

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Intitulé de Mémoire

Elaboration d'un programme de calcul d'un étage du compresseur centrifuge sur Visual Basic

Présenté par :

Djebbari Amina

Bagui Nor El Houda

Soutenu publiquement le : 21/05/2017

devant le jury :

Mme.Benyamina Leila

MAA

CU Naama

Président

Mr.Mwdjahed Driss Meddah

MAA

CU Naama

Encadreur

Mr.Khatir Naima

MCB

CU Naama

Examineur

Année universitaire 2016-2017



Dédicace

Je dédie ce travail :

A ma source de bonheur :

*Mon père, ma mère pour leurs amour, leur bonté, leur sacrifice, leur encouragements
perpétuels, leur soutien.*

Puisse Dieu prolonger leur vie dans le bonheur.

Ma grand-mère

Mes frères Mohammed et Abd El Samad, mes sœur Romaiïssa et Marewa.

A tous les membres de ma famille

A tous mes amis fidèles

A tous ceux qui m'ont accordé le moindre soutien, un sourire sincère.

A mes collègues de l'Université, Génie Mécanique |

Djebbari Amina





Dédicace

Ce travail est dédié :

A tous les membres de ma famille

A mon père et à ma mère

A mes parents adoptifs

A tous les proches de la famille BAGUI

A mes chères amies et mes collègues

De L'université de Naama et ailleurs

Enfin, à tous ceux et celles qui m'ont enseigné tout

Au long du cursus scolaire, le peu qu'il soit,

De la maternité à l'université.

NOR EL HOUDA



Remerciements.

Tout d'abord, nous remercions Dieu, le tout puissant, notre créateur de nous avoir prêté longue et donné la force, le courage et la volonté pour achever ce travail.

Nous adressons un remerciement particulier à notre encadreur Monsieur Medjahed Driss Meddah qui nous a d'abord proposé le thème de ce mémoire, pour ses conseils d'une grande valeur et qui a toujours répondu présent lors des obstacles. Nous tenons également à remercier les membres du jury pour l'honneur et la bonté qu'ils nous ont faits en acceptant de siéger à notre soutenance.

Finalement, nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à tous les membres de nos familles qui ont toujours été d'un apport incontournable et très bénéfique pour la réalisation de ce mémoire.

Ainsi que tous les enseignants qui nous ont appris à lire, à écrire et à compter durant tout le cursus scolaire.

LISTE DES FIGURES

Chapitre I : Généralités sur les compresseurs

Fig. .I.1. Classification des compresseurs.....	02
Fig. . I.2. Les compresseurs volumétriques.....	03
Fig. : I.3. Compresseurs à piston.....	04
Fig. : I.4. les compresseurs a membranes.....	05
Fig. :I.5. Compresseur à palettes	06
Fig. : I.6. Compresseur à vis	07
Fig. : I.7. Turbocompresseur	08
Fig.:I.8. compresseur axial.....	09
Fig.: I.9. Vue interne d'un compresseur centrifuge à quatre étages.....	10

Chapitre II : Fonctionnement du compresseur centrifuge

Figure II-1 : Vue schématique d'un étage de compresseur centrifuge, d'après Baines (2005).....	13
Fig. II.2. Compresseur centrifuge.....	14
Fig. II.3. Compresseur centrifuge.....	15
Figure : II.1. Roue d'un compresseur centrifuge	16
Figure : II.2. Compresseur à plan de joint (type Barrel)	17
Figure : II.3. Entraînement par turbine à vitesse variable	17
Figure : II.4. Intérêt de l'écoulement radial	18
Figure : II.5. Evolution de la pression et de vitesse dans une cellule de compresseur.....	19
Figure : II.6. Parcours du gaz dans le compresseur	19
Figure : II.7. Circule du gaz dans le diaphragme d'aspiration	20
Figure : II.8. Volute de refoulement	21
Figure : II.9. La bride de refoulement	21

Figure : II.10. Alimentation axiale d'une machine centrifuge	22
Figure : II.11. Alimentation d'un compresseur centrifuge	22
Figure : II.12. Admission latérale d'une machine exemple d'aubages directeurs.....	23
Figure : II.13. Rotor d'un compresseur centrifuge	24
Figure : II.14. Aubes radiales	24
Figure : II.15. Aubes inclinées en arrière	25
Figure : II.16. Aubes inclinées en avant	25
Figure : II.17. Diffuseur	26
Figure : II.18. Diffuseur plan de révolution	27
Figure : II.19. Les diffuseurs tangentiels	28
Figure : II.20. les diffuseurs spiraux	29
Figure : II.21. Schéma de la volute	30
Figure : II.23. Etage d'un compresseur centrifuge	31
Figure : II.24. Transformation dans le diagramme (h-s)	32
Figure : II.25. Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue	33

Chapitre III: Calcul d'un étage du compresseur centrifuge

Figure : III.1. Géométrie du squelette d'une aube du diffuseur à ailette.....	52
--	----

LISTE DES TABLEAUX

Tableau.I.1 : Différence entre compresseur centrifuge et axial.....	11
Tableau. I.2 : Différents symbolisations des compresseurs.....	12
Tableau .II.1. Résultats des calculs des paramètres thermodynamiques et cinématiques du diffuseur à flasques lisses	48
Tableau .III.2. Résultats des calculs des paramètres thermodynamiques et cinématiques du diffuseur à ailettes	55

Nomenclature

Symboles	Signification	Unité
C	:Vitesse absolue	m/s
U	:Vitesse périphérique	m/s
W	:Vitesse relative	m/s
$\varphi_1, \varphi_2, \nu$:Vitesse réduites	Sans dimension
k_i	:Coefficient d'obstruction	Sans dimension
ζ	:Coefficient de perte	Sans dimension
π_c	:Taux de compression	Sans dimension
Δ_{eu}	:Energie massique échangée	j/kg
ρ	:Masse volumique	Kg/m ³
q_m	:Débit massique	Kg/s
η_s	:Rendement isentropique	Sans dimension
q_v	:Débit volumique	m ³ /s
P	:Pression	bar
T	:Température	K
h	:Enthalpie	j/kg
P_{i-j}	:Perte d'enthalpie	j/kg
L	:Longueur de l'aube	m
D	:Diamètre	m
R	:Rayon	m
B	:Largeur de l'aube	m
C_p	:Chaleur spécifique massique	j/ (kg.k)
$h_i - h_j$:Le gain d'enthalpie	KJ/kg
δ	:Angle de l'ouverture réduite	Sans dimension
R	:Constant universel des gaz parfaits	j/ (mol.k)
μ_u	:Coefficient de glissement	Sans dimension
γ	:Rapport entre les chaleurs massiques (C_p/C_v)	Sans dimension
g_2	:Epaisseur de l'aube	m
N	:Vitesse de rotation	Tr/mn
β^*	:Angle entre la tangente l'ailette et le fond de grille	°
ν	:Viscosité cinématique	m ² /s
μ	:Viscosité dynamique	Kg/ (m.s)
Z	:Nombre d'aube	Sans dimension
λ	:Coefficient de frottement	Sans dimension

Indices :

1 : Entrée

2 : Sortie

S : isentropique

C : compresseur

Résumé :

Les compresseurs sont les dispositifs les plus importants dans le domaine mécanique, tels que les moteurs d'avions et les centrales électriques, les turbines à gaz, il fallait donc que de nombreuses études concernent les compresseurs en général et des compresseurs centrifuges en particulier , Mais parmi les études, certaines reposent sur la résolution des équations de turbomachine, mais la résolution était basée sur le programme Fortran, qui fournit des solutions facilement, mais ne fournit pas à l'utilisateur une vue complète du programme, de sorte que le l'utilisateur ne peut pas savoir quels sont les facteurs à combler et quelles caractéristiques seront calculées par le programme avant de finir toutes les calculs, Visual Basic 6, Facilite et détaille toutes les opérations et toutes les données, ainsi que les résultats, et rendre les anciens programmes amusants et clairs , Nous nous sommes appuyés dans cette étude sur le programme Visual Basic6, et nous avons calculé les caractéristiques du compresseur centrifuge, et nous nous sommes appuyés sur ce programme (Visual Basic6) pour faire des simulations étudiant quelques effets de certains facteurs sur d'autres facteurs.

Mots clés : compresseur centrifuge, Fortran, Visual Basic, turbomachine.

ملخص:

الضواغط من أهم الأجهزة المتواجدة في الميدان الميكانيكي، كمحركات الطائرات و محطات توليد الطاقات ، كالكهرباء و البترول و غيرها، لذلك كان لابد من توفر العديد من الدراسات تختص بدراسة الضواغط بصفة عامة و من الضواغط المركزية بصفة خاصة، لكن من بين الدراسات يوجد بعضها تعتمد على حل المعادلات الخاصة بالآلات التوربينية ، لكنها حلها كان يعتمد على برنامج الفورتران الذي يقدم الحلول بسهولة، إلا أنه لا يتيح للمستخدم نظرة شاملة عن البرنامج ، بحيث المستعمل لا يستطيع معرفة ماهي العوامل الواجب عليه ملؤها، وماهي الخصائص التي سيقوم البرنامج بحسابها، لذلك من أهم البرامج الفيزيالي نجد برنامج فيجوال بيسيك6 الذي يوضح كل العمليات و كل المعطيات و كذلك يوضح النتائج، و يجعل التعامل مع البرامج القديمة ممتعة وواضحة، لذلك اعتمدنا في دراستنا هذه على برنامج فزوال بيسيك6 ، و قمنا بحساب خصائص برنامج الضاغط المركزي، واعتمدنا على هذه البرنامج للقيام بالمحاكات اللازمة لدراسة تأثير بعض العوامل على عوامل أخرى.

