chute amène une réduction du poids spécifique, ce qui améliore le rendement organique. Toutefois, le coefficient  $x_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH'}}$  diminue, le rendement iniqué sera moins favorable. Le produit des deux passera donc par un maximum pour une certaine valeur de  $H'$ . En raisonnant de la même manière pour la seconde roue, on arrivera à une répartition de pressions déterminée entre les différentes roues et à une valeur de  $x_1$  différente pour chacune des roues.

On ne peut, toutefois, connaître cette répartition que par des calculs numériques. Pour effectuer ceux-ci, il faut rechercher la loi de variation de  $H'$  en fonction de  $x$ .

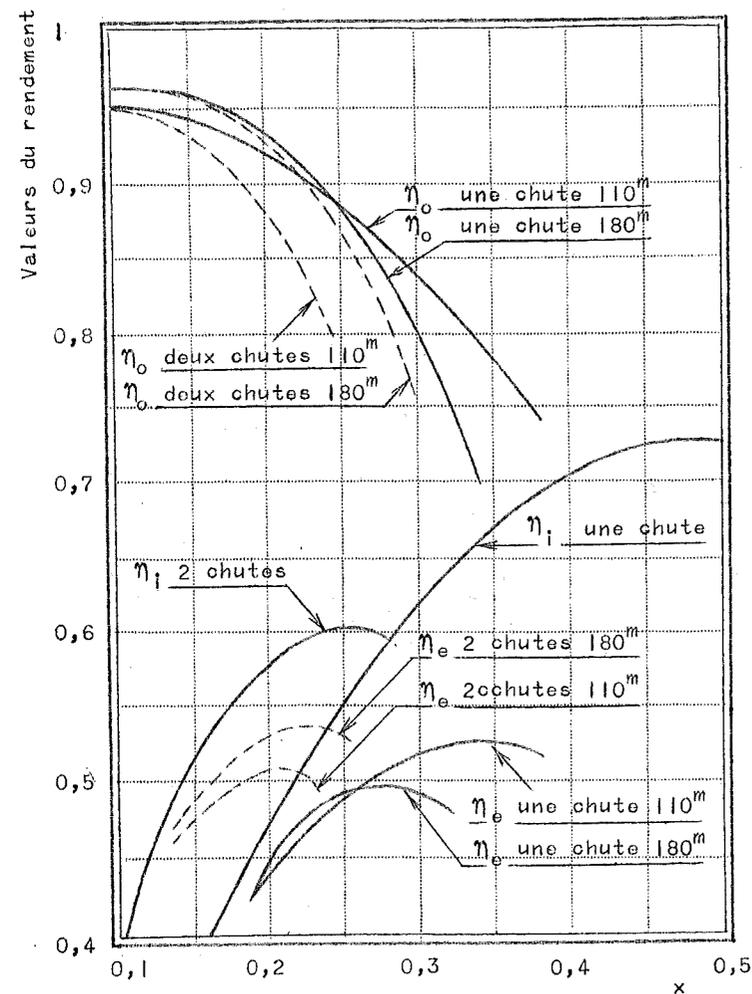


Fig. 27

Ces valeurs du rendement ont été déterminées pour une turbine de 500 Kw et une pression d'amont de 10 Kg et ne peuvent par suite conduire à aucune conclusion d'ordre général.

Comme

$$M = \frac{2gH'}{c_1^2} = f(x)$$

on peut en déduire

$$\frac{2gH'}{u_1^2} = \frac{1}{x^2} f(x)$$

et tracer pour une vitesse périphérique donnée la loi de variation de  $H'$  avec  $x$ . En choisissant une pression d'amont de 10 kg/cm<sup>2</sup>, par exemple, on pourra déduire la valeur de  $\delta$  dans la cellule et partant la valeur de  $N_f$  et enfin de

$$\eta'_0 = 1 - \frac{N_f}{N_1}$$

On peut donc tracer le diagramme de  $\eta_e$  pour une pression d'amont et une puissance inquée déterminées.

Si on fait les calculs pour un certain nombre de vitesses périphériques 180 - 110 et 55 m/sec, on constate que le rendement effectif va diminuant, toutes choses égales, lorsque  $u_1$  augmente.

On remarque, toutefois, que pour des pressions d'amont élevées et des vitesses de 110 m par exemple, il peut y avoir avantage à adopter une roue à deux chutes de vitesse; avec une vitesse de 180 m le rendement effectif reste supérieur malgré la valeur plus faible du rendement iniqué pour la première roue, pour autant, au moins, qu'il s'agisse d'une puissance indiquée  $N_1$ , assez faible, 1000 CV pour fixer les idées. La valeur de  $x$  correspondant au maximum fixe la hauteur de chute la plus favorable. On voit que pour les grandes vitesses elle est relativement faible.

En répétant ce calcul pour différentes pressions d'amont on peut déterminer la répartition des pressions la plus favorable. Les calculs sont naturellement assez longs et délicats.

### § 3. RENDEMENT TOTAL. INFLUENCE DES FUITES ET CONSOMMATION

La fuite efficace, c'est-à-dire le poids de vapeur perdue rapporté à la température

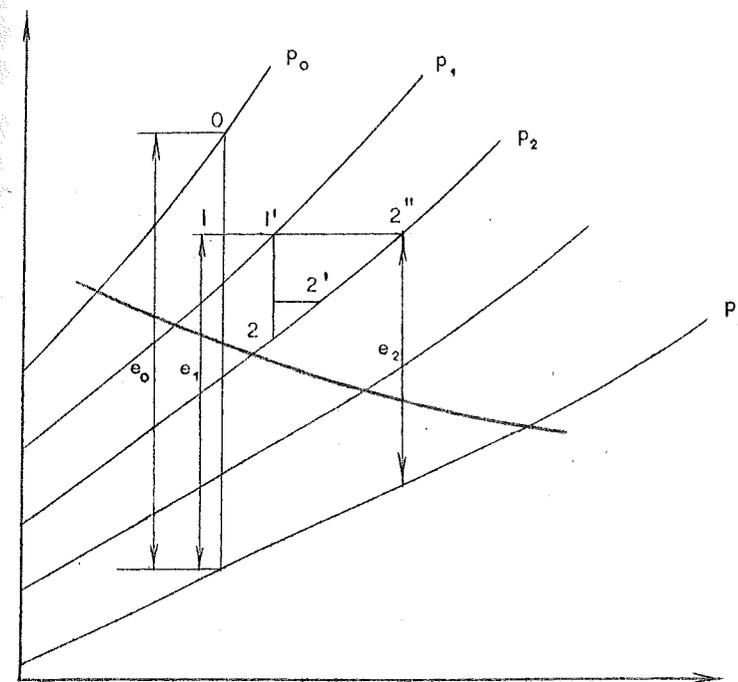


Fig. 28

et à la pression d'amont, n'est évidemment pas égale à la somme des fuites dans les diverses cellules.

La vapeur passant par la fuite de la première roue subit une détente de  $p_1$  à  $p_2$  par laminage dans le joint: sa chaleur totale reste constante, mais l'énergie disponible, qui était primitivement de  $e_1$ , calories, devient seulement

e<sub>2</sub> calories.

La perte sera donc de δ<sub>1</sub>f<sub>1</sub>(e<sub>1</sub> - e<sub>2</sub>) calories et la fuite efficace dans la première cellule de

$$\frac{\delta_1 f_1 (e_1 - e_2)}{e_0} \text{ Kgs.}$$

e<sub>0</sub> étant l'énergie disponible à l'entrée de la turbine.

Pour l'ensemble des roues on aura donc:

$$F_e = \Sigma(\delta_1 f_1) \frac{e_1 - e_2}{e_0} \quad (75)$$

(δ<sub>1</sub>f<sub>1</sub>) étant calculé par la relation:

$$\delta_1 f_1 = \frac{k \sigma_1 c_1}{v_1} \quad (76)$$

σ<sub>1</sub>, c<sub>1</sub>, v, étant respectivement la section de passage, la vitesse théorique de la vapeur et son volume spécifique à l'extrémité du joint, k un coefficient de réduction qui tient compte de la perte de charge dans celui-ci.

En appelant C<sub>r</sub> la consommation réelle par cheval et par heure, on aura

$$C_r = C_e + F_e \frac{3600}{N_e} \quad (77)$$

avec

$$C_e = \frac{3600 \cdot 75}{\eta_e H'}$$

Remarque.

Nous allons démontrer que l'on pourrait calculer C<sub>r</sub> en généralisant la formule des turbines hydrauliques

$$\eta = \eta_0 \left(1 - \frac{F_e}{\delta Q}\right) \quad (78)$$

En effet, pour la première roue  $N'_1 = \frac{(\delta Q) H'_1}{75} \eta_1$

pour la seconde roue  $N''_1 = \frac{\delta Q - \delta_1 f_1}{75} H'_2 \eta_1$

Pour l'ensemble on aura donc

$$N_i = \Sigma N'_i = \frac{\delta Q H'}{75} \left[ 1 - \left(\frac{\delta_1 f_1}{\delta Q}\right) \frac{H'_2}{H'} - \left(\frac{\delta_2 f_2}{\delta Q}\right) \frac{H'_3}{H'} \dots \right] \eta_i$$

puisque H'<sub>1</sub> + H'<sub>2</sub> + .... = H'

En négligeant la légère erreur due à la convergence des isobares

dans le diagramme de Mollier, on peut dire que

$$H'_2 = e_1 - e_2 \dots \text{etc}$$

On aura donc

$$N_i = \frac{\delta Q H'}{75} \left[ 1 - \frac{1}{\delta Q} \Sigma \frac{\delta_1 f_1}{H'} (e_1 - e_2) \right] \eta_i$$

$$N_i = \frac{\delta Q H'}{75} \left[ 1 - \frac{F_e}{\delta Q} \right] \eta_i$$

ce qui nous conduit bien à la formule ci-dessus (78)

$$\eta = \eta_i \times \eta_0 \left[ 1 - \frac{F_e}{\delta Q} \right]$$

Or connaissant η on peut écrire

$$C_r = \frac{3600 \times 75}{\eta \times H'} = \frac{3600 \times 75}{\eta_e \times H'} \frac{1}{1 - \frac{F_e}{\delta Q}}$$

ou

$$C_r \left(1 - \frac{F_e}{\delta Q}\right) = C_e$$

ou encore

$$C_r = C_e + \frac{F_e}{\delta Q} C_r = C_e + \frac{3600 F_e}{N_e}$$

On constate que les fuites peuvent diminuer le rendement de 5 à 6% pour les petites unités et de 1 à 2% pour les grosses, la fuite efficace augmentant beaucoup moins rapidement que le débit de vapeur puisque les jeux peuvent rester sensiblement les mêmes dans les grandes turbines que dans les petites.

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*  
\*

RECHERCHE DU COEFFICIENT  
CARACTERISTIQUE

Nous allons montrer que, comme dans l'étude des turbines hydrauliques, on peut introduire un coefficient caractéristique défini en fonction des trois données fondamentales et dont la valeur ne dépend que des proportions adoptées dans le tracé des roues et des aubages, du coefficient de vitesse et nullement des dimensions. On peut même ajouter qu'il n'existe pour un type donné qu'une seule valeur du coefficient caractéristique si l'on s'impose la condition du rendement maximum.

Cette notion qui s'était révélée particulièrement féconde dans le calcul des turbines hydrauliques et d'une manière générale des turbomachines, permet, ici encore, de fixer la limite des possibilités dans la construction des turbines; elle permet de comprendre aisément la conception des unités modernes et les difficultés rencontrées dans la réalisation des unités de grande puissance.

On sait que

$$N_i = \frac{\delta_1 Q H'}{75} \times \eta_i \quad (79)$$

Calculons le débit Q en considérant les dimensions de la dernière roue.

*K' pour tenir compte de l'encombrement des aubes*  
*K'' pour " " de la construction ob*  
avec la venue à la base du distributeur

$$Q = 2\pi r_1 h_1 k' k'' c_1 \sin \alpha_1$$

$$h_1 = \varepsilon r_1$$

et

$$\frac{2\pi r_1 N}{60} = u_1$$

$$N_i = \frac{\delta_1}{75} \frac{60^2}{2\pi} \frac{1}{N^2} u_1^3 \varepsilon k' k'' \sin \alpha_1 H' \frac{\eta_i}{x}$$

En groupant dans le premier membre les termes qui ne dépendent que des données, de la vitesse périphérique limite de la turbine et en

gardant dans le second les termes fonctions des proportions géométriques, des angles, des coefficients de pertes et du coefficient de vitesse, on aura:

$$R' = \frac{N_i N^2}{\delta_1 u_1^3 H'} = \frac{1}{75} \frac{60^2}{2\pi} \varepsilon k' k'' \sin \alpha_1 \frac{1}{x} \frac{2P}{M} \quad (80)$$

Si l'on s'impose une valeur de x correspondant au maximum de rendement, on voit qu'on ne peut, avec un type déterminé, réaliser qu'une seule valeur de R'. En réalité le rendement variant peu aux environs du maximum, on peut faire varier x entre certaines limites tout en lui gardant une valeur acceptable. D'autre part, comme on ne peut faire grandir la hauteur d'aubes au delà d'une certaine valeur pour conserver à l'assemblage au pied une sécurité suffisante et que l'angle  $\alpha_1$  ne peut être choisi supérieur à 30°, pour fixer les idées, sans faire diminuer le rendement, le second membre ne peut dépasser une limite supérieure. Dans ces conditions, on le voit, la puissance limite  $N_i$  est fixée par la vitesse périphérique moyenne  $u_1$  et le vide au condenseur dont dépend  $\delta_1$ . A l'heure actuelle, on ne dépasse pas 300 à 320 m/sec de vitesse à la périphérie des aubes, soit 275 m environ de vitesse moyenne. Si l'on adopte 50 périodes, les nombres de tours ne peuvent être, d'autre part, que 1500 et 3000 t/min pour la commande des alternateurs. Dans ces conditions on peut déterminer la puissance limite par échappement.

$$\begin{aligned} \text{Avec } \alpha_1 = 24^\circ \quad \varepsilon = 0,4 \quad x = 0,42 \quad R' &= 2,10 \\ \alpha_1 = 24^\circ \quad \varepsilon = 0,4 \quad x = 0,32 \quad R' &= 2,50 \end{aligned}$$

Si l'on prend  $u_1^{\max} = 1,4 u_1$ , on trouve pour  $N = 3000$  t/min,  $H' = 230$  calories, un vide de 0,96 et une vitesse périphérique de 260 m/sec, que la puissance maxima par échappement est d'environ 10.000 Kw.

Lorsqu'on veut dépasser cette puissance, on doit avoir recours à une des solutions suivantes:

- 1) doubler l'échappement en créant un rotor symétrique pour la basse pression comportant deux groupes de roues identiques avec deux échappements aux extrémités. C'est, à l'heure actuelle, la solution que l'on adopte généralement.
- 2) faire en sorte qu'à l'avant dernière roue on élimine latéralement une partie du flux pour ne recevoir que l'autre sur la dernière roue.
- 3) avec la turbine à un corps, doubler la dernière roue. La moitié du flux contournant la première se présente devant une roue d'échappement symétriquement disposée.

4) pousser la vitesse jusqu'à 350 m à la périphérie avec  $\varepsilon = 0,6$ , comme l'ont fait les constructeurs américains. Dans ce dernier cas  $R' = 4,0$  et en adoptant  $u_1 = \frac{u_{1,max}}{1,3}$ , la puissance indiquée par échappement peut monter à quelque chose comme 20.000 Kw.

La notion de  $R'$  peut également conduire à la détermination de la vitesse périphérique  $u_1$  de la première roue du groupe à injection totale. Il suffit de rechercher la valeur de  $R'$  minimum en adoptant  $\alpha_1 = 14^\circ$  ou  $15^\circ$ ,  $\varepsilon = 0,05$

On trouve ainsi  $R' = 0,14$

Pour ne pas multiplier au delà d'une certaine limite le nombre de roues, il importe de ne pas descendre en dessous d'une vitesse périphérique  $u_1$  donnée. On tire donc de la formule de  $R'$  la valeur de  $\delta_1$  et partant la pression correspondant à la fin de la première chute.

