

ÉTUDES THÉORIQUE ET EXPÉRIMENTALE D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE A TAUX DE COMPRESSION ÉLEVÉ, EN RÉGIME PARTIEL

par Yves RIBAUD et Patrick AVRAM

Office National d'Etudes et de Recherches Aérospatiales
92320 CHATILLON - France

RÉSUMÉ

Destinés à l'alimentation des foyers de turbo-machines d'aviation, les compresseurs centrifuges peuvent constituer des étages de haute pression intéressants par leur compacité. Il importe à cet effet de réaliser des machines ayant à la fois des taux de compression et des rendements élevés.

Le compresseur étudié a été conçu de façon à avoir normalement à la ligne de courant méridienne moyenne du rotor, un gradient de pression pratiquement nul.

Ce rotor peut être décomposé en une avant roue de captation de l'écoulement comportant huit pales, une partie hélicoïde dans laquelle est donné l'essentiel de la déflexion des pales qui sont au nombre de 32 et une partie purement radiale (64 pales), cette configuration ayant pour but de fournir à l'entrée du diffuseur un écoulement sensiblement homogène suivant l'axe et en azimut.

L'emploi d'un diffuseur bidimensionnel à calage variable a permis de préciser les qualités de ce rotor qui a été expérimenté dans le Fréon 114 afin de s'affranchir des difficultés mécaniques.

Les résultats à vitesse partielle sont prometteurs : taux de compression de 5,95 avec un rendement maximal de 81,5 %. D'autre part, le fonctionnement du diffuseur à un nombre de mach de 1,25 correspondant dans l'air à des taux de compression élevés montre que, s'il apparaît un décollement localisé au col, le coefficient de récupération de pression statique égal à 0,65 est tout de même très satisfaisant.

SUMMARY

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES OF A HIGH PRESSURE RATIO CENTRIFUGAL COMPRESSOR AT REDUCED ROTATING SPEED

Defined for feeding aeronautical turbomachinery combustion chambers, the centrifugal compressors may constitute interesting high pressure stages; for this use they must offer high pressure ratios together with a good efficiency.

The compressor described in the paper is designed so that there is no pressure gradient normally to the rotor meridian line. This rotor is built in three sections : (i) the inducer, including 8 blades, for flow collecting, (ii) a helicoidal section, with 32 blades, where most of the tangential deflexion is obtained, and (iii) a purely radial part, with 64 blades. This rotor configuration was chosen in order to provide an almost homogeneous flow, both tangentially and axially.

By using a variable stagger, two-dimensional diffuser, it has been possible to assess the quality of this rotor, which was tested in freon 114 in order to minimize mechanical problems.

Results obtained at reduced rotating speed are promising : compression rate 5.95 with 81.5 % maximum efficiency. Furthermore, tests of the diffuser at Mach 1.25, corresponding in air to high pressure ratios of 8 to 10, showed that, even though there appears a localized flow separation at the throat, the static pressure recovery ratio of 0.65 is already quite satisfactory.

NOTATIONS

Indice à l'amont du col du diffuseur ; α_c
Coefficient de blocage au col du diffuseur ; β
Vitesse absolue, indice associé aux conditions dans le caisson ; C
Vitesse méridienne ; C_m
Conditions au col du diffuseur ; C_0
Chaleur massique à pression constante ; C_p
Coefficient de récupération de pression statique ; C_{pt}
Indice pour la vitesse débitante ; d
En bout de pale ; e
Coefficient de glissement ; g
Profondeur de pale, sortie rotor ; h_2
Enthalpie massique ; h
Au moyeu ou conditions d'arrêt ; i
Nombre de Mach critique absolu ; m_{**}
Nombre de Mach critique relatif ; M_{**}
Vitesse de rotation ; N
Nombre de tours spécifique ; NS

Abscisse curviligne normalement à la ligne de courant méridienne ; μ

Pression ; p

Distance à l'axe de rotation ; r

Rayon de courbure de la ligne de courant méridienne, indice lié au rotor (τ_R) ; R

Constante des gaz parfaits (Fréon 114) ; R_p

Abscisse curviligne le long de la ligne de courant méridienne ; s

Température °K ; T

Vitesse linéaire de rotation ; U

Vitesse tangentielle absolue ; v

Vitesse relative ; w

Abscisse le long du diffuseur ; x

Taux de compression ; π

Rendement ; η

Vitesse angulaire ; ω

Calage des pales par rapport à la direction de la vitesse méridienne ; β

Angle de l'écoulement absolu par rapport à la direction tangentielle ; α

Calage de l'extrados du diffuseur par rapport à la direction tangentielle ; α_E

Angle de la vitesse méridienne par rapport à l'axe de rotation ; ϵ

Masse spécifique ; ρ

Droite de génération du squelette des pales du rotor ; Δ

Rapport des chaleurs spécifiques ; γ

Angle polaire d'un plan méridien ; θ

Entrée rotor ; 1

Sortie rotor. 2

1 - INTRODUCTION

Le champ d'application des compresseurs centrifuges aux turbines à gaz est de plus en plus étendu par suite de l'intérêt croissant porté à celles-ci pour la propulsion des hélicoptères et pour les applications terrestres [1]. Pour des moteurs de moyenne puissance il est également possible d'envisager l'emploi d'un compresseur centrifuge en remplacement du compresseur axial haute pression dont les aubes de petites dimensions posent à la fois des problèmes mécaniques de fabrication précise et des problèmes aérodynamiques dus à l'importance des phénomènes secondaires.

Dans ces conditions il devenait important de voir dans quelle mesure des taux de compression élevés pouvaient être obtenus avec un rendement correct.

Afin de séparer dans cette étude les difficultés se rapportant à l'aérodynamique interne et à la recherche de performances élevées de celles plus particulièrement liées aux problèmes technologiques, la première expérimentation a été prévue au fréon 114, gaz de simulation dont la faible célérité du son [2] permet de réaliser, avec des vitesses

linéaires modérées en bout de pales, des nombres de mach d'entraînement élevés. Il est bien connu que les difficultés mécaniques ne sont pas insurmontables et que des vitesses périphériques de 700 m/s et plus ont été atteintes dans certains laboratoires grâce à l'emploi d'alliages spéciaux [3]. On n'en demande pas tant dans le cas des études envisagées et les résultats favorables obtenus au cours de cette première étude théorique et expérimentale justifient une transposition de la conception du compresseur aux conditions réelles de fonctionnement à l'air.