الكلمات المفتاحية: الضواغط المركزية، فورتران، فيجوال بيسيك، الآلات التوربينية

Abstract :

Compressors are the most important devices in the mechanical field, such as aircraft engines and power stations, gas turbines, so many studies have to do with compressors in general and centrifugal compressors in particular, but Some studies rely on the resolution of turbomachine equations, but the resolution was based on the Fortran program, which provides solutions easily but does not provide the user with a complete view of the program, Visual Basic 6, Facilitate and detail all the operations and data, as well as the results, and make the old ones Programs, We relied in this study on the Visual Basic 6 program, and we have Altered the characteristics of the centrifugal compressor, and we relied on this program (Visual Basic6) to make simulations studying some effects of some factors on other factors.

Key words: centrifugal compressor, FORTRAN, Visual Basic, turbomachine.

Sommaire

Dédicaces et remerciements	I
Liste des figures et tableaux	II
Nomenclature	III
Résumé	IV
Sommaire	VI
Introduction générale	01

chapitre I

Généralités sur les compresseurs

I.1. Introduction	02
I.2.généralité	02
I.2.1. Présentation des compresseurs	02
I.3.definition et classification	03
I.4 .les différents types des compresseurs	03
I.4.1. Compresseurs volumétriques	04
I.4.1.1. Compresseurs alternatifs	05
I.4.1.1.1.compresseur à piston	05
I.4.1.1.2. Compresseur à membrane	06
I.4.1.2 .compresseurs rotatifs	07
I.4.1.2.1.compresseur à palette	07
I.4.1.2.2.compresseur à vis	08
I.4.1.2. Turbocompresseurs	09
I.4.1.2. 1 .compresseur axial	10
I.4.1.2. 2. Compresseur centrifuge	11
I.4.1.2. 3 .différence entre compresseur centrifuge et axial	12
I.5 différents symbolisations des compresseurs	13

Chapitre II

Fonctionnement du compresseur centrifuge

II-Introduction	14
II-1. Principaux éléments d'un compresseur centrifuge	14
II-2 description générale du compresseur centrifuge	15
II-2-2 présentation extérieure	16
II-2-3 le dispositif d'entraînement	17
Entraînement par une turbine à vapeur	17
Entraînement par un moteur électrique	17
II-2-4 principe de fonctionnement	18
Intérêt de l'écoulement radial	18
Parcours du gaz dans le compresseur	18
II-3 description d'un étage d'un compresseur centrifuge	19
II-3-1 canal d'aspiration	19
II-3-1-1 influence de l'admission	19

II-3-1-2	forme des conduits d'admission	20
II-3-2	le rotor	21
II-3-2-1	types de l'aube d'un rotor du compresseur centrifuge	21
II-3	récupérateur	23
II-3-3-1	diffuseur	23
II-3-3-1-1	fonction du diffuseur	23
II-3-3-1-2	diffuseur à flasques lisses	24
II-3-3-1-4	les diffuseurs à ailettes	24
II-3-3-1-5	les diffuseurs tangentiels séparés	24
II-3-3-1-6	les diffuseurs spiraux	25
II-3-3-2	volute	25
II-4	triangle des vitesses d'un étage du compresseur centrifuge	26
II.5	l'équation d'Euler	27
II-6	conclusion	28

Chapitre III

Calcul d'un étage du compresseur centrifuge

III -1	calcul d'entrée du compresseur centrifuge	29
III-1-1	choix de la roue	29
III.1.2	choix des paramètres géométriques	29
III.1.3	calcul de la vitesse périphérique	30
III.1.4	au niveau du canal d'aspiration	31
III.2	calcul des paramètres de fluide à l'entrée et à la sortie de la roue	32
III.2.1	a l'entrée de la roue	32
III.2.2	a la sortie de la roue	33
III.2.3	dimensions géométriques de la roue	35
III.3	paramètres thermodynamiques, cinématiques et dimensions du diffuseur à flasques lisses	36
III.4	géométrie du diffuseur à ailettes	40
III.5	Vérification du rendement isentropique et taux de compression	47

Chapitre IV

Réalisation d'un programme en VB pour calculer un compresseur centrifuge

IV	Introduction	48
IV. 1	Généralité	48
IV.2	Présentation générale du Visual basic6	49
IV.3.1 ^{eme}	partie: Présentation du programme réalisé par VB	50
IV.3.1.1	la réalisation du programme de calculs dans un compresseur centrifuge	50
IV.3.1.1.1	Caractéristiques du compresseur centrifuge	50
IV.3.1.1.2	les informations sur les concepteurs (les designers) de programme	51
IV. 3.1.3	Aide	52
IV. 3.2	les caractéristique de compresseur centrifuge	53
IV. 3.3	Vérification	53
IV. 3.4	le choix de types de comtes	54

IV. 3.4.1.calculs des vitesses périphériques	55
IV. 3.4.2.calculs des paramètres au niveau de canal d'aspiration	56
IV. 3.4.3.calculs des paramètres à l'entrée et à la sortie de la roue	56
IV. 4.2 ^{ème} partie : Simulation numérique	57
IV. 4.1.l'influence de la température ambiante	57
IV. 4.1.1.l'influence de la température ambiante sur les vitesses périphériques	57
IV. 4.1.1.1. Vitesse périphériques à l'entrée du rotor U1	57
IV. 4.1.1.2. Vitesse périphériques à la sortie du rotor U2	58
IV. 4.1.1.3. L'influence de la température ambiante sur la puissance	58
IV. 4.1.1.4. L'influence de la température ambiante sur les pressions	59
IV. 4.1.1.4.1. Pression à l'entrée du rotor P1	59
IV. 4.1.1.4.2. Pression à la sortie du rotor P2	59
IV. 4.1.1.5. L'influence de la température ambiante sur les masses volumiques	60
IV. 4.1.1.5.1. Masse volumique à l'entrée du rotor ρ_1	60
IV. 4.1.1.5.2. Masse volumique à la sortie du rotor ρ_2	60
IV. 4.1.1.6. L'influence de la température ambiante sur les rendements	61
IV. 4.1.1.6.1. Le rendement η_1	61
IV. 4.1.1.6.2. Le rendement η_2	61
IV. 4.1.1.7. L'influence de la température ambiante sur les pertes d'enthalpie	62
IV. 4.1.1.8. L'influence de la température ambiante sur les gains enthalpie	62
IV. 4.2.l'influence de rapport des diamètres	63
IV. 4.2.1.l'influence de rapport des diamètres sur la vitesse périphérique	63
IV. 4.2.2.l'influence de rapport des diamètres sur les pertes d'enthalpie	63
IV. 4.3.l'influence de rendement isentropique	64
IV. 4.3.1.l'influence de rendement isentropique sur les pressions	64
IV. 4.3.1.1. Pression à l'entrée du rotor P1	64
IV. 4.3.1.2. Pression à l'entrée du rotor P2	64
IV.5.Conclusion	65
Conclusion générale	66
Bibliographie	

Introduction

Introduction Générale

Un compresseur est un dispositif utilisé pour augmenter la pression d'un fluide compressible qui peut être gaz ou vapeur. Les compresseurs sont utilisés dans une grande variété d'applications. Il s'agit notamment des turboréacteurs utilisés dans la propulsion aéronautique et spatiale, production d'électricité utilisant les turbines à gaz industrielles, suralimentation des moteurs à combustion interne, pressurisation des gaz et des fluides dans l'industrie de transformation, le transport des fluides dans les canalisations et ainsi de suite...

Le présent manuscrit s'organise autour d'une introduction générale, et de quatre chapitres et une conclusion finale :

Dans le premier chapitre, nous allons commencer par une présentation généralité sur les compresseurs.

Faisant suite à ce chapitre, le deuxième chapitre est consacré à une étude sur le fonctionnement d'un compresseur centrifuge et les descriptions des différents organes d'un compresseur centrifuge et les équations mathématiques calculent les différents paramètres technologiques et thermodynamique.

Puis, dans le troisième chapitre on calcule les paramètres géométriques et thermodynamiques du compresseur centrifuge avec des applications numériques pour donner une vision pratique sur les calculs d'un compresseur centrifuge.

Enfin, le quatrième chapitre et le dernier de ce mémoire est consacré aux résultats et discussions de la simulation numérique du compresseur centrifuge et une analyse de tous les résultats après la production de notre programme de calcul à l'aide du programme **VB6 (Visual basic6)**.

On a finalisé notre mémoire avec une conclusion générale pour conclure notre travail et pour proposer des perspectives au future concernant notre sujet.

Chapitre I

Généralité sur les compresseurs

I

Généralité sur les compresseurs :

I.1 Introduction :

Dans ce chapitre, on va présenter les compresseurs en général, définition et classification, les types des compresseurs et différentes symbolisations des compresseurs.

I.2. Généralité :

Pour échanger de l'énergie entre un fluide et un système mécanique, on utilise ce qu'on appelle des machines à fluides. Ce sont souvent des machines tournantes ou turbomachines. Le transfert de l'énergie de la machine vers le fluide se fait grâce à des pompes. La transformation inverse est faite par des turbines.