On peut aussi considérer un second coefficient caractéristique jouissant des mêmes propriétés que le premier en partant de la puissance indiquée par roue:

$$N'_i = \frac{\delta' Q T'_i}{75} = \frac{\delta'}{g} \frac{2\pi r_1'^2 \varepsilon k' k'' \sin \alpha_1 c_1'^3 (g T'_i)}{75 c_1'^2} \quad (81)$$

Si nous posons  $u_1' = k u_1$ ,  $u_1$  étant la vitesse périphérique de la dernière roue, nous aurons pour l'ensemble des roues à injection totale:

$$\begin{aligned} N_i &= \sum N'_i = \frac{2\pi}{75} \frac{\delta_1 u_1^3}{g} \sum r_1'^2 \varepsilon k' k'' \sin \alpha_1 \frac{P' \delta_1'}{x^3 \delta_1} k^3 = \\ &= \frac{1}{g} \frac{1}{75} \frac{60^2}{2\pi} \frac{\delta_1 u_1^5}{N^2} \sum \varepsilon k' k'' \sin \alpha_1 \frac{P' \delta_1'}{x^3 \delta_1} k^5 \end{aligned}$$

D'où

$$\frac{N_i N^2}{\delta_1 u_1^5} = \frac{1}{g} \frac{60^2}{75} \frac{1}{2\pi} \sum \varepsilon k' k'' \sin \alpha_1 \frac{P' \delta_1'}{x^3 \delta_1} k^5$$

Nous allons exprimer la vitesse périphérique  $u_1$  en fonction de la hauteur de chute. On a

$$\frac{2gH_1'}{c_1'^2} = M$$

$$\frac{2gH_1'}{u_1'^2} = \frac{1}{x^2} M$$

D'où

$$H' = \sum H_1' = \frac{u_1'^2}{2g} \sum k^2 \frac{M}{x^2}$$

$$u_1 = \frac{\sqrt{2gH'}}{\sqrt{\sum k^2 \frac{M}{x^2}}}$$

et on trouve enfin l'expression du second coefficient caractéristique

$$R = \frac{N_i N^2}{(2g)^{3/2} \delta_1 H_1'^{3/2}} = \frac{60^2}{\pi} \frac{1}{75} \frac{\sum \varepsilon k' k'' \sin \alpha_1 \frac{P' \delta_1'}{x^3 \delta_1} k^5}{\left[ \sum k^2 \frac{M}{x^2} \right]^{3/2}} \quad (82)$$

Rappelons que dans cette formule  $N_i$  désigne la puissance de la partie à injection totale.

Le second membre ne dépend strictement que des proportions si on ne tient pas compte des poids spécifiques. Mais si la hauteur de chute reste la même, les rapports  $\frac{\delta_1'}{\delta_1}$  restent indépendants des dimensions. Ce n'est pas tout à fait exact si  $H'$  varie.

On voit que le coefficient caractéristique  $R$  ne dépend que de  $x$  et du type, mais avec un peu moins de rigueur que dans l'étude des turbines hydrauliques.

Il faut réduire le plus possible la valeur de  $R$  pour diminuer le nombre de roues. C'est pourquoi certains ont essayé des turbines à très petit nombre de roues utilisant une grande chute par roue. Cela exige malheureusement des tuyères convergentes divergentes, solution plus compliquée et plus imparfaite si l'on tient compte que, quand la turbine fonctionne à charge réduite, les chutes de pression dans certaines roues sont plus grandes et dans d'autres plus faibles et qu'il en résulte dans le fonctionnement des tuyères un rapport de pression différent de celui pour lequel elles ont été calculées.

De la formule ci-dessus on peut déduire

$$R = \frac{60^2}{\pi} \cdot \frac{1}{75} \cdot \frac{x^2 P}{M^{3/2}} \varepsilon k' k'' \sin \alpha_1 \frac{\sum k^2}{\sum k^5} \quad (83)$$

pour le cas particulier où  $x$  et  $\alpha_1$  restent constants pour toutes les roues,  $\varepsilon$  représentant la valeur propre à la dernière roue.

En effet, l'équation de continuité implique

$$\delta' 2\pi r_1'^2 \varepsilon' k' k'' \sin \alpha_1 \frac{u_1'}{x} = \delta_1 2\pi r_1^2 \varepsilon k' k'' \sin \alpha_1 \frac{u_1}{x}$$

ou,  $\alpha_1'$  étant égal à  $\alpha_1$  et  $x'$  à  $x$ .

$$\delta' r_1'^2 \varepsilon' u_1' = \delta_1 r_1^2 \varepsilon u_1$$

ou encore

$$\varepsilon' k^3 \delta' = \varepsilon \delta_1$$

Cette nouvelle formule se ramène à celle établie pour les turbi-

nes hydrauliques lorsqu'on suppose  $k = 1$ , c'est-à-dire toutes roues égales.

Mise sous cette forme simplifiée, la relation permet de dire qu'il n'existe qu'une valeur de  $R$  pour toutes les turbines géométriquement semblables, du moment où on la fait fonctionner avec la même valeur de  $x$ , c'est-à-dire de manière à réaliser le même rendement.

D'autre part, dire que l'on doit réaliser la même valeur de  $x$ , c'est dire que  $\Sigma u_1^2$  doit être le même pour une même chute totale quel que soit le nombre de chutes, puisque

$$\Sigma H' = \frac{1}{2g} \frac{M}{x^2} \Sigma u_1^2$$

Cette règle est connue sous le nom de règle de Parson.

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*  
\*

CHAPITRE VI

— \*\*\* —

DETERMINATION DE LA CONSOMMATION ET  
INFLUENCE DE LA PRESSION D'AMONT,  
DE LA SURCHAUFFE ET DU VIDE

§1. VARIATION DE LA CONSOMMATION AVEC LA CHARGE

La consommation par cheval/heure est donnée par

$$C = \frac{635}{\eta(\lambda_0 - \lambda_n)} \quad (84)$$

On trouve pour la variation de la consommation en fonction de la charge un diagramme de l'allure de la figure 29. L'accroissement de consommation lorsque la charge diminue est dû principalement au mode de réglage.

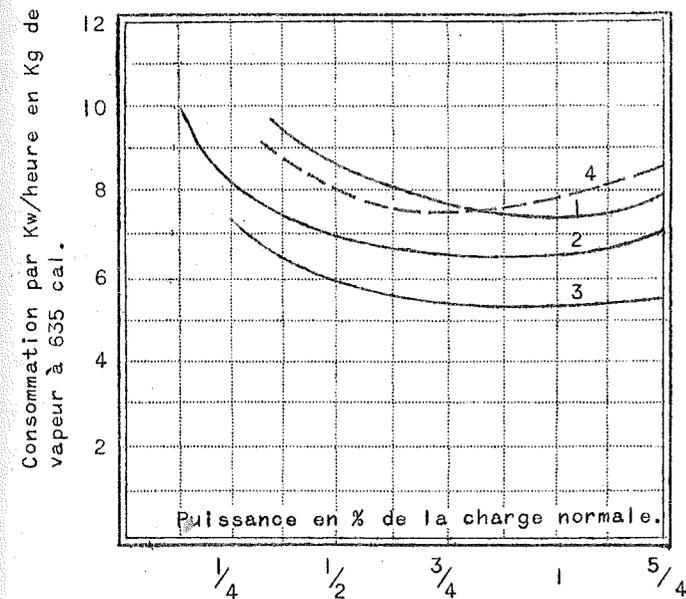


Fig. 29

- 1 - Turbine ancienne de 750 Kw
- 2 - Turbine ancienne de 1500-5000 Kw
- 3 - Turbine moderne de puissance moyenne
- 4 - Machine à piston de 175 Kw

Le système ordinaire consiste à laminer la vapeur à la première chute de manière à réduire l'énergie totale disponible. La consommation augmente, bien que le rendement reste à peu près constant.

En effet, si la nouvelle répartition des pressions diminue le rendement indiqué, le coefficient de vitesse s'améliore et le rendement organique est plus favorable grâce à la diminution des frottements des

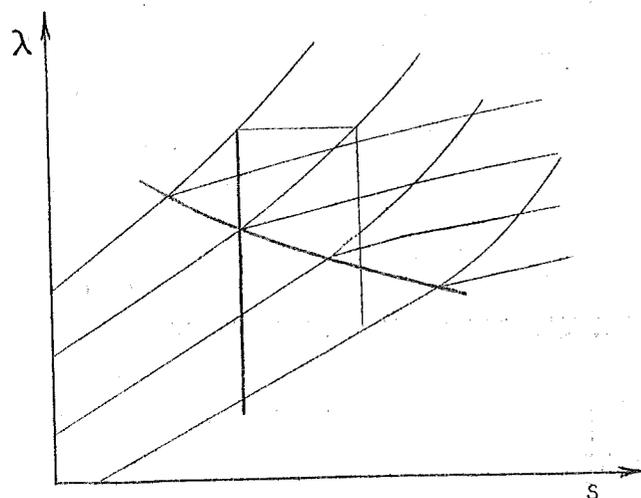


Fig. 30

fuites due à l'accroissement du volume spécifique. Au total le rendement varie peu, et la consommation dépend guère que de  $\lambda_0 - \lambda_n$ . En surcharge, au contraire, la consommation augmente assez rapidement car elle est obtenue en envoyant successivement de la vapeur à la 2<sup>e</sup> 3<sup>e</sup> ... roue. On court-circuite ainsi les premières roues où la ventilation devient exagérée. De plus, les rendements indiqués et organique diminuent tout les

deux.

On a cherché à améliorer la courbe de consommation pour les turbines d'action munies d'une roue à deux chutes de vitesse et constituant des groupes de tuyères à la périphérie de la première roue. Le régulateur dans ce système ouvre successivement des soupapes commandant l'entrée de vapeur à ces différents groupes. Le résultat obtenu n'est pas sensiblement meilleur que le précédent à cause de la mauvaise répartition de pressions à charge réduite, la première roue utilisant une trop grande détente pour les faibles charges. Le système théoriquement parfait consisterait à faire varier dans le même rapport les sections de passage sur toute la longueur de la turbine, ce qui assurerait un rendement indiqué constant. Le rendement total n'en serait toutefois guère amélioré parce que le rendement organique et le facteur tenant compte de la fuite efficace,  $\eta_0$  et  $(1 - \frac{\Sigma f}{Q})$ , iraient en diminuant.

Remarque.

Pratiquement il suffit de déterminer la consommation de la turbine pour deux charges différentes pour pouvoir trouver très approximativement la consommation sous n'importe quelle autre charge.

En effet, pour des turbines dont le réglage se fait par laminage, on peut formuler une série de règles simples et pratiques qui présentent une analogie complète avec celles que nous avons établies pour les tuyères parcourues par un gaz parfait. (§2, Chapitre I)

a) Le débit de vapeur en poids d'une turbine fonctionnant avec un vide élevé est pratiquement proportionnel à la pression initiale, lorsque le nombre de tours reste constant et que les sections de passage ne varient pas.

b) Pour un vide élevé, les pressions dans les étages intermédiaires varient proportionnellement à la pression initiale et le débit en poids est proportionnel à la charge.

c) Pour une pression initiale donnée, le débit varie avec la contre-pression suivant une loi représentée graphiquement par un quart d'ellipse.

Ces lois, que les calculs expliquent lorsqu'il s'agit d'une tuyère, sont confirmées à la fois par l'expérience et par le calcul effectué dans chaque cas particulier.

Si, en effet, on procède par tâtonnements par le calcul de la répartition des pressions le long de l'aubage pour une charge différente de la charge normale, on constate que la pression initiale qu'il faut appliquer varie proportionnellement à la consommation.

Pour établir la répartition nouvelle des pressions le long de l'aubage, on part d'un état supposé au sortir de la dernière roue, et on détermine la vitesse de sortie pour assurer le débit imposé par la nouvelle charge. On en déduit la chute de calories et de là, au diagramme de Mollier, l'état de la vapeur à l'amont de la dernière tuyère. En procédant de proche en proche, on peut, de cette manière, déterminer le diagramme des pressions le long de la turbine. Si l'état final de la vapeur à la sortie, choisi arbitrairement, correspondait bien à l'état vrai, le point caractérisant, l'état de la vapeur à l'entrée de la turbine, doit nécessairement se trouver sur la droite passant par le point correspondant à l'état de la vapeur avant modérateur, puisque nous avons supposé que le réglage se faisait par laminage. Ces calculs, on le conçoit, sont assez laborieux, mais ils permettent de vérifier la loi énoncée ci-dessus.

Même pour les turbines comportant un réglage en quantité, on peut encore, dans beaucoup de cas, appliquer ces règles, quoique l'approximation soit alors moins bonne.

Les diagrammes Fig. 13 et 14 que nous avons établis pour la tuyère simplement convergente sont donc entièrement applicables à la turbine toute entière, comme à une partie quelconque de la turbine.

§ 2. INFLUENCE DE LA PRESSION INITIALE

On peut voir au diagramme de Mollier que  $\lambda_0 - \lambda_n$  augmente assez rapidement avec la pression d'amont.

Par une température de surchauffe de 350° et un vide de 0,96 on trouve :

$p_0$	10 Kg/cm <sup>2</sup>	20 Kg/cm <sup>2</sup>	50 Kg/cm <sup>2</sup>
$\lambda_0 - \lambda_n$	229 Cal	259 Cal	269 Cal
x	0,93	0,87	0,84

En réalité à 50 Kg/cm<sup>2</sup> on ne peut conserver une surchauffe de 350°. En effet, le titre de la vapeur aux dernières roues serait trop faible et l'eau séparée par la force centrifuge, corroderait les aubes et l'enveloppe. On est ainsi obligé de remonter la surchauffe jusqu'à environ 425°.

Si l'on s'arrange pour que la turbine réalise la même valeur de  $x_{moyen}$  malgré l'augmentation des calories disponibles les consommations peuvent être améliorées dans le rapport inverse des énergies totales ou, plus exactement un peu moins si l'on tient compte de la diminution de  $\eta_0$  et de  $(1 - \frac{\Sigma f}{Q})$ .

§ 3. INFLUENCE DE LA SURCHAUFFE

La consommation diminue parce que :

- a)  $\lambda_0 - \lambda_n$  augmente
- b) Le moindre débit de vapeur accroît le vide pour un même condenseur.

On peut encore voir au diagramme de Mollier :

pour  $p_0 = 10$  Kg.,  $p_n = 0,04$  Kg.

$t_0$	350°	400°	450°
$\lambda_n - \lambda_0$	229	242	257

§ 4. INFLUENCE DU VIDE

Lorsque la contrepression diminue, on constate un gain appréciable d'énergie utilisable.

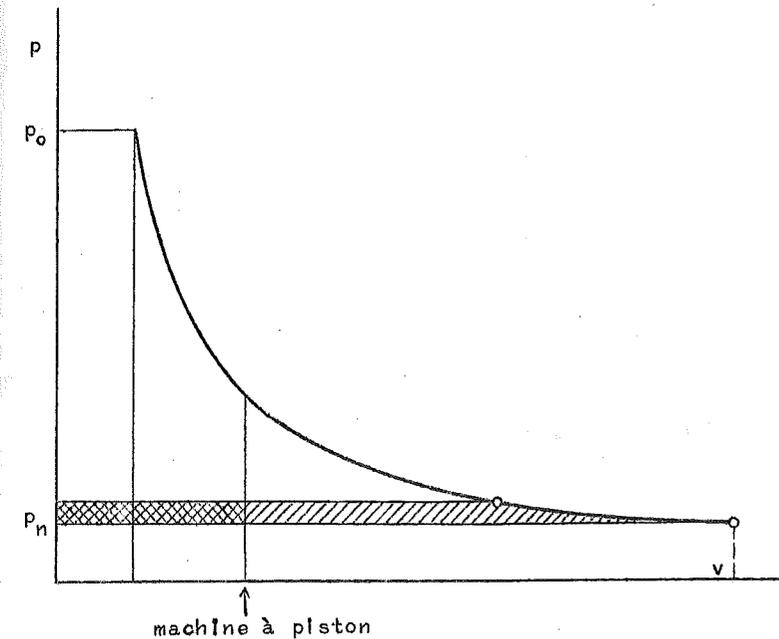


Fig. 31.

Ce gain au diagramme des (p,v) est représenté par l'aire hachurée. On voit qu'il est insignifiant pour une machine à piston, où on ne peut réaliser que de très faibles degrés de détente. C'est ce qui explique qu'à l'origine on a pu améliorer très rapidement la consommation des turbines à vapeur en augmentant le vide. Toutefois, la diminution de consommation n'est pas proportionnelle à l'accroissement de  $\lambda_0 - \lambda_n$ , parce que la perte à la dernière roue tend à augmenter, toutes choses égales, en raison du grand volume spécifique de la vapeur. Pour une pression d'amont de 10 kg/cm<sup>2</sup> et une température de surchauffe de 350°, les valeurs de H' pour les différentes contrepressions sont :

$p_n$	0,1	0,06	0,04
$\lambda_1 - \lambda_0$	202 Cal.	217 cal.	229 Cal.

