

وزارة الجامعات والبحث العلمي
Ministère aux Universités et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE DU PHENOMENE
DE DECOLLEMENT
TOURNANT DANS LE
COMPRESSEUR AXIAL.

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

M. BOUDJENAA

ABIDCHAREF
YASSINE

M. BOUDJENAA

PROMOTION

1992

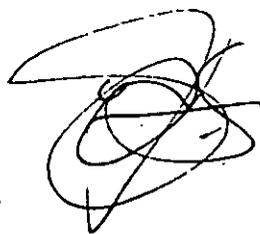
أمّاه ...

أبتاه ...

”بيجي أرحمهما
كما ربياني
صفيرا“

مواعدنا الجنة

Aux vrais étudiants
qui seront demain
les vrais
intellectuels



Je remercie vivement M BOUDJEMA MOHAMED pour m'avoir fait confiance en me proposant ce sujet et pour le soutien qu'il m'a accordé durant l'élaboration de ce travail, sur le plan scientifique mais aussi sur le plan moral, c'est bien plus qu'un directeur, c'est un ami.

Je remercie également tous les membres de jury qui ont bien accepté de sanctionner cet humble travail.

Mr. A. GAHMOUSSE
Mr. M. BENBRAIKA
Mr. B. BENKOUSSAS

Je ne peux retourner cette page sans remercier mes chers amis qui m'ont soutenu jusqu'à l'aboutissement total de ce travail, ils se sont dépensés comme si c'était leur propre soutenance qu'ils préparaient.

ABBA MOHAMED qui a mis toute son expérience à ma disposition,

KHALEDD ABDESSEMED le gaie, toujours présent

et REMMACHE LAID, l'ami.

"Le combat politique, au sens le plus large, permet à l'homme de réaliser ses aptitudes sociales les plus élevées et il constitue pour l'intellectuel une entreprise constructive et formatrice. La lutte sociale est le facteur essentiel de sa prise de conscience de soi en tant qu'intellectuel.

Un intellectuel derrière son bureau entouré d'un monceau de livres ou préoccupé par des débats théoriques entre amis et collègues, ne peut se considérer comme un révolutionnaire populaire tout en cherchant les solutions parmi les hypothèses et les textes des idéologues. Mais seule l'expérience de l'action politique peut lui permettre de corriger ses réflexions, le guérir de la maladie des mots et lui faire connaître ses propres limites. Son mérite, son intelligence, sa rapidité d'action, son courage, son sens du sacrifice et même son honnêteté et son intégrité morale ne peuvent être mesurés sans l'expérience du combat...

Aboudhar était considéré comme un homme inculte du point de vue scientifique, mais sa participation active et déterminée au combat politique après la mort du Prophète a marqué davantage l'histoire de l'islam que Salmân pourtant reconnu comme, le plus intellectuel parmi les compagnons du Prophète".

"Histoire et destinée"

à ALI SHARIATI.

الملخص :

هذا البحث يتضمن دراسة ظاهرة الانفصال الدوراني للسائل الغدي

للمضغطات المحورية ، ويعطي شروط حدوثه و يشرح كيفية

تطوره في اتجاه احد نظاميه .

ABSTRACT :

This study presents the theory of 'rotating stall' in axial compressors .It gives the conditions of its occurrence and the explanation of its developement in both there two mods .

RESUME :

Ce travail presente la theorie du decollement tournant dans les compresseurs axiaux . Il met l'accent sur les conditions de son apparition, son developpement sur l'un ou sur l'autre de ses deux modes .

SOMMAIRE

CHAPTER ZERO

DE QUOI S'AGIT-IL ?

CHAPTER UN

LE DEBIT LIMITE

1 - 1 NATURE DU DECOLLEMENT TOURNANT

un schéma pour l'interprétation

1 - 2 CALCUL DU DEBIT LIMITE DE DECOLLEMENT

1-2-1 FONCTIONNEMENT HORS ADAPTATION D'UN ROTOR ISOLE

a) *les équations générales*

b) *la loi des pertes*

1-2-2 LE SYSTEME FINAL.

application

CHAPTER DEUX

POMPAGE OU DECOLLEMENT ?

2 - 1 INTRODUCTION

2 - 2 LE BUT DE LA RECHERCHE

2 - 3 LE MODELE DYNAMIQUE

2-3-1 HYPOTHESES ET APPLICATIONS

2-3-2 LES EQUATIONS DU MOUVEMENT

a) *l'équation de quantité de mouvement*

b) *l'équation de continuité*

c) *l'équation d'état*

d) *forme de la courbe de l'élévation*

e) *la tuyère*

2-3-3 L'ADIMENSIONNALISATION

a) *le coefficient de débit*

b) *première équation*

c) *deuxième équation*

d) *troisième équation*

e) *quatrième équation*

2 - 4 LA RESOLUTION

2-4-1 METHODE DE RESOLUTION

l'algorithme

2 - 5 RESULTATS ET INTERPRETATION

2-5-1 RESULTATS

2-5-2 INTERPRETATION

2 - 6 LISTING DU PROGRAMME DE RESOLUTION

CHAPTER THREE

DECOLLEMENT PROGRESSIF OU BRUTAL

3 - 1 LES CARACTERISTIQUES GENERALES DE DECOLLEMENT TOURNANT DANS LES COMPRESSEURS AXIAUX

3-1-1 LES REGIMES D'ECOULEMENT

3 - 2 LE MODELE D'ECOULEMENT TOTAL

3-2-1 DEBIT ET PRESSION DANS LE DECOLLEMENT

a) *la pression*

b) *le débit*

3 - 3 DECOLLEMENT PROGRESSIF OU BRUTAL

3-3-1 LE BLOCAGE

3-3-2 LA CARACTERISTIQUE DU COMPRESSEUR EN DECOLLEMENT

3-3-3 LA DETERMINATION DU BLOCAGE

3-3-4 DETERMINATION DE LA LARGEUR DE L'HYSTERESIS

CHAPTER FOUR

LA VITESSE DE PROPAGATION DES CELLULES
DECOLLEES

4 - 1 INTRODUCTION

4 - 2 LES CARACTERISTIQUES DE PROPAGATIONS DES CELLULES DECOLLEES

4 - 3 LE MODELE

4-3-1 LE CHANGEMENT DANS LA PRESSION STATIQUE AU
BORD DE FUITE LA CELLULE

4-3-2 L'ELEVATION TOTALE DE PRESSION POUR UN COMPRESSEUR

4-3-3 DETERMINATION DE K

CONCLUSION

CHAPITRE ZERO

DE QUOI S'AGIT-IL ?

DE QUOI S'AGIT - IL ?

_ Il s'agit du phénomène dit: le décollement tournant; "*the rotating stall*". Le décollement tournant dans une turbomachine est une forme d'instabilité, d'inadaptation au fonctionnement normal à faible débit.

En effet, quand le débit diminue et passe en dessous d'une certaine valeur critique, le compresseur répond à cette diminution par la formation d'entités, tournants suivant la circonférence et dont l'écoulement à travers elles est nul; elles sont appelées cellules décollées '*stall cells*'. ces cellules bloquent le passage inter-aubes ce qui a pour effets de maintenir le débit qui existait initialement, à travers les autres passages inter-aubes.

_ Donc c'est une réaction contre la diminution du débit ?

_ Oui .

Ces cellules ont une vitesse spécifique suivant la circonférence, inférieur à celle du rotor, et qu'il est très utile de la déterminer.

Le décollement tournant, il y en a deux formes l'une appelée le '*part span stall*', l'autre "*le full span stall*" pour cette dernière, les résultats expérimentales ont montré qu'elle est beaucoup plus dangereuse que la première forme .

Une fois le décollement tournant est établi il n'est pas possible de revenir à l'état stable seulement par ouverture de la section de la tuyère a cause de l'hystérésis du système .

La présence du décollement affaiblit le rendement à 30% et le fonctionnement dans ce régime entraîne une augmentation exessive de la

température, laquelle a un effet néfaste sur la durée de vie l'aubage, parfois cette excessive température se propage vers la chambre de combustion et la turbine .

Enfin les cellules décollées excitent les aubes avec une fréquence très proche de leurs fréquences propres ce qui peut causer des dégats très considérable dans la turbomachine.

Notez que le décollement tournant se produit également dans le compresseur centrifuge et que pour un compresseur axial un autre phénomène peut aussi se produire à faible débit en l'occurrence le phénomène du pompage "The surge".

Toutes ces informations vous allez les revoir avec plus de détails si bien sur vous continuez à lire ce manuscrit.

CHAPITRE UN

LE DEBIT LIMITE

LE DEBIT LIMITE

Vu ses conséquences néfastes sur le rendement, ce dernier peut chuter jusqu'à 30%, il est très utile de connaître avec précision la plage de débit dans laquelle le compresseur peut fonctionner avec sécurité. Pour se faire, il nous faut déterminer le débit limite au dessous duquel le compresseur décolle (rassurez vous ça ne sera pas comme un avion.) *décollement dans le compresseur de celle*

1_1 - NATURE DU DECOLLEMENT TOURNANT

Si en un point déterminé de la veine d'une cellule qui fonctionne à gauche du maximum de la courbe caractéristique, on mesure la pression et la vitesse, on constate des variations périodiques, dont la fréquence est très inférieure à celle des passages des aubes mobiles. L'exploration de la veine montre que ces variations sont dues aux passages périodiques de zones dans lesquelles l'écoulement est décollé, et d'autres, dans lesquelles il est normal; la symétrie de rotation de l'écoulement n'existe donc plus, de plus, ces zones sont à débit pratiquement nul, sont en nombre et étendue tangentielle variables, vissent l'écoulement et assurent une alimentation correcte du reste de la veine.

Si plusieurs zones s'établissent simultanément dans la veine, elles sont symétriquement disposées par rapport à l'axe du compresseur; elles sont animées d'un mouvement de rotation uniforme et tournent dans le même sens que la roue, mais avec une vitesse angulaire inférieur à celle du rotor, allant de 20% à 80%

a) UN SCHEMA POUR L'INTERPRETATION DE LA PROPAGATION

DES ZONES DECOLLEES

L'explication la plus plausible de ce phénomène semble être la suivante :

Supposons que; lors d'une réduction de débit, ce qui correspond à un accroissement d'incidence, une aube décolle avant les autres, par suite de très légères imperfections de fabrication par exemple, ce décollement qui se produit sur l'extrados de l'aube 2 (voire fig 1.1) bouche partiellement le canal compris entre les aubes 2 et 3, et la portion de débit qui ne peut plus traverser ce canal se répartie sur les canaux voisins. Ce qui a pour effet :

- 1-de diminuer l'incidence sur l'aube précédente 1 et donc de réduire son risque de décollement
- 2-d'accroître l'incidence sur l'aube suivante 3 qui décolle donc à son tour

On voit ainsi que le décollement a tendance à se propager sur les aubages relativement en sens inverse du mouvement de rotation du rotor.

1.2 - CALCULE DU DEBIT LIMITE DE DECROCHAGE

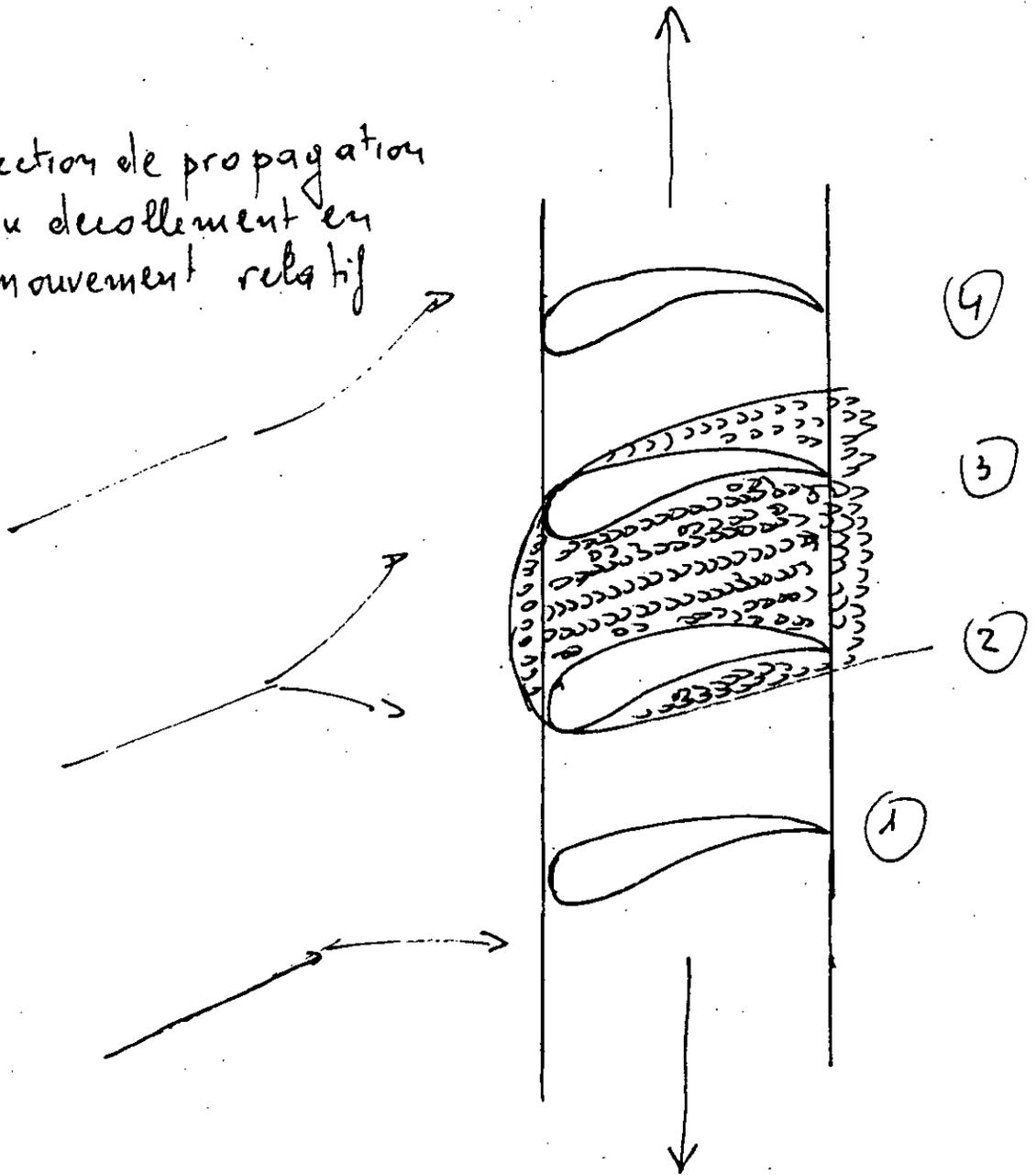
L'apparition du décollement tournant dans un compresseur axial est un phénomène très reproductible et ne possède aucun caractère aléatoire, tant pour le débit limite de décrochage que pour le nombre de zones décollées et leur constante de rotation (défini comme le rapport de la vitesse de rotation des zones décollées sur la vitesse de rotation angulaire du rotor $C = \frac{\Omega}{\omega}$)

Il semble normale de rechercher un débit limite mathématique de fonctionnement correcte de la machine et de vérifier ensuite si cette limite calculée correspond bien au débit limite expérimentale. Une telle étude doit donc reposer sur l'analyse du fonctionnement hors adaptation de la machine

1.2.1 FONCTIONNEMENT HORS ADAPTATION D'UN ROTOR ISOLE

L'analyse de fonctionnement hors adaptation des compresseurs multiétagés est très complexe et incertaine aussi nous nous limiterons dans une première étape au cas le plus simple d'un rotor isolé avec un

Direction de propagation
du décollement en
mouvement relatif



Direction de rotation
de la grille

Fig 1-1

Représentation schématique de la propagation
d'un décollement le long d'une grille.

écoulement incompressible pour lequel la confrontation calculée avec l'expérience est aisée et suffisante pour contrôler la validité des hypothèses de calcul et les conclusions avancées; la plupart de ces conclusions peuvent être élargies sans trop de difficultés aux machines multiétagées .

a) Les équations générales

- V : vitesse absolue
- V_a : vitesse axiale ou vitesse débitante
- V_u : composante tangentielle de la vitesse absolue
- W : vitesse relative
- P_t : pression totale
- $P_{t\infty}$: pression totale à l'infini amont (réservoir)
- P : pression statique
- U : vitesse d'entraînement ($\omega.r$)
- ω : vitesse de rotation angulaire

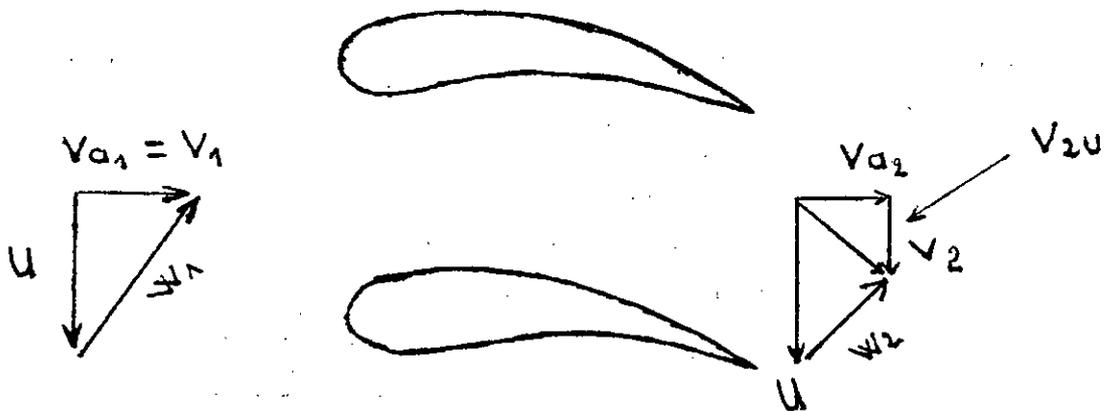


Fig 1-2 : Variation du triangle de vitesses au passage d'une grille d'aubes.

L'écoulement d'un fluide incompressible à la traversée d'un rotor isolé de compresseur axial, est caractérisé :

- par l'accroissement de pression d'arrêt exprimé au moyen du théorème d'EULER corrigé des pertes δp_i dues à l'imperfection du fluide

en amont du rotor la pression totale est :

$$P_{t1} = P_1 + \frac{1}{2} \rho V_{a1}^2$$

en aval du rotor la pression totale est :

$$P_{t2} = P_2 + \frac{1}{2} \rho (V_{a2}^2 + V_{u2}^2)$$

$$P_{t2} - P_{t1} = P_2 - P_1 + \frac{1}{2} \rho (V_{a2}^2 - V_{a1}^2 + V_{u2}^2)$$

D'après le théorème de BERNOULLI en mouvement relatif

$$P_2 - P_1 = \frac{1}{2} \rho (W_1^2 - W_2^2)$$

sachant, à partir des triangles de vitesses que :

$$V_{a2}^2 = W_2^2 - (U - V_{u2})^2$$

$$V_{a1}^2 = W_1^2 - U^2$$

nous aboutissons, par combinaison, au résultat suivant :

$$P_{t2} - P_{t1} = \frac{1}{2} \rho \left[(W_1^2 - W_2^2) + (W_2^2 - (U - V_{u2})^2) - (W_1^2 - U^2) + V_{u2}^2 \right]$$

$$P_{t2} - P_{t1} = \rho U V_{u2}$$

en tenant compte des pertes :

$$P_{t2} - P_{t1} = \rho U V_{u2} - \delta P_t$$

1.1

- Par l'équilibre radial des filets fluide qui s'exprime en aval du rotor par :

$$(*) \quad \frac{dP_r}{dr} = \rho \frac{V_{u2}^2}{r}$$

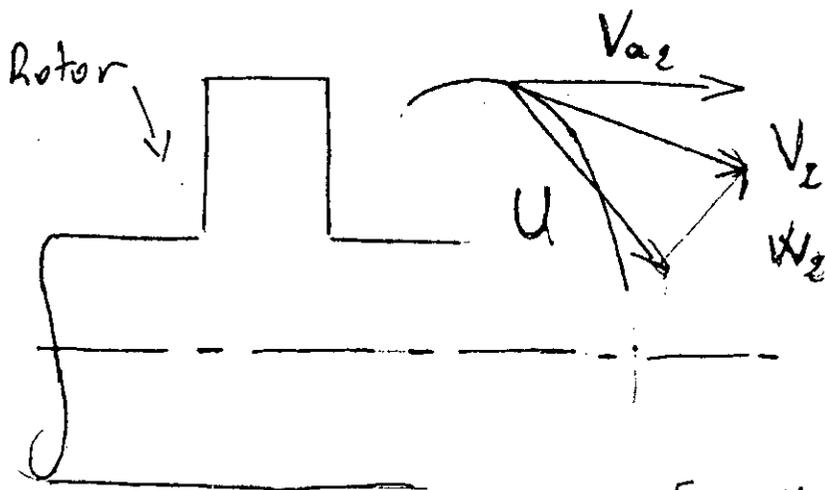
1.2

La pression statique aval P_2 se déduit de la pression totale amont (P_{t1}) au moyen de la relation (1) et du théorème de BERNOULLI

on démontre de cette formule et explicite dans
une copie de turbo machine

$$P_{t2} = P_2 + \frac{1}{2} \rho (V_{u2}^2 + V_{a2}^2)$$

V_{a2} étant la vitesse débitante avalée sur la surface de courant considérée.



répartition
des vitesses
à la sortie
de la grille.