Ces dernières peuvent alors, soit transmettre directement l'énergie mécanique à une autre machine à faire fonctionner, soit, à leur tour, échanger leur énergie mécanique avec un alternateur pour la transformer en électricité. L'énergie des fluides provient soit de leur énergie potentielle, dans le cas d'une chute d'eau et de l'énergie - renouvelable - hydraulique, soit de leur énergie cinétique dans le cas des éoliennes, soit encore d'une source d'énergie thermique Énergie nucléaire ou énergie de combustion. Les turbomachines sont donc en première ligne pour la Production d'énergie utilisable par la société que ce soit à des fins industrielles ou de consommation domestique. [1]

I.2.1. Présentation des compresseurs :

Les compresseurs sont des composants critiques des turboréacteurs car leurs performances vont avoir des conséquences directes sur le fonctionnement global du moteur (rendement, consommation de carburant...) Ils sont généralement constitués de plusieurs étages, qui peuvent être axiaux comme centrifuges. Un étage contient toujours une roue d'aubages (ou de pales) tournante à grande vitesse (rotor ou impulsor), permettant d'augmenter la vitesse absolue du fluide, et une roue fixe (stator ou diffuseur), qui va transformer cette énergie cinétique en pression. [2]

I.3. Définition et classification :

Le compresseur dans une installation frigorifique est l'organe le plus compliqué et le plus délicat. Ses organes sont sans cesse en mouvement et ont pour rôle, d'augmenter la pression et de faire circuler le fluide, dans une installation frigorifique. [3]

Il existe deux grandes familles de compresseurs :

Les compresseurs volumétriques et les turbocompresseurs ou dynamique. Dans les premiers, de beaucoup les plus importants en quantité, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique. Dans les seconds, on élève la pression en convertissant, de façon continue, l'énergie cinétique communiquée au gaz énergie de pression. Cet échange d'énergie est dû à l'écoulement autour des aubages dans la roue. [4]

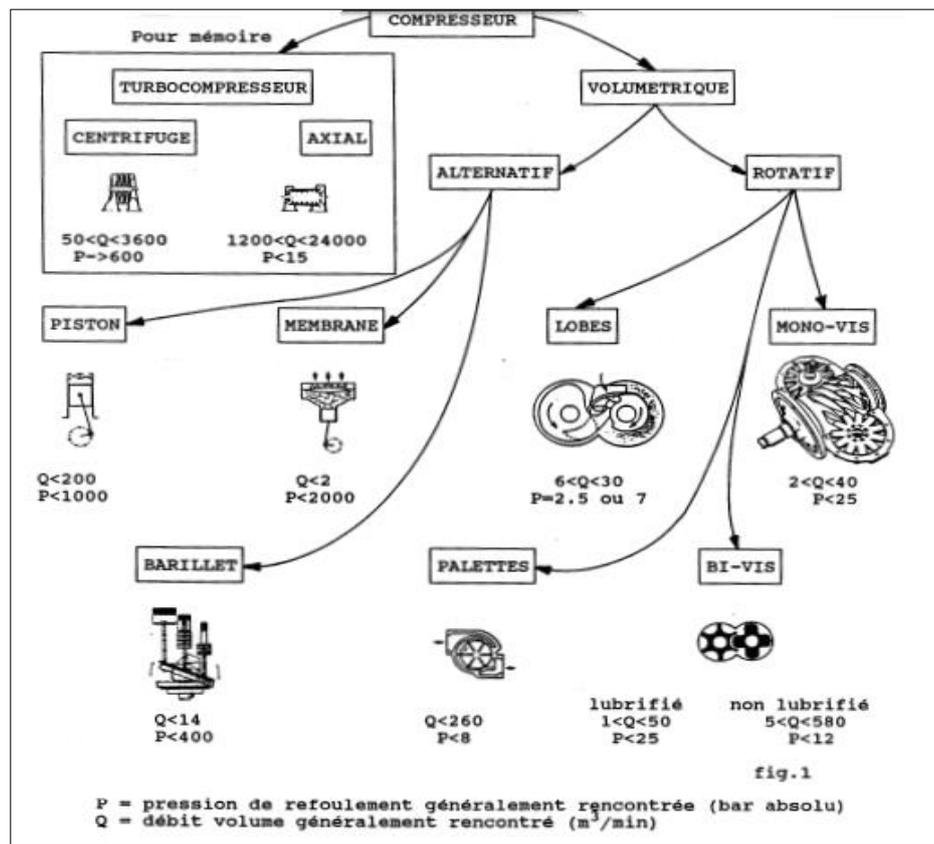


Fig. I.1. Classification des compresseurs

I.4. Les différents types des compresseurs :

I.4.1. Les compresseurs volumétriques :

Les compresseurs volumétriques produisent une augmentation de pression du gaz aspiré par une diminution de volume, soit par un système à pistons alternatifs (à piston, à membrane) ou rotatifs (à vis, à palette), soit par un système de spirales (Spiro-compresseurs ou scroll systèmes), soit par un système à vis (compresseurs à vis). [4]

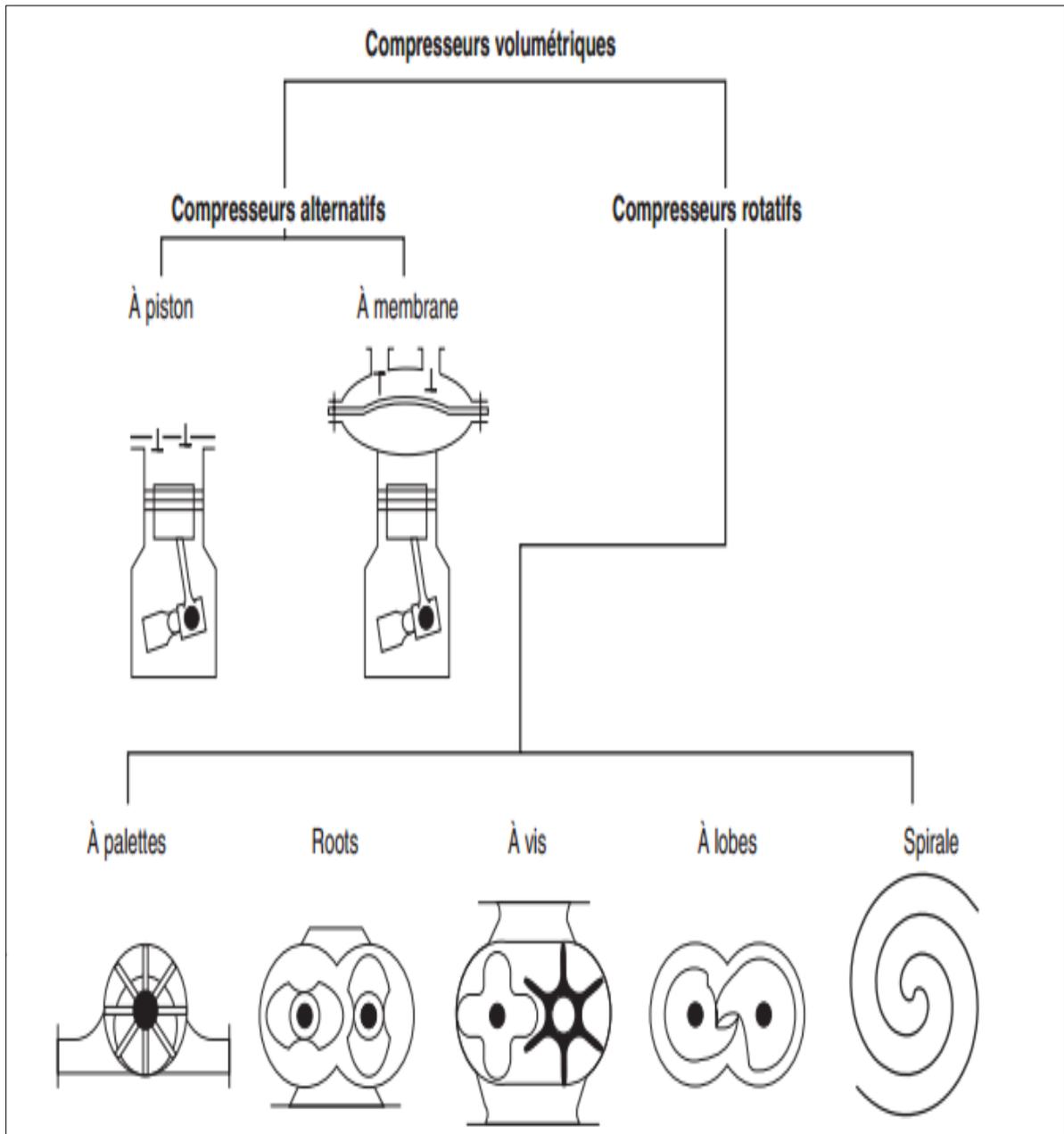


Fig. I.2. Les compresseurs volumétriques

I.4.1.1 Compresseurs alternatifs :

Les compresseurs alternatifs consistent en un ou plusieurs cylindres chacun avec un piston qui se déplace dans les deux sens, déplaçant un volume à chaque mouvement.