Actuellement, on tend à utiliser des pressions de l'ordre de 5 kg/cm<sup>2</sup> et des températures de 425°. Le relèvement de la surchauffe a été imposé par la nécessité d'éviter une trop grande quantité d'eau à la dernière roue. Pour pousser plus loin la puissance unitaire, on peut soustraire,

au cours de la détente, en 3 ou 4 endroits, une partie de la vapeur qui a travaillé pour réchauffer l'eau d'alimentation. La soustraction peut aller jusqu'à 20-25% avec une amélioration de la consommation de l'ordre de 5 à 8% par suite de la diminution du nombre de calories à fournir à la chaudière par kg de vapeur. On peut montrer par des calculs thermodynamiques que ces soutirages tendent à améliorer le rendement thermique de l'ensemble, l'augmentation devenant de plus en plus faible à mesure que le nombre de soutirages s'accroît. Pour réduire la quantité d'eau aux dernières roues, on a utilisé, sans grand succès pratique en raison de la grande complication, le réchauffage entre le premier et le second corps. Ce réchauffage peut se faire avec de la vapeur à haute pression ou avec des gaz chauds des carneaux.

Il s'impose néanmoins pour éviter que la détente totale ne conduise dans les dernières roues à une trop forte proportion d'eau, lorsqu'on utilise des chutes de pression supérieures à 50 kg/cm<sup>2</sup>.

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*

### TROISIÈME FASCICULE

## CALCUL DES DIMENSIONS PRINCIPALES D'UNE TURBINE

Nous n'aurons en vue, dans ce fascicule, que le calcul des dimensions principales des différents systèmes de turbines à vapeur. On ne peut aborder ce problème d'une façon absolument mathématique, parce que même si on adoptait en première approximation une loi de détente polytropique  $p v^k = c^{te}$ , on arriverait à des équations trop compliquées pour faire l'objet d'une discussion analytique. Nous devons donc déterminer, pour un cas particulier et à titre d'exemple, le diamètre des disques, les hauteurs des aubes fixes et mobiles, le degré d'injection, etc... des roues d'une turbine répondant au trois données fondamentales.

Nous montrerons, pour chaque système, la disposition générale, et nous évaluerons le rendement correspondant. Nous verrons ainsi que la solution adoptée n'est pas arbitraire et qu'il n'en existe pratiquement qu'une seule pour répondre à l'ensemble des données, si l'on fait intervenir la condition du rendement optimum, compte tenu du prix de la turbine.

Nous envisagerons deux cas bien distincts:

- 1) Celui des turbines de faible puissance, pour lesquelles les données ne permettent pas de réaliser la puissance limite;
- 2) Celui des turbines limites.

Par puissance limite il faut entendre celle qui correspond à la plus grande valeur de  $R'$  possible, compte tenu de ce que la vitesse périphérique ne peut atteindre, pour les petites unités, des valeurs dépassant 250-280 m et pour des grandes, 300-350 m.

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*  
\*

CHAPITRE I  
\*\*\*

TURBINES DE PUISSANCE INFÉRIEURE  
A LA PUISSANCE LIMITE

Pour mieux préciser les idées, nous ferons tous les calculs en supposant qu'il s'agit d'une turbine de 500 Kw effectifs à 3000 tours par minute, alimentée en vapeur à 15 Kg/cm<sup>2</sup> abs. et 360°, avec une contrepression au condenseur de 0,04 kg/cm<sup>2</sup>.

Tous les calculs sont effectués en partant de:

$$\varphi = 0,95$$

$$\psi = 0,85$$

Nous allons examiner toutes les solutions possibles pour résoudre ce problème, d'abord avec une turbine d'action et ensuite avec une turbine à réaction.

S1. TURBINES D'ACTION

A. TURBINE A UNE CHUTE DE PRESSION

La pression d'aval des tuyères étant dans ce cas égale à 0,04 kg/cm<sup>2</sup>, la vitesse d'écoulement sera:

$$c_1 = \varphi_1 \sqrt{2g \frac{1}{A} (\lambda_0 - \lambda_n)}$$

où l'énergie disponible  $\lambda_0 - \lambda_n$  est égale à 245 calories si l'on s'en rapporte au diagramme de Mollier. Dans ces conditions

$$c_1 = 1360 \text{ m/sec}$$

Les diagrammes du rendement indiqué montrent que, pour obtenir un rendement de 0,6 avec une seule chute de vitesse, il faut adopter un coefficient de vitesse de 0,3, c'est-à-dire une vitesse périphérique.

$$u_1 = 0,3 \times 1360 = 408 \text{ m/sec.}$$

Cette valeur est inadmissible et nous devons rejeter la solution à une chute de vitesse pour prendre une roue à deux chutes de vitesse. Le rendement le plus favorable est alors obtenu pour  $x = 0,21$ , ce qui nous conduit à une vitesse périphérique

$$u_1 = 0,2 \times 1360 = 272 \text{ m/sec.}$$

et un diamètre de roue:

$$2r_1 = 1,82 \text{ m}$$

CALCUL DES TUYÈRES.-

La pression en amont des tuyères étant de  $p_0 = 15 \text{ kg/cm}^2$ , nous trouvons la pression au col en posant

$$p = 0,546 p_0 = 8,2 \text{ kg/cm}^2$$

Le volume spécifique correspondant est  $v = 0,31 \text{ m}^3/\text{kg}$  et la vitesse sera

$$c = 0,95 \sqrt{\frac{2g}{A} (\lambda_0 - \lambda)} = 0,95 \sqrt{2g \cdot 427,39} = 542 \text{ m/sec}$$

Si nous fixons le débit d'une tuyère à 0,03 kg/sec par exemple, nous aurons pour le diamètre au col d'une tuyère circulaire

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{Qv}{c} = \frac{0,03 \cdot 0,31}{542} = 0,0001715 \text{ m}^2$$

d'où  $d = 4,67 \text{ mm}$

Pour calculer la section finale de la tuyère, nous devons tenir compte du volume spécifique à la pression  $p_1 = 0,04$  qui est  $v_1 = 30 \text{ m}^3/\text{kg}$  et de la vitesse  $c_1$ , calculée:  $c_1 = 1360 \text{ m/sec}$ . On arrivera ainsi à une section presque 40 fois plus grande que celle au col. Il est évident que pratiquement il est impossible de réaliser une telle tuyère sans être conduit à lui donner une longueur démesurée, puisqu'il faut éviter une trop forte conicité de la partie divergente.

En raison de cette difficulté, on calcule la section finale pour

que la pression d'aval soit 0,12 Kg par exemple, la détente se continuant alors dans l'aubage mobile; la différence de pression, de part et d'autre de la roue, résultant de cette détente, n'offre guère d'inconvénients au point de vue des fuites et de la poussée sur l'axe, cette différence de pression étant trop faible.

On arrive ainsi à avoir à la sortie

$$p_1 = 0,12 \text{ kg/cm}^2 \quad v_1 = 11,5 \quad c_1 = 1270 \text{ m/sec}$$

d'où

$$\frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{0,03 \cdot 11,5}{1270} = 0,0002715 \text{ m}^2$$

$$\text{et } d_1 = 18,6 \text{ mm.}$$

Avec la forme circulaire, le jet de vapeur à l'entrée de la roue a une section elliptique, et les canaux mobiles sont incomplètement remplis; il en résulte un entraînement de la vapeur ambiante et des remous qui occasionnent des pertes relativement importantes. Pour cette raison on donne ordinairement à l'extrémité de la tuyère une section rectangulaire.

La figure 32 donne le tracé à l'échelle 1/2 d'une telle tuyère avec un angle  $\alpha_1 = 19^\circ$ .

Connaissant la consommation de la turbine, soit par comparaison avec une turbine existante, soit par le calcul, on peut déterminer le nombre de tuyères et le degré d'injection.

Les formules établies plus haut permettent de déterminer  $\eta_1 = 0,65$ . En adoptant provisoirement pour le rendement organique  $\eta_0 = 0,835$ , nous aurons  $\eta_e = 0,544$  et pour la consommation spécifique.

$$c = \frac{863}{265 \cdot 0,544} = 6,48 \text{ kg par Kw/h}$$

La consommation totale sera de  $6,48 \times 500 = 3240 \text{ kg/h}$ , soit  $0,90 \text{ kg/sec}$ . Le nombre de tuyères sera ainsi  $n = \frac{0,90}{0,03} = 30$  et comme chacune occupe un arc de

$$s_1 + 2e = 71 \text{ mm,}$$

le degré d'injection sera

$$i = \frac{n(s_1 + 2e)}{\pi D} = 0,372$$

CALCUL DES AUBES MOBILES.-

On adopte ordinairement une longueur axiale  $a$  des aubes (Fig.32)

variant de 20 à 30 mm.

Le pas  $p$  dépend de la longueur axiale  $a$ ; il convient, en effet, que le rapport  $r_1/r_0$  ne soit pas plus petit que 1/2 par exemple, ce qui conduit à adopter pour  $p$  environ  $1/2a$ ; on voit que le nombre d'ailettes dépend de la longueur axiale  $a$ .

Adoptons pour notre tracé  $a = 20 \text{ mm}$ . Le jeu entre les couronnes d'aubes fixes et mobiles doit être de 2 mm au moins pour une raison de sécurité au point de vue du bon fonctionnement de l'aubage; il y a lieu, d'autre part, de ne pas porter ce jeu à une valeur trop élevée, 4 mm pour fixer les idées.

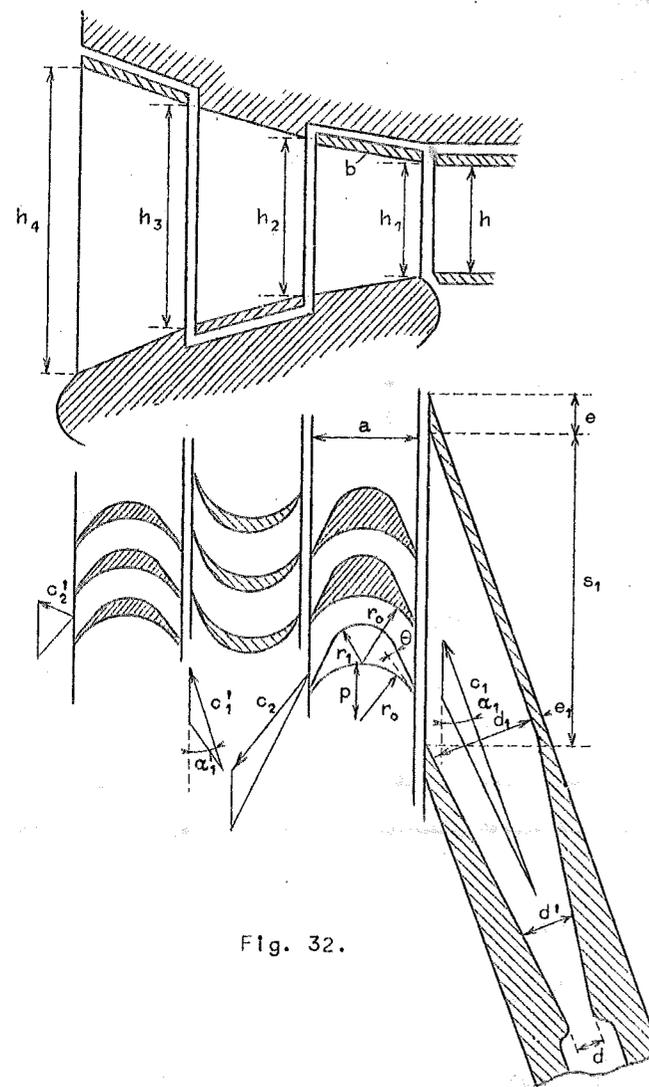


Fig. 32.

Quant au profil des aubes, on sait que la direction de la vitesse relative d'entrée doit être tangente au dos de l'aube et que  $\theta$  doit être aussi petit que possible. Nous avons adopté  $\theta = 11^\circ$ .

Pour calculer les hauteurs successives à donner aux aubes, il suffit de tenir compte de la relation exprimant la continuité. C'est ainsi que nous aurons pour hauteur  $h_2$  à la sortie du premier aubage mobile, une valeur donnée par la relation

$$\frac{h_1(v_0 - v_1)\omega_1}{v_1} = \frac{h_2(v_0 - v_1)\omega_2}{v_2}$$

Nous pouvons prendre pour  $v_1$ , le volume spécifique à la sortie de la tuyère et pour  $v_2$ , la valeur

$$v_2 = v_1 \frac{x_2}{x_1}$$

ou  $x_2$  et  $x_1$  représentent les titres de la vapeur à l'entrée et à la sortie du premier aubage mobile.

Le titre  $x_2$  peut être trouvé au moyen du diagramme de Mollier, en observant que l'énergie correspondant aux frottements, et qui a pour valeur

$$\frac{A}{2g} (\omega_1^2 - \omega_2^2) = A(1 - \psi^2) \frac{\omega_1^2}{2g}$$

se transforme en chaleur.

Dans notre cas, nous trouvons, en traçant le triangle de vitesse à l'entrée,  $\omega_1 = 1010$  m/sec et

$$A(1 - \psi^2) \frac{\omega_1^2}{2g} = 34 \text{ Cal.}$$

Cette transformation ayant lieu à pression constante, il suffit de porter vers le haut, à partir du point caractérisant l'état 1 et suivant l'ordonnée, une longueur correspondant à 34 Cal; en menant par l'extrémité de celle-ci une horizontale jusqu'à l'intersection avec la courbe de pression  $p_1$ , on aura le point caractérisant l'état 2.

On trouve au diagramme  $x_1 = 0,8725$ ,  $x_2 = 0,933$  et partant

$$h_2 = h_1 \frac{v_2}{v_1} \times \frac{\omega_1}{\omega_2} = h_1 \frac{x_2}{x_1} \frac{1}{\psi} = 1,26 h_1$$

La valeur de  $h_1$  qui entre dans cette formule doit être prise égale à la hauteur  $h$  de la tuyère; pour le tracé il convient pourtant de prendre  $h_1$  un peu plus grand que  $h$ , afin d'éviter que le jet de vapeur ne vienne frapper le bord de la roue ou la bande rivée à l'extrémité des ailettes.

On calculera de la même manière  $h_3$  et  $h_4$  dans l'hypothèse de  $\alpha_1' = \alpha_1 = 19^\circ$ . On augmentera la hauteur  $h_4$  pour tenir compte de ce que la détente supposée incomplète dans la tuyère doit se prolonger dans l'aubage mobile.

### DESCRIPTION DE LA TURBINE.-

La Fig.33 représente, à l'échelle  $\frac{1}{10}$ , une demi-coupe verticale de la turbine réalisée avec la roue en porte-à-faux, comme cela a été fait dans la turbine Riedler-Stumpf à une seule roue.

On voit qu'il suffit d'enlever le couvercle d'avant a pour avoir accès à la roue. L'aubage intermédiaire i est fixé à l'enveloppe, après la mise en place de celle-ci.

L'arrivée de vapeur aux tuyères se fait par le canal e; lorsque le réglage de la turbine s'opère par laminage, de petites soupapes permettent de supprimer successivement l'arrivée de vapeur aux différentes tuyères.

En b se trouve une boîte à bourrage, à joint en labyrinthe, destinée à empêcher les rentrées d'air vers le condenseur. Ordinairement on fait une faible injection de vapeur entre les cannelures du milieu du joint, afin que la vapeur, en se condensant, forme une sorte de fermeture hydraulique.

### B. TURBINE A DEUX CHUTES DE PRESSION

L'énergie disponible par roue sera de 122,5 calories. A celle-ci correspond une vitesse de sortie des tuyères de 962 m/sec.

Pour chacune de ces roues on peut imaginer deux solutions: à une ou à deux chutes de vitesse. Pour pouvoir fixer notre choix sur le système à adopter, nous devons étudier dans les deux cas les rendements indiqué, organique et total.

La Fig.34 donne en fonction de x le rendement  $\eta_1$  pour le cas d'une chute de vitesse et de deux chutes de vitesse.