Fig 1-3.

Par suite de pertes dans le conduit d'amenée dues essentiellement aux frottements, la pression d'arrêt (P_{t1}) est différente de la valeur uniforme (P_{t0}) régnant à l'infini amont:

$$(P_{t1})_1 = (P_{t0})_1 - (\Delta P_{t1})_1 = (P_{t0})_1 - \frac{1}{2} \rho C_{f_{p0}} V_1^2 \quad 1.3$$

$V_1 = V_{a1}$: vitesse débitante amont.

$C_{f_{p0}}$: coefficient de pertes par frottements sur les parois fixes du rotor.

La combinaison de ces relations permet de déterminer l'ensemble des caractéristiques de l'écoulement à la sortie d'un rotor lorsque la loi des pertes ΔP_t et la loi de circulation ou encore les angles de sortie en mouvement relatif sont connus.

b) La loi de pertes

La détermination d'une loi de pertes correcte dans un large domaine de fonctionnement du compresseur sur l'ensemble de la hauteur de veine est très délicate.

Les résultats de plusieurs expériences à l'ONERA ont conduit à proposer

une corrélation semi-empirique pour leur représentation. Cette corrélation associe l'origine des pertes, aux frottements dans les aubages, à la non adaptation de l'écoulement incident (ou encore "choc" au sens hydraulique du terme), à la déflexion imposée au fluide sur la coupe de profil considérée et à des pertes pariétales comparables aux effets dits "secondaires", et peut se résumer sous la forme :

$$\delta P_t = \frac{1}{2} \rho \left\{ C_f \left[V_a^2 + U^2 \right] + C_{ch} \left[U - V_a \operatorname{tg} \beta_1 \right]^2 + C_\theta \left[U - V_a \operatorname{tg} \beta_2 \right]^2 + C_{f_p} V_a^2 \right\} \quad 1.4$$

avec :

$$V_a = \frac{V_{a1} + V_{a2}}{2} : \text{la vitesse débitante moyenne entre l'amont et l'aval sur une même surface de courant de rayon } r \text{ dans le plan du rotor .}$$

L'utilisation de cette composante moyenne est justifiée par le fait que c'est dans l'aubage que les différentes pertes sont contractées .

β_1 et β_2 sont les angles d'adaptation d'entrée et de sortie en mouvement relatif .

C_f : coefficient de pertes par frottement .

C_{ch} : coefficient de pertes par choc (non adaptation).

C_θ : coefficient de pertes par déflexion du profil.

C_{f_p} : fonction de la distance aux parois , il traduit les pertes pariétales .

1_2_2 LE SYSTEME FINAL

En combinant les équations précédentes, on aboutit au système suivant :

$$\begin{cases} Ax^2 + Bx + C = 0 \\ d \frac{(P_2 - P_{10})}{dr} = \frac{(U - V_a \operatorname{tg} \beta_2)^2}{r} \end{cases} \quad 1.5$$

$$x = V_a$$

avec :

$$\begin{cases} V_{u2} = U - V_a \operatorname{tg} \beta_2 \\ A = 4 + C_f + C_{ch} \operatorname{tg}^2 \beta_1 + C_{fp} + (1 - C_\theta) \operatorname{tg}^2 \beta_2 \\ B = - \left[\left(C_{ch} \operatorname{tg} \beta_1 + C_\theta \operatorname{tg} \beta_2 \right) U + 2V_{a1} \right] \\ C = \left[1 + C_{fp0} \right] V_{a1}^2 + \left[C_f + C_{ch} + C_\theta - 1 \right] U^2 + \frac{2}{\rho} \left[P_2 - P_{10} \right] \end{cases}$$

Ceci est vrai tant que le degré de réaction est de 50%. pour les compresseurs axiaux, la théorie prévoit que le triangle de vitesse soit symétrique à la sortie du rotor .

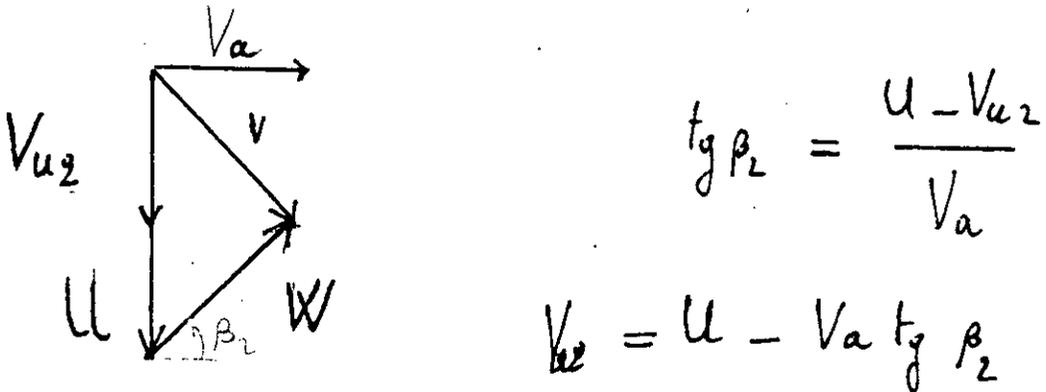


Fig 1-4

La relation ne possède cependant de racines réelles en V_a sur toute la hauteur de la veine que si le discriminant réduit :

$$\Delta' = B^2 - AC \geq 0$$

Le débit limite ϕ_1 correspond au débit le plus faible pour lequel $\Delta' \geq 0$ en tout point de la veine .

A ce débit limite ϕ_1 , la répartition radiale de la vitesse débitante possède une tangente verticale au rayon critique r_1 , la valeur

critique de la vitesse locale étant telle que :

$$V_{al} = - \frac{B}{A} = \frac{\left[C_{ch} \operatorname{tg} \beta_1 + C_{\theta} \operatorname{tg} \beta_2 \right] U + 2V_{al}}{4 + Cf + C_{ch} (\operatorname{tg} \beta_1)^2 + Cf_p + (1+C_{\theta})(\operatorname{tg} \beta_2)^2}$$

1.6

Cette valeur est d'autant plus exacte que les valeurs des différents coefficients sont choisis exactement et que les valeurs des angles sont précises .

a) Remarque :

Pour des débits inférieurs à ce débit limite, aucune répartition radiale continue de la vitesse débitante V_a n'est possible sur toute la hauteur du canal. Le débit devient trop faible pour remplir correctement et complètement l'ensemble de l'espace offert au fluide et seul un régime discontinu caractérisé soit par des décollements pariétaux, soit par du décollement tournant, peut assurer la stabilité du fonctionnement du compresseur au delà de ce débit de décrochage calculé.

a) Application

Il est clair que notre solution dépend dangereusement des coefficients de pertes, il est donc très important de les bien choisir.

Les valeurs suivantes des coefficients de pertes

$$Cf = 0.01 , C_{ch} = 1 , C_{\theta} = 0.25$$

ont été déduites de nombreuses données expérimentales, sans pour autant connaître exactement leur domaine d'application; par contre pour Cf_{po} et Cf_p , nous choisissons leurs valeurs à partir des abaques présentées dans l'annexe

Notre système est constitué par une équation du deuxième ordre et d'une équation différentielle du premier ordre, d'une façon compacte il s'écrit

$$\left\{ \begin{array}{l} Ax^2 + Bx + C = 0 \\ \frac{dy}{dr} = \frac{(u - x \operatorname{tg} \beta_2)^2}{r} \\ B = E + 2z \\ C = Fz^2 + F' + F''y \end{array} \right.$$

Il apparait que c'est un système à deux équations avec trois inconnues :

$x = V_a$ vitesse débitante moyenne moyenne

$y = p_2 - p_{t0}$ l'élévation de pression

$z = V_{a1}$ vitesse débitante amont

pour le résoudre, je propose une valeur initiale pour une des trois inconnues, soit y , pour déclencher ensuite un processus itérative qui donnerait après sa convergence les valeurs exactes des trois inconnues je répète l'opération pour différentes valeurs des coefficients et différentes valeurs de calage.

REMARQUES CONCERNANT CE CHAPITRE

La technique présentée par Y.LE BOT donne le débit limite de décrochage, c'est à dire le débit le plus faible pour lequel une solution mathématique continue de la vitesse débitante de l'écoulement reste possible sur l'ensemble de la hauteur de veine.

Donc pour un débit inférieur à ce débit limite, on ne peut pas affirmer que c'est le décollement tournant qui apparait. Il peut apparaitre un simple décollement de la couche limite, un décollement pariétal.

Or un régime de décollement pariétal ne présente pas les dangers vibratoires du décollement tournant.

Cette étude nous permet déjà au stade de l'avant projet de connaître la possibilité d'apparition ou non de ce phénomène.

Nous pouvons s'aider de cette méthodologie pour étudier le phénomène dans le compresseur centrifuge; dériver des équations de base de l'écoulement du fluide dans le centrifuge, corrigés des pertes.

CHAPITRE DEUX

POMPAGE OU DECOLLEMENT TOURNANT

POMPAGE OU DECOLLEMENT TOURNANT

2.1 - INTRODUCTION

Après avoir calculer le débit limite, au dessous duquel le compresseur entre en instabilité, nous allons voir dans ce chapitre quel type d'instabilité le compresseur exhibera : le décollement tournant ou le pompage.

Nous verrons que ceci dépend de la vitesse de rotation du compresseur c'est-à-dire que pour certaines vitesses de rotation le compresseur exhibe le décollement tournant et que pour d'autres c'est le pompage qui s'installe.

Dans ce chapitre, nous reportons une étude théorique sur le pompage dans le compresseur axial. Un modèle non linéaire est développé pour prédire la réponse transitoire du système de compresseur subséquent à une perturbation des conditions de fonctionnement stable.

Il sera établi que, pour le système recherché, il y a un important paramètre pour lequel cette réponse dépend. Si ce paramètre est au dessus ou au dessous d'une valeur critique, détermine quel mode d'instabilité (décollement tournant ou pompage) sera rencontré à la ligne du décrochage (the stall line).

Pour les valeurs *au-dessus* de la critique, le système exhibera un comportement oscillatoire à large amplitude qui caractérise le pompage; tandis-que pour les valeurs *au-dessous* de la critique, le compresseur se déplacera vers un point de fonctionnement en décollement tournant par une réduction substantielle du régime

d'écoulement et du rapport de pression.

Des résultats numériques sont présentés pour montrer le déplacement du point de fonctionnement du compresseur durant les deux modes d'instabilités et une explication physique est donnée pour le mécanisme associé à la génération du cycle d'oscillation du pompage.

2-2 - LE BUT DE LA RECHERCHE

Supposons que nous disposons d'un compresseur fonctionnant d'une manière stable avec un point de fonctionnement ou d'adaptation déterminé par une valeur donnée de la section de la tuyère de sortie (throttle).

Si cette section décroît légèrement, quelle serait la réponse du système de compression à cette perturbation ?

- Le point de fonctionnement du compresseur change lui aussi légèrement.
- Le point de fonctionnement se déplace vers une nouvelle valeur stable par une réduction considérable du débit et du rapport de pression : comportement caractéristique du décollement tournant.
- Le système exhibe des oscillations de larges amplitudes du débit et de la pression : le pompage.

répondre à cette question c'est:

- établir quel paramètre physique caractérisant le compresseur est important pour la détermination du mode d'instabilité
- comprendre le mécanisme fondamentale qui est responsable de ce comportement.

Un modèle théorique du comportement du système de compression dépendant du temps sera développé.

2-3 - LE MODELE DYNAMIQUE

2-3-1 HYPOTHESE ET APPROXIMATIONS.

Plusieurs systèmes de compression consistent en un compresseur travaillant dans une conduite annulaire qui est connecté à sa sortie à une capacité (*plenum*) d'un diamètre plus large.

La décharge à partir de la capacité est alors via une tuyère dans une conduite de sortie de diamètre encore plus petit.

Dans ce modèle les oscillations qui se produisent sont pareilles à celles d'un résonateur d'HELMOLTZ.

Cette hypothèse implique que :

- toute l'énergie cinétique des oscillations est associée au mouvement du fluide dans le compresseur et la tuyère.
- toute l'énergie potentielle est associée à la compression du gaz dans la capacité.

Pour bien clôturer le modèle nous considérerons les hypothèses suivantes:

- le système de compression est limité aux faibles nombres de MACH à l'entrée et aux faibles augmentations de pressions comparées à la pression ambiante.
- aucune restriction n'est placée sur les oscillations de pression et de débit.
- un comportement vigoureusement non linéaire du système de compression est retenu.
- le compresseur est remplacé par un système "disque actionneur" plus une conduite de section constante.
- une tuyère de section variable.
- les oscillations associées au compresseur en pompage peuvent généralement être considérées comme ayant des fréquences pratiquement faibles.

Toutes ces hypothèses nous permettent de prendre une bonne approximation :

- l'écoulement dans les conduites sera incompressible.
- la densité sera égale à sa valeur à la pression ambiante.
- le fluide aura la même vitesse axiale dans toute la section de la conduite équivalente et à tout instant.

La géométrie des conduites équivalentes est déterminé par l'exigence que, à un régime donné, le changement de débit produit la même différence de pression instable dans la conduite réelle et dans le modèle (incluant une correction pour les effets de bords) et par matching de la section des conduites modèles avec une section caractéristique des conduites réelles.

Dans le compresseur, on prendra la section d'entrée et pour la tuyère la section de sortie. Ces considérations nous font aboutir à la relation suivantes :

$$\frac{L}{A} = \int_{\text{sur une conduite réelle}} \frac{dS}{A(s)} \quad 2-1$$

L'intégration de cette relation est établie sur toutes les régions de la conduite réelle où l'écoulement à une énergie cinétique signifiante

2 - 3 - 2 LES EQUATIONS DU MOUVEMENT.

a) l'équation de quantité de mouvement.

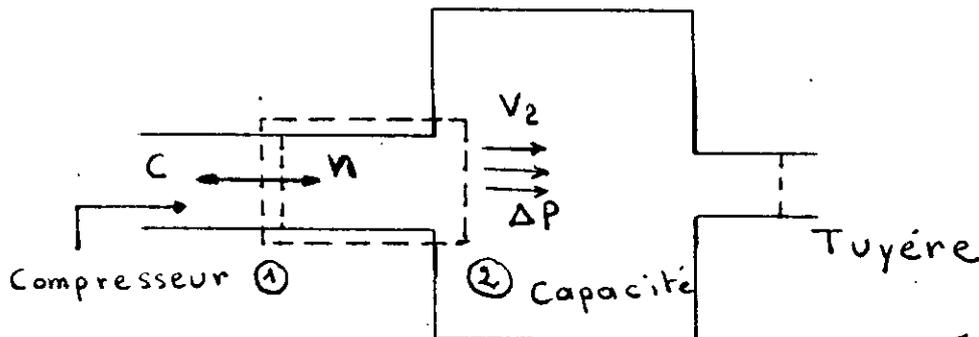


Fig. 2 - 1 : modèle de Compresseur

système de compression utilisé dans cette analyse

Toute l'énergie cinétique du départ communiquée par le compresseur au fluide se retrouve sous forme d'énergie potentielle dans la capacité, par conséquent on peut écrire :

$$\sum F = \int_{\text{surface de contrôle}} \rho V (V dS) \quad \text{où } V: \text{vitesse} \quad 2-2$$

En unidimensionnel, l'intégrale se traduit pour un écoulement stable par la somme suivante :

$$\sum F_x = (\dot{m}V_x)_{\text{sortant}} - (\dot{m}V_x)_{\text{entrant}}$$

Sachant que V_2 (V_x sortant), vitesse d'écoulement dans la capacité, est très faible, elle sera prise égale à zéro:

$$-CA_c + \Delta PA_c = -\dot{m}V_x \text{ entrant} = -\frac{d}{dt} (\dot{m}V_x) \text{ entrant}$$

$$-CA_c + \Delta PA_c = -\frac{d}{dt} (\rho A_c L_c V_x)$$

avec:

A_c : section du compresseur

L_c : longueur de la conduite

C : pression à la sortie du compresseur

$\Delta P = P_p - P$: différence de pression dans la conduite .

Or les grandeurs ρ, A et L_c sont constantes .

Donc:

$$C - \Delta P = \rho L_c \frac{d}{dt} C_x$$

où C_x est la vitesse de sortie du compresseur axial.

En terme de débit:

$$C - \Delta P = \frac{L_c}{A_c} \frac{d}{dt} (\rho A_c C_x)$$

$$C - \Delta P = \frac{L_c}{A_c} \frac{d}{dt} (\dot{m}_c)$$

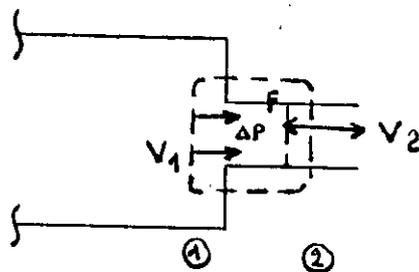
car $\dot{m} = \rho V$ avec V le volume

2.3

Où \dot{m}_c est le débit massique du compresseur.

C'est l'équation de quantité de mouvement au niveau du compresseur .
Par analogie, on établit celle qui correspond au (*plenum*) capacité:

Fig. 2-1
La Tuyère



avec:
 V_1 vitesse au niveau de la capacité; elle est prise nulle.

Donc l'application du théorème:

$$\sum F = \left\{ \dot{m}V_x \right\} \text{ sortant}$$

$$\Delta PA_t - FA_t = \frac{d}{dt} \left(L_t \dot{m}_t \right) = \frac{L_t}{A_t} A_t \frac{d}{dt} \left(\dot{m}_t \right)$$

Où:

A_t : section de throttle et de la conduite.

L_t : longueur de la conduite.

$$\Delta P - F = \frac{L_t}{A_t} \frac{d}{dt} \left(\dot{m}_t \right)$$

2.4

F : c'est la chute de pression à travers le throttle.

b) l'équation de continuité :

$$(\text{Masse entrante} - \text{masse sortante}) = 0$$

Dans les deux conduites, l'équation de continuité est implicite dans la définition des conduites équivalentes de longueurs respectives L_c et L_t .

$$\frac{d}{dt} \left(\rho V \right) = \frac{d}{dt} \left(m \right) = 0 \quad \text{pour un volume } V$$

$$\frac{d}{dt} \left(\rho V \right) = \rho \frac{d}{dt} \left(V \right) + V \frac{d}{dt} \left(\rho \right) \dots \dots \dots (a)$$

volume
constant

Pour un volume dV:

$$\frac{d}{dt} \left(\rho dV \right) = \frac{d}{dt} \left(\rho V_2 - \rho V_1 \right) = \frac{d}{dt} \left(m_2 - m_1 \right) = \dot{m}_2 - \dot{m}_1 \dots \dots (b)$$

(a) = (b) donc :

$$V \frac{d}{dt} \left(\rho \right) = \dot{m}_2 - \dot{m}_1$$

2.5

D'ou pour la capacité, l'équation devient:

$$V_p \frac{d}{dt} (\rho_p) = \dot{m}_c - \dot{m}_t$$

car $\frac{d}{dt} (m) = 0$ donc $\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = \dot{m}_2 - \dot{m}_1 = 0$

c) l'équation d'état :

Si on introduit l'équation d'état pour un processus polycarpique

$$\frac{P}{\rho^k} = \text{constante} = C$$

$$\Rightarrow \frac{P}{C} = \rho^k \Leftrightarrow \rho = \left(\frac{P}{C} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$\frac{d}{dt} (\rho) = \frac{1}{k} \frac{d}{dt} (P^k)$$

$$\frac{d}{dt} (\rho) = \left(\frac{1}{C} \right)^{\frac{1}{k}} \frac{P^{\frac{1}{k}-1}}{k} \frac{d}{dt} (P)$$

$$\frac{d}{dt} (\rho) = \frac{\rho}{kP} \frac{d}{dt} (P)$$

2.6

En introduisant la variation de la densité :

$$\dot{m}_c - \dot{m}_t = \frac{V_p \rho_p}{k P_p} \frac{dP_p}{dt}$$

d) forme de la courbe de l'élévation de pression

Jusqu'à présent rien n'a été dit sur le comportement de l'élévation de pression à travers le compresseur .

