



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne démocratique et populaire

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

جامعة سعد دحلب البليدة
Université SAAD DAHLAB de BLIDA

كلية التكنولوجيا
Faculté de Technologie

قسم الميكانيك
Département de mécanique

Mémoire de Master

Spécialité : optimisation des systèmes énergétiques

présenté par

Fatima Naim

Etude d'un compresseur axial du moteur TV3-117BM

Promoteur : Dr Roudane Mohamed

Co-promoteur : Pr : Imine Bachir

Année Universitaire 2015-2016

Remerciements

Le travail présenté dans ce mémoire a été effectué à l'EGCAMO sous l'encadrement du DR : Madani Omar Fouatih à qui je présente l'expression de ma profonde gratitude et mon sincère remerciement pour avoir dirigé ce travail et pour tous les conseils qu'il m'a prodigués. Je tiens à lui exprimer doublement mon reconnaissance de m'avoir honoré de sa confiance et d'avoir bien voulu me faire profiter pleinement de ses compétences

Je tiens à remercier monsieur le docteur Lyotno colonel Kerma Mokhtar pour ses conseils et suivi durant toute la période d'élaboration de ce modeste travail

Je tiens à remercier mes encadrateurs DR Roudane Mohamed, Pr Imine Bachir et le

Je tiens à remercier Cdt Kaidi et toute l'équipe du travail de l'établissement de construction aéronautique

Le grand remerciement pour mes chers parents

Résumé

En général, l'écoulement interne dans les turbomachines est visqueux compressible, et tourbillonnaire, au cours de l'étude sur plusieurs travaux relatifs aux différents types du compresseur axial,

Beaucoup de de chercheurs ont fait des études numériques et expérimentales sur les compresseurs, et ils ont montré que plusieurs paramètres physiques influent négativement et positivement sur les performances du compresseur

L'étude que j'ai réalisée dans ce mémoire se base sur l'étage du compresseur axial et le compresseur en général existant au niveau des ateliers de révision des moteurs aéronautiques à l'établissement de construction aéronautique, j'ai fait une étude de simulation numérique sur l'étage compresseur axial en utilisant le logiciel fluent, et les résultats que j'ai obtenus sont très proches à ceux des résultats expérimentaux. D'autre part, il existe une similitude des résultats des phénomènes aérodynamiques en comparaison avec d'autres travaux précédents. En outre nous avons fait l'étude numérique de l'étage compresseur pour deux cas (stationnaire et instationnaire)

Finalement, nous avons aussi tenu compte de l'influence de l'angle de calage des aubes sur les performances du compresseur axial

Abstract

in general the internal flow in turbo machineries is viscous , compressible and turbulent, during this study on several works relating to different types of axial compressor , many researchers have made numerical and experimental studies on the compressors and they showed that several physical parameters positively and negatively effect on the performance of the compressor

The study I conducted in this work is based on the existing stage of the axial compressor at the laboratory of aeronautic engines revision at aeronautic construction company –Oran- I made a study of numerical simulation on the impeller using fluent per analysis aerodynamics parameters and the results I obtained are close and near to those of experimental results

On the other hand, there is a similarity of results of aerodynamics phenomena in comparison with other previous works

Finally; we also considered the influence of the setting angle of diffuser blades on the performance of axial compressor

ملخص

بشكل عام التدفق داخل المكيبة لزوج قابل للانضغاط و مضطرب من خلال الدراسة التحليلية التي اجريتها على مختلف الدراسات و البحوث العلمية المتعلقة بالضواغط كما يوجد العديد من الباحثين الذين قاموا بالدراسة الرقمية و التجريبية على الضواغط مع اختلاف استعملاته حيث اظهروا مختلف الظواهر الفيزيائية التي تؤثر سلبا و ايجابا على خصائصه

اما الدراسة التي اجريتها في هذه المدكرة هي دراسة مرحلة الضاغط الموجود بورشات مراجعة محرك الحوامات بمؤسسة صناعة الطائرات بوهران اجرينا المحاكات الرقمية على عجلة الضاغط باستخدام البرنامج بتحليل و دراسة مختلف الظواهر الفيزيائية و من خلال هذه النتائج التي تم الحصول عليها فهي قريبة من تلك الموجودة سابقا والنتائج المتحصل عليها تجريبيا اخيرا تطرانا لدراسة تأثير زاوية الشفرات على اداء الضاغط و تأثيرها على مختلف النتائج

Sommaire

Remerciements.....	2
Résumé.....	4
Sommaire	7
Nomenclature.....	10
Liste des figures	12
Liste des tableaux.....	14
Chapitre 01 : généralité sur les turbo compresseurs	
Introduction	16
1-1 Classification des compresseurs.....	16
1-1-1 compresseurs hydraulique.....	17
1-1-2 compresseur axial.....	17
1-1-3 compresseur double corps.....	18
1-1-4 compresseur centrifuge.....	18
1-1-5 compresseur mixte.....	18
1-2 principe de fonctionnement d'un compresseur aéronautique..	19
1-3 intérêt de l'écoulement axial.....	19
1-4 écoulement dans le compresseur.....	20
1-5 Caractéristiques d'un étage du compresseur.....	21
1-6 Compresseur à ailettes orientable.....	22

Chapitre 2 : théorie du turbocompresseur axial et formulation mathématique.....	23
2-1 coefficients adimensionnels.....	24
2-1-1 coefficients de débit	24
2-1-2 le degré de réaction.....	24
2-1-3 coefficients de charge.....	24
2-2 Triangle des vitesses.....	27
2-3 Equations caractérisant l'écoulement dans un compresseur.....	28
2-3-1 équations de la continuité du mouvement.....	28
2-3-2 équations de quantité de mouvement.....	28
2-3-3 équations de conservation d'énergie.....	28
2-4-Exemple de conception des compresseurs axial à ailettes orientables.....	29
Chapitre 03 : étude expérimentale de l'influence de la géométrie et la variation de l'angle de calage des aubes sur les performances du compresseur.....	35
Introduction.....	36
3-1 influences de la géométrie des aubes	37
3-1-1 influence de la corde de l'aube	37
3-1-2 Influence des ailettes orientables	40

Chapitre 04 : simulation d'un étage rotor-stator par fluent et gambit.....	47
Introduction	48
4-1 gambit.....	50
4-2Maillage.....	51
4-3Choix du type de maillage.....	51
4-4Fluent.....	52
4-4-1 : écoulement stationnaire.....	53
4-4-1-1 le model ($K - \epsilon$).....	54
4-4-1-2 Présentation des résultats.....	55
4-4-2 Ecoulement instationnaire compressible.....	58
4-4-2-1 Présentation des résultats.....	59
Conclusion	64
Annexes	66
Bibliographie.....	68

Nomenclature

$\frac{d}{dt}$: Dérivé total par rapport au temps

ρ : Masse volumique de l'air (kg/m^3)

v : Volume (m^3)

\dot{Q} : Taux de transfert de chaleur au volume de control

\dot{W} : Taux de travail extrait du volume de contrôle

e : énergie totale par unité de masse

F : quantité de mouvement

S : source d'énergie

P : pression (pascal)

h : l'enthalpie (kJ)

\dot{m} : Débit massique (kg/s)

Φ : coefficient de débit

Ψ : coefficient de charge

R^0 : degrés de réaction

q_v : débit volumique (m^3/s)

q_m : débit massique (kg/s)

C_p : chaleur spécifique a pression constant ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot^0\text{k}$)

C_v : chaleur spécifique à volume constant ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot^{\circ}\text{k}$)

M : nombre de mach

C : célérité du son (m/s)

R : rayon du compresseur (m)

r : constante des gaz parfait ($\text{kJ}/\text{kg k}$)

T_t : température total ($^{\circ}\text{k}$)

P_t : pression total (pascal)

U : vitesse de rotation (tr/min)

W : vitesse relative (m/s)

ω : vitesse angulaire (rad /s)

AD : aubage directrice

α : angle des ailettes orientable($^{\circ}$)

T_3 : température de combustion (k)

Liste des figures

Fig.01 : Profil de vitesse et des pressions dans un étage de compression.....	p20
Fig.02 : paramètres qui caractérise un étage compresseur.....	p20
Fig.03 : Réglage d'un compresseur à ailette orientable.....	p22
Fig.04 : Réglage d'un compresseur par ailette orientable du diffuseur.....	p22
Fig.05 : variation du rendement en fonction des coefficients adimensionnels.....	p25
Fig.06 : schéma d'un compresseur à 4 étages ailettes variable.....	p31
Fig.07 : présentation des paramètres de fonctionnement normal du compresseur.....	p38
Fig.08 : graphe de la température T3.....	p39
Fig.09 : Réglage des aubage directrice par le 1 ^{er} cas.....	p41
Fig.10 : graphe de la variation de la température T3.....	p41
Fig.11: réglage des AD par le 1 ^{er} cas et modification des axes de puissance.....	p42
Fig.12 : Graphe de la puissance moteur par réglage des AD dans le 1 ^{er} cas.....	p43
Fig. 13: Réglage des aubages directrices par le 3eme cas.....	p43
Fig.14: variation de la température du moteur pour le 3 ^{ème} cas	p44
Fig.15 : réglage des AD par le 3eme cas avec modification des axes de puissance.....	p45
Fig.16: Graphe de la puissance du moteur.....	p45

Fig.17 : description du rotor-stator compresseur.....	p49
Fig.18 : Annotation du schéma rotor-stator étudié.....	p50
Fig.19 : schéma rotor-stator avec un maillage triangulaire non structuré.....	p51
Fig.20 : Convergence des paramètres de l'écoulement.....	p55
Fig.21 : Variation du coefficient de portance.....	p55
Fig.22 : Contours de la pression statique.....	p56
Fig.23 : Contours de la pression dynamique.....	p56
Fig.24 : contours de la turbulence.....	p57
Fig.25 : contours de vitesse.....	p57
Fig.26 : Variation de coefficient de portance.....	p59
Fig.27 : Variation des paramètres de résolution.....	p60
Fig.28 : Contours de la pression statique pour écoulement instationnaire compressible.....	p60
Fig.29 : Contours de la pression dynamique pour écoulement instationnaire compressible.....	p61
Fig.30 : Variation de la vitesse pour écoulement instationnaire compressible.....	p62

Liste des tableaux

Tableau 01 : nombre d'aubes par étage du compresseur.....p38

Tableau 02 : la valeur de la longueur de la corde des aubes du
1^{er} étage à chaque section.....p38

Tableau 03 : les choix possible pour le réglage de l'angle de calage
des aubes directrices du compresseur.....p40

Chapitre 01

Généralité sur le turbocompresseur et différent types
des compresseurs utilisés dans le domaine
aéronautique

Introduction générale

Le mot « turbomachine » est généralement utilisé pour les machines tournantes qui transforment l'énergie d'un fluide. Un premier classement des turbomachines est fait selon la nature du fluide utilisé. Il y a deux groupes : les machines à fluides incompressibles telles que les pompes, ventilateurs et les machines à fluides compressibles, dont les compresseurs. Un deuxième type de classement est fait à partir de la nature de l'écoulement au sein de cette turbomachine.

Notre étude concerne le compresseur qui est une machine destinée pour la compression des fluides compressible comme l'air qui est un fluide compressible

La conception des compresseurs ca diffère d'un compresseur à un autre selon l'appareil ou il fonctionne on distingue plusieurs types de compresseur on va s'intéresser dans notre étude par les compresseurs axiales et l'intérêt de l'écoulement axial aussi les différentes conceptions des compresseurs axiaux aussi les problèmes qui peuvent se pose dans un compresseur axial.

1-1 Classification des compresseurs

Dans le domaine des turbomachines de compression, on peut trouver les deux modes de classement suivants.

Suivant l'utilisation, on a :

— les *ventilateurs* : faible taux de compression (inférieur à 1,20 en air) et faible vitesse du fluide dans la traversée de la machine ;

— les *soufflantes* : caractérisées par l'apparition marquée de la compressibilité Avec des taux de compression plus élevés (entre 1,20 et 2) et des vitesses plus grandes ;

— les *compresseurs* : taux de compression élevé (supérieur à 2) pouvant nécessiter l'utilisation de plusieurs étages de compression montés en série.

Suivant la forme géométrique (avec deux formes principales), on a :

— les *machines centrifuges* dans lesquelles le fluide entre axialement dans la roue puis se répartit tout autour de cet axe dans une direction sensiblement perpendiculaire à celui-ci avant de sortir circonférentiellement en périphérie

— les *machines axiales* dans lesquelles l'écoulement reste sensiblement équidistant de l'axe dans toute la traversée de la roue mobile. Il y a une évolution constante de la forme entre ces deux familles, le stade intermédiaire étant appelé *hélicocentrifuge* [4]

- Les machines centrifuges se prêtent mieux à des taux de compression élevés
- les machines axiales sont capables d'un débit plus grand.

1-1-1 compresseurs hydrauliques

Le terme compresseur ou compresseur hydraulique est aussi beaucoup utilisé pour nommer un groupe hydraulique ou une centrale hydraulique. Il peut être à pistons, palettes, engrenages, vis, etc. La technologie est la même que les compresseurs classiques, mais doit supporter des pressions entre 20 et 700 bars, selon les applications. [9]

1-1-2 compresseur axial

Le compresseur axial est un compresseur dont le flux d'air suit l'axe de rotation. Le compresseur axial génère un flux continu d'air comprimé et fournit un rendement élevé pour une masse volumique donnée et une section donnée du compresseur. Il est nécessaire d'avoir plusieurs étages de pales pour obtenir des pressions élevées et des taux de compression équivalents à ceux d'un compresseur centrifuge. [9]

1-1-3 compresseur double corps

Pour augmenter la puissance on a un seconde compresseur relié à une seconde turbine ; l'ensemble compresseur et turbine constitue l'attelage N2 Les deux attelages sont liés par des arbres d'entraînement différents et ont des vitesses de rotation différente.[9]

1-1-4 compresseur centrifuge

Les compresseurs centrifuges agissent principalement par accélération centrifuge d'un flux de fluide, on les retrouve également dans les turbines à gaz, turboréacteurs, turbocompresseurs. [9]

1-1-5 compresseur mixte

Est constitué d'un ensemble du compresseur axial placé à l'avant avec un compresseur centrifuge le but est d'avoir les avantages des deux compresseur dans un seul [9]

1-2 principe de fonctionnement d'un compresseur aéronautique

Il faut distinguer le turbocompresseur et le compresseur. Le premier tire l'énergie nécessaire à son fonctionnement grâce à une turbine d'échappement, le second s'en remet directement au vilebrequin. En vue d'augmenter leurs performances, les moteurs dotés de turbocompresseurs, les gaz d'échappement au lieu d'être alors dissipées immédiatement à l'air libre sont acheminés vers le rotor de la partie turbine du turbocompresseur, leur énergie résiduelle étant susceptible de le mouvoir

Le rotor de la partie compresseur est monté sur un arbre commun qui est mis en rotation, en aspirant l'air extérieur et le comprimant avant de l'injecter dans les différentes chambres de combustion du moteur.

Cette méthode permet de procurer au moteur un surplus d'air comburant (d'ou l'expression: suralimentation), bien plus qu'il n'en est le cas sur un moteur d'aspiration atmosphérique (ou normale), il est donc possible d'injecter une plus forte quantité de combustible puisqu'il y a d'avantage d'oxygène dans les chambres de combustion. La suralimentation permet d'optimiser le remplissage des chambres en comprimant l'air

avant son arrivée dans les chambres de combustion. De ce fait, le mélange obtenu est plus énergétique que celui d'un moteur atmosphérique. Il en résulte une augmentation de la puissance. Le rotor de la partie turbine est mené par des gaz d'échappements à hautes températures risquant de détériorer les paliers. Il y a lieu de veiller au parfait fonctionnement de la lubrification par laquelle les paliers sont refroidis par l'huile de lubrification provenant du circuit moteur.[4]

1-3 intérêt de l'écoulement axial

L'idée d'utiliser une machine axiale comme compresseur est aussi vieille que l'utilisation en mode turbine. Cependant le rendement des premiers compresseurs axiaux était très faible, de l'ordre de 40%. Il n'est donc pas surprenant que les compresseurs centrifuges qui avaient un rendement de 70 à 80% aient longtemps dominé. De nos jours, la plupart des compresseurs axiaux fonctionnent avec des écoulements subsoniques. Cependant, les compresseurs utilisés en aéronautique sont souvent transsoniques, où une partie de l'écoulement relatif aux pales du rotor est supersonique.

On remarque que pour la plupart des compresseurs axiaux :

- Le rayon moyen est presque constant ;
- La vitesse axiale est maintenue constante par le changement de section de passage.

