Etude aérodynamique sur maquette d'un étage terminal de turbine à vapeur, dans les régimes partiels de fonctionnement

Aéro-dynamic study of a terminal stage of a steam turbine using a scale-model, in partial load operating conditions

M. Bessay
Alsthom-Atlantique Belfort

M. Pluviose
C.E.T.I.M. Senlis

Introduction

Dans les groupes turbo-alternateurs, tournant à vitesse constante, il est connu que l'étage de tête, s'il est du type "à injection partielle" et l'étage terminal fonctionnent à des régimes d'autant plus désadaptés que l'on s'éloigne des conditions de charge optimale.

En première approximation, les diagramme de vitesses de tous les autres étages se conservent, la seule variable thermodynamique étant la masse spécifique du fluide, qui diminue comme la pression, c'est-à-dire pratiquement comme la charge de la turbine. Le problème de l'injection partielle fait l'objet d'une actuelle recherche d'ordre général effectuée au CETIM, et notre propos est ici l'étude aerodynamique d'un étage terminal dans toute la plage de variation de débit volume Q_v à l'échappement, ou plutôt :

$$(Q_v)^* = \frac{Q_v}{(Q_v)_{\text{opt}}}$$

variable qui caractérise bien le taux de désadaptation cinétique.

L'emploi de plus en plus fréquent de réfrigérants atmosphériques, lié à la raréfaction des sources froides traditionnelles, entraîne, dans l'année, un large éventail de pression P_c de condensation pour un étage terminal de turbine.

Le rapport P_c max/P_c min. peut ainsi atteindre 5, de telle sorte que, à puissance quasiment constante du groupe, le débit volume à l'échappement peut évoluer dans de très larges limites (par exemple de 0,2 à 1).

D'une manière générale, un étage terminal est appelé à fonctionner "hors adaptation" lorsque la puissance du groupe ou la pression de condensation (ou les deux à la fois) sont différentes de conditions optimales. Donc, à même débit volume $(Q_v)^*$ à l'échappement, la puissance absorbée ou transmise par l'étage varie entre deux limites, caractérisées, soit par la variation du débit masse Q (puissance minimale), soit par la variation de la pression de condensation (puissance maximale).

De nombreuses expérimentations sur machines en exploitation ont bien évidemment déjà été réalisées, notamment en France, par EDF et les constructeurs [1], mais il semblait intéressant pour bien saisir l'évolution du régime d'écoulement en fonction du débit volume, d'opérer sur une maquette pour laquelle les mesures et les visualisations sont particulièrement commodes.

C'est pourquoi, une campagne d'essais a été entreprise sur une maquette au 1/8 d'un étage terminal utilisé industriellement, (de hauteur d'aube utile 850 mm) à 2 500 tr/mn.

Ainsi qu'il apparaît figure 1, les sections des profils d'ailette sont très évolutives, le rapport de moyeu étant de l'ordre de 2, et la variation du degré de réaction, au point nominal, passant de quelques % à la base à environ 70 % au sommet de l'ailette.

Bien entendu, les effets de compressibilité de la machine réelle ne sont pas reproduits ici, ce qui entraîne en particulier une valeur de $\Lambda = -3{,}5$ % au lieu de -10 % dans la machine réelle.

Par contre, l'évolution de l'écoulement en fonction du débit volume présente, peut-on raisonnablement penser, une bonne analogie avec le cas réel.

Evolution schématique du rendement et de la puissance d'un étage de turbine en fonction du débit volume

Chaque étage de turbine est calculé et construit pour avoir en général le rendement optimum à la charge nominale.

Bien que ceci ne soit pas une règle absolue, il est évident de toute manière, qu'un étage de turbine donné, fonctionnant avec des conditions amont données, aura

Article published by SHF and available at http://www.shf-lhb.org or http://dx.doi.org/10.1051/lhb/1982017

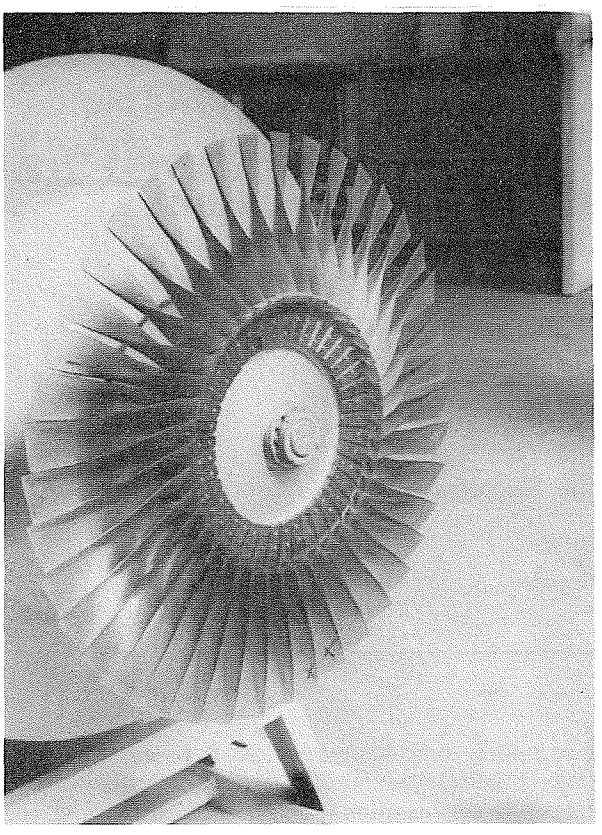

Figure 1

un rendement optimum pour un certain rapport de vitesse ξ, que nous appelerons ξ_{opt}.

