



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
People's Democratic Republic of Algeria
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministry of Higher Education and Scientific Research
جامعة عبد الحميد باديس - مستغانم
Abdelhamid Ibn Badis University of Mostaganem
كلية العلوم والتكنولوجيا
Faculty of Sciences and Technology
قسم الهندسة الميكانيكية
Department of Mechanical Engineering



N° d'ordre : M...../GM/2020

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique *Thème*

**ETUDE DES SIMILITUDES DE FONCTIONNEMENT D'UN
COMPRESSEUR AXIAL**

Présenté par :

- Mlle BOUHARIS Khedidja

- Mlle ZOUGAG Hassifa

Soutenu le 30/06/2020 devant le jury composé de :

Président	Dr Abdelaziz KHALDI	Université de Mostaganem UMAB
Examineur	Dr Abdelmadjid FLITTI	Université de Mostaganem UMAB
Encadreur	Dr Abdelkader GUERMAT	Université de Mostaganem UMAB

Année Universitaire : 2019 / 2020

Remerciements

En premier lieu nous tenons à remercier Dieu notre créateur, pour nous avoir donné la force d'accomplir ce travail.

Nous tenons à remercier notre encadreur Dr GUERMAT pour son aide et ses conseils qui ont joué un rôle très important dans la réalisation de ce mémoire avec ses précieux Conseils et sa contribution.

Nos profonds remerciements et notre gratitude vont aussi aux membres du jury, pour avoir examiner notre travail.

Nous tenons aussi à remercier tous les enseignants du département Génie Mécanique pour leurs encadrements tout le long de notre formation.

Nous tenons aussi à exprimer notre gratitude infinie à nos parents, nos frères et nos sœurs pour leurs soutiens et leurs encouragements Durant toute au long de notre carrière d'étude.

Merci à tous

Dédicace

Merci Allah de m'avoir donné la capacité d'écrire et de réfléchir, la force d'y croire, le courage, et la patience d'aller jusqu'au bout de la réussite.

*Je dédie ce modeste travail à celle qui m'a donnée la vie et la tendresse qui s'est sacrifiée pour mon bonheur et ma réussite à ma mère «**CHERIFA**», à mon père «**LAID**»,*

*A mon mari «**H.ZAFAR**» qui m'a encouragé tout le long, et dont l'encouragement a fait en sorte que je donne tout ce qu'il faut pour terminer ce que j'ai commencé, et ma fille «**TASNIM RAHMA**»*

*A mon frère «**HICHAM**» qui a été mon ombre durant toutes les années de mes études,*

*A mon frère «**ALI**»,*

*A ma sœur «**SAFIA**»,*

*A ma binôme «**HASSIFA**»,*

Et à tous mes professeurs,

Aussi à toutes les personnes qui m'ont aidée de près ou loin à la réalisation de ce travail

A tous mes amies,

Je leurs dédie ce travail.

KHADIDJA

Dédicace

Merci Allah de m'avoir donné la capacité d'écrire et de réfléchir, la force d'y croire, le courage, et la patience d'aller jusqu'au bout de la réussite.

Je dédie ce modeste travail à celle qui m'a donnée la vie et la tendresse qui s'est sacrifiée pour mon bonheur et ma réussite à ma mère «FATIMA», à mon père «NESREDDINNE»,

A mon mari «K.BRAHIM» qui m'a encouragé tout le long, et dont l'encouragement a fait en sorte que je donne tout ce qu'il faut pour terminer ce que j'ai commencé,

A mon frère «HOUSSINE»,

A mes sœur «AYA, DJOUHIANA»,

A ma binôme «KHADIDJA»,

Et à tous mes professeurs,

Aussi à toutes les personnes qui m'ont aidée de près ou loin à la réalisation de ce travail

A tous mes amies,

Je leurs dédie ce travail.

HASSIFA

Résumé

Dans ce mémoire, nous présentons une étude thermique d'un compresseur axial. Tout d'abord, une étude bibliographique sur ce sujet est effectuée, où nous indiquons les différents types de compresseurs et ses principes de fonctionnements en général. Après nous avons déterminé les avantages et les inconvénients de chaque type.

Ensuite, nous introduisons la théorie générale de la similitude des opérations de turbomachines à fluide compressible, avec un accent particulier sur les compresseurs axiaux. Dans ce cas, on a fait une analyse mécanique et thermodynamique des turbomachines à fluide compressible.

Une étude des similitudes d'un compresseur axial a été effectuée en fonction de certains paramètres comme : la température, le débit, les pressions (entrée et sortie), vitesse de rotation, la masse volumique. Un programme sous forme de « Tableur de calcul » a été élaboré avec le logiciel EXCEL pour calculer automatiquement les différents paramètres en introduisant les formules dans le logiciel via ces tableurs et aussi pour tracer les courbes de similitude. Ce dernier est un logiciel gratuit, facile à utiliser et qui permet d'étudier ce type de problème.

On a présenté plusieurs cas d'étude de similitude de fonctionnement de ce compresseur où on a fait les constats suivants :

Lorsque les coefficients de similitude habituels $\delta R1$ et μR ne varient pas, on peut introduire d'autres paramètres adimensionnels tels que P_s/P_e et $\delta R2$ qui permettent de tracer des courbes de similitude (P_s/P_e en fonction de $\delta R2$).

Faire varier μR et δR a permis de trouver que la courbe a la même allure que les courbes caractéristiques habituellement tracées pour les compresseurs.

Comme résultat général, on constate qu'on peut ne pas s'appuyer seulement sur les coefficients $\delta R1$ et μR mais d'autres coefficients de similitude peuvent être utiles lorsque les coefficients habituels ne le permettent pas. Les coefficients $\delta R2$ et le taux de compression en sont la preuve.

Mots clés :

Compresseur axial, Modélisation, Similitude, Courbes caractéristiques.

ملخص:

في هذه المذكرة قمنا بدراسة حول الضاغط المحوري، أولاً تم إجراء دراسة ببليوغرافية حول هذا الموضوع ، حيث قمنا بدراسة أنواع مختلفة من الضواغط ومبادئ تشغيلها بشكل عام، بعد ذلك حددنا إيجابيات وسلبيات كل نوع. ثم تطرقنا لشرح النظرية العامة للتشابه في عمليات التربينات للسوائل القابلة للضغط ، مع التركيز بشكل خاص على الضواغط المحورية. في هذه الحالة، تم إجراء تحليل ميكانيكي وديناميكي حراري لآلة التربينات للسوائل المضغوطة. تم إجراء دراسة لأوجه التشابه بين الضاغط المحوري وفقاً لمعايير معينة مثل: درجة الحرارة، معدل التدفق، الضغط (المدخل والمخرج)، وسرعة الدوران، والكثافة. تم تطوير برنامج على شكل "جدول بيانات الحساب" باستخدام برنامج "إيكسل" لحساب المعلمات المختلفة تلقائياً عن طريق إدخال الصيغ في البرنامج عبر "جداول البيانات هذه ، وأيضاً لرسم منحنيات التشابه. هذا البرنامج مجاني وسهل الاستخدام ويسمح بدراسة هذا النوع من المشاكل. لقد قدمنا عدة حالات لدراسة تشابه تشغيل هذا الضاغط حيث قمنا بالملاحظات التالية :

عندما لا تختلف معاملات التشابه المعتادة μR و $\delta R1$ ، يمكننا تقديم معاملات أبعاد أخرى مثل $\delta R2$ و Ps / Pe ، مما يجعل من الممكن رسم منحنيات التشابه ($\delta R2$ كدالة لـ Ps / Pe).

أتاح تباين δR و μR العثور على أن المنحنى له نفس شكل المنحنيات المميزة التي يتم رسمها عادةً للضواغط. كنتيجة عامة، يمكننا أن نرى أنه لا يمكن الاعتماد فقط على المعاملين $\delta R1$ و μR ، ولكن معاملات التشابه الأخرى يمكن أن تكون مفيدة عندما لا تسمح المعاملات المعتادة بذلك. المعاملات $\delta R2$ ونسبة الضغط هي الدليل.

الكلمات الدالة:

ضاغط محوري ، نمذجة ، تشابه ، منحنيات مميزة.

Abstract :

In this project thesis, we present a thermal study of an axial compressor. First of all, a bibliographical study on this subject is carried out, where we indicate the different types of compressors and their general operating principles. After we determined the advantages and disadvantages of each type.

Next, we introduce the general theory of the similarity of operations of compressible fluid turbo machines, with particular emphasis on axial compressors. In this case, a mechanical and thermodynamic analysis of compressible fluid turbo machines was made.

A study of the similarities of an axial compressor was carried out according to certain parameters such as: temperature, flow rate, pressures (inlet and outlet), rotational speed, density. A program in the form of a "Calculation spreadsheet" was developed with the EXCEL software to automatically calculate the various parameters by entering the formulas into the software via these spreadsheets and also to plot the similarity curves. This is free software that is easy to use and allows you to study this type of problem.

We presented several cases of study of the similarity of operation of this compressor where we made the following observations:

When the usual similarity coefficients $\delta R1$ and μR do not vary, we can introduce other dimensionless parameters such as P_s / P_e and $\delta R2$ which make it possible to draw similarity curves (P_s / P_e as a function of $\delta R2$).

Varying μR and δR made it possible to find that the curve has the same shape as the characteristic curves usually drawn for compressors.

As a general result, we can see that one can't rely only on the coefficients $\delta R1$ and μR but other similarity coefficients can be useful when the usual coefficients do not allow it. The coefficients $\delta R2$ and the compression ratio are the proof.

Key words:

Axial compressor, Modeling, Similarity, Characteristic curves.

Sommaire

Résumé

Nomenclature

Liste des tableaux

Liste des figures

Introduction générale

CHAPITRE 1-Généralités sur les compresseurs (fonctionnement, différents types)

I.1 Introduction	01
I.2 Définition du compresseur.....	01
I.3 But de la compression	01
I.4 Domaine d'utilisation du compresseur.....	02
I.5 Classification des compresseurs	02
I.5.1 Compresseurs volumétriques	03
I.5.1.1 Compresseurs volumétriques alternatifs	03
I.5.1.2 Compresseurs volumétriques rotatifs	05
I.5.2 Compresseurs dynamiques (turbocompresseurs).....	09
I.5.2.1 Compresseurs centrifuges	10
I.5.2.2 Compresseurs axiaux	11
I.6 Comparaison entre les différents types de compresseurs.....	18
I.7. Avantages et inconvénients des compresseurs.....	21

CHAPITRE II - Théorie des similitudes des turbomachines à fluide compressible

II.1 Introduction.....	24
II.2 Définitions et présentation des turbomachines.....	24
II.2.1. Turbomachines motrices et turbomachines génératrices	24
II.2.2. Machine à fluide compressible	25
II.2.3. Géométrie des turbomachines	25
II.2.3.1. Machines radiales.....	25
II.2.3.2. Machines axiales.....	26
II.2.3.3. Machines hélicoïdes (mixtes, hélico-centrifuges, hélico-centripètes).....	26
II.3 Paramètres techniques des turbomachines.....	26

Sommaire

II.3.1. Travail des forces générées par la machine	26
II.3.2. Notion de transvasement	27
II.3.3. Enthalpie et travail indiqué de la machine	27
II.3.4. Diagramme des vitesses	28
II.3.5. Notion de pertes dans les turbomachines.....	29
II.3.6. Rendements dans les turbomachines	30
II.3.7. Théorème d'Euler.....	31
II.3.7.1. Équation de quantité de mouvement	31
II.3.7.2. Puissance et travail indiqué	31
II.4 Similitudes dans les turbomachines à fluide compressible.....	32
II.4.1. Relations générales.....	32
II.4.2. Application dans le cas de similitude en fluide compressible	32
II.4.3. Caractéristiques énergétique d'un compresseur axial.....	34
II.5 Phénomène de pompage.....	35
II.5.1. Définition et analyse du phénomène.....	36
II.5.2. Conséquences du pompage.....	40
II.5.3. Dispositifs et systèmes anti-pompage du compresseur.....	40
II.5.3.1. Principe général : agir sur le rapport V/U	40
II.5.3.2. Principe de la régulation anti-sélective	41
II.5.3.3. Vannes de contrôle anti-pompage	41
II.5.3.4. Adaptation des aubages	41
II.5.3.5. Compresseur à double rotor	42
CHAPITRE III : Application sur un compresseur axial	
III-1- Introduction	45
III-2- Organisation du chapitre	45
III-2-1- Présentation du compresseur	45
III-2-2- Hypothèses et données de calcul	45
III-3- Résultats de calcul et discussion	45
Conclusion générale	
Annexes	
Références bibliographiques	

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Comparaison entre les différents types de compresseurs.....	18
Tableau I.2 : Avantages et inconvénients des compresseurs.....	18

Listes des figures

Listes des figures

Figure I.1 : Classification des compresseurs.....	02
Figure I.2 : Compresseur volumétrique alternatif.....	03
Figure I.3 : Compresseur alternatif à piston.....	04
Figure I.4 : Compresseur alternatif à membrane.....	05
Figure I.5 : Compresseurs volumétrique rotatif.....	06
Figure I.6 : Compresseur rotatif à vis.....	07
Figure I.7 : Compresseur rotatif à lobes.....	07
Figure I.8 : Compresseur rotatif à spirale.....	08
Figure I.9 : Compresseur rotatif à palette.....	09
Figure I.10 : Compresseur centrifuges.....	10
Figure I.11 : Compresseur axial.....	11
Figure I.12 : fonctionnement d'un Compresseur axial.....	12
Figure I.13 :Étapes du processus de compression.....	13
Figure I.14 : Positionnement des aubes rotoriques et statoriques.....	13
Figure I.15 : rotor.....	14
Figure I.16 : stator.....	15
Figure I.17 : grilles.....	15
Figure I.18 : arbre et roulement.....	16
Figure I.19 : carter et palier.....	16
Figure I.20 :les domaines d'application des machines.....	21
Fig. II.1 - Définition du transfert d'énergie.....	24
Fig. II.2 - Machines radiales.....	25
Fig. II.3 - Machines axiales.....	26
Fig. II.4 - Machines hélicoïdes.....	26

Listes des figures

Fig. II.5 - Décomposition du vecteur vitesse.....	28
Fig. II.6 - Diagramme des vitesses.....	29
Fig. II.7 - Courbe de similitude $\mu_R = f(\delta R, M)$	33
Fig. II.8 - Compresseur axial multiétages.....	34
Fig. II.9 - Diagramme des vitesses dans la roue.....	35
Fig. II.10 - Diagramme des courbes caractéristiques du compresseur (zones de décrochage).....	36
Fig. II.11 - l'instabilité d'écoulement.....	37
Fig. II.12 - d'instabilité d'écoulement.....	38
Fig. II.13 - les pressions d'alimentation.....	38
Fig. II.14 - jeu fonctionnel du rotor et stator.....	39
Fig. II.15 - la présence d'une à trois poches.....	39
Fig. II.16 - le sens de rotation du rotor.....	40
Fig. II.17 - le principe des dispositifs.....	40
Fig. II.18 - Vannes de décharge VBV.....	41
Fig. II.19 - Adaptation des aubages.....	42
Fig. II.20 - Aubages stator à calage variable VSV.....	42
Fig. II.21 - Compresseur à double rotor.....	43
Figure III .1 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit.....	46
Figure III .2 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit.....	46
Figure III .3 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit	47
Figure III .4 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit.....	47
Figure III .5 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit.....	48
Figure III .6 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit avec $D=0.1m$	49
Figure III .7 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit avec $D=0.3m$	49
Figure III .8 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit avec $D=0.6m$	50
Figure III .9 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit avec $D=1m$	50
Figure III .10 : l'évolution de μ_R en fonction du coefficient de débit δR_1 avec $D=1m$	51

Nomenclature

Liste des Symboles

C	La vitesse absolue du fluide (m/s)
C_{ax}	la vitesse axiale.(m/s)
C_{rad}	la vitesse radiale (m/s)
C_{gir}	la vitesse giratoire(m/s)
C_m	la vitesse méridienne (m/s)
C_e	la vitesse d'entraînement de la machine(m/s)
C_1	Vitesse d'entrée.(m/s)
C_2	Vitesse de sortie.(m/s)
C_p	Capacité calorifique à pression constante (J/kg. K)
dR, dM	Le torseur des efforts extérieurs
h	L'enthalpie.(J/Kg)
h_0	L'enthalpie de point d'arrêt.(J/Kg)
L	La portance. (m)
M	le nombre de mach
N	la vitesse de rotation (tr/min)
P_a	Pression l'aspiration (bar)
P_c	Pression dans la chambre de combustion.(bar)
P_r	Pression de refoulement.(bar)
P_s	Pression statique.(bar)
P_T	Pression totale.(bar)
Q_e	la quantité de chaleur dissipée (Kw)
Q_m	Débit massique.(kg/s)
Q_v	Débit volumique (m ³ /s)
r	Rayon du l'étage. (m)
r	Constante universelle massique des gaz parfaits, J/kg. K
S	La section. (m ²)
T	Température (K)
v	Volume massique (m ³ /kg)
W	la vitesse relative (m/s)
W_a	le travail sur l'arbre de la machine (J/Kg)
W_e	Le travail extérieur (J/Kg)
W_i	Le travail indiqué de la machine (J/Kg)
W_n	Le travail net (J/Kg)
W_T	Le travail de transvasement (J/Kg)
W_f	la viscosité du fluide
z	hauteur (m)
ΔE_c	la variation d'énergie cinétique (J)
ΔU	la variation d'énergie interne (J)
Δz	les variations d'énergie potentielle (J)
μ_R	le coefficient manométrique
δR	le coefficient de débit.

Lettres Grecs

α	Angle absolue de l'écoulement.
β	Angle relatif de l'écoulement.
ρ	Masse volumique.
$N(\omega)$	Vitesse de rotation.
η_m	Rendement mécanique.
η_i	Rendement interne.
η_g	Rendement global
Δ	Différence (changement).

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

L'écoulement des fluides à travers les conduits ainsi que le changement de leurs caractéristiques à travers ces conduits nécessitent des machines thermiques telles que les pompes, les ventilateurs et autres machines tournantes comme les compresseurs, ils ont contribué de manière significative à la révolution industrielle pétrolière et pétrochimique, existent dans presque toutes les entreprises et aussi dans les ménages (en tant qu'aspirateurs et souffleurs de chauffage et de climatisation), et sont largement utilisés dans les systèmes : automatique, pneumatique et surtout dans les stations de compression (expédition et injection des gaz) sans oublier le domaine aéronautique.

Sans techniques de compression nous n'aurions pas pu stabiliser efficacement le pétrole brut (en éliminant ses gaz piégés) ou séparer les divers composants des mélanges de gaz ou transporter de grandes quantités de gaz à travers les pays via des gazoducs. Aujourd'hui, les compresseurs font tellement partie de notre existence quotidienne que beaucoup d'entre nous ne les reconnaissent même pas pour ce qu'ils sont.

Notre étude concerne le compresseur qui est une machine destinée pour la compression des fluides compressibles comme l'air. La conception des compresseurs diffère d'un compresseur à un autre selon l'appareil où il fonctionne. On distingue plusieurs types de compresseurs mais on va s'intéresser dans ce mémoire aux compresseurs axiaux, les caractéristiques de l'écoulement axial et aussi les problèmes qui peuvent se poser dans ce type de compresseur.

En raison du nombre de différents types de compresseurs, il est donc nécessaire de donner un aperçu sur les différents types de compresseurs, leurs caractéristiques et de faire une comparaison générale entre ces machines; ceci a fait l'objet du premier chapitre.

Dans le première chapitre, nous définirons et mentionnerons différents types de compresseurs, expliquerons leur fonctionnement et présenterons. Nous verrons également une comparaison entre différents types de compresseur axiaux. Après, nous avons déterminé les avantages et les inconvénients de chaque type.

Dans le deuxième chapitre, nous introduisons la théorie générale de la similitude des opérations de turbomachines à fluide compressible, avec un accent particulier sur les compresseurs axiaux. Dans ce cas, une analyse mécanique et thermodynamique des turbomachines à fluide compressible est nécessaire.

A cet effet, nous avons élaboré un programme sous EXCEL pour le calcul numérique de similitude d'un compresseur axial donné et par la suite nous avons tracé des courbes de similitude.