On note que par convention, on définit un étage d'un compresseur axial comme un rotor suivi d'un stator. On remarque également la présence des aubes directrices à l'entrée qui sont parfois utilisés et qui ne font pas partie des étages proprement dits. Le rôle de ces aubes directrices est alors de préparer l'écoulement pour le premier rotor.[4]

1-4 écoulement dans le compresseur

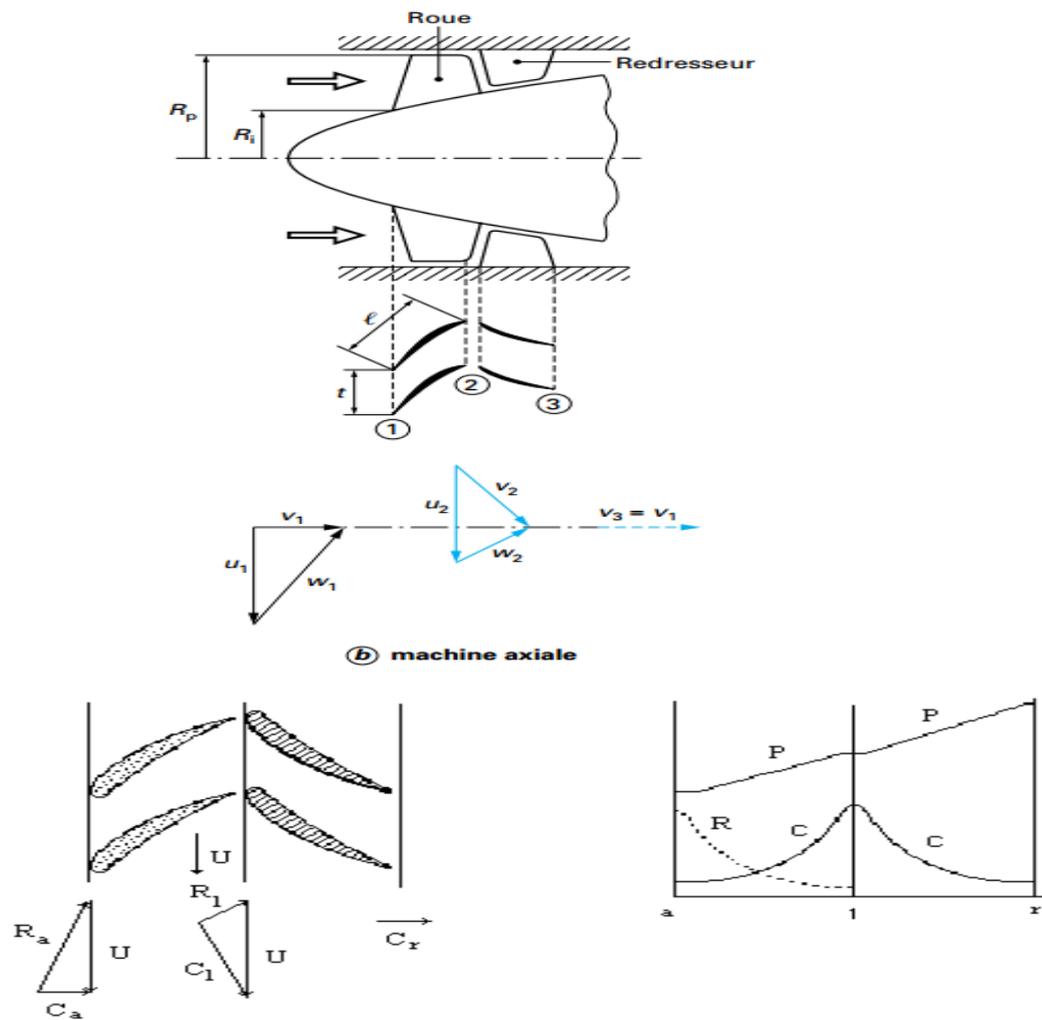


Fig 01 : Profil de vitesse et des pressions dans un étage de compression [10][2]

1- 5 Caractéristiques d'un étage du compresseur

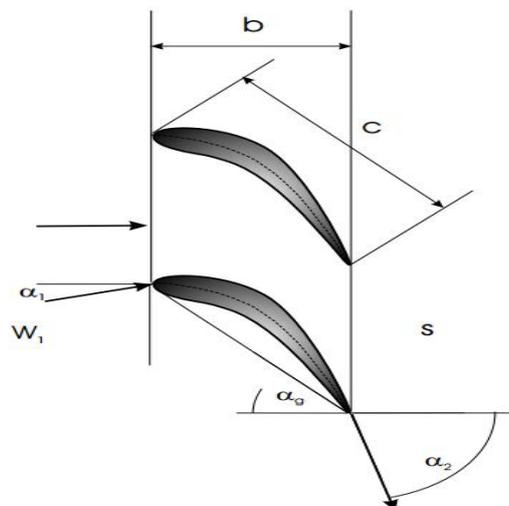


Fig 02 : paramètres qui caractérisent un étage compresseur[4]

β = angle d'écoulement ; l'angle entre la vitesse relative W et l'axe de rotation de la grille

β_b = angle du profil ; l'angle entre la ligne de squelette (ligne moyenne du profil) et l'axe de rotation de la grille

θ = angle de courbure $=\beta_{b2}- \beta_{b1}$; l'angle entre les lignes tangentes aux extrémités de la ligne de squelette et de rotation de la grille

i = angle d'incidence $= \beta_1 - \beta_{b1}$; écart entre l'angle d'écoulement et l'angle du profil au bord d'attaque

δ = angle de déviation $= \beta_{b2} - \beta_2$ écart entre l'angle du profil et l'angle de l'écoulement au bord de fuite

ε = angle de déflexion $= \beta_2 - \beta_1$; correspond à l'angle duquel l'écoulement est tourné entre le bord d'attaque et le bord de fuite

ξ = angle de calage ; l'angle entre la corde et la direction axiale.

C = corde du profil ; distance entre le bord d'attaque et le bord de fuite.

b = corde axiale corde projetée selon la direction axiale.

S = pas de la grille ; distance entre les aubes.

1-7 Compresseur à ailettes orientable

Quand le point de fonctionnement s'est faiblement rapproché de la ligne de pompage il existe des méthodes très simples de faire varier le débit véhiculé par le compresseur à la sortie de la machine. Par exemple un débit d'air peut être rejeté à l'atmosphère par des vannes de by-pass ou par ailettes orientable créant une prérotation de la roue on peut ainsi obtenir des débits moindres à taux de compression donné, tout en maintenant un rendement acceptable [2]

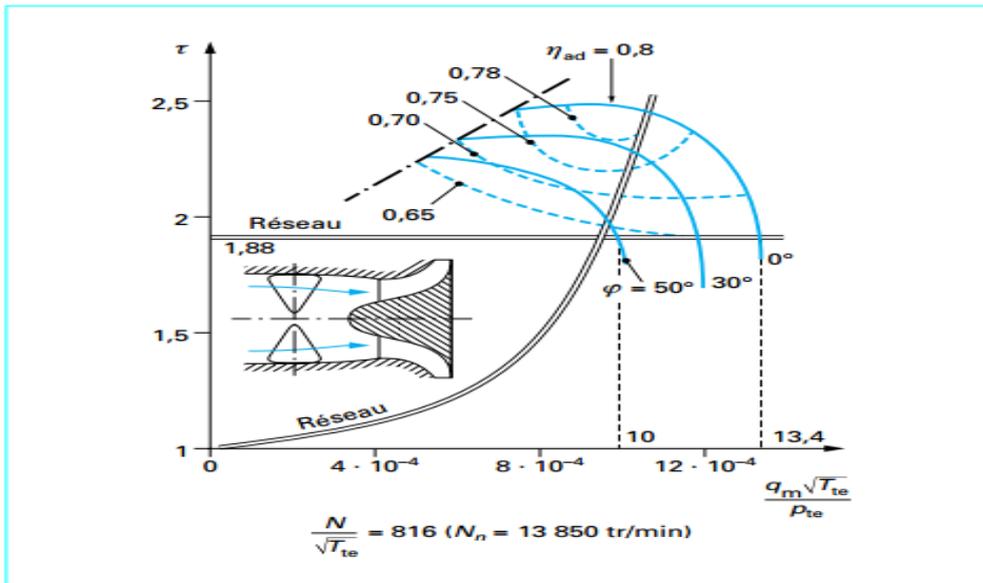


Fig. 03 : Réglage d'un compresseur à ailette orientable au-devant

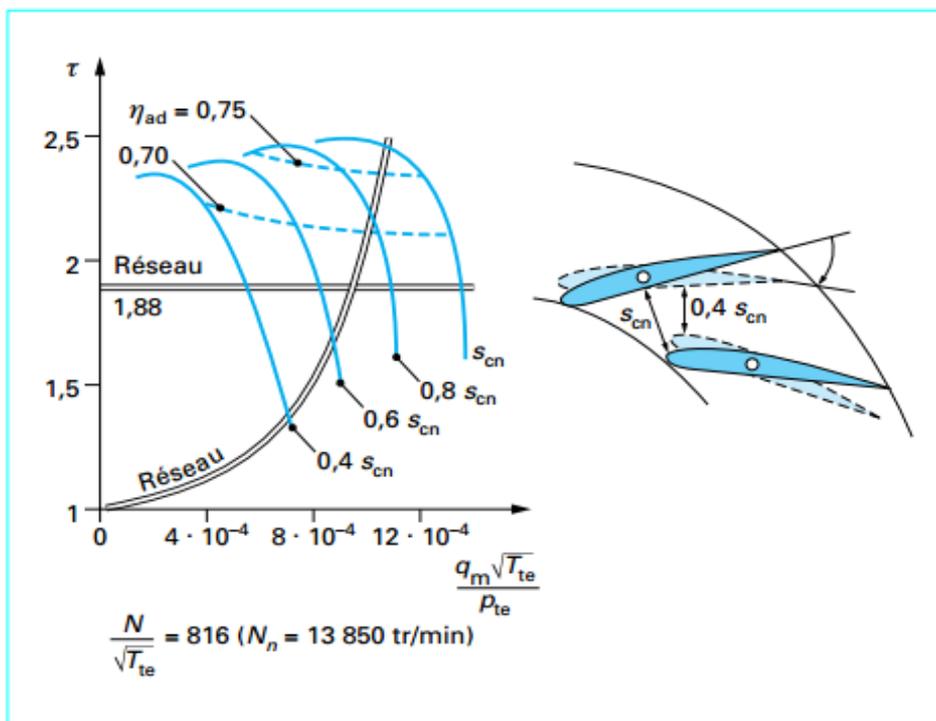


Fig 04 : Réglage d'un compresseur par ailette orientable du diffuseur

Chapitre 02

Formulation mathématique et théorie des
turbocompresseurs axiaux

2-1 coefficients adimensionnels

2 1-1 coefficients du débit

Le coefficient de débit Φ est un paramètre directement proportionnel à la vitesse axiale C_x et il est une mesure du débit massique et de la grandeur de l'étage.

$$\Phi = \frac{C_x}{U}$$

Le coefficient de charge et le coefficient de débit sont des paramètres scalaires qui s'appliquent au triangle de vitesses, mais qui ne permettent pas une caractérisation complète de ce triangle. Par exemple ; les deux triangles de vitesse ont les mêmes coefficients de charge et de débit, mais demeurent différents. Alors, pour spécifier le triangle de vitesse de façon unique, on introduit un troisième coefficient adimensionnel qui est le degré de réaction.

2-1-2 le degré de réaction

Le degré de réaction R^0 caractérise la répartition de la détente d'un fluide entre le rotor et le stator. Principalement, le degré de réaction indique la proportion dans laquelle la chute (ou le gain) de pression se distribue entre le rotor et le stator. Toutefois, le transfert d'énergie n'est pas seulement du à la pression mais aussi dépend d'autres forme d'énergie, tel que l'énergie cinétique, par exemple. Donc, une définition plus générale du degré de réaction doit comprendre finalement la notion d'enthalpie. Alors, on le définit comme :

2 -1-3 coefficients de charge

Le coefficient de charge Ψ , est une mesure de la puissance par unité de masse de l'étage.

Le coefficient Ψ est *positif* pour les turbines et *négalif* pour les compresseurs, pompes et semblables.

Géométriquement parlant, Ψ correspond à la distance entre les sommets des vitesses absolues et relatives dans le triangle de vitesses.

Pour les turbines à gaz, $\Psi > 1.5$, indique des pales *fortement chargées*, par contre, $\Psi < 1$ dénote des aubes *faiblement chargées*.

Pour les compresseurs, $0.3 < \Psi < 0.5$, indique des pales *fortement chargées*, tandis que, $\Psi < 0.3$ indique des aubes *faiblement chargées*.

Le coefficient de charge est aussi connu parfois comme *Coefficient de température*

$$4\Psi = Ah_o/U^2 = C_p A T_o/U^2.$$

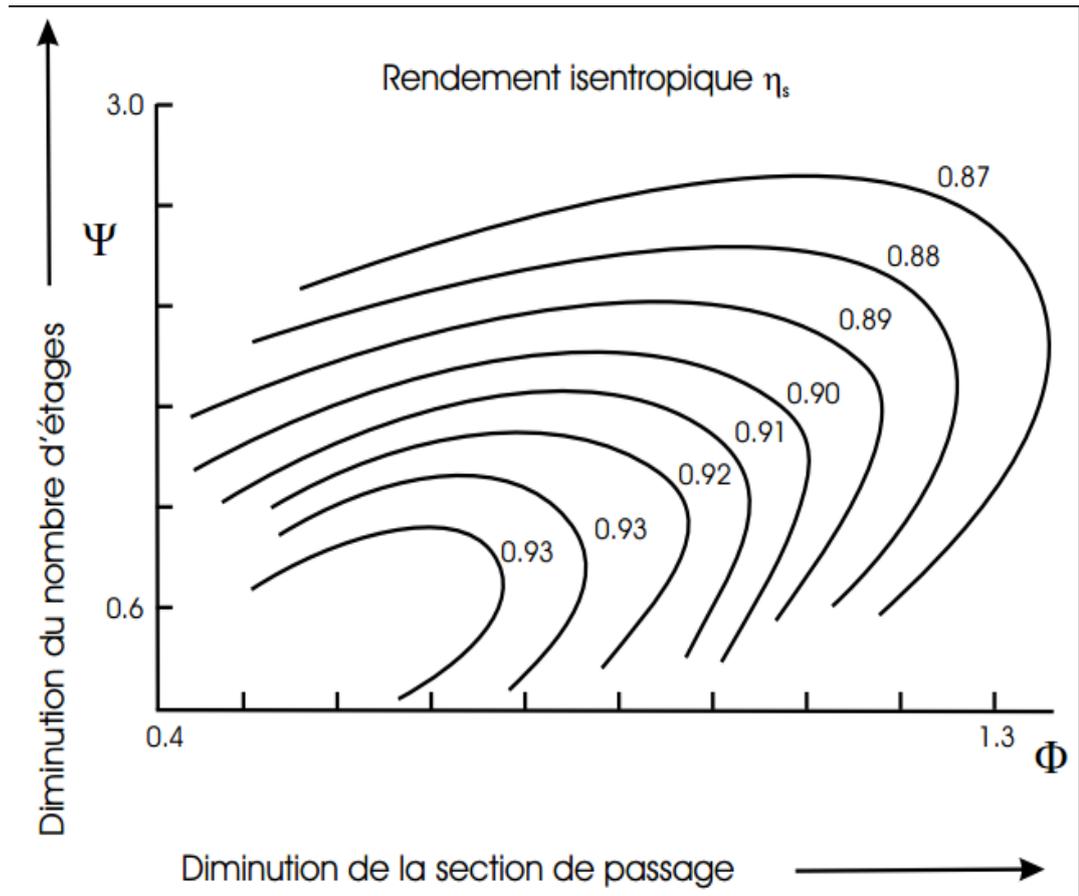


Fig 05 : variation du rendement en fonction des coefficients adimensionnels

Les ventilateurs, soufflantes et compresseurs sont des turbomachines à fluide compressible ; par ce fait, leur conception et, notamment, celle des machines multicellulaires, diffèrent de celle des pompes véhiculant des fluides incompressibles. Avec ces dernières, on peut considérer que le débit-volume se conserve dans la

traversée de la turbomachine. Pour les fluides Compressibles, par contre, seul le débit-masse se conserve. Il a pour expression:

$$Q_m = \rho S V \quad 2-1$$

Avec

V : vitesse du fluide perpendiculaire à la section S considérée (le produit SV étant le débit-volume),

ρ : masse volumique du fluide ($\rho = p / rT$ pour les gaz parfaits),

p : pression,

T : température thermodynamique,

r = R/M (R constante universelle, M masse molaire du gaz).

Q_m : étant constant, le débit-volume SV varie de façon inversement proportionnelle à ρ , ρ variant avec p et T. De plus, les conditions de vitesse V influent sur la masse volumique, la pression et la température du gaz.

Les règles de ces variations sont données en fonction :

— du rapport des capacités thermiques massiques du gaz :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad 2-2$$

— Du nombre de Mach : avec c célérité du son telle que,

$$M = \frac{V}{C} \quad 2-3$$

$$C = \sqrt{\gamma r T} \quad 2-4$$

— Par les *équations de Saint-Venant* suivantes :

$$\frac{P}{P_t} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad 2-5$$

$$\frac{\rho}{\rho_t} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}} \quad 2-6$$

$$\frac{T}{Tt} = \frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2} \quad 2-7$$

2-2 Triangle des vitesses

■ *À l'entrée du compresseur* on peut définir :

— la vitesse absolue V telle que :

$$V_1 = \frac{qV}{S} = \frac{q_m}{\rho_1 S_1} \quad 2-8$$

La vitesse d'entraînement U telle que :

$$U_1 = R_1 \Omega \quad 2-9$$

Le triangle se ferme alors par la vitesse relative w_1 qui est la vitesse que verrait un observateur placé sur la roue avec, de façon générale :

$$V_1 = U_1 + W_1 \quad 2-10$$

Pour le *compresseur axial*

$$S_1 = \pi (R_p^2 - R_i^2) \quad 2-11$$

La vitesse V_1 est axiale.