Les compresseurs alternatifs sont largement utilisés dans l'industrie du pétrole et du gaz où les débits volumétriques de gaz actuellement considérés sont de faible à moyen et où le taux de compression est élevé. [5]

I.4.1.1.1. Compresseur à pistons alternatifs :

La variation de volume et la compression du gaz sont obtenues par le mouvement alternatif d'un piston à l'intérieur d'un cylindre, celui-ci étant créé par un système bielle- manivelle. [6]

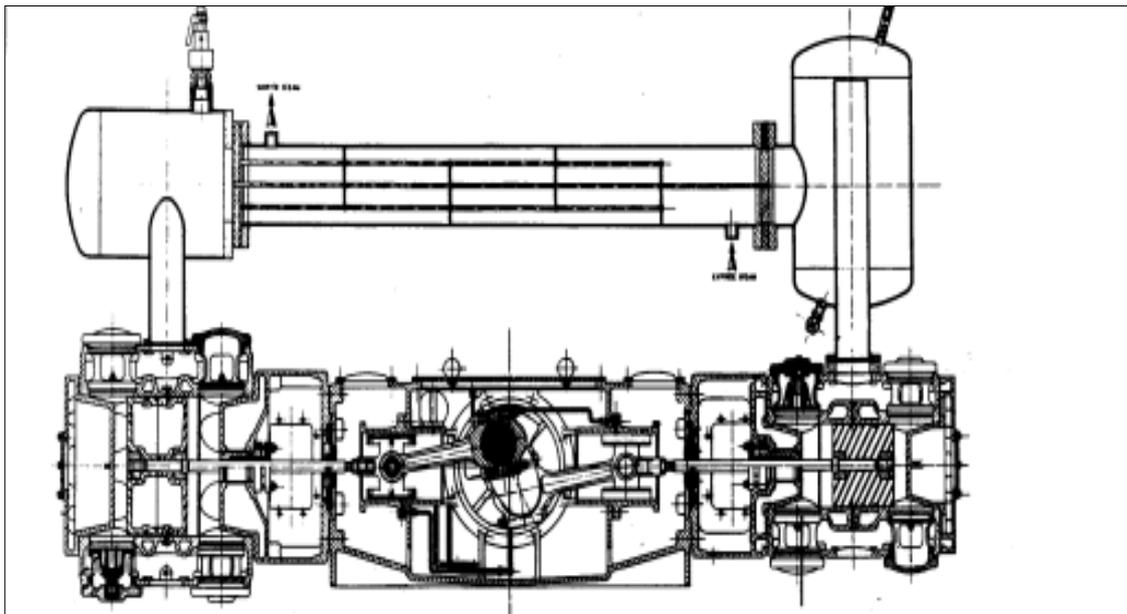


Fig.I.3. Compresseurs à piston double effet, Bi étage

Le domaine d'application de ce type de compresseur est très large. Il couvre une plage de pression allant jusque 1000 bars et une plage de débit allant jusque 200 m³/min. Pratiquement, tous les gaz peuvent être comprimés (en compression lubrifiée ou non). On trouve les compresseurs à pistons dans toutes les industries : chimie, pétrole, alimentaire, électronique, verrerie, fonderie...

I.4.1.1.2. Compresseur A Membranes :

Le cylindre est constitué par deux plateaux circulaires, creusés chacun d'un évidement conique sur leur face d'appui, serrés par des boulons et entre lesquels est pincée, sur sa périphérie, une membrane métallique flexible. Cette membrane vient alternativement s'appliquer sur les deux surfaces des deux plateaux et joue ainsi le rôle du piston d'un compresseur classique. [6]

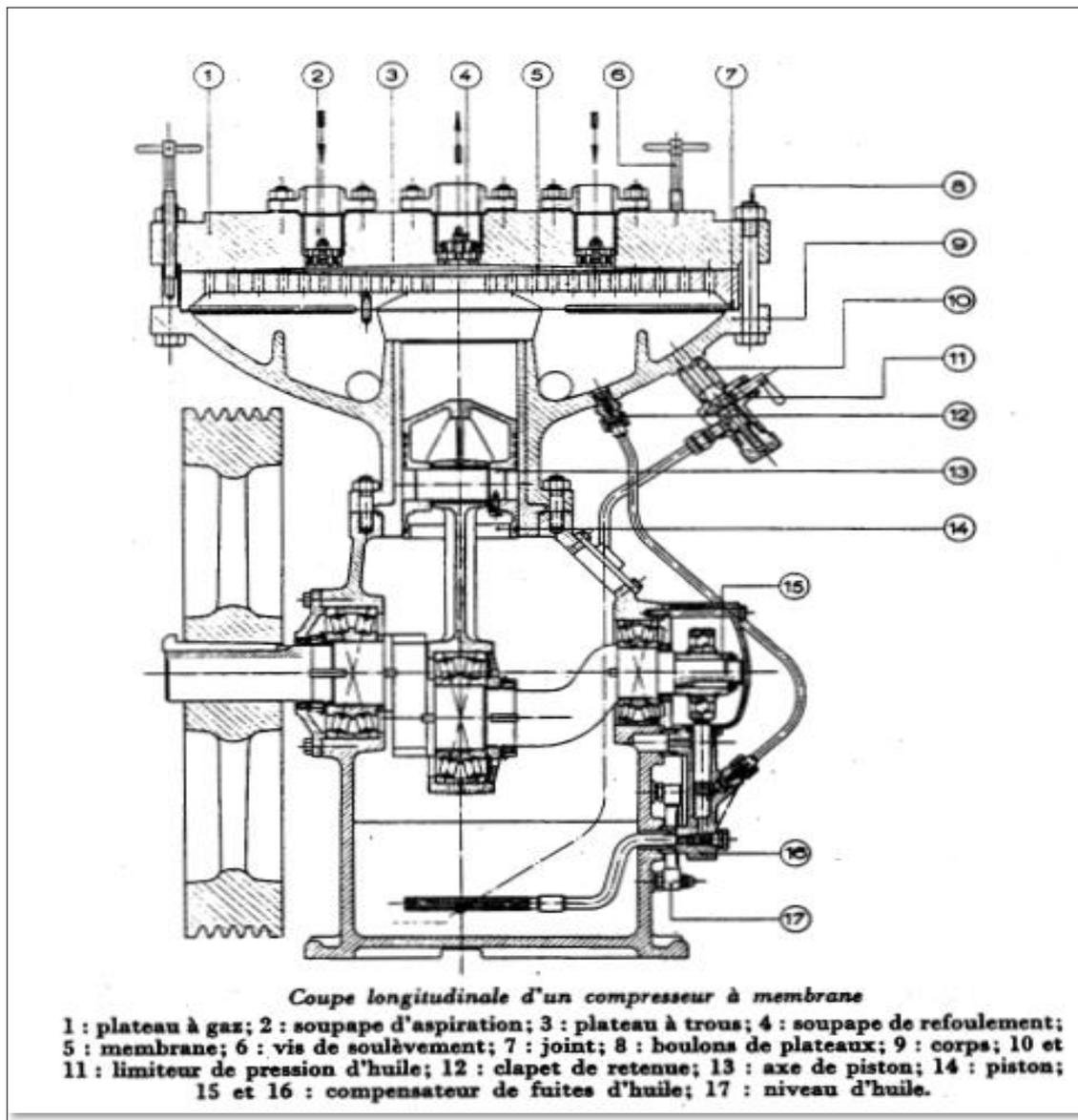


Fig. I.4. Les compresseurs à membranes

Ces compresseurs sont employés, notamment dans l'industrie chimique, pour la compression de gaz dangereux, corrosifs ou précieux donc il faut éviter la de perte. Certaines variantes de construction emploient une transmission hydraulique utilisant de l'eau, au lieu de l'huile, pour la compression de l'oxygène ou du protoxyde d'azote. [6]

I.4.1.2 Compresseurs rotatifs :

Les compresseurs rotatifs tels que les compresseurs de types à lobes, à vis, à ailettes et à anneau. Chacun ayant une enveloppe avec un ou plusieurs éléments tournants déplaçant un volume fixe à chaque rotation. [5]

I.4.1.2.1 Compresseur à palettes :

Dans un cylindre et autour d'un axe excentré tourne un rotor, tangent au cylindre et pourvu de palettes radiales qui coulissent librement dans leur logement et sont constamment appliquées sur la paroi par la force centrifuge. [4]

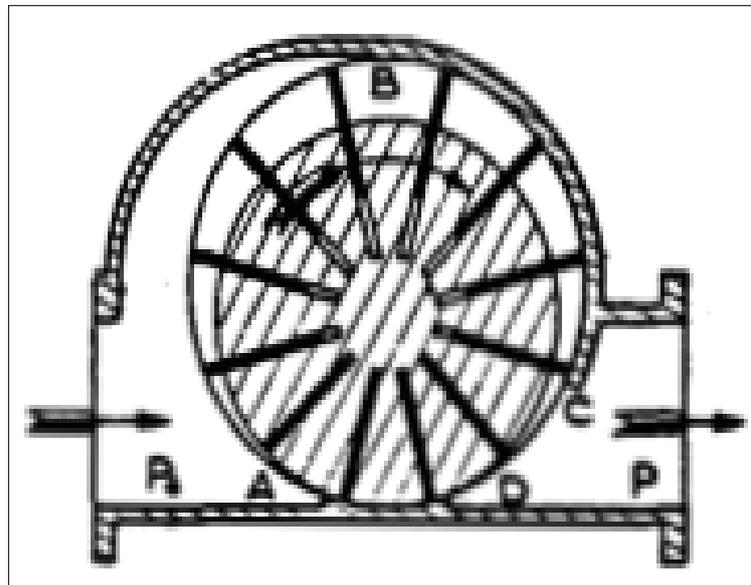


Fig. I.5. Compresseur à palettes

Le volume compris entre deux palettes consécutives et variables :

Il croît, depuis une valeur pratiquement nulle au voisinage de la génératrice de contact du rotor et du cylindre, pendant un demi-tour et se remplit d'air, la communication avec la conduite d'aspiration étant assurée depuis A jusqu'à B par des lumières prévues dans la paroi du cylindre.