C'est une fonction hautement non linéaire du débit. C'est pourquoi il est difficile de trouver ou de prévoir la forme de cette courbe pour des régimes d'écoulement très variés incluant le décollement

tournant et l'écoulement inverse qui sont rencontrés durant le cycle de pompage.

Cette forme ne peut être trouvée que expérimentalement. D'autre part on a montré expérimentalement qu'entre l'apparition du décollement tournant et son développement total dans le compresseur, il y a un temps non négligeable évalué à une valeur du même ordre que 8 révolutions du rotor.

Une approximation de la réponse transitoire peut être écrite de la façon suivante:

$$\tau \frac{dC}{dt} = (C_{ss} - C) \quad 2.7$$

Où :

τ : décalage entre les deux points de fonctionnement stables.

C_{ss} : élévation de la pression à l'état stable quand le champ de l'écoulement est axisymétrique.

C : élévation de pression pendant le fonctionnement transitoire.

e) la tuyère

Si le (*throttle*) est une tuyère à section variable ou une valve, l'expression de la chute de pression en terme de vitesse sera: en appliquant le théorème de BERNOULLI entre un point de la tuyère et un point loin en aval où la pression est égale à la pression ambiante, on obtient:

$$F = \frac{1}{2} \rho C_{xt}^2$$

C_{xt} : vitesse de sortie de la tuyère.

Soit en terme de débit:

$$F = \frac{1}{2} \rho^2 A_t^2 C_{xt}^2 \frac{1}{\rho A_t^2}$$

$$F = \frac{\dot{m}_t^2}{2 \rho A_t^2} \quad 2.8$$

Finalement les équations 2.3, 2.4, 2.5, 2.6, 2.7, sont les équations qui décrivent la dynamique du système de compression.

2 - 3 - 3 L'ADIMENSIONNALISATION.

Il est très pratique et profitable de rendre ces équations adimensionnelles:

$$-\Delta P + C = \frac{L_c}{A_c} \frac{dm_c}{dt}$$

$$-\Delta P + F = \frac{L_t}{A_t} \frac{dm_t}{dt}$$

$$\dot{m}_c - \dot{m}_t = \rho \frac{V_p}{P_p} \frac{dP_p}{dt}$$

$$C_{ss} - C = \tau \frac{dC}{dt}$$

$$F = \frac{\dot{m}_t^2}{2\rho A_t^2}$$

2.9

La procédure est la suivante:

-un débit est de la forme $\rho \cdot A \cdot \text{vitesse}$, donc on divisera les débits par la quantité $\rho \cdot U \cdot A_c$. Où U est la vitesse circonférentielle du rotor.

-La pression est de la forme $\frac{1}{2} \rho \cdot (\text{Vitesse})^2$, donc la pression serait adimensionnalisée en divisant par $\frac{1}{2} \rho \cdot U^2$.

-La variable temps sera adimensionnalisée en divisant par un temps caractéristique $\frac{1}{\omega}$ où ω est la fréquence d'HELMOLTZ (analogie avec le résonateur d'HELMOLTZ).

où ω est définie par

$$\omega = a \sqrt{\frac{A_c}{V_p L_p}}$$

2.10

Avec:

a : vitesse du son .

A_c et L_c : section et longueur de la conduite équivalente.

V_p : volume de la capacité (*the plenum*).

a) le coefficient de débit

Commençons par ressortir un paramètre adimensionnel très important, dit coefficient de débit:

$$\dot{m}_c = \rho C_x A_c \quad \Leftrightarrow \quad \tilde{m} = \frac{\rho C_x A_c}{\rho U A_c}$$

et donc:

$$\tilde{m} = \frac{C_x}{U} \quad 2.11$$

b) première équation

$$\frac{d\dot{m}_c}{dt} = \frac{A_c}{L_c} (C - \Delta P)$$

Le terme de droite est une pression, le terme de gauche est un débit par temps:

$$\frac{d\dot{m}_c}{dt} = \frac{1}{\omega} \frac{A_c}{\rho U A_c} \frac{A_c}{L_c} \frac{1}{2} \rho U^2 (\tilde{C} - \tilde{\Delta P})$$

$$\frac{d\dot{m}_c}{dt} = \frac{U}{2\omega L_c} (\tilde{C} - \tilde{\Delta P}) \quad 2.12$$

Pour plus de commodité, on pose:

$$B = \frac{U}{2\omega L_c} \quad 2.13$$

Ce facteur est sans dimension.

c) deuxième équation

$$\frac{d\dot{m}_t}{dt} = \frac{A_t}{L_t} (\Delta P - F)$$

$$\frac{d\tilde{m}_t}{dt} = \frac{1}{\omega} \frac{A_t}{\rho U A_c} \frac{A_t}{L_t} \frac{1}{2} \rho U^2 (\tilde{\Delta P} - \tilde{F})$$

$$\frac{d\tilde{m}_t}{d\tilde{t}} = \frac{U}{2\omega L_c} \frac{A_t L_c}{A_c L_t} \left(\tilde{\Delta P} - \tilde{F} \right)$$

$$\frac{d\tilde{m}_t}{d\tilde{t}} = \frac{B}{G} \left(\tilde{\Delta P} - \tilde{F} \right) \quad 2.14$$

avec:

$$G = \frac{A_c L_t}{A_t L_c} \quad 2.15$$

d) troisième équation:

$$\frac{d\Delta P}{dt} = \frac{\gamma P}{\rho V_p} \left(\dot{m}_c - \dot{m}_t \right)$$

$$\frac{d\tilde{\Delta P}}{d\tilde{t}} = \frac{\frac{1}{\omega}}{\frac{1}{2} \rho U^2} \frac{\gamma P}{\rho V_p} \rho U A_c \left(\dot{m}_c - \dot{m}_t \right)$$

$$\frac{d\tilde{\Delta P}}{d\tilde{t}} = \frac{A_c}{\rho U \omega} \frac{2\gamma L_c P}{L_c V_p} \left(\dot{m}_c - \dot{m}_t \right)$$

$$\frac{d\tilde{\Delta P}}{d\tilde{t}} = \frac{A_c}{L_c V_p} \frac{\gamma P}{\rho} \frac{2L_c}{U\omega} \left(\dot{m}_c - \dot{m}_t \right)$$

Sachant que:

$$\omega = a \sqrt{\frac{A_c}{V_p L_c}} \quad \text{et} \quad a = \sqrt{\frac{\gamma P}{\rho}}$$

Par conséquent:

$$\frac{d\tilde{\Delta P}}{d\tilde{t}} = \frac{2\omega L_c}{U} \left(\dot{m}_c - \dot{m}_t \right)$$

Finalement:

$$\frac{d\tilde{\Delta P}}{d\tilde{t}} = \frac{1}{B} \left(\dot{m}_c - \dot{m}_t \right) \quad 2.16$$

remarque

J'ai remplacé k par γ car l'expérience a montré que c'était une bonne approximation.

e) quatrième équation:

$$\frac{dC}{dt} = \frac{1}{T} (C_{ss} - C)$$

On remarque dans cette équation qu'elle est déjà adimensionnelle; en effet le terme de gauche est une pression sur un temps, de même pour le terme de droite, par conséquent si on applique notre technique d'adimensionnalisation on aboutit à la même formule:

$$\frac{d\tilde{C}}{d\tilde{t}} = \frac{1}{\tilde{T}} (\tilde{C}_{ss} - \tilde{C})$$

Maintenant, il est possible de trouver la liaison entre τ et B . Nous savons que τ est proportionnel au temps que ferait un nombre N de tours du rotor, donc la distance parcourue pendant τ sera:

$$\tau U = 2 \pi R N \quad \text{donc} \quad \tau = \frac{2 \pi R}{U} N$$

2.18

Par conséquent:

$$\tau = \frac{N}{B} \frac{\pi R}{L_c}$$

Donc le système final qui sera résolu à l'aide de techniques numériques est le suivant:

$$\left[\begin{array}{l} \frac{d\tilde{m}_c}{d\tilde{t}} = B (\tilde{C} - \tilde{\Delta P}) \\ \frac{d\tilde{m}_c}{d\tilde{t}} = \frac{B}{G} (\tilde{\Delta P} - \tilde{F}) \\ \frac{d\tilde{\Delta P}}{d\tilde{t}} = \frac{1}{B} (\tilde{m}_c - \tilde{m}_i) \\ \frac{d\tilde{C}}{d\tilde{t}} = \frac{1}{\tilde{T}} (\tilde{C}_{ss} - \tilde{C}) \end{array} \right.$$

2.19

2 - 4 - LA RESOLUTION

2-4-1 METHODE DE RESOLUTION

Le système obtenu est un système d'équation différentielle du premier ordre, nous l'avons résolu par une méthode du type "prédicteur-correcteur" qu'est la méthode de HAMING.

Cette méthode de HAMING consiste en un prédicteur du 4^{ème} ordre dit prédicteur de milne et en un correcteur dit de HAMING.

MILNE

a) L'algorithme

Donnons nous un système général:

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{dx} = F_1(x, y_1, y_2, y_3, \dots, y_n) \\ \frac{dy_2}{dx} = F_2(x, y_1, y_2, y_3, \dots, y_n) \\ \vdots \\ \frac{dy_n}{dx} = F_n(x, y_1, y_2, y_3, \dots, y_n) \end{cases}$$

2.20

avec $F_{j,i} = F_j(x_j, y_{1,i}, y_{2,i}, \dots, y_{n,i})$

la fonction correspondante à l'équation j pour $x=x_j$ et $y_{j,i} = y_j(x_i)$
la solution estimée de l'équation j pour $x=x_j$.

Le système devient mûr lorsqu'il dispose de toutes les conditions initiales ou limites.

So

Soit $y_{1,0}, y_{2,0}, \dots, y_{n,0}$ ces conditions;
ce qui nous permet de calculer $F_{1,0}, F_{2,0}, \dots, F_{n,0}$.

Pour démarrer l'algorithme de HAMILTON nous avons besoin des trois premières valeurs, ces dernières seront calculées par la méthode de RUNGE KUTTA du 4^{ème} ordre:

$$y_{j,1}, F_{j,2}, y_{j,2}, F_{j,3}, y_{j,3}, F_{j,3}$$

Ayant toutes ces valeurs disponibles, nous pouvons, dans une deuxième étape, prédire la solution par le prédicteur de MILER

$$y_{j,t+1,0} = y_{j,t-3} + \frac{4}{3} h \left(2F_{j,t} - F_{j,t-1} + F_{j,t-2} \right) \quad 2.21$$

$$(j = 1, 2, \dots, n)$$

Dans la troisième étape, la solution que nous venons de prédire est modifiée de la manière suivante:

$$y_{j,t+1,0}^* = y_{j,t+1,0} + \frac{112}{9} e_{j,t} \quad 2.22$$

$$(j = 1, 2, \dots, n)$$

Dans la quatrième étape nous appliquons le correcteur pour chaque variable:

$$y_{j,t+1,1} = \frac{1}{8} \left(9y_{j,t} - y_{j,t-2} + 3 \left(F_{j,t+1,0}^* - 2F_{j,t} + F_{j,t-1} \right) \right) \quad 2.23$$

Où :

$$F_{j,t+1,0}^* = F \left(x_{t+1}, y_{1,t+1,0}, y_{2,t+1,0}, \dots, y_{n,t+1,0} \right)$$

Dans la cinquième étape, nous estimons l'erreur de troncature pour chaque équation du correcteur :

$$e_{j,i+1} = \frac{\rho}{121} \left(y_{j,i+1,1} - y_{j,i+1,0} \right) \quad 2.24$$

Dans la sixième étape, nous appliquons une dernière modification de la manière suivante :

$$y_{j,i+1} = y_{j,i+1,1} - e_{j,i+1} \quad 2.25$$

Après avoir évalué les $y_{j,i+1}$, les n valeurs de $F_{j,i+1}$ peuvent être calculer :

$$F_{j,i+1} = F_j \left(x_{1,i+1}, y_{1,i+1}, y_{2,i+1}, \dots, y_{n,i+1} \right)$$

Maintenant pour atteindre la solution exacte, ce processus peut être répété à partir de la deuxième étape.

2 - 5 - RESULTATS ET INTERPRETATION

5_1 RESULTATS.

Avant de discuter les résultats, je donnerai cette information : pour le système concerné, j'ai appliqué deux méthodes ; la méthode de R.K du 4^{ème} ordre et la méthode de HAMING et là j'ai pu constater ce que je lisais dans les livres : la méthode du predicteur correcteur de HAMING s'avère plus rapide et plus précise que la méthode simple de R.K du 4^{ème} ordre.

les tests:

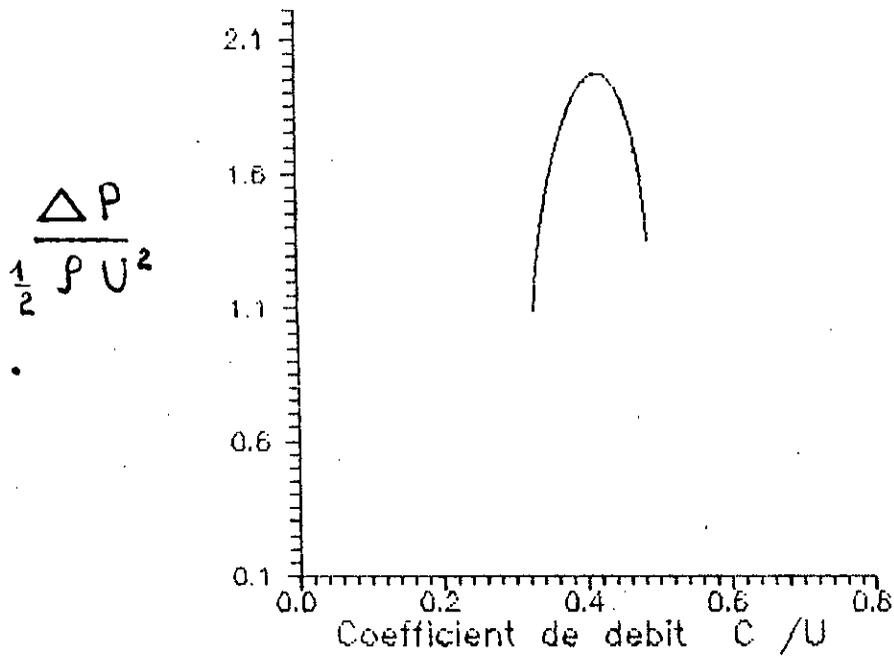
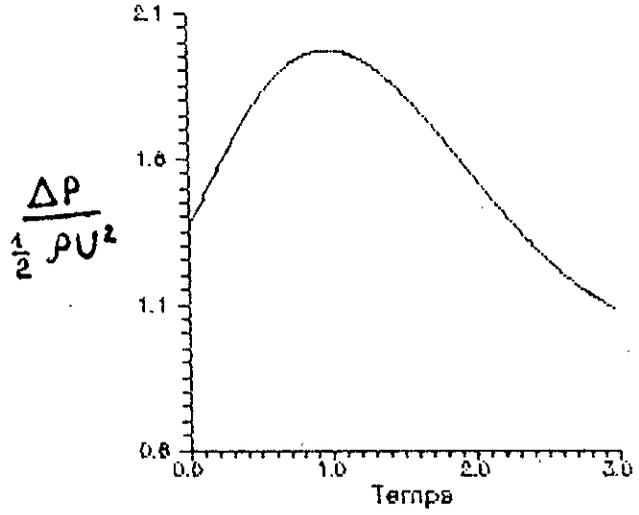
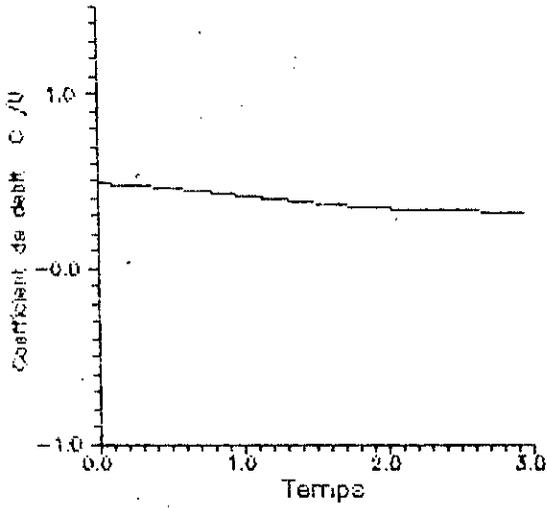
Après avoir mis le programme au point, je l'ai testé pour des valeurs de B allant de 0.01 jusqu'à 5 mais je n'ai gardé que quelques valeurs représentatives. Il s'agit de :

$$B = 0.10 \quad B = 0.45 \quad B = 0.70$$

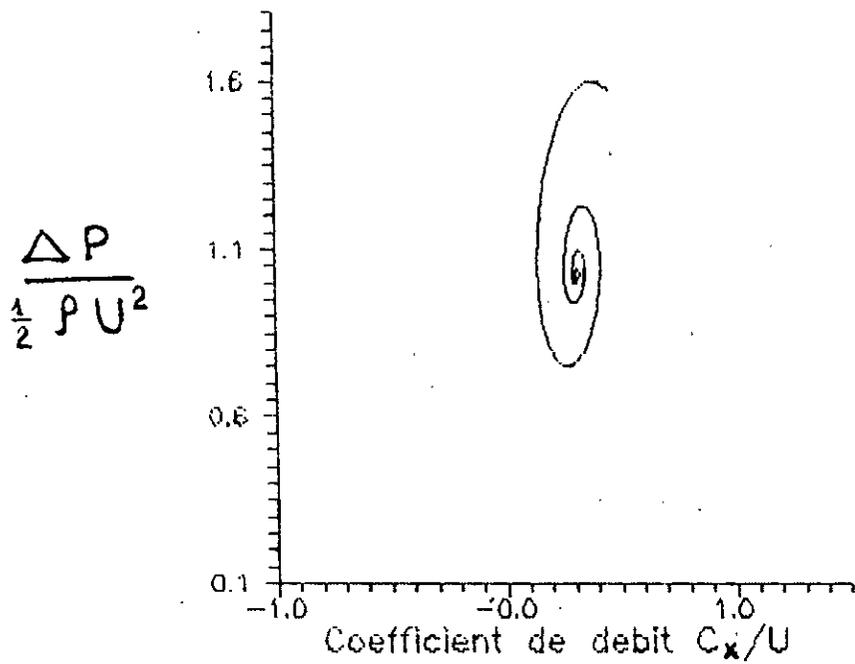
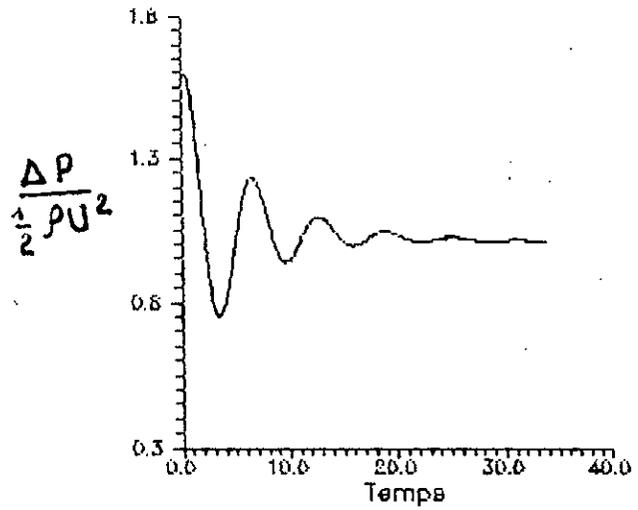
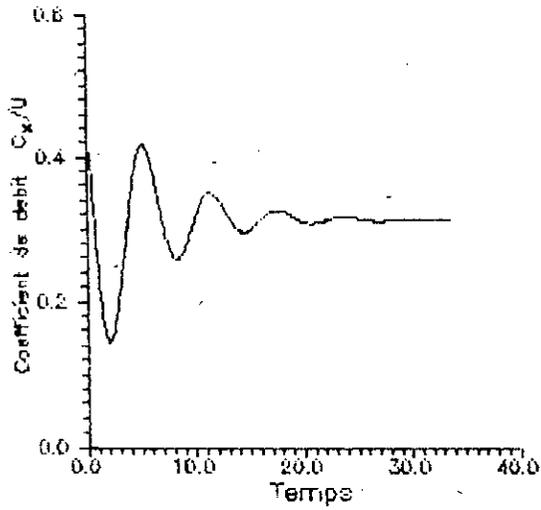
$$B = 1.00 \quad B = 1.50 \quad B = 2.00$$