À la sortie de la roue, on a également :

— la vitesse absolue V_2 se décomposant en vitesse débitante V_{2m} (projection de V_2 sur le rayon) et en vitesse tangentielle V_{2u} (projection de V_2 sur la tangente à la roue) ;

— la vitesse d'entraînement U_2 telle que :

$$U_2 = R_2 \Omega \quad 2-12$$

Dans le cas du *compresseur axial*, si on prend le triangle des vitesses à la périphérie (coupe de tête), au rayon R_p , on constate que[4]

$$R_1 = R_2 \quad \text{et donc que} \quad U_1 = U_2$$

2-3 Equations caractérisant l'écoulement dans un compresseur

2-3-1 équations de la continuité du mouvement

La conservation de la masse exprime que l'accumulation de matière dans un volume de contrôle est égale à la somme des flux massiques qui traversent les frontières du volume. l'expression mathématique du principe est :

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho v \cdot dS = 0 \quad 2-13$$

2-3-2 équations de quantité de mouvement

Le principe de la quantité de mouvement indique que la sommation des forces est égale à l'accumulation de la quantité de mouvement dans un volume de contrôle plus la somme des flux de quantité de mouvement qui traverse les frontières du volume

$$F = \frac{d}{dt} \int_V \rho v dV + \int_S \rho v v \cdot dS \quad 2-14$$

2-3-3 équations de conservation d'énergie

Pour un volume de contrôle V et en négligeant les effets dissipatifs, ce principe s'écrit :

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho e dV + \int_S (\rho e + p) v \cdot dS = \dot{Q} - \dot{W} + S \quad 2-15$$

Ou :

\dot{Q} : taux de transfert de chaleur au volume de control

\dot{W} : taux de travail extrait du volume de contrôle

e : énergie totale par unité de masse avec

$$e = u + \frac{v^2}{2} + gz \quad 2-16$$

S : source d'énergie par unité de masse

Hypotheses :

- Ecoulement permanent dans le compresseur
- Ecoulement unidimensionnel
- Taux de transfert de chaleur faible(écoulement adiabatique)
- Aucun type de source

Alors

$$-W = \dot{m} \left[\left(e_2 + \frac{p_2}{\rho_2} \right) - \left(e_1 + \frac{p_1}{\rho_1} \right) \right] \quad 2-17$$

$$\left(e_2 + \frac{p_2}{\rho_2} \right) - \left(e_1 + \frac{p_1}{\rho_1} \right) = \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} \right) - \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} \right) \quad 2-18$$

$$-W = \dot{m} (h_{02} - h_{01}) \quad 2-19$$

$$(h_{02} - h_{01}) = (C_{2u}U_2 - C_{1u}U_1) \quad 2-20$$

2-4-Exemple de conception du compresseur axial à ailettes orientables

Le Compresseur du moteur TV3-117BM qui est un motopropulseur occupe différent types d'hélicoptère

Le compresseur du moteur est axial, à douze étages, à l'aubage directeur d'entrée d'air et aux aubages directeurs rotatifs sur les quatre premiers étages, à deux soupapes de by-pass d'air assurant la décharge d'air de l'aval du 7-ème étage du compresseur.

Caractéristiques techniques principales du compresseur (au régime calculé)

1. Débit d'air à travers le compresseur

8,85 kg /sec.

2. <i>Rapport de pression</i>	9,45
3. <i>Température d'air en aval du compresseur</i>	335 °C.
4. <i>Vitesse axiale d'air à l'entrée du compresseur</i>	149 m /sec.
5. <i>Vitesse axiale d'air à la sortie du compresseur</i>	112 m /sec.
6. <i>Vitesse circumférentielle d'air sur le rayon extérieur</i>	335 m /sec.
7. <i>Rendement</i>	0,855
8. <i>Masse relative</i>	0,17

Le stator du compresseur est composé du carter premier palier, des corps avant, intermédiaire et arrière, de l'aubage directeur d'entrée d'air, des aubages directeurs et de l'aubage redresseur. Le carter premier palier sert à renfermer l'ensemble du premier palier, la commande principale et l'aubage directeur d'entrée d'air. Le carter est moulé en alliage d'aluminium et formé par deux jantes reliées par quatre montants. Sur la jante extérieure il existe une rangée de brides, bossages et raccords. Les orifices pour les tourillons des aubes formant l'aubage directeur d'entrée d'air sont réalisés sur la partie arrière de la jante extérieure. La bague de force est fixée sur la bride avant de la jante. Le corps avant est composé de quatre viroles circulaires avec brides, reliées entre elles avec les boulons. Les brides ont des orifices radiaux pour les tourillons des aubes rotatives formant les aubages directeurs des quatre premiers étages.

Le stator du compresseur est composé du carter premier palier, des corps avant, intermédiaire et arrière, de l'aubage directeur d'entrée d'air, des aubages directeurs et de l'aubage redresseur. Le carter premier palier sert à renfermer l'ensemble du premier palier, la commande principale et l'aubage directeur d'entrée d'air. Le carter est moulé en alliage d'aluminium et formé par deux jantes reliées par quatre montants. Sur la jante extérieure il existe une rangée de brides, bossages et raccords. Les orifices

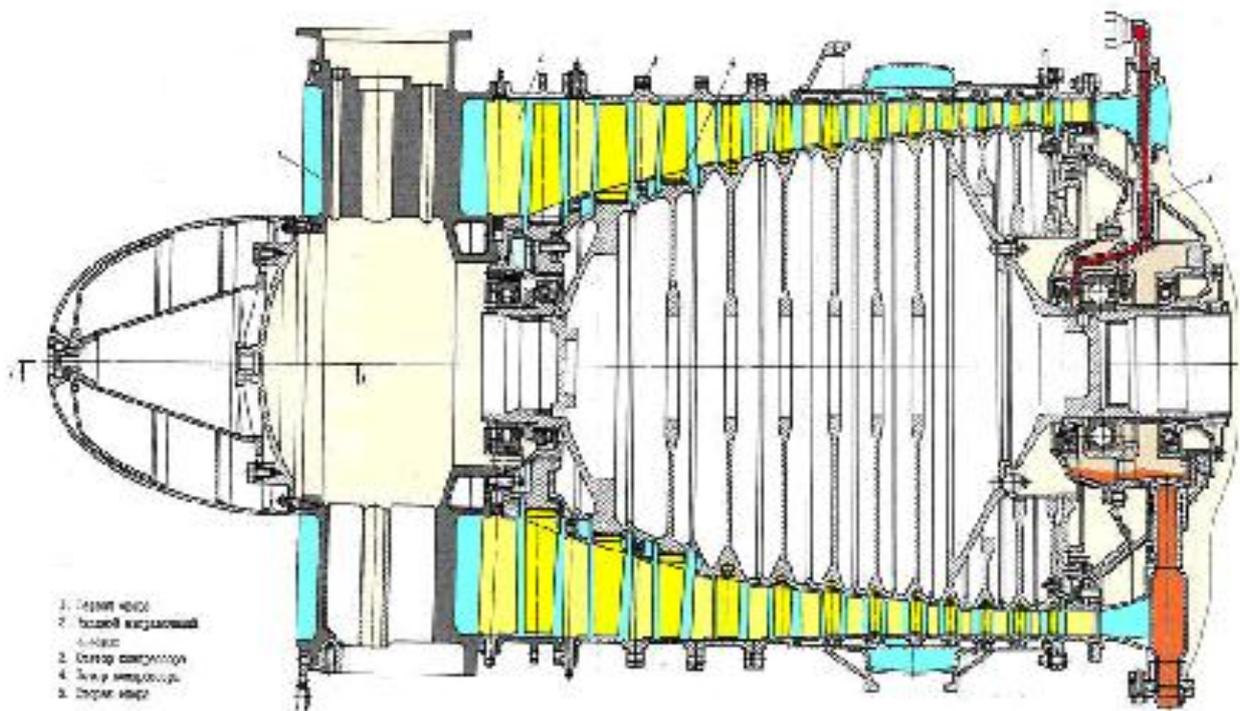


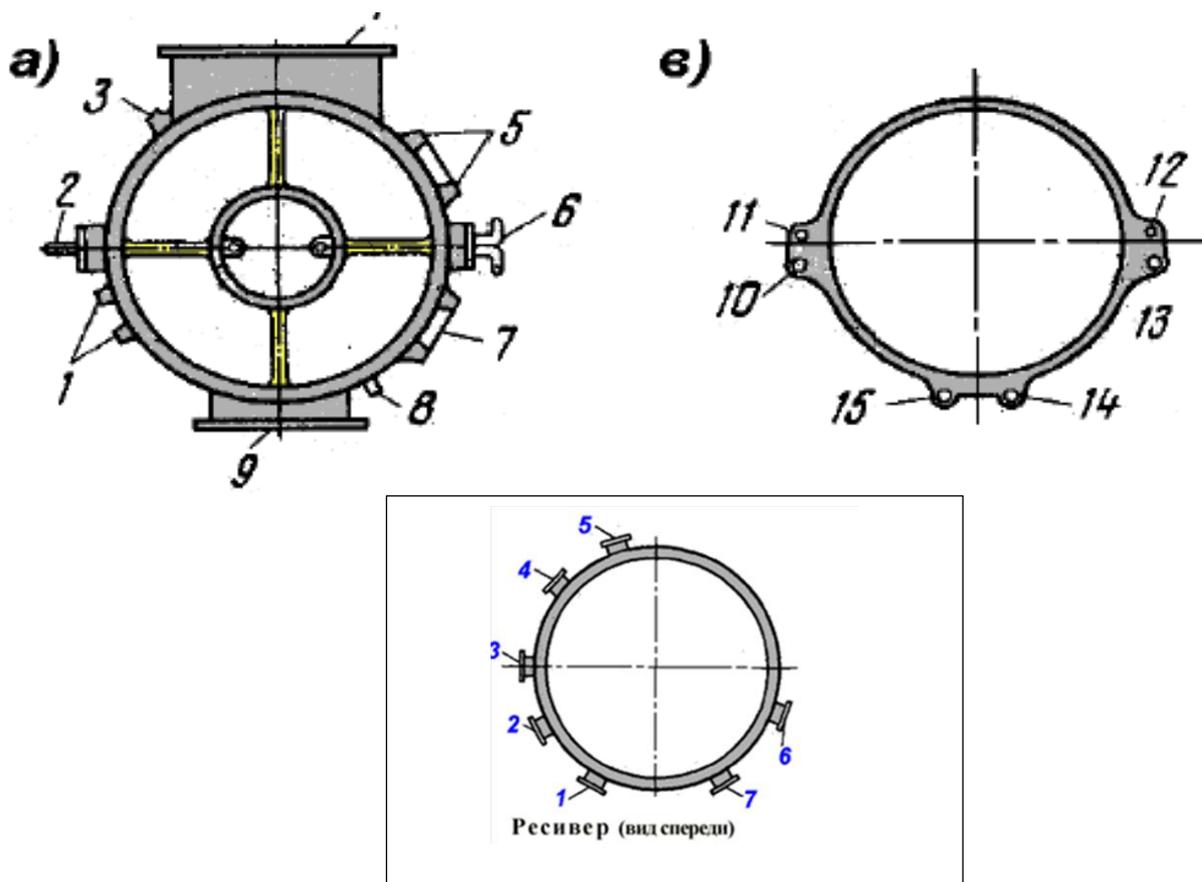
Fig 06 : schéma d'un compresseur à 4 étages à ailettes variable[1]

pour les tourillons des aubes formant l'aubage directeur d'entrée d'air sont réalisés sur la partie arrière de la jante extérieure. La bague de force est fixée sur la bride avant de la jante. Le corps avant est composé de quatre viroles circulaires avec brides, reliées entre elles avec les boulons. Les brides ont des orifices radiaux pour les tourillons des aubes rotatives formant les aubages directeurs des quatre premiers étages.

La rotation des aubes formant l'aubage directeur d'entrée d'air et des aubages directeurs s'effectue à l'aide de cinq bagues rotatives raccordées aux tourillons des aubes à travers des leviers. L'entraînement des bagues s'effectue par deux vérins hydrauliques (dont l'un se trouve à l'intérieur de la pompe régulatrice et l'autre est fixé sur le dessous du corps intermédiaire du compresseur) à travers les leviers fixés sur les planchettes. La planchette à levier supérieure a une tête pour la clé de rotation des aubes pendant l'entretien. L'angle de rotation des aubes est contrôlé selon le limbe fixé sur le carter premier palier, côté gauche dans le sens de vol. Pour assurer la précision définie des angles de calage des aubes formant les aubages directeurs, le levier de rétroaction, relié au levier de rétroaction de la pompe régulatrice à l'aide des

tringles réglables, est fixé sur l'une des aubes formant l'aubage directeur d'entrée d'air. Le corps intermédiaire du compresseur sert à renfermer les aubages directeurs 5-ème à 12-ème étages. Le collecteur pour le prélèvement d'air de l'aval du 7-ème étage est soudé dans la partie centrale du corps. Dans la zone de 5-ème étage, côté gauche dans le sens de vol, le corps a des orifices pour le prélèvement d'air pour la pressurisation du premier palier et des paliers de la turbine libre. Le corps arrière du compresseur est un ensemble de force et il est destiné à renfermer l'aubage directeur 7-ème étage et l'aubage redresseur, ainsi qu'à la fixation du carter deuxième palier. Le rotor du compresseur est de type à tambour et à disques et il est composé de 12 disques avec les aubes mobiles fixés sur eux. Tous les disques, excepté le premier, sont soudés entre eux. Le tourillon avant du rotor est réalisé comme une pièce entière avec le disque 2-ème étage. Le tourillon arrière est fixé sur le disque 9-ème étage à l'aide des boulons. Les obturateurs emmanchés à la presse à l'intérieur des tourillons séparent la cavité d'air du tambour de la cavité d'huile du premier palier et de la partie à écoulement du diffuseur de la chambre de combustion. Les aubes mobiles 1-er, 2-ème et 3-ème étages sont fixées à l'aide des queues de type "la queue d'hirondelle" dans les rainures longitudinales des disques et freinées avec les verrous lamellaires. Les aubes des étages suivants sont fixées par leurs queues d'hirondelle dans les rainures annulaires des disques et freinées dans le sens circonférentiel avec les coussinets et les goupilles radiales. Le roulement à galets c'est un élément principal du palier avant du compresseur. Il assure la perception des charges radiales. Il existe d'autres pièces et sous-ensembles faisant partie de l'ensemble du palier, qui sont le corps à pièces de fixation du roulement, l'injecteur d'huile, le dispositif d'amortissement et les pièces d'étanchéité de la cavité d'huile. La bague intérieure du roulement est montée sur le tourillon avant du rotor, la bague extérieure est montée dans un orifice alésé du godet, qui est fixé, à son tour, sur la jante intérieure du premier palier. L'amortisseur hydraulique formé par deux moitiés de la bague gaufrée est placé entre la bague extérieure du roulement et le godet. L'admission d'huile sur le roulement s'effectue à travers l'injecteur, monté sur le boîtier de la commande principale. En même temps, une partie d'huile, restant dans les canaux de la commande principale, est admise sur l'amortisseur et pour le refroidissement des pièces d'étanchéité. L'aspiration d'huile de la cavité du palier s'effectue à travers les canaux du montant inférieur vertical du carter palier. L'étanchéité de la cavité d'huile est assurée par les joints d'étanchéité radiaux et d'about en graphite. Les joints

d'étanchéité sont pressurisés avec l'air, pénétrant dans les cavités avant les cavités d'huile de la partie à écoulement du compresseur et du diffuseur de la chambre de combustion à travers les labyrinthes à air. La pression dans les cavités avant les cavités d'huile est définie selon la condition de réduction de la force axiale du rotor, est maintenue par voie de la décharge d'air dans la tubulure d'échappement à travers deux tuyaux. Les joints d'étranglement (gicleurs) sont montés sous les brides avant des tuyaux de décharge d'air du deuxième palier. La mise à l'air libre des cavités d'huile s'effectue de la manière analogique à celle du premier palier à travers la canalisation d'aspiration. L'équilibrage statique du rotor s'effectue par la sélection des aubes mobiles et des coussinets selon leur poids. L'équilibrage dynamique du rotor dans le plan avant s'effectue par la sélection des boulons de fixation du disque 1-er étage, dans le plan arrière il s'effectue à l'aide des goupilles d'équilibrage montées sur le disque à labyrinthes. [1]



1 – bossage pour la fixation des capteurs de mesure de la pression d'huile ИД-8 et de la pression minimum d'huile МСТВ-2,5

- 2 – bride de fixation de l'adaptateur du système de dégivrage
- 3 – bossage à orifice pour l'aspiration d'huile de la boîte d'engrenages
- 4 – bride de fixation de la boîte d'engrenages
- 5 – bossages pour le montage du filtre de carburant
- 6 – bride pour le montage des raccords de pressurisation du premier palier (en arrière dans le sens de vol) et d'admission complémentaire

d'air pour réchauffement du séparateur du dispositif anti-poussière (en exploitation avec la coque, la bride d'admission complémentaire d'air est obturée)
- 7 – bossage pour la fixation du mécanisme d'asservissement ИМ-3А
- 8 – bouchon
- 9 – bride pour la fixation du bloc-pompes à huile MA-78
- 10, 13, 14 et 15 – roulements sphériques pour le raccordement des tringles de fixation du moteur sur hélicoptère
- 11 – orifice pour le montage du transmetteur de vibrations
- 12 – orifice pour le montage du dispositif pour l'enlèvement du moteur[1]

Chapitre 03

étude expérimentale de l'influence de la géométrie et
la variation de l'angle de calage des aubes sur les
performances du compresseur

Introduction

Dans ce chapitre on s'intéresse de l'étude expérimentale du compresseur et La régulation par ailette orientable une des méthodes les plus simple et sur et la plus utilisé dans le réglage anti pompage des compresseurs.