[4]

I.4.1.2.2. Compresseur A Vis :

Le compresseur à vis est un compresseur volumétrique dont les pistons se présentent sous forme de vis. C'est le modèle de compresseur le plus utilisé de nos jours. Les principales pièces de l'élément de compression à vis comprennent un rotor male et un rotor femelle qui tournent l'un vers l'autre tandis que le volume situé entre eux et le carter de compresseur diminue.

Le rapport de pression d'une vis dépend de la longueur et du profil de la vis d'une part, et de la forme de l'orifice de refoulement, d'autre part. L'élément de compression à vis n'est équipé d'aucune soupape et il n'existe aucune force mécanique susceptible de créer un quelconque déséquilibre. Il peut par conséquent fonctionner à une vitesse d'arbre élevée et combiner un débit important et de faibles dimensions extérieures. [6]

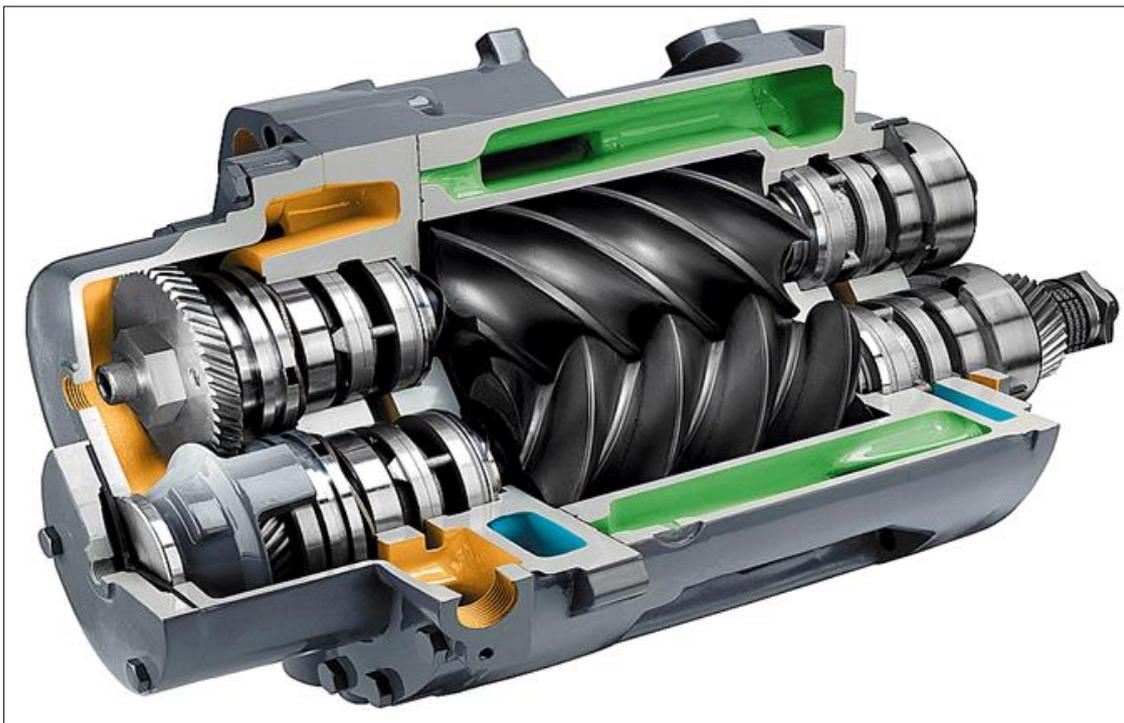


Fig.I.6. Compresseur à vis

I.4.2. Les turbocompresseurs :

Les turbocompresseurs (compresseurs dynamiques) sont des machines dont les quelles le fluide reçoit de l'énergie mécanique d'une ou de plusieurs roues mobiles (monocellulaires ou multicellulaires).

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiales et centrifuges. [7]

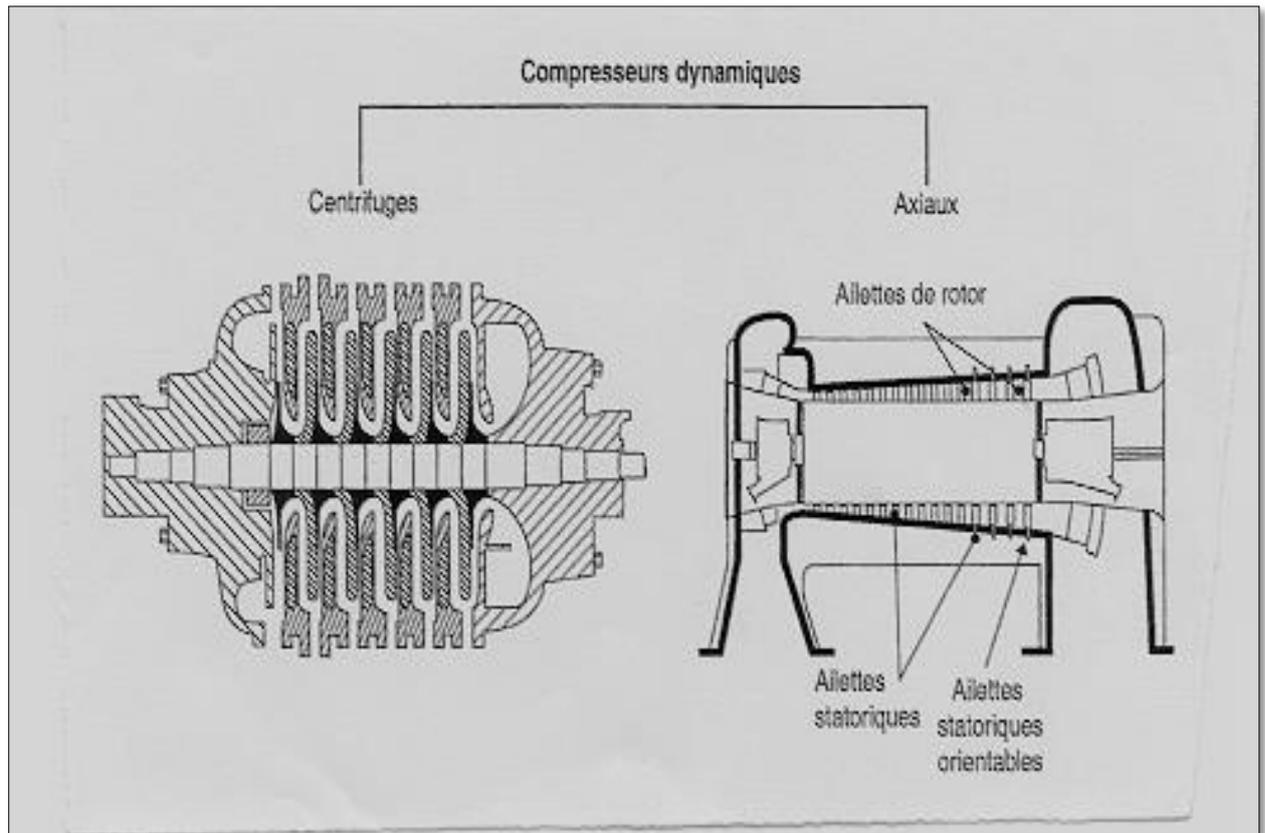


Fig.I.7. Turbocompresseur

I.4.2.1 compresseur axial :

Le compresseur axial est un compresseur dont le flux d'air suit l'axe de rotation, et dont le fluide de sortie a un mouvement radial. Il 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. [8]

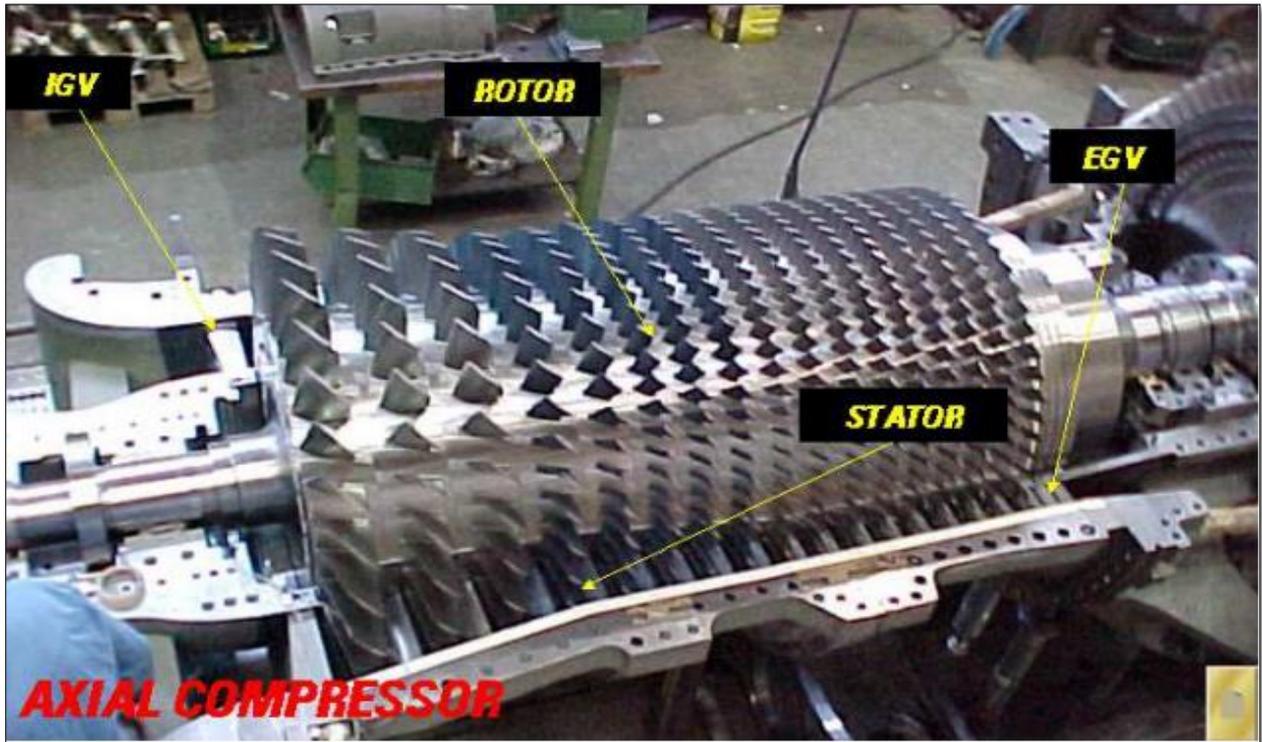


Fig.I.8. Compresseur axiale

La compression est réalisée dans un certain nombre d'étages, placés en série. Chaque étage est constitué d'une couronne d'aubes rotoriques (le rotor) et d'une couronne d'aubes statoriques (le stator). Les aubes rotoriques sont fixées sur le tambour, les aubes statoriques sont solidaires du carter. [8]