2 - DEFINITION DU ROTOR

2.1 - Caractéristiques géométriques et aérodynamiques de base

Devant allier un débit volume élevé, rapporté à l'encombrement radial du rotor, à de forts taux de compression, le compresseur centrifuge étudié comporte une avant roue transsonique pour assurer un grand débit et une roue radiale supersonique à sa périphérie pour assurer une compression poussée.

Le taux de compression maximal retenu pour ce projet $\pi_c = 10$ (rapport entre pression statique aval et pression d'arrêt à l'aspiration) est dans l'état actuel de la technique des petites turbines à gaz suffisamment fort par suite des hautes températures à l'entrée de la turbine que nécessiterait la turbine à gaz destinée à tirer le profit maximal de taux de compression plus élevés.

On s'est également fixé un rendement isentropique de compresseur $\eta_c = 0,8$ valeur supérieure aux rendements usuellement obtenus pour de telles machines [1].

Le tableau I précise les grandeurs caractéristiques retenues pour le projet de ce compresseur dans l'hypothèse d'une expérimentation au fréon 114. Le but principal de l'étude n'est pas néanmoins d'atteindre les objectifs fixés au projet, puisqu'une similitude complète de l'étage entre l'air et le fréon 114 n'est pas valable aux grands taux de compression, mais plutôt, par des analyses fines de l'écoulement (sondages, visualisation stroboscopique), par des essais comparatifs de rotors et de diffuseurs, par des calculs théoriques d'optimisation confirmés par l'expérience de dégager des règles de l'art permettant d'améliorer les performances.

TABLEAU I

GRANDEURS DE BASE POUR LA DEFINITION D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE A TAUX DE COMPRESSION ELEVE

Performances globales	
Gaz utilisé	Fréon 114 ($CClF_3$) ₂
Taux de compression	$\pi_c = 10$
Rendement du compresseur	$\eta_c = 0,8$
Rendement du rotor	$\eta_R = 0,9$
Coefficient de glissement	$g = v_2/\omega r_2 = 0,9$
Vitesse de rotation réduite	$\frac{N}{\sqrt{\pi_1}} = \frac{10000}{\sqrt{333}} = 547$
Rayon périphérique du rouet	$r_2 = 224 \text{ mm}$

Conditions à l'amont du rotor

Mach critique débitant $m_{*1} = 0,5$
 Rapport entre rayon périphérique et rayon externe d'entrée $r_2/r_{1e} = 1,5$
 Nombre de mach critique relatif d'entrée en bout de pale $M_{*1e} = 1,27$
 Calage du bord d'attaque en bout de pale par rapport à la direction axiale $\beta_{1e} = 66^\circ$
 Rapport de moyeu $r_{1i}/r_{1e} = 0,5$

Conditions à la sortie du rotor

Hauteur de passage rapportée au rayon périphérique $h_2/r_2 = 0,073$
 Nombre de Mach critique débitant $m_{*2d} = 0,241$ (*)
 Angle de l'écoulement par rapport à la vitesse tangentielle $\alpha_2 = 9^\circ,8$
 Nombre de mach critique absolu $m_{*2} = 1,41$
 (*) Dans la section de sortie du rotor les vitesses sont rapportées à la vitesse critique du son calculée en aval du rouet.

Il est bien sûr intéressant de passer dans un encombrement radial donné du rotor le plus grand débit volume possible, ce qui a pour effet de réduire l'importance relative des pertes par frottement de disque et des pertes pariétales mais a pour inconvénient d'augmenter la diffusion en vitesse relative W demandée à la tête des pales du rotor. Les travaux de BALJE [4] et de VAVRA [3] nous ont conduits à adopter un nombre de tours spécifique (grandeur dimensionnelle)

$$NS = \frac{N \cdot Q_{v1}^{1/2}}{H^{3/4}}$$

où N est le nombre de tours/minute
 H la hauteur de refoulement isentropique mesurée en pieds,
 et Q_{v1} le débit volume d'entrée mesuré en (pieds)³/seconde.

Les conditions d'entrée permettant de définir ce coefficient NS sont rapportées dans le tableau I.

2.2 - Définition géométrique du rotor

2.2.1 - Surface de courant moyenne

Dans l'hypothèse d'un nombre infini de pales, la surface de courant de révolution moyenne (Σ) (figure 1), assurant l'équipartition des débits entre le moyeu et (Σ) d'une part et entre (Σ) et la périphérie d'autre part, est définie à partir du concept d'équilibre de pression normalement à cette surface [5] soit suivant la direction (m).

Cette condition s'écrit

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial m} = -F_m + \frac{C_m^2}{R} - \frac{v^2 \cos \epsilon}{r} = 0 \quad (1)$$

où F_m représente la composante suivant m de la force massique exercée par les pales sur le fluide, C_m est la vitesse méridienne, R le rayon de courbure de la trace (∇) de (Σ) dans le plan méridien, v la vitesse tangentielle absolue au point considéré distant de r de l'axe de rotation et ϵ l'angle de la ligne méridienne moyenne (∇) avec l'axe de rotation.

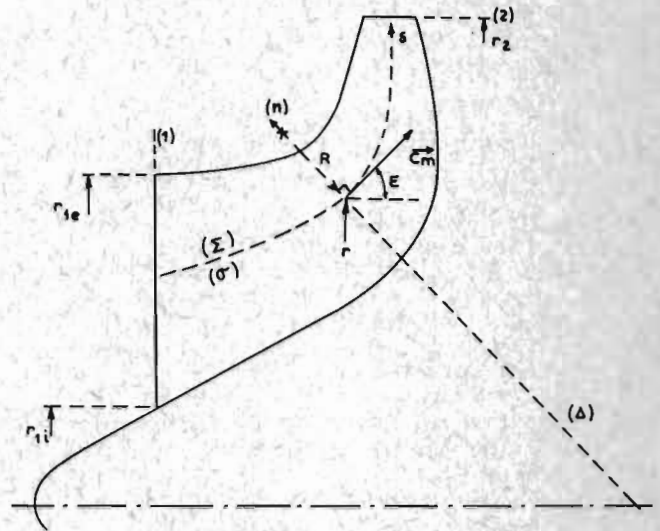


Fig. 1 - Génération de la pale du rotor.