Dans ce chapitre on va déterminer expérimentalement l'influence de l'énergie cinétique turbulente sur les performances du compresseur aussi l'influence la variation de l'angle de calage sur les caractéristiques du fluide et le débit qui s'écoule dans le compresseur et la puissance.

Le compresseur étudié est constitué de 12 étages rotor-stator et un stator des aubes directrices d'entrée d'air, le compresseur est dotée d'un capteur de pression MSTV1.5 pour capter la pression d'air dans le 7^{ème} étage .

Comme étant les huit premiers étages sont considérer comme compresseur basse pression le taux de compression est faible ce qui n'influe pas beaucoup sur la pression, alors même s'il y'a une chute de pression ça sera légère elle n'apparait pas dans l'affichage du capteur de pression MSTV1.5.

Les étages 8 à 12 sont considérer comme compresseur haute pression à des taux de compression élevés ou le constructeur a mis deux carters d'étanchéités pour éviter les fuites d'air, aussi l'intégration d'un capteur est supposée comme perturbation de l'écoulement.

Alors dans notre étude on va baser sur la température de combustion qui est un résultat de l'écoulement d'air à travers le compresseur car une augmentation du débit diminue la température de combustion et une diminution dans le débit favorise une augmentation de la température de combustion T3.

Avec T3 on va conclure la diminution et l'augmentation du débit dans le compresseur.

Le banc d'essai est constitué de 3 chambre de 200 m² chacune

1^{ère} chambre : comporte l'installation qui porte le moteur ou on place les différents capteurs des paramètres des moteurs et compresseur et un turbo démarreur pour le démarrage

2^{ème} chambre : constituée des réservoirs de carburants , l'huile, et fluides hydrauliques

3^{ème} chambre : chambre de commande la ou on reçoit les paramètres numériquement sur un écran digital

3-1 influences de la géométrie des aubes

N'importe quel changement sur la géométrie de l'aube permet un changement dans l'écoulement de l'air et la compression alors un changement dans les caractéristiques. Les changements qui peuvent intervenir sur une aube sont la longueur de la corde de l'aube ou un changement dans le profil

Dans une étude statistique 15/20 moteurs aéronautiques du type TV3-117BM sont mises en réparation à cause des pannes du compresseur.

Le constructeur a sélectionné une période de 1500 heures de vol pour faire passer un moteur à la révision générale.

Les moteurs dans les régions nord-Algérie peuvent arriver à la durée donnée par le constructeur mais les autres moteurs dans le Sahara-algérienne possèdent une usure des aubes avancées après 400-800heures de vol

Les statistique nous a permet de faire exploiter un moteur avec dimensionnement des aubes du compresseur après 1500 heures de vol on a remarqué érosion de la matière dans le bord d'attaque et le bord de fuite ; l'extrados et l'intrados

3-1-1 influence de la corde de l'aube

La corde : est la longueur de l'aube du bord d'attaque jusqu'à le bord de fuite

1^{ere} expérience : le compresseur contient 12 étage rotor et 12 étage stator avec des aubes neufs (la corde est maximal plus grande de 0.4à 0.8 mm de la valeur critique)

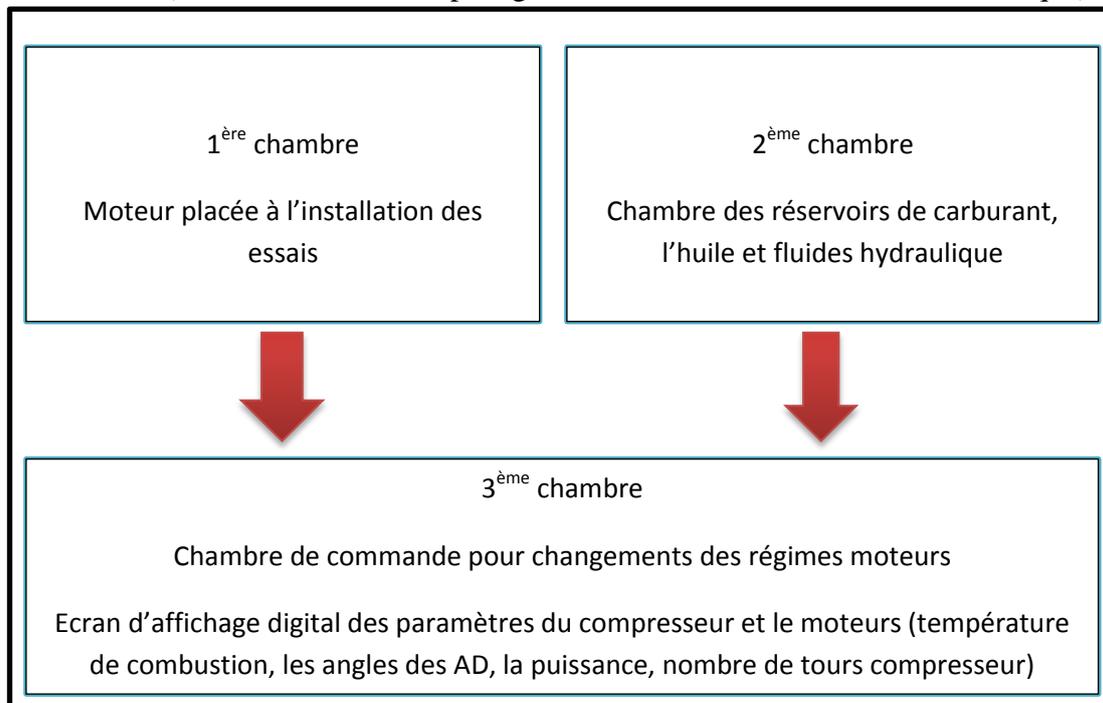


Schéma cinématique du banc d'essai

	1 ^{er} étage	2 ^{ème} étage	3 ^{ème} étage	4 ^{ème} Etage	5 ^{ème} étage	6 ^{ème} étage	7 ^{ème} étage	8 ^{ème} étage	9 ^{ème} étage	10 ^{ème} étage	11 ^{ème} étage	12 ^{ème} étage
Stator	60	60	60	60	63	84	84	84	84	90	90	114
rotor	37	43	59	67	73	81	89	89	89	89	89	89

Tableau 01 : nombre d'aubes par étage du compresseur

Section	1-1	2-2	3-3	4-4	5-5	6-6	7-7
Longueur de la corde	25.64	26.13	27.05	27.51	27.56	27.67	27.67

Tableau 02 : la valeur critique de la longueur de la corde des aubes du 1^{er} étage à chaque section

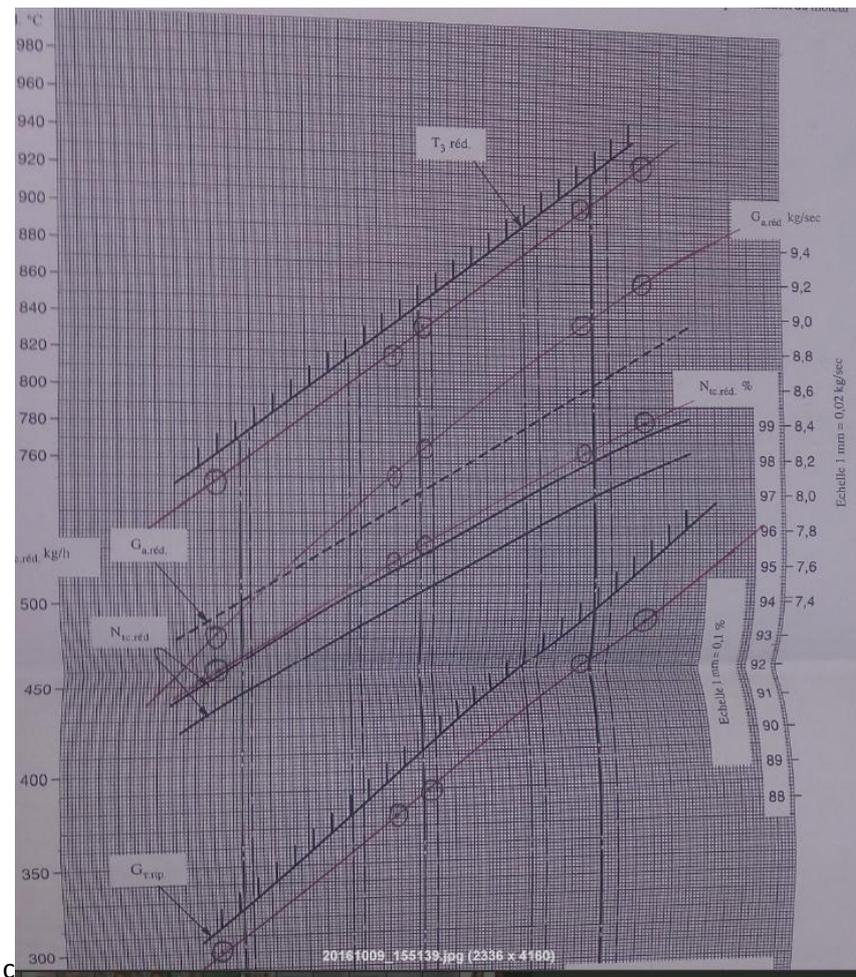


Fig. 07 : présentation des paramètres de fonctionnement normal du compresseur

Résultat :

- le compresseur fonctionne dans les normes les courbes caractéristiques du moteur optimal

2^{ème} expérience : pour le même compresseur de l'expérience 01 mais avec des aubes ancienne ou il y'a érosion de la matière dans le bord d'attaque et le bord de fuite à cause de la turbulence de l'air dans ces deux endroits

Les aubes aniciennes ont la longueur de la corde moins de 2/10à 4/10 mm de la valeur critique

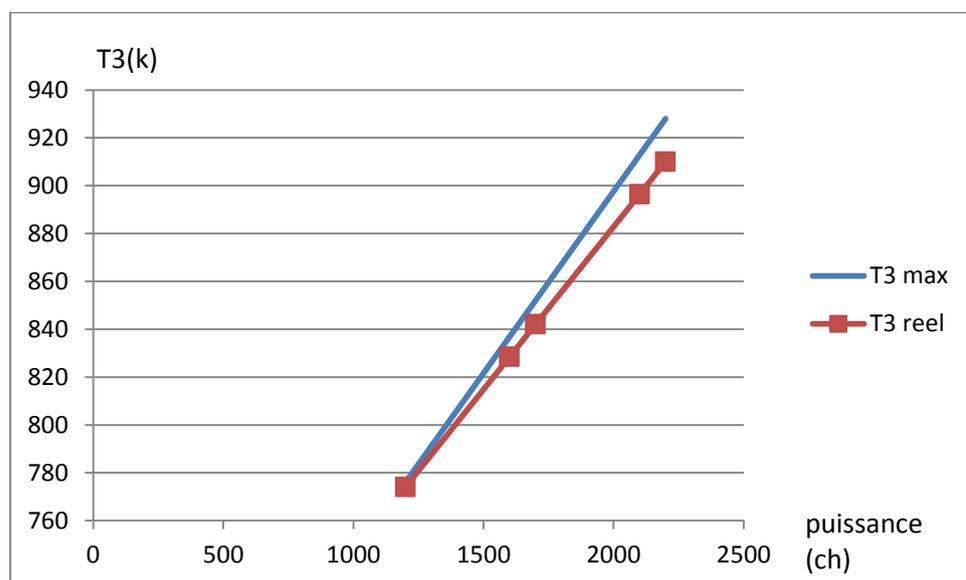


Fig 8 : graphe de la température T3

Résultats

- Performance du moteur faible
- Refroidissement du moteur faible
- Une augmentation importante dans la température de combustion

Les résultats données par le banc d'essais dus à la diminution de la corde de l'aube c'est-à-dire le changement dans le profil de l'aube à influe sur le fonctionnement du compresseur

Une diminution dans la corde influe directement sur le taux de compression du compresseur ce qui implique une diminution importante dans le flux débitant dans le compresseur

Cette diminution dans le débit provoque l'élévation dans la température de combustion à cause d'une perturbation dans le rapport stœchiométrique de combustion air/carburant

3-1-2 Influence des ailettes orientables

Le réglage des ailettes orientable se fait pour régulation anti pompage d'un part d'autre part il influe sur les performances du compresseur

Il existe 3 cas de régulation pour les 4 étages stator orientable plus les aubes d'entrée d'air

	Aubes entré d'air	1^{er} étage	2^{ème} étage	3^{ème} étage	4^{ème} étage
1^{er} cas (α en $^{\circ}$)	0	15.5	19.5	19.5	19.5
2^{ème} cas (α en $^{\circ}$)	0	15	19	19	19
3^{ème} cas (α en $^{\circ}$)	0	14.5	18.5	18.5	18.5

Tableau 03 : les choix possible pour le réglage de l'angle de calage des aubes directrices du compresseur

1^{er} cas : réglage du compresseur par les ailettes orientable (0-15.5-19.5) donne les resultats suivantes :

la variation de l'angle de calage du 1^{er} étage en fonction du régime moteur

Présentation des résultats :

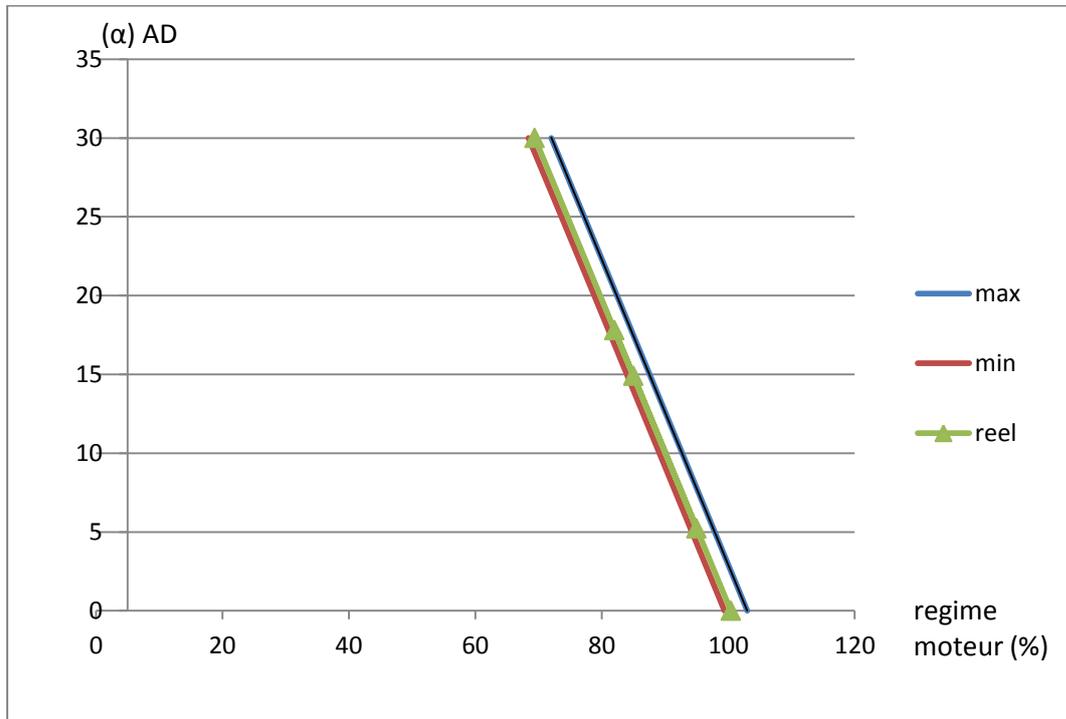


Fig. 9 : Réglage des aubage directrice par le 1^{er} cas

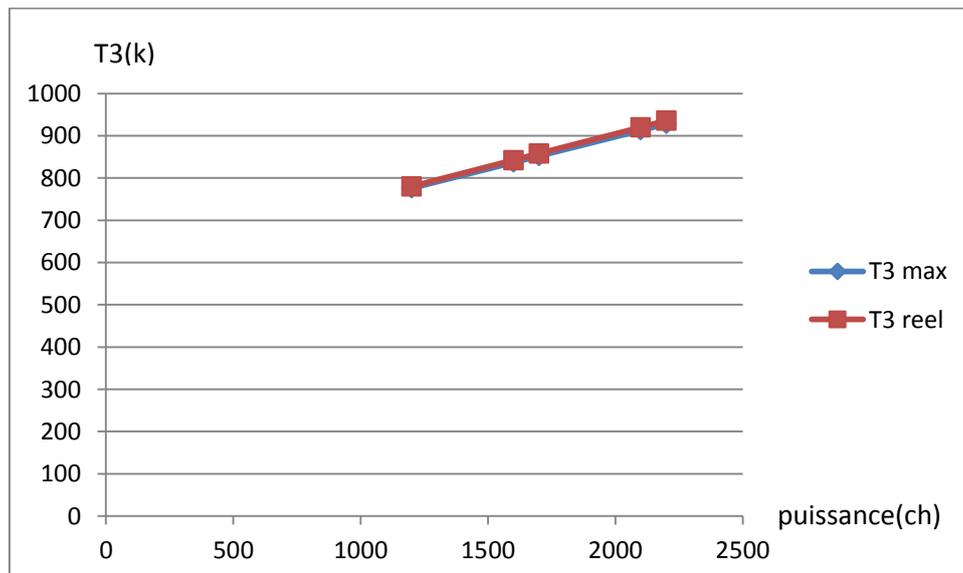


Fig.10 : graphe de la variation de la température T3

Figure 25 et 26 montre que la température est élevée par rapport au seuil donnée par le constructeur pour les angles des AD correspondantes