CHAPITRE I

Généralités sur les compresseurs
(Fonctionnement, différents types)

I.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous avons défini et mentionné les différents types des compresseurs avec une explication sur le fonctionnement, et d'aller un peu plus loin dans les compresseurs axiaux (la définition, principe de fonctionnement, les accessoires, caractéristiques et Applications). On va voir aussi une comparaison entre les différents types de compresseurs et Après on a fait les avantages et les inconvénients de chaque types.

I.2 Définition du compresseur :

Les compresseurs sont des appareils qui transforment l'énergie mécanique fournie par une machine motrice en énergie de pression, (en réalisant un accroissement de pression d'un fluide à l'état gazeux).

Autrement, un compresseur est un équipement mécanique qui a pour fonction d'élever la pression du fluide compressible qui le traverse. Son nom traduit le fait que le fluide se comprime (son volume diminue) au fur et à mesure de l'augmentation de pression. [1]

I.3 But de la compression :

Tous les gaz ont des propriétés nécessaires (la température, le volume, la quantité molaire...etc.)pour faire la compression.

On peut dire que la compression c'est la capacité de comprimé un fluide à une pression a une autre pression plus élevée, ce que nous obtiens un système à un volume réduit, cette opération a pour but de[2] :

- Réduire le volume d'un fluide.
- Facilité de stockage des fluides.
- Comprimé l'air pour la combustion.
- Produire des conditions favorables (concernant la pression).
- Facilité de transport des fluides.
- Faire circuler un gaz dans un circuit fermé.

I.4 Domaine d'utilisation du compresseur :

L'élévation de pression d'un gaz pour un compresseur est utilisée pour :

- Fabrication d'air comprimé (air instrumentation, nettoyage de pièces, peinture...).
- Compression et déplacement des gaz procédés.
- Transport des matières pulvérulentes (transports « pneumatiques » des poudres).
- L'écologie : Certaines éoliennes ou panneaux solaires sont dotés de compresseurs. Ces derniers produisent et stockent de l'air comprimé qui n'est pas utilisé immédiatement. Quand le système tombe en panne, l'énergie stockée est libérée et utilisée.
- Réalisation de vide et de dépression (distillation, cristallisation sous vide, évaporation...).
- Assainissement des locaux (ventilation, climatisation...).
- Brassage de bassins de fermentation.
- La dentisterie : Les dentistes sont très reconnaissants pour cette source d'énergie. En effet, leur frais fonctionne avec de l'air comprimé.

I.5 Classification des compresseurs :

Les premiers systèmes comprennent les compresseurs à piston, les compresseurs rotatifs et volumétriques de différents types, puis les deuxièmes systèmes comprennent les compresseurs axiaux et les compresseurs centrifuges.

On peut classer les compresseurs selon :

- Le principe de fonctionnement de chaque compresseur.
- Le mouvement des pièces mobiles (mouvement rotatif ou bien linéaire).
- Les compresseurs d'air.
- Les compresseurs des gaz.

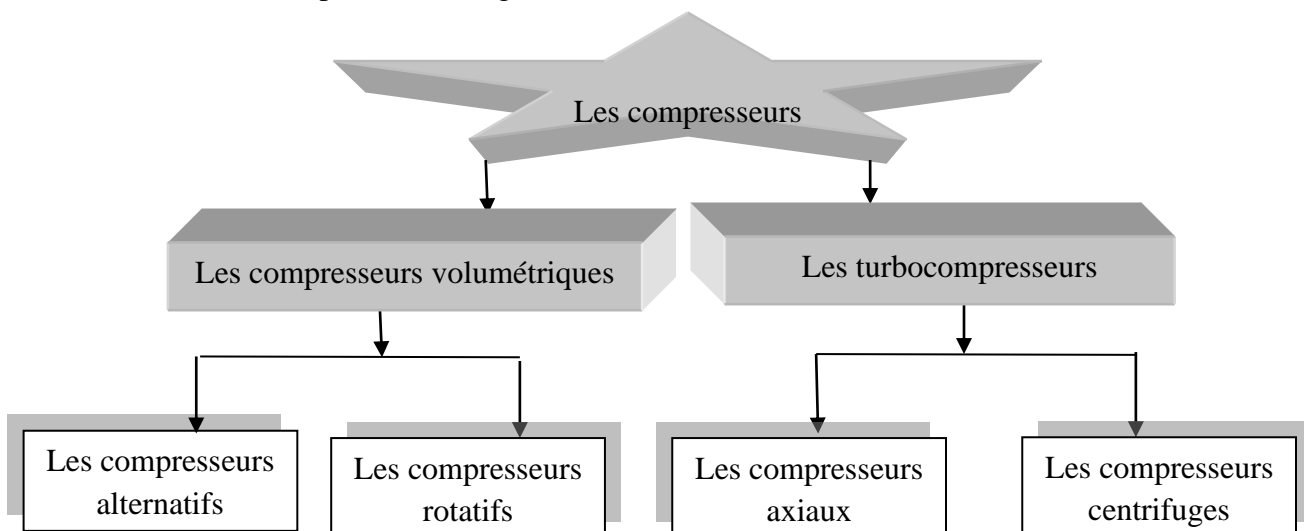


Figure I.1 : Classification des compresseurs.

I.5.1 Compresseurs volumétriques :

Les compresseurs volumétriques ce sont des compresseurs alternatifs et rotatifs, dans le premier type (alternatif) le mouvement du gaz s'effectue par le mouvement rectiligne alternatif du piston (membrane) entraîné par le mécanisme bielle-manivelle, mais dans les compresseurs rotatifs, le mouvement du gaz est effectué par la rotation de l'élément de refoulement (à vis sans fin, à palettes etc.....). L'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique.

Quand choisir un compresseur volumétrique ?

- Quand le débit d'aspiration est inférieur à 3000 m³ /h.
- Quand il est prévu d'exploiter le compresseur à un débit inférieur à 40% du débit nominal pendant de longues périodes.

I.5.1.1 Compresseurs volumétriques alternatifs :

A- Principe de fonctionnement :

Une masse fixe de gaz à la pression d'aspiration P_1 est emprisonnée dans une enceinte de volume variable. Pour augmenter la pression jusqu'à la pression de refoulement P_2 , ce volume est progressivement réduit, d'une manière qui diffère selon la technique utilisée généralement, la transformation suit une loi voisine d'un polytropique.

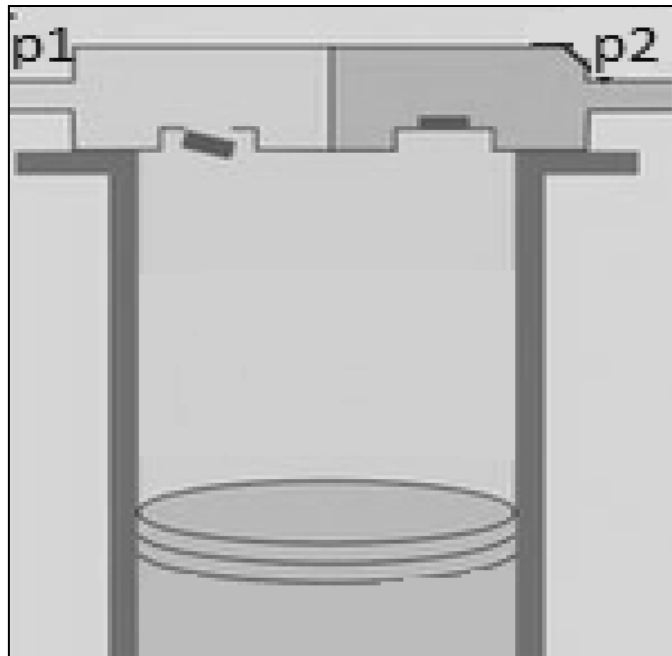


Figure I.2 : Compresseur volumétrique alternatif.

B- Différents types:

i -Compresseur alternatif à piston :

C'est le type de compresseur le plus répandu, un moteur entraîne un système bielle /manivelle qui actionne un piston. Le mouvement alternatif de ce dernier influence le remplissage du cylindre par le gaz que l'on veut comprimer (La descente de piston crée une dépression qui aspire le mélange par la soupape d'admission qui est ouverte, durant cette phase la soupape d'échappement est fermée, après l'aspiration vient l'étape de compression, dans cet état les deux soupapes sont fermées, le piston remonte au point mort Haut, le gaz est comprimé dans la chambre de combustion) et le refoulement du cylindre qui à la suite du déplacement progressif du piston entraînant une réduction de volume et par conséquent, l'augmentation de la pression du gaz jusqu'à la valeur désirée.

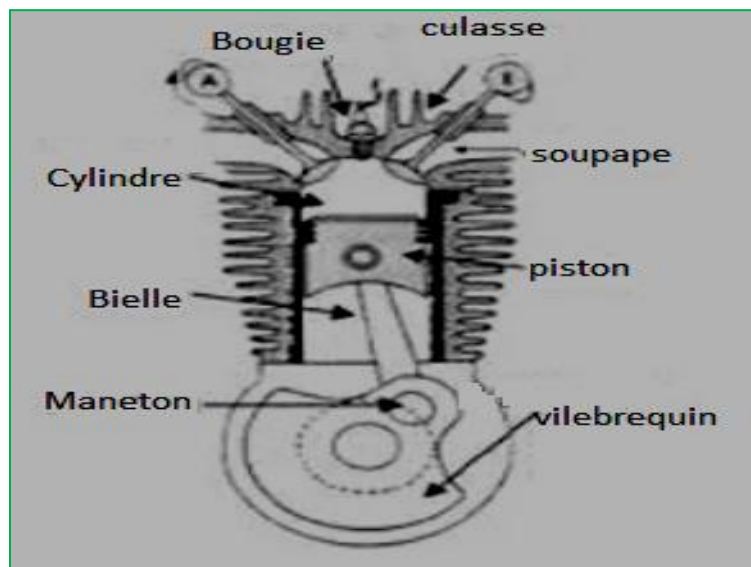


Figure I.3 : Compresseur alternatif à piston.

Il y a deux cas de ce type de compresseur :

Simple effet :

La compression ne s'effectue que d'un seul côté du piston. Les clapets d'aspiration et de refoulement sont disposés dans la tête du cylindre. C'est la version la plus simple du compresseur à piston, réservé aux machines de faible capacité.

Double effet :

Pour doubler approximativement la capacité volumique du cylindre, la compression s'effectue des deux côtés du piston, alternativement côté tête (effet 1) et côté vilebrequin (effet 2). Chaque chambre est équipée de clapets d'aspiration et de refoulement connectés à des circuits d'aspiration et de refoulement communs. Les capacités d'aspiration des deux effets peuvent être légèrement différentes en raison du volume occupé par la tige du piston côté vilebrequin et des volumes morts qui peuvent être différents.

ii -Compresseur alternatif à membrane :

Un compresseur à membranes (Compresseur sans fuite) est une machine volumétrique composée de deux systèmes hydraulique et compression de gaz, les compresseurs à membrane sont quelque peu traditionnels, c'est la déformation élastique d'une membrane qui assure l'aspiration et la compression du gaz. Dans le sens ou le système hydraulique permet d'assurer la flexion de la membrane, et utilisé un piston alternatif linéaire fixé à un vilebrequin qui est entraîné par un moteur électrique, le piston hydraulique traverse un cylindre qui déplace une colonne d'huile, cette huile est utilisée pour lubrifier le train de roulement inférieur et pour alimenter le système de traitement des gaz, il est Utilisé pour des gaz de haute pureté, rares, toxiques, inflammables, corrosifs, explosifs et radio actifs sont appliqués dans les procédés, laboratoires, centres de recherche.

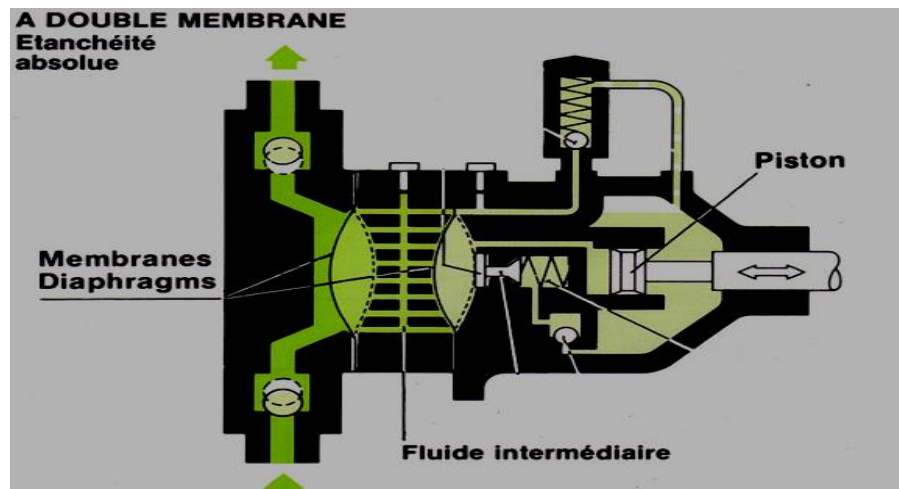


Figure I.4 : Compresseur alternatif à membrane.

I.5.1.2 Compresseurs volumétriques rotatifs :

A- Principe de fonctionnement :

Le compresseur rotatif est un type de compresseur caractérisé par son mouvement rotatif, c'est-à-dire la variation de pression est obtenue par la rotation du rotor. Ces compresseurs, comme les compresseurs à piston, compriment les gaz de pression P_1 jusqu'à la pression appropriée P_2 par la réduction du volume. Le fluide est aspiré par le tuyau d'admission en raison de la rotation de rotor, le volume de fluide est emprisonné entre le rotor et le boîtier pendant un court intervalle de temps, et évacué vers le côté de refoulement.

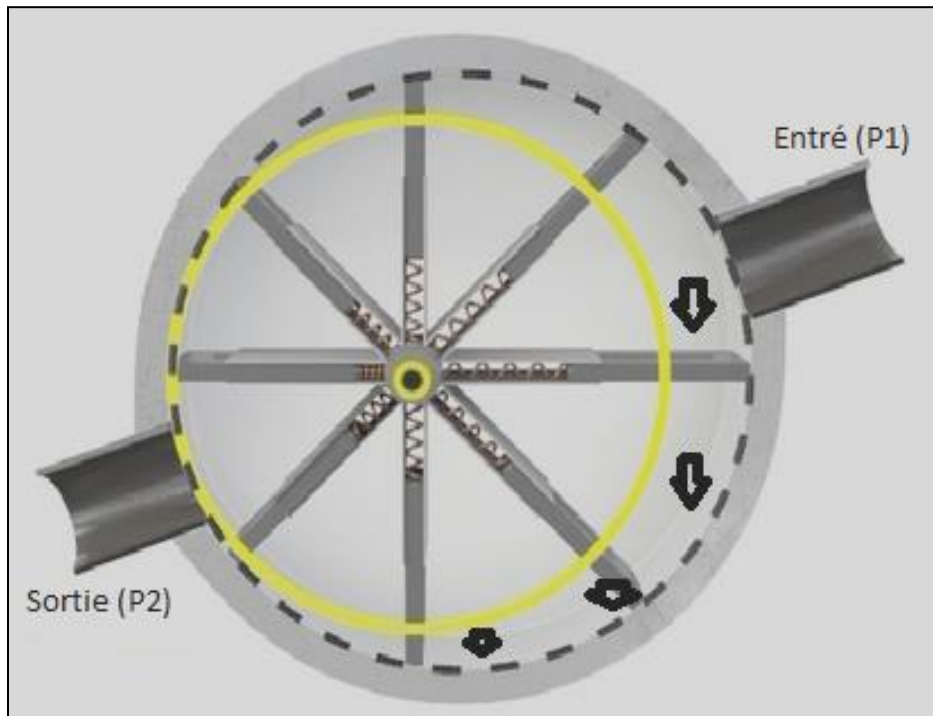


Figure I.5 : Compresseurs volumétrique rotatif.

B- Différents types :

Parmi les compresseurs rotatifs on distingue :

- Compresseur à vis.
- Compresseur à lobe (roots).
- Compresseur type spirale.
- Compresseur palette.

i - Compresseur rotatif à vis :

Le compresseur à vis il utilise deux rotors asymétriques à une forme très spéciale (des filets à profils concaves et convexes) qui sont appelés vis hélicoïdales pour comprimer les fluides, ils sont tournent dans des directions opposées avec très peu d'espace entre eux, les rotors sont couverts par des chemises de refroidissement, deux arbres sur les rotors sont placés qui transfèrent leur mouvement à l'aide d'engrenages de synchronisation qui sont attachés à la point de départ des arbres / compresseurs. L'aspiration du gaz se fait d'un côté dans l'axes des vis du côté ou l'empreinte des vis est la plus creusée de l'autre côté, après un parcours de plus en plus étroit entre les vis le gaz comprimé est libéré.

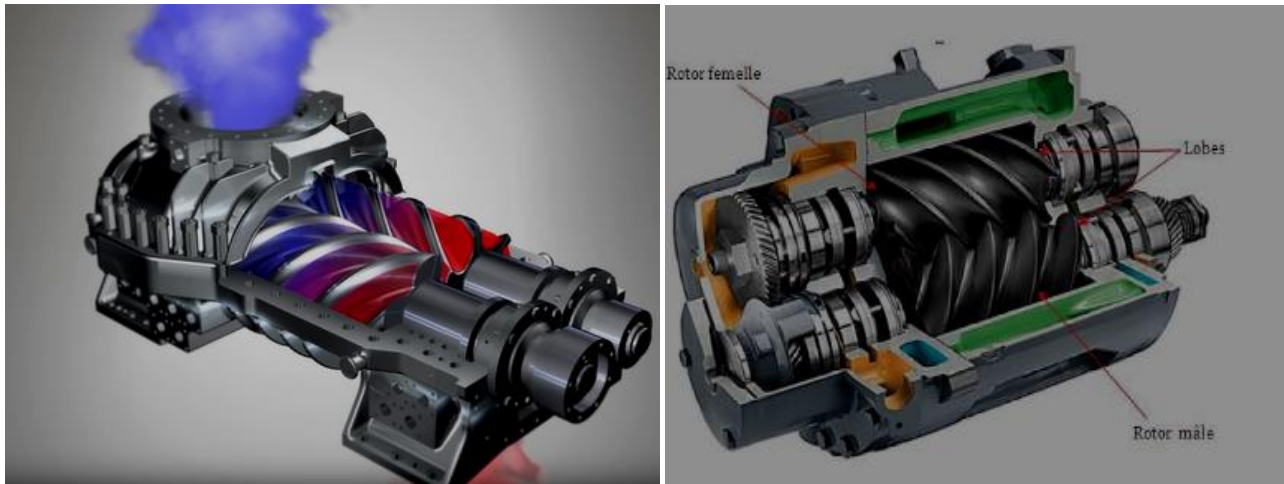


Figure I.6 : Compresseur rotatif à vis.

ii- Compresseur rotatif à lobes :

Le compresseur à lobes (Roots), est un système mécanique qui compose de deux lobes fixés à l'arbre, cet arbre est accouplé au moteur principal, les lobes sont déplacés de 90° l'un par rapport à l'autre (l'un des lobes est placé dans le sens horizontal et l'autre lobe dans le sens vertical), premièrement (position n° 01) le gaz pénètre dans la cavité inférieure des feuilles par le côté gauche, et le gaz comprimé est aspiré de la cavité vers la droite, et le gaz est comprimé dans la cavité du lobe supérieur, dans position n° 02: la cavité du lobe supérieur est sur le point de décharger son gaz comprimé dans la conduite de décharge, en position n° 03: le gaz pénètre dans la cavité du lobe supérieur par la gauche tandis que le gaz comprimé est évacué de cette cavité vers la droite et simultanément le gaz est comprimé dans la cavité du lobe inférieur, et en position n°04: la cavité du lobe inférieur est sur le point de décharger son gaz comprimé dans la conduite de décharge. [3]

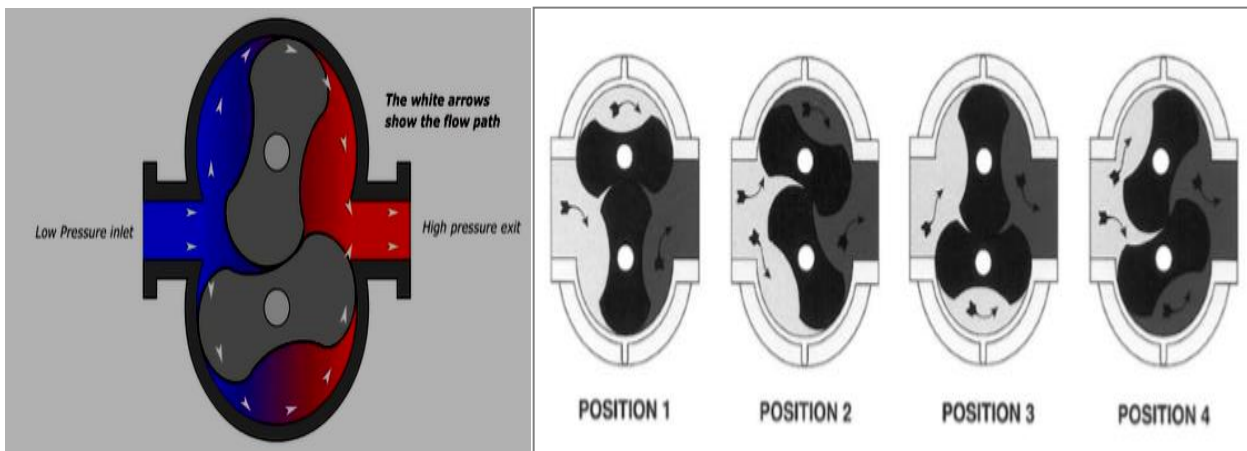


Figure I.7: Compresseur rotatif à lobes.

iii- Compresseur rotatif à spirale :

Le compresseur à spirale (scroll) se compose de deux spirales fixes et deux spirales mobiles, un élément stationnaire et l'autre se déplace en petits cercles excentriques à l'intérieur de la spirale, le fluide est emprisonné à l'intérieur de la voie en spirale de cet élément et est transporté dans de petites poches au centre de la spirale, il se comprime en raison de la réduction de son passage pendant le trajet du bord extérieur au bord intérieur, il faut environ 2 à 3 tours pour que le fluide atteigne la sortie de pression au centre.