Les courbes sont calculées en posant  $\varphi = 0,95$ ,  $\psi = 0,85$  et  $\alpha_1 = \alpha_1' = 19^\circ$ . La vitesse c, étant donnée, c'est la vitesse périphérique u, qui varie avec x. Nous pouvons donc pour chaque valeur de x déterminer u, 2r, et puis le degré d'injection i. En effet, la pression initiale étant donnée, de même que la chute de calories, nous connaissons le volume spécifique v, à la sortie de la roue; d'autre

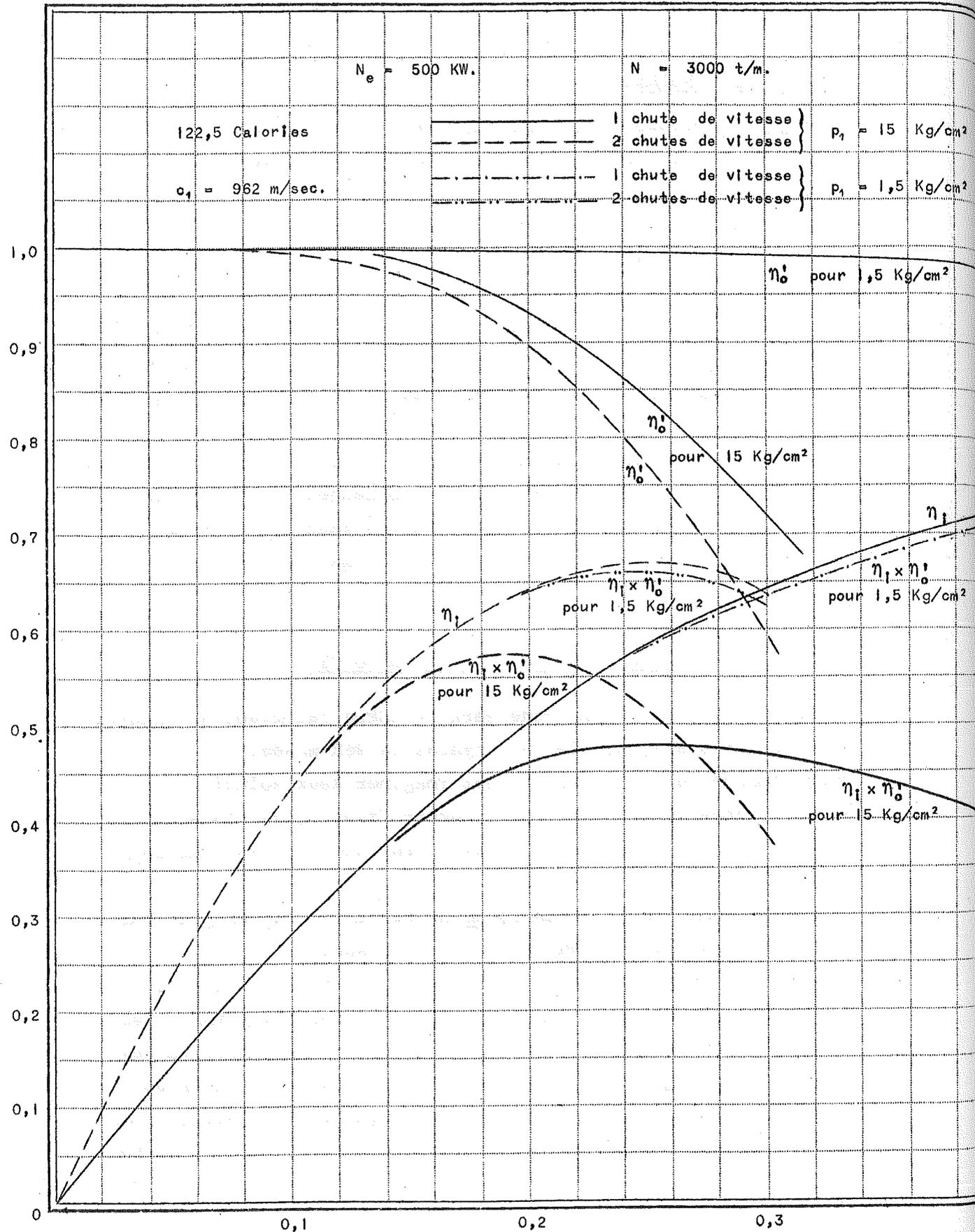


Fig. 34

part, pour augmenter le plus possible le degré d'injection, nous pouvons fixer la hauteur  $h$  de la tuyère à 10 mm quel que soit le diamètre de la roue; le débit de la roue peut être évalué approximativement à 3100 kg/h, ce qui nous permet de déduire  $i$  de la relation

$$\frac{2\pi r_1 h c_1 \sin \alpha_1}{v_1} \times i = G$$

Le degré d'injection étant ainsi connu et les hauteurs des aubes fixées, on pourra calculer sans difficulté la puissance  $N_f'$  perdue par frottement de la roue dans la vapeur. Le rendement organique calculé sans tenir compte de la puissance absorbée par les paliers, qui est évidemment la même pour tous les cas envisagés, pourra être mis sous la forme

$$\eta_o' = \frac{N_e}{N_e + N_f'}$$

La puissance  $N_e$  correspondant à la moitié de la puissance effective de la turbine.

Le diagramme de la Fig. 34 montre les courbes de  $\eta_o'$  se rapportant à chacune des roues dans le cas d'une ou de deux chutes de vitesse. Pour la 2<sup>ème</sup> roue la pression initiale est de 1,5 kg/cm<sup>2</sup> et, l'injection étant totale, le rendement  $\eta_o'$  s'approche très fort de l'unité. En multipliant les valeurs de  $\eta_i$  par celles de  $\eta_o'$  on trouve les courbes du produit  $\eta_i \times \eta_o'$  qui peut servir de terme de comparaison pour le choix du système le plus favorable.

Les courbes montrent clairement que, pour ce qui concerne la première roue, la solution de la roue à deux chutes de vitesse est nettement supérieure. En effet, pour 2 chutes de vitesses, le rendement  $\eta_i \times \eta_o'$  atteint 0,57, alors qu'avec une chute de vitesse le maximum ne dépasse pas 0,475. La valeur de  $x$  qui conduit au rendement maximum pour 2 chutes de vitesse est  $x = 0,19$  d'où  $u_1 = 182,8$  et  $2r_1 = 1,165$ .

Pour la deuxième roue, on aurait par contre avantage à adopter une chute de vitesse avec  $x = 0,35$ , mais alors la vitesse périphérique deviendrait  $u_1 = 336,5 \text{ m/sec}$  et le diamètre de la roue  $2r_1 = 2,145 \text{ m}$ , ce qui conduirait à une construction beaucoup plus coûteuse et mal justifiée par le faible gain sur le rendement total.

Nous arrivons ainsi à la conclusion que la solution la plus avan-

tageuse est celle de la turbine à deux roues , à deux chutes de vitesse chacune.

Remarquons maintenant que le nombre de calories réellement disponibles dans la deuxième roue sera plus grand que 122,5, la chaleur correspondant aux pertes par frottement dans le premier aubage ayant eu pour effet d'augmenter le volume spécifique de la vapeur à pression constante.

La chaleur correspondant aux pertes dans le premier aubage est donnée par:

$$A \left[ 1 - \eta_1 \times \eta'_0 \right] \frac{c^2}{2g} = 52,7 \text{ Cal.}$$

et il suffira de porter cette valeur dans le diagramme de Mollier à partir du point final de la détente adiabatique et de mener une horizontale jusqu'à l'intersection avec la courbe de la pression finale  $p_1$ , pour trouver le point caractérisant l'état de la vapeur à la sortie de la 1<sup>ère</sup> roue. On trouve ainsi que pour la deuxième roue, il reste 136 Cal. Pour conserver  $x = 0,19$ , il faudrait donc donner à la 2<sup>me</sup> roue un diamètre plus grand qu'à la première. Pour garder aux deux roues le même diamètre, ce qui est évidemment beaucoup plus pratique au point de vue de la construction, nous calculerons les dimensions des roues pour un nombre de calories égal à

$$122,5 + \frac{136 - 122,5}{2} = 129,25 \text{ Cal.}$$

La vitesse de sortie sera

$$c_1 = 990 \text{ m/sec}$$

et avec  $x = 0,19$  ou aura  $u_1 = 188 \text{ m/sec}$  et  $2r_1 = 1,20 \text{ m}$ .

Le calcul des tuyères et de l'aubage mobile se fera en suivant la méthode indiquée plus haut pour le cas A.

CALCUL DU RENDEMENT.-

Le diagramme de la Fig.34 montre que, pour la première roue, le rendement  $\eta_1 \times \eta'_0 = 0,57$ .

Pour la 2<sup>ème</sup> roue on aura  $\eta_1 \times \eta'_0 = 0,63$ .

En moyenne, on a donc  $\eta_1 \times \eta'_0 = 0,60$ .

Le nombre de calories réellement utilisées étant de 258,50 , le

gain dû à la transformation des frottements en chaleur sera de

$$\frac{258,50}{245} = 1,058$$

et le rendement thermodynamique total sera

$$\eta_1 \times \eta'_0 \times (1 + s/S) = 0,60 \times 1,058 = 0,633$$

Pour tenir compte du frottement des paliers et des fuites, nous aurons à multiplier ce rendement par 0,92 environ; le rendement effectif deviendra ainsi:  $\eta = 0,58$ .

DESCRIPTION DE LA TURBINE.-

La Fig.35 donne une demi-coupe verticale à l'échelle 1/10 de la turbine, telle qu'elle est réalisée par l'A.E.G. L'enveloppe se compose de trois parties a, c, d. Le couvercle a enlevé, on peut détacher l'aubage intermédiaire i qui n'existe que sur la partie de la circonférence correspondant à l'emplacement des tuyères; celles-ci sont groupées dans la première cellule en deux groupes symétriques de 10 ou 12, les tuyères supplémentaires n'étant ouvertes qu'en cas de forte surcharge. Pour avoir accès à la seconde roue, il faut enlever la première qui est calée sur une portée conique, et tenue en place par une bague filetée sur l'arbre. Les boîtes à bourrage sont figurées schématiquement en b<sub>1</sub>, b<sub>2</sub>, b<sub>3</sub>.

C. TURBINE A 10 CHUTES DE PRESSION

Si l'on calcule la vitesse d'écoulement au col d'une tuyère, on trouve, pour de très grandes variations des pressions d'aval, des valeurs comprises entre 440 et 460 mètres environ pour des pressions moyennes. On peut diviser la chute de pression en un nombre assez grand de chutes partielles pour ne pas dépasser nulle part ces vitesses et cela afin de n'avoir affaire comme distributeurs qu'à des aubages simplement convergents. Cette solution est plus simple et conduit à un fonctionnement plus correct à toutes les charges. En effet, dans les tuyères convergentes-divergentes, où l'on relève la pression d'émission, il se présente une zone de recompression (Fig.36) qui correspond à des pertes très considé-

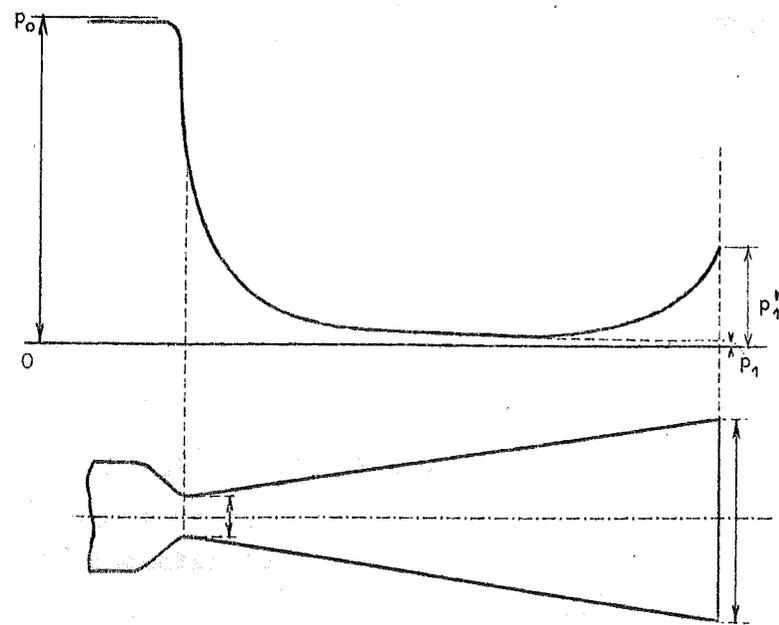


Fig. 36.

rables. Comme à une vitesse de 450 m/sec correspond une chute de 27 calories, on voit qu'avec le problème posé, on est conduit à  $\frac{245}{27} = 9$  roues. Nous en adopterons 10 pour nous tenir davantage éloignés de la solution avec tuyères convergentes-divergentes pour distributeurs. Ce calcul suppose une répartition égale de la chute entre toutes les roues; la solution la plus favorable, nous l'avons vu, comporte toutefois l'u-

tilisation d'un plus grand nombre de calories dans les premières chutes de façon à réaliser pour chaque roue la valeur de  $x$  qui correspond au voisinage du rendement effectif maximum.

En traçant les diagrammes de  $\eta_1$  et  $\eta_1 \times \eta_0'$  pour les premières roues et les roues suivantes, en suivant la méthode que nous venons d'indiquer pour le cas précédent (Fig. 34) on pourra se rendre compte qu'au point de vue du rendement effectif  $\eta_1 \times \eta_0'$  on a intérêt de réaliser pour les deux premières roues une valeur de  $x$  voisine de 0,3, alors que pour les autres roues il faudrait se rapprocher plutôt du maximum de  $\eta_1$  et choisir des valeurs de  $x$  plus grandes. Pour faciliter la construction de la turbine, nous allons choisir 10 roues de même diamètre 0,900 de manière à réaliser pour les deux premières roues  $x = 0,275$  avec 35 calories. En remarquant que, par suite du réchauffement, nous disposerons en réalité de 265 calories environ, et en laissant pour la dernière roue 30 calories pour des raisons que nous ferons ressortir par la suite, on voit que pour les autres roues il nous reste environ 24 cal. par roue, ce qui nous permettrait de réaliser  $x = 0,33$  pour ces roues. Nous garde-

rons pour un groupe de roues la même valeur de  $x$  et le même angle  $\alpha_1$ , afin d'arriver à des aubages mobiles de même profil, ce qui est très important pour le prix de revient de la fabrication de ces aubages. La chute de 35 calories pour les premières tuyères conduira encore à des tuyères simplement convergentes.

Le tableau I suivant donne la marche à suivre pour déterminer, à l'aide du diagramme de Mollier, les états successifs de la vapeur aux différents étages et en déduire les sections à donner aux aubages fixes et mobiles.

Nous avons choisi des angles  $\alpha_1$ , assez petits pour augmenter le degré d'injection des premières roues et pour augmenter également le rendement indiqué. Pour la dernière roue il est logique d'augmenter l'angle  $\alpha_1$  et la vitesse  $c_1$  pour ne pas arriver à une hauteur d'aubage trop grande par rapport aux précédentes. Dans les tous derniers aubages la vitesse critique est légèrement dépassée, mais les différences avec la pression critique étant faibles, on pourra se contenter de tracer des tuyères simplement convergentes, la détente se prolongeant dans l'aubage mobile sans pertes supplémentaires appréciables. Pour déterminer la hauteur  $h$  de l'aubage fixe, nous avons utilisé la relation

$$\frac{\pi Dh \frac{S_1}{S_1 + e} \sin \alpha_1 \times c_1}{v_1} \times i = G$$

le débit  $G$  en kg/sec étant évalué en première approximation à 0,785.

Pour le coefficient d'encombrement  $\frac{S_1}{S_1 + e}$  nous avons adopté un chiffre constant, 0,80.