On a modifié dans le réglage des axes de la puissance pour voir comment se varie les angles de calage

Présentation des résultats

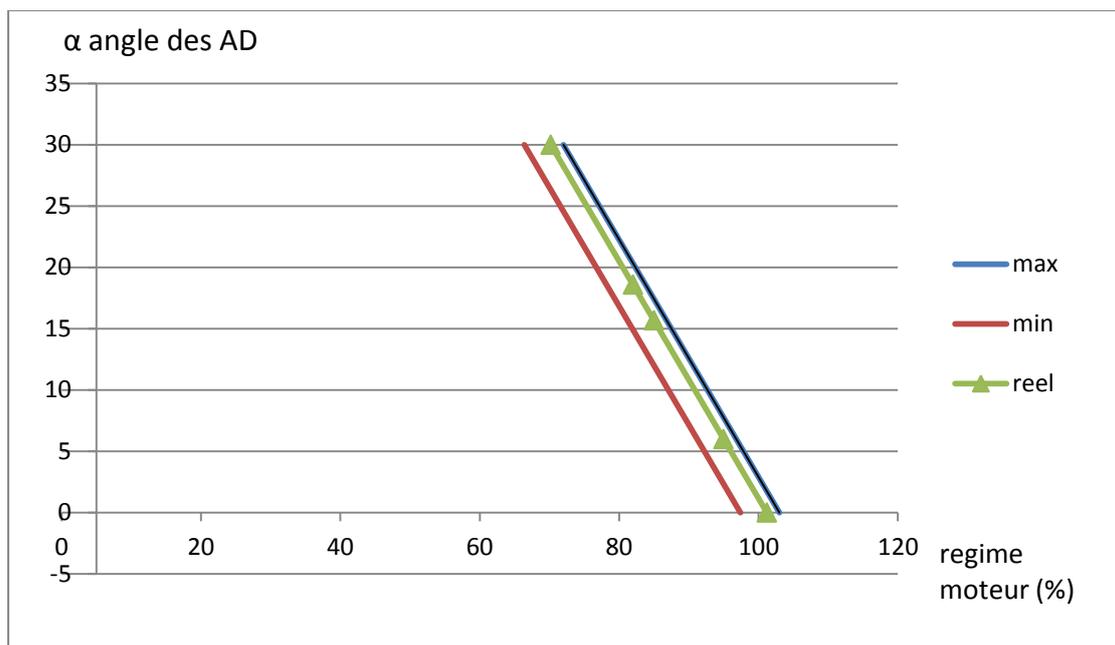


Fig 11 : réglage des AD par le 1^{er} cas et modification des axes de puissance

On voit une augmentation dans la valeur des angles de calage c'est-à-dire une fermeture des AD

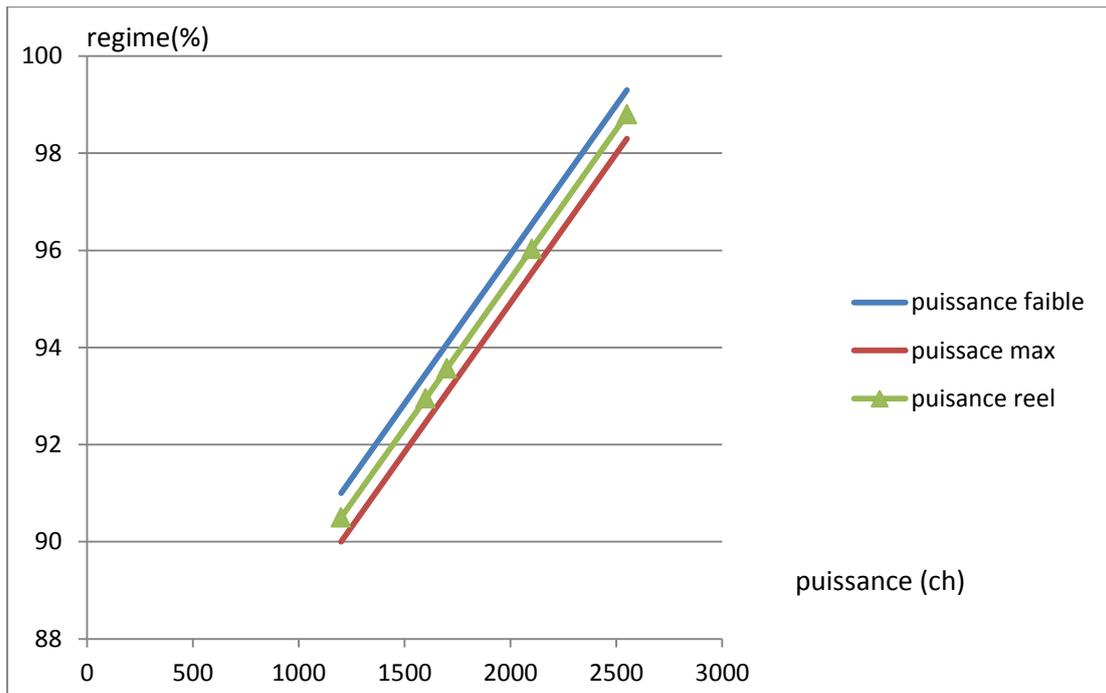


Fig.12 : Graphe de la puissance moteur par réglage des AD dans le 1^{er} cas

Résultat et discussion :

On constate que la fermeture des AD conduit à une chute de puissance c'est-à-dire la diminution du flux débitant dans le compresseur influe sur le fonctionnement du compresseurs et ses performance

Expérience 02 :

3^{ème} cas on fait le réglage des angles de calage des aubes directrices par (0-14.5-18.5) c'est-à-dire on essaye d'ouvrir la section de passage de l'air dans le compresseur alors on a eu les résultats suivantes

Présentation des résultats

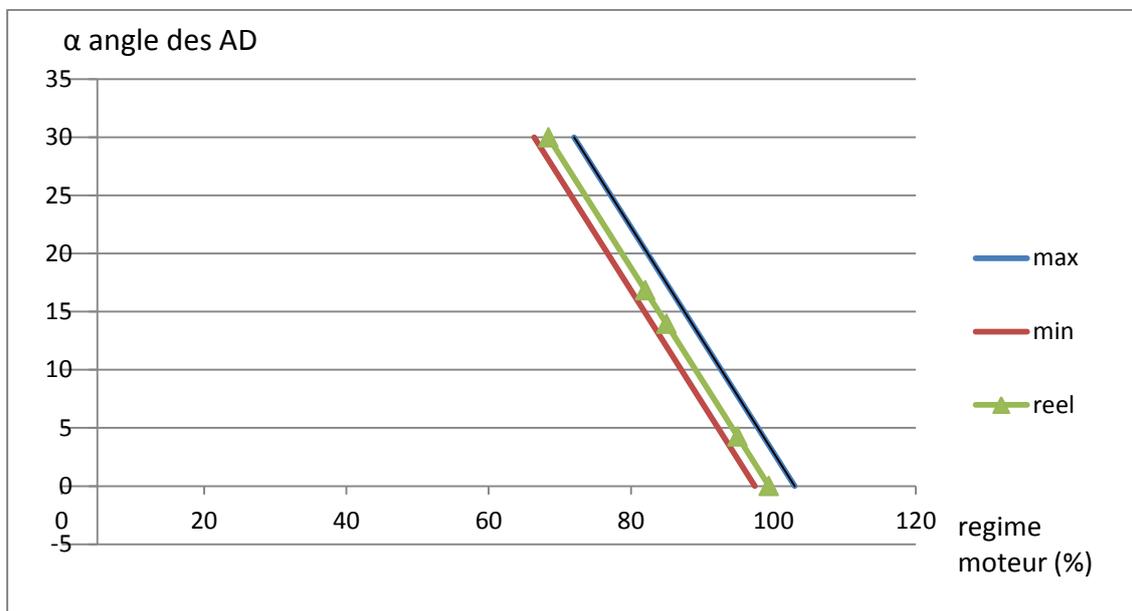


Fig. 13: Réglage des aubages directrices par le 3eme cas

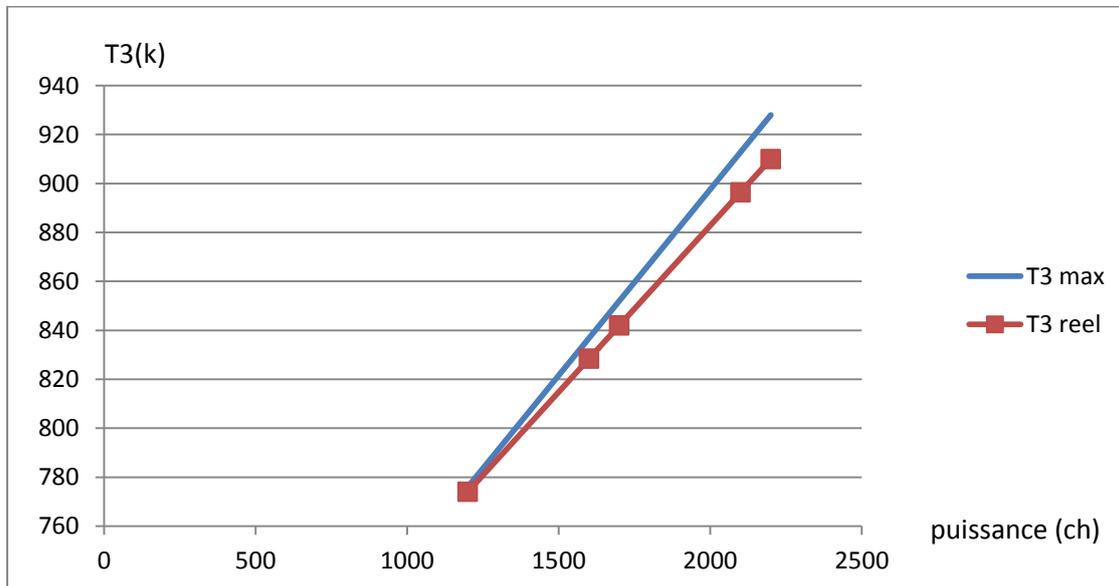


Fig.14 : variation de la température du moteur pour le 3^{ème} cas

La diminution des angles de calage donne une diminution importante dans la température de combustion dus à l'augmentation du quantité d'air supplémentaire qui s'écoule dans le compresseur

On a modifié dans le réglage des axes de la puissance pour voir comment se varie les angles de calage

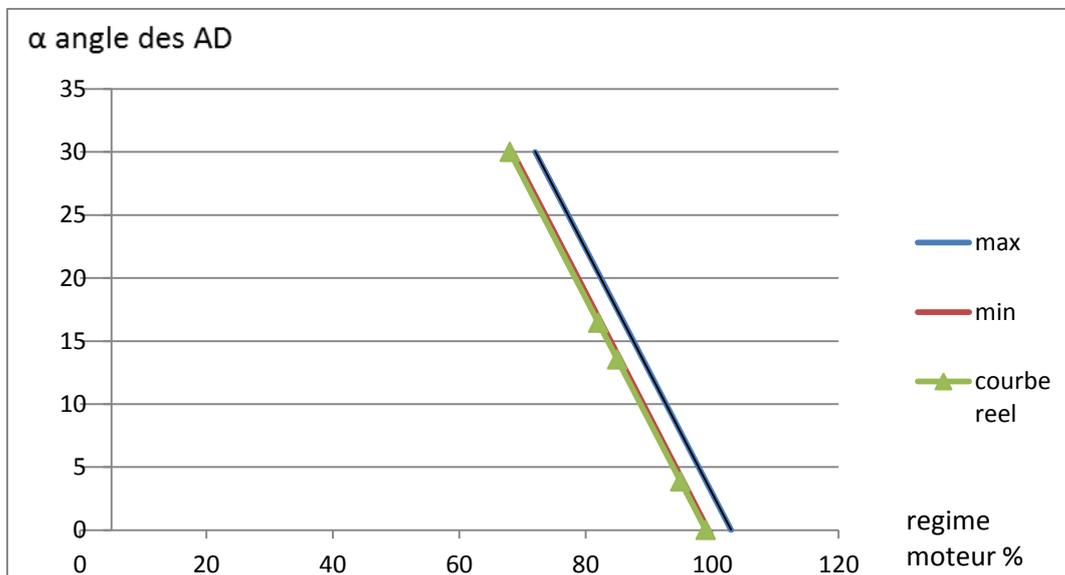


Fig.15 : réglage des AD par le 3eme cas avec modification des axes de puissance

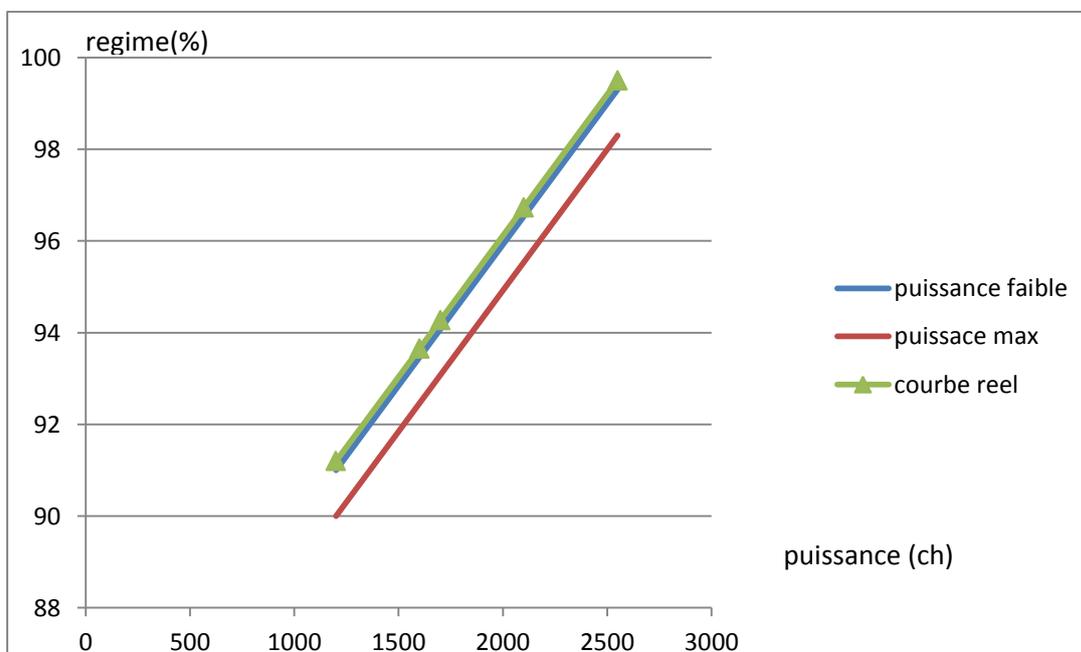


Fig.16: Graphe de la puissance du moteur

Résultats et discussion des 2 expériences :

Une variation proportionnelle de la puissance avec le débit d'air

L'ouverture des angles de calage permet d'augmenter l'écoulement de l'air dans le compresseur ce qui permet une augmentation dans la puissance

Le constructeur permet de varier l'angle des ailettes orientables dans une plage bien définie déterminée expérimentalement

La variation de l'angle de calage des aubes peut influencer directement sur les paramètres du moteur surtout la quantité de débit ce qui apparait sur la variation de la température de combustion

Quand le graphe des AD tend vers le max c'est-à-dire on fait fermer la section de passage on fait diminuer la quantité d'air débitante dans le compresseur ce qui diminue la turbulence dans le compresseur alors la courbe de fonctionnement du moteur s'éloigne de la courbe de pompage

Un système de régulation du fonctionnement du compresseur avec ses performance est fait à l'intermédiaire d'une pompe régulatrice qui reçoit les informations (paramètres du moteur température, régime, pression) à partir d'un régulateur électronique, ce dernier donne un signal électrique à la pompe qui transforme ce signal à une force hydraulique pour manœuvrer les barrettes supérieur et inférieur des aubes directrices

Chapitre 04

Étude CFD de l'écoulement de l'air dans un étage du compresseur (stator-rotor) en utilisant le logiciel fluent et gambit

Introduction

Dans ce chapitre on va étudier l'écoulement de l'air à travers un rotor-stator compresseur en 2-Dimension

L'utilisation du gambit pour générer un maillage

Spécification des conditions de l'écoulement

Choix du type de maillage convenable avec le phénomène étudié

Lire le maillage par le solveur fluent

Définir les conditions aux limites de l'écoulement

Calculer en mode stationnaire incompressible

Sauvegarde du résultat initial obtenu pour l'écoulement supposé stationnaire incompressible et continuation pour avoir écoulement compressible instationnaire