Dans le cas où le squelette de la pale est généré par des droites Δ normales à (Σ) et s'appuyant sur une ligne de courant (en axes relatifs) tracée sur (Σ), la composante de force F_m est nulle et le rayon de courbure de (∇) est donné en tout point par

$$R = \frac{C_m^2 r}{v^2 \cos \epsilon} = \frac{db}{d\epsilon} \quad (2)$$

Cette relation permet de définir la ligne de courant méridienne (∇) lorsqu'on se donne les lois de vitesse méridienne C_m et de déflexion des pales du rotor

$$\beta = \text{Arctg} \left(r \frac{d\theta}{ds} \right) \quad (3)$$

en fonction de l'abscisse curviligne s , θ représentant l'angle du plan méridien considéré par rapport à un plan méridien de référence. La vitesse tangentielle absolue

$$v = (\omega r - C_m \tan \beta) g(s) \quad (4)$$

où $g(s)$ tient compte de l'écart flux-profil, permet alors le calcul de la température d'arrêt locale au moyen du second théorème d'Euler et par suite de déterminer la pression d'arrêt correspondante p_i pour laquelle il est tenu compte d'un coefficient polytropique lié au rendement du rotor.

La ligne de courant moyenne inscrite sur (Σ) est définie par la relation (3), ce qui permet de préciser le squelette de la pale. Les surfaces méridiennes délimitant la veine sont alors calculées au moyen de l'équation de continuité. L'intérêt de la configuration avec équilibre de pression,

qui a motivé notre choix, réside dans le fait que déflexion azimuthale des pales et centrifugation de la veine méridienne sont intimement mêlées, en effet la relation (2) montre que si la vitesse tangentielle V n'est pas nulle il en est de même pour la courbure de la ligne méridienne moyenne.

2.2.2 - Loi de déflexion le long de la ligne de courant moyenne tracée sur (Σ)

La loi de déflexion choisie en fonction de l'abscisse curviligne le long de (∇) prend la forme :

$$\beta = \beta_0 \left[1 - \left(\frac{s}{L_1} \right)^2 \right] \quad \text{pour } s < L_1 < L_0 \quad (5)$$

et $\beta = 0$ pour $L_1 < s < L_0$

où β représente dans le plan tangent à (Σ) le calage de l'aube par rapport à la direction de la vitesse méridienne, L_0 , la longueur de (∇) entre les sections d'entrée et de sortie du rotor, L_1 une longueur inférieure à L_0 , le point de (∇) défini par $s = L_1$ se trouvant dans la partie purement radiale de la veine.

Cette loi de déflexion permet d'obtenir une faible courbure des pales au voisinage des bords d'attaque et ainsi de minimiser les chocs à l'entrée de la roue mobile. Le choix du nombre de pales de l'avant roue est alors dicté par l'examen des conditions à la tête des pales où la diffusion demandée est la plus sévère, ce nombre étant défini de façon que la section droite d'entrée du canal interaube soit située dans une portion très faiblement divergente. Notre choix s'est ainsi porté sur huit pales.

2.3 - Conditions à la sortie du rotor

En se basant sur les travaux de VAVRA [3] on est conduit à adopter pour le rotor un taux de réaction important conduisant à une grande profondeur axiale R_2 à la sortie du rotor (tableau I) et à un angle faible α_2 de l'écoulement absolu par

rapport à la direction tangentielle, cette configuration présentant également l'avantage de diminuer l'encombrement du diffuseur.

2.4 - Nombre d'interpales du rotor

En aval des chocs de recompression situés au voisinage de la section d'entrée de l'avant roue, l'écoulement devient subsonique et l'essentiel de la déflexion azimuthale est alors donné dans la partie coudée de la méridienne, ce qui nous a conduit à disposer dans cette région trois pales intercalaires entre deux pales principales (figure 2).

Dans la partie radiale du rotor afin d'éviter la formation de tourbillons d'intrados on est conduit compte tenu de la faible valeur de la vitesse débitante à la sortie du rotor à choisir 64 pales.

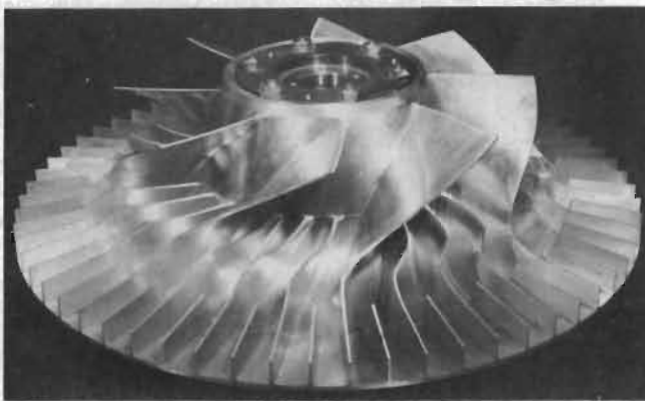


Fig. 2 - Vue du rotor.

3 - DEFINITION DU DIFFUSEUR

Le diffuseur choisi est un diffuseur bidimensionnel (figure 3) comprenant dans sa région d'entrée un extradados courbe en arc de cercle dont le