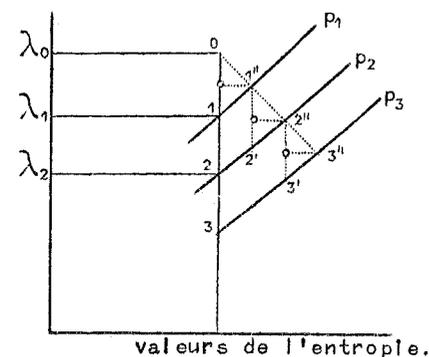


Fig. 37

Pour déterminer le volume spécifique de la vapeur à la sortie de chaque aubage, voici comment nous avons procédé en nous servant du diagramme de Mollier: partant du point 0 (Fig. 37) représentant l'état de la vapeur à 15 kg 360°, nous avons porté vers le bas, et suivant l'ordonnée, une longueur égale à 35 calories; nous avons trouvé l'état (1) de la vapeur à la suite du premier aubage, abstraction faite

Tableau I.

n°	$\Delta\lambda$	$\alpha_1$	x	$\eta_1$	$(1-\eta_1)\Delta\lambda$	$N_f'$	P	t' ou x'	v	v'	v''	h m/m	i	$\Delta = \frac{v'' - v}{v}$	$\frac{f}{G}$	$\frac{f e - e'}{G e_0}$
0							15	360	0,195							
1	35	10	0,275	0,65	12,25	4,79	8,67	285	0,30	0,315	0,315	10	0,117	0,050	0,43	0,035
2	35	"	"	"	"	2,72	4,80	242	0,475	0,50	0,535	10	0,195	0,126	0,242	0,014
3	24	12	0,33	0,713	6,89	1,73	3,125	220	0,66	0,74	0,77	10	0,29	0,167	0,162	0,010
4	"	"	"	"	"	1,07	1,97	185	0,92	1,1	1,14	10	0,43	0,240	0,108	0,007
5	"	"	"	"	"	0,62	1,20	150	1,41	1,65	1,71	10	0,645	0,213	0,069	0,005
6	"	"	"	"	"	0,29	0,70	111	2,28	2,6	2,70	10	1,0	0,184	0,043	0,003
7	"	"	"	"	"	0,18	0,39	75	3,84	4,18	4,30	16,5	"	0,119	0,024	0,002
8	"	"	"	"	"	0,10	0,207	0,98	6,77	7,42	7,52	29	"	0,111	0,013	0,0012
9	"	"	"	"	"	0,053	0,104	0,961	12,5	13,9	14,1	54	"	0,128	0,006	0,0008
10	30,5	15	0,294	0,66	10,4	0,022	0,04	0,934	29,6	33,0	33,7	92	"	0,139		
	268,5			0,69		11,525								0,134		0,078

des frottements dans celui-ci dont l'influence peut être négligée dans ce calcul. Pour obtenir l'état (1'') de la vapeur à la sortie de la roue, nous avons porté, suivant l'ordonnée, une longueur correspondant à la valeur des pertes:  $[(1 - \eta_1)\Delta\lambda + N_f']$  et nous avons mené par l'extrémité une parallèle à l'axe d'entropie jusqu'à la ligne de pression  $p_1$ . Le rendement  $\eta_1$  a été calculé pour chaque étage en utilisant la formule (44) et la puissance absorbée par le frottement du disque dans la vapeur ambiante  $N_f'$  en utilisant la relation (74),  $N_f'$  étant ici exprimé en calories-secondes par kg de vapeur débité.

$$N_f' \frac{\text{cal-sec}}{\text{kg}} = N_f' \text{ HP} \times \frac{75}{427} \cdot \frac{1}{G}$$

Pour connaître l'état (2') de la vapeur à la sortie du second aubage fixe, nous avons porté sur l'ordonnée passant par (1'') une longueur égale à 35 calories et nous avons déterminé la ligne de pression  $p_2$  et le point (2'). Pour trouver (2'') nous avons procédé comme précédemment pour le point (1''). Nous avons trouvé de cette façon tous les états de vapeur indiqués dans le tableau I et nous en avons déduit les volumes spécifiques  $v, v', v''$  correspondant aux états 1,2,3... 1', 2', 3' ... et 1'', 2'', 3''....

CALCUL DU RENDEMENT.-

Pour calculer le rendement effectif de la turbine, il y a lieu de tenir compte du réchauffement de la vapeur par la chaleur produite par les frottements dans les aubages. Nous avons indiqué (§3, chapitre II) comment calculer le gain  $\Delta$  en % pour chaque chute. Cela revient sensiblement à prendre, pour valeur du gain %, le rapport:

$$\frac{v'' - v}{v}$$

que nous avons fait figurer dans le tableau I pour toutes les chutes. En faisant la somme des 9 premières valeurs et en divisant par 10, nous aurons l'augmentation en % de la surface totale du diagramme de détente adiabatique. On arrive ainsi à  $\Delta = 0,134$ .

Lorsqu'on note les quantités de chaleur réellement disponibles dans chacune des chutes correspondant aux portions d'ordonnées (1'2') (2'3'), on peut voir que la somme de ces quantités est plus grande que l'énergie adiabatement disponible: cela tient à la divergence du fais-

ceau des isobares. Le rapport des deux quantités donne le facteur de réchauffement  $\Delta$  d'une autre manière. Les deux valeurs ne coïncident pas totalement du fait que la formule (51) contient une approximation, la constance du coefficient  $k$  étant d'autant plus grossière que les écarts entre l'adiabatique et la polytropique vraie sont plus grands. Lorsqu'on établit le tableau en indiquant les valeurs des calories réellement disponibles, il est donc superflu de calculer  $\Delta$  séparément.

Le rendement effectif, abstraction faite des fuites des paliers, sera donc :

$$\eta_e = \eta_i \times \eta'_0 \times (1 + \Delta)$$

Le rendement  $\eta_i$  est le rendement indiqué moyen en tenant compte du rendement de chaque étage et du nombre de calories  $y$  utilisées. Le rendement moyen  $\eta'_0$  peut se déduire de la relation

$$\eta'_0 = \frac{N_i - N'_f}{N_i} = \frac{185,1 - 11,525}{185,1} = 0,938$$

$N_i$  et  $N'_f$  étant exprimées en calories par Kg et correspondant à la somme des valeurs trouvées pour chaque étage. On trouve ainsi

$$\eta_e = 0,69 \times 0,938 \times 1,134 = 0,735$$

Il nous reste à tenir compte de la puissance absorbée par les paliers et des fuites. Pour les paliers, la butée, la pompe à huile et le régulateur. On peut admettre  $\eta''_0 = 0,95$ . Pour les fuites, nous avons vu que l'on peut écrire pour chaque étage

$$f = k \frac{s \times e}{v}$$

où  $s$  représente la section ouverte à la fuite qui s'évaluerait à 235 cm pour un jeu de 1/2 mm entre l'arbre et la partie fixe. Nous adopterons le double pour tenir compte des autres fuites possibles, notamment au joints horizontaux des diaphragmes.

Pour  $c$ , nous pourrions adopter les vitesses  $c$  admises pour les tuyères correspondantes et pour le volume spécifique  $v$  dans la section finale du point, le volume  $v'$  correspondant à la sortie des tuyères. Quant au coefficient  $k$ , nous adopterons  $k = 0,7$ . Les valeurs de  $H$  ainsi calculées figurent dans notre tableau I.

Nous avons vu d'autre part que la perte totale n'est pas égale

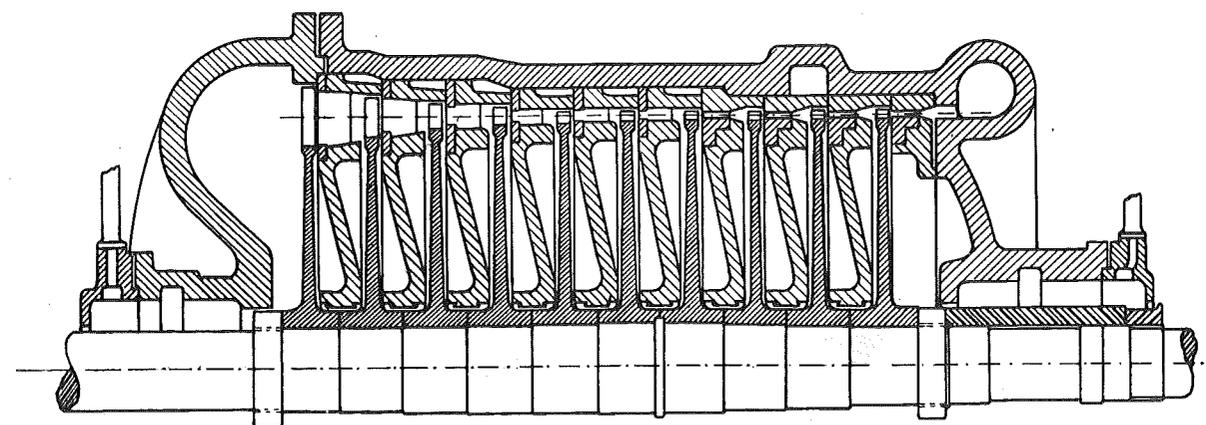


FIGURE 38

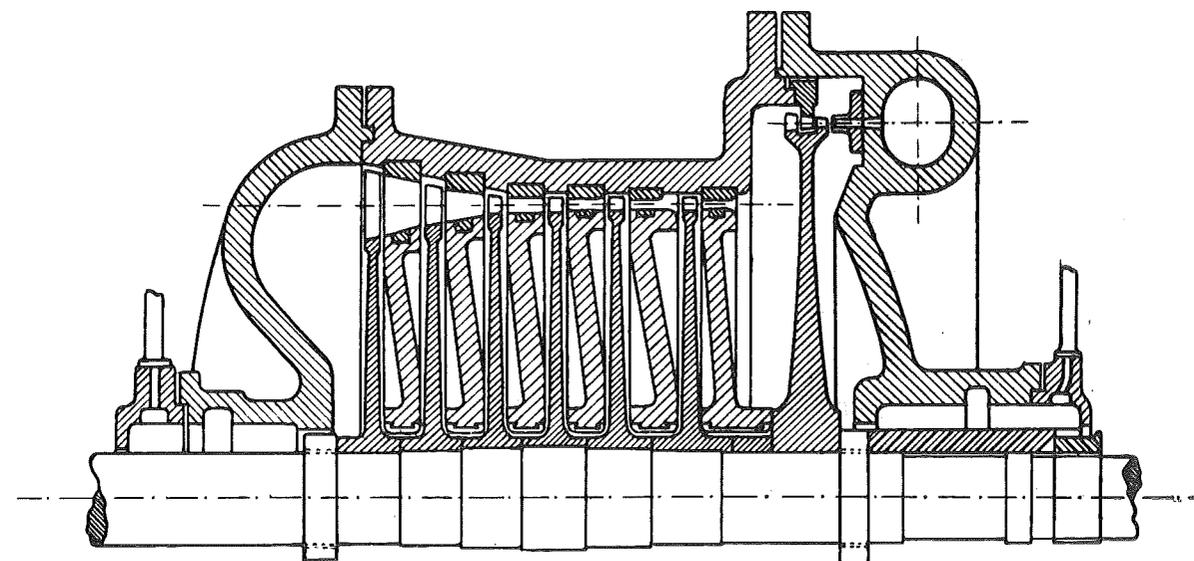


FIGURE 39

à la somme des fuites  $f$ , mais bien à

$$F = f_1 \frac{e_1 - e_2'}{e_0} + f_2 \frac{e_2 - e_3'}{e_0} + \dots$$

dans laquelle  $e_0, e_1, e_2, \dots$  représentent l'énergie disponible dans 1 kg de vapeur à l'état 0, 1", 2" ..... (Fig.39) et  $e_2', e_3', \dots$  l'énergie disponible dans 1 kg de vapeur amené par laminage de  $p_1$  à  $p_2$ , de  $p_2$  à  $p_3$ , etc... Notre tableau I donne les valeurs de  $\frac{f_1}{G} \frac{e_1 - e_2'}{e_0}$ , etc... pour tous les étages.. La somme de ces valeurs donne la perte en % totale, soit 0,078.

Le rendement total serait donc:

$$\begin{aligned} \eta &= \eta_1 \times \eta_0' \times (1 + \Delta) \times \eta_0'' \times \left(1 - \frac{F}{G}\right) = \\ &= 0,735 \times 0,95 \times 0,922 = 0,644 \end{aligned}$$

A cette valeur correspond une consommation  $c = \frac{863}{245 \times 0,644} = 5,475$  kg par Kw-h sur l'arbre.

Remarque.

Si l'on veut obtenir la répartition des pressions que l'on s'est imposée, il est nécessaire de tenir compte des fuites  $f_1, f_2, \dots$  en multipliant les sections calculées par  $(1 - 0,256)$  pour le second aubage, par  $(1 - 0,180)$  pour le troisième, etc...

DESCRIPTION DE LA TURBINE.-

Nous avons donné (Fig.38) une demi-coupe verticale, à l'échelle 1/10, de la turbine système Zoelly, que nous venons de calculer. La vapeur arrive par  $e$ . L'enveloppe (a, c) est divisée en deux par un joint horizontal rodé qui permet, par le déplacement de la partie supérieure formant couvercle, la mise en place de l'arbre portant les roues. Les disques fixes 2, 3, 4 .... portant les aubages distributeurs et constituant les parois des cellules, sont également divisés en deux. Pour permettre l'alésage par parties cylindriques et éviter les rainures d'encastrement des disques fixes, on remarquera que l'étanchéité des cellules est obtenue en faisant porter un disque sur le précédent, par une portée rodée.

Sauf pour les premières cellules où l'injection est partielle et

où les aubages mobiles sont constitués par des groupes d'aubes rapportés, les aubes fixes parachevées à la fraise, sont introduites dans le moule à la fonderie, et forment ainsi corps avec les disques; pour limiter rigoureusement la hauteur de l'aubage à la valeur calculée, on ajuste deux cercles  $f$  lors du parachèvement.

On a donné une forme conique aux disques fixes pour augmenter leur résistance; pour diminuer les frottements et éviter un parachèvement de toute la surface des disques, on a recouvert ceux-ci de part et d'autre de deux plaques en tôle, convenablement ajustées.

En  $b_1$  et  $b_2$  se trouvent les bourrages, dessinés schématiquement, qui doivent être très longs surtout du côté de l'admission où la pression est de 7 kg. L'étanchéité est assurée par une série de bagues élastiques placées en  $g, g_2$  et exerçant une légère pression sur l'arbre; une circulation d'eau est ménagée en  $k_1$  et  $k_2$ , et le bourrelet isolant  $t$  est destiné à empêcher une trop grande condensation de vapeur. En cas de très grande surcharge, on peut amener de la vapeur fraîche dans la seconde cellule par le conduit  $e'$ .

#### D. TURBINES AVEC ELEMENTS A UNE ET DEUX CHUTES DE VITESSE COMBINES

On peut simplifier l'ensemble en remplaçant les quatre premières roues par une roue à deux chutes de vitesse. L'énergie disponible dans cette roue sera donc de 111 Cal,  $c_1 = 916$  m et son diamètre de 1,11 m si nous adoptons pour  $x$  la valeur 0,19. Nous avons vu en effet, Fig.34, que la valeur de  $x$  la plus favorable au point de vue du rendement effectif  $\eta_1 \times \eta'_0$ , pour une roue à 2 chutes de vitesse et  $p_1 = 15$  kg/cm<sup>2</sup> était  $x = 0,19$ . Le rendement indiqué de cette roue est plus faible que celui des 4 roues qu'elle remplace, mais le gain sur les fuites, qui sont élevées dans les premiers aubages, compense la diminution et, d'autre part, on jouit du grand avantage d'éviter des températures élevées dans les premières cellules. Avec la disposition du cas précédent, on avait, en effet, 318° dans le premier aubage, alors qu'avec la roue Curtis ci-dessus cette température tombera à 200°. Compte tenu du rendement indiqué moindre et de la diminution des fuites, on arrive à un rendement global sensiblement le même que celui trouvé précédemment. C'est donc la solution la plus favorable pour réaliser les données proposées.

#### DESCRIPTION DE LA TURBINE.-

La Fig.39 donne, à l'échelle 1/10, une coupe verticale de la turbine de ce système. L'enveloppe est encore divisée en deux parties symétriques par un joint rodé; chaque moitié comporte trois parties a, c, d. La partie c peut être alésée à part, ce qui permet de conduire l'outil très aisément, et de faire les rainures d'encastrement des disques fixes avec beaucoup de précision. Ceux-ci sont en une pièce et possèdent des aubages fraisés et rapportés qui sont tenus en place par une frette. Cette construction permet d'adopter, pour les dernières roues, l'injection totale, en disposant des aubes sur tout le pourtour; on peut ainsi rapprocher les disques fixes des roues mobiles, et faire en sorte que les jets de vapeur sortant de celles-ci entrent sans choc dans les aubages distributeurs suivants. Nous avons vu que le rendement indiqué pouvait être augmenté de 4 à 5% par cette disposition.

Les tuyères de la première roue peuvent ne former qu'un seul groupe ou deux groupes symétriques, et l'on peut disposer quelques tuyères supplémentaires pour le cas de fortes surcharges.

Le bourrage  $b_1$ , supposé du même système que celui de la turbine précédente, n'a pas besoin d'être aussi long, la pression dans la première cellule étant beaucoup plus faible.

Toutes ces solutions par turbine d'action que nous venons de calculer et de décrire ont été appliquées dès l'origine par les constructeurs qui se partageaient le marché, à l'exception de la solution à une roue.

Le problème était alors de réaliser un ensemble capable de concurrencer au point de vue prix et rendement la machine à piston. En augmentant la puissance par unité, on aurait pu non seulement améliorer le rendement mais encore le prix de revient par Kw. En effet, pour doubler la puissance, il suffit de doubler les hauteurs d'aubes et même, dans les premières roues, le degré d'injection, ce qui n'augmente le prix de la turbine que de très peu. La puissance par unité était alors limitée par la construction de l'alternateur. On considérait déjà 3000 Kw à 3000 T/min comme un problème difficile. Aujourd'hui, à la même vitesse les plus grosses unités vont jusque 50.000 Kw.