Calcule de l'écoulement par le second ordre explicite instationnaire

Dans le but de bien comprendre le phénomène de l'écoulement de l'air à travers les aubes rotor-stator dans un étage du compresseur, nous avons fait cette étude numérique qui peut donner une explication physique sur le principe de fonctionnement du compresseur car l'étude expérimentale dans le banc d'essais ne peut pas donner ces informations sur l'écoulement à chaque point du profil d'aube

Les résultats obtenus numériquement seront considérées comme complément à l'étude expérimentale pour cela une étude numérique de l'écoulement stationnaire incompressible est supposée pour simuler l'écoulement du fluide dans les huit premiers étages du compresseur dit compresseur basse pression

On suppose que l'écoulement dans la 1^{ère} partie est incompressible car le taux de compression est relativement faible

Une étude compressible instationnaire de l'écoulement de l'air à travers les aubes est supposé pour les étages de 8 à 12 dit compresseur haute pression

Dans une étude expérimentale faite sur le compresseur du moteur TV3-117BM les statistiques preuves sur plusieurs moteur que la variation du taux de compression est faible dans les 8 premiers étages mais dans les étages de 8 à 12 le taux de compression est important ce qui conduit à un double carter d'étanchéité compresseur dans ces derniers étages et un seul carter pour les premiers étages

Les principaux paramètres étudiés sont la variation de pression sur l'intrados et l'extrados du profil aussi les zones de l'énergie cinétique turbulente

La roue compresseur possède plusieurs aubes pour simplification de l'étude on va étudier l'écoulement sur une seule aube rotor et une aube stator, supposant l'écoulement est le même sur toute les aubes de la roue

La Géométrie

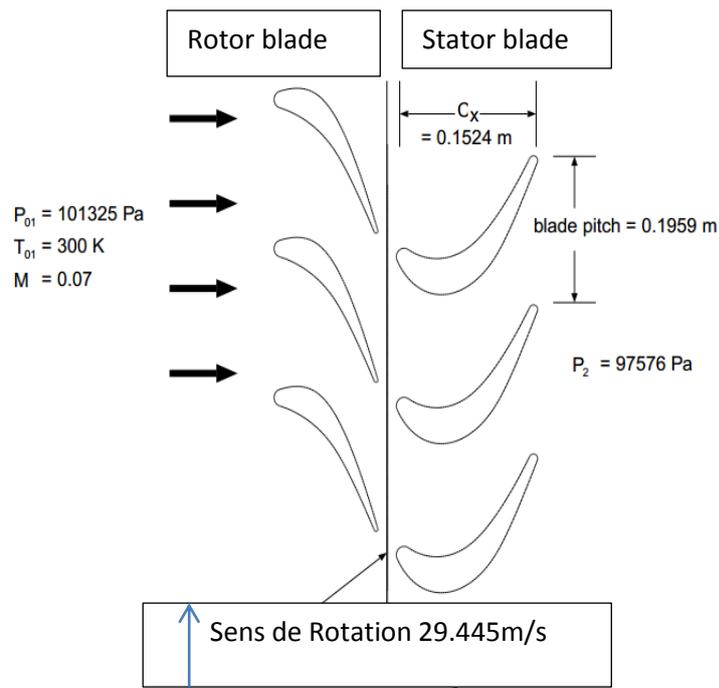


Fig 17 : description du rotor-stator compresseur

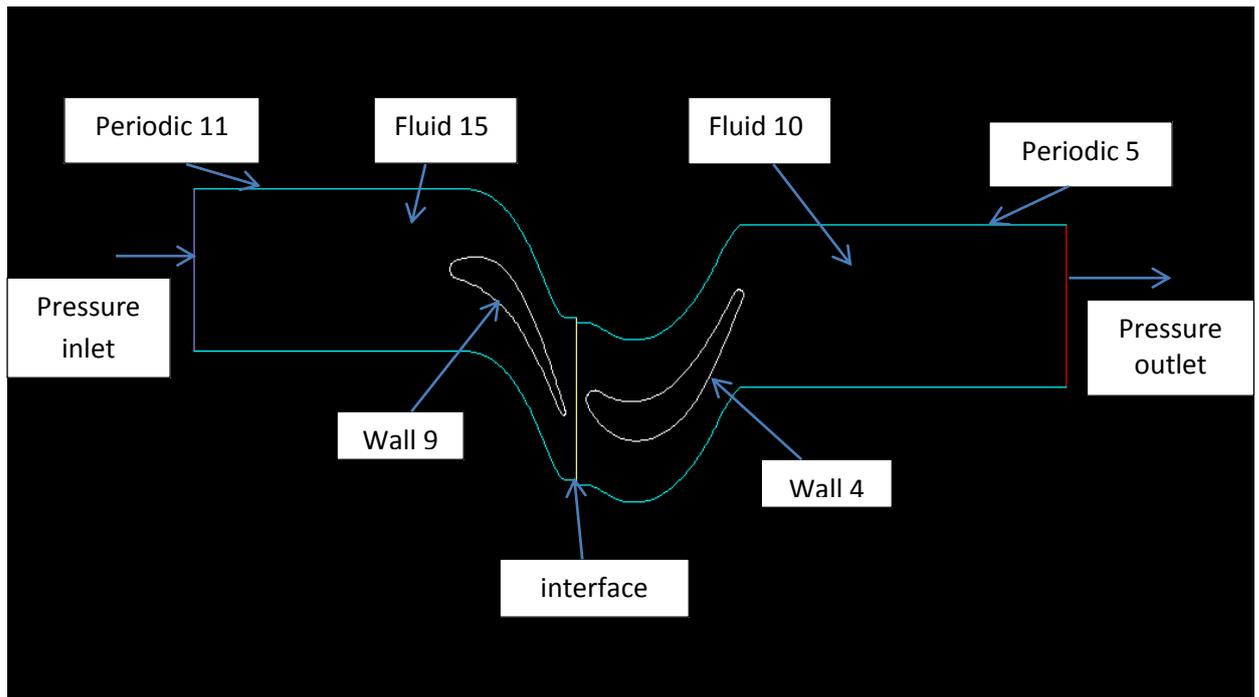


Fig 18 : Annotation du schema rotor-stator

3-1Gambit

C'est un pré processeur intégré pour l'analyse en CFD (computational fluid Dynamics) il est utilisé pour construire une géométrie et générer son maillage

Les options de génération de maillage de gambit offrent une flexibilité de choix . la géométrie peut être décomposée en plusieurs parties pour générer un maillage structuré, sinon gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite. les défauts sont détectés à l'aide de son interface comportant plusieurs fenêtres d'outils de création, génération, vérification du maillage du modèle étudié et l'incorporation des conditions aux limites

Dans ce travail gambit offre la possibilité de définir un profil d'aube créer un volume représentant le domaine d'étude et générer son maillage

Pour avoir une meilleur précision des résultats par le solveur fluent on a besoin d'un maillage suffisamment raffiné de sorte que la solution soit indépendante du maillage .

3-2Maillage

La génération du maillage 2D est une phase très importante dans une analyse CFD vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée pour les applications en turbomachine les techniques de génération de maillage sont différentes

3-3Choix du type de maillage

Il est très facile de choisir de générer un maillage structuré mais il est difficile de le générer dans le cas d'une géométrie complexe et d'avoir une bonne qualité de maillage c'est pour ça qu'on a choisi un maillage non structuré car ses éléments sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition il peut être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité

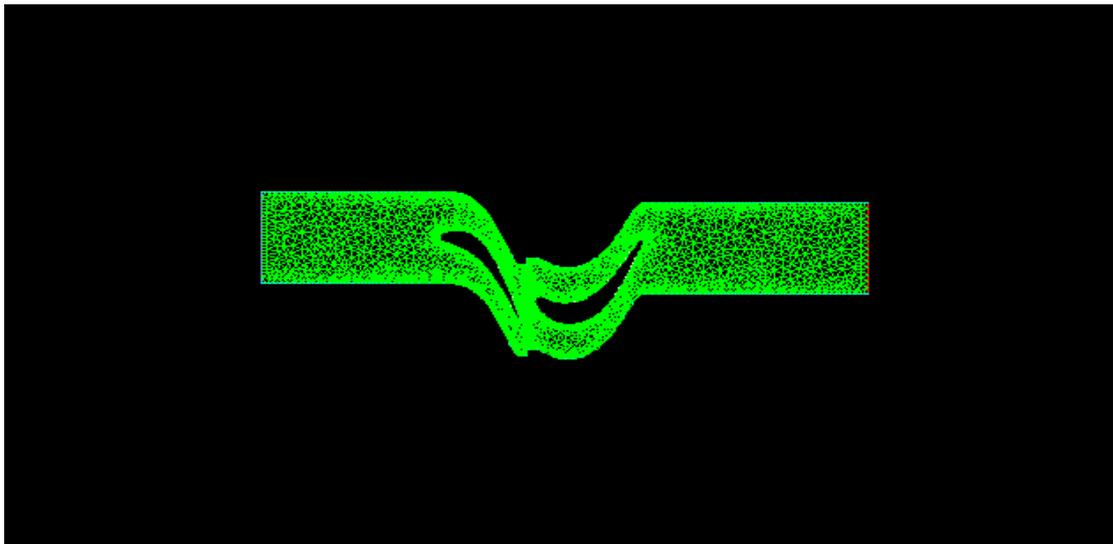


Fig 09 : schéma rotor-stator avec un maillage triangulaire non structuré

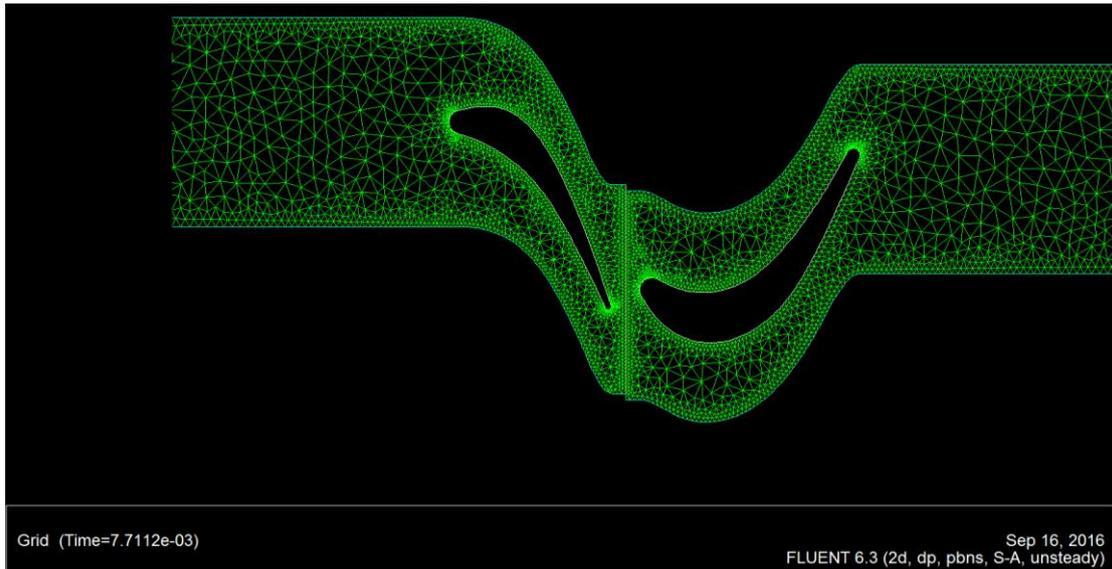


Fig 19 : schéma rotor-stator avec un maillage triangulaire non structuré

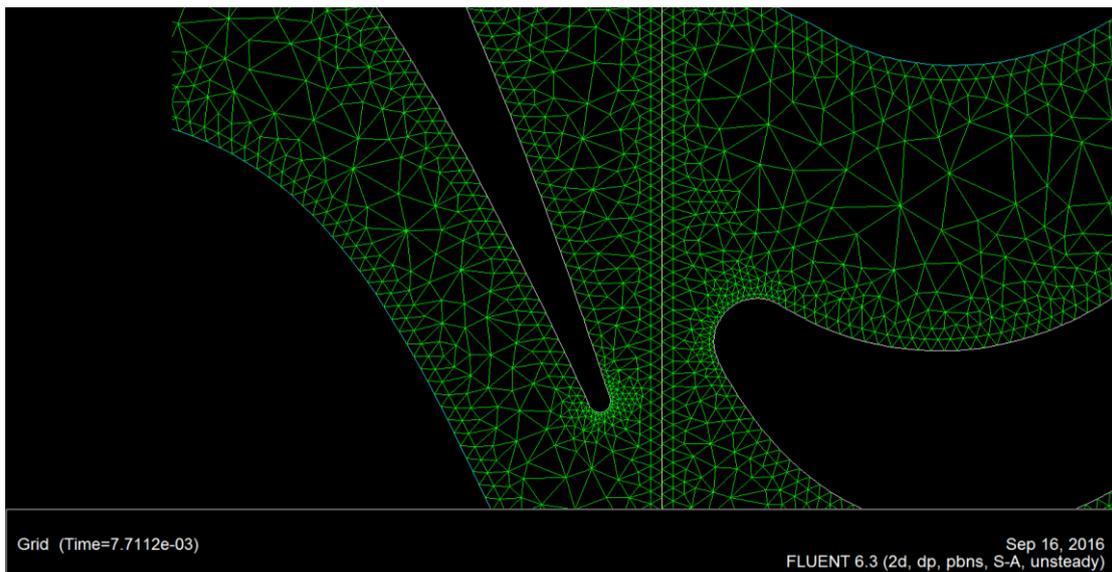


Fig 19 : schéma rotor-stator avec un maillage triangulaire non structuré

3-4 Fluent

Fluent est un programme de simulation numérique des écoulements de fluide compressible, incompressible, stationnaire, instationnaire impliquant divers phénomènes physiques tels que le transfert de chaleur, la turbulence, les réactions

chimiques, les écoulements dans les machines tournantes, moteurs thermiques, et ce pour des géométries industrielles très complexes

Il permet aussi le raffinement du maillage en fonction des conditions aux limites, des dimensions et même des résultats déjà obtenus, cette méthode est particulièrement utile surtout dans les régions à gradients importants comme les couches limites ou zone de mélange

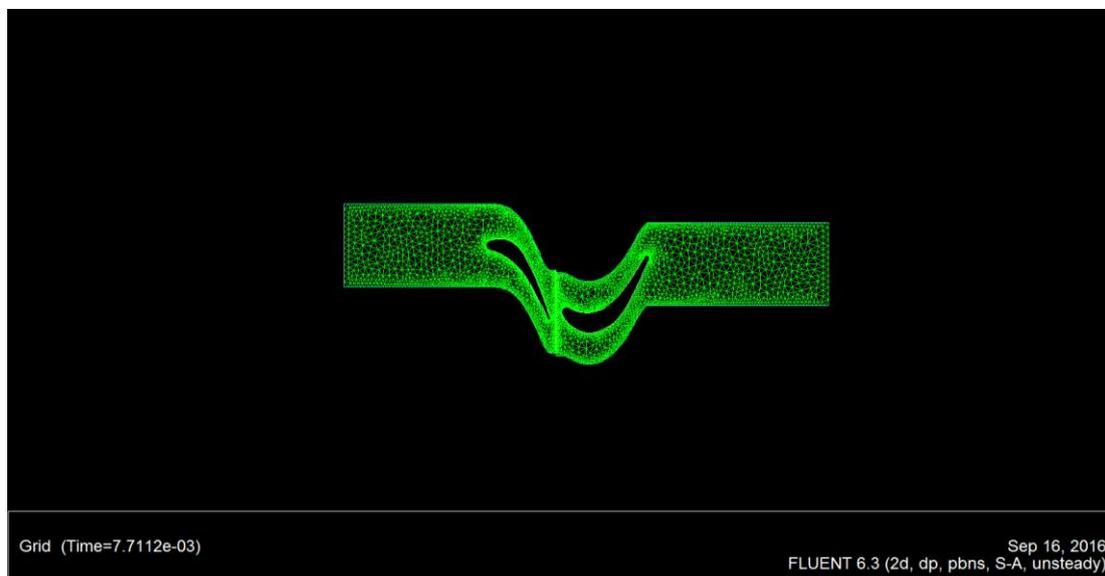
Enfin toutes les fonctions exigées pour calculer une solution et pour manifester les résultats sont accessibles par une interface pilotée par le menu

4-4-1 : 1^{er} cas : écoulement stationnaire incompressible

grid - check : pour la vérification du maillage

grid - scal : vérification de l'échelle « mètre »

Display - grid : pour l'affichage de la géométrie sur fluent



Define - models - solver : la sélection du mode de l'écoulement stationnaire incompressible

Define - models - viscous : le choix du modèle (K - ϵ) pour la résolution du model de turbulence de l'écoulement

4-4-1-1 le model (K – ε)

Ce modèle est basé sur les deux équations de transport celle de l'énergie cinétique turbulente K et celle de la dissipation turbulente ε avec ces deux variables (K, ε) on calcul la viscosité turbulente μ_t pour que le tenseur de Reynolds soit défini