I.4.2.2. Compresseur centrifuge :

Le compresseur centrifuge est une machine dynamique à écoulement de fluide continue ayant des roues solidaires à l'arbre qui fournissent de l'énergie à ce dernier. Ainsi une partie de cette énergie est transformée en augmentation de pression directement dans la roues, et une partie reste dans le stator, c'est à dire dans les diffuseurs. [7]

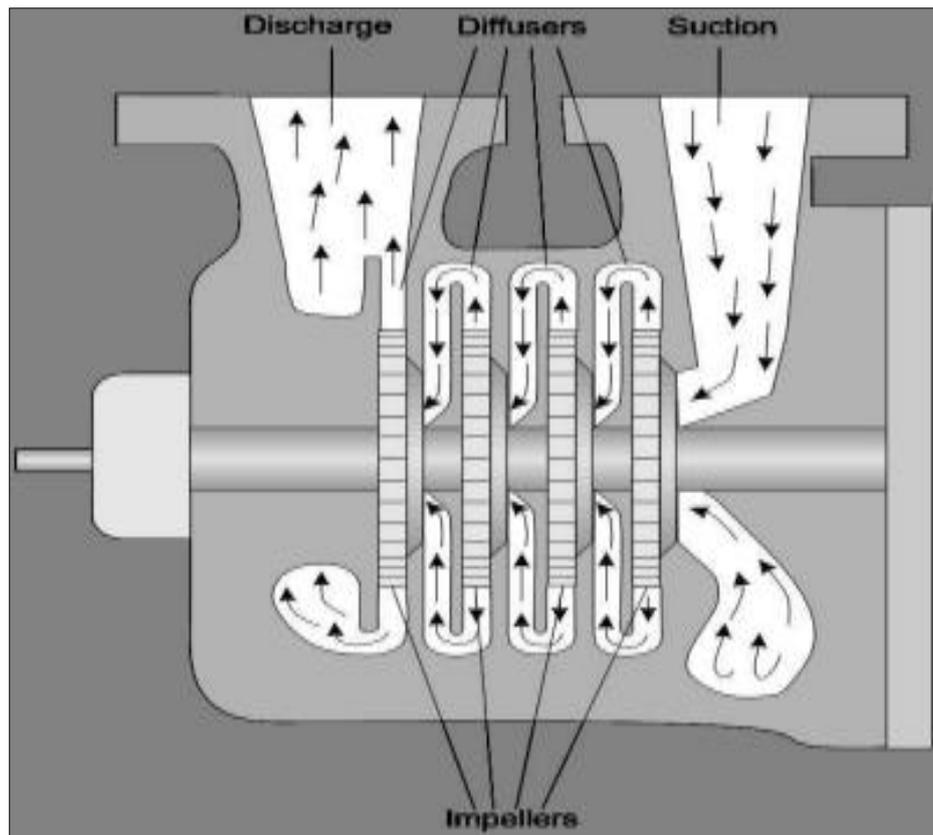


Fig.I.9. Vue interne d'un compresseur centrifuge à quatre étages.

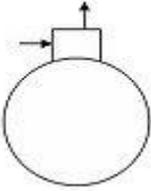
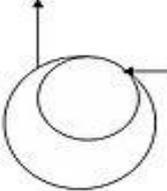
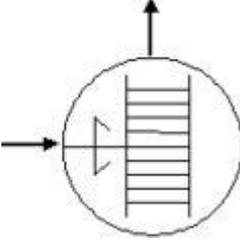
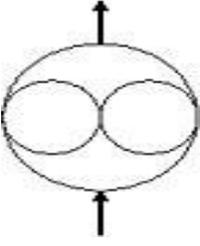
I.4.2.3. Différence entre compresseur centrifuge et axial :

Le tableau suivant mettra en relief les différences principales entre le compresseur axial et le compresseur centrifuge : [9]

Compresseur axial	Compresseur centrifuge
Écoulement axial dans le rotor.	-Écoulement radial dans le rotor.
-compression par diffusion	-compression par diffusion et par centrifugation.
-couche limite instable.	-couche limite relativement stabilisée par centrifugation.
-limite aérodynamique du rapport de compression maxi réalisable par étage est 1.5.	-limite aérodynamique du rapport de compression maxi par étage est 10.
-rapport de pression normal par étage est 1.15.	-rapport de pression normal par étage est 1.3.
-nombre d'étages (Z_a) nécessaire pour réaliser un certain rapport de pression global ϵ , sera : $Z_a = (\ln \epsilon) / \ln 1.15$	-nombre d'étages (Z_c) nécessaire pour réaliser un certain rapport de pression global ϵ , sera : $Z_c = (\ln \epsilon) / \ln 1.3$.
-un étage du compresseur axial se compose de centaines de pièces (aubes, plaques de verrouillage, .).	-un étage de compresseur centrifuge se compose d'un petit nombre de pièces (une dizaine).

Tabl.I.1. Différence entre compresseur centrifuge et axial

I.5. Différentes symbolisations des compresseurs [9]

Compresseur à piston	Compresseur Rotatif	Compresseur centrifuge	Compresseur à vis
			

Tabl.I.2. Différentes symbolisations des compresseurs

Chapitre II

Fonctionnement du compresseur centrifuge

II

Fonctionnement du compresseur centrifuge

Introduction :

Dans ce chapitre nous allons voir un aperçu plus approfondi dans l'intérieur d'un compresseur, pour nous faisons une description des différents composantes d'un compresseur, et pour démontrer les équations qui nous permettent de calculer les caractéristiques thermodynamiques et technologiques dans chaque organe.

II-1.Principaux éléments d'un compresseur centrifuge:

Comme tout système mécanique, le compresseur centrifuge se compose de certains éléments mécaniques pour achever sa tâche. Ces éléments sont généralement en alliage d'aluminium dans ce qui suit, il sera individuellement chacun de ces organes [10].

ces organes de compresseur centrifuge :

- d'une partie amont.
- d'une roue.
- d'un diffuseur.
- d'une volute.

II-2 Description générale du compresseur centrifuge :

Le compresseur centrifuge est apparu en 1902 en premier dans les turbocompresseurs pour la suralimentation des moteurs à combustion interne. 1 Dans un compresseur centrifuge c'est le nombre de roues à aubes qui détermine le nombre d'étages.

À chaque roue à aubes la pression du gaz est augmentée, dans les compresseurs centrifuges il y a des limitations de conception sur le nombre d'étages. Une des limitations principales est la température du gaz. A chaque passage du gaz dans un étage, sa pression, donc sa température augmente.

Le refroidissement entre les étages de compression réduit la température du gaz mais cela peut ne pas être suffisant pour un bon fonctionnement de l'étage de compression suivant. [10]

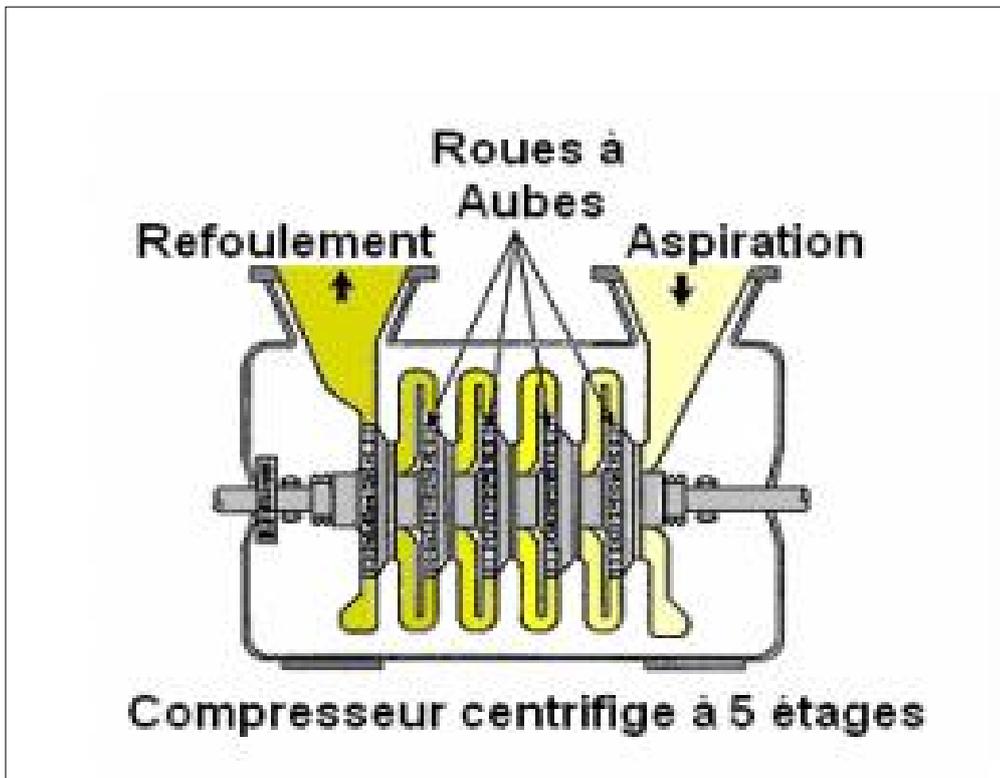


Fig. II.2. Compresseur centrifuge

II-2-2 Présentation extérieure :

Un compresseur centrifuge est composé principalement d'un ensemble rotatif et d'un ensemble fixe. L'élément rotatif se compose d'une roue et d'un arbre (rotor), il est soutenu par des roulements à billes lubrifiés par graisse. Le diamètre intérieur de l'arbre et l'ensemble fixe qui inclut les bâtis de roulement avant et arrière et le redresseur du moteur. Les compresseurs centrifuges peuvent être soit monoétages ou à plusieurs étages.