Les résultats sont présentés dans les graphes suivants :

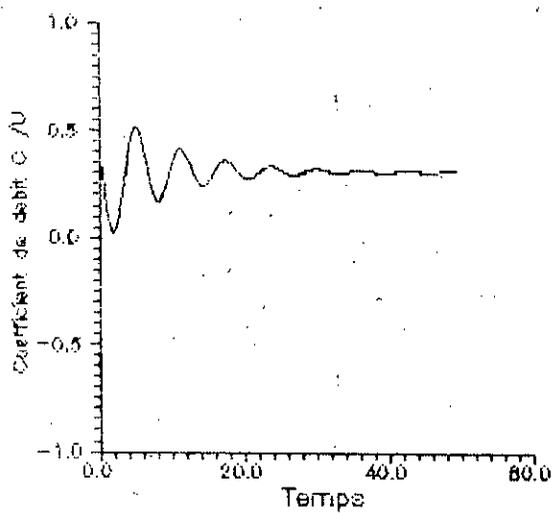
$$B = 0.1$$



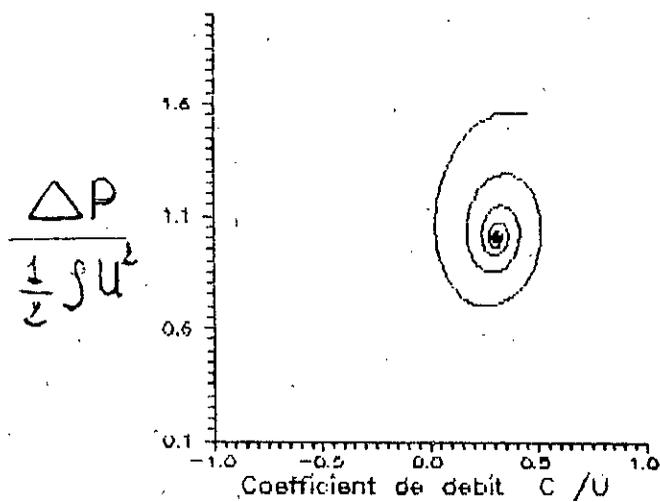
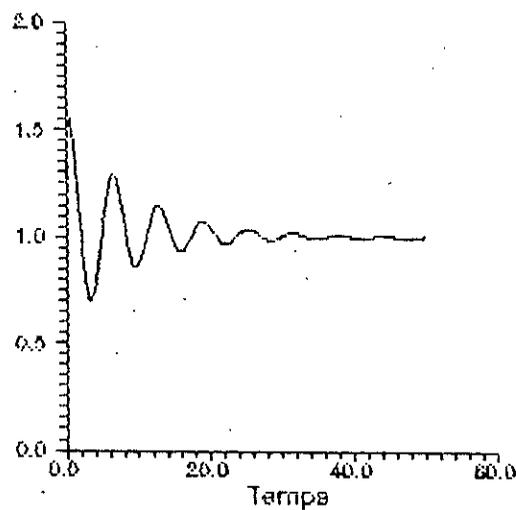
$$B = 0.45$$



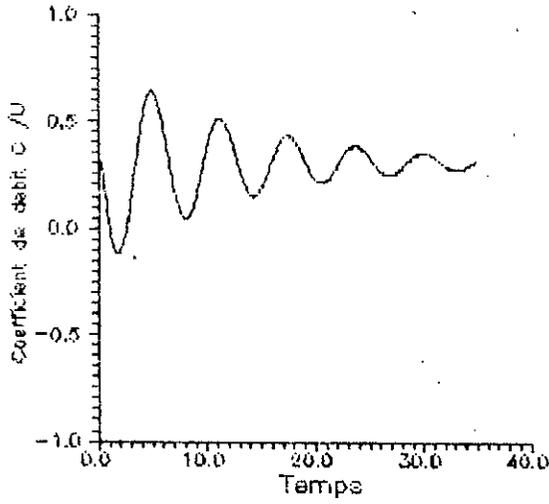
$$B = 0.7$$



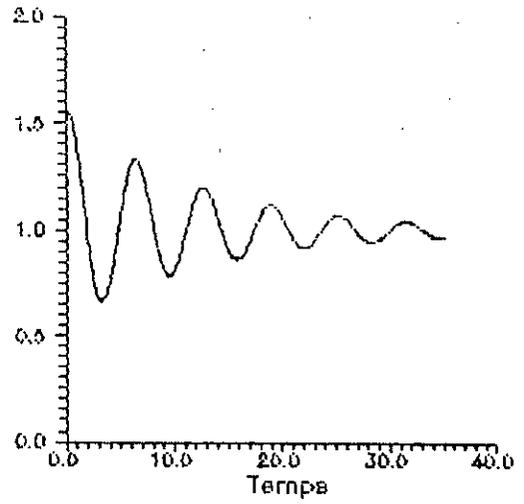
$$\frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U^2}$$



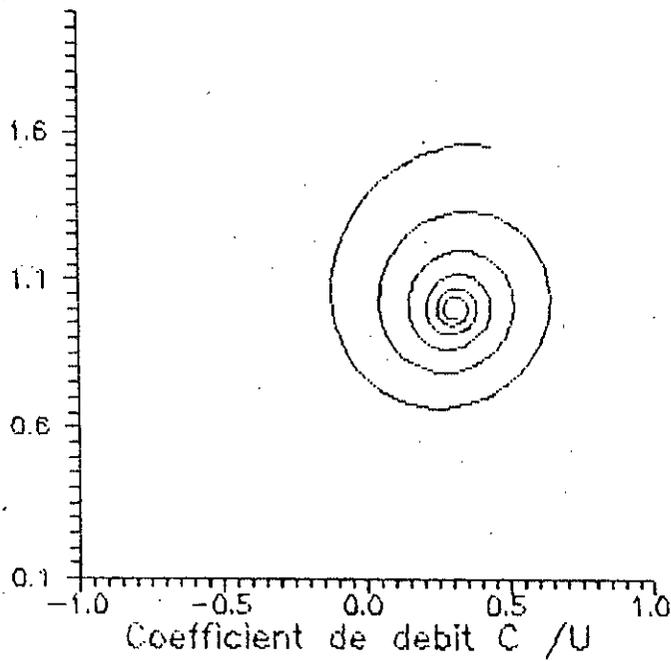
$$B = 1.0$$



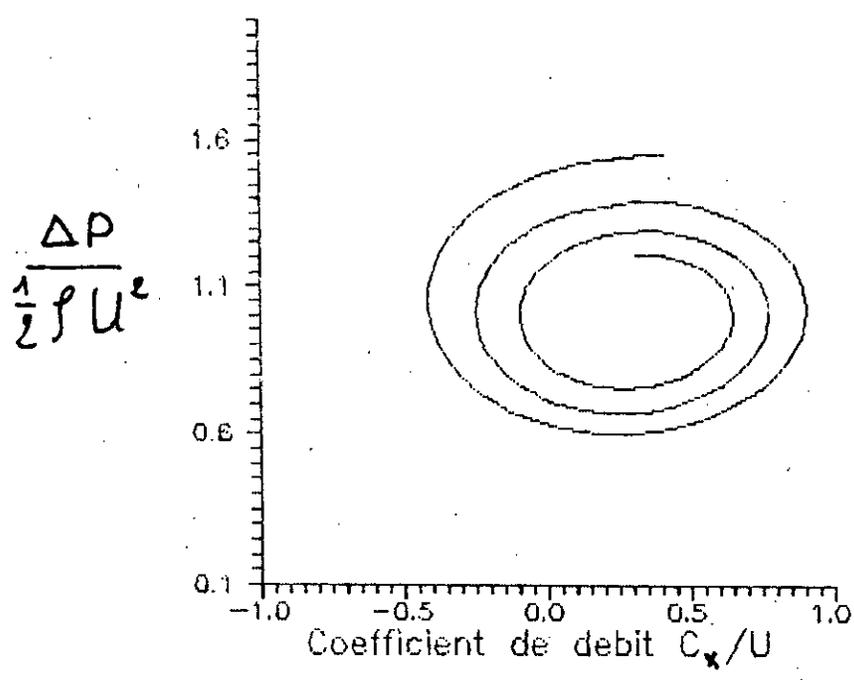
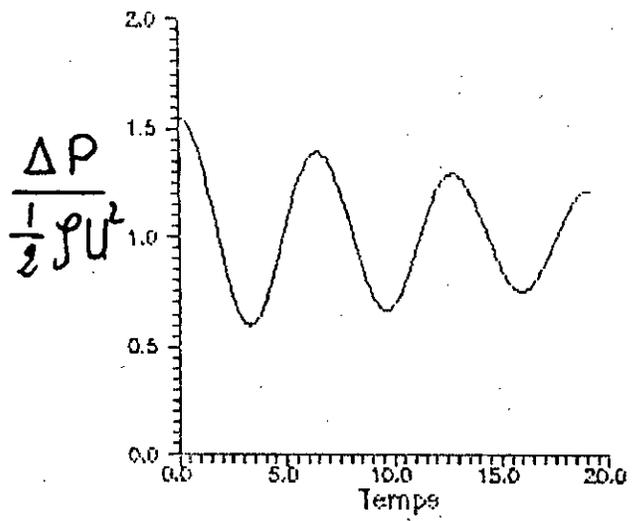
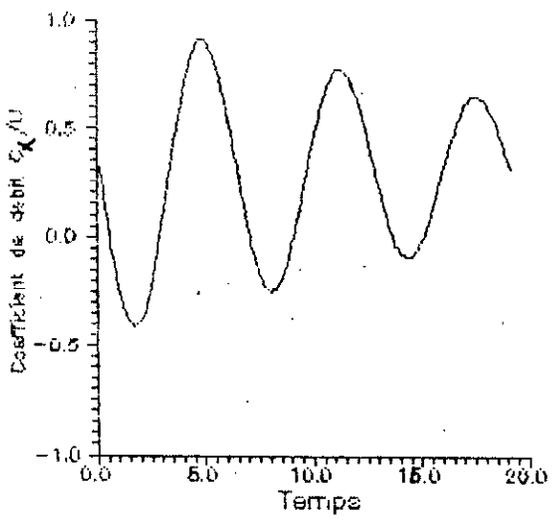
$$\frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U^2}$$



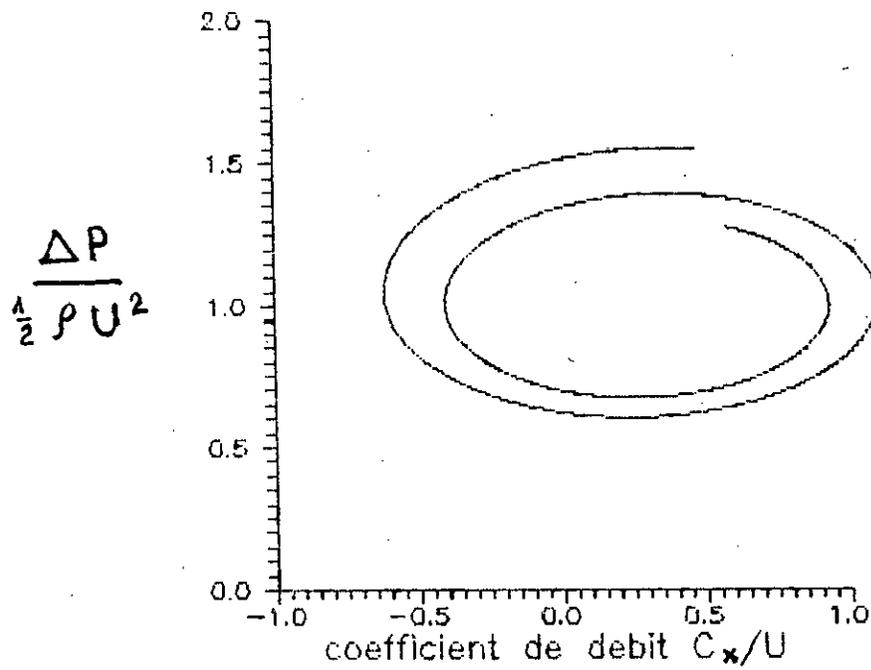
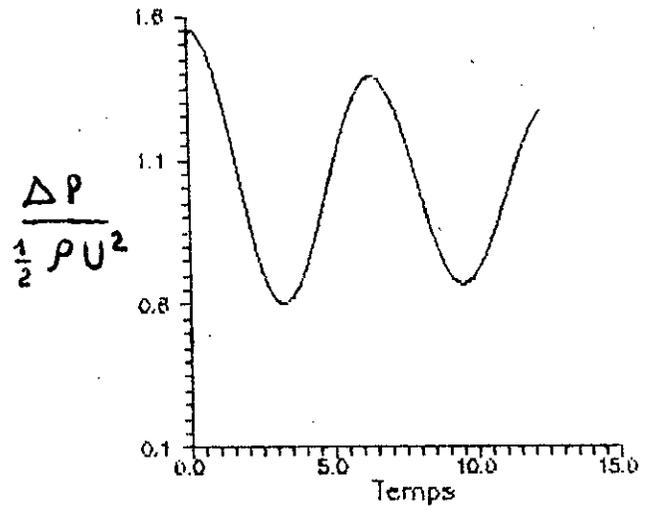
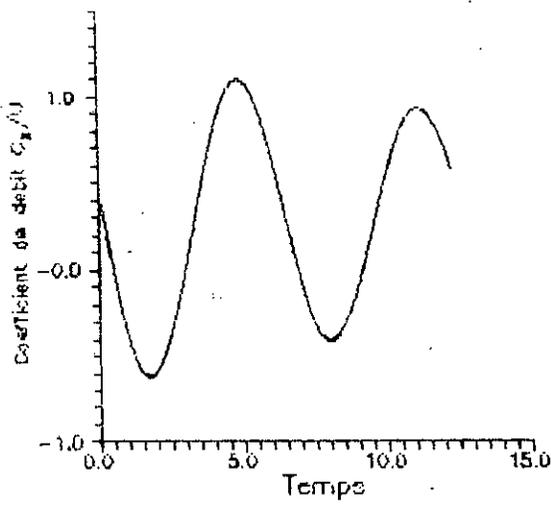
$$\frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U^2}$$



$$B = 1.5$$



$$B = 2$$



5_2 INTERPRETATION.

Pour chaque valeur de B , j'ai présenté trois graphes : le premier donne la variation du débit, le second donne la variation de la pression et le troisième montre la variation de la pression en fonction du débit; il nous donne une partie de la caractéristique du compresseur.

Aux faibles valeurs de B , la pression augmente jusqu'à atteindre un maximum puis elle chute brusquement vers une autre valeur et se stabilise. Cette chute ne peut être expliquée que par la présence du décollement tournant. Le temps de convergence est de 03 unités. Le point max est dit point limite de décollement.

Pour les valeurs de B supérieures à 0.1, tel que 0.45, la chute s'accompagne d'une oscillation autour du nouveau point de fonctionnement stable. C'est une caractéristique du D.T.

Pour $B = 0.7$ le phénomène s'accroît : le temps de convergence augmente jusqu'à 70. La chute de débit atteint presque la valeur zéro; tout ceci nous amène à dire que nous ne sommes plus en présence du décollement tournant, nous pouvons prévoir déjà l'apparition de l'écoulement inverse pour les valeurs de B sup. à 0.7

A partir de $B = 1$ le débit devient négatif: présence de l'écoulement inverse, possibilité d'apparition du phénomène de pompage au delà de $B = 1$, chose que nous pouvons vérifier pour $B=1.5$, le système exhibe les cycles limites du pompage.

Par conséquent en variant B nous pourrions prévoir quel type d'instabilité le compresseur exhibe.

Nous expliquons le D.T. par l'incapacité du fluide à remplir la veine on explique le pompage par l'incapacité de la tuyère à transformer l'énergie de pression contenue dans le fluide en énergie cinétique par conséquent, le fluide ayant encore de l'énergie dans sa réserve revient au compresseur, là il reçoit encore plus d'énergie avec

laquelle il retourne et le cycle se ferme.

le compresseur décrit ce cycle théoriquement d'un façon infinie mais réellement l'énergie du fluide augmente jusqu'à ce quelle fait exploser le compresseur.

B est lier à U , vitesse de rotation, l_c , longueur du compresseur, A_c section du compresseur, V_p volume de la capacité, et a , vitesse du son qui caractérise le temps, par conséquent, il faut jouer sur l'ensemble de ces paramètres pour trouver la valeur de B qui évite au compresseur le pompage.

```

c*****
c*   Programme de résolution d'un système d'équations      *
c*   différentielles ordinaires du premier ordre par     *
c*   la méthode du 'PREDICTOR & CORECTOR' dite de       *
c*   " HAVING "                                           *
c*   =====                                             *
c*   Elaboré par: Y.ABID CHAREF                            *
c*****

```

```

                IMPLICIT real*8 (a-h,o-z)
                dimension y(4,17777)
                common /mn/ w(4),zk(4,4)
                common /mh/ b,g,t,h,css
                character*10 fou,nova
                print*, 'donner le fichier des donnees'
                read(*,100) fou
                print*, 'donner le fichier resultats'
                read(*,100) nova
                open(unit=9,file=fou,status='unknown')
                open(unit=10,file=nova,status='unknown')
                read(9,*)
                read(9,*) (y(i,1),i=1,4)
                read(9,*)
                read(9,*) b,g,t,h,css,n,eps
                t1=0
                do 13 i=2,n
                do 20 j=1,4
                w(j)=y(j,i-1)
                continue
                call name(1)
                do 1 j=1,4
                w(j)=y(j,i-1)+(h*zk(1,j))/2
                continue
                call name(2)
                do 2 j=1,4
                w(j)=y(j,i-1)+(h*zk(2,j))/2
                continue
                call name(3)
                do 3 j=1,4
                w(j)=y(j,i-1)+h*zk(3,j)
                continue
                call name(4)
                do 4 j=1,4
                y(j,i)=y(j,i-1)+h*(zk(1,j)+2*(zk(3,j)+zk(2,j))+zk(4,j))/6
                continue
                print*,t1,y(1,i),y(3,i)
                write(10,110) t1,y(1,i),y(3,i)
                t1=t1+h
                do 5 j=1,4
                if(abs(y(j,i)-y(j,i-1)).gt.eps) go to 13
                go to 23
                continue
                continue
                print*, 'vive el fis'
                format(a10)

```

```

HAM1
HAM2
HAM3
HAM4
HAM5
HAM6
HAM7
HAM8
HAM9
HAM10
HAM11
HAM12
HAM13
HAM14
HAM15
HAM16
HAM17
HAM18
HAM19
HAM20
HAM21
HAM22
HAM23
HAM24
HAM25
HAM26
HAM27
HAM28
HAM29
HAM30
HAM31
HAM32
HAM33
HAM34
HAM35
HAM37
HAM38
HAM39
HAM40
HAM41
HAM42
HAM43
HAM44
HAM45
HAM46
HAM47

```

110	format(1x,(f10.3),2x,2(f9.5,2x))	HAM48
	stop	HAM49
	end	HAM50
	subroutine name(1)	HAM51
	IMPLICIT real*8 (a-h,o-z)	HAM52
	common /mn/ w(4),zk(4,4)	HAM53
	common /mh/ b,g,t,h,css	HAM54
	zk(1,1)=b*(w(4)-w(3))	HAM55
	zk(1,2)=(b/g)*(w(3)-10.31*(w(2)**2))	HAM56
	zk(1,3)=(w(1)-w(2))/b	HAM57
	zk(1,4)=(css-w(4))*(b/t)	HAM58
	return	HAM59
	end	HAM60
	c*****	

CHAPITRE TROIS

DECOLLEMENT PROGRESSIF OU BRUTAL

ESQUISSE GROSSE :

DECOLLEMENT PROGRESSIF OU BRUTAL

3 - 1 - LES CARACTERISTIQUES GENERALES DU DECOLLEMENT TOURNANT DANS LES COMPRESSEURS AXIAUX

Une serie d'experimentations etablie par I.J.DAY, E.M.GREITZER et N.A.CUMPSTY a montre clairement l'existence de deux types de decollement tournant.