Define - materials : choix de l'air comme gaz idéal comme fluide

define - operation condition : on prend les valeurs de référence des paramètres étudiées comme nul

define - boundary condition : définir les conditions aux limites de la pression d'entrée et la pression de sortie et les zones de l'écoulement

solve – control - solution : résolution du système par la méthode second order upwind

solve – monitors - residual : on fixe le critère de convergence 10^{-5}

solve - monitors – fore : on fixe la portance du profil comme force étudiée par le système

report - reference value : donner la longueur et la superficie de la géométrie et tous les caractéristique dimensionnel du model étudier

solve – initialize : initialisation des résultats et le nombre d'itération suffisant pour atteindre la convergence

Hypothèse : on suppose que l'écoulement est :

- *Ecoulement stationnaire* : l'écoulement ne dépend pas de la variation de temps
- *Ecoulement incompressible* : la variation du terme $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$ dans les équations du Navier et stocks

4-4-1-2Présentation des résultats

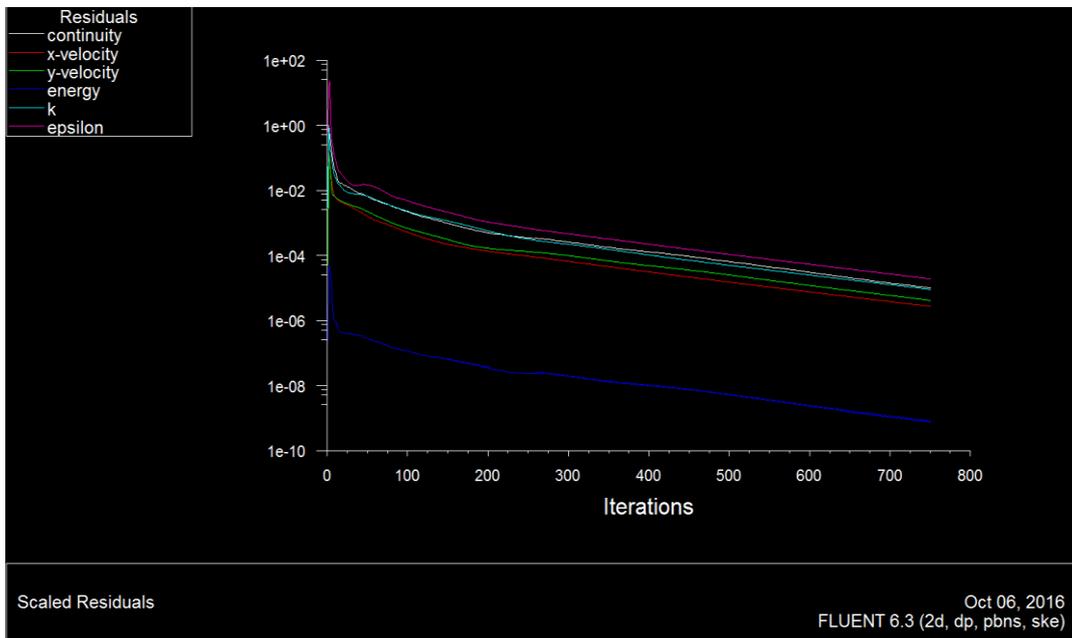


Fig 20 : Convergence des paramètres de l'écoulement

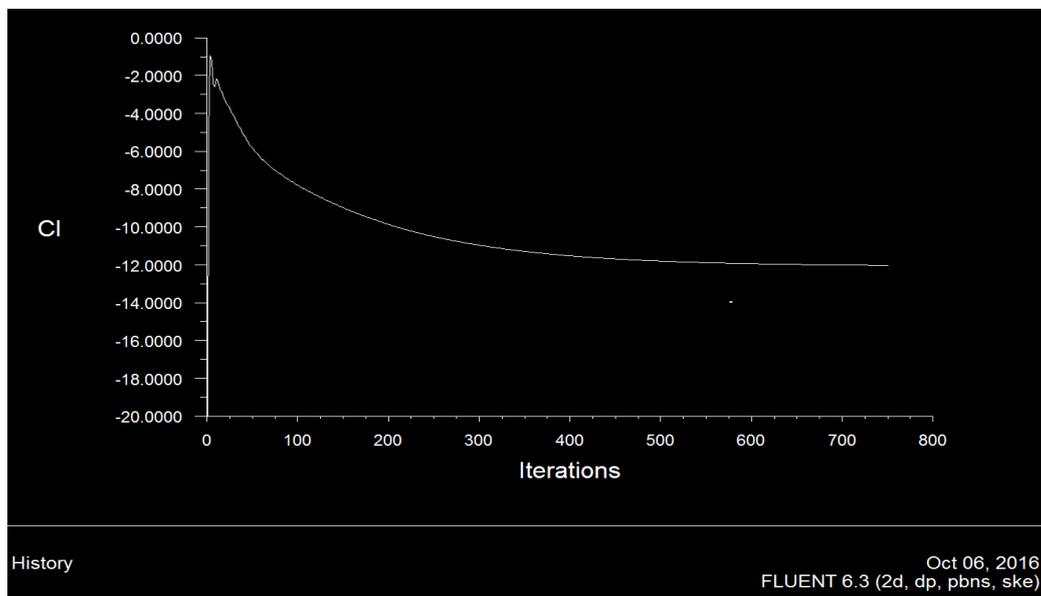


Fig 21 : Variation du coefficient de portance



Fig 22 : Contours de la pression statique

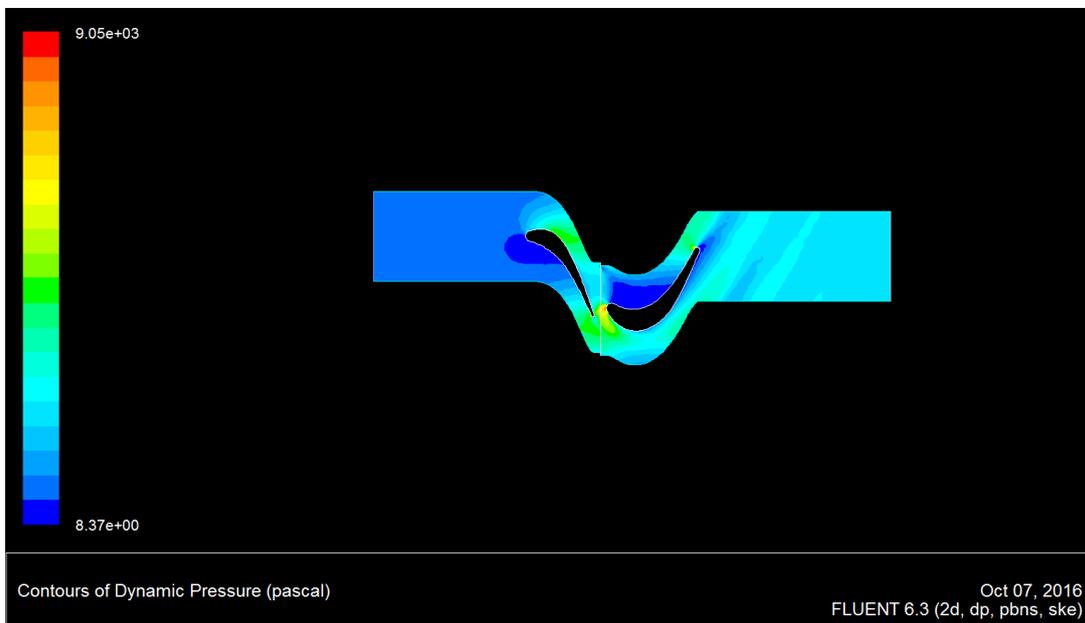


Fig 23 : Contours de la pression dynamique

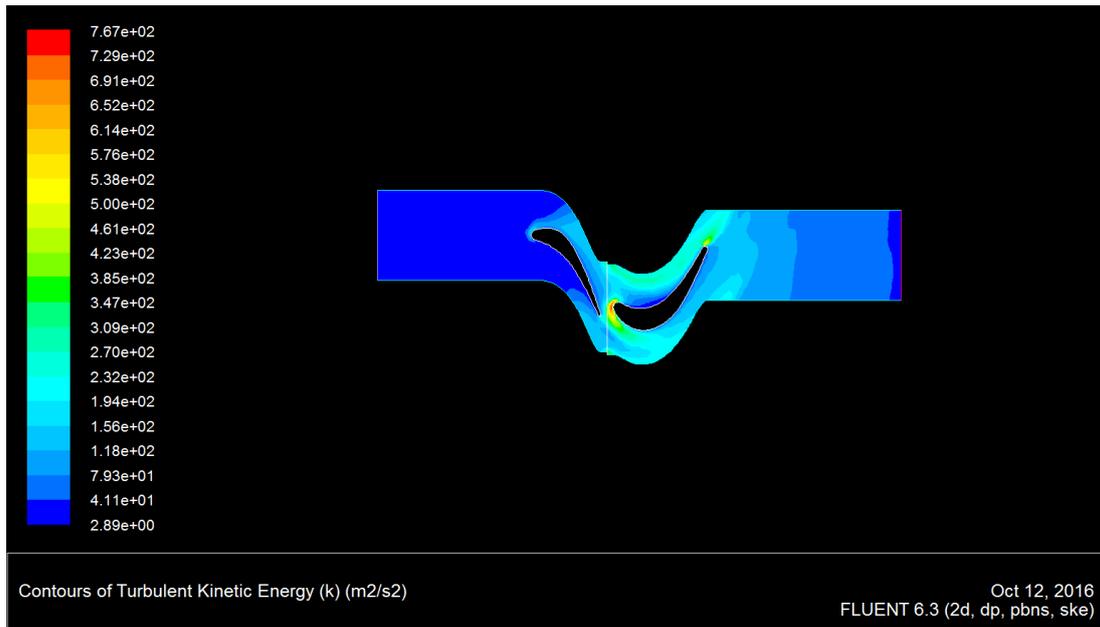


Fig 24 : Contours de l'énergie cinétique turbulence

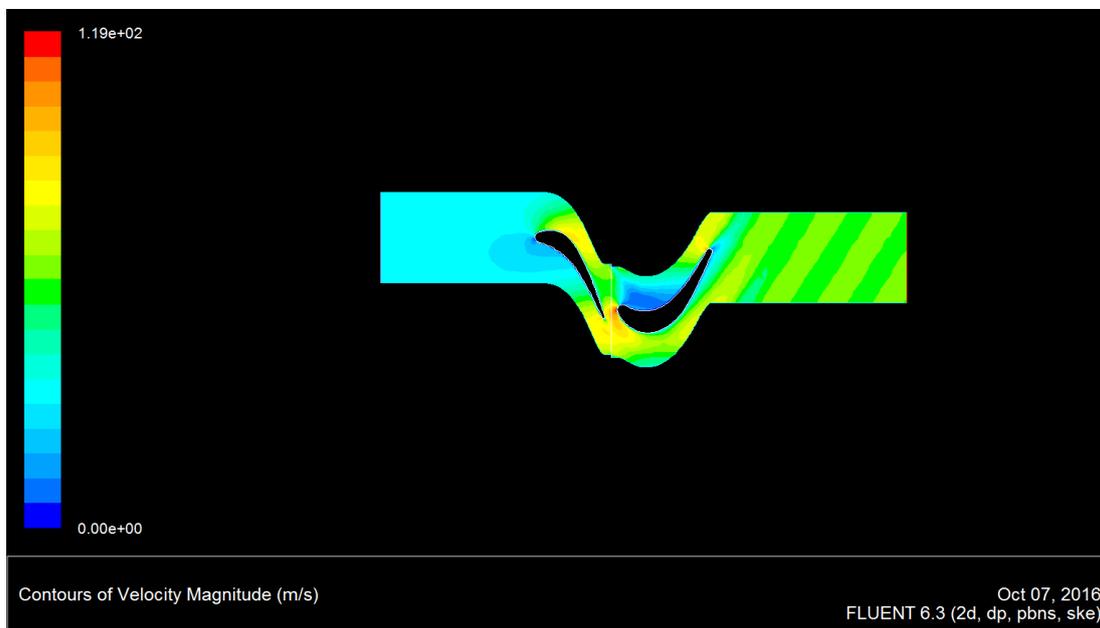


Fig 25 : Contours de vitesse

Interprétation des Résultats :

A partir des graphes on voit que l'écoulement de l'air à travers l'étage compresseur n'est pas partagé également sur la surface du profil on distingue des zones de surpression et d'autre de dépression

Figure 11 : Le gradient du coefficient de portance du profil d'aube varie jusqu'à qu'il s'annule

Figure 12 : à partir des contours de pression on voit que la pression se varie d'une façon continue de l'entrée à la sortie

Une dépression de l'air à l'extrados et une surpression sur l'intrados

Figure 15 : les contours de vitesse montrent que la vitesse augmente dans l'extrados et elle diminue à l'intrados

La vitesse elle s'annule dans le bord d'attaque du rotor dans un point d'arrêt qui l'endroit critique de l'écoulement et elle est maximale à la sortie du rotor et l'entrée du stator la vitesse se diminue dans le stator jusqu'à la valeur d'entrée

Alors la vitesse se varie à l'intérieur de l'étage compresseur mais la vitesse débitante reste constante de l'entrée à la sortie du compresseur

Figure 14 : l'énergie cinétique turbulente est maximale dans le bord d'attaque des aubes stator et le bord de fuite des aubes rotor car la vitesse est importante dans cet endroit et moins faible sur l'extrados du profil

4-4 - 2 Ecoulement instationnaire compressible

Pour avoir des résultats plus proches aux résultats réels on doit changer les conditions initiales de l'écoulement et poser l'air comme gaz parfait compressible dans les étages de 8 à 12 car le taux de compression est important

La nature de l'écoulement est instationnaire car l'écoulement dépend du temps :

Define – model – solver : choix d'un solveur pour l'écoulement 2 dimensionnel instationnaire « unsteady » compressible « coupled ; explicit »

Define - boundary condition : changement des conditions initial et sélection des aubes rotors comme “moving mesh”

Entrer la vitesse de rotation (rpm) des aubes rotor transformer en vitesse de translation (m/s)

Solve – mesh motion : en donne le pas de temps et le nombre de pas de temps

Solve - control – solution : discrétisation des équations second ordre upwind

On donne courant number 1 et multigrid levels 5

Solve - monitors – force : pour sélectionner le coefficient de portance comme force étudiée

Solve – mmonitor – force – axe : pour augmenter la précision sur les axes « X » et « Y »

4-4-2-1 Presentation des resultats

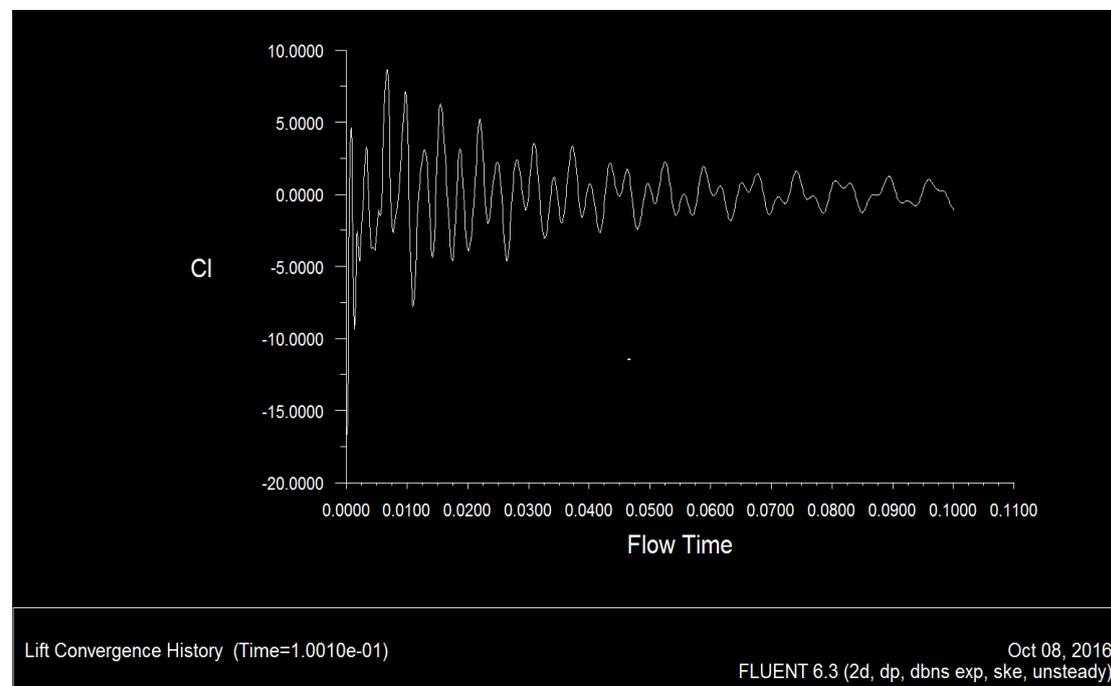


Fig 26 : Variation du coefficient de portance pour écoulement instationnaire compressible