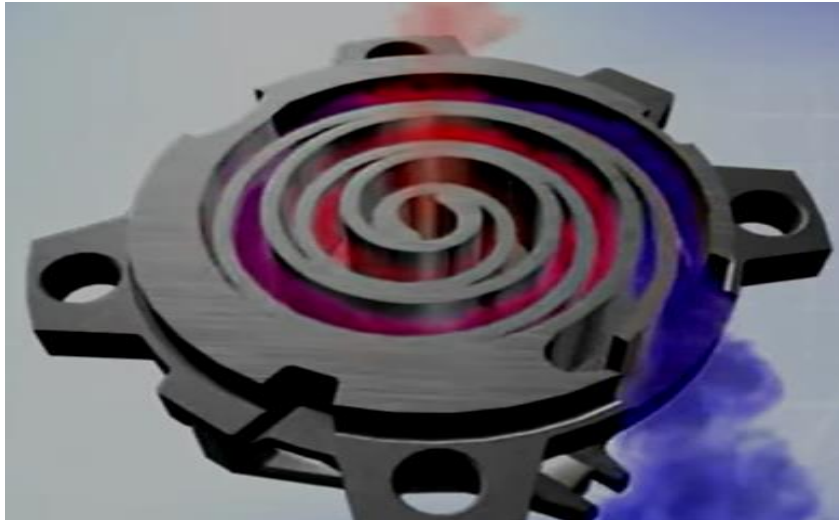


Figure I.8: Compresseur rotatif à spirale.

iiii- Compresseur rotatif à palette :

Il est constitué d'un stator et un rotor qui tourne excentré, ce dernier est muni de plusieurs palettes, qui peuvent se déplacer radialement qui sont maintenues en contact avec la paroi du stator, la variation de volume est obtenue par la forme intérieure du stator, les palettes sont appliquées sur ce carter par la force centrifuge. La compression s'effectue progressivement, la pression de sortie du gaz est liée aux temps de compression volumétrique. Pour ce type de compresseur le volume mort est inexistant et le compresseur est calculé par une pression de sortie pour laquelle le rendement du compresseur est maximum, et le fluide est emprisonné entre deux palettes et transporté vers la tuyauterie de refoulement. [4]

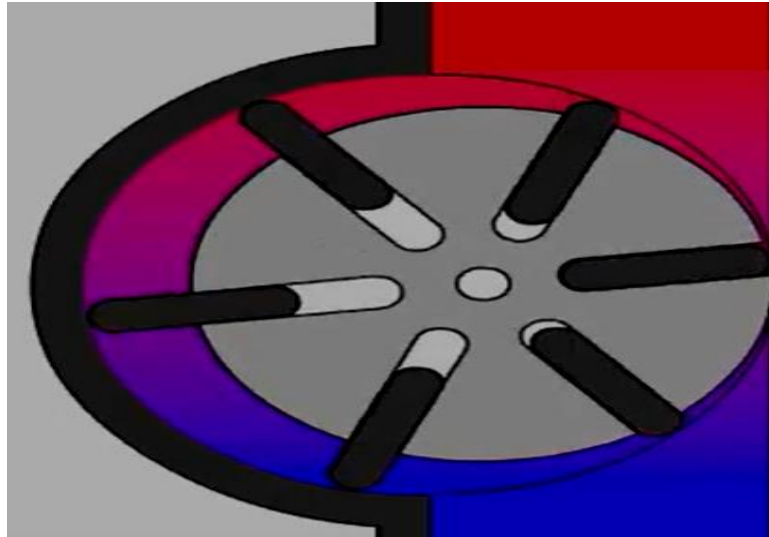


Figure I.9: Compresseur rotatif à palette.

I.5.2 Compresseurs dynamiques (turbocompresseurs):

Les turbocompresseurs sont très répandus dans l'industrie moderne, sont des Turbomachines qui réalisent la compression de faire sans lui imposer diminution de volume, ils fonctionnent comme des machines individuelles (compresseurs alimentant les mines, les hauts fourneaux, les foyers des chaudières) et dans les groupes de machines (turbine à gaz, Turbomoteurs...etc).

On distingue quatre (4) familles des Turbocompresseurs :

- Compresseur : machine dont le gain de pression est supérieur à 2 bar.
- Pompe à vide : machine qui refoule un gaz de la zone à très basse pression ou la pression est inférieure la pression atmosphérique.
- Soufflante : machine dont le gain de pression net compris entre 0,1 à 2bar.
- Ventilateur : le gain de pression ne dépasse pas 0,1 bar.

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiaux et centrifuges, dans les compresseurs centrifuges le mouvement du gaz est assuré par la rotation rapide de la roue à aubes (sous l'action des forces centrifuges), par contre dans les compresseurs axiaux le gaz se déplace le long de l'axe de rotation des roues à ailettes.

Quand choisir un compresseur dynamique ?

- Quand un service continu sans interruption pendant plusieurs années est souhaité.
- Quand le débit d'aspiration est supérieur à $300000 \text{ m}^3 / \text{h}$. Un compresseur axial sera le seul choix.

I.5.2.1 Compresseurs centrifuges :

un compresseur centrifuge est une machine rotative tournant à vitesse élevée dans laquelle l'énergie est transférée à un fluide en écoulement continu, et c'est un dispositif de compression dynamique qui utilise la force centrifuge pour augmenter la pression du gaz d'un point à un autre.

Dans un compresseur centrifuge, l'augmentation de pression du gaz est réalisée d'abord par la roue centrifuge puis par un diffuseur disposé à sa périphérie, et un canal de retour permet ensuite d'alimenter si besoin.

Dans un compresseur centrifuge, l'air entre au centre de la roue et en sort à la périphérie à grande vitesse avec une légère surpression, la vitesse se transforme en pression dans un diffuseur qui ramène l'air vers le centre de la roue suivante, l'accroissement de pression ainsi obtenu est toujours assez faible, car la vitesse circonférentielle de la roue est limitée par la résistance à la fatigue du métal utilisé. Les vitesses circonférentielles des périphéries des roues sont passées de 200m/s (1925/1930) à 400 m/s vers 1950 (600 m/s en 1970), la pression finale dépendant du nombre de systèmes élémentaires (ou cellules) mis en série, il en résulte que le nombre de cellules est moins grand sur les machines modernes que sur les machines anciennes, pour une même valeur de la pression finale. Les pressions effectives obtenues varient de 0.7 à 9 bars selon que la machine est utilisée comme soufflante ou comme compresseur; l'utilisation comme soufflante fut très importante jusqu'à 1939, et perd du terrain depuis une vingtaine d'années au profit des machines axiales. [5]

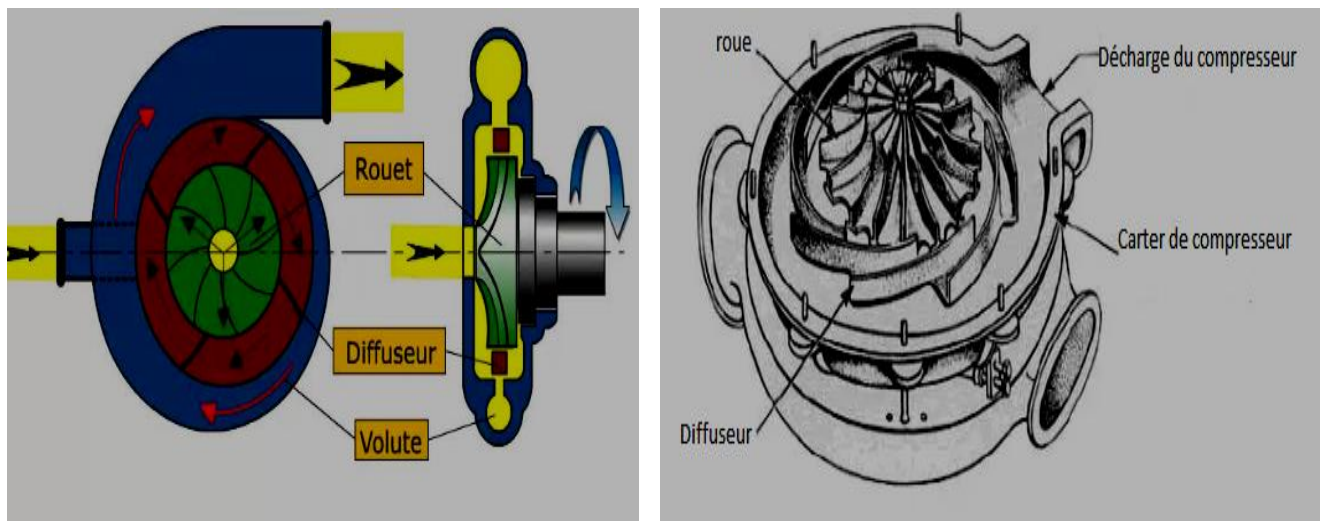


Figure I.10: Compresseur centrifuges

I.5.2.2 Compresseurs axiaux :

Le compresseur axial est un compresseur dont l'écoulement axial qui suit l'arbre en rotation ce qui diffère du compresseur centrifuge, ils sont caractérisés par le nombre d'étage important pour obtenir des pressions élevées afin d'obtenir des taux de compression équivalent avec un compresseur centrifuge description, un compresseur axial est une machine réceptrice génère un flux continu d'un fluide comprimé et fournit un rendement élevé pour une masse volumique donnée et une section donnée du compresseur.

Les compresseurs axiaux sont bien entendu utilisés dans les groupes turbines à gaz industriels et dans ceux destinés à l'aviation. Les applications correspondantes ne peuvent toutefois être étudiées indépendamment de l'ensemble, tant du point de vue des dispositions mécaniques que du point de vue de fonctionnement du compresseur, elles ne peuvent donc être évoquées ici. [6]



Figure I.11: Compresseur axial.

i-Principe de fonctionnement :

Un compresseur axial est composé d'un rotor et un stator, ils sont réalisés dans un certain nombre d'étages placés en série, les aubes rotoriques sont fixées sur le tambour, et les aubes statoriques sont solidaires du carter, l'arbre central guidé par des roulements, on appelle un étage, un disque de rotor suivi d'un disque de stator, l'ensemble est un montage alternant des rotors et des stators. Le fluide est confiné dans l'espace entre le rotor et les aubages du stator où il est comprimé dans des étages par une série de rotations alternatives du rotor et des aubes stationnaires fixes du stator, les aubes motrices assurent la force nécessaire pour la compression de fluide à chaque étage et les aubes fixes guident le fluide de manière qu'il entre dans l'étage suivant du rotor à l'angle adéquat, le fluide qui est comprimé sort par le carter de refoulement, l'étage rotorique accélère l'écoulement du fluide

grâce à l'énergie transmise par l'arbre de transmission (l'énergie mécanique disponible sur l'axe est transformée en énergie de pression et énergie cinétique qui sont communiquées au fluide), l'étage statorique transforme l'énergie cinétique en pression via une détente due à la forme du stator, la section entre le rotor et le carter du compresseur diminue pour maintenir un flux dans le sens axial ,le taux de compression pour un seul étage est limitée par : la géométrie des aubes et la vitesse relative entre le rotor et le fluide , la vitesse relative à l'entrée du rotor et la vitesse absolue à l'entrée du stator doivent présenter un angle d'incidence tel que le fluide ne se décroche pas. Étant donné que la pression doit augmenter dans les canaux tant rotoriques que statoriques, la forme des aubes doit être telle que les canaux d'écoulement soient divergents. La divergence ne doit cependant pas être trop élevée afin d'éviter le décollement de la couche limite. C'est la raison pour laquelle la courbure des aubes de compresseur est toujours beaucoup plus faible que celles des aubes de turbines.

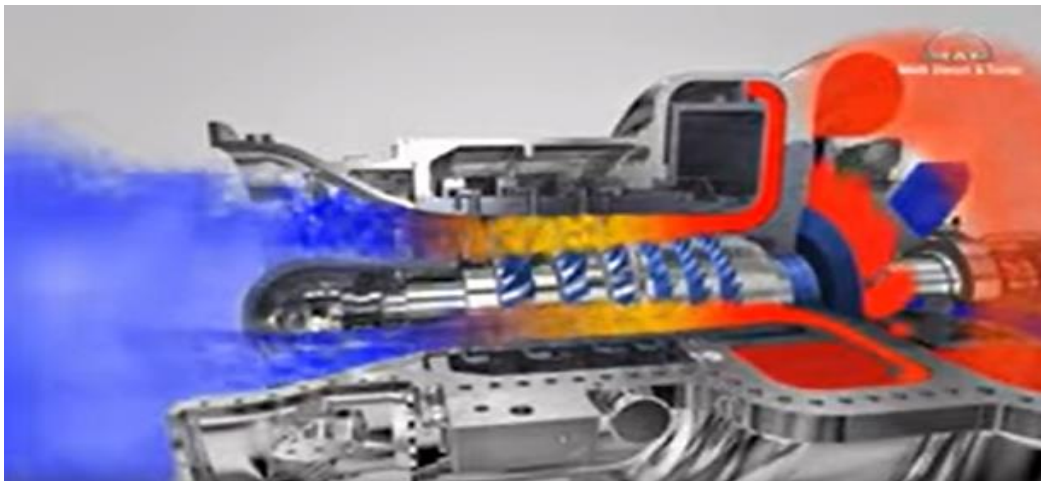


Figure I.12:fonctionnement d'un Compresseur axial.

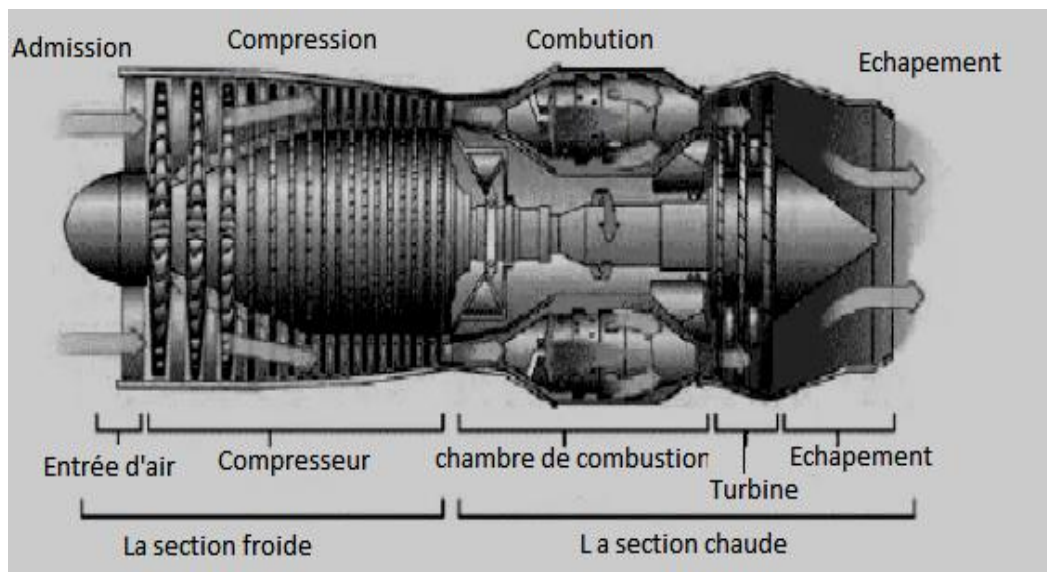


Figure I.13:Étapes du processus de compression.



Figure I.14:Positionnement des aubes rotorique et statorique

ii - Accessoires d'un compresseur axial:

Le compresseur à écoulement axial est composé d'un(e) : rotor, stator, grilles, arbre, les roulements, carter, et les paliers.

Rotor: le rotor c'est la partie mobile de compresseur, Son Rôle est d'assurer le transfert d'énergie entre l'arbre de la machine et le fluide en mouvement.



Figure I.15: rotor.

Stator: la partie fixe du compresseur on l'appelé stator, Son rôle c'est de redresser l'écoulement vers la direction axiale, transformant ainsi l'énergie cinétique de la composante giratoire de vitesse en pression statique.

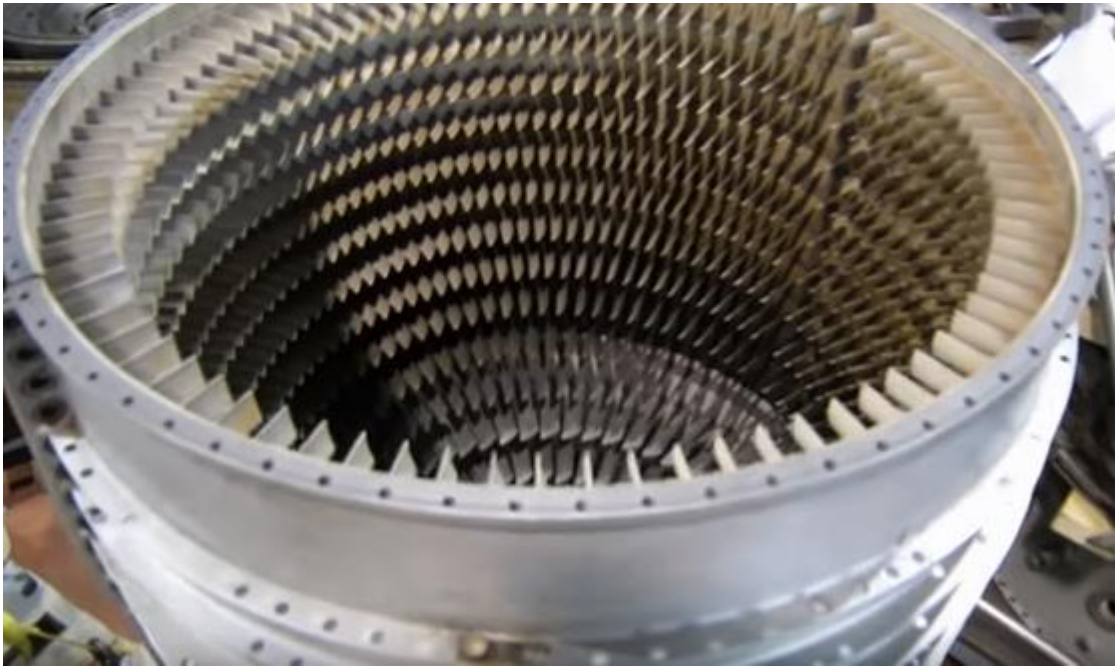


Figure I.16 : stator.

Grilles : qui sont appelée les aubes.



Figure I.17: grilles.