S2. TURBINE A REACTION

A. TURBINE ENTIEREMENT A REACTION

Nous pouvons aussi envisager la solution par turbine à réaction partielle dont le degré de réaction est égal ou voisin de 1/2. Comme l'injection totale est imposée dès la première roue, on a la relation suivante entre le débit en poids de vapeur et le diamètre initial:

$$2\pi r_1 h_1 \delta_1 k' c_1 \sin \alpha_1 + 2\pi r_1 j \delta_1 c_1 \sin \alpha'_1 = G$$

où j est le jeu entre la roue et l'enveloppe et  $\alpha'_1$  l'angle d'injection de la vapeur de la fuite. On peut l'écrire

$$2\pi r_1 \delta_1 \frac{u_1}{x} (h_1 k' \sin \alpha_1 + j \sin \alpha'_1) = G$$

Comme la vitesse périphérique est liée au rayon par:

$$u_1 = \frac{2\pi r_1 N}{60}$$

il vient

$$4\pi^2 r_1^2 \delta_1 \frac{1}{x} \frac{N}{60} (h_1 k' \sin \alpha_1 + j \sin \alpha'_1) = G \quad (85)$$

Si on se fixe une valeur approchée du rendement, le poids de vapeur consommé par seconde est connu, ainsi que la valeur de  $\underline{x}$ . D'autre part, on peut admettre que  $h_1$  ne peut descendre en dessous de 10 à 12 mm. puisque j ne peut descendre en dessous de 0,5 mm. S'il est difficile de déterminer avec précision l'angle  $\alpha'_1$ , on peut admettre que pour

$$\alpha_1 = 15^\circ - 19^\circ$$

$$\alpha'_1 = 24^\circ - 30^\circ$$

Pour  $\delta_1$ , on admettra par approximation l'état de vapeur à l'admission, quant à  $k'$  cela résulte du tracé des aubes, sa valeur étant assez faible: 0,60 à 0,65 par exemple pour les aubes à faible longueur axiale et les angles petits:  $\alpha_1 = 14$  à  $19^\circ$ .

Tous les éléments sont donc connus dans l'équation, et on peut en tirer  $r_1$  et de là  $u_1$ . Comme on s'est fixé le coefficient de vitesse  $x$  on en déduit immédiatement  $c_1$ . L'énergie utilisable par chute

donnée par

$$\frac{2gH'}{c_1^2} = M$$

où M se lit sur les courbes caractéristiques, est donc déterminée. On peut alors calculer le nombre de chutes nécessaires pour atteindre une pression finale telle que l'on puisse reprendre le calcul, effectué pour le premier tambour, à la recherche du diamètre  $r'_1$  du second tambour.

On pourra utiliser alors une nouvelle fraction de l'énergie disponible avant de passer à un troisième tambour muni d'un aubage dont la hauteur initial ne devra plus être aussi faible en vue d'améliorer le rendement total par la diminution des pertes par fuite. On ne peut toutefois faire grandir assez rapidement la hauteur des dernières aubes de ce tambour, ce qui exige un accroissement de l'angle  $\alpha_1$  d'une aube à la suivante.

On voit tout de suite qu'avec cette solution on est conduit à un très grand nombre d'aubages moteurs, puisque l'énergie utilisée par chute est nécessairement faible.

Pour le cas envisagé dans ces notes, fixons la hauteur à la sortie du premier distributeur à  $h_1 = 10$  mm, la valeur de  $x$  à 0,48 et  $\alpha_1$  à  $14^\circ$ . Nous pourrions alors résoudre l'équation (85) en adoptant pour  $G = 0,785$  Kg/sec comme précédemment, pour  $j = 0,5$  mm pour  $k' = 0,60$  et pour  $\alpha'_1 = 24^\circ$ ,  $\delta_1$  étant prise égale à 5 correspondant aux conditions de vapeur à l'entrée. On trouve  $2r_1 = 0,305$ , ce qui correspond à  $u_1 = 48$  m ou à  $c_1 = 100$  m. vu la valeur adoptée pour  $\underline{x}$ . L'équation (68) nous fournira la valeur du coefficient manométrique correspondant  $M = 1,85$  d'où la valeur de  $H'$  exprimée en calories,  $H' = 2,21$  Cal. Ayant ainsi déterminé la chute de calories dans la première cellule, il conviendrait de dresser un tableau des pressions successives 1, 2, 3 ... après la première, la deuxième chute, etc... comme nous l'avons fait pour la turbine d'action.

Pratiquement, il suffit de calculer par groupes de chutes puisqu'on ne peut pas faire croître  $h$  d'une manière continue et qu'on ne peut pas non plus multiplier à l'infini le nombre de profils d'aubes. On pourra, par exemple, calculer la pression de 3 en 3 chutes et garder pour tout un groupe d'aubages la même hauteur  $h$  et une vitesse  $c_1$  aus-

si constante que possible en augmentant progressivement l'angle  $\alpha_1$ . Etant donné qu'il y a intérêt à augmenter le diamètre de l'aubage en vue d'augmenter l'énergie utilisée par chute, on donne ordinairement au tambour portant les aubes, trois et même quatre diamètres successifs de plus en plus grands.

Pour chaque changement de diamètre on appliquera de nouveau la relation (85) pour trouver le diamètre à donner à l'aubage afin que l'injection totale soit assurée. Le rendement indiqué de chaque chute pourra être calculé à l'aide de l'équation (70) et, pour trouver l'état de vapeur à la sortie d'une cellule, il suffira de porter comme précédemment, sur le diagramme de Mollier, la valeur de  $(1 - \eta_1) \Delta \lambda$ . La puissance perdue par frottement externe  $N_f$  pourra être négligée ici. Le tableau II suivant donne en partie les éléments essentiels du calcul de cette turbine.

Tableau II

N°	$2r_1$	$\Delta \lambda$	$\alpha_1^\circ$	x	$c_1$	$\eta_1$	p	t' ou x'	v'	h mm
1	0,305	2,21	14	0,48	100	0,757	14,5	355	0,2	10
11	"	2,20	17	"	"	0,752	10	305	0,265	"
22	"	2,22	19	0,475	101	0,742	6,6	261	0,38	13
33	"	2,22	"	"	"	"	4,2	218	0,55	19
41	0,440	3,85	24	0,52	133	0,748	2,17	160	0,95	14
49	"	3,92	24	0,51	135	0,745	1,05	107	1,7	22
54	"	3,67	"	0,535	129	0,752	0,64	0,993	2,65	36
57	0,740	10,45	28	0,525	221	0,729	0,28	0,961	5,5	22
60	"	10,6	30	0,515	225	0,714	0,11	0,935	12,88	45
62	"	11,0	33	0,50	232	0,688	0,06	0,925	22,40	70
63	"	13	33	0,45	258	0,663	0,04	0,92	32,6	84

On voit ainsi que l'on peut résoudre le problème avec 63 chutes réparties sur trois diamètres différents en faisant varier la hauteur des aubes très progressivement et avec des angles  $\alpha_1$  variant de  $14^\circ$  à  $33^\circ$ . Les valeurs renseignées dans le tableau se rapportent à l'aubage final de chaque groupe d'aubes dont la hauteur est gardée invaria-

ble. L'angle  $\alpha_1$  est toujours de  $15^\circ$  à  $19^\circ$  pour la première cellule du groupe et la valeur de x et de  $c_1$  est maintenue aussi constante que possible. Ce calcul n'est qu'approximatif puisqu'on a opéré par groupes d'aubes, mais l'approximation est suffisante.

CALCUL DU RENDEMENT.-

Pour le calcul du rendement indiqué, on pourra pour chaque groupe évaluer un angle  $\alpha_1$  moyen et une valeur de x moyenne et calculer pour ces valeurs le rendement  $\eta_1$  d'après la formule (70). On pourra alors calculer le rendement  $\eta_1$  global en tenant compte des calories utilisées dans chaque groupe. On trouve ainsi  $\eta_1 = 0,755$ .

Pour le rendement organique nous ne compterons que la perte dans les paliers que nous admettons égale à 6% en raison du poids du rotor, soit  $\eta_0 = 0,94$ . La récupération d'énergie par réchauffement de la vapeur pourra être calculée par le rapport de la somme des calories réellement disponibles dans l'ensemble des chutes, au nombre de calories disponibles dans la chute adiabatique. On arrive ainsi à établir que pour l'ensemble des chutes on a utilisé 260 calories, alors que dans la chute adiabatique on ne dispose que de 245 calories. Le gain  $(1 + \Delta)$  était donc de  $\frac{260}{245} = 1,06$ . Le rendement final calculable ainsi peut donc se chiffrer

$$\eta_0 = 0,755 \times 0,94 \times 1,06 = 0,753$$

Pour avoir le rendement total, on devra encore tenir compte des fuites qui peuvent être calculées en suivant la méthode exposée pour l'exemple de la turbine d'action. On arrive ainsi à une fuite efficace  $\frac{F}{G} = 0,08$ , à laquelle il faut encore ajouter une perte de 0,03 pour le piston d'équilibre, soit, au total 0,11. Dans le cas de la turbine à réaction il faut encore tenir compte du fait que la vitesse à la sortie de la dernière roue est entièrement perdue, alors que les formules sur lesquelles est basé le calcul du rendement supposent qu'une partie  $\psi c_n$  est utilisée dans la chute suivante.

Il faut donc retrancher du rendement une fraction égale à

$$\frac{A \psi^2 \frac{c_n^2}{2g}}{\lambda_0 - \lambda_n}$$

Dans le cas qui nous occupe, on trouve, en construisant le triangle de vitesse pour la dernière roue,  $c_n = 173$  m/sec et la perte à la sortie correspondante sera donc de 0,01.

Le rendement total devient donc :

$$\eta = 0,753(1 - 0,11) - 0,01 = 0,66$$

DESCRIPTION DE LA TURBINE.-

La Fig.40 donne une demi-coupe verticale, à l'échelle  $\frac{1}{10}$ , de la turbine PARSONS que nous venons de calculer. L'enveloppe c est encore divisée en deux parties, par un joint horizontal rodé. La vapeur entre en e; en cas de forte surcharge, on peut introduire de la vapeur fraîche par e'. Le tambour doit être construit en acier forgé; il en résulte des difficultés de tracé et d'exécution sur lesquelles les constructeurs ont soin de ne donner aucun détail. Nous avons supposé que la partie de faible diamètre était venue de forge avec l'arbre, et que les autres parties étaient fixées entre elles par vis à tête noyée.

Pour assurer l'équilibre de la poussée axiale, l'espace t est mis en relation avec l'espace t', l'espace s avec s' et l'espace f avec le condenseur. Les pistons d'équilibre comportent des cannelures formant avec les rainures de l'enveloppe, un joint en labyrinthe dont le jeu axial descend jusque  $\frac{2}{10}$  de millimètre.

Les boîtes à bourrage ont une longueur aussi réduite que possible, afin de diminuer l'encombrement et la longueur de l'arbre; on fait ordinairement dans les cannelures du milieu du joint une faible injection de vapeur destinée à former, par sa condensation, une sorte de joint hydraulique.

B. TURBINE A REACTION AVEC ELEMENTS H.P. FONCTIONNANT PAR ACTION

On voit de l'exemple précédent qu'il est logique, pour améliorer l'ensemble, de remplacer le tambour de faible diamètre par une roue à deux chutes de vitesse. Cette partie la plus longue de la turbine n'utilise, en effet, que 29% de l'énergie disponible et donne lieu à une perte par fuites relativement grande. Avec une roue Curtis remplaçant les 33 premières chutes, la turbine sera plus simple et plus courte et

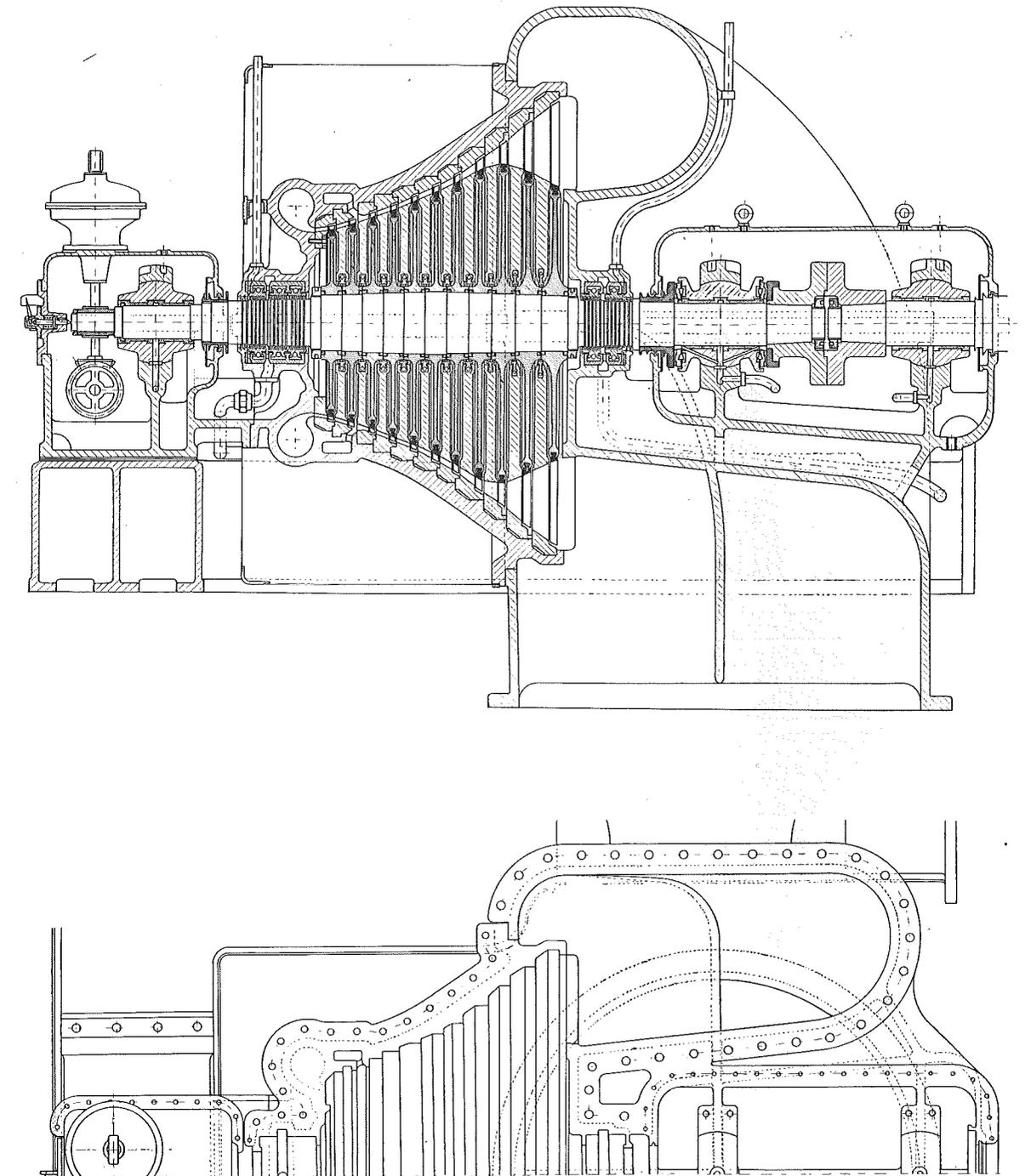


FIGURE 42

le rendement global restera pratiquement le même.  
Le diamètre de la roue Curtis pourra être calculé en remarquant qu'elle doit utiliser 75 calories, ce qui conduit à  $c_1 = 752$  m/sec ou, avec  $x = 0,19$  à  $u_1 = 143$  m/sec et  $2r_1 = 0,910$ .

Le calcul de la partie en réaction se fera comme précédemment.

DESCRIPTION DE LA TURBINE.-

La Fig.41 donne une demi-coupe verticale, à l'échelle  $\frac{1}{10}$ , de la turbine de ce système; les tuyères ne forment qu'un seul groupe et sont boulonnées avec la partie amovible e, sur laquelle vient se placer la soupape de réglage.

Ici encore, l'espace s est mis en relation avec l'espace s, et l'espace f avec le condenseur.