Dans le regime d'ecoulement instable nous avons vu au chapitre un, qu'il y'a plusieurs regions d'ecoulement severement retardees, tournants autour de l'anneau du compresseur, nous les avons appelees "cellules decollées".

Il est tres utile de decrire ces regions d'ecoulement rencontrees durant le fonctionnement en decollement tournant et les relier au rendement du compresseur.

3 - 1-1 LES REGIMES D'ECOULEMENT.

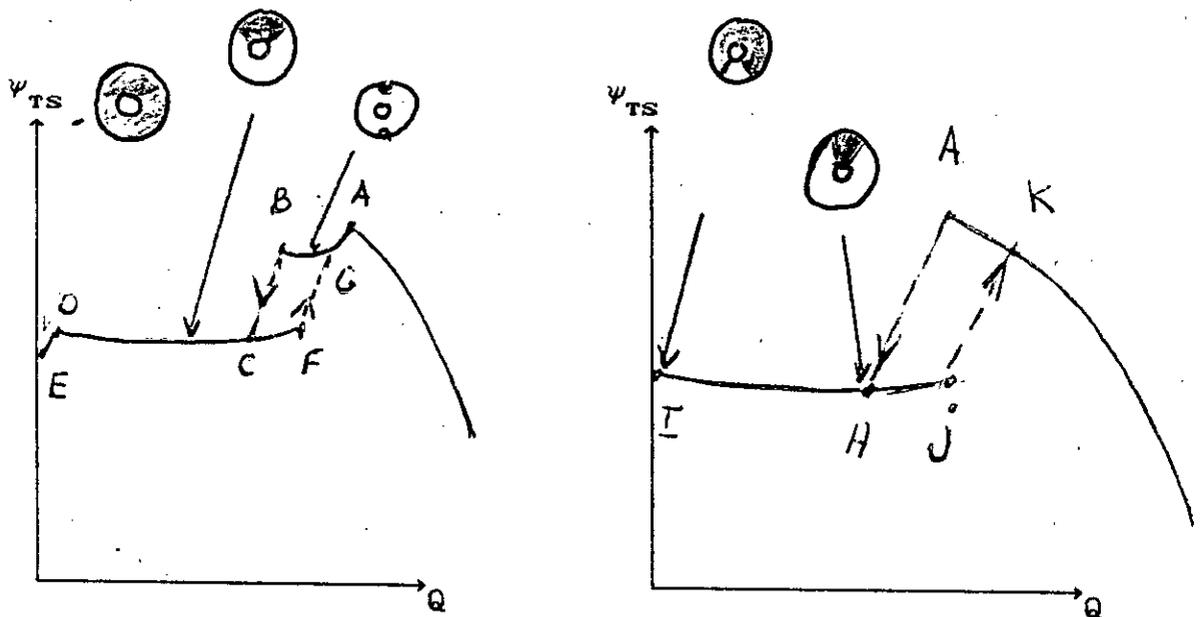
Considerons un compresseur à 3 étages et examinons la courbe de performance dessiné sous la forme de ψ_{TS} en fonction de Q ,

où :

$$\psi_{TS} = (\text{Pression statique de sortie} - \text{Pression totale d'entrée}) \cdot \frac{1}{\rho u^2}$$

$$Q = C_x / u.$$

Les résultats expérimentaux ont établi qu'il y a deux possibilités.



a)- Caractéristiques de décollement progressif. (Part span stall)

b)- Caractéristique de décollement brut. (full span stall).

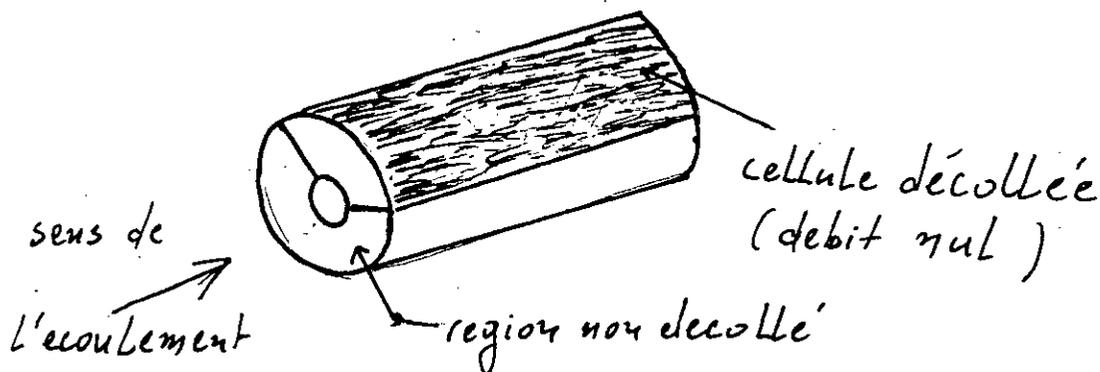
Fig. 3-1: Les caractéristiques typiques du compresseur.

La Fig 3-1. a montre une courbe qui présente une continuité ou une faible discontinuité au point limite de décollement dans l'élévation de pression.

On entend par le point limite de décollement le point du commencement du R.S ou équivalent le point d'apparition de l'instabilité dans l'écoulement axisymétrique; (sujet du 1^{er} chapitre vous rappelez vous ?) Ce comportement, où il y'a une chute très graduelle de la pression de refoulement, est associé à la présence d'une ou plusieurs cellules décollées qui ne couvre pas la hauteur totale de l'anneau. Il est connu sous le nom de "Part Span Stall". en français je propose la terminologie: décollement progressif.

Si on continue à fermer la section de la tuyère (throttle) le débit du compresseur continue à décroître et la courbe de performance exhibe une large discontinuité (le passage de B à C dans la Fig.1.a). ce saut est associé à un changement dans le type de décollement.

Au point C il y a uniquement une seule cellule occupant une assez grande fraction de l'anneau et s'étalant sur toute la hauteur de l'anneau. Ce régime est connu sous le nom de "Full Span Stall". Je propose la terminologie: décollement brutal.



Si on continue encore à fermer la tuyère, la cellule décollée augmente de taille avec la pression de refoulement qui reste constante à partir du point C vers le point D. Quand le débit approche zéro la cellule décollée s'agrandi jusqu'à remplir tout l'anneau, par conséquent l'écoulement devient axisymétrique, souvent avec une chute légère de la pression (D \longrightarrow E).

Maintenant essayons de revenir sur nos pas et regardons un peu ce qui se passe. Si on ouvre la tuyère, on découvrira que le débit limite de sortie du mode "Full Span Stall" est différent de celui par lequel on entre dans ce mode (le point F). C'est l'hystérésis. Il exprime la différence entre l'établissement et la cessation du mode *full span stall*. Par contre pour le régime *part span stall*, l'hystérésis est négligeable.

Si nous examinons la fig 3-1-b nous verrons une figure quelque peu différente. Une large discontinuité dans l'élévation de la pression et dans le débit se produit directement au point limite de décollement A. La forte chute de ces deux quantités, quand le point A est atteint, vers le point H est associé au fonctionnement du compresseur directement en *full span*; une seule cellule décollée.

La cellule continue à s'agrandir avec la fermeture de la tuyère même avec zéro débit traversant le compresseur, cette cellule peut ne pas remplir 100 % l'anneau; la pression reste relativement constante du point H au point I.

Si on réouvre le throttle on constatera qu'il existe une grande hystérésis entre le commencement et la finition du décollements.

Le pratiquant remarquera que Le décollement progressif à un effet néfaste faible sur le rendement du compresseur relativement au décollement brute qui réduit sévèrement la performance du compresseur.

3 _ 2 _ LE MODELE D'ÉCOULEMENT TOTAL

Dans le but de comprendre la relation entre les caractéristiques des cellules décollées et le rendement du compresseur, il est très utile de développer un modèle de base de l'écoulement décollé.

Pour cela, prenant des hypothèses très simples physiquement plausibles

Considérons l'écoulement dans le compresseur durant le D.T comme se composant d'une zone (ou zones) d'écoulement non décollé dans laquelle la vitesse axiale est pratiquement supérieur à la vitesse dans les conditions d'adaptation, et d'une zone (ou zones) d'écoulement décollé avec vitesse axial égale à zéro ($\phi = 0$) à l'intérieur.

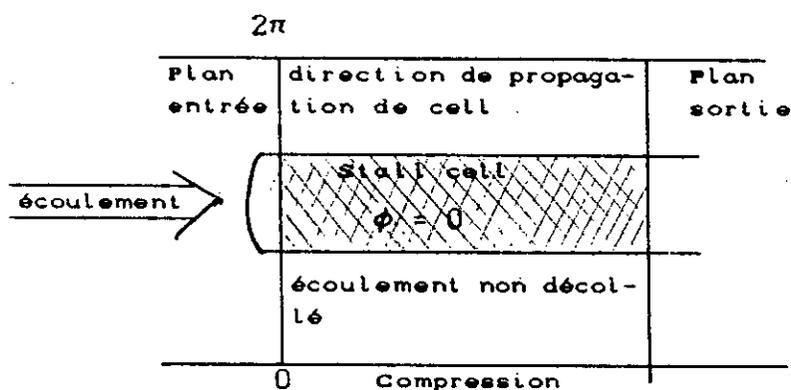


Fig. 3.2 Modèle d'écoulement pour le fonctionnement en décollement.

D'autres part les résultats expérimentaux ont montré que l'élévation de pression moyenne (totale entrée \longrightarrow Static sortie) qui se produit dans les cellules décollées est égale à celle qui se produit dans la région non décollée.

3 - 2-1 DEBIT ET PRESSION DANS LE DECOLLEMENT

a) La pression:

Du moment qu'on ne dispose pas de moyen analytique pour calculer la courbe de performance en décollement on doit alors développer un modèle utilisant des informations empiriques.

Introduisons l'hypothèse cruciale qui fut proposée par Mc.keuzie :

l'élévation de pression adimensionnelle (pression totale d'entrée vers la pression statique de sortie) ψ_{TS} par étage est une constante, que ce soit en *full span stall* ou en *part span stall*

$\psi_{TS} = \text{constante}$. Elle a été évaluée à 0.11 .

Les résultats expérimentaux ont montré que cette constante est plus élevée en *part span* qu'en *full span stall*, aussi ils ont montré que la variation de pression durant le fonctionnement en décollement est indépendante des paramètres de conception du compression

(ex : paramètres qui définissent l'aubage).

A partir du comportement caractéristique d'un compresseur décollé il vient que pour N étages la variation (*total to static*) est N fois celle d'un seul étage, c'est à dire :

$$\psi_{TS}(N) = N \psi_{TS}(1) \quad 3.1$$

En dehors du décollement il est une approximation raisonnable de dire que les variations de pressions *total to total* et *static to static* pour N étages sont N fois celles pour un seul étage. Donc si $\psi_{TT}(1)$ et $\psi_{TT}(N)$ sont respectivement la variation de pression *total to total* adimensionnelle pour un étage et pour N étages *respectivement* alors :

$$N\psi_{TT}(1) = \psi_{TT}(N) \quad 3.2$$

Par contre, l'élévation de pression *total to static* pour les régions non décollées et pour un seul étage avec une sortie axiale est donnée par :

$$\psi_{TS}(1) = \psi_{TT}(1) - \frac{1}{2} \phi^2 \quad 3.3$$

De façon similaire et pour N étages :

$$\psi_{TS}(N) = \psi_{TT}(N) - \frac{1}{2} \phi^2 \quad 3.4$$

$$N \psi_{TS}(1) = N \psi_{TT}(1) - \frac{1}{2} \phi^2$$

qui est différente de N fois l'élévation d'un étage .

$$N\psi_{TS}(1) = N\psi_{TT}(1) - \frac{N}{2} \phi^2 \quad 3.5$$

attention :

l'hypothèse pour le compresseur décolle, $\psi_{ts}(N) = N \cdot \psi_{ts}(1)$ ne peut être vue comme une conséquence évidente d'un empilement d'étage mais elle doit être regardée comme une refléction d'un modèle tout a fait différent de celui qu'on a adopté pour l'écoulement non décollé.

L'idée que l'élévation de pression adimensionnelle par étage est une constante en régime décollé, a plus loin une conséquence quand on assumera que l'élévation *total to static* est la même que ce soit dans les cellules décollées que dans les régions non décollées; ceci implique que, quand le débit diminue durant le fonctionnement en D T, les points de fonctionnement de chaque région ne changent pas mais c'est la fraction de l'anneau qui travaille dans chaque type d'écoulement qui change, c'est à dire que la fraction décollée occupe de plus en plus la circonférence, c'est ce qui explique que dans la figure 3.1 le tronçon entre C et D est presque une droite de même que pour H et I.

b) le debit:

Considerons uniquement le *full span stall*, il apparait que, l'élévation de pression dans la cellule décollée est égale à la totalité de l'élévation de la pression dans le compresseur quand la tuyère est fermé (débit nul; fonctionnement à vanne fermée).

Pour la région non décollée, l'écoulement doit s'arranger de telle façon que cette région produit la même élévation de pression qui est produite dans la région décollée, ceci est valable pour le *full span* et le *part span stall*. Des mesures détaillées ont montré que le débit délivré par la région non décollée est approximativement le même que celui délivré par le compresseur en fonctionnement stable, (bien évidemment à la même élévation de pression.). En d'autres termes, dans la partie non décollée de l'anneau, le compresseur peut être regarder comme fonctionnant à l'état stable donc son point de fonctionnement se trouve dans la partie stable de la caractéristique comme illustré dans la figure

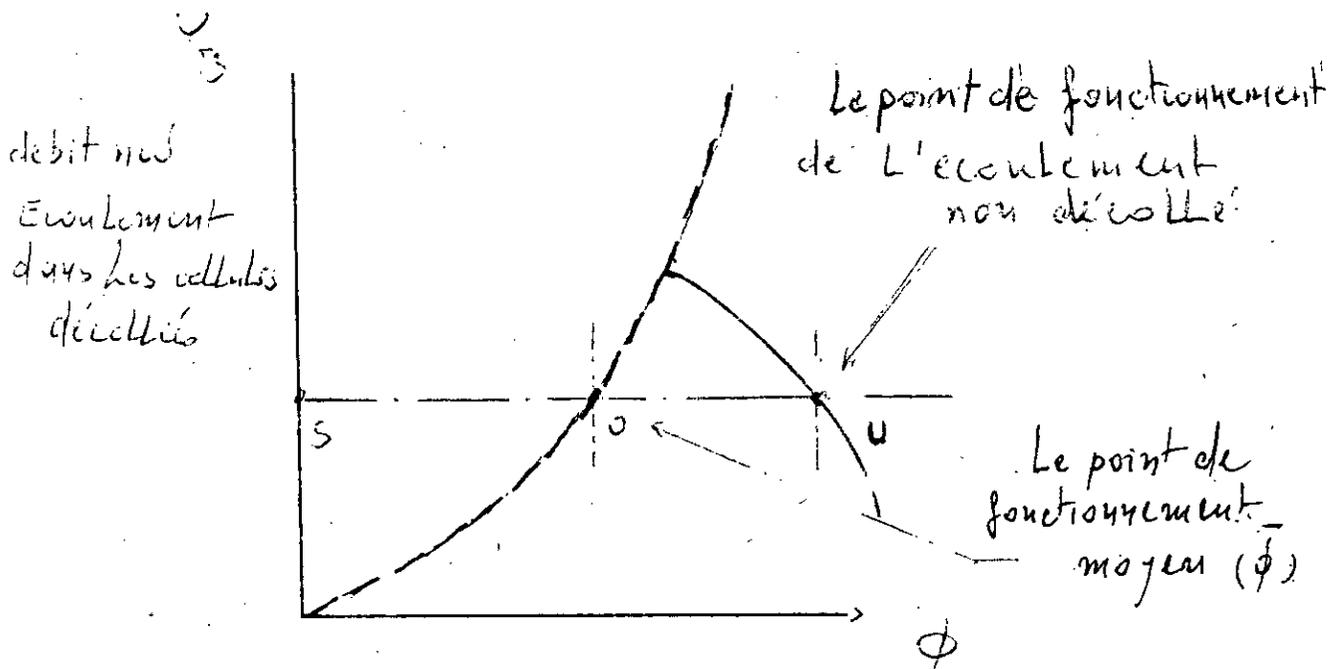


figure 3.3: fonctionnement du compresseur en décollement tournant

Le débit annulaire moyen, est proportionnel au débit net il est déterminé par l'ouverture de la vanne et est relié au débit traversant la région non décollée par la formule suivante:

$$\bar{\phi} = (1 - \lambda) \phi_s \quad 3.6$$

où λ représente le blocage des cellules décollées, il est défini comme étant la fraction de l'anneau qui à zéro écoulement net.

Quand la section de la vanne (*throttle*) diminue, l'écoulement moyen chute également, ainsi λ s'approche de l'unité; pour un débit nul λ est égale à 1.

3 - 3 - DECOLLEMENT PROGRESSIF OU BRUTAL

3-1 LE BLOCAGE.

Maintenant essayons de savoir lequel des deux types de décollement est le plus probable. Pour se faire nous postulons qu'il y a une

valeur critique pour le blocage des cellules décollées.

Nous déduisons à partir des données expérimentales qu'il y a un maximum de λ pour le *part span* (λ_{ps}) et si le blocage excède cette valeur le compresseur change vers le *full span stall*.

Nous déduisons également qu'il y a un minimum de blocage pour *full span stall* (λ_{fs}) tel que; si λ tombe au dessous de cette valeur critique, le compresseur, soit il change en *part span* soit il recouvre, c'est à dire il fonctionne en non décollément.