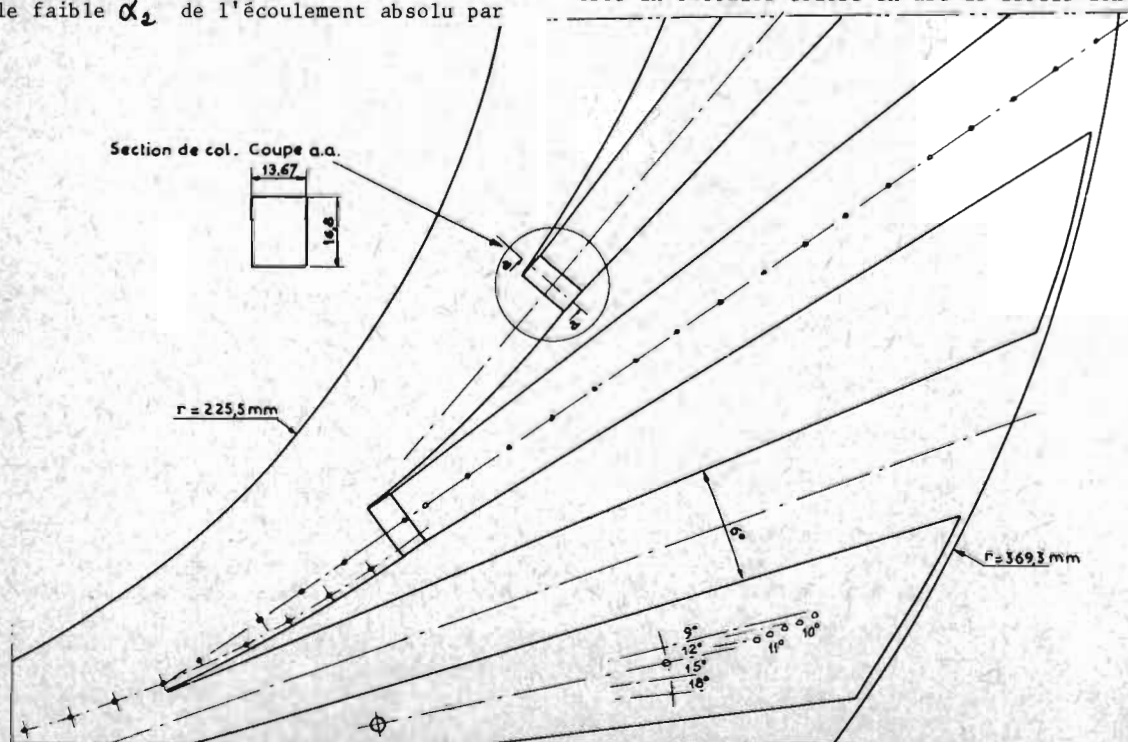


Fig. 3 - Diffuseur à aubes (calage 12°) - Caractéristiques principales.

rayon est égal à celui de l'écoulement absolu issu du rouet, puis un col dont la longueur est la moitié de la profondeur, suivi d'un divergent de demi-angle d'ouverture $\theta = 3^\circ$. Le calage α_E du diffuseur est réglable tous les demi-degrés de 9° à 12° , ce qui nous donne une grande plage de variation du col et permet ainsi d'adapter le diffuseur au rotor dans une large gamme de taux de compression.

4 - MONTAGE EXPERIMENTAL ET MESURES

Le montage expérimental est constitué d'une petite boucle à Fréon 114 comprenant un canal d'amenée, le compresseur centrifuge et sa pivoterie, un caisson de reprise, un échangeur, une vanne permettant de régler la contrepression (figure 4).

Compte tenu de la puissance électrique installée le niveau de pression à l'entrée du rotor est compris entre 210^3 pascals pour les grandes vitesses de rotation (9500 tr/mn) et $1,510^4$ pascals pour les faibles vitesses (6000 tr/mn). Une sonde Naca et une sonde cylindrique à trois orifices explorent pressions totales et statiques dans la section d'entrée. Des prises statiques sont disposées le long du carter externe du rotor, dans la zone de captation du diffuseur, le long d'un canal du diffuseur ainsi que dans le caisson de reprise.

D'autre part des sondes de température sont placées d'une part en amont du rotor et également au centre des jets issus des canaux du diffuseur, dans le caisson de reprise. Toutes ces mesures sont reliées à une chaîne d'acquisition des données. Dans la section d'entrée l'écart entre pression statique et pression d'arrêt est mesuré au moyen d'un manomètre incliné de précision, la dénivellation étant très faible et de l'ordre de 210^2 pascals.

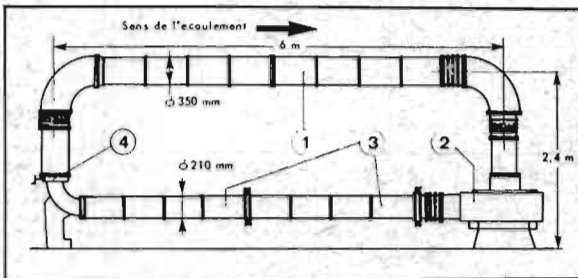


Fig. 4 - Installation d'essais.

1. Canal d'amenée
2. Caisson de reprise et compresseur centrifuge
3. Echangeur
4. Vanne de réglage de la contrepression

5 - METHODE DE DEPOUILLEMENT

Dans le domaine des températures et pressions rencontrées, les caractéristiques du fréon 114 sont définies par la constante des gaz parfaits

$$R_g = \frac{p}{\rho T} = 48,65 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \quad (6)$$

et la chaleur massique à pression constante

$$C_p(T) = C_{p0} + C_{p1}T \quad (7)$$

$$\text{avec } C_{p0} = 348,1 \text{ J/kg}\cdot\text{K}, C_{p1} = 1,041 \text{ J/kg}\cdot(\text{K})^2$$

Dans ces conditions, le rapport des chaleurs massiques est une fonction de la température et prend pour valeur :

$$\delta(T) = \frac{C_{p0} + C_{p1}T}{C_{p0} - R_g + C_{p1}T} \quad (8)$$

Le calcul des nombres de Mach à partir des pressions statique et d'arrêt correspondantes est effectué en prenant pour chaleur massique à pression constante $C_p = C_p(T_{i1})$ ou $C_p = C_p(T_{i2})$ suivant que l'on se trouve à l'amont ou à l'aval du rotor.

5.1 - Détermination du rendement isentropique

Compte tenu de la variation de C_p avec la température, l'évolution isentropique entre deux états 1 et 2 se met sous la forme :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{R}{C_{p0}}} e^{-\frac{C_{p1}}{C_{p0}} T_1 \left(\frac{T_1}{T_1} - 1\right)} \quad (9)$$

Dans ces conditions la connaissance d'un rapport de pression mesuré ou calculé $\pi_m = p_m/p_{i1}$ permet de calculer le rapport de température isentropique correspondant : T_{i2m}/T_{i1} et par suite le rendement isentropique associé à π_m est donné par :

$$\eta_{is,m} = \frac{h(T_{i2m}) - h(T_{i1})}{h(T_{i2}) - h(T_{i1})} \quad (10)$$

où $h(T) = C_{p0}T + C_{p1}\frac{T^2}{2}$ représente l'enthalpie massique du gaz.