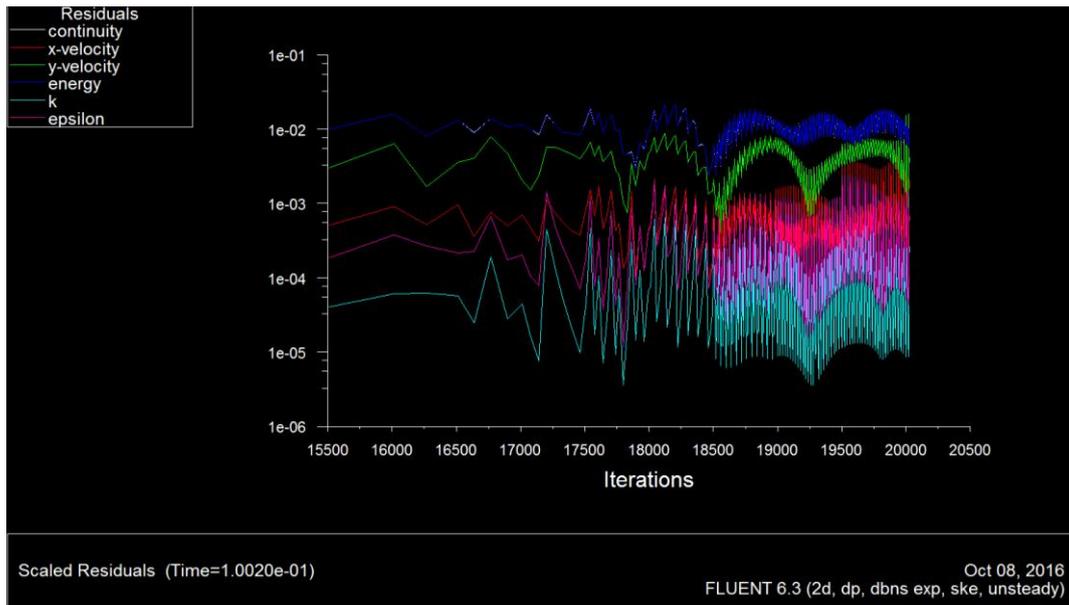


Fig 27 : Variation des paramètres de résolution



Fig 28 : Contours de la pression statique pour écoulement instationnaire compressible

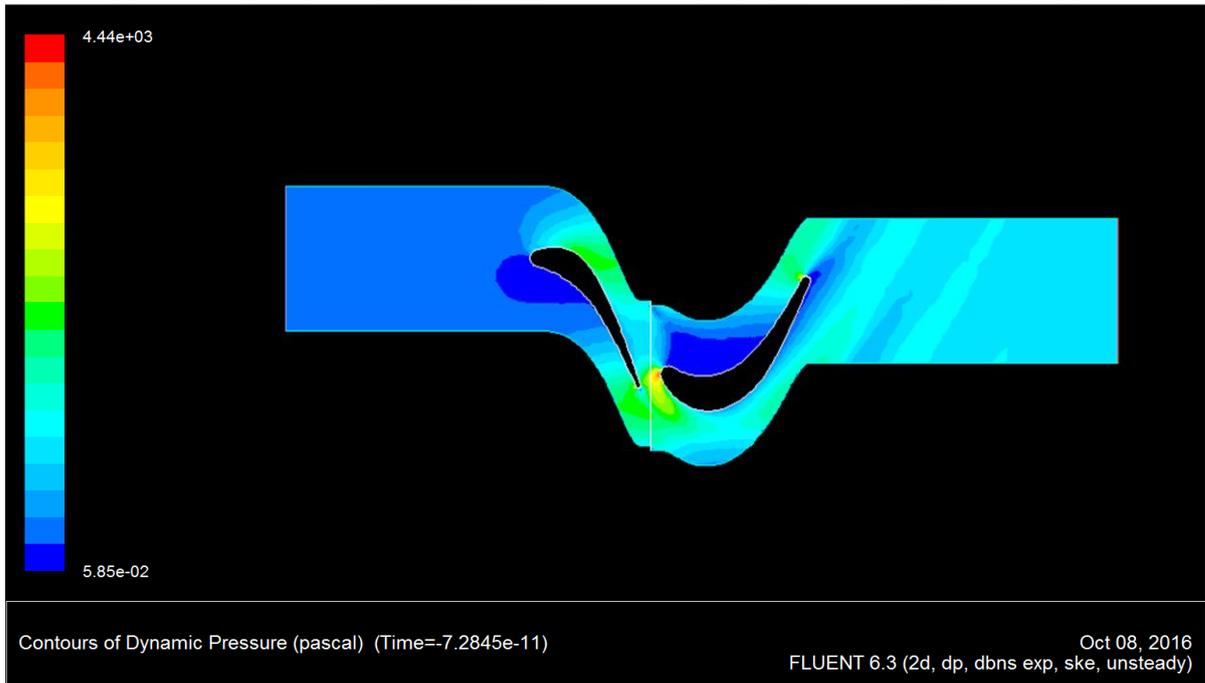


Fig 29 : contours de la pression dynamique pour écoulement instationnaire compressible

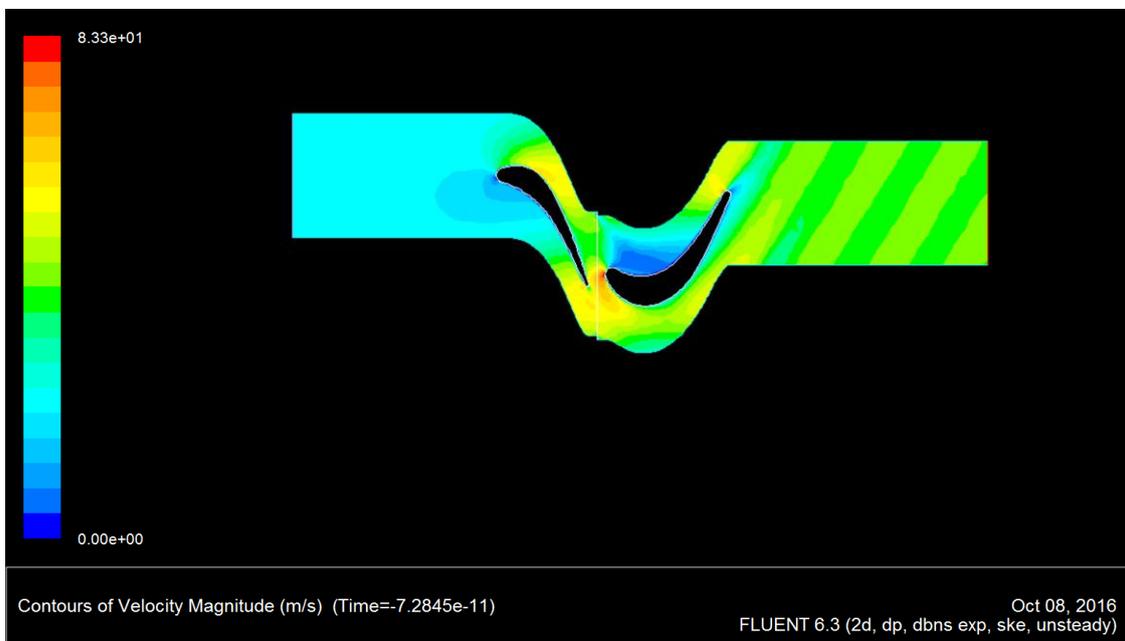


Fig 30 : Variation de la vitesse pour écoulement instationnaire compressible

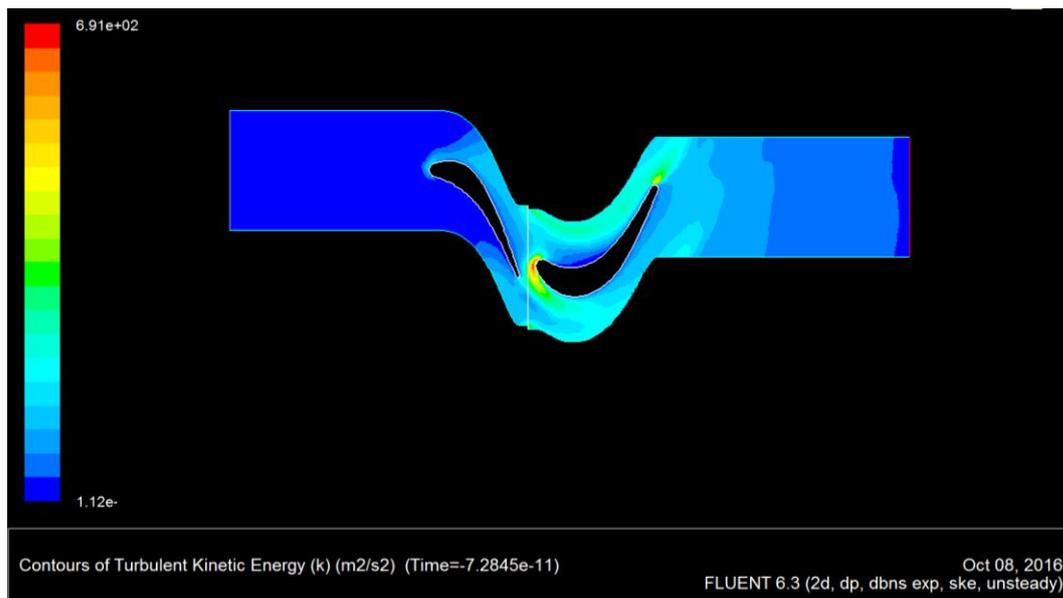


Fig 31: contours de l'énergie cinétique turbulente pour écoulement instationnaire compressible

Interprétation des Résultats :

Figure 16 : Le coefficient de portance se varie sur le temps on peut considérer cette petite variation, négligeable car il varie autour d'une valeur moyenne constant

Figure 18 : Une surpression et dépression dans le bord d'attaque et le bord de fuite ainsi une

Dans les deux cas on constate un écoulement d'air avec un gradient de pression important positive sur l'intrados

Figure 22 : Augmentation de la turbulence dans le bord d'attaque et le bord de fuite ou il y'a une augmentation de la vitesse aussi dans l'extrados

Figure 21 : une augmentation de la vitesse sur l'extrados à la sortie du rotor et l'entrée du stator contrairement sur l'intrados

Une dépression dus à l'augmentation de l'énergie cinétique sur l'extrados

Une valeur maximale de la pression dans le bord d'attaque à cause du gradient de vitesse et moins faible dans le bord de fuite à cause de la perte d'énergie à travers les parois de l'aube

Une turbulence dans l'extrados due aux variations positives du gradient de vitesse

La turbulence au bord d'attaque et le bord de fuite, l'intrados, l'extrados permet l'érosion de la matière ce qui conduit à une diminution dans la corde du profil, l'épaisseur maximale et la flèche qui sont des paramètres très importants pour caractériser le type de profil à utiliser

La dépression dans l'extrados et une surpression dans l'intrados permet de générer une portance du profil

$$F = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \cdot S \cdot c_z$$

Le coefficient c_z est lié aux caractéristiques du profil d'aube, il doit être bien étudié car une étude de résistance des matériaux se fait pour confirmer que le corps d'aube supporte les forces de portance à l'emplanture car ce dernier influe sur l'oscillation des aubes et une augmentation de la fréquence d'oscillation cause une vibration compresseur alors une vibration moteur

Entre une étude instationnaire compressible et l'autre stationnaire incompressible on a le même écoulement à travers le profil d'aube, la différence qui existe et donc les valeurs exactes des paramètres

Une certitude des paramètres de l'écoulement donnée par le solveur permet une meilleure étude de conception et de construction et un choix meilleur des matériaux résistants aux forces appliquées sur le corps de l'aube

Cette étude numérique nous a permis de définir les points critiques de l'écoulement et de décrire les phénomènes physiques à l'intérieur du compresseur

Conclusion

Le but de l'étude d'un compresseur est de savoir comment l'écoulement d'air réagit à l'intérieur du corps et autour des aubes et donner une explication physique au phénomène pour pouvoir modifier et améliorer dans les performances

L'augmentation des performances de compresseur c'est une augmentation dans les performances du moteur

Parmi ces performances on a le taux de compression et le rendement de compression

$$P_2 = P_1 \cdot \tau \cdot \eta_c$$

Le taux de compression est influé par la forme géométrique du profil d'aubes

Les caractéristique de ce dernier tel que la corde et l'épaisseur maximal influe proportionnellement sur la variation de pression et le taux de compression

Assi toute perturbation ou obstacle dans le sens de l'écoulement comme l'existence des gradins dans le carter compresseur provoque un tourbillonnement et chute de pression

Le rendement de compression est influé par la conception du moteur car l'étude et les résultats théorique ne sont pas à réaliser parfaitement ce terme est lié aux pertes de charge par les parois la fuite d'air à travers le trou des boulons, le jeu calculer entre l'extrémité de l'aube et le carter

Le réglage du compresseur par ailette orientable une des solutions les plus efficaces anti- pompage, le système control la quantité du débit d'air qui entre dans le compresseur cette régulation permet un changement dans les paramètres du compresseur comme la puissance

Pour l'amélioration des performances compresseur il faut une très bonne étude théorique et le savoir d'exploiter de cet étude dans le pratique et sur la conception et la construction

Dans le but de l'amélioration des performances moteur et compresseur une révision est maintenu chaque 1500 heure de vol le but et de réétudier la conception et la construction du moteur

Les résultats trouver explique l'exigence du constructeur à remplacer les aubes qui ont une diminution dans la corde ou dans l'épaisseur

Il exige aussi le changement de toutes les aubes du compresseur dans le cas d'une élévation de la température de combustion

Une régulation des ailettes orientables pour éviter le pompage est efficace mais elle doit être dans les limites max et min car elle influe sur d'autres paramètres du compresseur

Annexes

Annexe 01 : tableau des valeurs de la température T3

Puissance (ch)	1200	1600	1700	2100	2200
Température (k)	774	828.4	842	896.4	910

Annexe 02 : tableau pour Réglage des aubage directrice par le 1^{er} cas

Régime moteur (%)	69.4	82	85	95	100.4
Angle des AD	30	5.22	14.9	17.8	0

Annexe 03 : graphe de la variation de la température T3

Puissance (ch)	1200	1600	1700	2100	2200
Température (k)	780	842.4	858	920	936

Annexe 04: réglage des AD par le 1^{er} cas et modification des axes de puissance

Régime moteur (%)	70.2	82	85	95	101.2
Angle des AD	30	18.57	15.67	5.99	0

Annexe 05 : Graphe de la puissance moteur par réglage des AD dans le 1^{er} cas

Régime moteur (%)	90.5	92.95	93.57	96.03	98.8
Puissance (ch)	1200	1600	1700	2100	2550

Annexe 06: Réglage des aubages directrices par le 3ème

Régime moteur (%)	68.4	82	85	95	99.4
Angle des AD	30	16.84	13.93	4.62	0

Annexe 07: variation de la température du moteur pour le 3^{ème} cas

Puissance (ch)	1200	1600	1700	2100	2200
Température (k)	774	828.4	842	896.4	910

Annexe08 : réglage des AD par le 3eme cas avec modification des axes de Puissance

Régime moteur (%)	68	82	85	95	99
Angle des AD	30	16.45	13.54	3.87	0

Annexe 09: Graphe de la puissance du moteur

Régime moteur (%)	91.2	93.65	94.27	96.73	99.5
Angle des AD	1200	1600	1700	2100	2550

Bibliographie

- [1] Licence de révision des moteurs TV3-117

- [2] jean marie mérigoux : ventilateur et compresseur ,Livre technique de l'ingénieur

- [3] michel lasserre : un demi-siècle D'aéronautique en France « les moteurs », livre ,année 2005

- [4] M.Reggio et J-Y.Trépanier : Livre théorie des turbomachines

- [5] Huu doc vu : Défis de conception des compresseurs pour propulsion aéronautique, thèse de magister ,année 2008, école polytechnique de Montréal

- [6] étude théorique et pratique du phénomène de pompage dans les compresseurs industrielle

- [7] Extrait de "Systèmes Energétiques, tome 1", Presses de l'Ecole des Mines de Paris

- [8] notions sur les turbomachines 16 avril 2004

- [9] Wikipédia

- [10] Extrait de "Systèmes Energétiques, tome 2", Presses de l'Ecole des Mines de Paris

- [11] tutoriel solidworks

- [12] tutoriel fluent
- [13] Ahmed el Amine BouallamAllah et Naim Bouazza étude du désigne d'un turbocompresseur centrifuge en CFD reverse engineering mémoire de master année 2007
- [14] Laazab Sebaa simulation numérique de l'écoulement compressible dans l'étage du compresseur centrifuge mémoire de magister année 2014
- [15] livre moteur dans l'aéronautique (www.ifptraining.com)
- [16] Gérard Hartmann livre les moteurs et compresseurs Farman
- [17] Hocine Mzad étude théorique et pratique du phénomène de pompage dans les compresseurs industriels thèse année 2007 de l'université d'Oran
- [18] nasa technical note « performance in air of 4-INCH-(10.16.CM-)mean diameter singles-stage axial-flow turbine for Reynolds numbers from 4900 to 188000 National aeronautics and space administration Washington February 1968
- [19] G.T.S Fahmi book The performance of axial-flow compressors of differing blade aspect ratio year 1971 “university of Liverpool”
- [20] Perry. L miller and James H.Oliver NASA technical Memorandum 107262 an interactive geometric design tool for turbomachinery blades year 1996
- [21] William A.benser analysis of part-speed operation for high-pressure-ratio multistage axial-flow compressors year 1953
- [22] Corneliu Berbent ;Irina Carmen Andrei ;nicoleta Mihaela Ene ;Florin Frunzulica and Andry Korody special topics on map meshing in turbomachinery December 2005 “university of Bucharest”

[23] D.Fedala simulation numérique des écoulements internes dans les turbomachines cour du laboratoire d'énergétique et de mécanique des fluides interne année 2007