

PREDICTION NUMERIQUE DES PERTES SECONDAIRES EN BOUT D'AUBE D'UN COMPRESSEUR AXIAL

Résumé

La performance des machines se fait en termes de coefficients de perte de pression et de rendement pour chaque étage. Ce travail rentre dans le cadre du (*pre-design*) des turbomachines. Cette phase préliminaire est devenue indispensable dans le domaine de l'engineering, ce qui permet de donner une approche de la machine avant son dimensionnement, de réaliser un gain économique très important et d'avoir ainsi une idée exacte de ce qu'on veut réaliser.

Mots clés : *turbomachines axiales, pre-design, M.D.F., modèle de perte.*

Abstract

The calculation of the various loss parameters in turbomachinery is of major interest to aero-engine designer.

The limitations of mathematical modeling of three dimensional viscous flows such as occur in compressors has lead many designers to rely on experimental data to predict compressor performance.

The aerodynamic losses in a compressor blade row have traditionally been categorized into three distinct groups, profile, secondary and end wall losses, that are taken to exist independently of each other.

The work described in this paper contributes indirectly to the improvement of the accuracy and reliability of the prediction of efficiency and loss flow parameters.

Keys words : *Axial turbomachines, pre-design, M.D.F., loss model.*

**A. MAOUGAL
M. BENDALI-AMOR**
Département de Physique
Faculté des Sciences
Université Mentouri
Constantine (Algérie)

Le calcul des divers paramètres de perte de pression dans les turbomachines est très important pour le dimensionnement des engins aéronautiques.

Nous proposons de déterminer certains paramètres aérodynamiques d'un compresseur axial à quatre étages qui influent sur la performance de ce dernier.

Ces pertes sont classées généralement en trois catégories :

- Les pertes de profil.
- Les pertes secondaires.
- Les pertes en bout d'aube.

Le modèle d'écoulement est basé sur l'analyse quasi-tridimensionnelle (*les surfaces S1 et S2 proposées par C.H. Wu*) [1].

Le code de calcul utilisé consiste à résoudre l'équation d'équilibre radial en utilisant la méthode de la courbure des lignes de courants, (*Streamline curvature computing procedures*) [2, 3, 4]

La compilation de ce programme nous permet de déterminer pour chaque station radiale, le champ des vitesses, le champ de pression, la masse d'air, la déviation, l'épaisseur de déplacement de la couche limite et le coefficient d'augmentation de pression pour chaque étage.

Certains de ces résultats sont représentés sur les courbes ci jointes. Nous avons axé notre étude sur les variations des coefficients de pertes de pression en fonction de l'espacement entre le bout de l'aube et l'enveloppe (*TIP-CLEARANCE*).

THEORIE

Les équations générales utilisées dans la théorie des turbomachines sont celles de la mécanique, elles traduisent

ملخص

إن هذه الدراسة تدخل فيما يسمى بالدراسات المسبقة (*pre-design*) ولقد أصبحت مهمة جدا لا مفر منها إذا ما أردنا صناعة الماكينات حيث بواسطتها نتعرف على جوانب متعددة من الماكينة قبل صناعتها، الأمر الذي يسمح لنا بربح وفير للوقت و المال.

- و كذلك في إطار هذا البحث نجيب على اسئلة مهمة منها:
- 1) كيف يتغير ضغط الهواء داخل الماكينة.
 - 2) ماهي العوامل الهوائية و الهندسية التي يكون لها تأثير على فاعلية و مردودية الماكينة.

les principes de

Le code de calcul les paramètres de performances d'un compresseur axial à quatre étages travaillant en régime

conservation ou d'évolution.

L'écoulement de l'air à travers une turbomachine axiale est gouverné par les équations ci dessous :

a) l'équation de continuité, qui traduit la conservation de la masse :

$$\frac{\rho}{\nabla}(\rho \vec{w}) = 0 \quad (1)$$

b) l'équation de quantité de mouvement :

$$(\vec{w} \cdot \nabla) \vec{w} = -(\rho/\rho) \nabla p + \Omega^2 \vec{r} - 2\Omega \times \vec{w} + \vec{f}_r \quad (2)$$

c) l'équation de conservation de l'énergie :

$$\vec{w} \cdot \nabla I = 0 \quad (3)$$

avec $I = H - 0.5\Omega^2 r^2$ (4)

I représente la rothalpie qu'on suppose constante le long de la ligne méridionale.

d) l'équation d'état de l'air qui est considéré comme un gaz parfait :

$$p = \rho RT \quad (5)$$

Dans notre cas celui d'un compresseur axial, toutes les équations sont projetées en coordonnées cylindriques (x, r, θ).