5.2 - Conditions à la sortie du rotor

La détermination des conditions approchées à la sortie du rotor est obtenue à partir des mesures de la pression statique p_2 , du débit masse et de l'accroissement de température d'arrêt $T_{i2} - T_{i1}$.

L'utilisation de l'équation de conservation du débit, du second théorème d'Euler :

$$h(T_{i2}) - h(T_{i1}) = g(\omega r_2)^2 \quad (11)$$

et des relations classiques entre nombre de mach et pressions statique et d'arrêt permet alors la détermination de la pression d'arrêt p_{i2} , du nombre de mach critique m_{cr2} , de l'angle de l'écoulement α_2 par rapport à la direction tangentielle.

6 - RESULTATS EXPERIMENTAUX

6.1 - Recherche de l'adaptation entre rotor et diffuseur

La section de col, ou la forme et le calage de

la portion des extrados du diffuseur qui induisent des ondes de mach vers l'amont, suivant que le diffuseur soit désamorçé ou amorcé [5], jouent le rôle d'un vannage vis-à-vis du rotor.

Ainsi, en modifiant le calage des aubes du diffuseur on peut soit dans le cas où le rotor n'est pas bloqué faire varier l'incidence de l'écoulement par rapport aux pales de l'avant roue, soit dans le cas où le rotor est bloqué repousser vers l'amont les ondes de choc de recompression qui prennent place dans la roue mobile et par la même améliorer le rendement de cet organe donc de l'étage.

Les essais comparatifs du compresseur aux calages $\alpha_E = 9^\circ, 12^\circ$ du diffuseur (figure 5) montrent toute l'importance du réglage du calage en fonction du taux de compression désiré. La diminution du calage a permis aux grandes vitesses de rotation (figure 6) d'accroître fortement le taux de compression. La réduction du calage entraîne aux faibles vitesses de rotation (8000 tr/mn) une diminution sensible du débit tandis qu'aux grandes vitesses cette opération permet de faire fonctionner le rotor légèrement en deça du blocage (9500 tr/mn).

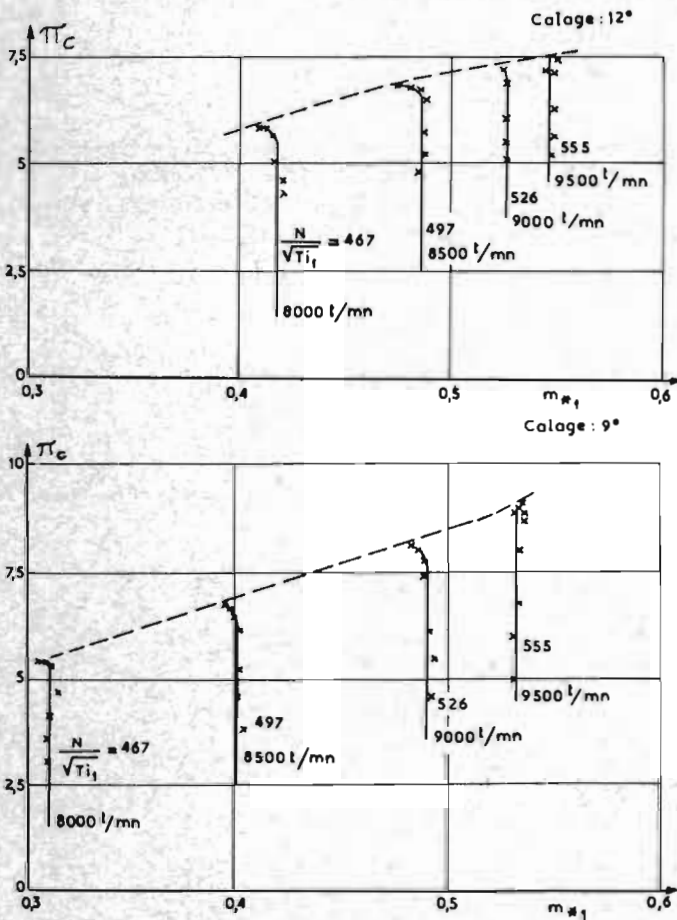


Fig. 5 - Comparaison des caractéristiques. Taux de compression - Débit entre les calages 9° et 12° .

La figure 7 donnant l'évolution des rendements rotor η_R et compresseur η_C aux deux calages confirme la nécessité d'essayer plusieurs diffuseurs avec un rotor donné avant de conclure sur les qualités de ce dernier organe.

Il est à remarquer que les nombres de mach trouvés à la sortie du rouet (figure 8) sont plus

forts que ceux qui sont rencontrés dans l'air pour les mêmes taux de compression. Néanmoins des similitudes partielles portant soit sur le rotor ou sur le diffuseur peuvent être utilisées en tournant à des vitesses différentes.

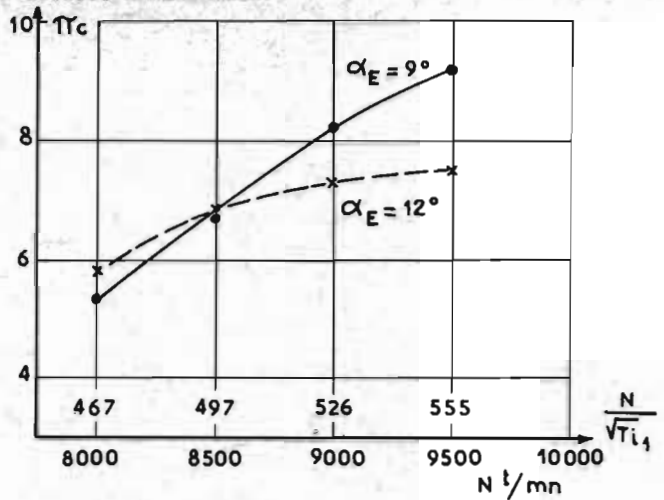


Fig. 6 - Taux de compression - Fonction de la vitesse.