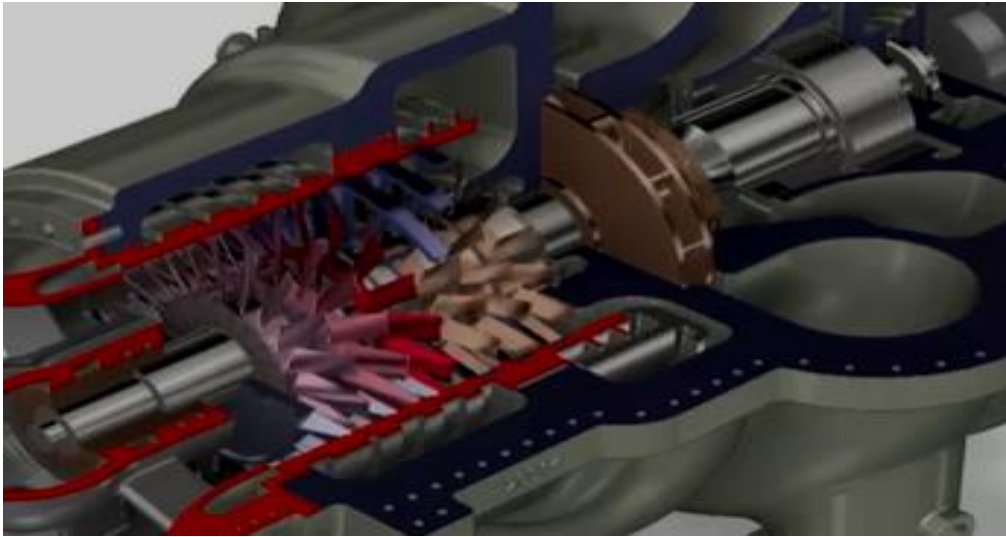


Figure I.18 : arbre et roulement.



Figure I.19 : carter et palier.

iii –Applications et caractéristiques :

Les compresseurs axiaux, Ils sont également utilisés dans des applications industrielles (les usines de séparation d'air, l'air de haut fourneau, l'air de craquage catalytique fluide et la déshydrogénation du propane). Ils font partie intégrante de la conception des grandes turbines à gaz telles que les centrales électriques à petite échelle, les moteurs à réaction, les moteurs de navires à grande vitesse et les moteurs aérospatiaux, la technologie des compresseurs a connu une croissance importante, cette croissance est due :

- A l'augmentation du rapport de pression.
- A la technologie améliorée des matériaux.
- Aux nouveaux schémas de refroidissement.
- A l'amélioration de l'efficacité, la fiabilité et la maintenabilité.
- A la réapplication complète d'un système de compression complet à un nouveau service.

- A l'ajout de dispositifs de déchargement automatique correctement conçus pour un meilleur contrôle.
- Améliorer leur avantage concurrentiel en fournissant des solutions créatives qui améliorent actifs de compression pour améliorer les performances.
- Améliorer la géométrie des aubes qui provoquait le problème de décrochage aérodynamique.
 - ✚ Une grande partie de la théorie et de la recherche concernant le débit dans les compresseurs axiaux est basée sur :
 - Des études de profils aérodynamiques isolés.
 - Les triangles de vitesse et le degré de réaction.
 - La théorie des profils aérodynamiques élémentaires et les profils aérodynamiques à écoulement laminaire sont décrites.
 - Le facteur de diffusion, la règle d'incidence et la règle de déviation par rapport à la recherche sur les profils aérodynamiques sont décrits.
 - Les caractéristiques du fonctionnement du compresseur (surtension, starter, décrochage) sont décrites.

I.6 Comparaison entre les différents types de compresseurs :

Tableau I.1 : Comparaison entre les différents types de compresseurs

	Pression (bar)	Rapport de pression	Débit aspiré	Gamme de puissance	Domaine d'utilisation
Compresseur alternatif à piston	pression refoulé 300- 1000 bar	élevé	Très faible(<10000 m ³ /h)	Quelques KW à plus de 1000 KW	De nombreuses installations chimiques
Compresseur rotatif à vis	Pression refoulé <20bar	faible	Faible 1000 à 10000 m ³ /h	100 à 1200 KW	Il est utilisé dans : l'industrie, la médecine L'agroalimentaire, l'armée, l'aérospatiale le brassage ...etc
Compresseur rotatif à lobes (Vitesse de rotation= entre 3 000 et 6 000 tr/min)	Absolue à 2 ou 7 bar	Faible (de 1,2 à 1,8)	Faible 200 à 30 000 m ³ /h	/	Toutes les utilisations où il est absolument impératif d'utiliser du gaz exempt d'huile. Industries textile, alimentaire, chimique. Installations médicales. Industries électrique et électronique. Cimenteries, verreries, sucreries.
Compresseur rotatif à spirale	0.7 – 10 bar	Faible		Jusqu'à 100 KW	Utilisé dans la plupart des

			/	maximum	réfrigérateurs modernes, et dans le domaine industriel
Compresseur rotatif à palette (Vitesse de rotation= 1500_3000tou/min)	Pression absolue <40	Faible	Faible < 260 m ³ /min	15kw	Air service pour actionner des vérins, soufflettes, moteurs, etc. (utilisée comme pompe à vide)
Compresseur centrifuge (Vitesse de rotation= 15 000 à 100 000 tr/min)	Pression refoulé<300	Élevé	Moyen> 2000 m ³ /h	1000 à 4000 KW	Ils sont très utilisé en raffinage, industrie chimique et pétrochimique, on les retrouvé aussi dans les turbines à gaz, turbocompresseurs, les systèmes de pressurisation à bord des aéronefs, et dans les outils pneumatique (dans le cas d'utilisation des outils électriques).
Compresseur axial (Vitesse de rotation= de 5000 à 12 000 tour/min)	Pression refoulé <50bar	Moyen (L'étage d'un compresseur d'un moteur civil donne des valeurs entre 1,15 et 1,6, en condition optimale d'utilisation)	Élevé >50000 m ³ /h	/	sont utilisés dans les turbines à gaz à grande puissance et dans les turboréacteurs d'aviation

Quand choisir un compresseur volumétrique ?

-Quand le débit d'aspiration est inférieur à $3000m^3/h$

-Quand il est prévu d'exploiter le compresseur à un débit inférieur à 40% du débit nominal pendant de longues périodes.

Quand choisir un compresseur dynamique ?

-Quand un service continu sans interruption pendant plusieurs années est souhaité.

-Quand le débit d'aspiration est supérieur à $300000m^3/h$. Un compresseur axial sera le seul choix.

Remarque :

$p_2 / p_1 = 2.0 \dots 20$ basses pressions

$p_2 / p_1 = 20 \dots 100$ hautes pressions

$p_2 / p_1 = 100 \dots 2000$ hyper compresseurs

Le taux de compression pour un étage axial n'est pas aussi élevé que pour un étage radial.

Un compresseur radial multi étage n'a pas beaucoup d'étages.

Les compresseurs axiaux sont adaptés à traiter des débits supérieurs aux compresseurs centrifuges mais avec des taux de compression inférieurs.

Domaine d'application :

Sur le tableau ci-après sont précisés les domaines d'application des machines citées précédemment. Les limites qui sont indiquées sont d'abord d'origine économique avant d'être technique, la pression est la pression de refoulement maximale, le débit correspond au débit volume aspiré.

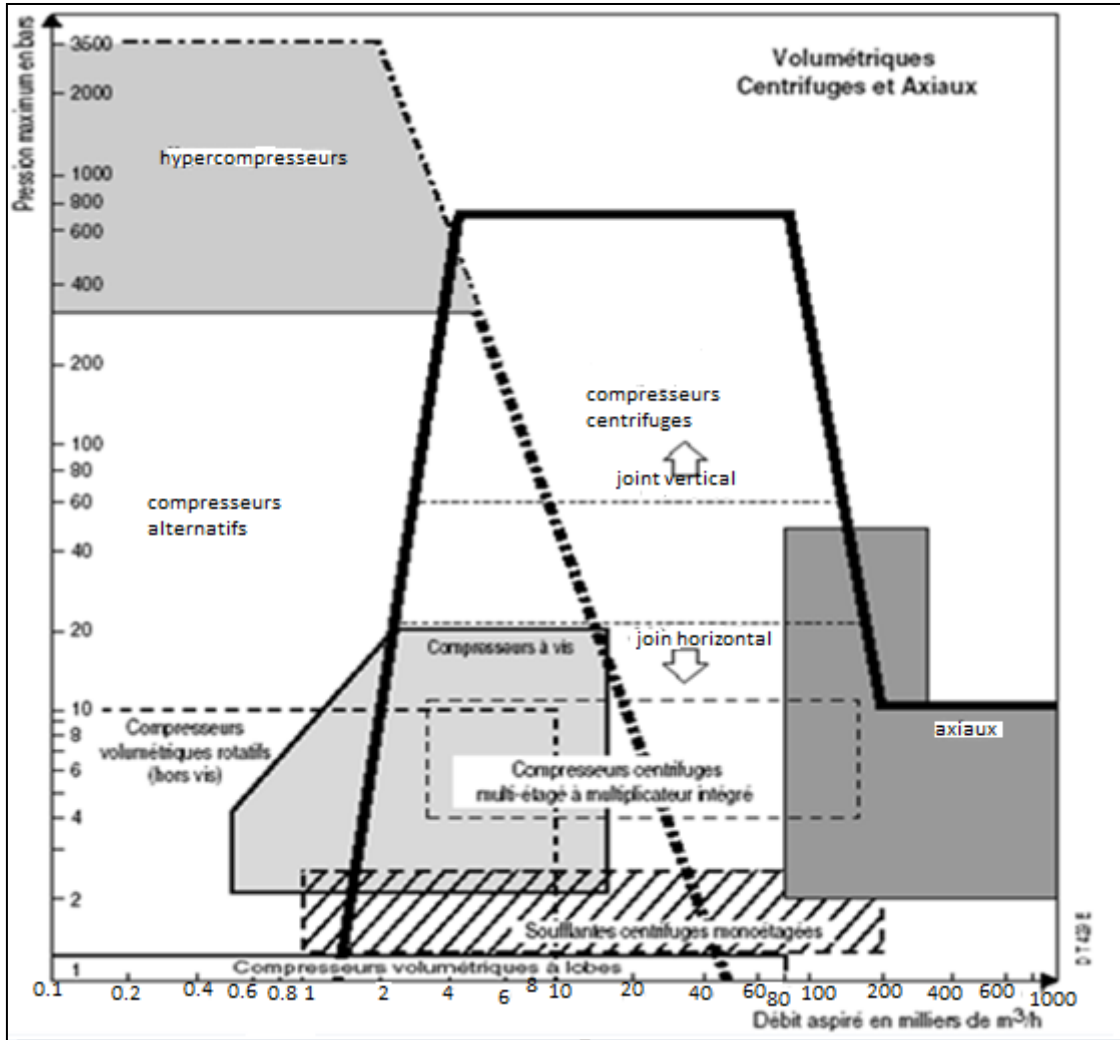


Figure I.20 : les domaines d'application des machines

I.7. Avantages et inconvénients des compresseurs :

Tableau I.2 : Avantages et inconvénients des compresseurs

	Avantages	Inconvénients
Compresseur alternatif à piston	<ul style="list-style-type: none"> -rendement élevé et efficace - Gamme de puissance étendue - Tous les modes de raccords sont possibles -Facile à utiliser, car il ne nécessite pas d'installations compliquées -Des taux de compression élevés, ce qui vous donne la possibilité de connecter des outils pour des travaux qui exigent un haut degré de pression et d'élan. - Bon marché 	<ul style="list-style-type: none"> - Non réversibles - Bruyant à cause de leur mécanisme - Performances et longévité réduites -Changement constant de lubrification, ce qui vous oblige à être en constante révision et changement du fluide de lubrification du mécanisme, ce qui peut prendre du temps et de l'argent. -Réparations encombrantes (la défaillance de chambre interne)
Compresseur rotatif à vis	<ul style="list-style-type: none"> - Conception simple - Débit d'air constant, ce qui vous permet d'augmenter ses performances - Très robuste - Silencieux 	<ul style="list-style-type: none"> -Nécessitent une lubrification constante, ce qui signifie plus d'entretien et de révision - Très énergivore - De grandes tailles, ce qui les rend inconfortables à utiliser dans certains espaces. - Cher
Compresseur rotatif à spirale	<ul style="list-style-type: none"> - Vitesse variable - Faible risque de fuite - Silencieux - Très performant - Endurant 	<ul style="list-style-type: none"> - Relativement cher - Puissances limitées
Compresseur rotatif à palette	<ul style="list-style-type: none"> -la régularité du débit et du couple résistant - Le concept de compression par palettes est très efficace -l'absence de clapet - simplicité de sa fabrication -le gain de poids et 	<ul style="list-style-type: none"> - la force centrifuge fait sortir les palettes de leur emplacement -la vitesse linéaire de la palette sur le cylindre limitée à 12 m/s -frottement des palettes sur le cylindre

	d'encombrement	-la dissymétrie des poussées sur le rotor
Compresseur centrifuge	<ul style="list-style-type: none"> -Très puissant - Conçu pour fournir de l'air sans lubrifiant - Ne nécessite pas de fondations spéciales. 	<ul style="list-style-type: none"> - Uniquement grandes installation - Performances réduites - Fonctionnement complexe -pas adapté aux faibles débits -Les vitesses de rotation élevées nécessitent des roulements spéciaux
Compresseur axial	<ul style="list-style-type: none"> -excellente fiabilité -Ils ont un rendement élevé et des taux de compression élevés. -Ils ont des zones frontales basses et un débit d'air élevé. - Le flux d'air est droit. - Ils donnent une faible consommation de carburant spécifique. - Ils conviennent aux moteurs à forte poussée. 	<ul style="list-style-type: none"> -poids élevé -exigence de puissance de démarrage élevée - cher et difficile à fabriquer

CHAPITRE II

Théorie des similitudes des turbomachines à fluide compressible

II.1) Introduction :

L'application de la théorie des similitudes est particulièrement importante dans l'étude des turbomachines, notamment à fluide compressible, car elle peut apporter des solutions aux problèmes de fonctionnement et de choix des machines et leurs paramètres permettant un fonctionnement optimum ou du moins normal et d'éviter les choix conduisant à la détérioration des appareils.

Dans ce chapitre, on présente la théorie générale des similitudes de fonctionnement des turbomachines à fluides compressibles avec accent particulier sur les compresseurs axiaux. Dans ce cas, une analyse mécanique et thermodynamique des turbomachines à fluides compressibles est nécessaire.

Pour arriver à cet objectif, on présente cette partie sous les étapes suivantes:

- Calculer la performance énergétique des turbomachines.
- Présenter la théorie générale de similitude des turbomachines.
- Appliquer cette théorie aux compresseurs axiaux.
- Et enfin, nous aborderons une explication sur le phénomène de décrochage et quelles sont les solutions suggérées pour éviter ce phénomène.

II.2) Définitions et présentation des turbomachines

II.2.1. Turbomachines motrices et turbomachines génératrices :

Les turbomachines peuvent se classer en deux grandes familles : turbomachines motrices et turbomachines génératrices. La différence entre ces deux types de machines n'est liée qu'à la direction du transfert d'énergie entre le fluide et l'équipement mécanique.

Machine génératrice : L'arbre de transmission fournit de l'énergie au fluide et permet son écoulement à travers la machine. C'est le cas des ventilateurs, compresseurs, et pompes.

Machine motrice : Le fluide transmet de l'énergie sur l'arbre de transmission du dispositif mécanique. C'est le cas courant des moteurs hydrauliques, turbines, éoliennes...

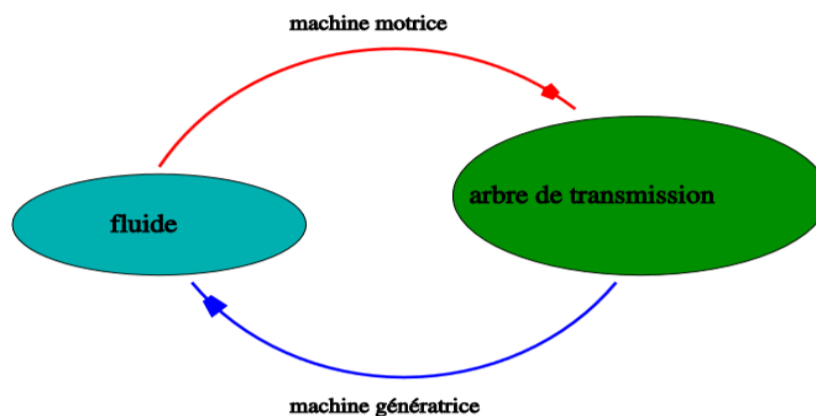


Fig. II.1 - Définition du transfert d'énergie.

II.2.2. Machine à fluide compressible et incompressible :

Une autre classification permet de distinguer deux autres aspects des turbomachines:

- **Machine à fluide incompressible** : Le fluide utilisé sera un liquide ou bien un gaz se déplaçant à très faible vitesse.
- **Machine à fluide compressible** : Le fluide utilisé dans la transformation est un gaz.

On obtient ainsi 4 types de machines, donc 4 familles de Turbomachines :

- Turbomachine Motrice à Fluide Incompressible (TMFI).
- Turbomachine Motrice à Fluide Compressible (TMFC).
- Turbomachine Génératrice à Fluide Incompressible (TGFI).
- Turbomachine Génératrice à Fluide Compressible (TGFC).

II.2.3. Géométrie des turbomachines :

Selon la géométrie, on distingue principalement trois grands types de turbomachines suivant la manière dont la particule fluide traverse le rotor de la machine :

II.2.3.1. Machines radiales :

L'écoulement s'effectue dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation. On parle de machines centrifuges dans le cas de machines génératrices, et de machines centripètes dans le cas de machines réceptrices (sauf au voisinage immédiat de l'axe de rotation).

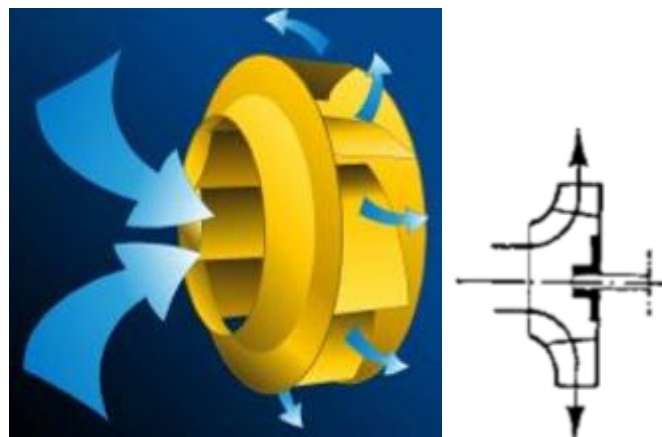


Fig. II.2 - Machines radiales.

II.2.3.2. Machines axiales :

Les filets fluides sont contenus dans des cylindres dont l'axe est l'axe de rotation de la machine (L'écoulement s'effectue dans un plan parallèle à l'axe de rotation).

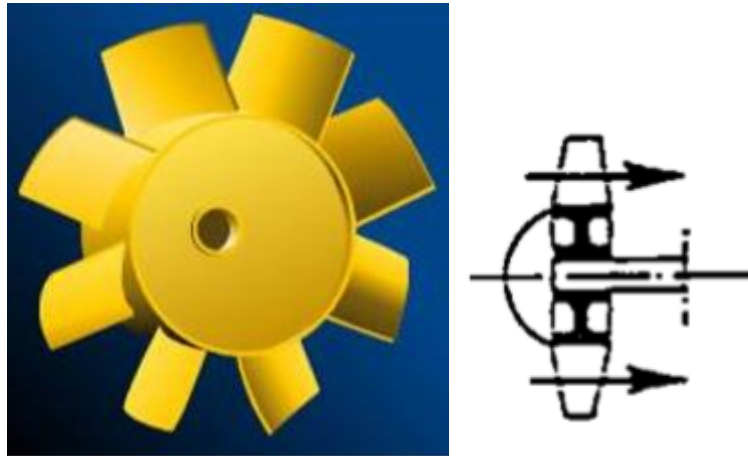


Fig. II.3 - Machines axiales.