De part et d'autre de ce ξ_{opt}, le rendement diminue et la tangente à la courbe du rendement à ce ξ_{opt} est horizontale.

D'autre part, l'équation donnant la puissance de l'étage

$$\mathcal{P} = \eta \cdot Q \cdot \Delta H_{is}$$

doit donner, dans le cas limite où Q et ΔH_{is} tendent vers 0, la puissance de ventilation que l'on calcule selon une loi analogue à celle proposée par STODOLA, mais qui a été améliorée en tenant compte des caractéristiques suivantes de l'ailette : rapport de moyeu, diamètre moyen, hauteur d'ailette, β_1 (rayon), β_2 (rayon), etc.

Si on admet que le rendement d'un étage de turbine axiale dépend seulement du rapport de vitesse ξ, il peut être convenablement représenté par une courbe du 3e degré :

$$\eta = \alpha\xi + \beta\xi^2 + \gamma\xi^3 \qquad (0)$$

dont les termes α, β, γ sont à déterminer par les 3 conditions qui viennent d'être énoncées.

Les deux premières conditions donnent :

$$\eta_{opt} = \alpha\xi_{opt} + \beta\xi^2_{opt} + \gamma^3_{opt} \qquad (1)$$

$$0 = \alpha + 2\beta\xi_{opt} + 3\gamma\xi^2_{opt} \qquad (2)$$

Calculons maintenant le rapport :

$$\Lambda = \frac{\mathcal{P}_{vent}}{\mathcal{P}_{opt}} = \frac{\eta_{vent}\ V^3_{0\,vent}}{\eta_{opt}\ V^3_{0\,opt}}$$

D'après (0), quand V_0 tend vers 0, le rendement η_{vent} tend vers $\gamma \cdot \xi^3_{vent}$ de telle sorte que le produit $\eta_{vent} \cdot V^3_{0\,vent}$ tend vers γu^3.
D'où

$$\Lambda = \frac{\gamma u^3}{\eta_{opt}\ V^3_{opt}}$$

ce qui donne

$$\gamma = \Lambda\,\eta_{opt}\,\xi^{-3}_{opt} \qquad (3)$$

γ est évidemment négatif puisque $\mathcal{P}_{vent}$ est négatif.

Les équations (1) (2) et (3) permettent finalement de déterminer le rendement en fonction de ξ dans toute la gamme de fonctionnement d'un étage, de la puissance nominale à la marche à vide, et même plus exactement à la marche à débit nul, ainsi que la puissance délivrée ou absorbée.

Il vient :

$$\alpha = \frac{\eta_{opt}}{\xi_{opt}}(2 + \Lambda)$$

$$\beta = -\frac{\eta_{opt}}{\xi^2_{opt}}(1 + 2\Lambda)$$

$$\gamma = \Lambda\,\eta_{opt}\,\xi^{-3}_{opt}$$

D'où

$$\eta^* = \frac{\eta}{\eta_{opt}} = (2 + \Lambda)\,\xi^* - (1 + 2\Lambda)\,\xi^{*2} + \Lambda\xi^{*3}$$

L'expression de la puissance

$$\mathcal{P}^* = \eta^* \cdot \xi^{*-3}$$

s'écrit alors :

$$\mathcal{P}^* = (2 + \Lambda)\,\xi^{*-2} - (1 + 2\Lambda)\,\xi^{*-1} + \Lambda$$

ou,en fonction de

$$(Q_v)^* \cong \frac{1}{\xi^*}$$

$$\mathcal{P}^* = (2 + \Lambda)\,(Q_v)^{*2} - (1 + 2\Lambda)\,(Q_v)^* + \Lambda$$

Cette équation représente une famille de paraboles en fonction du paramètre :

$$\Lambda = \frac{\mathcal{P}_{vent}}{\mathcal{P}_{opt}}$$

qui présentent les particularités suivantes :

– les paraboles sont toutes tangentes au point nominal $(Q_v)^* = 1$ à une droite de pente + 3 ;
– les minima des paraboles s'alignent sur la droite d'équation :

$$\mathcal{P}^* = 1{,}5\,(Q_v)^* - 0{,}5$$

ils ont lieu pour les valeurs de

$$(Q_v)^* = \frac{1 + 2\Lambda}{2(2 + \Lambda)}$$

— la parabole particulière relative à $\Lambda = -2$ se réduit à une droite d'équation :

$$\mathcal{P}^* = 3(Q_v)^* - 2$$

La figure 2 représente la variation de $\mathcal{P}^*$ en fonction de $(Q_v)^*$ pour 2 valeurs particulière de Λ ($\Lambda \cong 0$ et $\Lambda = -0{,}10$, valeurs usuelles respectivement pour un étage de faible allongement et pour un étage terminal), selon que la variation de $(Q_v)^*$ est obtenue uniquement par variation de Q ou par variation de v.