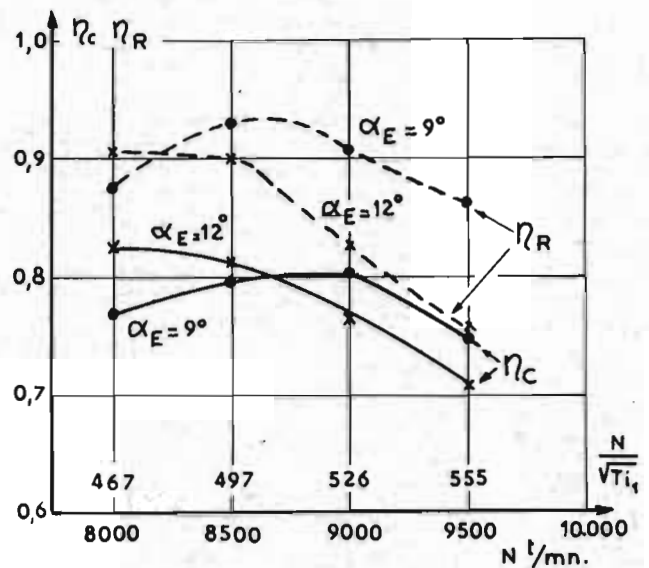


Fig. 7 - Rendement rotor et rendement compresseur - Fonction de la vitesse.

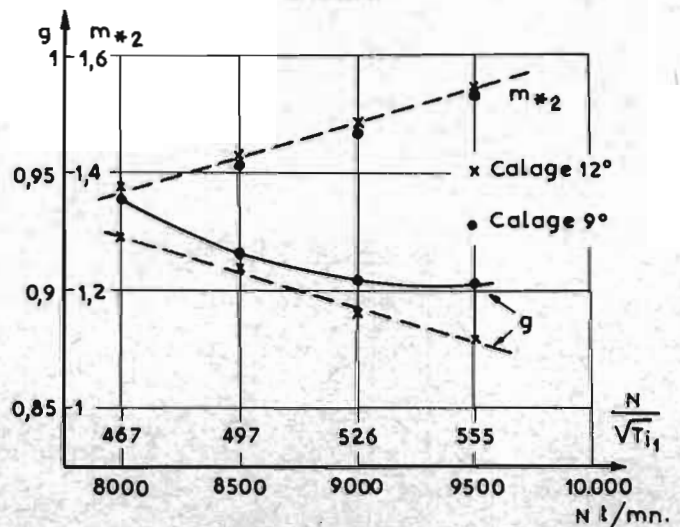


Fig. 8 - Glissement, Mach critique absolu. Sortie rotor, fonction de la vitesse.

Des essais préalables effectués à puissance variable ont permis de mettre en évidence des fuites thermiques par conduction métallique et de préciser leur importance. A 8000 tr/mn et au calage 12°, en fonctionnant au pompage à la puissance maximale, les fuites thermiques sont négligeables et les résultats trouvés (tableau 2) sont très satisfaisants.

TABLEAU 2

Taux de compression au pompage	π_c	= 5,95
Rendement isentropique	η_c	= 0,815
Coefficient de glissement	g	= 0,945
Mach critique sortie rotor	m_{*2}	= 1,39
Mach critique entrée rotor	m_{*1}	= 0,42

A 9500 tr/mn les fuites thermiques sont encore présentes dans une faible proportion, ce qui n'enlève rien aux résultats comparatifs puisés ceux-ci, à vitesse donnée, sont effectués à puissance cons-

tante (cette puissance étant choisie aussi forte que possible tout en permettant une exploration assez large de la caractéristique taux de compression-débit).

6.2 - Qualité du diffuseur

6.2.1 - Écoulement en amont du col du diffuseur

La mise en place d'une sonde lècheuse et de prises de pression statiques en amont du col du diffuseur (fig. 9), dans une région relativement éloignée des chocs de bords d'attaque du diffuseur (fig. 10) [7] permet de déterminer la répartition du nombre de mach critique normalement aux flasques du diffuseur (fig. 11) et il apparaît que l'écoulement est relativement homogène sauf au voisinage du carter externe pour le calage 12°.

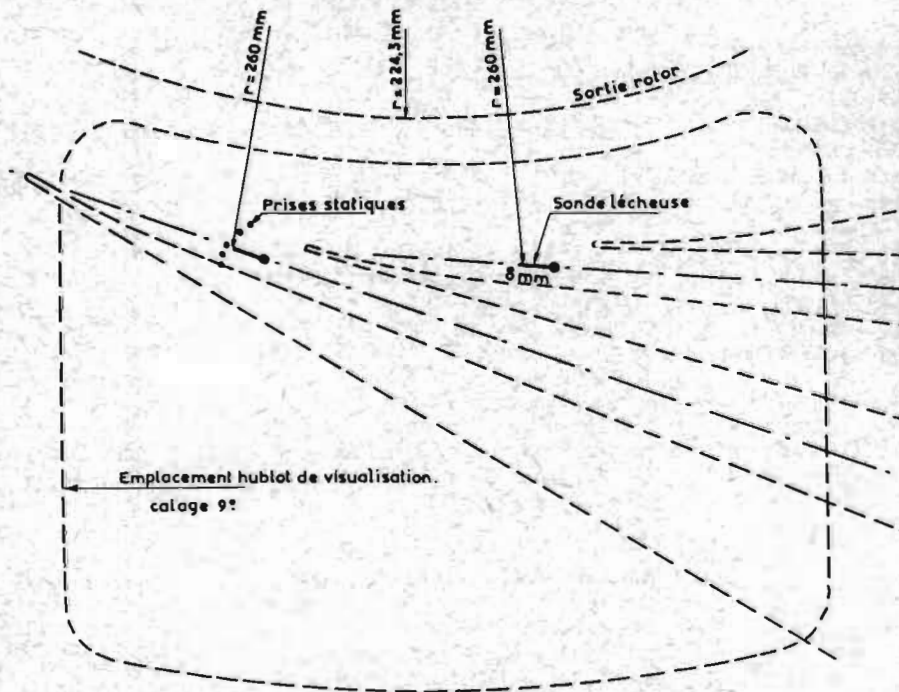
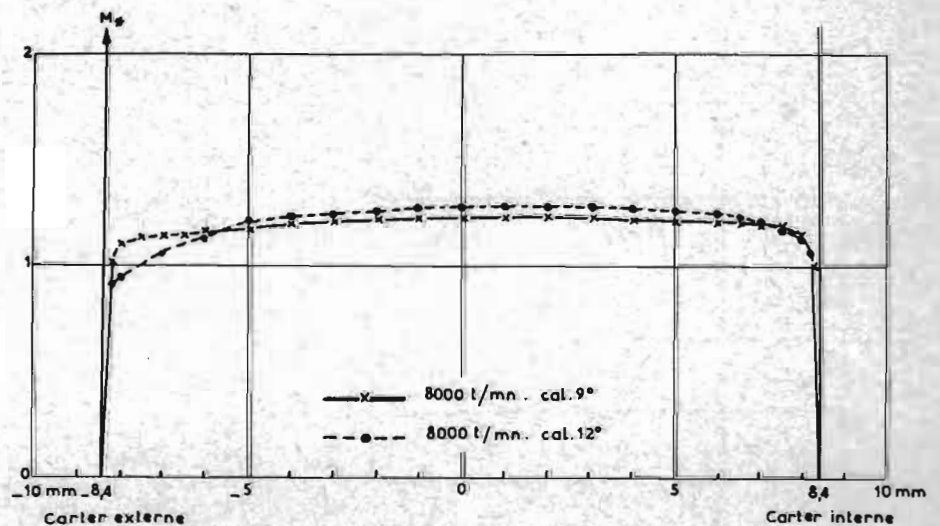