L'équation (1) devient :

$$\frac{\partial(\rho r w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho r w_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho r w_\theta)}{\partial \theta} = 0 \quad (1-1)$$

L'équation (2) projetée sur les trois axes devient :

$$\frac{\partial(\rho r w_x^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho r w_r w_x)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho r w_\theta w_x)}{\partial \theta} = -r \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) + \rho f_{rx} \quad (2-1)$$

$$\frac{\partial(\rho r w_x w_r)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho r w_r^2)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho r w_\theta w_r)}{\partial \theta} - \rho (w_\theta - \Omega r)^2 = -r \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right) + \rho f_{rr} \quad (2-2)$$

$$\frac{\partial(\rho r w_x w_\theta)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho r w_r w_\theta)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho r w_\theta^2)}{\partial \theta} - \rho w_r (w_\theta + 2\Omega r) = -r \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \rho f_{r\theta} \quad (2-3)$$

En considérant l'écoulement adiabatique l'équation de l'énergie s'écrit :

$$\vec{w} \cdot \nabla (C_p T + 0.5(w_x^2 + w_r^2 + w_\theta^2) - 0.5\Omega^2 r^2) = 0 \quad (4-1)$$

En raison de la symétrie axiale on pose $\frac{\partial}{\partial \theta} = 0$, comme on peut négliger les forces de dissipation \vec{f}_r , ce qui simplifie les équations précédentes.

Dans le but de déterminer le gradient de pression le long du compresseur axial, on fait appel à l'équation d'équilibre radial, qui est une équation différentielle ordinaire, qu'on propose de résoudre par la méthode de la courbure des lignes de courants [5].

LE MODELE NUMERIQUE

La discrétisation se fait par différences finies sur une grille fixe. (Fig.1)

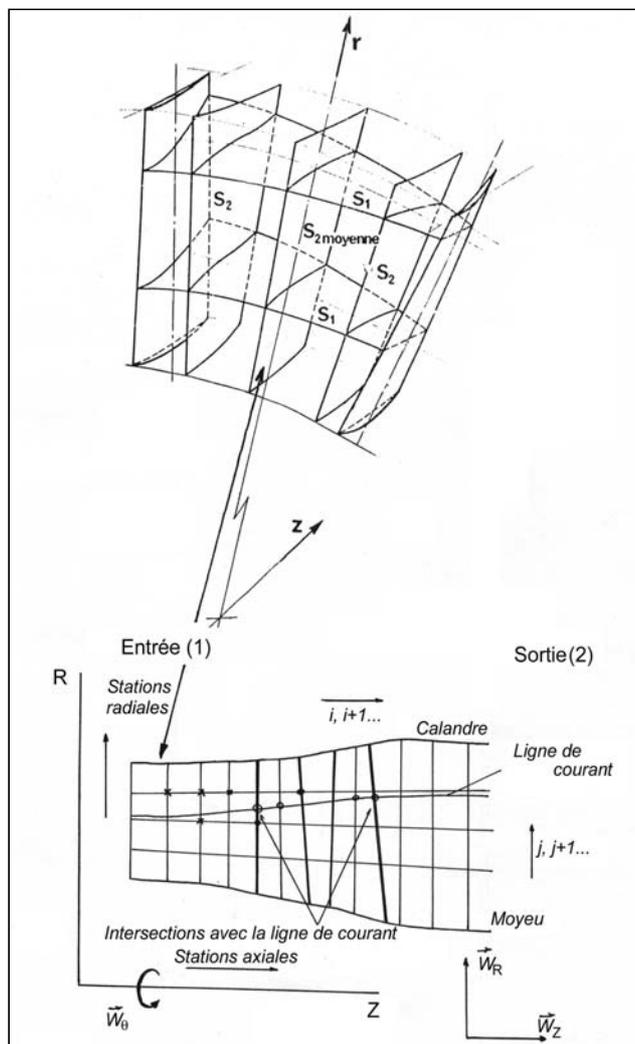


Figure 1: Maillage bidimensionnelle selon la surface S2.

subsonique au point de fonctionnement et autour du point de fonctionnement.

Il comporte trois boucles principales itératives.

a) La boucle externe qui estime la pente de la ligne de courant.

b) La boucle interne estime la vitesse relative à la sortie des aubes et vérifie le débit massique à la sortie en le comparant avec le débit à l'entrée.

c) Dans la troisième boucle, on intègre l'équation d'équilibre radial pour estimer la distribution radiale du champ de pression statique à chaque station axiale.

Il y a deux tests de convergence par tolérance :

- Celui de l'estimation de la ligne de courant en retraçant la ligne de courant par un lissage de courbe.
- Celui de l'estimation de la vitesse w_2 en intégrant la conservation de la masse.