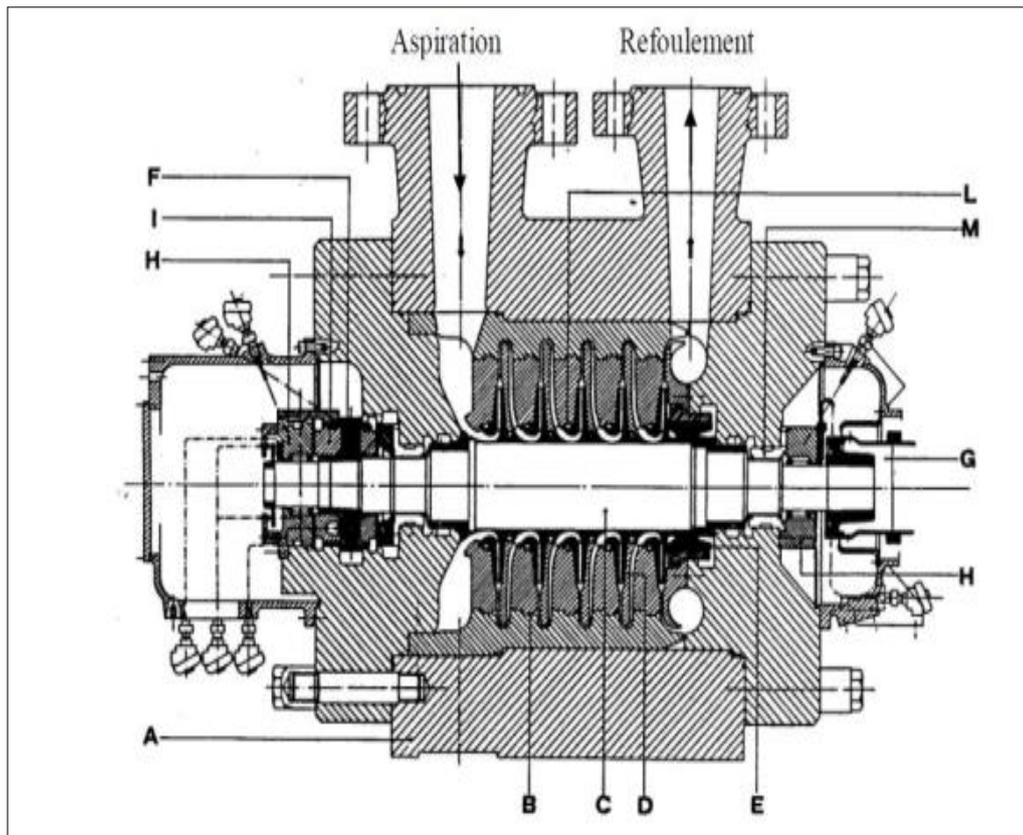


Fig. II.3. Compresseur centrifuge

Ce type de machine est constitué par l'ensemble d'équipements suivants :

Doté d'un corps extérieur (A) contenant la partie du stator dite ensemble de diaphragmes (B), où un rotor formé d'une ou plusieurs roues (D) est introduit par un arbre(C), le tambour ou le piston d'équilibrage (E), le collet du palier de butée (F) , le rotor est entraîné par la machine motrice tournant sur les paliers porteurs (H) est gardé dans sa position axiale par le palier de la butée (I) ainsi que des dispositifs d'étanchéité d'huile à labyrinthe (L) agissent sur le rotor Fig. II.3 [14]

II-2-3 Le dispositif d'entraînement :

II.2.3.1. Entraînement par une turbine à vapeur :

Une turbine est un dispositif d'écoulement qui extrait l'énergie d'un fluide grâce à un stator et un rotor. A la sortie du stator le fluide ayant une vitesse tangentielle élevée provoque la rotation du rotor. Pour les turbines radiales, l'écoulement principal possède une direction perpendiculaire à l'arbre de la machine. La turbine, qui peut être constituée de plusieurs étages, est utilisée pour entrainer la rotation du compresseur et augmenter la quantité d'air dans la chambre de combustion. Les turbines radiales sont largement utilisées dans la suralimentation des moteurs à combustion interne [12].

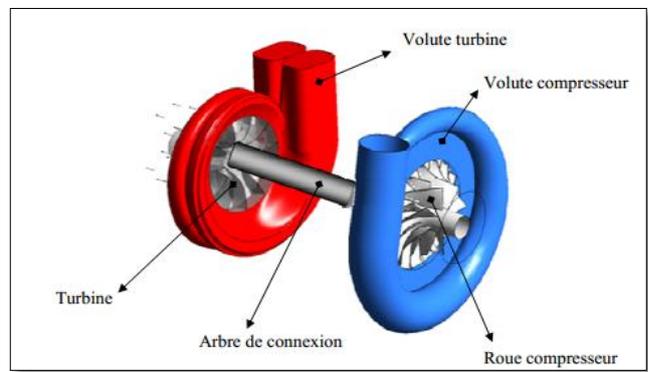
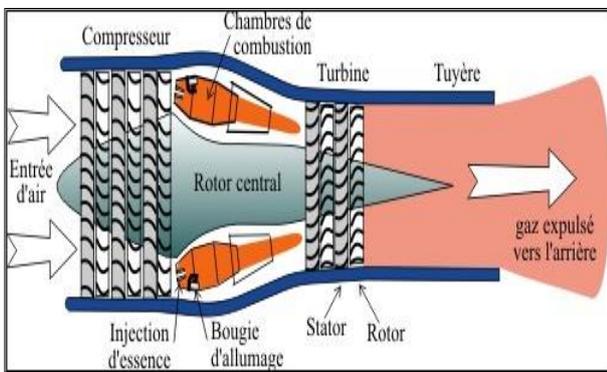


Fig. II.4.a. Fig. II.4.b. Un compresseur entraîné par une turbine à vapeur

II.2.3.2. Entraînement par un moteur électrique :

Les moteurs électriques (asynchrones triphasés) sont très souvent utilisés industriellement pour l'entraînement des machines tournantes à cause de leurs simplicités, de leurs robustesses, et de leurs fiabilités. Ils sont utilisés dans le cas où on a des compresseurs à moyenne pression, comme notre cas où la pression de refoulement est égale à 29,8 bars, par contre lorsque on a besoin de hautes pressions on utilise les turbines à gaz [15].

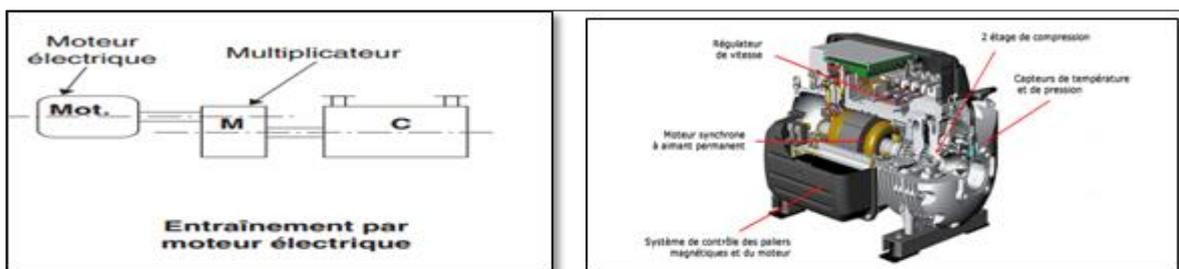


Fig. II.5. Un compresseur entraîné par un moteur électrique

II.2.4. Principe de fonctionnement :

II.2.4.1. Intérêt de l'écoulement radial :

Les passages entre les aubes divergentes pour convertir la vitesse de pointe en pression intérieure des aubes sont en ligne avec la résultante de flux de l'impulseur, comme le montre la **Figure (II.6)** Fluide entre dans le compresseur en direction axiale et sort dans le sens radial vers un diffuseur [16].