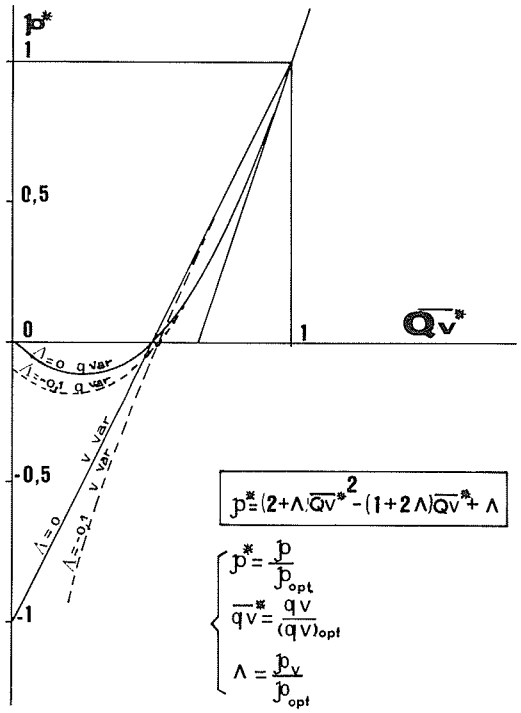

Figure 2

Ces deux familles de courbes définissent les domaines de variation de puissance lorsque la variation de $(Q_v)^*$ est obtenue à la fois par variation de Q et par variation de v.

Au voisinage de $(Q_v)^* = 0{,}5$ les efforts moteurs et les efforts de freinage sur l'ailette s'équilibrent sur toute la hauteur. C'est la zone intermédiaire entre le fonctionnement moteur et le fonctionnement récepteur.

On trouve de même :

$$\eta^* = (2 + \Lambda)(Q_v)^{*-1} - (1 + 2\Lambda)(Q_v)^{*-2} + \Lambda(Q_v)^{*-3}$$

Etude expérimentale de fonctionnement aux charges partielles

Présentation de la maquette

La maquette sur laquelle les essais ont été effectués fait l'objet de la figure 3 ; elle a été réalisée autour d'un mobile muni d'aubages en matière plastique, avec des

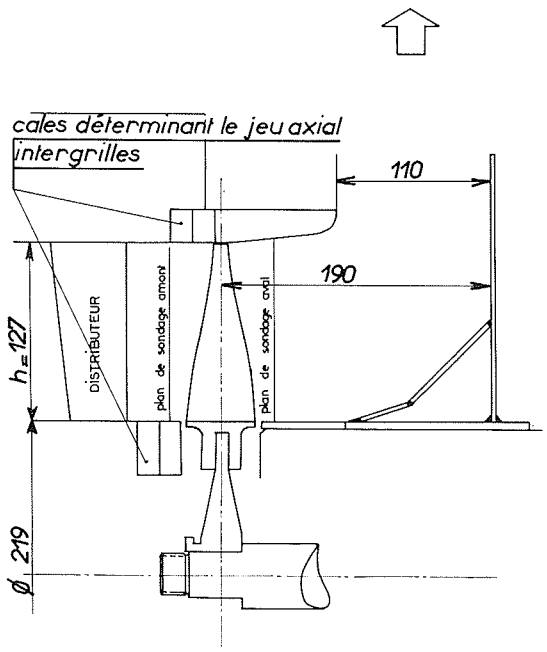

Figure 3

éléments amovibles en bois facilement démontables et modifiables.

Un moteur frein a été adapté pour les besoins de cette étude, il entraîne ou est entraîné par la turbine à un régime de 2 500 tr/mn. Un couplemètre est interposé entre la turbine et le moteur.

Sur la planche 3 sont reportés les plans de sondage en amont et en aval du mobile.

La turbine est alimentée en air comprimé à une pression P_{t0} et échappe, de manière axisymétrique, à l'atmosphère.

Détermination du point optimum de fonctionnement

Le rendement optimum (de l'ordre de 80 %) à $N = 2\,500$ tr/mn correspond à un rapport de détente dans l'étage de 1,0512 et un débit de masse de 3,738 kg/s.

On vérifie bien entendu que les aubages mobiles sont convenablement alimentés lors du fonctionnement à ce point de référence et qu'il n'y a pas (en moyenne sur la hauteur de la veine) de composante giratoire de vitesse de sortie de l'aubage (Fig. 6), qui provoquerait une perte supplémentaire à l'échappement.

Le rendement de l'étage par rapport à l'isentropique est défini entre l'amont distributeur et l'atmosphère, il englobe donc la perte dans le tore d'échappement ainsi que la perte par vitesse restante. Ce rendement est donc entâché d'un certain écart par défaut avec le rendement défini précédemment, par contre, il est facilement calculable car il ne nécessite pas, comme il serait souhaitable de le faire, une intégration de sondages de pression d'arrêt à l'aval du mobile, ce qui devient très délicat lors des fortes désadaptations.

Résultats globaux

Si on trace sur la figure 4, à l'aide de variables réduites, le travail spécifique sur l'arbre et le travail

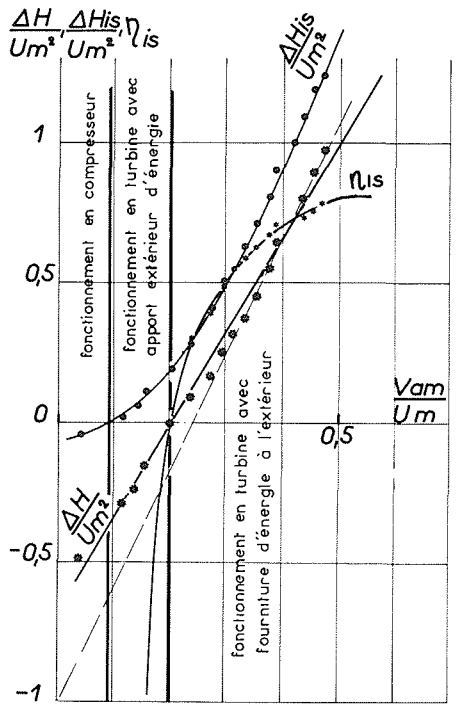

Figure 4

isentropique en fonction du débit volume réduit, trois zones distinctes de fonctionnement sont observées :

1) La zone de fonctionnement normal dans laquelle la turbine fournit de la puissance (turbo-machine génératrice).
2) la zone de fonctionnement dans laquelle le moteur électrique fournit de la puissance à la turbine, le rapport de détente étant encore positif.
3) la zone de fonctionnement dans laquelle le rapport de détente est inférieur à l'unité (turbo-machine réceptrice) et où la turbine fonctionne globalement en compresseur. Ce cas de fonctionnement est obtenu sans alimenter en air la turbine, et en l'entraînant à 2 500 tr/mn par le moteur.