Fig. 9 - Emplacement des mesures pour sondage en amont du col.



Fig. 10 - Visualisation strioscopique de l'écoulement dans le diffuseur. 8000 t/mn - Calage 12°.

Fig. 11 - Répartition axiale du nombre de Mach critique près de l'entrée du col du diffuseur.



6.2.2 - Coefficient de récupération de pression statique

Pour estimer la qualité d'un diffuseur de compresseur centrifuge on utilise souvent le coefficient de récupération de pression statique C_{pat}

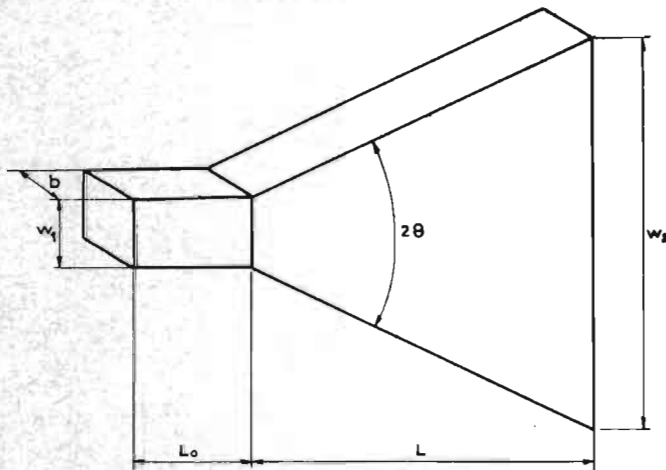
$$C_{pat} = \frac{p_c - p_{co}}{p_{ico} - p_{co}} \quad (12)$$

rapport entre les accroissements réel et théorique de pression statique à travers le diffuseur.

TABLEAU 3

α_E	m_{*ac}	pompage
9°	1,23	0,644
12°	1,26	0,648

Les résultats présentés au tableau 3 montrent que le coefficient de récupération C_{pat} est indépendant de l'adaptation rotor-diffuseur. La valeur expérimentale $C_{pat} = 0,64 - 0,65$ est à comparer avec les résultats expérimentaux donnés par P.W. RUNSTADLER [8] [9] où C_{pat} est paramétré pour les diffuseurs droits bidimensionnels en fonction du nombre de mach au col M , du coefficient de blocage B qui mesure le déficit en débit dû à l'existence de couches limites au col, de l'angle d'ouverture 2θ , du rapport longueur du divergent sur la largeur au col L/w_1 et du rapport profondeur sur largeur au col b/w_1 (fig. 12).



	$\alpha_E = 9^\circ$	$\alpha_E = 12^\circ$
L_0/b	0,42	0,42
b/w_1	1,64	1,23
w_2/w_1	2,94	2,41
L/w_1	17,8	13,5

Fig. 12 - Caractéristiques géométriques du diffuseur.

Si l'on choisit alors les paramètres correspondant sensiblement aux essais à 8000 tr/mn pour les calages $\alpha_E = 9^\circ, 12^\circ$ soit $M = 1$, $2\theta = 6^\circ$, $b/w_1 = 1$, les résultats donnés en [9] sont les suivants (tableau 4) :

TABLEAU 4

α_E	L/w_1	B	C_{pat}
12°	13,5	0,08	0,665
		0,12	0,615
9°	17,8	0,08	0,69
		0,12	0,61

Le coefficient de blocage au col B serait donc de l'ordre de 10 %.

6.2.3 - Analyse de l'élévation de pression statique le long du diffuseur, près du pompage

Disposant de prises statiques dans le col, le long de l'axe du divergent d'un canal du diffuseur, ainsi que de la pression d'arrêt et de la pression statique en amont du col (fig. 9) on peut comparer la répartition expérimentale de pression statique avec les répartitions théoriques calculées en supposant que le choc droit, au pompage, s'effectue sur le nombre de mach m_{*ac} en amont du col ou sur le nombre de mach m_{*co} au col, l'écoulement subsonique en aval du choc droit étant supposé réversible.

Les résultats présentés à la fig. 13 montrent que dès le col la différence entre courbes théoriques et expérimentale apparaît, ce qui tient au fait que la couche limite initiale est trop importante pour supporter une recompression par choc droit, ce qui provoque un décollement limitant l'accroissement de pression. Dans la partie divergente du canal les évolutions théoriques et expérimentales sont comparables et les pertes y sont très faibles.