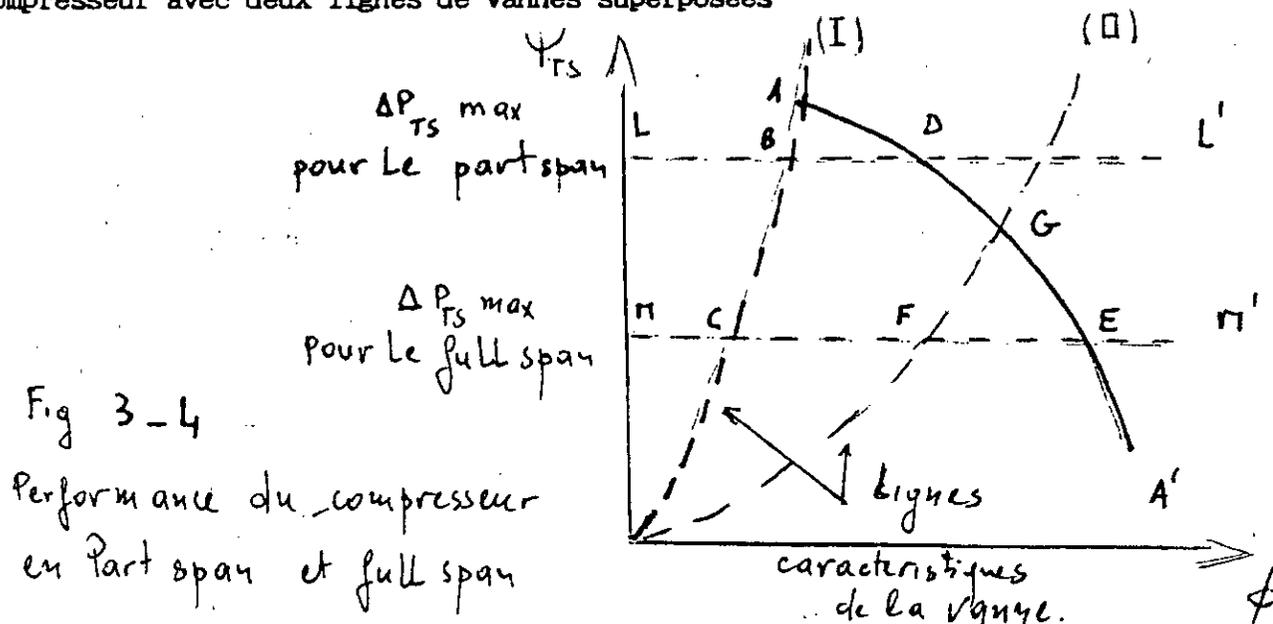
Les résultats expérimentaux ont conclu aux résultats suivants:

$$\lambda_{ps} = \lambda_{fs} = 30\%$$

3 - 3-2 LA CARACTERISTIQUE DU COMPRESSEUR EN DECOLLEMENT.

Les hypothèses que nous venons d'énoncer concernant l'élévation de pression décollée et les conditions du blocage associés aux cellules décollées, couplés au modèle simple unidimensionnel que nous avons adopté pour l'écoulement annulaire; nous permettent de faire des prédictions en ce qui concerne la caractéristique en décollément.

Referons nous à la figure qui montre une caractéristique d'un compresseur avec deux lignes de vanes superposées



La ligne I correspond à une position de la vanne (*throttle*) à laquelle le compresseur devient instable, elle intercepte la caractéristique dans sa partie non décollée au point A.

L'autre ligne la ligne 2 correspond à une ouverture quelque peu large

de la vanne spécifique à la cessation du *full span*.

Supposons que seule la partie non décollée de la caractéristique (du point A' vers le point A) est connue tandis que la position du point G sur la courbe est inconnue.

Dans une installation conventionnelle où le compresseur décharge dans une capacité relativement large laquelle à son tour échappe dans une vanne de sortie; la courbe de la vanne appelée souvent la caractéristique de l'installation, est une parabole passant par l'origine. Par conséquent si le point de décollement est connue, la caractéristique de l'installation qui correspond à ce point est également connue (c'est à dire la ligne throttle) c'est ce qui nous permet d'assurer que la ligne I est connue.

Les deux lignes horizontales LL' et MM' sont les lignes de fonctionnement en *part span* et en *full span stall* respectivement, elle interceptent la caractéristique I au points B et C.

3 - 3-3 LA DETERMINATION DU BLOCAGE.

Notre modèle suppose que le fonctionnement au début du décollement pour la disposition de la vanne qui correspond à la ligne I est soit en B (*part span*) ou en C (*full span*). Pour trouver lequel des deux points, on visualise le point de fonctionnement du compresseur quand il se déplace instantanément sur la ligne de l'installation avec le blocage qui augmente continuellement.

Si le blocage λ est inférieur à la valeur critique qui surmonte le *part span stall* λ_{ps} , alors le compresseur fonctionnera en *part span*.

Par contre si la valeur est supérieur à λ_{ps} , le point tombe sur C et le compresseur fonctionne en *full span stall*.

A partir de l'équation (5) le blocage λ est donnée par :

$$\lambda = \frac{\phi_{stable} - \overline{\phi}}{\phi_{stable}}$$

3.7

En se référant à la figure 4, λ prend l'expression suivante :

$$\lambda = \frac{DL - BL}{LD} = \frac{BD}{LD}$$

3.8

Donc pour savoir lequel des deux types de décollement (*full span* ou *part span*) le compresseur exhibera, il suffit de calculer le rapport $\frac{BD}{LD}$ et de le comparer à λ_{ps} .

3 - 3-4 DETERMINATION DE LA LARGEUR DE L'HYSTERESIS.

Pour déterminer la largeur de l'hystérésis, on utilisera encore le concept du blocage critique.

Supposons maintenant que le compresseur fonctionne en *full span stall* au point C, pour retourner au fonctionnement stable non décollé à partir du point C, on augmente le débit par l'ouverture de la vanne (throttle), il en résulte que le point de fonctionnement se déplace vers la droite le long de la droite MM' et le blocage diminue continuellement jusqu'à ce qu'il devient inférieur à la valeur critique pour le fonctionnement en *full span*, à ce moment là ce mode ne sera plus possible et le compresseur subit une rapide transition vers le fonctionnement non décollé stable. Ceci se produit au point F où le blocage est égale à λ_{fs} par conséquent :

$$\lambda_{fs} = \frac{\phi_{stable} - \bar{\phi}}{\phi_{stable}} = \frac{ME - MF}{ME} = \frac{FE}{ME}$$

$$\lambda_{fs} = \frac{FE}{ME}$$

3.9

qui définit le point F.

Maintenant, du moment qu'on connaît la position du point F et du moment que les lignes throttles (ou les caractéristiques de l'installation) sont des paraboles, la largeur de la bande d'hystérésis est également déterminée, elle inclue le point G auquel la ligne II intercepte la caractéristique non décollée du compresseur.

Il est à noter, et on la vu, que la détermination du *full span* et *part span* et de la largeur de la bande d'hystérésis, dépendent de la forme de la courbe du throttle, ceci se révèle vrai parce que la valeur de λ (le blocage) dépende des deux caractéristiques du throttle et du compresseur.

Ainsi le mode du décollement tournant dépend non seulement des détails de l'aubage du compresseur mais aussi de tout le système de compression, depuis il est nécessaire de connaître les parties constituantes de l'installation qui déterminent le mode fonctionnement (tuyère, conduite, chambre de combustion, turbine, ...).

CHAPITRE QUATRE

LA VITESSE DE PROPAGATION

DES CELLULES DECOLLÉES

MODELE SIMPLE POUR LA VITESSE DE PROPAGATION
DES CELLULES DECOLLEES

4 - 1 - INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous allons exposer un modèle simple pour la vitesse de propagation de la cellule décollée. Ce modèle est réstreint au décollement tournant brutal (*full span stall*) Le changement soudain dans la vitesse à travers la grille d'aubes quand les passages d'aubes entrent et sortent du décollement, a des conséquences dynamiques importantes pour le champ d'écoulement décollé. Une constante empirique recherchée dans l'analyse est déterminée en utilisant les données de Day. En effet il a entrepris un travail énorme sur ce sujet et ses résultats sont très appréciés

A partir de ces données, des prédictions raisonnables de la vitesse des cellules décollées et de sa direction avaient été obtenue pour un nombre de compresseur différents. les comparaisons satisfaisantes entre les résultats prédits et ceux de l'experimentation, ont permis de conclure que le modèle contient l'essentiel d'une description correcte du mécanisme controlant le décollement en *full span stall*.

Notre connaissance n'est pas très bonne concernant le mécanisme du décollement tournant dans le compresseur axial malgré le travail considérable dans ce domaine sur les trois dernières décennies. Une raison pour cette faible quantité de connaissance est incontestablement la difficulté dans l'obtention d'informations définitives sur le débit à l'intérieur de la cellule.

Cet obstacle était venu à bout par Day et des mesures détaillés de

la vitesse (magnitude et direction), pression statique et pression totale dans toute la région décollée des compresseurs multiétages, avaient été obtenu.

Même quand l'information concernant les quantités physiques de la cellule est disponible le mécanisme n'est, par aucun moyen, évident et clair, certains aspects restent un mystère tel que :

Pourquoi la vitesse varie avec le nombre d'étages?

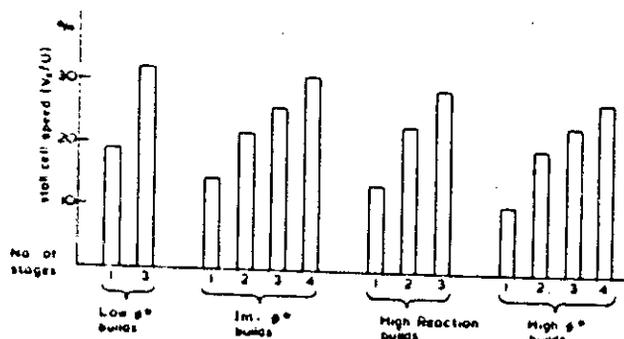


Fig. 1 Rotating stall cell propagation speed (Cells covering 50 percent of annulus; compressor builds tested by Day [1])

La variation remarquable de la vitesse de la cellule avec le nombre d'étages, comme le montre la figure 1, suppose que son mécanisme contrôlant, pour beaucoup d'aspects, serait lié aux changements dans le point de fonctionnement du compresseur, quand le nombre d'étages serait modifié.

Une des principales quantités examinées dans la plupart des analyses du décollant tournant est la vitesse de la cellule décollée. Dans ce chapitre nous considérons également cet aspect, non pas parce que la vitesse a une grande importance pratique mais parce qu'elle est une propriété du processus facilement identifiable. Le but ici est de prévoir la description totale même approximée des paramètres influents dans le Décollement tournant brutal

Deux commentaires cependant semblent appropriés au départ :

1)-Il n'y a pas assez d'information sur le processus, ce qui nous amène à mettre des hypothèses plutôt grossières.

2)-Le processus détaillé de tout phénomène de décollement est très complexe et on ne pourra, par conséquent estimer les résultats

avec la même rigueur que lorsqu'on décrit l'écoulement non décollé.

Il est important de préciser que le modèle développé ici s'applique uniquement au *full span* c'est à dire dans la situation où il y a une seule cellule décollée s'étendant de la paroi supérieure à la paroi inférieure sur une grande fraction de l'extension circonférentielle de l'écoulement annulaire.

On montrera plus loin que les données présentées avant, indiquent des vitesses de propagation dans une rangée allant de 30 à 40 % de la vitesse du rotor plutôt que 50 % qui est souvent observé pour le *part span stall*.

4 _ 2 _ LES CARACTERISTIQUES GENERALES DU CHAMPS D'ECOULEMENT

Les données de Day et Cumsty ont apporté un nombre d'aspects cinématiques du *full span* dans le compresseur multiétagé qui ont une signification particulière pour ce travail.

1)- La cellule décollée traverse la machine axialement et ne forme pas une hélice,

2)- Quoique la vitesse axiale est beaucoup plus petite dans la cellule décollée qu'ailleurs la vitesse tangentielle est grande particulièrement en amont du rotor.

3)- Pour les cas observés, le fluide entre dans la cellule par le bord de fuite et sort par le bord d'attaque, parceque la vitesse de la cellule est souvent plus petite que la moitié de la vitesse de l'aubage.

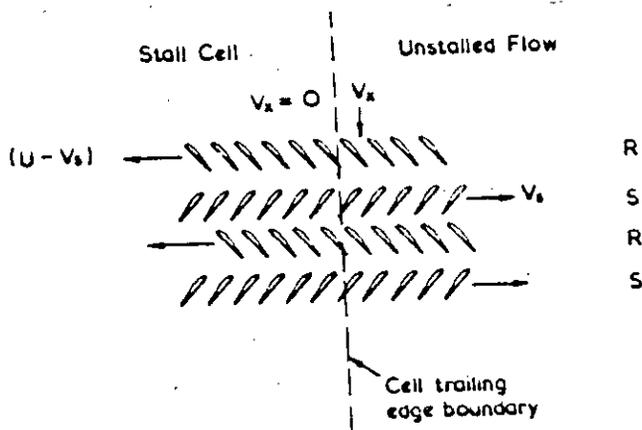


Fig. 2 Conditions at stall cell trailing edge (Drawn in system fixed to stall cell)

La figure 2 montre schématiquement le bord de fuite de la cellule décollée. Celle-ci se déplace avec une vitesse circumférentielle V_s et le rotor avec une vitesse U (pratiquement U est entre 2 et 5 fois V_s) dans le même sens.

Il est très commode d'adopter une structure de référence fixée dans la cellule décollée (B). Dans ce cas, les aubes du rotor entrent dans la cellule avec une vitesse $U - V_s$ et les aubes du stator sortent avec la vitesse V_s , les aubes du rotor viennent de l'écoulement non décollé vers l'écoulement décollé. Inversement les aubes du stator se déplacent dans un sens allant des régions décollées vers les régions non décollées à partir bord de fuite, ce qui explique que la vitesse de l'écoulement dans le passage des aubes change soudainement d'une grande valeur à la valeur zéro.

Par ce que ces changements sont tout-à-fait brutales, il semble que les effets d'inertie instables serait localement dominants et la différence de pression à travers la grille d'aubes ΔP , serait directement liée à $\partial/\partial t$ (de la vitesse dans le passage d'aubes. La dérivée partielle $\partial/\partial t$ peut être proportionnelle à la vitesse avec laquelle la rangée d'aube croise la limite de la cellule décollée.

Ainsi on s'attend à ce que au bord de fuite de la cellule il y aurait dans l'élévation de pression un sommet positif à travers le rotor et un pic négatif à travers le stator. Par conséquent on s'attendra à ce que le pic à travers les rangées du rotor serait plus grand que celui à travers le stator car $U > 2V_s$. Par exemple avec $V_s = 0,25.U$ il s'ensuit que $U - V_s = 3.V_s$ et en conséquence :

$$\left(\frac{\partial}{\partial t} \right)_{\text{rotor}} = 3. \left(\frac{\partial}{\partial t} \right)_{\text{stator}} \quad 4.1$$

Le modèle totale des pressions locales positives et négatives est donc illustré schématiquement dans la figure 3. Par les mêmes arguments on peut également dire qu'au bord d'attaque de la cellule il y'aurait un pic local négatif à travers le rotor et un pic positif à travers le stator. Toutefois les données indiquent que la

discontinuité de la vitesse axiale est bien moins brutale au bord d'attaque et en conséquence les pic de pression seraient moins évidents.

La figure 4 montre le changement de pression à travers les grilles d'aubes pour un 3 étages avec $\phi^* = 0,55$: le coefficient de débit d'adaptation de la machine. Ce changement a été trouvé très similaire pour les autres structures.

Les points montre une variation considérable dans l'élévation de pression à travers les rangées d'aubes dans le milieu de la cellule, mais relativement petite dans le milieu de la partie non décollée. Plus remarquable est la presque égale amplitude des *peaks* au bord de fuite de la cellule décollée, ils montrent comme prévus des *peaks* à travers le rotor et des *peaks* négatifs au bout du stator avec ces derniers étant presque égales à 1/3 de l'amplitude de ceux du rotor. *positif*

4 - 3 - LE MODELE

4 - 3 - 1 Le changement dans la pression statique au bord de fuite de la cellule :

Considérons une rangée de rotor entrant dans la cellule par le bord de fuite (comme vu dans la figure 2) ; à une petite distance à droite de la cellule, l'écoulement dans le passage d'aubes (le début) est grand. Pendant un très court temps après l'entrée de la cellule, la vitesse dans les passage est approximativement zéro. Il est approprié d'appliquer l'égalité de Bernoulli instantanément :

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial l} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial l} \quad 4.2$$

Assumant le fluide incompressible et négligeant les contraintes tangentielles, ici "l" est la coordonnée le long de la direction de l'écoulement qui, comme une approximation raisonnable sera la largeur de l'aube. V est la vitesse dans la direction de l. Il est un postulat fondamentale pour ce présent

travail que l'accélération locale instantannée est très grande que l'accélération convective.

$$\left[\frac{\partial v}{\partial t} \gg v \frac{\partial v}{\partial l} \right] \quad 4.3$$

dans le voisinage immédiat du bord de la cellule. Donc l'intégration sur les passages d'aubes en prenant V comme la vitesse moyenne sur une section du passage.

$$C \frac{\partial v}{\partial t} \approx - \frac{1}{\rho} \Delta P_r \quad 4.4$$

Où C est la longueur de passage (c'est à dire la corde) et

l'abréviation ΔP_r est utilisée pour la différence de pression à travers la rangée du rotor. Dans l'écoulement installé $V = V_x \sin(\alpha_r)$ (non décollé)

où V_x est la vitesse axiale de la région stable et α_r l'angle du rotor. Durant le processus de décélération V change de $V_x \sin(\alpha_r)$ à zéro, sur une distance circonférence de l'ordre de *pitch blade* b . Dès lors que la vitesse du rotor relative à la cellule décollée est $(U - V_s)$ il est donc possible d'écrire :

$$\frac{\partial v}{\partial t} \approx -(V_s \sec \alpha_r) \frac{(U - V_s)}{b} \quad 4.5$$

Par conséquent les points de pression à travers le rotor au bord définie seront cependant données par :

différence

$$\Delta P_r = K \frac{C}{b} (V_x \sec(\alpha_r))(U - V_s) \quad 4.6$$

Le paramètre adimensionnel K a été introduit pour accommoder les incertitudes dans la formulation en particulier, de la longueur précise qui doit être utilisée dans l'intégration de l'équation de Bernoulli ^{sur} dans la direction des lignes de courant, n'est pas nécessairement la longueur de la corde, et le taux de changement de la vitesse $\frac{\partial v}{\partial t}$ ne sera pas donné d'une façon précise. en supposant un changement linéaire sur exactement un *pitch blade*. (Il peut être remarqué qu'on peut s'attendre à beaucoup d'incertitudes concernant la distance circonférentielle associé au le changement dans la

vitesse, que concernant la distance utilisée et qui a rapport avec le sens de l'écoulements dès lors que les données expérimentales indiquent que la dernière (distance) et au voisinage de la corde.

De l'examen de la grandeur de la réponse donnée par 4.4 on s'attend à ce que la valeur de K est du même ordre mais quelque peu inférieur que l'unité. Les pic de pression correspondant, à travers une rangée de stator serait :

$$\Delta P_{st} = -K \rho \frac{c}{b} (V_s \sec(\alpha_{st})) V_s \quad 4.7$$

Pour les vanes guides d'entrées, la corde et l'angle α_{igv} (*inlet guide vane*), les valeurs de K peuvent être différents mais la différence est petite, il peut suffir de traiter la pression comme égale à celles données pour le stator.

Il est convenable de prendre α_r et α_s de ^{même} mesure valeur pour tout les étages et que la solidité c/b est égale pour toutes les aubes du compresseur, il s'ensuit que pour N étages du compresseur la somme des pointes de pression à partir de l'entrée jusqu'à la sortie est donnée par :

$$N\Delta P_r + N\Delta P_{st} + \Delta P_{igv} = \left[(U - V_s) \sec \alpha_r - V_s \sec \alpha_s - \frac{V_s \sec \alpha_{igv}}{N} \right] NK \rho V_x \left(\frac{c}{b} \right) \quad 4.8$$

4.3.2 L'ELEVATION TOTALE DE PRESSION POUR UN COMPRESSEUR:

Il a été vérifié, que l'élévation de pression *total-to static* à travers N étages dans un décollement tournant du type *full span*, peut être donné approximativement par $0.11 \rho U^2 N$ indépendamment de l'élévation de pression dans le cas non décollé. (voir chapitre précédent)

Le choix de ce spécifique résultat, empirique, en terme de *total-to static* est fait car cette quantité particulière reste plus ou moins constante à vanne fermée, et ceci jusqu'au débit qui est inférieur à celui pour lequel le compresseur décolle.

Néanmoins, le *total-to static* est quelque peu un inconvénient pour les propos du sujet.

La somme des points le long du bord de fuite présentée au dessus est une élévation de pression *static-to static* qui doit être égale à l'élévation totale de pression *static-to static* et non pas à l'élévation totale de pression *total-to static* donnée par la corrélation.