LE MODELE DES PERTES

Le modèle original est celui de CH.WU, qui consiste à considérer deux familles de surfaces de courant à l'intérieur de la machine (*Through-flow analysis*) [6].

La première famille notée S1, se constitue des surfaces de courant centrées sur l'axe de la machine et sont généralement de révolution.

La deuxième famille notée S2, est une série de plans situés suivant certains rayons de l'arbre du compresseur et constituent la configuration de base de notre travail.

Le modèle de perte que nous avons utilisé est celui de Miller [7], ce modèle s'intéresse aux pertes de pression causer par l'espacement entre l'enveloppe et l'aubage des rotors.

Nous avons utilisés sa formule semi-empirique :

$$W_{tip} = \frac{(0.25)tc}{(s \cdot \cos \beta_2)} \quad (5)$$

En donnant certaines valeurs à t_c , nous en déduisons l'effet de cette variation sur le coefficient de perte pour les différentes stations du compresseur.

Une seconde corrélation est utilisée, celle de Roberts et al [8], avec laquelle nous pouvons mettre en évidence l'effet de l'épaisseur de déplacement de la couche limite sur les pertes en bout d'aube, en faisant toujours varier l'espacement t_c .

$$W_{tip} = (0.25) \tanh(\delta_1^* \cdot t_c \cdot 10^3)^{0.5} \quad (6)$$

LES DONNEES DE BASE

Les données de base utilisées dans le code de calcul sont conformes à un compresseur axial à quatre étages travaillant en régime subsonique, le nombre de Mach est de l'ordre de 0.1.

Elles comprennent les détails aérodynamiques et géométriques de la machine ainsi que les conditions thermodynamiques de fonctionnement.

RESULTATS

Nous avons tracé les courbes traduisant la variation des pertes de pression en bout d'aube suivant la demi-envergure supérieure de l'aube puisque c'est la partie de l'aube où se fait l'interaction de la couche limite liée à l'enveloppe avec le tourbillon causé par l'espacement t_c . Les figures 2a-d représentent la variation du coefficient de perte de pression lié à l'espacement t_c pour les quatre rotors du compresseur, t_c est normalisé par la hauteur de l'aube h :

On donne les valeurs suivantes à $\frac{t_c}{h}$:

$$0.0037 - 0.0099 - 0.0150 - 0.0283$$

Le choix de ces valeurs est justifié par l'étude comparative avec des résultats expérimentaux déjà réalisés [9].

Des figures 2a-d, nous en déduisons que pour minimiser ces pertes, nous devons prendre un espacement t_c aussi petit que possible.

Nous remarquons aussi que pour une valeur de t_c les pertes de pression diminues le long de la machine. Pour le premier rotor la valeur maximale de W_{tip} est égale à 0.06, pour le deuxième rotor elle est de 0.056, pour le troisième

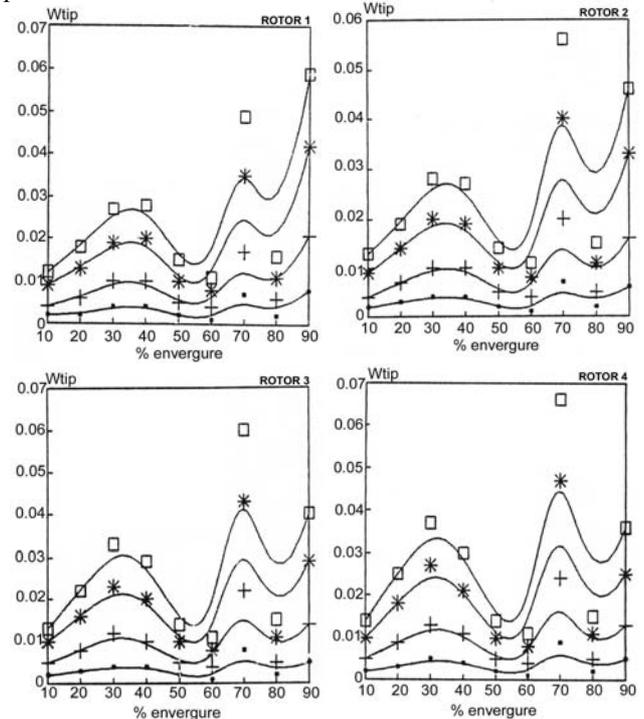


Figure 2: Variation du coefficient de perte de pression pour les quatre rotors du compresseur qui est reliée à l'espacement t_c :