II.2.3.3. Machines hélicoïdes (mixtes, hélico-centrifuges, hélico-centripètes) :

Il s'agit de machines intermédiaires dans lesquelles l'écoulement s'effectue dans des surfaces de révolutions dont la méridienne est inclinée par rapport à l'axe de rotation (les filets fluides sont situés sur des surfaces de révolution dont la génératrice suit le profil de l'aube). [7]

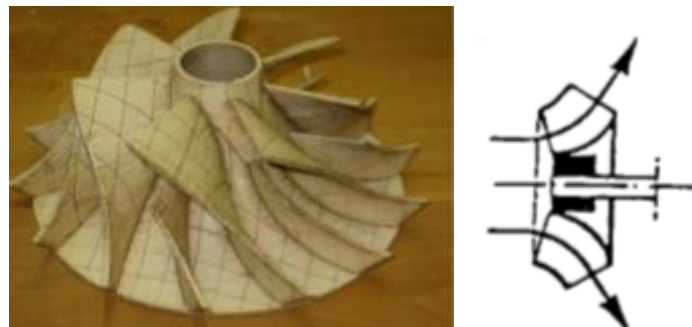


Fig. II.4 - Machines hélicoïdes.

II.3) Paramètres techniques des turbomachines

II.3.1. Travail des forces générées par la machine :

Nous appelons $W_{n1 \rightarrow 2}$ le travail net, c'est-à-dire le travail fourni par la machine à l'unité de masse du fluide lorsque la machine passe du point 1 au point 2. Les conventions de thermodynamique sont applicables pour le signe de ce travail, et fournissent la classification suivante :

- $W_{n1 \rightarrow 2} > 0$ pour une machine génératrice.
- $W_{n1 \rightarrow 2} < 0$ pour une machine motrice.

W_n se calcule comme suit :

$$W_{n1 \rightarrow 2} = g(z_2 - z_1) + \int_1^2 v \cdot dp + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) \quad \text{Eq. II.1}$$

Cette relation est une généralisation du théorème de Bernoulli lorsque la machine intervient dans l'écoulement des fluides.

II.3.2. Notion de transvasement :

Le travail de transvasement W_{T1-2} est le seul fourni par la machine lorsque les variations d'énergie potentielle ($g \cdot \Delta z$) et cinétique (ΔE_c) sont négligeables. On écrit alors:

$$W_{T1 \rightarrow 2} = \int_1^2 v \cdot dp \quad \text{Eq. II.2}$$

Ce travail est positif pour une machine génératrice et négative pour une machine motrice.

II.3.3. Enthalpie et travail indiqué de la machine :

Le premier principe de la thermodynamique PPT établit que la somme du travail extérieur W_e et de la quantité de chaleur dissipée Q_e , lors du passage d'un état (1) \rightarrow (2) est égale à la somme des variations d'énergie interne (U) et cinétique (E_c). Soit : [10]

$$W_{e1 \rightarrow 2} + Q_{e1 \rightarrow 2} = \Delta U + \Delta E_c \quad \text{Eq. II.3}$$

$$W_{e1 \rightarrow 2} + Q_{e1 \rightarrow 2} = U_2 - U_1 + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) \quad \text{Eq. II.4}$$

Le travail extérieur est la somme du travail de pression, du travail de la pesanteur (potentiel) et du travail indiqué de la machine W_i comme suit :

$$W_{e1 \rightarrow 2} = p_1 v_1 - p_2 v_2 - g(z_2 - z_1) + W_{i1 \rightarrow 2} \quad \text{Eq. II.5}$$

Avec la notion d'enthalpie du fluide, cette relation devient:

$$H_2 - H_1 + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(z_2 - z_1) = W_{i1 \rightarrow 2} + Q_{e1 \rightarrow 2} \quad \text{Eq. II.6}$$

Remarque :

Dans l'étude des fluides compressibles, les termes de pesanteur ($g \cdot \Delta z$) sont négligés.

II.3.4. Diagramme des vitesses :

Soit une particule M animée d'une vitesse absolue C. On a alors la décomposition suivante du vecteur vitesse:

$$\vec{c} = \vec{c}_{ax} + \vec{c}_{rad} + \vec{c}_{gir} \quad \text{Eq. II.7}$$

Avec C_{ax} vitesse axiale, C_{rad} vitesse radiale et C_{gir} vitesse giratoire comme indiqué sur le schéma suivant :

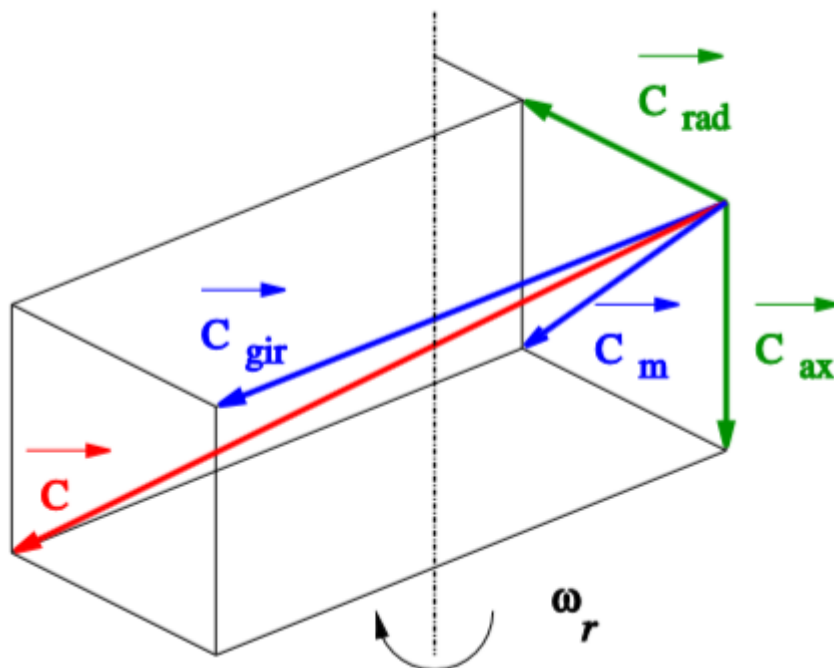


Fig. II.5 - Décomposition du vecteur vitesse.

Remarques :

- Machine axiale $\Rightarrow C_{rad} = 0$,
- Machine radiale $\Rightarrow C_{ax} = 0$.

La vitesse absolue du fluide \vec{C} est la résultante de deux vitesses, la vitesse relative \vec{W} et la vitesse d'entraînement de la machine \vec{C}_e . On décompose alors le vecteur vitesse \vec{c} comme suit :

$$\vec{c} = \vec{c}_e + \vec{w} \quad \text{Eq. II.8}$$

Dans le plan contenant les vecteurs \vec{c} et \vec{c}_{gir} , on fait apparaître \vec{c}_m la vitesse méridienne. Soit :

$$\vec{c} = \vec{c}_{gir} + \vec{c}_m \quad \text{Eq. II.9}$$

$$\vec{c}_m = \vec{c}_{ax} + \vec{c}_{rad} \quad \text{Eq. II.10}$$

On définit alors les angles α et β tels que :

$$\alpha = (\vec{c}, \vec{c}) \text{ et } \beta = (\vec{c}, \vec{w}) \quad \text{Eq. II.11}$$

On obtient alors la construction définie du diagramme des vitesses sur la figure ci-dessous.

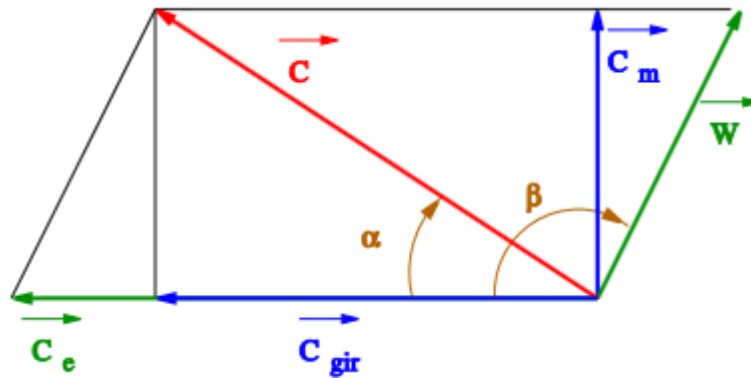


Fig. II.6 - Diagramme des vitesses.

La relation qui lie le travail indiqué W_i aux éléments des triangles des vitesses d'entrée et de sortie de roue est sous la forme :

$$W_{i1 \rightarrow 2} = \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + \frac{1}{2}(C_{e2}^2 - C_{e1}^2) - \frac{1}{2}(W_2^2 - W_1^2) \quad \text{Eq. II.12}$$

II.3.5. Notion de pertes dans les turbomachines :

Le travail W_i est la somme du travail sur l'arbre de la machine (W_a) et de la perte mécanique (W_m) qui est principalement causée par les frottements mécaniques d'arbre-machine et au niveau des paliers. On écrit :

$$W_{i1 \rightarrow 2} = W_{a1 \rightarrow 2} + W_{m1 \rightarrow 2} \quad \text{Eq. II.13}$$

En introduisant l'hypothèse de fluide visqueux, on fait apparaître le travail dissipé par la viscosité du fluide (W_f). Le travail fourni par la machine devient alors :

$$W_{n1 \rightarrow 2} = W_{i1 \rightarrow 2} + W_{f1 \rightarrow 2} \quad \text{Eq. II.14}$$

Le travail échangé sur l'arbre lorsque le fluide passe de l'entrée à la sortie de la machine :

$$W_{a1 \rightarrow 2} = W_{n1 \rightarrow 2} - W_{m1 \rightarrow 2} - W_{f1 \rightarrow 2} \quad \text{Eq. II.15}$$

Les pertes sont toujours négatives :

- W_f : pertes par frottement visqueux <0
- W_m : pertes mécaniques <0

II.3.6. Rendements dans les turbomachines :

1- Rendement interne :

Entre le fluide et le rotor de la turbomachine.

- *Turbomachine génératrice :*

$$\eta_{interne} = \frac{w_n}{w_i} \quad \text{Eq. II.16}$$

- *Turbomachine motrice :*

$$\eta_{interne} = \frac{w_i}{w_n} \quad \text{Eq. II.17}$$

2- Rendement mécanique :

Entre le rotor de la turbomachine et l'arbre de transmission.

- *Turbomachine génératrice :*

$$\eta_{mécanique} = \frac{w_i}{w_a} \quad \text{Eq. II.18}$$

- *Turbomachine motrice :*

$$\eta_{mécanique} = \frac{w_a}{w_i} \quad \text{Eq. II.19}$$

3- Rendement global :

Entre le fluide et l'arbre de la turbomachine.

- *Turbomachine génératrice :*

$$\eta_{global} = \eta_{interne} \times \eta_{mécanique} = \frac{w_n}{w_a} \quad \text{Eq. II.20}$$

- *Turbomachine motrice :*

$$\eta_{global} = \eta_{interne} \times \eta_{mécanique} = \frac{w_a}{w_n} \quad \text{Eq. II.21}$$

II.3.7. Théorème d'Euler :

II.3.7.1. Équation de quantité de mouvement :[11]

Soit le torseur des efforts extérieurs : (dR, dM) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{dR} = dqm (\overrightarrow{c_2} - \overrightarrow{c_1}) \\ \overrightarrow{dM} = dqm (\overrightarrow{OM_2} \wedge \overrightarrow{c_2} - \overrightarrow{OM_1} \wedge \overrightarrow{c_1}) \end{array} \right. \quad \text{Eq. II.22}$$

L'équation de quantité de mouvement s'écrit alors:

$$\overrightarrow{R} = \sum dqm (\overrightarrow{C_2} - \overrightarrow{C_1}) \quad \text{Eq. II.23}$$

En projection sur l'axe de rotation de la roue, (généralement l'axe Oz), on obtient alors:

$$R_z = qm(C_2 - C_1) \quad \text{Eq. II.24}$$

Rz: poussée axiale de la roue.

De même pour le moment :

$$\overrightarrow{M} = \sum dqm (\overrightarrow{OM_2} \wedge \overrightarrow{c_2} - \overrightarrow{OM_1} \wedge \overrightarrow{c_1}) \quad \text{Eq. II.25}$$

En projection sur l'axe de rotation de la roue, on obtient alors:

$$M_z = qm(r_2 C_{gir2} - r_1 C_{gir1}) \quad \text{Eq. II.26}$$

Mz est le moment (couple) des efforts appliqués par rapport à l'axe de rotation.[8]

II.3.7.2. Puissance et travail indiqué :

On a $P = M_z \cdot \omega$ et $\omega \cdot r = C_e$.

La puissance échangée entre la roue et le fluide s'écrit :

$$P = qm [C_{gir2} C_{e2} - C_{gir1} C_{e1}] \quad \text{Eq. II.27}$$

L'autre expression de la puissance est : $P = qm \cdot W_i$

Ce qui donne pour l'unité de masse l'expression du travail indiqué sous la forme :

$$W_{i1 \rightarrow 2} = [C_{gir2} C_{e2} - C_{gir1} C_{e1}] \quad \text{Eq. II.28}$$

Remarque :

Pour les machines axiales, nous avons :

$$C_{e1} \vec{e}_1 = C_{e2} \vec{e}_2 = C_e \vec{e} \quad \text{Eq. II.29}$$

D'où :

$$W_{i1 \rightarrow 2} = C_e * \Delta C_{gir} \quad \text{Eq. II.30}$$

II.4) Similitudes dans les turbomachines à fluide compressible

II.4.1. Relations générales :

Dans l'étude d'une classe de turbomachines géométriquement semblables, la machine pourra être définie par les variables de fonctionnement suivantes: Wn , r_2 , qm , ω , v , ρ_e , P_e .

Si on fixe comme variables indépendantes r_2 , ω et ρ_e , on peut ainsi former 4 produits sans dimension :

$$\pi_1 = \frac{Wn_{1 \rightarrow 2}}{r_2^2 * \omega_r^2}, \quad \pi_2 = \frac{qm}{r_2^3 * \omega_r * \rho_e}, \quad \pi_3 = \frac{v}{r_2^2 * \omega_r}, \quad \pi_4 = \frac{P_e}{r_2^2 * \omega_r^2 * \rho_e} \quad \text{Eq. II.31}$$

- Les coefficients π_i correspondent respectivement à :
 - π_1 : coefficient manométrique (μR).
 - π_2 : facteur de forme, ou coefficient de débit (δR).
 - π_3 : fonction du nombre de Reynolds (Re).
 - π_4 : fonction du nombre de Mach (M).

Ainsi on peut écrire par exemple la relation suivante: $\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4)$.

Sur la base de ces relations, on peut définir des courbes caractéristiques de turbomachines dont leur rôle et de déduire des paramètres de fonctionnement en cas de similitudes de turbomachines.

II.4.2. Application dans le cas de similitude en fluide compressible :

Généralement la relation adoptée est $\pi_1 = f(\pi_2, M)$ ou bien $\mu R = f(\delta R, M)$ que l'on peut également écrire sous la forme :

$$\frac{Wn_{1 \rightarrow 2}}{r_2^2 * \omega_r^2} = f\left(\frac{qm}{r_2^3 * \omega_r * \rho_e}, \frac{r_2 * \omega_r}{\sqrt{\frac{P_e}{\rho_e}}}\right) \quad \text{Eq. II.32}$$

Les caractéristiques d'une série de turbomachines à fluide compressible géométriquement similaires peuvent être réduites à la famille de courbes représentée sur la figure ci-dessous que nous essayerons de mettre en évidence lors de l'étude des compresseurs axiaux dans le dernier chapitre à travers un cas pratique. [9]

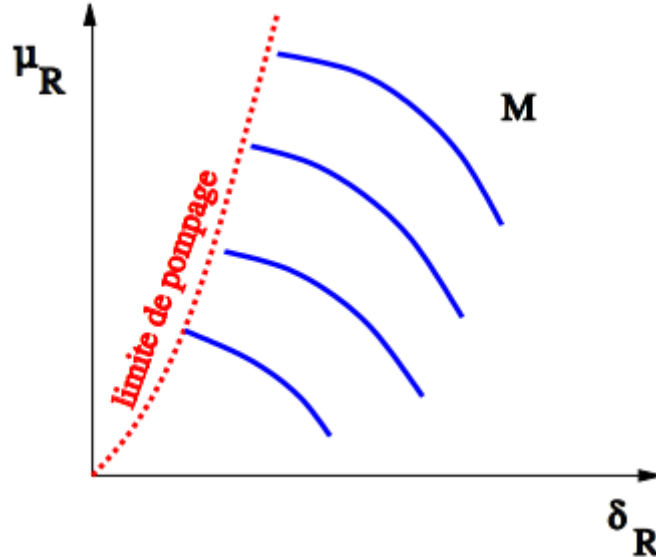


Fig. II.7 - Courbe de similitude $\mu_R = f(\delta_R, M)$.

Ces courbes sont tracées dans la zone de fonctionnement stable limitée par le phénomène de pompage (appelé aussi décrochage ou décollement).

D'autres variables réduites (de similitude) sont utilisées pour les machines à fluide compressible. Le principe repose sur l'écriture de quelques coefficients de similitude où l'on peut remplacer des expressions par des autres.

Ainsi d'autres relations et par conséquent d'autres courbes peuvent être tracées et utilisées telles que :

$$\frac{p_s}{p_e} = f \left(\frac{q_m \sqrt{\frac{p_e}{\rho_e}}}{p_e * r_2^2}, \frac{r_2 * \omega_r}{\sqrt{\frac{p_e}{\rho_e}}} \right) \quad \text{Eq. II.33}$$

Ou

$$\frac{p_s}{p_e} = f \left(\frac{q_m * \sqrt{r T_e}}{p_e * D_2}, \frac{ND}{\sqrt{r T_e}} \right) \quad \text{Eq. II.34}$$

Remarque :

- Les relations que nous venons d'établir pour les similitudes de fonctionnement en fluide compressible peuvent être écrites entre l'entrée et la sortie d'un étage de turbomachine, voire d'une roue.
- Pour les machines axiales on utilise habituellement le rayon moyen de la roue au lieu de la dimension r_2 .
- On peut également utiliser le coefficient de vitesse axiale $\delta v = C_{ax}/C_e$ pour l'étude des machines axiales.

II.4.3. Caractéristiques énergétique d'un compresseur axial :

Dans un étage axial, les particules de fluide traversent la roue et restent essentiellement inchangées par rapport à l'axe de rotation, donc, $C_{e1} = C_{e2} = C_e$, ce qui mène à:

$$Hn^* = \frac{C_e}{g} (C_{gir2} - C_{gir1}) \quad \text{Eq. II.35}$$

Pour réaliser la compression on utilise alors seulement les variations de C_{gir} . Comme ΔC_{gir} ne peut être qu'une fraction de C_e , les possibilités de compression d'un étage axial sont bien inférieures à celle d'un étage centrifuge.

Par conséquent, le compresseur axial sera composé d'une série d'étages axiaux, chaque étage axial étant connecté en série. Ces étages comprennent une roue à aubes mobile (rotor) et une roue à aubes fixe (stator).

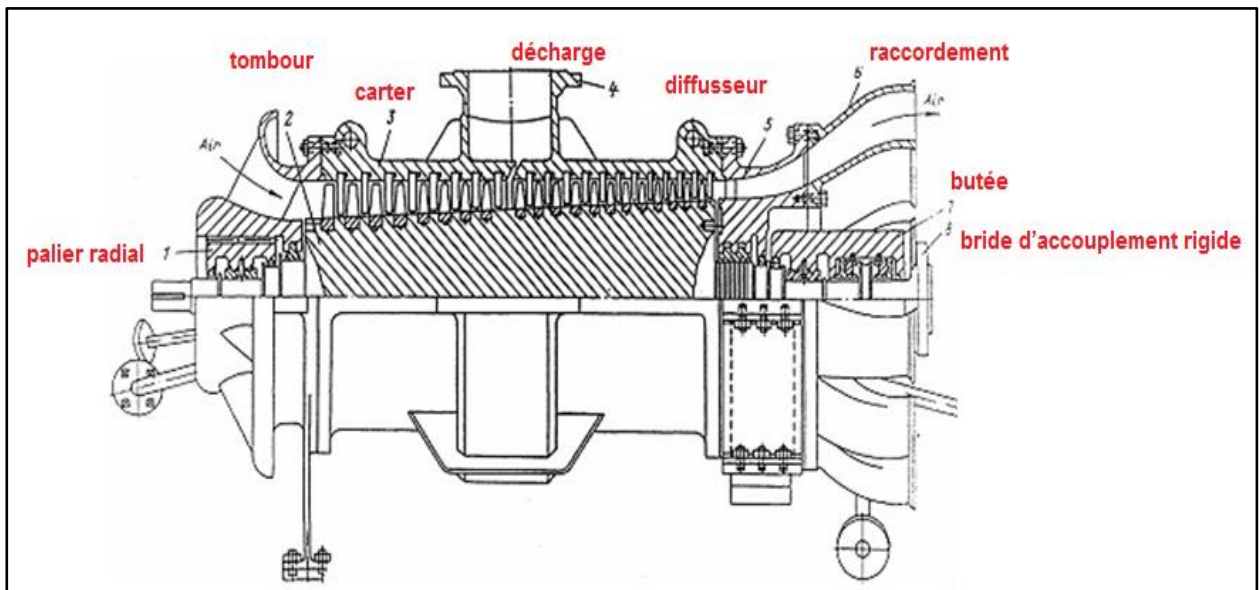


Fig. II.8 - Compresseur axial multi étages.