On remarque, d'une part, que la courbe liant la variation d'enthalpie d'arrêt réelle ramenée au carré de la vitesse périphérique à la vitesse débitante réduite est une droite que l'on peut faire passer par – 1, tout au moins sur une grande plage de débit.

$$\frac{\Delta H}{U_m^2} = f\left(\frac{V_{am}}{U_m}\right)$$

En utilisant le théorème d'Euler, on peut montrer d'autre part, qu'à partir des éléments du triangle des vitesses, cette courbe peut se mettre sous la forme :

$$\frac{\Delta H}{U_m^2} = -1 + \frac{V_{am}}{U_m}(\text{cotg}\,\beta_2 + \text{cotg}\,\alpha_1)$$

α_1 et β_2 étant respectivement les angles de sortie du flux du distributeur et du mobile par rapport à la direction périphérique.

Il en résulte que les angles β_2 et α_1 demeurent globalement constants lors de la désadaptation, ce qui pourra être confirmé par la suite.

Un autre résultat important mis en évidence sur la figure 4 est que la turbine ne fournit plus de puissance au delà de $V_{am} : U_m = 0{,}21$ alors que pour le point nominal $V_{am} : U_m$ est sensiblement égal à 0,46.

A débit volume sensiblement moitié du débit volume nominal, l'étage ne fournit pas et ne reçoit pas de puissance extérieure par son arbre.

La schématisation analytique proposée précédemment rend bien compte (Fig. 5) des essais sur maquette et indique l'ordre de grandeur des puissances, positives ou négatives, de l'étage lorsque $(Q_v)^*$ varie de 0 à 1.

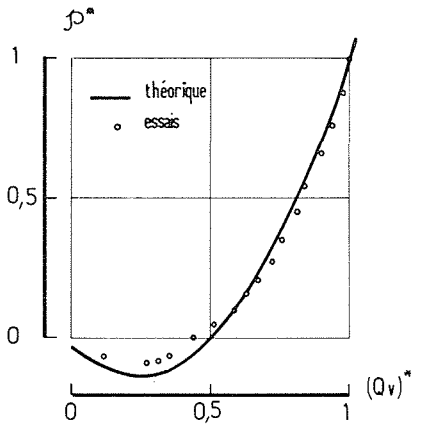

Figure 5

Résultats de sondage de veine

Dans les deux lignes de sondage à l'amont et à l'aval du mobile définies sur la figure 3, les relevés suivants ont pu être effectués en fonction du rayon :

– mesure de la pression statique locale
– mesure de la direction du flux
– mesure de la pression d'arrêt

} sonde 7 trous.

Les figure 6, 7, 8 représentent respectivement la répartition :

– de la direction absolue du flux ;
– de la vitesse méridienne ;
– de la pression d'arrêt.

L'examen de ces planches montre que :

Figure 6 : l'angle α_1' de sortie du distributeur est indépendant de la détente effectuée dans l'aubage sur une grande gamme de débit volume.

La vitesse de sortie est axiale en moyenne ($\alpha_2' \cong 0$) près du point optimum comme il a déjà été mentionné.

Le fluide tourne en bloc à l'aval du mobile près du moyeu ($\alpha_2' = 90°$) pour $(Q_v)^* \cong 0{,}5$.

Figure 7 : la vitesse méridienne est nulle voire négative au moyeu à l'aval du mobile pour $(Q_v)^* = 0{,}5$.

Cette observation risque de mettre en cause les résultats obtenus avec des sondages vers une plus grande désadaptation de l'étage, car les filets de courant dans la veine s'incurvent alors trop pour que les moyens de mesure puissent fournir des résultats corrects ; ils sont alors avantageusement remplacés par une visualisation dans la masse.

Figure 8 : la répartition de pression d'arrêt est relativement homogène à l'amont du mobile et la perte de