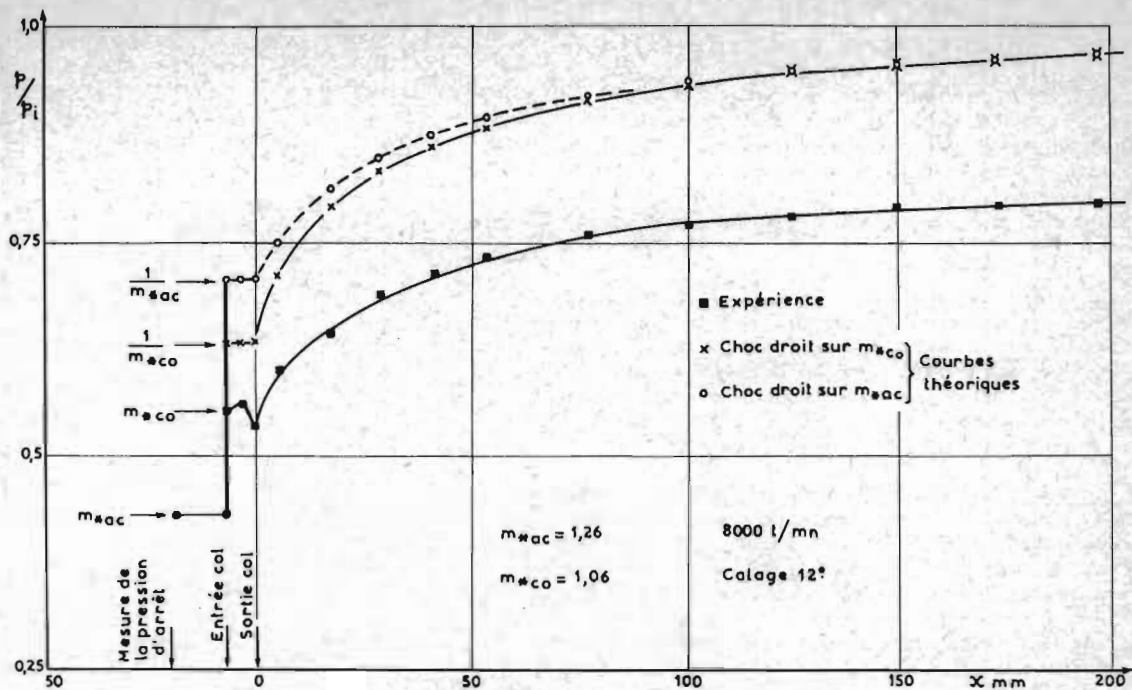


Fig. 13 - Répartition de pression statique le long du diffuseur, rapportée à la pression d'arrêt en amont du col.

7 - CONCLUSION

L'emploi d'un diffuseur à calage variable a permis de mettre en lumière les possibilités d'un rotor dont la conception repose principalement sur trois points :

- faible nombre d'aubes et déflexion limitée dans l'avant roue ;
- simultanété de la déflexion azimutale et de la déflexion méridienne en écoulement subsonique par utilisation du concept d'"équilibre de pression". Dans cette région le nombre de pales doit être suffisant pour éviter les décollements ;
- choix dans la partie radiale d'un nombre de pales minimum pour minimiser les décollements d'extrados et éliminer les tourbillons d'intrados.

Les résultats d'essais à vitesse partielle donnent dès à présent des résultats intéressants : taux de compression de 5,95 pour un rendement isentropique de 81,5%. D'autre part, le fonctionnement du diffuseur à des nombres de mach d'attaque de l'ordre de 1,25, correspondant dans l'air à des taux de compression importants est satisfaisant, bien qu'un décollement localisé au col soit mis en évidence par l'expérience.

REFERENCES

- [1] - ERWIN SCHNELL
Analysis of small gas turbine engine components.
AGARD LS.46.71.
- [2] - A.S.H.R.A.E.
Guide and Data Book - 1961.
- [3] - M.H. VAVRA
Basic elements for advanced designs of radial flow compressors.
AGARD LS.39.70.
- [4] - O.E. BALJE
A study on design criteria and matching of turbocomponents. Part B.
Transactions of the ASME - Paper N° 60-WA 231.
- [5] - O.E. BALJE
Loss and flow path studies on centrifugal compressors. Part II.
Transactions of the ASME - Paper n° 70-GT 12b.
- [6] - J. FABRI
Mass flow limitation in supersonic compressors.
AGARD LS.39.70.
- [7] - Y. RIBAUD - P. AVRAM
Visualisation par strioscopie dans un diffuseur de compresseur centrifuge supersonique.
Communication présentée au 2ème Symposium sur les moteurs aérobies (ISABE) - Sheffield (G.B) mars 1974.
- [8] - P.W. RUNSTADLER, J.R. - F.X. DOLAN
Further data on the pressure recovery performance of straight channel, plane divergence at high subsonic mach numbers.
ASME Paper n° 73-FE 5.
- [9] - P.W. RUNSTADLER, J.R. - R.C. DEAN, J.R
Straight channel diffuser performance at high inlet mach numbers.
ASME - Journal of basic engineering - September 1969.

DISCUSSION

G. Kappler (Motoren- und Turbinen Union, Munich, Germany): You have shown in your film a couple of probes for dynamic pressure measurements. Did you do any kind of dynamic measurements and, especially, did you investigate the influence of dynamic inlet distortions on the compressor efficiency and surge distance?

Y. Ribaud and P. Avram: Today we have only measured the stationary component of total pressure at rotor exit but we soon intend to use instationary measurements at impeller outlet such as hot-wires, total pressure transducers and at rotor shroud with static pressures transducers. Otherwise we do not think now to perform on inlet flow distortions.

F.W. Armstrong (National Gas Turbine Establishment, Pyestock, U.K.): I congratulate the authors on the very interesting movie film and endorse their statement that the use of flow visualisation is of great value in studying unsteady aerodynamic flow problems. I go on to ask whether any work has yet been done by the authors on the mechanical integrity of a rotor of the type described, running in air instead of freon.

Y. Ribaud and P. Avram: Yes, we have made calculations of mechanical stresses in the blades for a rotor of this type running in air and we think that there are no major mechanical problems for pressure ratios up to five or six. The only difficulty we have, is when working on small dimensions to put in so many blades as in our experimental compressor.