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*  
\*

TURBINES DE PUISSANCES LIMITEES

Si on jette un coup d'oeil sur l'ensemble des types calculés dans le chapitre précédent, on peut voir que la solution la plus favorable pour les turbines de faible puissance est la turbine d'action multicellulaire avec une roue à deux chutes de vitesse ou la turbine à réaction avec également une roue initiale du type Curtis. Cette conclusion ne vaut que pour des turbines de faible puissance (éloignée de la puissance limite). Maintenant que les réducteurs de vitesse peuvent être réalisés pour des puissances de plusieurs milliers de Kw à des vitesses périphériques de 25 à 30 m/sec, il est préférable d'adopter pour les petites unités des vitesses angulaires plus élevées, de 6000 et même 10.000 T/min, de manière à se rapprocher de la puissance limite définie par:

$$R' = \frac{N_1 N^2}{\delta u_1^3 H'} \approx 2,2 \text{ à } 2,4$$

Pour ces faibles puissances,  $u_1$  ne dépasse pas 220 à 230 m. On conçoit qu'au point de vue du prix de revient et même du rendement, il y ait intérêt à réaliser une turbine limite puisqu'elle fournit la plus grande puissance compatible avec la vitesse périphérique et le vide adoptés, donc le prix minimum par Kg.

C'est en s'inspirant de cette idée, qu'à l'heure actuelle, les unités choisies dans les centrales, pour 3000 tours, lorsqu'on rejette la solution par engrenages, sont de 6 à 10.000 Kw pour un échappement, 12 à 20.000 Kw pour deux échappements et 50 à 60.000 Kw pour quatre échappements, en portant la vitesse périphérique moyenne à environ 270 m.

Les turbines limites à réaction sont, en général, pour les pressions ordinaires du système à réaction pure, parce que le volume de vapeur est alors suffisant pour ne pas devoir utiliser une roue d'action.

La turbine à réaction reste quand même moins bien appropriée aux puissances limites, lorsqu'elles sont faibles, parce que le jeu entre le rotor et la partie fixe ne peut être réduit proportionnellement. De là la remarque que l'on peut faire, qu'en dessous de 1000 Kw environ on s'en tient généralement au type d'action, tandis que pour les puissances de l'ordre de 2 à 3000 Kw on rencontre déjà le système mixte et que pour les grandes unités, on trouve des turbines à réaction depuis la première jusqu'à la dernière chute.

51. TURBINE LIMITE A 3000 TOURS ET A UN ECHAPPEMENT

Nous avons vu au chapitre V, 2<sup>ème</sup> fascicule, que la puissance limite pour une turbine à un échappement et à 3000 tours était de 10000 Kw environ.

Nous allons traiter l'exemple d'une telle turbine en conservant les mêmes conditions de vapeur et de vide que dans le chapitre précédent, soit 15 Kg/cm<sup>2</sup> 360° à l'admission et 0,04 Kg/cm<sup>2</sup> à l'échappement.

CALCUL DE LA DERNIERE ROUE.-

En nous fixant une vitesse périphérique limite de  $u_1 = 252$  m/sec correspondant à un diamètre  $2r_1 = 1,60$  et en fixant  $\delta_1$  à 0,031 Kg/m<sup>3</sup>, nous calculerons la valeur de  $R'$  pour la dernière roue

$$R' = \frac{N_1 N^2}{\delta_1 u_1^3 H'} = \frac{14000 \cdot 3000^2}{0,312 \cdot 252^3 \cdot 245,427} = 2,41$$

En appliquant la relation (80) nous verrons que cette valeur de  $R'$  est réalisable avec  $\alpha_1 = 25^\circ 30'$ ,  $\varepsilon = 0,45$  et  $x = 0,455$ , en adoptant pour le rendement indiqué de la turbine  $\eta_1 = \frac{2P}{M} = 0,78$ . La hauteur à la sortie du dernier distributeur est ainsi  $h_1 = 0,45 \cdot 0,080 = 0,360$  et la vitesse  $c_1 = \frac{252}{0,455} = 554$  m/sec.

CALCUL DE LA PREMIERE ROUE.-

On peut employer la même méthode pour le calcul de la première

roue en s'imposant l'injection totale pour cette roue. Pour une turbine de cette importance, il est, en effet, très important d'avoir l'injection totale pour toutes les roues, y compris la première si possible, pour éviter la perte par ventilation et pour pouvoir rapprocher les aubages directeurs des aubages mobiles et bénéficier ainsi de la récupération de la vitesse à la sortie des aubages mobiles. Comme, en même temps, nous devons chercher à utiliser des roues d'un diamètre aussi grand que possible pour en diminuer le nombre, nous devons nous rendre compte de ce que serait la valeur minimum réalisable pour R' avec un rendement acceptable.

La relation (80) nous montre qu'en adoptant  $\varepsilon = 0,038$ ,  $\alpha_1 = 14^\circ$  et  $x = 0,465$ , on arrive à  $R' = 0,109$ .

En portant cette valeur dans la première moitié de la relation (80), on en tire

$$\delta_1 u_1^3 = 11.10^6$$

On peut donc, en se donnant des valeurs de  $u_1$ , chercher la chute de calories correspondante et la densité  $\delta_1$ , qui en résultera à la sortie de la première roue. Le produit  $\delta_1 u_1^3$  doit satisfaire à la relation ci-dessus.

On trouve ainsi  $u_1 = 133,7$ ,  $c_1 = 287$ ,  $H' = 10,5$  calories,  $v' = 0,22 \text{ m}^3/\text{Kg}$ , ce qui correspond à  $\delta_1 u_1^3 = 11.10^6$ .

La première roue aura donc un diamètre  $2r_1 = 0,850 \text{ m}$ .

CALCUL DES ROUES INTERMÉDIAIRES.-

Pour le calcul des roues intermédiaires, on pourrait appliquer la même méthode en déterminant de proche en proche la valeur de  $u_1$ , conduisant à R' minimum. Il faut cependant remarquer qu'il sera nécessaire de faire grandir la valeur de R' progressivement, faute de quoi on sera conduit à des valeurs de  $u_1$  trop grandes à partir du 5<sup>me</sup> ou 6<sup>me</sup> étage.

Comme nous connaissons la valeur de  $2r_1$  et  $h_1$  pour la première et la dernière roue, il est évident que nous devons chercher à réaliser un accroissement progressif du rayon, tout en conservant autant que possible le même profil d'aubes pour plusieurs roues.

On dressera utilement un tableau analogue à celui calculé pour

la turbine d'action du chapitre précédent en tenant compte cette fois-ci, pour le calcul de  $\eta_1$ , de la récupération de la vitesse  $c_n$  à la sortie de l'aubage mobile. Pour le reste, la méthode de calcul et d'utilisation du diagramme de Mollier reste absolument la même.

Le tableau III suivant donne les éléments principaux du calcul.

Tableau III

Roue	$\Delta\lambda$	$2r_1$	$u_1$	$c_1$	$x$	$x_1$	$\alpha_1$	$\eta_1$	$p$	$v'$	$h_1$
1	10,5	0,850	133,7	287	0,465	0,45	14°	0,80	12,77	0,22	16
2	12,0	0,907	142,2	306	"	"	"	"	10,57	0,26	16,5
3	13,5	0,960	150,8	324	"	"	"	"	8,55	0,315	17
4	15,2	1,02	160	344	"	"	"	"	6,6	0,38	19
5	18,5	1,132	178	382	"	"	"	"	4,62	0,505	20
6	20,9	1,20	188,2	405	"	"	"	"	3,1	0,70	25
7	24,5	1,30	204	438	"	"	"	"	1,85	1,06	33
8	30,0	1,44	226	486	"	"	"	"	0,925	1,88	47
9	33,8	1,532	241	519	"	"	"	"	0,38	4,1	89
10	36,2	1,58	248	534	"	"	"	"	0,14	10	210
11	38,9	1,60	252,0	552	0,455	0,436	25°30'	0,74	0,04	32	360
	254,0							0,79			

CALCUL DU RENDEMENT.-

Le rendement indiqué moyen se détermine en tenant compte du  $\eta_1$  de chaque cellule et de la chute de calories correspondante. On trouve  $\eta_i = 0,79$ .

Le gain par réchauffement peut être déterminé par le rapport du nombre de calories réellement disponibles dans toutes les cellules, à la chute de calories adiabatique. On trouve:

$$(H\Delta) = \frac{254}{245} = 1,038$$

Le travail perdu par frottement des disques dans la vapeur s'évalue à 2,3 calories-sec. par Kg de vapeur débité, d'où

$$\eta'_0 = \frac{201 - 2,3}{201} = 0,988$$

- 100 -

Pour les pertes externes on peut admettre 1% et pour la fuite efficace également 1%. Pour avoir le rendement total, il faudra encore décompter la perte à la sortie de la dernière roue, vu que nous avons compté pour le rendement de cette roue sur la récupération de la vitesse à la sortie.

La vitesse  $c_2$  étant de 208 m/sec, on aura

$$\frac{A(2 - \frac{1}{\psi_2}) \frac{c_2^2}{2g}}{\Delta\lambda} = \frac{0,62 \cdot 208^2}{427 \cdot 245 \cdot 19,62} = 0,013$$

Le rendement total sera ainsi

$$\eta = 0,79 \cdot 1,038 \cdot 0,988 \cdot 0,99 \cdot 0,99 - 0,013 = 0,78$$

et la consommation par Kw/h sur l'arbre

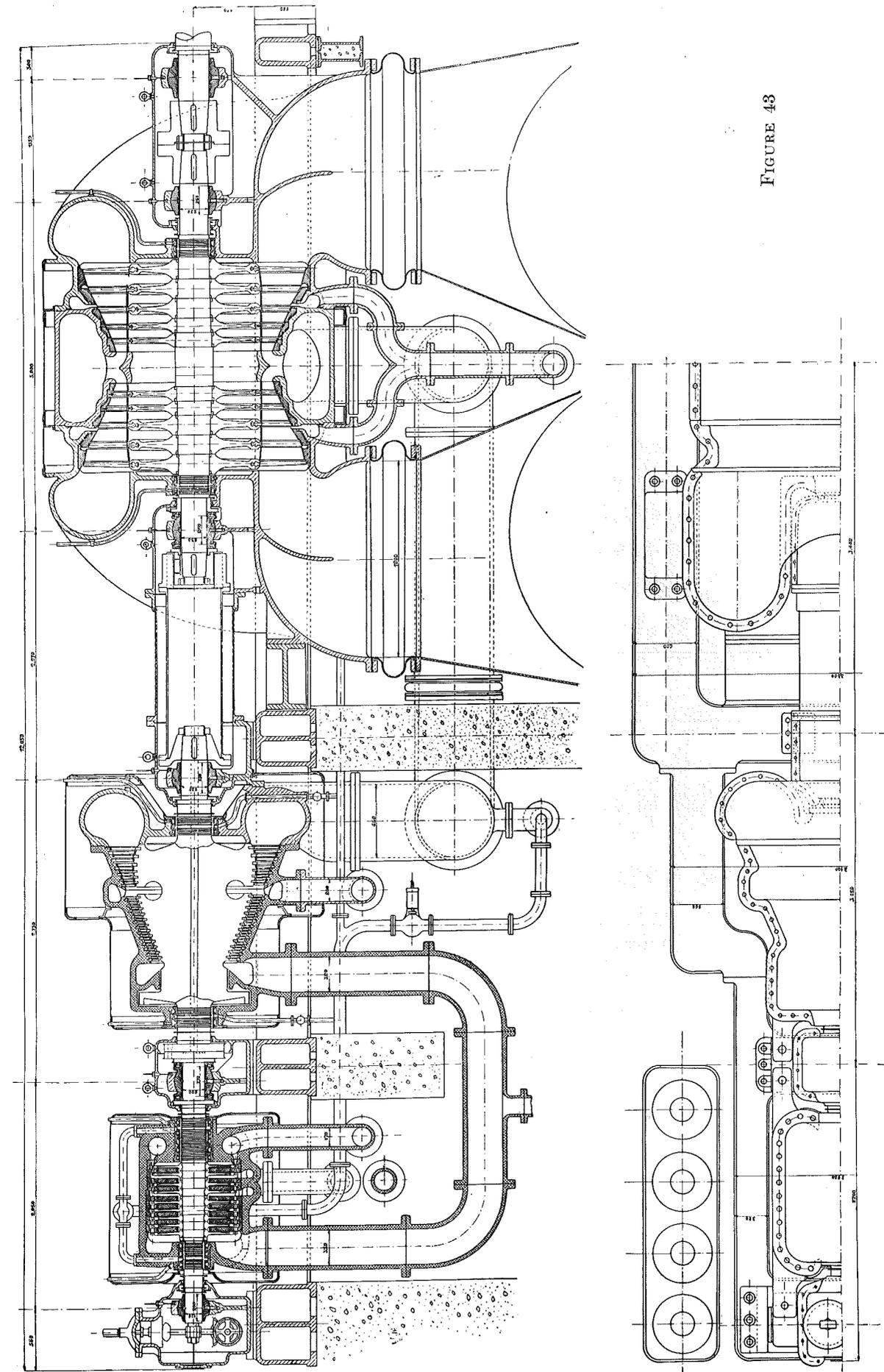
$$C = \frac{863}{\Delta\lambda\eta} = \frac{863}{245 \cdot 0,78} = 4,51 \text{ Kg}$$

La consommation totale sera donc de 45.100 Kg/heure, soit 12,5 Kg/sec.

La Fig. 42 planche V, représente l'ensemble, en deux projections, de la turbine que nous venons de calculer.

On remarquera que les dimensions données à la turbine d'échappement exigent que le palier placé de ce côté puisse s'appuyer sur la tubulure, elle-même renforcée par des nervures appropriées.

Le corps divisé en deux par un plan horizontal est porté en trois points, le couvercle haute pression portant une collerette sur laquelle vient se boulonner le support du palier; celui-ci peut glisser sur le bâti entre des nervures appropriées pour assurer la libre dilatation du corps, en partant comme point fixe de la tubulure d'aspiration que porte le palier de support et de butée: ainsi l'allongement du rotor et du stator se fait dans le même sens et les différences qui peuvent résulter des écarts de températures moyennes entre les deux organes, sont très fortement atténuées. Les jeux axiaux doivent naturellement être prévus en conséquence: on ne peut guère prévoir au montage des valeurs inférieures à 3 mm.



§2. TURBINE LIMITE A 3000 TOURS ET A DEUX ECHAPPEMENTS

Nous considérerons deux cas pour le calcul de la turbine à 2 échappements.

1<sup>er</sup> cas. TURBINE A PRESSION MOYENNE

Supposons que les conditions de vapeur soient encore celles du cas examiné §1 et que la turbine soit prévue pour 2 échappements. Il est évident que pour la même valeur de  $R'$  de la dernière roue, nous pourrions réaliser une puissance double, soit 20.000 Kw. La turbine se présentera donc sous forme d'une turbine à 2 corps: le corps H.P. comportera 7 roues, par exemple, et le corps B.P. 4 roues dédoublées, identiques aux 4 dernières roues de l'exemple précédent. Les roues du corps H.P. devront avoir évidemment des hauteurs d'aubage 2 fois plus grandes, pour laisser passer un débit double. Nous croyons inutile d'insister davantage sur le calcul et le tracé de cette turbine qui, à part le dédoublement du corps B.P., ressemble en tout à la turbine limite de 10.000 Kw.

2<sup>me</sup> cas. TURBINE A HAUTE PRESSION

Nous examinerons le cas d'une installation à 50 Kg/cm<sup>2</sup> et 450°C à l'admission et un vide de 0,04 Kg/cm<sup>2</sup>.

Pour calculer la puissance limite que l'on pourra atteindre dans ces conditions avec une turbine à 2 échappements, il faut tenir compte du fait que dans les installations de ce genre on prévoit généralement un soutirage de vapeur aux étages intermédiaires de la turbine pour réchauffer l'eau condensée extraite du condenseur et destinée à alimenter la chaudière. On démontre que ce procédé permet d'améliorer le rendement de l'installation et réduit la consommation en calories par Kw.h de 5 à 8% suivant le cas.

La puissance limite de la turbine se trouve en même temps accrue parce que le débit passant par la dernière roue est plus faible que le débit traversant les premières parties de la turbine et que pour un même débit à la sortie on recueille ainsi sur l'arbre une puissance plus

grande que dans une turbine sans soutirage.

Supposons que le soutirage soit prévu en 3 endroits et que les poids soustraits soient représentés par des fractions  $\alpha'$ ,  $\alpha''$ ,  $\alpha'''$  du poids  $G$  sortant de la turbine, la relation (79) donnant  $N_1$  devra alors être remplacée par

$$N_1 = \frac{G(1 + \alpha' + \alpha'' + \alpha''')}{75} H_1 \eta_1 + \frac{G(1 + \alpha' + \alpha'')}{75} H_2 \eta_1 + \frac{G(1 + \alpha')}{75} H_3 \eta_1 + \frac{GH_1}{75} \eta_1 =$$

$$= \frac{GH_1}{75} \eta_1 \left[ (1 + \alpha' + \alpha'' + \alpha''') \frac{H_1}{H_1} + (1 + \alpha' + \alpha'') \frac{H_2}{H_1} + (1 + \alpha') \frac{H_3}{H_1} + \frac{H_1}{H_1} \right]$$

En désignant par  $H_1$ ,  $H_2$  et  $H_3$  les hauteurs de chute utilisées avant le 1<sup>er</sup> soutirage, entre le 1<sup>er</sup> et le 2<sup>e</sup>, puis entre le 2<sup>e</sup> et le 3<sup>e</sup>.