Utilisant *the subscript B* pour désigner la pression à la limite du bord de fuite de la cellule, on peut écrire:

$$N\Delta P_r + N\Delta P_{st} + \Delta P_{igv} = \left(P_{exit} - P_{inlet} \right)_B \quad 4.9$$

Le membre de droite peut être explicité tel que:

$$\begin{aligned} \left(P_{exit} - P_{inlet} \right) &= \left((P_{exit})_B - \tilde{P}_{exit} \right) - \\ &- \left((P_{inlet})_B - \tilde{P}_{inlet} \right) + \left(\tilde{P}_{exit} - \tilde{P}_{inlet} \right) \end{aligned} \quad 4.10$$

où *the over-bar* désigne la moyenne circonférentielle. Le dernier terme du nombre de droite est toute l'élévation de pression *total-to static* qui est donnée approximativement par $0.11\rho U^2 N$, les deux premiers termes doivent être trouvés.

La détermination précise de

$$\left| (P_{exit})_B - \tilde{P}_{exit} \right| \quad \text{et} \quad \left| (P_{inlet})_B - (\tilde{P}_{inlet}) \right| \quad 4.11$$

n'est pas simple, et les informations ne sont pas disponibles. Une estimation de la grandeur de ces termes peut être obtenue par la représentation de la distribution de la vitesse en amont et en aval comme une sinusoïde de longueur d'onde égale à la circonférence de l'anneau et en prenant $V_x/2$ comme amplitude de déformation. En plus dans le champ d'écoulement en amont une analyse linéaire est utilisée pour décrire la non uniformité de la pression statique. L'expression résultante est:

$$(P_{exit})_B - \tilde{P}_{exit} = \rho V_x \frac{x}{2} \quad 4.12$$

V

$$(P_{inlet})_B - \tilde{P}_{inlet} = -\rho \frac{V_x}{2} v_s - \frac{1}{4} \rho V_x^2 \quad 4.13$$

Donc en liant la somme de la pression au niveau de la limite à

l'autre expression de la quantité $(P_{exit} - P_{inlet})_B$:

$$N\Delta P_r + N\Delta P_{st} + \Delta P_{igv} = \rho U^2 \left(\frac{v_s}{U} \frac{V_x}{U} + \frac{(V_x/U)^2}{4} + 0.11N \right) \quad 4.14$$

Substituant ΔP_r , ΔP_{st} et ΔP_{igv} et introduisant $\phi = \frac{V_x}{U}$:

$$\frac{KN}{b/c} \left(\left(\phi - \frac{v_s}{U} \right) \phi \sec \alpha_r - \frac{v_s}{U} \phi \sec \alpha_{st} - \frac{1}{N} \frac{v_s}{U} \phi \sec \alpha_{igv} \right) = 0.11N + \frac{v_s}{U} \phi + \frac{\phi^2}{4} \quad 4.15$$

Ceci peut être écrit sous une forme qui donne une expression de la vitesse de la cellule décollée adimensionnelle en fonction de la vitesse d'aube:

$$\frac{v_s}{U} = \frac{\phi \sec \alpha_r - \left(\frac{\phi^2}{4} + 0.11N \right) \frac{b}{c} \frac{1}{KN}}{\phi \left(\sec \alpha_r + \sec \alpha_{st} + \frac{1}{N} \sec \alpha_{igv} + \frac{b/c}{KN} \right)} \quad 4.16$$

4 - 3 - 3 Détermination de K:

Avant que l'expression pour la vitesse de décollement ne puisse être utilisée, il est nécessaire d'obtenir une estimation pour K. Ceci peut être fait par l'utilisation de la vitesse de la cellule décollée dans le *full-span* mesurée par DAY.

11 structures différentes de compresseurs ont été testés avec un nombre d'étages allant de 1 à 4 et des valeurs du coefficient de débit d'adaptation de 0.35 à 1.00.

Les valeurs de K obtenues sont données dans la figure

• la valeur moyenne obtenu sans tenir compte de la valeur "anormali"

$K_a = 1.05$ est $K_m = 0.58$ et en tenant compte de k_a la valeur de k_m devient égale à .69.

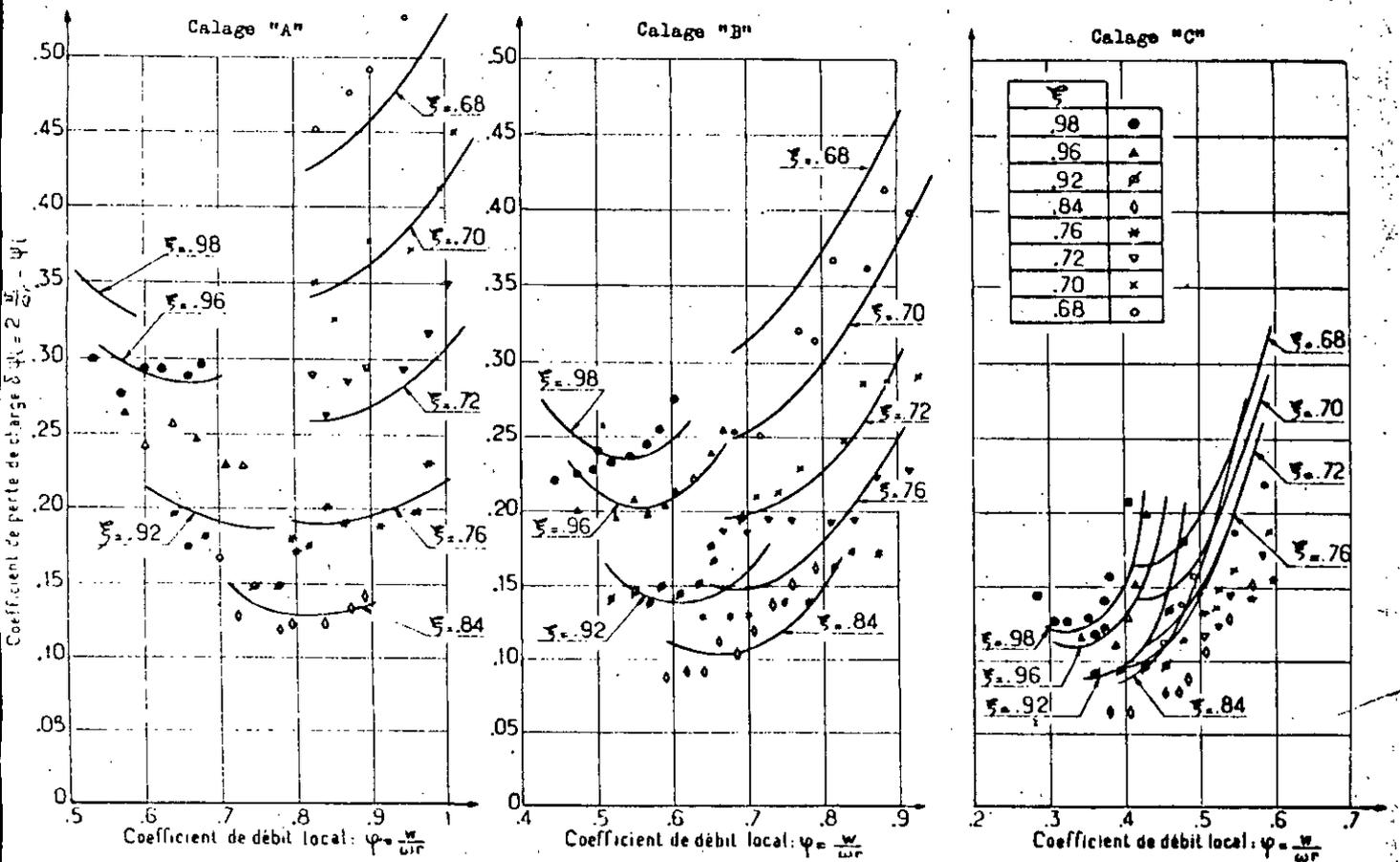


FIG. 10 - COMPARAISON DES COEFFICIENTS DE PERTE DE CHARGE CALCULES ET EXPERIMENTAUX.

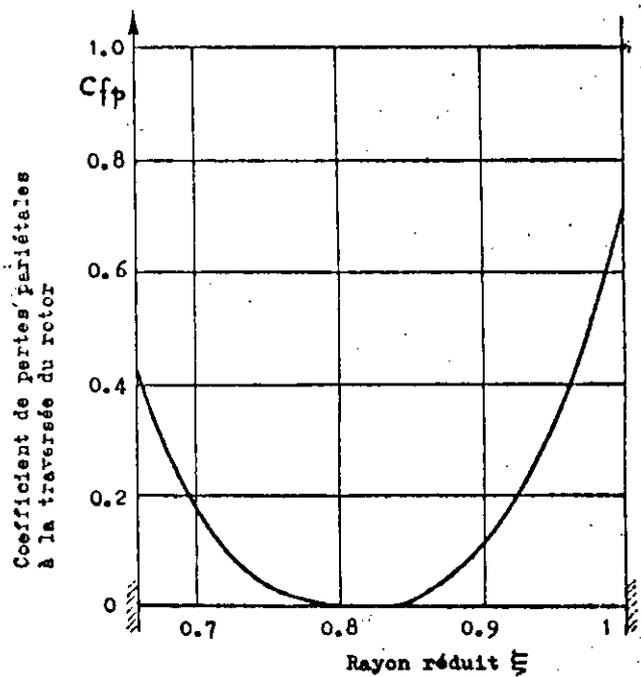
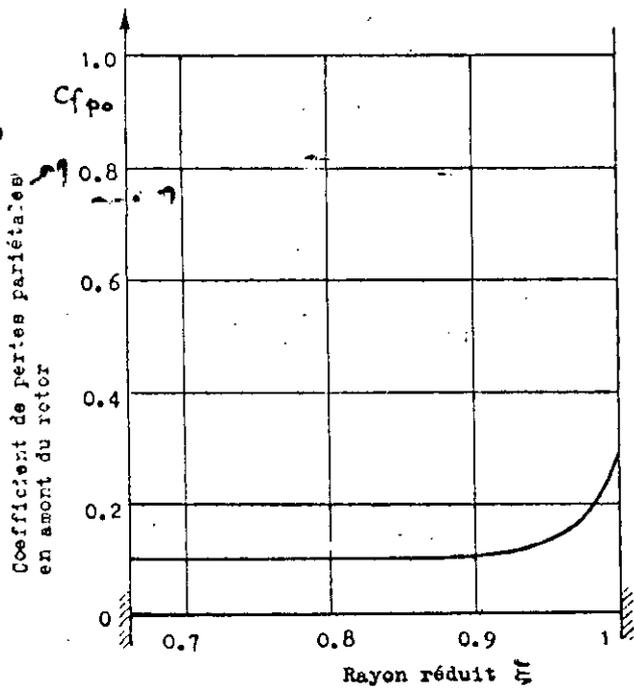
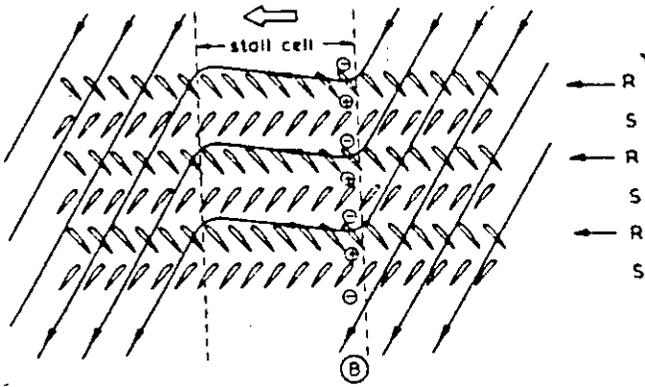


Fig. 11 - Evolutions radiales des coefficients de pertes pariétales utilisés pour le calcul des performances hors adaptation des rotors isolés



Note: ⊕ and ⊖ show relative levels of static pressure at cell trailing edge

Fig. 3 Sketch of stall cell structure (Drawn in absolute reference frame)

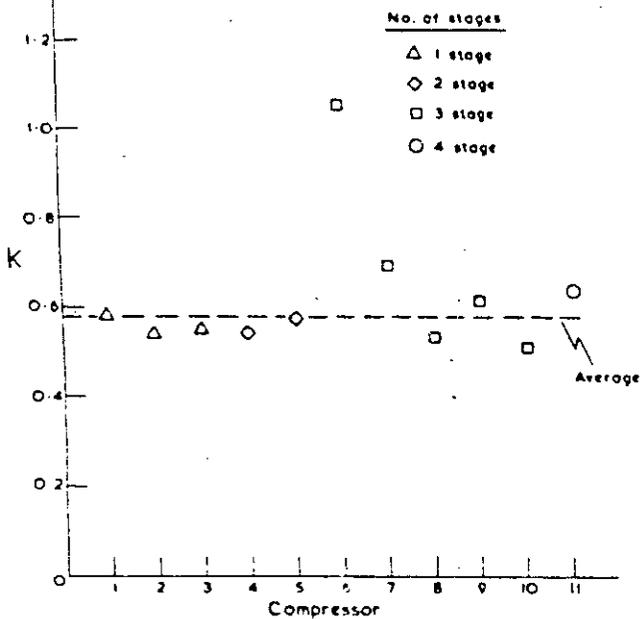


Fig. 5 Correlation for K parameter

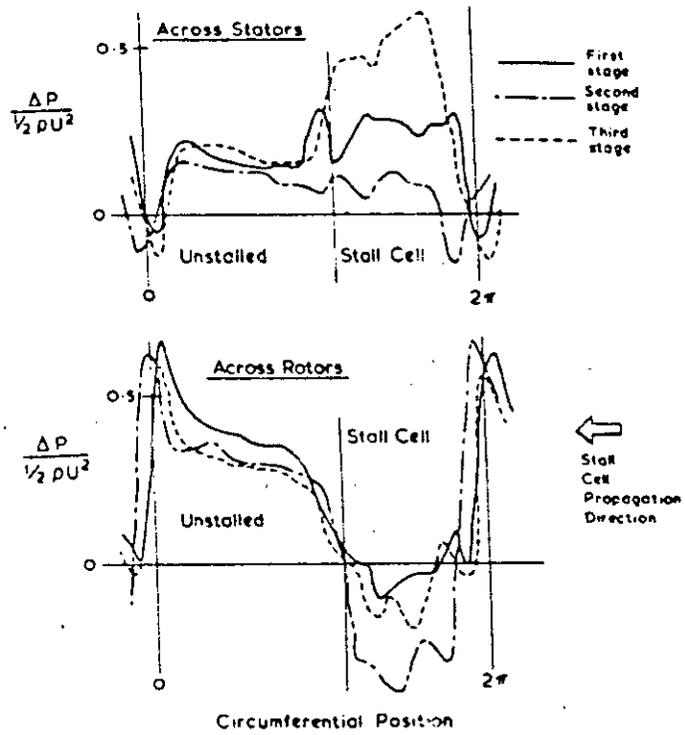


Fig. 4 Pressure differences across blade rows (three-stage compressor, $\phi^* = 0.55$)

CONCLUSION

CONCLUSION :

Dans ce manuscrit nous avons présenté quelques aspects de la théorie du décollement tournant.

Dans le premier chapitre nous avons appris comment calculer le débit limite au dessous duquel ce dangereux phénomène apparaît. Concernant la méthode, il faut dire qu'elle repose essentiellement sur l'estimation des pertes. Ces dernières sont liées à la structure elle même, il faut donc connaître pour chaque coefficient sa variation exacte avec la géométrie de la structure ,d'où la nécessité de développer une autre méthode moins exigeante et facile à appliquer.

Un autre inconvénient est que cette méthode est applicable uniquement à une grille d'aubes isolées qui est un cas rare dans la pratique, où on trouve souvent des compresseurs dont le nombre d'étages atteint 12.

Dans le chapitre deux nous avons reporté un modèle théorique qui nous permet de savoir, connaissant uniquement les paramètres géométriques du compresseur tels que la section, largeur,... et de savoir dans quel type d'instabilité le compresseur fonctionne après avoir dépassé le débit limite :décollement "tournant ou pompage".

Le système résolu est très bon pour répondre à cette question mais n'est pas très efficace pour décrire exactement les cycles limites du pompage comme le montre l'expérience; nous suggérons de proposer une autre forme pour l'équation différentielle qui décrit l'élévation de pression dans le compresseur :

$$\frac{dC}{dt} = \frac{1}{\tau} (C_{ss} - C)$$

car à notre avis, c'est elle qui est responsable de la non convergence des résultats pour les valeurs de B. (*grandes*)

Le chapitre trois nous a permis de décrire la caractéristique du compresseur en décollement tournant pour le *full-span* et le *part span*. Il nous a rendu capable de prévoir lequel des deux types est présent dans le compresseur à l'aide du paramètre κ . *λ le blocage*

L'inconvénient est que ceci est basé sur une approche empirique; certes elle explique bien la réalité mais nous aurions aimé avoir une technique analytique : le champ est encore vaste.

Enfin le chapitre quatre nous propose une technique pour le calcul de la vitesse de rotation des cellules décollées.

Il est très important de connaître la vitesse de propagation des cellules car tant que la vitesse est faible, par rapport à celle du rotor, l'excitation des aubes est forte et leur durée de vie est menacée. En effet, les aubes passent d'une région à grand débit vers une autre à débit nul; cette variation périodique est fatale.

D'où l'importance de maîtriser le processus contrôlant la vitesse. Si on arrive à augmenter cette vitesse, jusqu'à ce qu'elle égale U , nous pourrions alors bloquer la cellule dans une région bien précise de la circonférence entre deux aubes et qu'elle ne les quitte plus afin d'épargner les autres aubes.

Par conséquent nous n'aurons plus toutes les aubes qui seront menacées mais uniquement quelques unes d'entre elles.

Ce qui permet de faire fonctionner le compresseur avec des débits faibles pour une assez longue durée.

Ce sujet vient d'être traité en P.F.E pour la première fois dans notre département.

C'est un domaine très large, beaucoup d'aspects restent inexpliqués ou incunus; la difficulté de l'investir réside dans le fait qu'il

demande beaucoup d'expérimentations et d'approches empiriques .
Malheureusement notre département ne dispose pas de gros moyens
matériels dont-il a besoin pour explorer ce domaine.

Mais ces dernières années, et à partir de 1986, un effort considérable
a été fourni pour proposer une théorie complète surtout par le duo
GRIETZER et MOOR .En effet, ils ont traité le problème sous la forme
d'un problème purement vibratoire et ont appliqué la procédure de
GALERKIN qui a donné des résultats très satisfaisants; ainsi faute de
matériel d'expérimentation, les portes du numériques sont grandes
ouvertes.