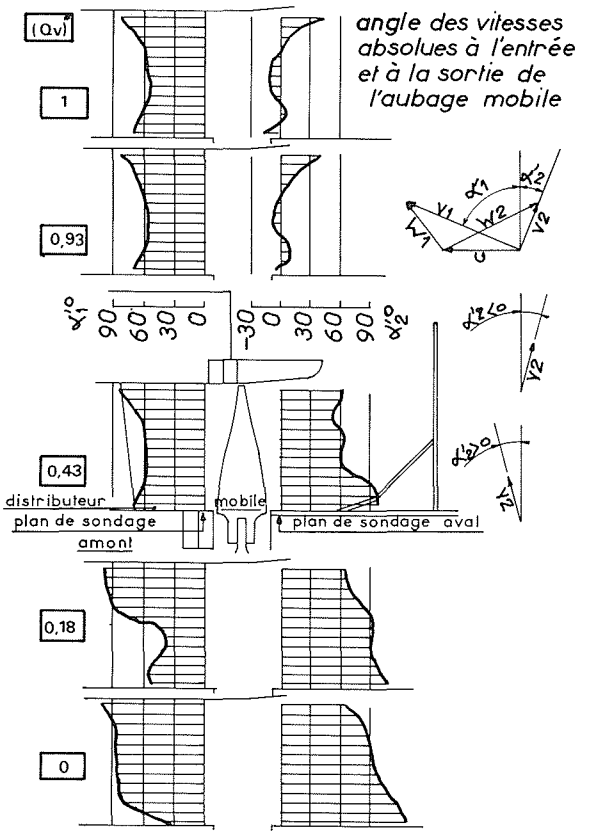

Figure 6

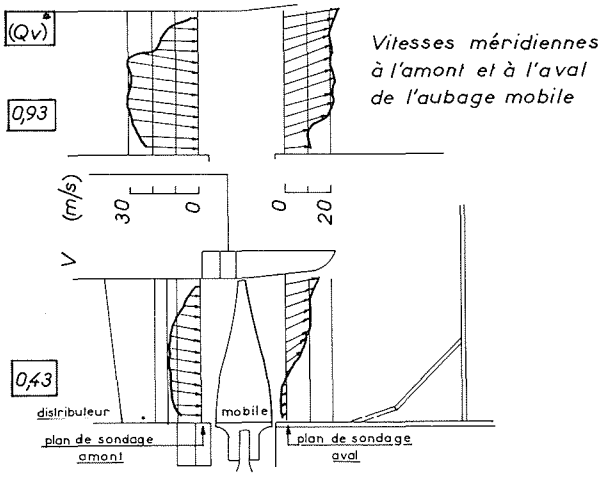

Figure 7

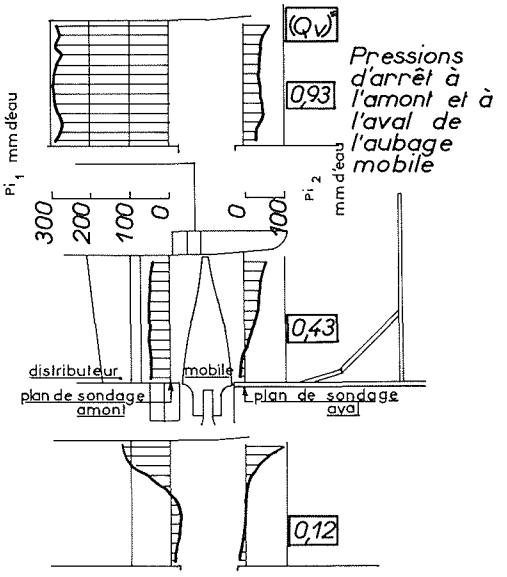

Figure 8

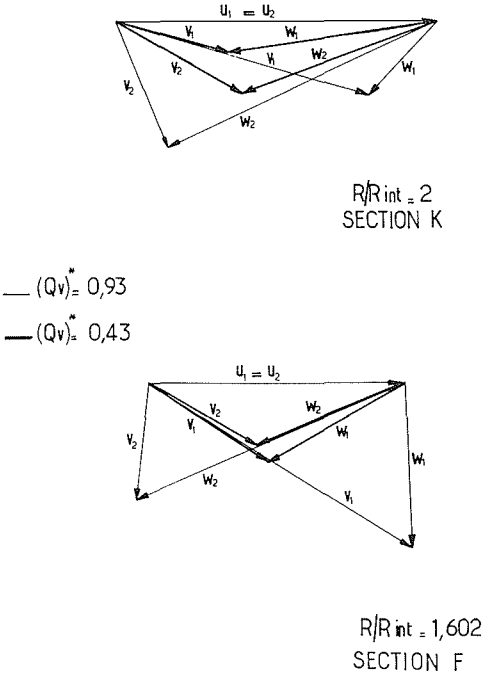

Figure 9

pression d'arrêt dans le distributeur est minime. On relève lors de la désadaptation et pour $(Q_v)^* \cong 0{,}5$ que la pression d'arrêt à l'aval du mobile est par endroit supérieure à la pression d'arrêt amont constante et ceci est particulièrement vrai au rayon extérieur. Ces conditions correspondent localement à un fonctionnement en compresseur, bien que l'ensemble de l'étage ait un comportement de turbine.

Exploitation des résultats

Sur la figure 9 ont été tracés les triangles de vitesses au rayon moyen et à un rayon proche du rayon extérieur pour 2 valeurs de $(Q_v)^*$

On retrouve bien un léger ralentissement des vitesses relatives dans le mobile lorsque le débit $(Q_v)^*$ est égal à 0,43. On constate également que l'angle β_2 de sortie de l'aubage mobile n'est pas trop influencé par la désadaptation, résultat qui était prévisible à partir des observations faites sur la figure 4. Nous pouvons maintenant confronter les triangles de vitesses relevés aux essais avec les profils étudiés.

Cette confrontation fait l'objet de la planche 10 en ce qui concerne le rayon moyen.