Nous supposons ici, pour simplifier, que le rendement indiqué est le même pour toutes les parties. En désignant le terme en paranthèses par  $Z$ , nous aurons ainsi

$$N_1 = \frac{GH_1}{75} \eta_1 \times Z$$

et la valeur de  $R'$  deviendra ainsi

$$R' = \frac{N_1 N^2}{\delta_1 u^2 H^1} = \frac{1}{75} \frac{60^2}{2\pi} \varepsilon k' k'' \sin \alpha_1 \frac{\eta_1}{x} \times Z$$

et l'on voit ainsi que pour les mêmes valeurs de  $\varepsilon$ ,  $\alpha_1$  et  $x$ , on pourra réaliser une valeur de  $R'$  et, partant, de  $N_1$  plus grande que pour une turbine sans soutirage pour laquelle  $Z$  est évidemment égal à l'unité.

La détermination rationnelle du facteur  $Z$  sera étudiée plus loin. Pour le moment, nous nous bornerons à indiquer que pour l'exemple en question on a adopté:

$$\frac{H_1}{H^1} = 0,24; \quad \frac{H_2}{H^1} = 0,24; \quad \frac{H_3}{H^1} = 0,23; \quad \frac{H_1}{H^1} = 0,25$$

avec  $\alpha' = 0,057$   $\alpha'' = 0,10$   $\alpha''' = 0,13$ , d'où la valeur de  $Z$

$$Z = 1,12$$

Pour le calcul de  $R'$ , il faut encore remarquer qu'il s'agit ici, pour la dernière roue, d'une roue à réaction; pour garder à  $\delta_1$  sa signification précédente, il faudra donc rapporter le débit à la section de sortie de la dernière roue et non du dernier distributeur, et partant remplacer  $c, \sin \alpha_1$  par  $w_2, \sin \beta_2$ . Si nous n'envisageons que le degré de réaction  $\frac{1}{2}$  nous aurons évidemment  $w_2 = c_1$  et  $\beta_2 = \alpha_1$  et la formule (80) pourra rester telle quelle à la condition d'entendre sous  $\varepsilon$  le rapport  $\frac{h_2}{r}$ ,  $h_2$  étant la hauteur à la sortie de l'aubage mobile.

Pour calculer la valeur maximum de  $R'$ , nous choisirons:  $\varepsilon = 0,55$ ,  $\beta_2 = 180^\circ - 32^\circ$ ,  $x = 0,8$  et  $\eta_1 = 0,80$ ,  $k' = 0,95$ ,  $z = 1,12$ . On trouve ainsi  $R' = 2,37$ .

En fixant la vitesse périphérique de la dernière roue à 320 m/sec, nous aurons pour  $u = 251$  m/sec et en tenant compte des valeurs  $\delta_1 = \frac{1}{30}$  et  $H^1 = 302$  Cal., on trouve  $N_1 = 42000$  HP = 30900 Kw ou  $N_e = 30.000$  Kw qui est la puissance limite de cette turbine. En surcharge, c.à.d. en admettant de la vapeur sur des aubages intermédiaires, on pourra évidemment réaliser beaucoup plus et atteindre jusqu'à 40.000 Kw, mais évidemment avec un rendement moindre et un vide moins bon.

Le calcul de cette turbine se poursuivra en règle générale de la même façon que celles étudiées dans les exemples précédents avec cette différence que l'on aura ici affaire à la fois à des éléments à action et à réaction et qu'il faudra tenir compte du fait que le débit de vapeur traversant la turbine n'est pas le même dans toutes les parties, à cause des soutirages.

Vu la grande chute de calories, 302 Cal., le nombre de cellules sera considérable et la turbine devra être établie en plusieurs corps. La nécessité d'isoler les étages H.P. à cause de leur caractère spécial: grandes dilatations, usage de matériaux spéciaux résistant à haute température, conduit au type à 3 corps. La comparaison des types à action et à réaction au point de vue du rendement compte tenu des fuites, montre que l'action est préférable à la réaction pour la partie H.P. Pour le reste c'est le contraire, la réaction conduisant à des rendements plus élevés.

En partant de ces considérations, nous avons adopté pour le corps

H.P., Fig. 43 planche VI, 9 étages d'action qui permettent d'amener la vapeur de 50 Kg et 450°C à 15 Kg et 310°C. En sortant du corps H.P., la vapeur entre dans un corps M.P. constitué par un tambour à réaction conique à 18 étages avec piston d'équilibre. L'état de la vapeur à la sortie de ce corps est caractérisé par  $p = 0,6 \text{ Kg/cm}^2$   $t = 87^\circ\text{C}$ . De là la vapeur arrive au corps B.P. à 2 flux entièrement symétriques pour éviter la poussée axiale, chacun des flux comportant 5 roues à réaction.

Les soutirages dont nous avons parlé plus haut se font à la sortie du corps H.P. après le 12<sup>me</sup> étage M.P. et à la sortie du corps M.P.

Un quatrième soutirage de moindre importance est également prévu après le 3<sup>me</sup> étage du corps B.P.

L'économie réalisée par ce système de soutirage peut être évaluée à 10% environ. L'eau d'alimentation quitte le dernier réchauffeur à la température de 195°C.

Toutes les prises de vapeur sont situées aux points les plus bas des conduites, afin d'évacuer éventuellement l'eau condensée. Le Tableau (IV) suivant résume les caractéristiques principales du rotor de cette turbine.

Tableau IV

Corps	nombre d'étages	$2r_1$	$\alpha_1$	x	$\Sigma\Delta\lambda$	p	v	$\eta_i$	h m/m
H.P.	9	0,740	19	0,45	81,8	15	0,18	0,78	15 à 37
M.P.	18	0,80 à 1,31	19	0,9	146,6	0,6	2,5	0,85	74,5 à 189
B.P.	2 x 5	1,34 à 1,60	19 à 24	0,9 à 0,8	89,6	0,04	30	0,85 à 0,83	105 à 440
					318,0			0,83	

On trouve ainsi pour le rendement indiqué global  $\eta_i = 0,83$ , pour le facteur du réchauffement

$$1 + \Delta = \frac{318}{302} = 1,053$$

La perte à la sortie s'évalue à 2% et la fuite efficace, compte tenu des bourrages et du piston d'équilibrage du corps M.P., à 2,3%. Pour

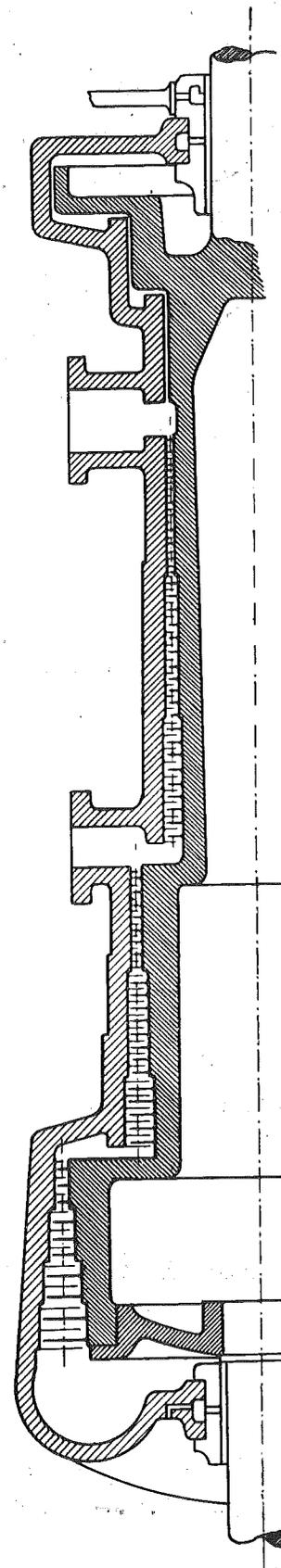


FIGURE 40

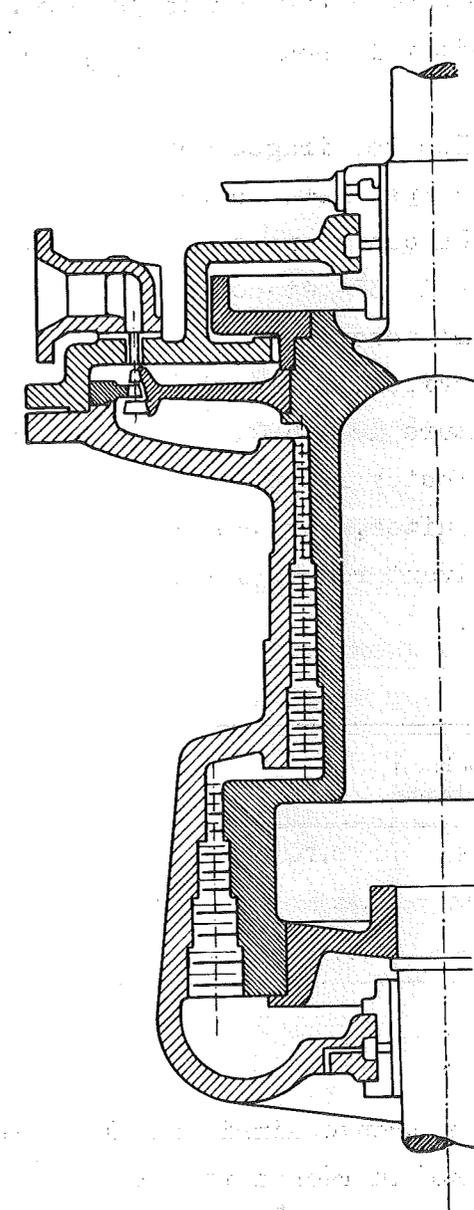


FIGURE 41

$\eta_0$  adoptons 0,98. Le rendement total est ainsi:

$$\eta = 0,83 \cdot 1,053 \cdot 0,98 \cdot 0,977 - 0,02 = 0,815$$

Dans une turbine avec soutirages, ce rendement ne donne toutefois pas une idée juste du rendement de l'ensemble; la consommation en chaleur de la turbine étant améliorée par suite du réchauffement de l'eau alimentaire.

Pour avoir une base juste de comparaison pour des installations de ce genre, il y a lieu de calculer la consommation de la turbine en calories par Kw.h.

La formule établie plus haut:

$$N_1 = \frac{GH'}{75} \eta_1 \times Z$$

nous donnera le poids de vapeur condensée pour  $\eta_1 = 0,815$  et  $Z = 1,12$ , la puissance indiquée étant égale à 42.000 C.V. comme nous l'avons montré.

On trouve ainsi  $G = 26,7$  Kg/sec. Le poids de vapeur admis sera

$$G' = G(1 + \alpha' + \alpha'' + \alpha''') = 34,3 \text{ Kg/sec}$$

La vapeur est admise à 792 calories et l'eau d'alimentation réchauffée à 195°C comporte encore 198 calories, de sorte que la consommation en chaleur n'est que de

$$C = \frac{34,3(792 - 198) \times 3600}{30000} = 2440 \frac{\text{Cal}}{\text{Kw-h}}$$

Le rendement thermique de cette turbine, en y comprenant le système de réchauffage, sera donc:

$$\eta_{th} = \frac{863}{2440} = 0,354$$

\*\*\*\*\*

Fin de la 1<sup>ère</sup> partie

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*

TABLE DES MATIERES

\*\*\*

F A S C I C U L E I . P R E L I M I N A I R E S .	3
CHAPITRE I. INTRODUCTION	5
§1. HISTORIQUE .....	5
§2. DESCRIPTION SCHEMATIQUE ET CLASSIFICATION DES DIFFERENTS TYPES .....	7
A. Turbine d'action .....	11
1° Turbine à une roue .....	11
2° Turbine multicellulaire .....	12
3° Turbine à plusieurs chutes de vitesse .....	12
B. Turbine à réaction .....	
CHAPITRE II. THEORIE PHYSIQUE DES TURBINES A VAPEUR	14
§1. TURBINE D'ACTION .....	14
1. Turbine à une roue .....	14
2. Turbines à plusieurs roues à une chute de vitesse, en tension .....	16
3. Turbine à une roue à deux chutes de vitesse .....	16
4. Turbine à deux ou plusieurs roues à deux chutes de vitesse .....	17
5. Propriétés des turbines d'action .....	18
§2. TURBINE A REACTION PARTIELLE .....	18
Propriétés des turbines à réaction partielle .....	18
F A S C I C U L E II . T H E O R I E M A T H E M A T I Q U E D E S T U R B I N E S A V A P E U R	23
CHAPITRE I. EQUATIONS GENERALES DES TURBO-MACHINES	25
§1. FORMULES FONDAMENTALES .....	25
§2. ECOULEMENT ADIABATIQUE DANS UNE TUYERE .....	26
§3. ECOULEMENT AVEC FROTTEMENTS .....	32
CHAPITRE II. THEORIE DES TURBINES D'ACTION	35
Calcul du coefficient manométrique, du coefficient de puissance et du rendement Indiqué	35
§1. TURBINE A UNE CHUTE DE PRESSION ET UNE CHUTE DE VITESSE .....	35
§2. TURBINE A PLUSIEURS CHUTES DE PRESSION ET UNE CHUTE DE VITESSE .....	38
§3. INFLUENCE DU RECHAUFFEMENT .....	40
§4. TURBINE A DEUX CHUTES DE VITESSE .....	42

§5. VALEURS DES COEFFICIENTS  $\phi$  ET  $\psi$  ..... 45

CHAPITRE III. THEORIE DES TURBINES A REACTION ..... 48

Calcul du coefficient manométrique, du coefficient de puissance et du rendement ..... 48

CHAPITRE IV. ETUDE DU RENDEMENT EFFECTIF ET DU RENDEMENT TOTAL ..... 52

§1. RENDEMENT EFFECTIF ..... 52

§2. INFLUENCE DE LA REPARTITION DES PRESSIONS ..... 53

§3. RENDEMENT TOTAL, INFLUENCE DES FUITES ET CONSOMMATION ..... 55

CHAPITRE V. RECHERCHE DU COEFFICIENT CARACTERISTIQUE ..... 58

CHAPITRE VI. DETERMINATION DE LA CONSOMMATION ET INFLUENCE DE LA PRESSION D'AMONT, DE LA SURCHAUFFE ET DU VIDE ..... 63

§1. VARIATION DE LA CONSOMMATION AVEC LA CHARGE ..... 63

§2. INFLUENCE DE LA PRESSION INITIALE ..... 66

§3. INFLUENCE DE LA SURCHAUFFE ..... 66

§4. INFLUENCE DU VIDE ..... 67

FASCICULE III. CALCUL DES DIMENSIONS PRINCIPALES D'UNE TURBINE A VAPEUR ..... 69

CHAPITRE I. TURBINES DE PUISSANCE INFERIEURE A LA PUISSANCE LIMITE ..... 72

§1. TURBINES D'ACTION ..... 72

A. Turbine à une chute de pression ..... 72

Calcul des tuyères ..... 73

Calcul des aubes mobiles ..... 75

Description de la turbine ..... 77

B. Turbine à deux chutes de pression ..... 77

Calcul du rendement ..... 80

Description de la turbine ..... 81

C. Turbine à 10 chutes de pression ..... 82

Calcul de rendement ..... 86

Description de la turbine ..... 87

D. Turbines avec éléments à une et deux chutes de vitesse combinés ..... 88

Description de la turbine ..... 89

§2. TURBINE A REACTION ..... 90

A. Turbine entièrement à réaction ..... 90

Calcul du rendement ..... 93

Description de la turbine ..... 94

B. Turbine à réaction avec éléments H.P. fonctionnant par action ..... 94

Description de la turbine ..... 95

CHAPITRE II. TURBINES DE PUISSANCES LIMITEES ..... 96

§1. TURBINE LIMITE A 3000 TOURS ET A UN ECHAPPEMENT ..... 97

Calcul de la dernière roue ..... 97

Calcul de la première roue ..... 97

Calcul des roues intermédiaires ..... 98

Calcul du rendement ..... 99

§2. TURBINE LIMITE A 3000 TOURS ET A DEUX ECHAPPEMENTS ..... 101

1er cas. Turbine à pression moyenne ..... 101

2me cas. Turbine à haute pression ..... 101

\*\*\*\*\*  
 \*\*\*\*\*  
 \*