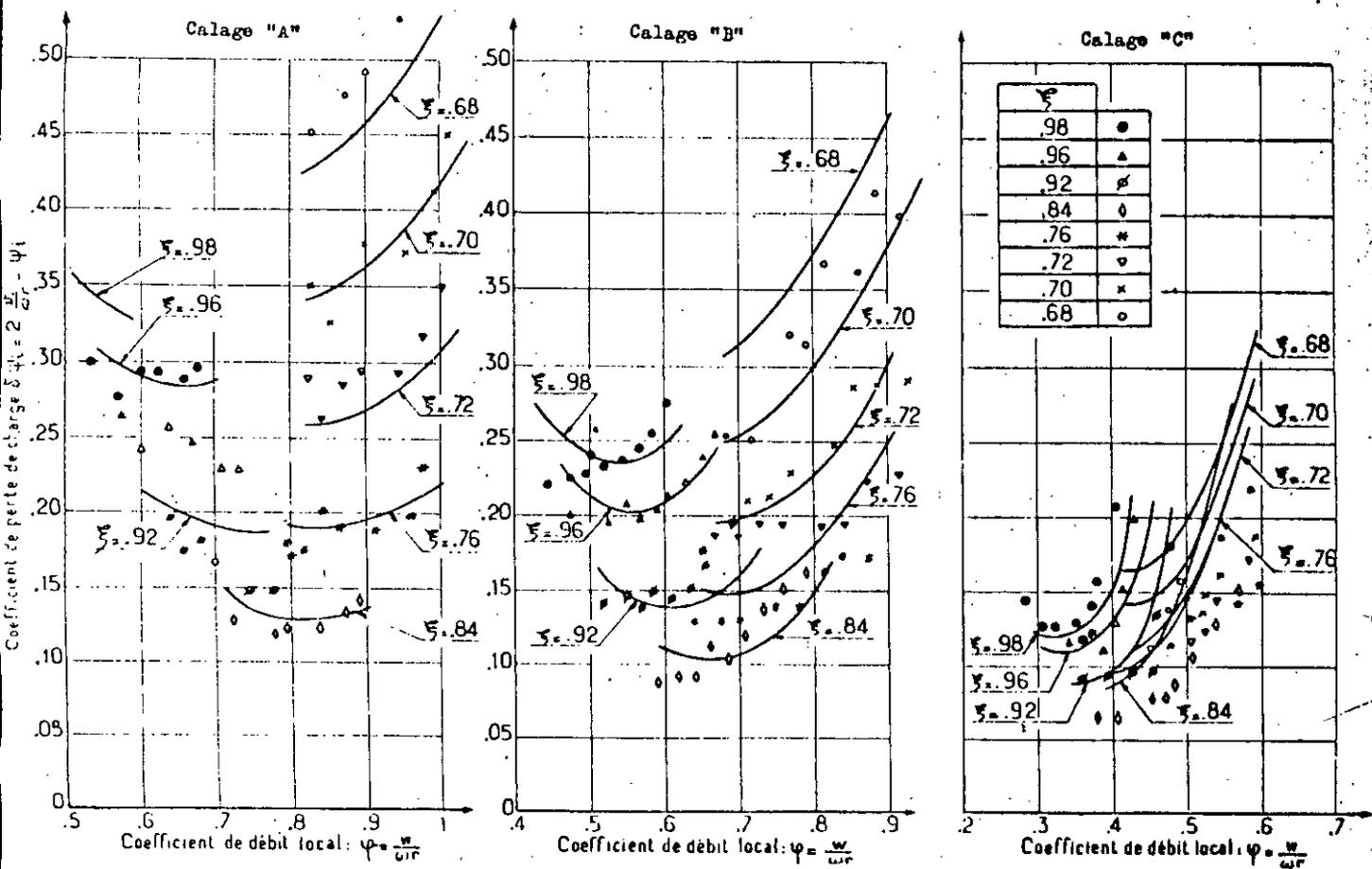


FIG. 10 - COMPARAISON DES COEFFICIENTS DE PERTE DE CHARGE CALCULES ET EXPERIMENTAUX.

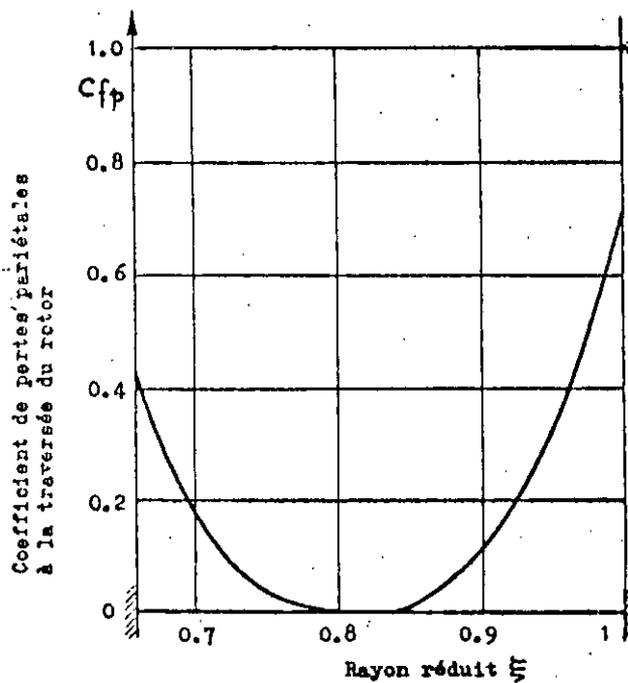
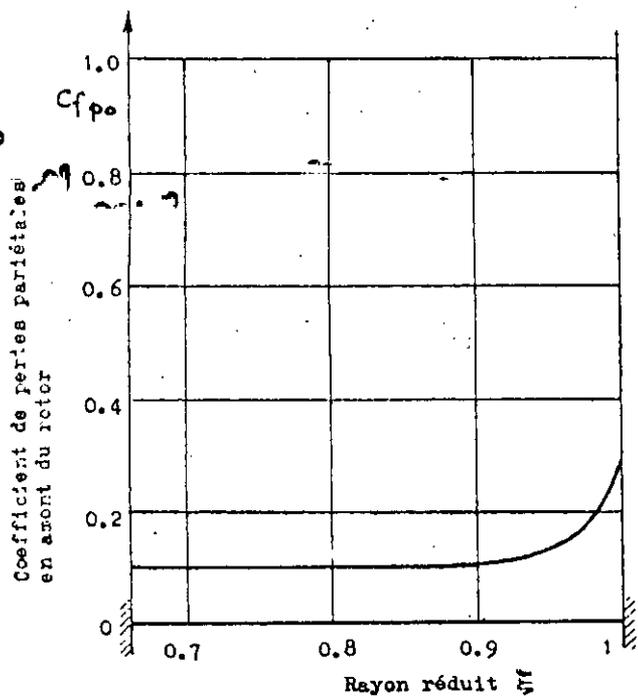


Fig. 11 - Evolutions radiales des coefficients de pertes pariétales utilisés pour le calcul des performances hors adaptation des rotors isolés

VALENTIN ETC.

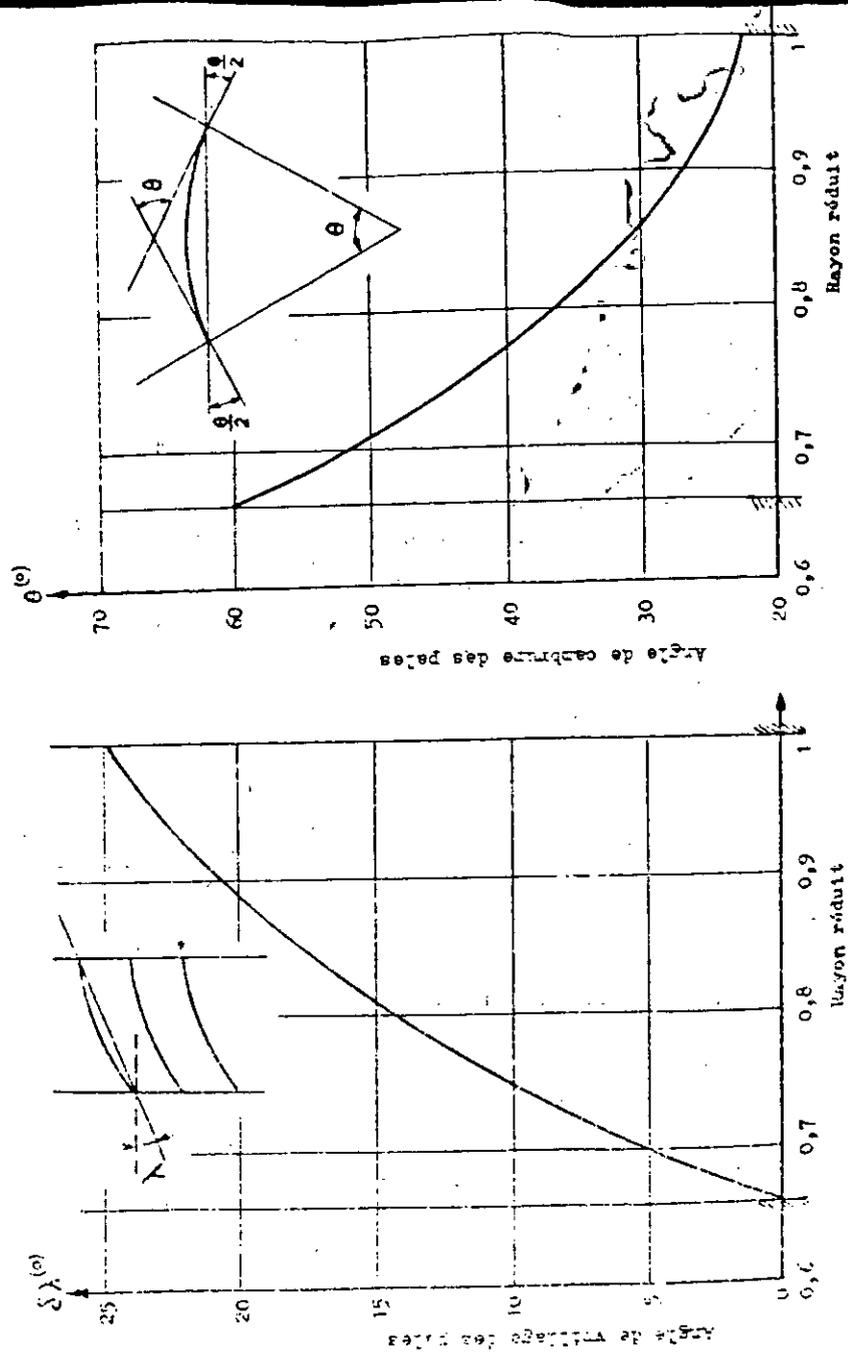


Fig. 12 - Evolutions radiales des angles de vrillage et de cambrure des pales

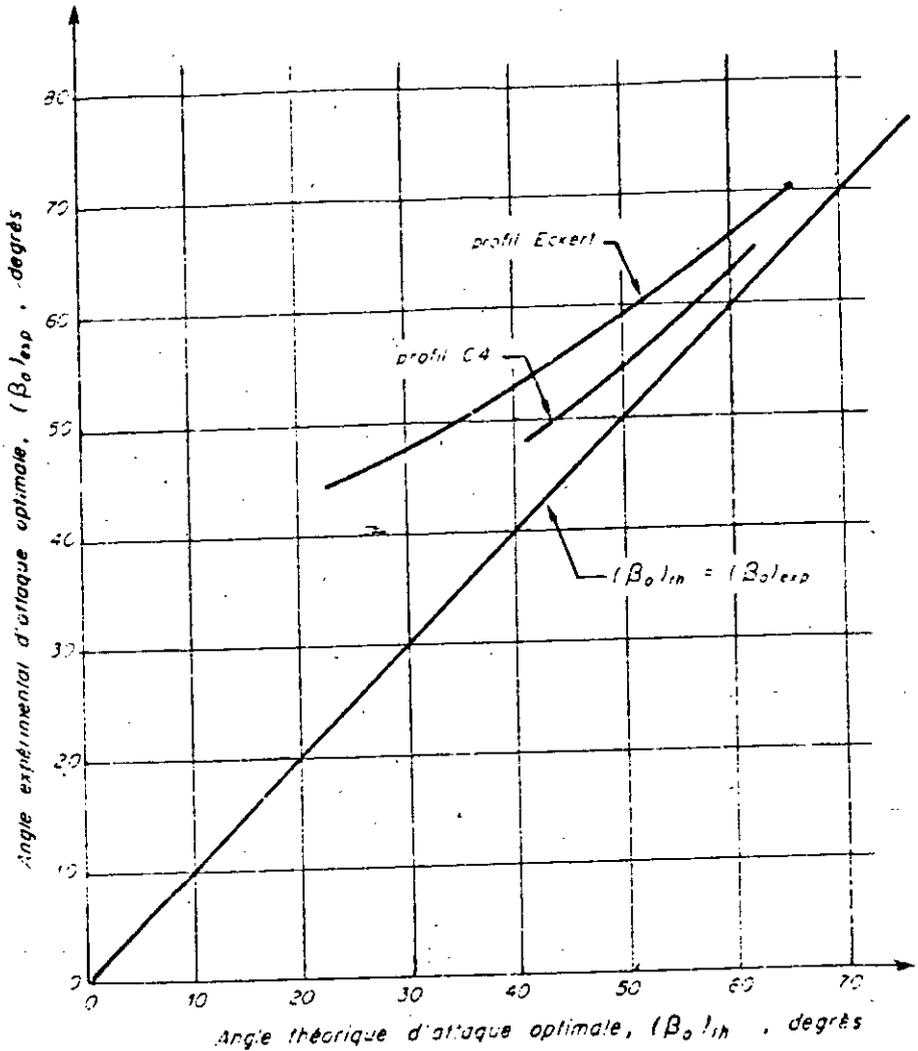


Fig. 13 - Comparaison entre les angles théoriques (Théorie de WEINIG) et expérimentaux de l'attaque optimale

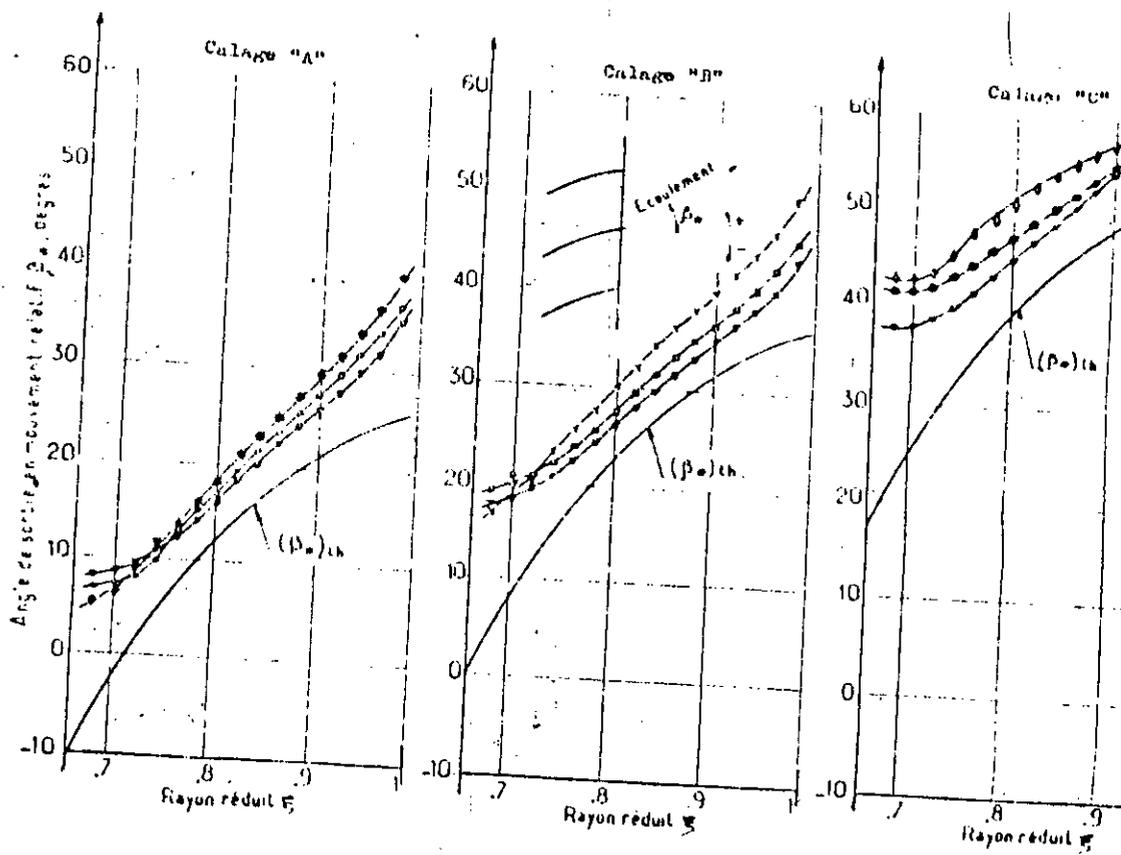


Fig. 14 - Evolution radiale de l'angle de sortie de l'écoulement en mouvement relatif pour différentes positions de calage et différents débits - Comparaison avec les valeurs théoriques de la théorie de Millier

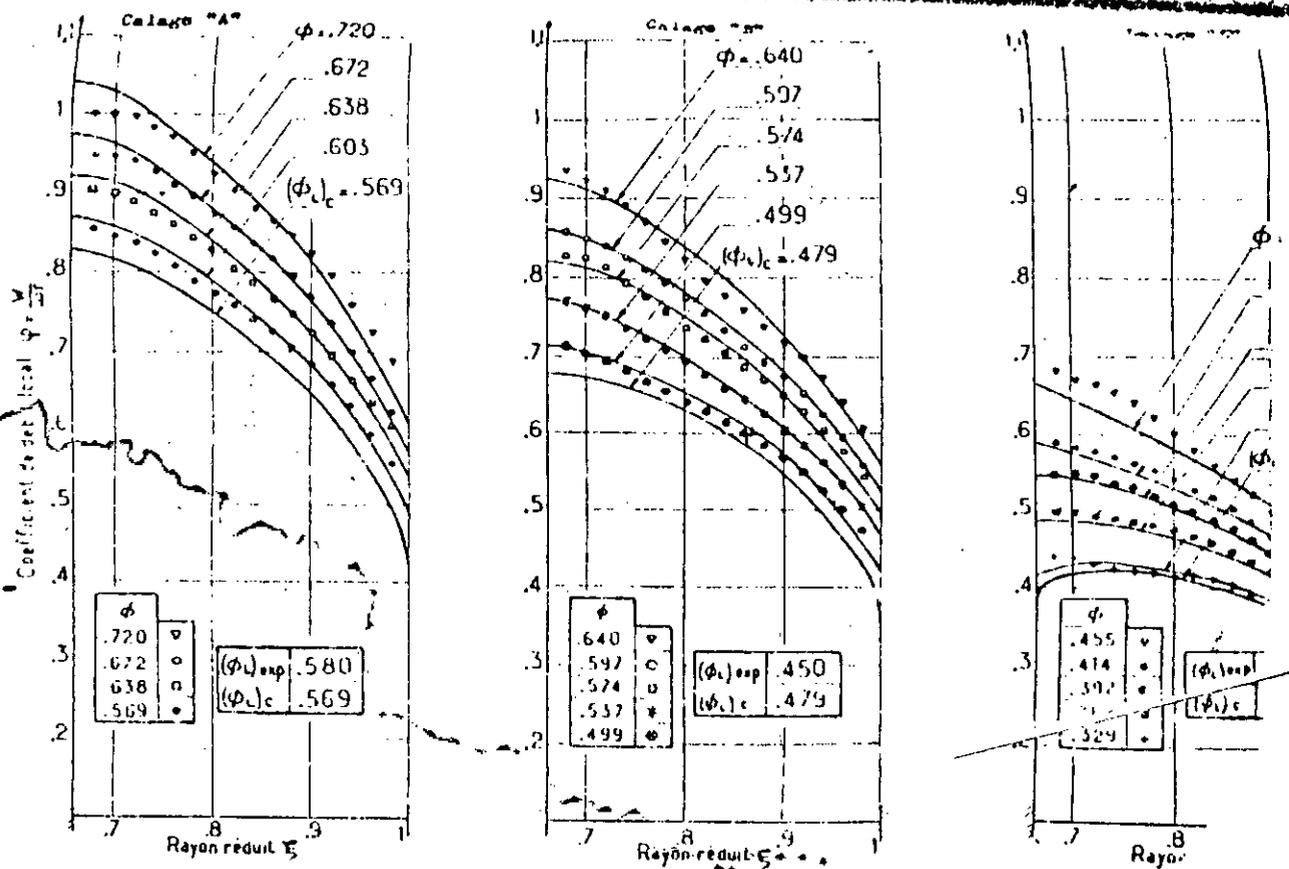


Fig. 15 - Recherche du débit limite de décrochage - Comparaison des évolutions radiales des coefficients de débit locaux calculés et relevés expérimentalement

REFERENCES.

- 1) Turbines à gaz .

Tome 3.

Jacques Edouard LAMY .

- 2) Ventilateurs et compresseurs centrifuges et axiaux.

Tome 1.

Marcel SEDILLE .

- 3) Turbomachines hydrauliques et thermique .

Tome 2.

Marcel SEDILLE .

- 4) Etude du phénomène de décollement tournant.

Article sept.1972.

Y.LEBOT .

- 5) Surge and rotating stall in axial flow compressors.

Part 1 : theoretical compression system model.

Part 2 : experimental results and comparison with theory.

ASME April.1976.

E.M.GREITZER .

- 6) Prediction of compressor performance in rotating stall.

ASME Janury.1976.

I.J.DAY, E.M.GREITZER, N.A.CUMPSTY .

- 7) A simple model for compressor stall cell propagation .

ASME Janury.1982.

N.A.CUMPSTY, E.M.GREITZER .