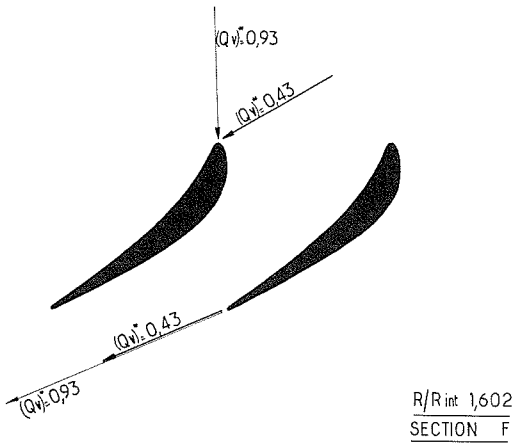

Figure 10

Aucune anomalie n'est à signaler, le profil de l'ailette est correctement attaqué au point optimum et l'incidence devient fortement négative lorsque le profil fonctionne en compresseur, aux faibles valeurs de $(Q_v)^*$.

Or, la capacité de recompression dans les canaux à forte déviation de la région de base de l'ailette étant très restreinte, on peut s'attendre à un décollement visible sur la figure 8.

Dans la région du sommet, avec une courbure de profil faible, la grille est susceptible de fonctionner en compresseur ; à partir d'une certaine réduction du débit-volume, on constate une recompression pour un $(Q_v)^*$ de l'ordre de 0,45.

Pour les débits volume pour lesquels le fonctionnement en compresseur est plus marqué, on décèle d'une part, une recompression importante près du sommet et d'autre part, une direction quasi tangentielle du flux à l'entrée avec une vitesse du même ordre de grandeur que la vitesse périphérique.

La planche 11 résume les diverses observations relatives à l'évolution de l'écoulement dans l'étage en fonction du débit volume.

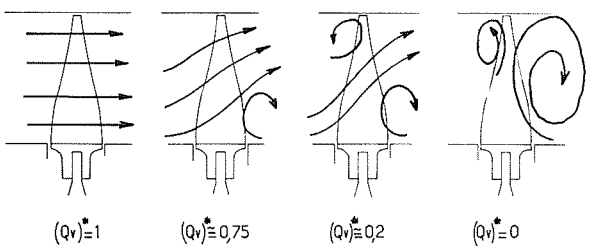

Figure 11

Conclusions

Une approche analytique du fonctionnement d'un étage dans toute la gamme de débit volume à l'échappement a été développée.

La puissance et le rendement de l'étage sont fonctions du débit volume et du pourcentage de pertes par ventilation par rapport à la puissance optimale.

La zone de transition entre le travail moteur et le travail récepteur de l'étage est aux environs de $(Q_v)^* = 0{,}5$.

Le maximum de puissance absorbée est un pourcentage important de la puissance optimale surtout lorsque la variation de $(Q_v)^*$ est liée a une augmentation de pression aval.

Les hypothèses retenues et le résultat du calcul analytique se trouvent en bon accord avec l'expérience et permettent de prévoir avec une approximation convenable les performances d'un étage de turbine aux charges partielles.

Des diverses observations faites, il ressort que l'écoulement dans un étage terminal est extrêmement sensible aux variations de charge imposées par son environnement.

Un écoulement décollé tournant en bloc avec l'aubage mobile ne tarde pas à se manifester à la base aval de l'ailette lorsque le débit volume est réduit d'environ 25 % par rapport à sa valeur nominale. Ce décollement s'amplifie alors et force le débit à passer davantage dans la partie centrale et à la périphérie jusqu'au moment ou un second vortex torique est créé à l'amont et au sommet de l'ailette. Ce tourbillon tourne à une vitesse sensiblement égale à la vitesse de rotation du mobile.

A débit nul, ces deux tourbillons, tournant en sens inverse, envahissent complètement la veine et donnent lieu à des pertes appelées pertes par ventilation, dans lesquelles l'effet centrifuge est prédominant.

Bibliographie

[1] BLANC FERRAUD P. et WALLON M. – Expériences récentes sur les échappements basse pression des turbines à vapeur. *Revue Française de Mécanique*, 1976, n° 57.

Notations

$\mathcal{P}$	Puissance de l'étage (fournie ou absorbée)
Q	Débit massique dans l'étage
η	Rendement adiabatique de l'étage
ΔH	Chute d'enthalpie dans l'étage
V_0	Vitesse correspondant à la chute ΔH_{is}
u	Vitesse d'entraînement de l'ailette
ξ	Rapport caractéristique de vitesse : u/V_0
v	Volume spécifique aval étage
$\mathcal{P}_{vent}$	Puissance de ventilation de l'ailette (négative)
Λ	Rapport $\frac{\mathcal{P}_{vent}}{\mathcal{P}_{opt}}$ (négatif)
V	Vitesse absolue
W	Vitesse relative
V_a	Vitesse axiale
P_i	pression totale
P_c	Pression au condenseur
α'	Angle du flux par rapport à la direction axiale
α	Angle du flux par rapport à la direction périphérique

β' Angle de la vitesse relative par rapport à la direction axiale

β Angle de la vitesse relative par rapport à la direction périphérique.

Indices

0 Amont distributeur

1 Amont roue

2 Aval roue

is Isentropique

m Relatif du diamètre moyen.

Toute les variables adimensionnelles sont rapportées aux conditions optimales. Elles sont affectées d'un astérisque.

Exemple :

$$Q^* = \frac{Q}{Q_{\text{opt}}}$$

Discussion

Président : S. CASACCI

M. Le Président. – Avez-vous des observations à faire sur cette communication ?

M. LEGENDRE. – Je désire indiquer l'objectif principal de la recherche que les auteurs n'ont pas évoqué parce qu'il n'est pas encore parfaitement atteint.