Si on considère une compression adiabatique dans un étage de compresseur axial et supposons cet étage périodique, c'est à dire que la vitesse absolue C_1 à l'entrée du rotor est égale à la vitesse absolue C_3 à la sortie du stator. Entre (1) et (2), le PPT permet d'écrire :

$$H_2 - H_1 = c_2(c_{gir2} - c_{gir1}) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad \text{Eq. II.36}$$

On trace alors le diagramme des vitesses de la roue du compresseur :

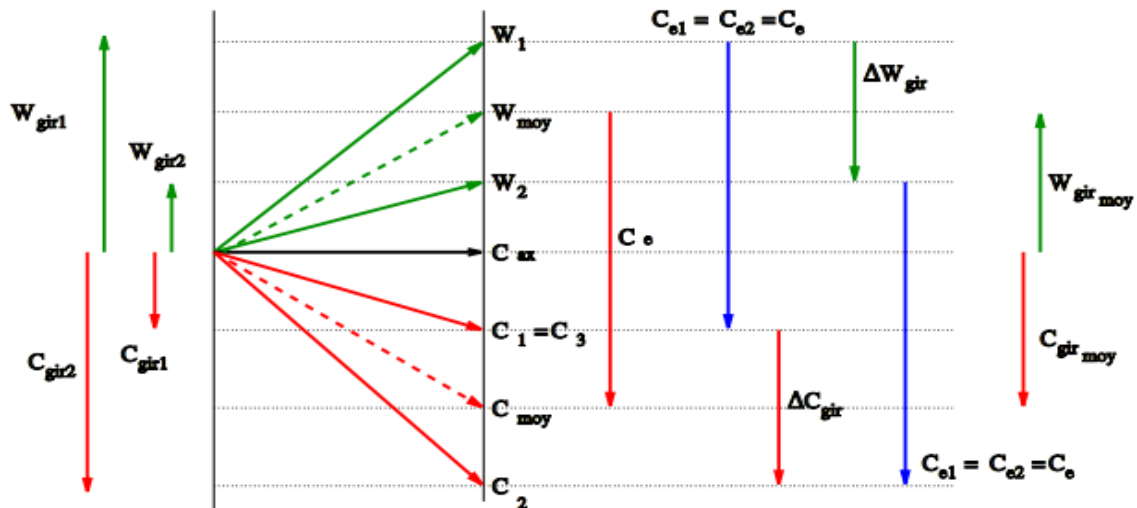


Fig. II.9 - Diagramme des vitesses dans la roue.

Ensuite, nous obtenons :

$$H_2 - H_1 = \Delta W_{gir} * W_{gir moy} \quad \text{Eq. II.37}$$

Quant au diffuseur, entre (2) et (3) :

$$H_3 - H_2 = - \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} \quad \text{Eq. II.38}$$

Entre (1) et (3) soit l'étage complet :

$$H_3 - H_1 = C_e * \Delta W_{gir} \quad \text{Eq. II.39}$$

Pour distinguer la contribution, dans la compression totale, du stator et du rotor, on calcule le degré de réaction σ tel que:

$$\sigma = \frac{H_2 - H_1}{H_3 - H_1} \quad \text{Eq. II.40}$$

Ce qui correspond au rapport de l'accroissement d'enthalpie dans le rotor sur l'accroissement d'enthalpie dans l'ensemble stator + rotor : [12]

$$\sigma = \frac{w_{gir moy}}{c_e} \quad \text{Eq. II.41}$$

II.5) Phénomène de pompage:

II.5.1. Définition et analyse du phénomène :

Il y a deux phénomènes qui influencent le fonctionnement d'un compresseur [13] :

- Le phénomène de pompage (surge) :

Se produit aussi bien dans les compresseurs axiaux que centrifuges. Il influence non seulement le compresseur, mais aussi l'installation sur laquelle le compresseur est raccordé.

- Le décollement tournant (rotating stall) :

Se produit uniquement dans les machines axiales et influence seulement le fonctionnement du compresseur.

Ces deux phénomènes sont le résultat du décrochage des aubes du compresseur qui est désigné aussi comme un précurseur de la montée subite. En effet, lorsque le point de fonctionnement du compresseur approche de la ligne de montée subite, un point est atteint où le débit commence à devenir instable.

Le phénomène de décrochage se produit dans certaines conditions de débit d'air, de rapport de pression et de vitesse, ce qui fait que les profils aérodynamiques des compresseurs entrent en décrochage de la même manière que ceux rencontrés par une aile d'avion à un angle d'attaque élevé.

La marge de décrochage est la zone entre le point de fonctionnement en régime permanent et la ligne de décrochage du compresseur.

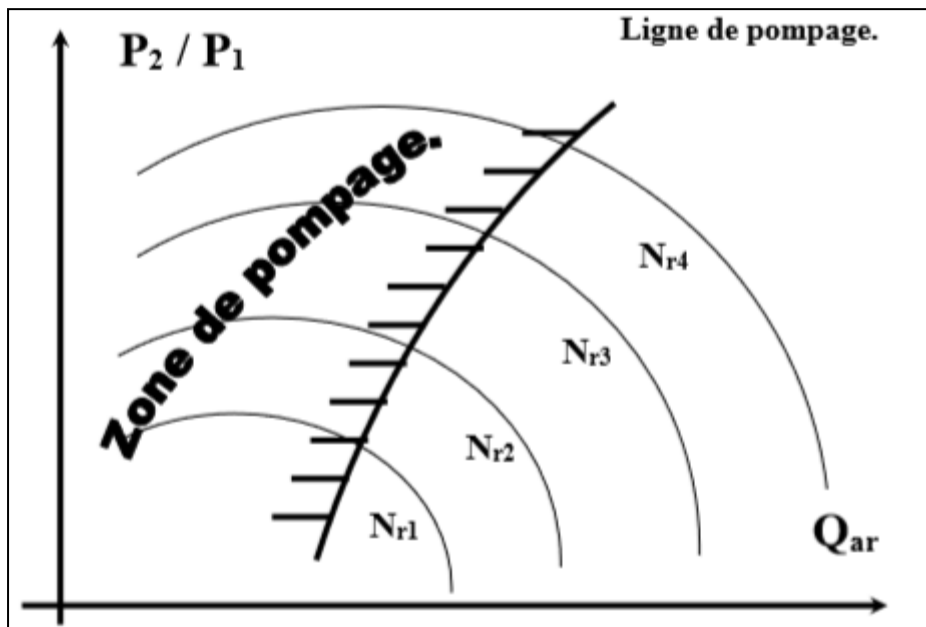


Fig. II.10 - Diagramme des courbes caractéristiques du compresseur (zones de décrochage).

Lorsque chaque rangée de pales approche de sa limite de décrochage, elle ne décroche pas instantanément ou complètement, mais des cellules bloquées se forment plutôt. Dans les compresseurs axiaux, ces cellules de décrochage peuvent s'étendre de quelques pales jusqu'à 180° autour de l'espace annulaire du compresseur. Ces cellules ont également tendance à tourner autour de l'anneau d'écoulement à environ la moitié de la vitesse du rotor tandis que le débit moyen à travers chaque étage reste positif. L'opération dans cette région est relativement courte et progresse généralement en décrochage complet.

Le décrochage rotatif peut exciter la fréquence naturelle des pales. Le décrochage conduit souvent à une instabilité plus grave - c'est ce qu'on appelle une surtension.

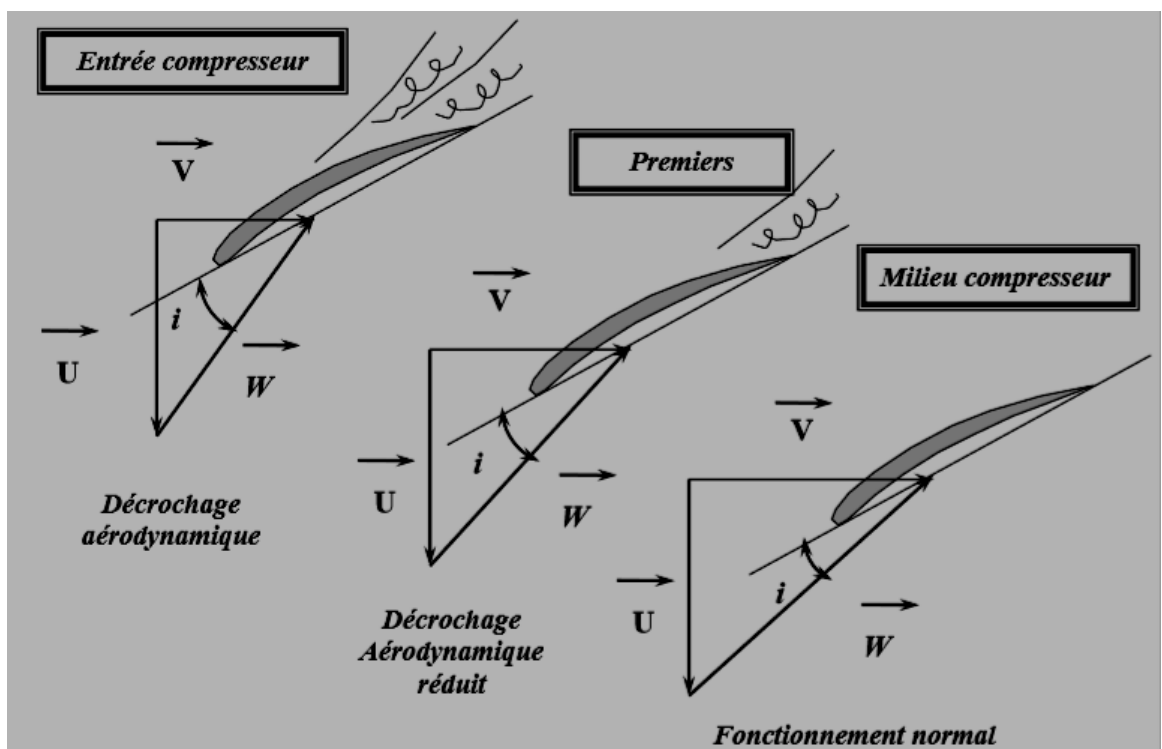


Fig. II.11 - variation de décrochage aérodynamique.

D'une autre manière, ce phénomène caractérise l'instabilité d'écoulement qui se produit lorsque la pression de décharge du compresseur est inférieure à la pression du système en aval ;en effet, lorsque le débit diminue ou la vitesse de rotation augmente, l'angle d'attaque des aubes de rotor va augmenter. Si l'angle d'attaque devient très grand le fluide va simultanément décrocher sur toute la hauteur de toutes les aubes (dans une ou plusieurs roues).L'inversion soudaine du débit s'apparente à un choc avec des conséquences très mauvaises pour la machine.

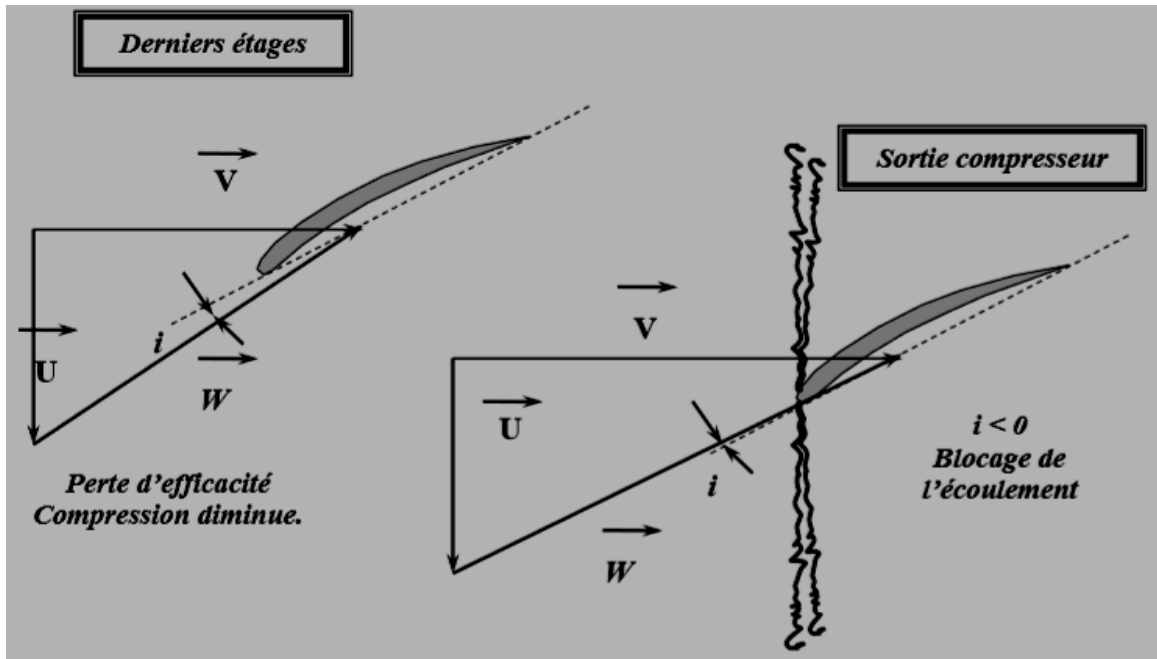


Fig. II.12 - l'angle d'attaque des aubes de rotor.

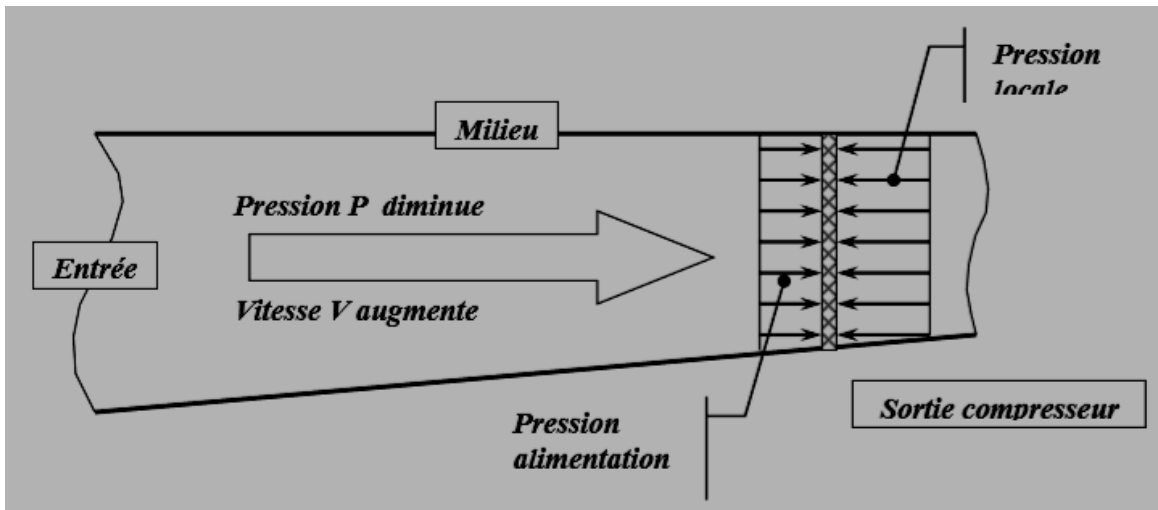


Fig. II.13 - déplacement de l'air.

Lorsque la pression locale est supérieure à la pression d'alimentation, l'air se déplace vers l'avant (débit d'air s'inverse) donc il faut que la pression locale diminue ce qui permet de rétablir l'écoulement.

Si la cause du décrochage sur les ailettes du premier étage n'a pas disparu (débit faible), le phénomène se reproduit.

Lorsque le débit d'alimentation Q_a diminue \rightarrow épaisseur de couche limite augmente, cisaillement plus intense \rightarrow les tourbillons forment une poche qui remonte en avant de la grille.

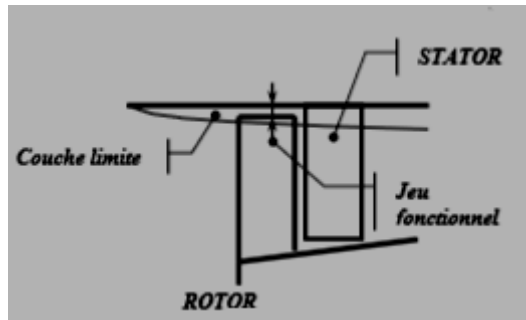


Fig. II.14 -jeu fonctionnel du rotor et stator.

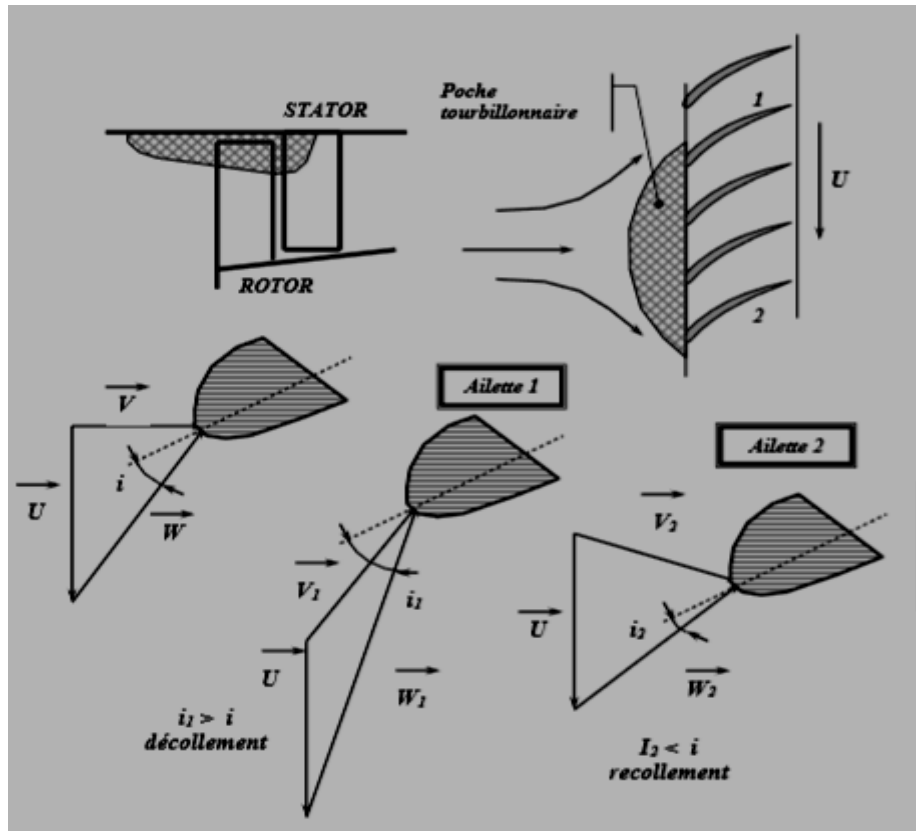


Fig. II.15 - triangle de vitesse en décollement et en recollement.

La poche se déplace d'une ailette à l'autre → décrochage tournant.

Suivant la diminution du débit, l'expérience met en évidence la présence d'une à trois poches de zones décollées se déplaçant dans le sens de rotation du rotor à environ une vitesse de $N/2$.