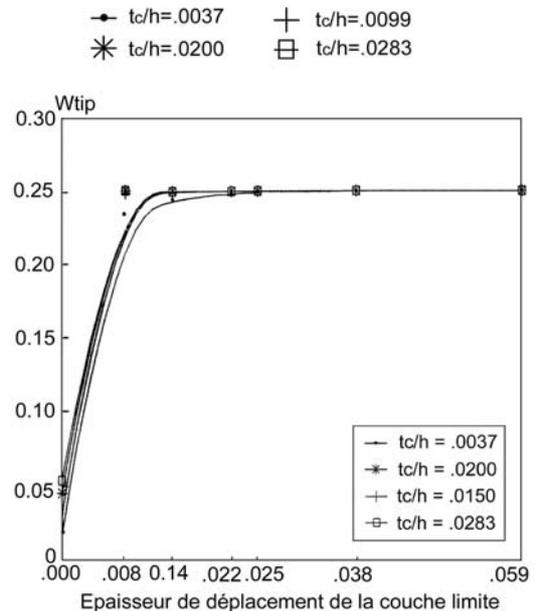


Figure 3: Effet de l'épaisseur déplacement de la couche limite sur les pertes.

0.04 et pour le dernier 0.036. Il fallait trouver une explication à ce phénomène. Nous suspicions la couche limite au niveau de l'enveloppe, qui est mince à l'entrée du compresseur, et plus l'écoulement s'enfonce dans machine plus elle devient épaisse, alors il se passe un phénomène d'*engloutissement* de la part de la couche limite du

tourbillon causé par l'espacement t_c , d'où la diminution de ω le long du compresseur.

Sur la figure 3 nous remarquons nettement que les pertes se stabilisent à partir d'une valeur de l'épaisseur de déplacement de la couche limite normalisée égale à 0.022.

CONCLUSION

Nous avons procédé à l'évaluation des pertes de pression dans un compresseur axial.

Notre travail a été axé essentiellement sur l'influence de l'espacement en bout d'aube qui est une tolérance mécanique imposée, mais qui introduit comme nous l'avons démontré, une contribution dans la diminution de la performance du compresseur. Cependant, une remarque intéressante est apparue lorsqu'on observe l'effacement de ces pertes devant l'augmentation de l'épaisseur de la couche limite, surtout aux derniers étages, là où précisément l'épaisseur de déplacement de la couche limite devient plus importante.

Une étude du phénomène physique très important de l'interaction de la couche limite et de l'écoulement secondaire créé par l'espacement t_c mériterait d'être approfondie.

NOMENCLATURE

ρ : densité

Ω : vitesse de rotation du rotor

λ : pente de la ligne de courant.

β : angle tourbillonnaire relatif.

β_2 : angle de sortie de l'air en fin de l'aube.

δ_1^* : épaisseur de déplacement de la couche limite.

w : vecteur vitesse relative.

f_r : force de dissipation

I : rothalpie.

H : enthalpie.

C_p : chaleur spécifique.

s : espacement entre deux aubes consécutives.

h : hauteur de l'aube.

TC : espacement entre le bout de l'aube et la calandre.

(x, R, θ) : coordonnées cylindriques

T : température statique.

P : pression statique

W_{tip} : coefficient de perte de pression.

REFERENCES

- [1]- Wu Ch., "A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed flow types", 'NACA TN 2604, (1952).
- [2]- Marsh H., "Through-flow analysis of axial flow compressors", AGARD Lecture Series, N°39 (1970).
- [3]- Novak R.A., "Streamline Curvature computing procedures"- Journal of Engineering for Power", *Transactions of the ASME*, Series A. Vol. 89 N°4 Oct. (1967).
- [4]- Katsanis T., "Use of arbitrary quasi-orthogonals for calculating flow distribution in a meridional plane of turbomachine", NASA TN-D-2546, (1964).
- [5]- Smith L.H. Jr., "The radial-Equilibrium Equation of Turbomachinery", ASME Paper, N° 65 WA/GTP-1.
- [6]- Thiaville J.-M., "Modèles de calcul de l'écoulement dans les turbomachines axiales", SNECMA Centre de Villaroche 77550 Moissy-Cramayel .
- [7]- Miller D.C., "An endwall loss model", Rolls Royce Report n°GN.19621 (1971).
- [8]- Roberts W.B., Serovy G.K. and Sandercock D.M., "Design point variation of three dimensional loss and deviation for axial compressor middle stages", *Trans.ASME J. of Turbomachines.*, vol. 110, Oct. (1988) pp.426-433.
- [9]- Bendali-Amor M., Agnew B., "An experimental study of the effect of blade tip clearance on pressure losses in axial flow compressor rotor", 2nd Int. Conf. EAHE. Pilsen, Czech. Rep. (1994).