Il est sûrement utile de prévoir le rendement d'une turbine hors de son adaptation, mais il est plus important de garantir au mieux la sécurité de fonctionnement. Il pouvait être craint qu'à débit en volume réduit un décrochage tournant, analogue à celui qui s'établit dans les compresseurs, fut dangereux pour l'ailetage.

Dès maintenant, il semble qu'un décrochage aussi bien organisé que dans un compresseur ne s'établisse pas dans une turbine, probablement en raison des fortes déviations à la base de l'ailetage. L'excitation des vibrations croît lorsque le débit en volume s'abaisse, mais d'une manière assez progressive et aléatoire pour qu'un risque de résonance ne se manifeste pas.

L'exécution de la recherche sur une turbine modèle à un nombre de Mach très faible pouvait inquiétér. Les auteurs ont montré que les phénomènes connus pour les turbines industrielles sont bien représentés. Il peut donc être admis que les mesures de grandeurs peu accessibles dans une turbine industrielle,mais relevées sur modèle,sont significatives pour l'ingénieur.

M. PLUVIOSE. – Le rendement mesuré est de l'ordre de 0,81 ; ce rendement, prend en compte d'une part, la vitesse perdue à l'échappement, d'autre part, l'effet du coude. On a pris comme référence la pression atmosphérique. Pour avoir le rendement effectif de l'étage entre les conditions d'arrêt, il aurait fallu intégrer sur toute la hauteur, prendre une moyenne dans des zones qui ne sont pas très propres, et cela n'aurait pas été très raisonnable.

M. GUITON. – Je voudrais poser une question à M. PLUVIOSE en revenant sur la figure 13, $Q_v = 0{,}2$. On voit nettement que l'écoulement sort de l'aubage à la périphérie des aubes, et ceci ne nous surprend pas ; c'est plutôt ce qui se passe pour une pompe axiale, par exemple.

Hier, M. WERLE nous a montré, dans un aubage qui est celui d'un compresseur que l'écoulement à la sortie de l'aubage est au contraire du côté de l'arbre. Ne peut-on pas dire qu'il y a une influence du fait de la culotte d'échappement (sur votre Fig. 3), qui force l'écoulement à la sortie et serait-ce différent, pensez-vous, pour une sortie axiale, si le tuyau d'évacuation était axial ?

M. PLUVIOSE. – Les évolutions observées ne seraient pas, nous semble-t-il fondamentalement différentes. On sait cependant qu'un coude influe sur l'écoulement amont. On a tenu à rétablir ce coude dans le cas présent.

M. GUITON. – N'avez-vous pas essayé avec un tuyau droit ?

M. PLUVIOSE. – Non.

M. SCHIAVELLO. – A propos de la question qu'a posée M. GUITON, il faut faire attention à ces problèmes, parce que hier, on a vu une visualisation sur une grille dans laquelle les aubes avaient un aspect très ramassé. Il faut connaître le rapport entre la hauteur et la corde de l'aube ("aspect ratio") ; dans ce cas, je crois que c'est beaucoup plus élevé que celui de la grille dans le film de M. WERLE.

C'est la question que je pose : quel est le rapport hauteur, sur corde de l'aube ?

M. BESSAY. – La corde est de 120 mm et la hauteur est de 850 mm.

M. SCHIAVELLO. – La visualisation que l'on a vu hier concernait une grille d'aube bidimensionnelle ; le rapport hauteur sur corde de l'aube était sensiblement plus petit que celui des aubes étudiées par M. BESSAY. Dans le cas du dernier étage des turbines à vapeur ou dans le cas de pompe à écoulement axial de grand débit, il faut dire qu'il y a une distribution des écoulements secondaires sur la hauteur qui change complètement la configuration des lignes de courant, en comparaison avec la visualisation que l'on a vue hier. On ne peut donc pas comparer l'écoulement visualisé par l'ONERA avec l'écoulement des aubages en question.

M. WEGNER. – Je voudrais poser une question sur la figure 11. Je n'ai pas très bien compris si c'est un résultat d'essai ou une schématisation de calcul. Ce qui m'inquiète un peu, c'est de voir qu'avec des angles d'attaque aussi différents, vous avez un angle de sortie qui est immuable.

M. PLUVIOSE. – Les triangles de vitesse sont obtenus à partir des essais. Puisque, dans les essais, on sait très bien mesurer la vitesse de rotation et la vitesse absolue en grandeur et en direction, on en déduit la vitesse relative et le triangle des vitesses. Cette vitesse a été reportée à l'entrée et à la sortie sur le profil de l'ailette mobile et on constate que le flux sort de cet ailetage dans la direction correcte.

L'aubage est effectivement peu sensible aux variations d'incidence dans une grande plage de débit volume, ce qui est généralement le cas pour les aubages de détente.

M. WEGNER. – C'est une machine merveilleuse !

M. PLUVIOSE. – Lors des charges partielles. On force le débit à passer vers le plafond de veine, donc on n'a plus affaire à un écoulement bidimensionnel.

M. WEGNER. – C'est cela qui est trompeur.

M. HUVET. – A propos de la figure 13, j'aurais voulu savoir si, dans le cas d'une vue méridienne qui se serait rapprochée beaucoup plus d'un dernier étage de turbine à vapeur basse pression de grande puissance, on n'aurait pas eu des configurations un peu différente pour des débits volumiques adimensionnels de l'ordre de 0,3, – 0,5, ou 0,7. La veine est, en effet,

très nettement divergente ; cette divergence pouvant atteindre 40, 45, et même 50°. Notamment sur le tourbillon du carter, on pourrait se poser une question. Qu'en pensez-vous ?