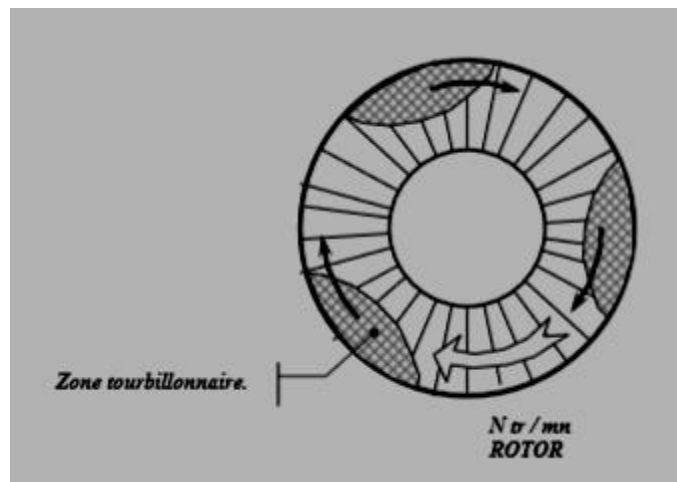


Fig. II.16 - trois poches de zones décollées.

Pour les valeurs faibles du régime moteur, il apparaît que si le débit diminue suffisamment, le décrochage tournant se transforme en pompage complet du compresseur.

II.5.2. Conséquences du pompage :

Le pompage est un phénomène redouté des exploitants et des constructeurs parce qu'il constitue une instabilité d'écoulement, voire même un choc, qui impacte la machine et particulièrement le compresseur et dont les conséquences mécaniques sont désastreuses :

- Ruptures d'ailettes sur les compresseurs axiaux.
- Diminution des performances du moteur.
- Vibrations radiales de très grand niveau, avec destruction des dispositifs d'étanchéité internes sur les compresseurs centrifuges.

II.5.3. Dispositifs et systèmes anti-pompage du compresseur :

Plusieurs solutions sont proposées pour faire face à ce phénomène dangereux en le régulant ou en le jubillant carrément. On peut citer quelques solutions ou principes utilisés pour cela [14] :

II.5.3.1. Principe général : agir sur le rapport V/U

En général, le principe des dispositifs mis en œuvre pour éviter le pompage a pour but d'améliorer le rapport V/U en agissant soit sur V soit sur U .

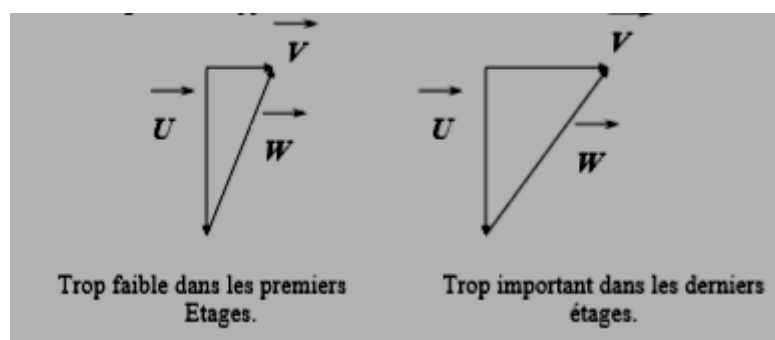


Fig. II.17 - amélioration de rapport V/U .

II.5.3.2. Principe de la régulation anti-sélective :

La régulation anti-sélective permet le contrôle de deux mesures ou plus en relation entre elles par l'utilisation d'un seul organe de réglage. Le but est de réguler une grandeur d'un procédé sur lequel une autre grandeur (ou plusieurs) ne doit pas dépasser une valeur limite en marche normale ou perturbée. C'est une régulation de sécurité :

Citons quelques applications de cette régulation :

- Contrôle de débit avec surveillance de pression limite.
- Contrôle de débit avec surveillance de niveau minimum.

II.5.3.3. Vannes de contrôle anti-pompage :

▪ *Utilisation de la vanne anti-pompage VAP :*

Un contrôleur électromécanique d'anti-pompage protège le compresseur contre ce phénomène par l'ouverture de la vanne d'anti-pompage VAP :

- L'ouverture de la VAP diminue l'importance de la résistance du cycle,
- Ce qui protège le compresseur du pompage.

▪ *Vannes de décharge VBV (Variable Bleed Valves) :*

Comme la section de passage de l'air est trop faible à l'arrière du compresseur, alors pour conserver un débit normal, des vannes (vannes de décharge) s'ouvrent et dérivent une partie de l'air à l'extérieur. Utilisées aux faibles vitesses de rotation.

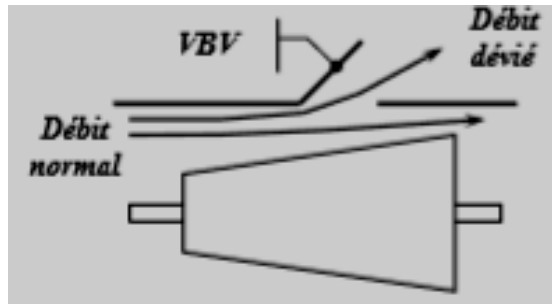


Fig. II.18 - Vannes de décharge VBV.

II.5.3.4. Adaptation des aubages :

En manœuvrant convenablement les aubages, notamment les aubages statoriques (fixes), on peut minimiser les effets du pompage. Deux solutions sont citées ci-dessous :

▪ *Aubages directeurs d'entrée à calage variable IGV (Inlet Guide Vanes) :*

Les aubages à l'entrée du rotor permettent de diriger les filets d'air convenablement sur la première grille d'aubage mobile.

En modifiant l'angle de calage des aubages de pré-rotation, aux bas régimes, on peut modifier l'inclinaison du vecteur W et ainsi diminuer l'angle d'incidence i . L'efficacité du premier étage est améliorée et par voie de conséquence celle du compresseur.

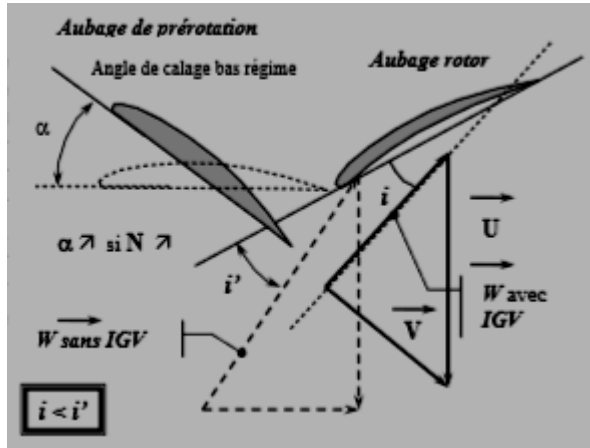


Fig. II.19 - Aubages directs d'entrée à calage variable IGV.

Dans la pratique, les deux systèmes, vannes de décharge et aubages de prérotation à calage variable, sont couplés et commandés par un même système de régulation.

▪ **Aubages stator à calage variable VSV (Variable Stator Vanes) :**

Dans les réacteurs modernes à fortes poussées, il arrive que les deux systèmes anti-pompage précédents ne suffisent pas pour réaliser une bonne adaptation du compresseur. Solution : mise au point de compresseur équipé de plusieurs étages à aubages stator à calage variable.

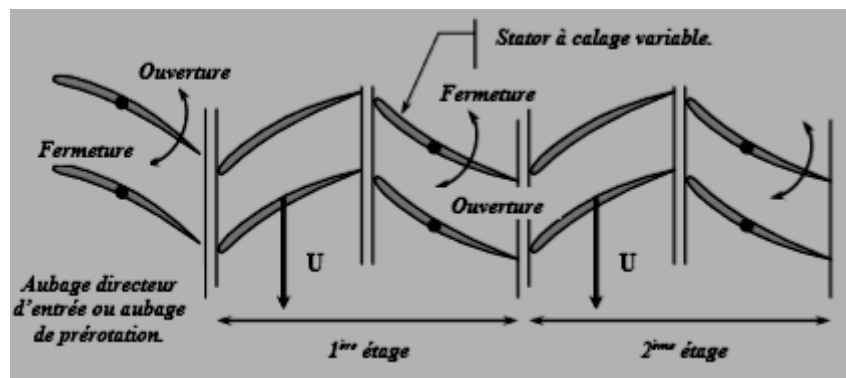


Fig. II.20 - Aubages stator à calage variable VSV.

Le principe de fonctionnement est le même que celui des aubages directs d'entrée à calage variable. Ils sont « fermés aux faibles régimes moteur et s'ouvrent progressivement avec N .

Ce dispositif permet d'ajuster (diminuer) l'angle d'incidence des filets d'air sur les premiers étages du compresseur.

II.5.3.5. Compresseur à double rotor :

Le but est de diminuer la vitesse U à l'avant du compresseur et l'augmenter à l'arrière et ce en séparant le rotor en deux parties et en entraînant chaque rotor par un groupe de turbines séparées, les deux attelages indépendants ainsi constitués peuvent tourner à des vitesses différentes →retard dans l'apparition du pompage.

Cette solution n'est pas envisageable sur un compresseur classique.

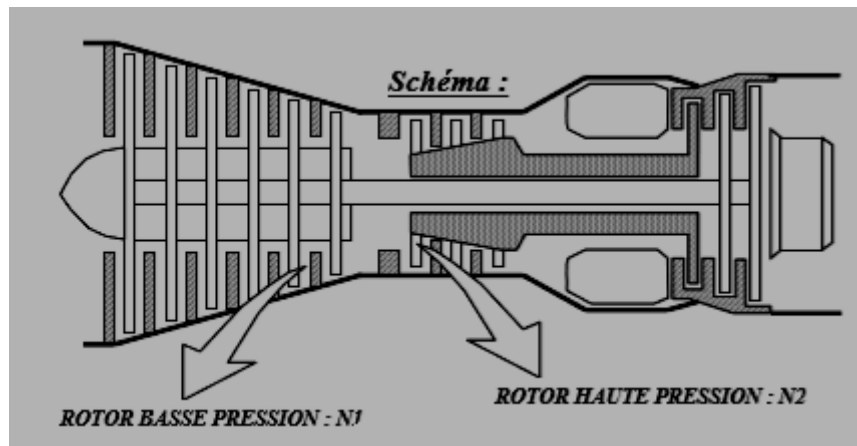


Fig. II.21- Compresseur à double rotor

Remarque :

En général un seul dispositif anti-pompage n'est pas suffisant pour réaliser une bonne adaptation du compresseur, alors on utilise plusieurs systèmes à la fois pour contourner le phénomène de pompage.

CHAPITRE III

Application sur un compresseur axial

III-1- Introduction :

Ce chapitre présente une étude pratique sur un compresseur axial ou plus particulièrement un modèle de famille de compresseurs axiaux. Premièrement, nous allons d'abord décrire les étapes de l'étude d'une manière générale, puis nous verrons une présentation sur les paramètres de fonctionnement du compresseur, et ensuite on va présenter plusieurs cas d'étude de similitude de fonctionnement de ce compresseur.

Pour cela, des tableurs ont été élaboré avec le logiciel EXCEL pour calculer automatiquement les différents paramètres en introduisant les formules dans le logiciel via ces tableurs et aussi pour tracer les courbes de similitude.

III-2- Démarche d'étude :

III-2-1- Présentation du compresseur :

Le compresseur (en réalité la famille de compresseur) est du type axial à un seul étage ayant les caractéristiques communes suivantes :

Alfa1	Béta1	Alfa2	Béta2
55°	30°	28°	30°

III-2-2- Hypothèses et données de calcul :

- Ecoulement unidirectionnel.
- Évolution isentropique.

Pour les données de calcul (données de départ du problème ou caractéristiques standards du compresseur), elles sont comme suit :

r	Gamma	Cp	Te	Rhoe	Pe
287	1.4	1000	293	1.205	101329.655

III-3- Résultats de calcul et discussion :

Les résultats sont répartis en trois cas :

Cas1 : N constante et D variable

Pour chaque situation on fixe la vitesse de rotation N et on fait varier D et on calcule les autres paramètres dimensionnels, adimensionnels.

Les valeurs de N sont : 500, 1000, 1500, 2000, 2500 tr/min

Et les valeurs de D sont : 0.1 – 0.2 – 0.3 – 0.4 – 0.5 – 0.6 – 0.7 – 0.8 – 0.9 – 1 m.

La remarque générale pour ce cas là c'est que les coefficients de similitude habituels $\delta R1$ et μR ne varient pas mais on remarque que les deux autres paramètres adimensionnels P_s/P_e et $\delta R2$ ce qui permet de tracer des courbes de similitude P_s/P_e en fonction de $\delta R2$.

Nous avons tracé donc les courbes du rapport de pression P_s/P_e en fonction de coefficient du débit δR , qui sont de forme non linéaire. La relation entre les deux paramètres est proportionnelle.

Le logiciel EXCEL permet de donner une courbe de tendance qui est de forme exponentielle.

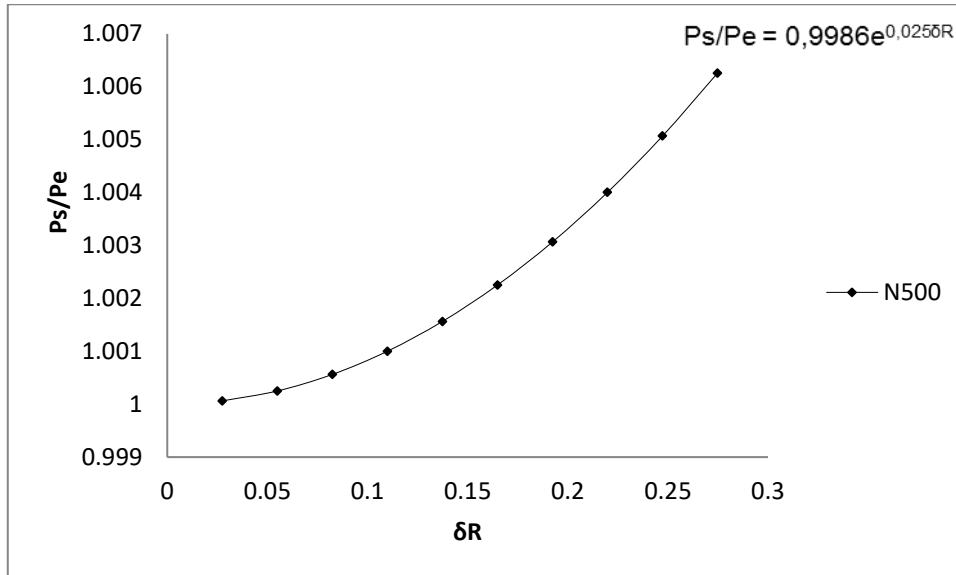


Figure III .1: l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit avec $N=500$ tr/min.

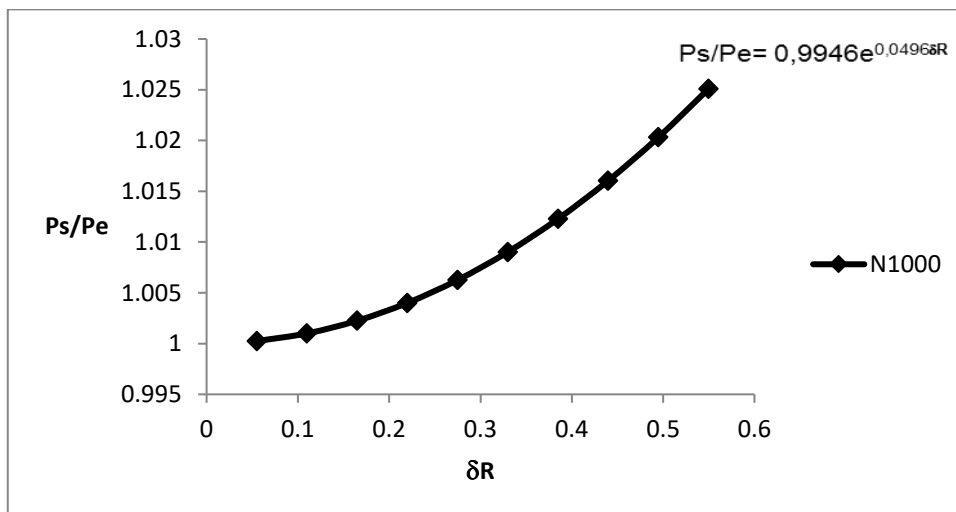


Figure III .2 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit avec $N=1000$ tr/min.

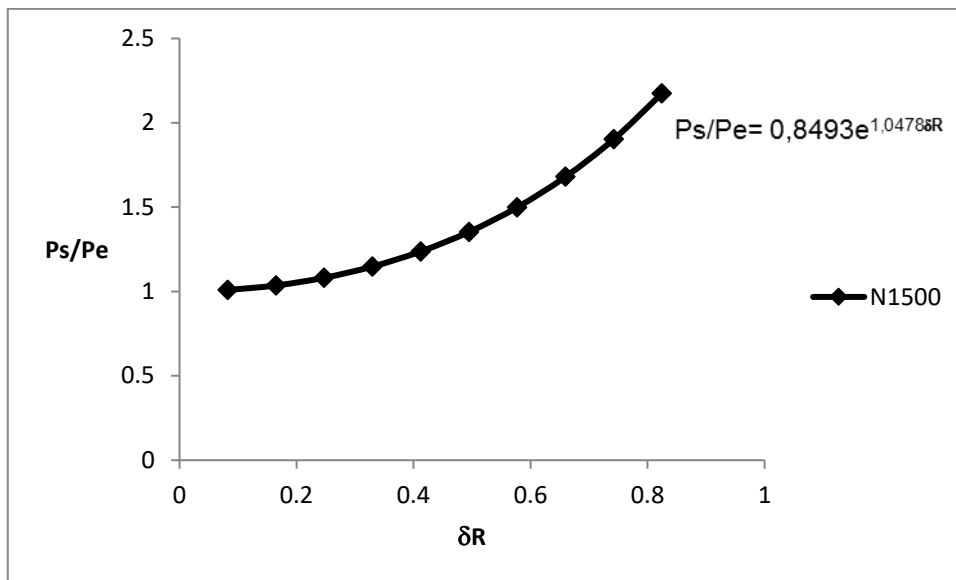


Figure III .3 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit avec $N=1500$ tr/min.

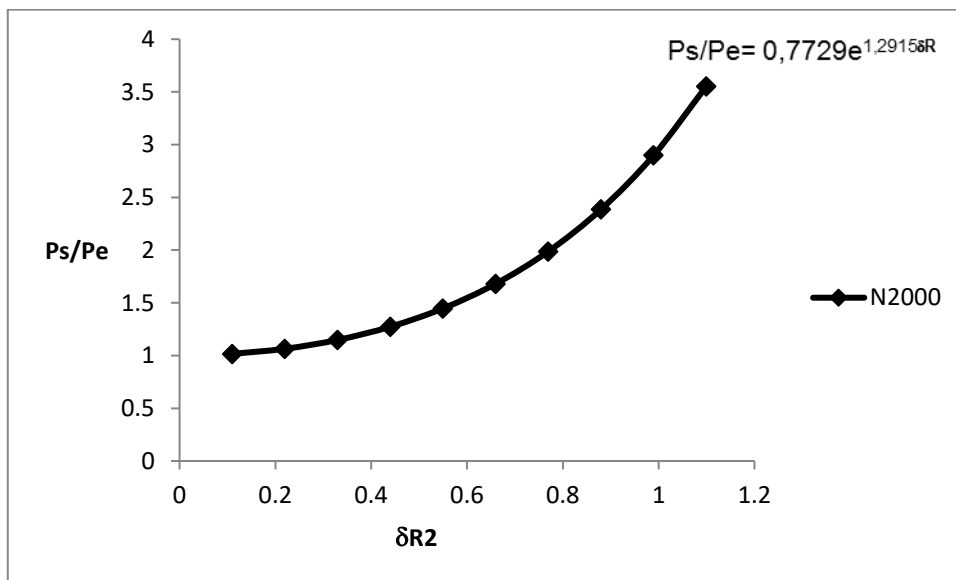


Figure III .4 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit avec $N=2000$ tr/min.

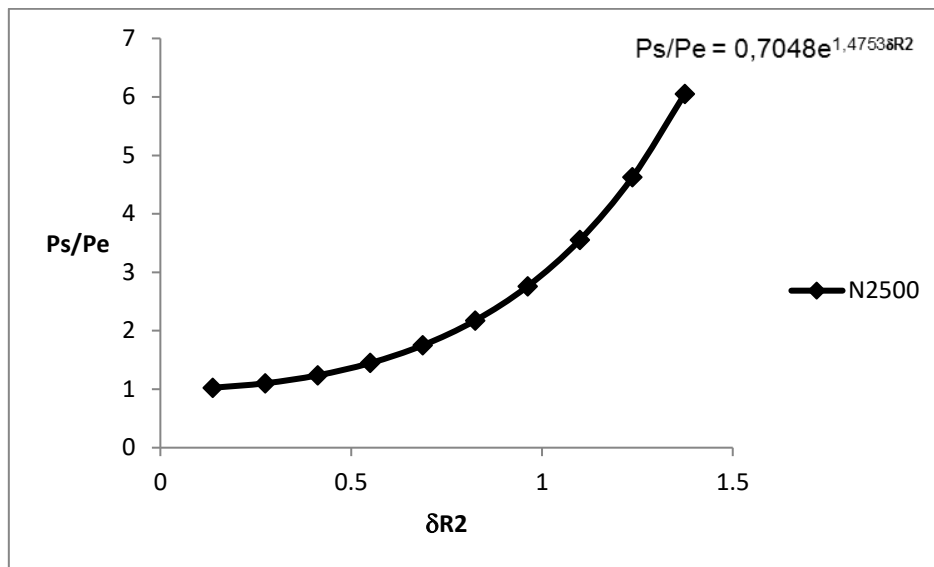


Figure III .5: l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit avec $N=2500$ tr/min.

Le rapport de compression est faible pour les faibles vitesses de rotation et devient plus important avec l'évolution de N et du débit aussi.

Cas 2 : D constant et N variable

Les valeurs de D choisis sont : 0.1 – 0.3 – 0.6 – 1m

Même remarque c'est-à-dire que les coefficients habituels $\delta R1$ et μR sont constants d'où la nécessité de trouver d'autres paramètres adimensionnels de similitude et que sont $\delta R2$ et le taux de compression P_s/P_e .

Les figures suivantes représentent l'évolution du rapport de pression en fonction du coefficient de débit, qui est de forme exponentielle (courbe de tendance) avec plusieurs diamètres.

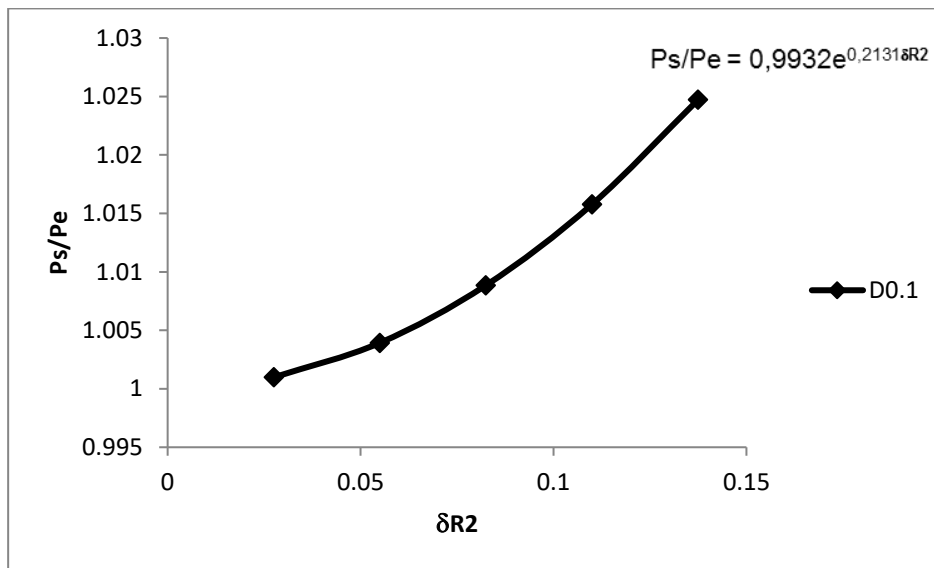


Figure III .6 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit - D=0.1m.

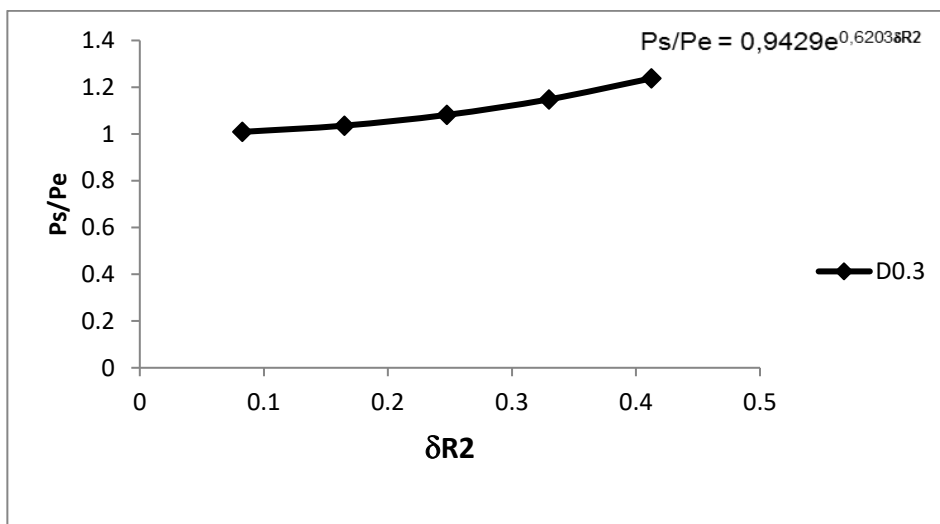


Figure III .7 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit avec D=0.3m.

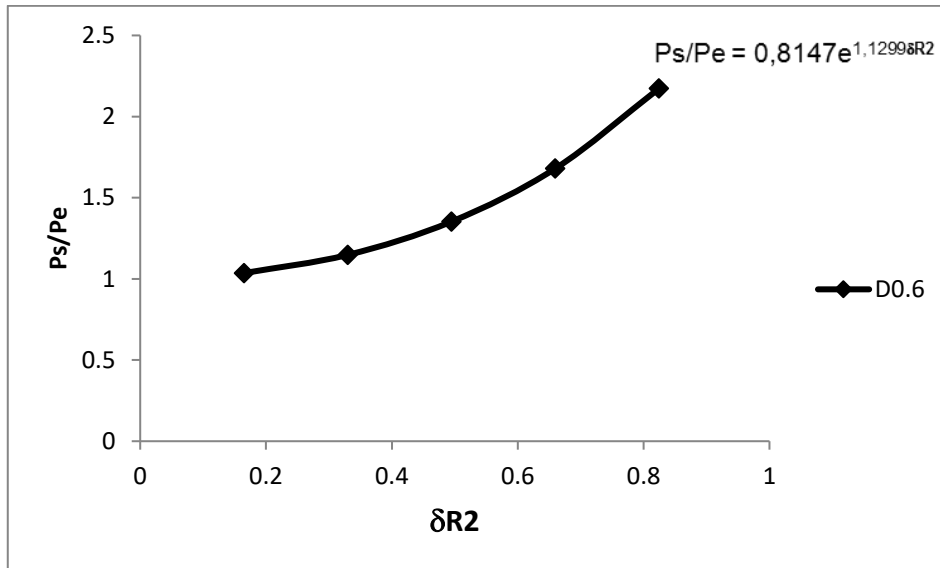


Figure III .8 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit avec $D=0.6m$.

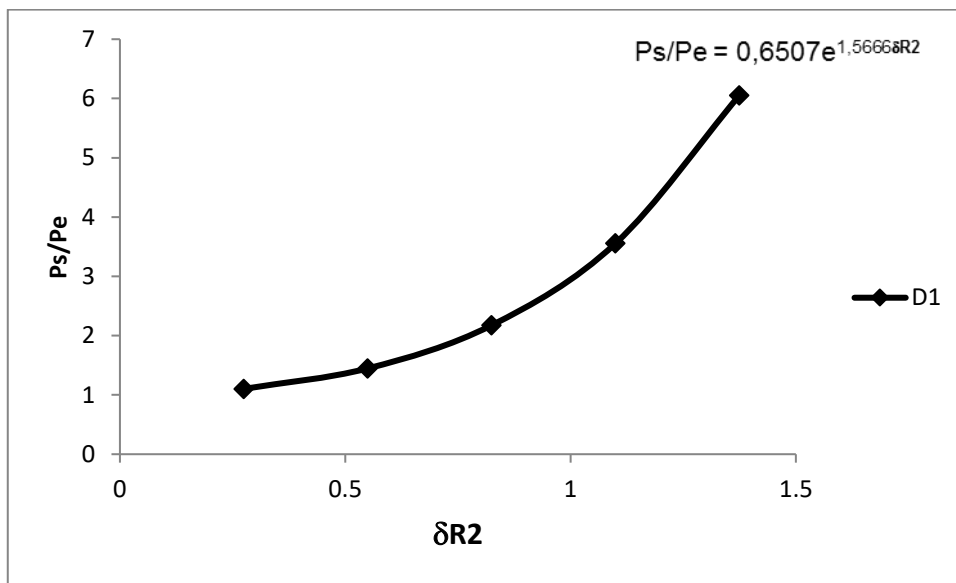


Figure III .9 : l'évolution du rapport de pression en fonction de coefficient du débit avec $D=1m$

Comme remarque générale, on constate qu'on peut ne pas s'appuyer seulement sur les coefficients δR_1 et μR mais d'autres coefficients de similitude peuvent être utiles lorsque les coefficients habituels ne le permettent pas. Les coefficients δR_2 et le taux de compression en sont la preuve.

Cas N°3 : pour N = 2000 tr/min et D = 0.1m, ρ_e variable

En faisant varier la masse volumique à l'entrée du compresseur, on constate que les paramètres adimensionnels $\delta R1$ et μR changent ce qui permet d'obtenir la courbe suivante :

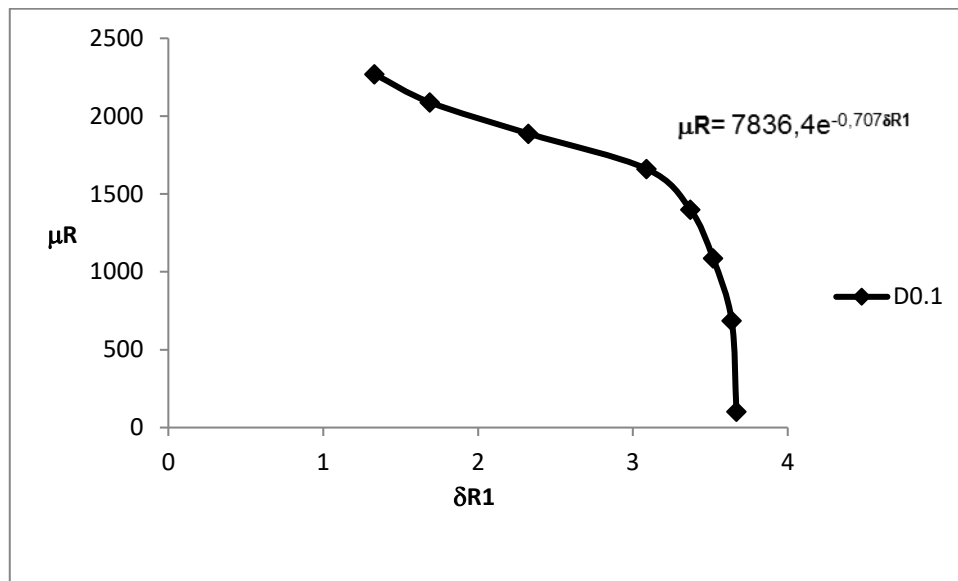


Figure III .10 : l'évolution de μR en fonction du coefficient de débit $\delta R1$ avec $D=0.1m$.

On a choisi une seule situation pour ce cas pour faire varier μR et $\delta R1$ et nous avons trouvé que cette courbe a la même allure que les courbes caractéristiques habituellement tracées pour les compresseurs.

Conclusion générale :

Dans ce mémoire, nous avons défini et mentionné les différents types de compresseurs avec une explication sur le fonctionnement, et nous sommes allés un peu plus loin dans les compresseurs axiaux (la définition, principe de fonctionnement, les accessoires, caractéristiques, une comparaison entre différents types de compresseurs et applications).

Les compresseurs axiaux présentent un intérêt certain dans beaucoup de domaines d'application c'est pour cela, ils représentent un sujet de recherche toujours en évolution, alors on a essayé en quelque sorte de participer dans ces recherches ou de débiter un travail de recherche en faisant une étude numérique sur la similitude du fonctionnement de ce compresseur dans le but de trouver les bonnes performances et caractéristiques.

Les courbes de similitude sont habituellement tracées expérimentalement ce qui est très coûteux d'où la nécessité de faire un travail théorique permettant de tracer ces courbes sans passer par l'expérimentation et de trouver aussi d'autres paramètres de similitude pour combler les cas où les paramètres habituels ne donnent pas de résultats.

A l'aide du logiciel EXCEL on a pu percer cette voie en obtenant des résultats sous forme de tableaux et courbes en fonction de différents paramètres en se basant seulement sur la théorie de similitude.

Annexe -A

N	Alfa1	Béta1	Alfa2	Béta2	r	Gamma	Cp	Te	Rhoe	Pe
500	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
1000	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
1500	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
2000	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
2500	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
D		Ce	Cm1	Qm	W	C1	Te0	Pe0	Cgir1	Cgir2
0.1		2.61799	2.5372	0.02401	52.3599	3.09735	293.005	101335	1.77657	33.1173
0.1		5.23599	5.0744	0.04802	104.72	6.1947	293.019	101353	3.55313	66.2345
0.1		7.85398	7.6116	0.07204	157.08	9.29205	293.043	101382	5.3297	99.3518
0.1		10.472	10.1488	0.09605	209.44	12.3894	293.077	101423	7.10627	132.469
0.1		13.09	12.686	0.12006	261.799	15.4868	293.12	101475	8.88284	165.586
Wn	TauxP0	Ps0	Ps	TauxP	dR1	dR2	mR			
82.0497	1.00098	101435	101429	1.00098	3.04464	0.02749	11.9713			
328.199	1.00393	101751	101727	1.00393	3.04464	0.05497	11.9713			
738.448	1.00885	102279	102226	1.00885	3.04464	0.08246	11.9713			

Annexe-B

N	Alfa1	Béta1	Alfa2	Béta2	r	Gamma	Cp	Te	Rhoe	Pe
500	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
1000	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
1500	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
2000	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
2500	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
D		Ce	Cm1	Qm	ω	C1	Te0	Pe0	Cgir1	Cgir2
0.3		7.85398	7.6116	0.64833	52.3599	9.29205	293.043	101382	5.3297	99.3518
0.3		15.708	15.2232	1.29666	104.72	18.5841	293.173	101539	10.6594	198.704
0.3		23.5619	22.8348	1.94499	157.08	27.8762	293.389	101801	15.9891	298.055
0.3		31.4159	30.4464	2.59332	209.44	37.1682	293.691	102168	21.3188	397.407
0.3		39.2699	38.058	3.24165	261.799	46.4603	294.079	102642	26.6485	496.759
Wn	TauxP0	Ps0	Ps	TauxP	$\delta R1$	$\delta R2$	μR			
738.448	1.00885	102279	102226	1.00885	3.04464	0.08246	11.9713			
2953.79	1.03571	105165	104948	1.03571	3.04464	0.16492	11.9713			
6646.03	1.08155	110103	109594	1.08155	3.04464	0.24738	11.9713			
11815.2	1.14803	117292	116329	1.14803	3.04464	0.32985	11.9713			
18461.2	1.2375	127020	125396	1.2375	3.04464	0.41231	11.9713			

Annexe-C

N	Alfa1	Béta1	Alfa2	Béta2	r	Gamma	Cp	Te	Rhoe	Pe
500	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
1000	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
1500	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
2000	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
2500	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
D		Ce	Cm1	Qm	w	C1	Te0	Pe0	Cgir1	Cgir2
0.6		15.708	15.2232	5.18663	52.3599	18.5841	293.173	101539	10.6594	198.704
0.6		31.4159	30.4464	10.3733	104.72	37.1682	293.691	102168	21.3188	397.407
0.6		47.1239	45.6696	15.5599	157.08	55.7523	294.554	103223	31.9782	596.111
0.6		62.8319	60.8928	20.7465	209.44	74.3364	295.763	104714	42.6376	794.814
0.6		78.5398	76.116	25.9332	261.799	92.9205	297.317	106652	53.297	993.518
Wn	TauxP0	Ps0	Ps	TauxP	dR1	dR2	mR			
2953.79	1.03571	105165	104948	1.03571	3.04464	0.16492	11.9713			
11815.2	1.14803	117292	116329	1.14803	3.04464	0.32985	11.9713			
26584.1	1.35314	139676	137114	1.35314	3.04464	0.49477	11.9713			
47260.7	1.68008	175928	170242	1.68008	3.04464	0.65969	11.9713			
73844.8	2.17371	231831	220262	2.17371	3.04464	0.82462	11.9713			

Annexe-D

N	Alfa1	Béta1	Alfa2	Béta2	r	Gamma	Cp	Te	Rhoe	Pe
500	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
1000	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
1500	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
2000	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
2500	0.95993	0.5236	0.48869	0.5236	287	1.4	1000	293	1.205	101330
D		Ce	Cm1	Qm	ω	C1	Te0	Pe0	Cgir1	Cgir2
1		26.1799	25.372	24.0122	52.3599	30.9735	293.48	101911	17.7657	331.173
1		52.3599	50.744	48.0244	104.72	61.947	294.919	103671	35.5313	662.345
1		78.5398	76.116	72.0366	157.08	92.9205	297.317	106652	53.297	993.518
1		104.72	101.488	96.0488	209.44	123.894	300.675	110928	71.0627	1324.69
1		130.9	126.86	120.061	261.799	154.868	304.992	116603	88.8284	1655.86
Wn	TauxP0	Ps0	Ps	TauxP	$\delta R1$	$\delta R2$	μR			
8204.97	1.10132	112237	111596	1.10132	3.04464	0.27487	11.9713			
32819.9	1.44673	149985	146597	1.44673	3.04464	0.54974	11.9713			
73844.8	2.17371	231831	220262	2.17371	3.04464	0.82462	11.9713			
131280	3.5538	394215	360105	3.5538	3.04464	1.09949	11.9713			
205124	6.05108	705573	613154	6.05108	3.04464	1.37436	11.9713			

Références :

- [1] :http://www.academia.edu/8399010/CoursdeS8_MachinesM%C3%A9caniqueset_Turbomachines?auto=download
- [2] :<https://fr.scribd.com/doc/184488413/chapitre-2-generalites-sr-les-compresseurs-c>
- [3] :compressor handbook principles and practice ,TONY GIAMPAOLO,MSME ,PE ,page n° 27(<https://books.google.dz/books?id=J2BdQLtpMocC&printsec=frontcover&dq=compressor+handbook&hl=fr&sa=X&ved=2ahUKEwiOvsuNp5rqAhXRBUIHei1BOAQ6wEwAHoECAMQAQ#v=onepage&q=compressor%20handbook&f=false>)
- [4] : Compresseurs volumétriques par Thierry DESTOOP Ingénieur de l'École Universitaire d'Ingénieurs de Lille (EUDIL), Docteur en Mécanique Responsable de projets Recherche et Développement à la société Thomé-Crépelle.
- [5] : R.LEFEVRE. GRAISSAGE TRIBOTECHNIQUE Tome III Compresseurs Lubrifiants Solides Edition TECHNIP 1976
- [6] : MARCEL S2DILLE. Ventilateurs et compresseurs centrifuges et axiaux. Tome II Phénomènes soniques et supersoniques Bruit-Réglages Problèmes mécaniques et applications diverses. Edition EYROLLES 1973
- [7] :http://www.academia.edu/8399010/CoursdeS8_MachinesM%C3%A9caniqueset_Turbomachines?auto=download
- [8] : G. Porte. Turbines à gaz vol 2. Ecole Nationale Supérieure de Techniques avancées, 1989.
- [9] :SIMILITUDE ET DIMENSIONS EN MÉCANIQUES , L.SEDOV, Edition Mir, 1997
- [10] :TURBOMACHINES Théorie Générale, Jan. KRYSINSKI, OFFICE DES PUBLICATIONS UNIVERSITAIRES , 1994
- [11] : O.E.BAJE.-TURBOMACHINE, a Guide to Design, Selection and Théory .John Wiley & Sons ,New York-Chichester-Brisbane Toronto-singapore 1981
- [12] : Cours de S8_Machinesmecaniqueset_Turbomach.pdf
- [13]: PDF ,Mémoire intitulé : Influence des systèmes VSV(variable stator vanes) Sur les performances de la turbine à gaz LM2500+ , 2013/2014, Université Aboubekr Belkaid – Tlemcen
- [14]: PDF Cours Thermopropulsion COMPRESSEUR