M. BESSAY. – Par suite de la compressibilité, et étant donné que l'on fonctionne avec des chutes adimensionnelles de 0,1 ou 0,2, on n'a pas pu représenter cette divergence et on a été conduit à transformer cette machine en une machine à veine cylindrique ; le plancher et le plafond sont cylindriques. Si l'on applique une divergence sur une machine réelle, il est possible qu'elle apporte des modifications sur le schéma qui a été proposé.

Je voudrais situer la recherche qui a été effectuée. Ce que l'on a cherché à savoir, c'est dans quelle gamme de pressions au condenseur un étage terminal peut fonctionner dans des conditions à peu près correctes.

Je précise aussi, que maintenant, du fait des sources froides qui sont de plus en plus difficiles à obtenir, très souvent l'hiver on fonctionne sur eau de rivière et, pour un condenseur normal, on a des pressions assez faibles, alors qu'en été, on fonctionne sur des réfrigérants atmosphériques et on a des pressions au condenseur qui sont beaucoup plus élevées.

On fonctionne donc dans des gammes de pressions au condenseur qui sont beaucoup plus amples que jadis lorsqu'on avait suffisamment d'eau dans les rivières ou en bord de mer.

Le problème qui se pose est de déterminer dans quel domaine : puissance du groupe/débit volume à l'échappement, l'étage terminal peut fonctionner sans grand risque.

La schématisation a été tentée, et les résultats expérimentaux obtenus par M. PLUVIOSE semblent apporter une certaine foi à la schématisation que l'on a essayée. On peut penser en effet, que les efforts aérodynamiques d'excitation sont nettement plus importants en dessous d'un certain Q_v, de l'ordre de 0,5 ou 0.4. Or, on sait que l'ailette terminale travaille déjà, à cause de la rotation, avec des taux de contraintes élevés ; il faut donc s'assurer que, si l'on ajoute à cela des contraintes dynamiques importantes, l'ailette fonctionnera convenablement.

J'ajouterai que la définition du point optimum ne correspond pas forcément au point nominal ; c'est un peu compte tenu de l'histogramme, que le point optimum sera choisi de façon que le fonctionnement de l'étage terminal ait lieu avec le moindre risque dans toute la gamme des pressions.

M. HUVET. – Je pourrais préciser un peu ma question, qui est une question pour l'avenir. Est-ce que de telles campagnes expérimentales pourraient être faites en prenant en compte le fluide incompressible, la divergence de veine, les écoulements supersoniques en tête de la dernière roue mobile et, notamment, l'expansion de Prandtl-Meyer qui peut avoir un effet important ?

M. BESSAY. – Je peux vous répondre que nous allons disposer très bientôt d'une turbine modèle fonctionnant en homothétie, mais avec des conditions tout à fait identiques à celles d'une turbine réelle, avec des divergences. Ce sera une turbine très représentative, et je pense que cela répond à votre question : on pourra effectivement faire les mêmes recherches, mais avec beaucoup plus de confiance.

Le but ici, était une schématisation suffisamment convenable pour représenter le domaine de fonctionnement d'un étage terminal en fonction du débit volumique.

M. Le Président. – Nous remercions MM. BESSAY et PLUVIOSE pour leurs recherches.

Abstract

Aero-dynamic study using a scale-model of a terminal steam turbine stage, operating in partial flow conditions

It is known that in turbo-generator sets rotating at constant speed, if the initial stage is of the "partial injection" type, it operates under different conditions from the terminal stage, the mismatching increasing as one moves further away from optimum load conditions.

At a first approximation, the diagrams portraying the speed of all other stages are maintained. The only thermodynamic variable is the specific mass of the fluid, which decreases in proportion to pressure, i.e. virtually in proportion to the load of the turbine. The question of partial injection is presently under study at the CETIM. Our purpose here is to make an aerodynamic study of a terminal stage over the whole range of variation of volume flow QV at the exhaust, or rather:

$$(QV)^* = \frac{QV}{(QV)_{\text{opt}}}$$

a variable which depicts the rate of kinetic mismatching well.

The increasing use of cooling towers associated with the growing scarcity of traditional cold sources induces a wide range of condensation pressure Pc over the year for a terminal turbine stage.

The maximum to minimum Pc ratio can thus reach 5 so that for quasi-constant power of the set, the volume flow at the exhaust can change over a very great range (e.g. from 0.2 to 1).

In general, a terminal stage is required to operate "without matching" when the power of the set and/or condensation pressure differ from optimum operating conditions. Thus, for an identical volume flow $(QV)^*$ at the exhaust, the power consumed or transferred by the stage varies between two limit values, characterised either by the volume flow QV or by the change in condensation pressure.

Several experiments have, of course, already been performed on turbines in operation, in particular in France, by EDF and manufacturers, but it appeared to be of interest to use a scale-model on which measurements an visual examination are particularly easy in order to understand clearly the changes in flow conditions as a function of volume flow.

A series of tests has thus been performed for this purpose using a 1/8 th scale-model of a terminal stage used in industry (useful vane legnth: 850 mm) at 2 400 Rpm.

The sections of the blade profiles can evolve considerably with the hub ratio being of the order of Z and the change in the degree of reaction at nominal point increasing from a few % at the base to approximately 70 % at the top of the blade.

The compressibility effects of the real turbine are of course not reproduced here.

By contrast, the trend of three-dimensional flow as a function of volume flow is certainly quite similar to the real case.

An analytical approach has been developed to study the operation of a stage over the whole range of volume flow at turbine exhaust.