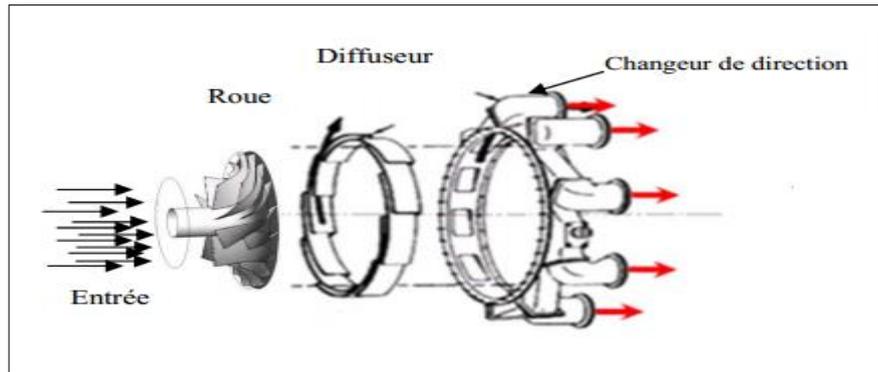


Fig. II.6. Principe de fonctionnement

II.2.4.2. Parcours du gaz dans le compresseur :

Le compresseur centrifuge produit de l'air comprimé pour la combustion, la climatisation, la propulsion...etc.

Dans le compresseur centrifuge, une haute pression est accomplie pour donner de l'énergie cinétique au fluide. Les vitesses sont relativement élevées et il arrive qu'à de telles vitesses ; le compresseur s'étouffe et arrive même jusqu'à la casse des aubes. Un autre phénomène se produit pour les faibles vitesses qu'il s'agit du pompage, l'effet de la compressibilité est pris en considération à chaque point du compresseur. Le fluide qui traverse la roue du compresseur, elle lui donne de l'énergie en lui communiquant une vitesse de sortie relativement élevée (subsonique) dépendant du taux de compression recherché. Dans un compresseur centrifuge, un « rouet » composé d'aubages aspire l'air axialement et le refoule radialement après l'avoir accéléré et comprimé, grâce à l'effet de la force centrifuge et la vitesse de rotation. [10]

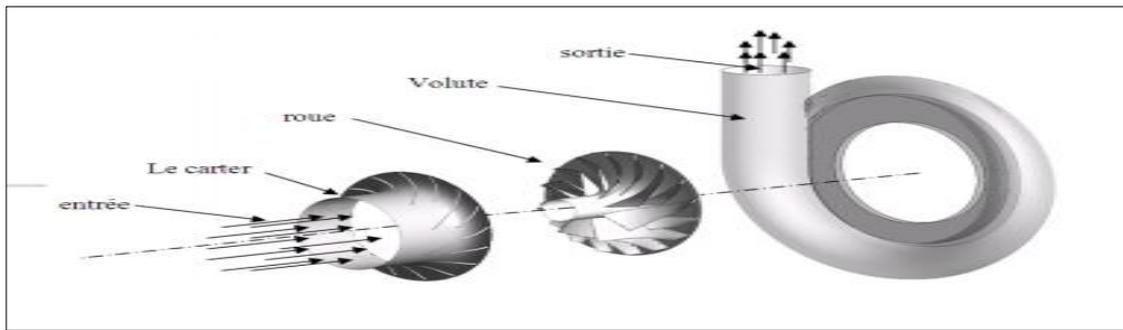


Fig. II.7. Parcours du gaz dans le compresseur

II.5. Description d'un étage d'un compresseur centrifuge :

Extérieurement, cet appareil se présente comme une grosse capacité fermée avec deux brides extérieures

-L'une reliée à la tuyauterie d'aspiration et l'autre à la tuyauterie de refoulement.

-A l'intérieur de cet appareil se trouve un organe actif qui assure la compression du gaz de la pression d'aspiration à la pression de refoulement et que nous allons présenter ci-après :

-Un compresseur centrifuge se compose essentiellement de :

- Une conduite d'admission, en liaison avec la bride d'aspiration de compresseur.
- Un rotor avec une ou plusieurs roues, ses paliers, ses garnitures d'étanchéité.
- Un diffuseur (corps interne fixe qui oriente le gaz d'une roue vers l'autre).
- Une volute (tuyauterie) de sortie. [17]

II.5.1 Canal d'aspiration :

II.5.1.1. Influence de l'admission :

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelée volutes d'aspiration et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales. Dans la chambre annulaire du côté opposée par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons du gaz [7].

II.5.1. 2. Forme des conduits d'admission :

Le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration Figure (II.7) et donc aspiré par la première roue. La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue avec une augmentation de la pression.

Puis le gaz parcourt le canal de retour, celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire Figure (II.8) où se trouvent les aubes qui ont à tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante. La disposition des aubes est telle qu'elle permet de redresser le mouvement en spirale du gaz de manière à obtenir une sortie radiale et une entrée axiale vers la roue suivante [7].

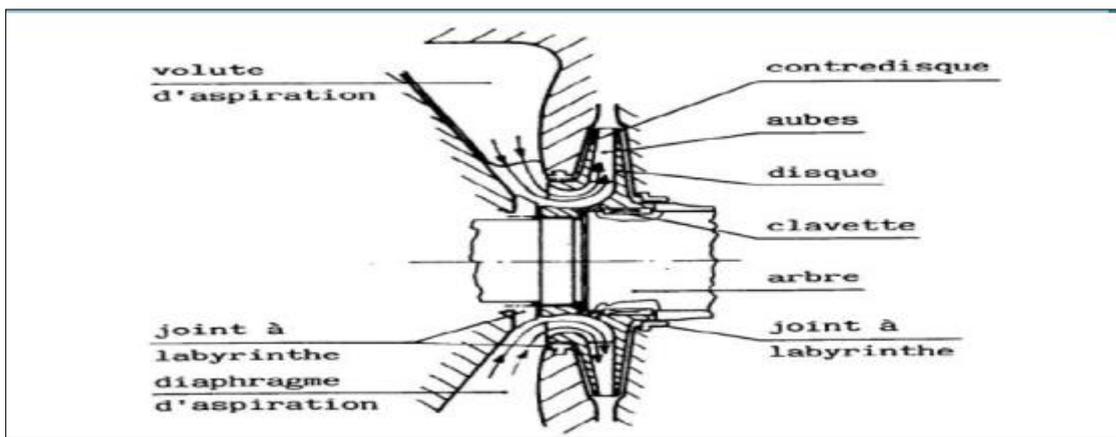


Fig. II.8. Vue latérale de la roue d'un compresseur centrifuge

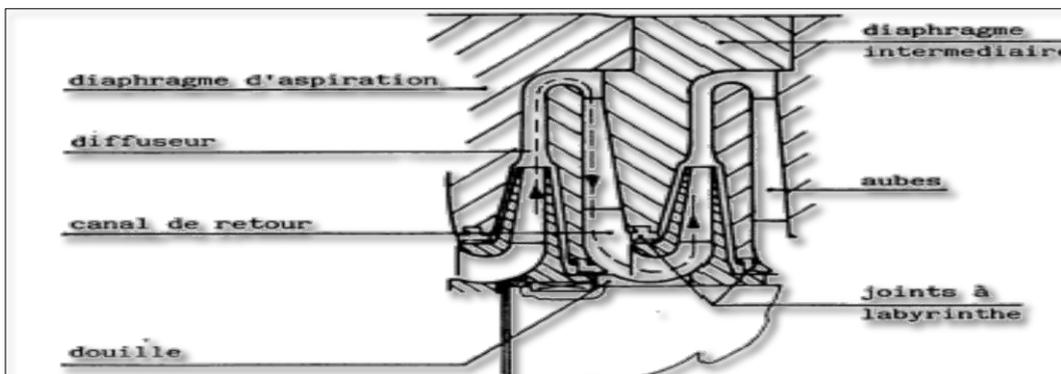


Fig. II.9. Aspiration du gaz d'un compresseur centrifuge

II.5.2.le rotor (roue) :

La roue est l'élément fondamental du compresseur, car elle assure l'échange de travail, il s'agit en effet du seul élément mobile de l'étage. La roue de **la Figure (II.10)** comporte ce que l'on appelle une zone inductrice, c'est-à-dire que les pales commencent dans un sens axial et finissent par la direction radiale.

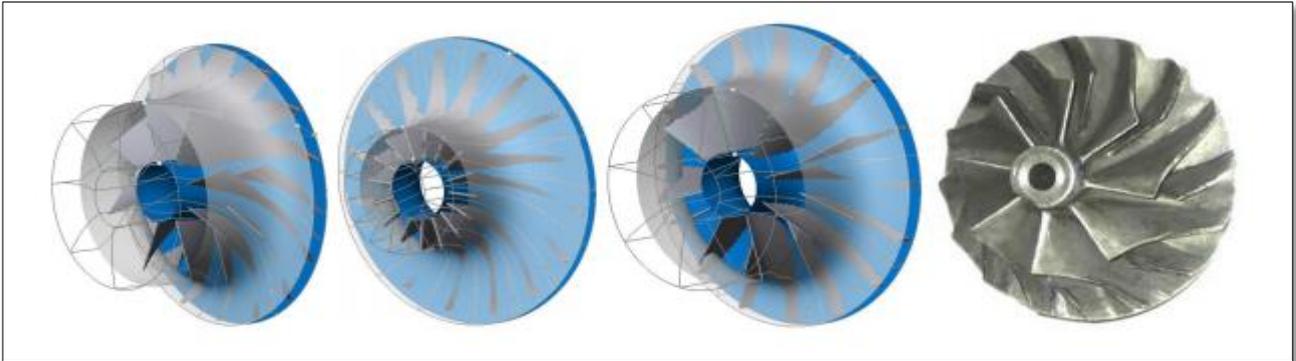


Fig. II.10. Différentes formes de la roue du compresseur centrifuge

La **Figure (II.10)** présente diverses formes géométriques de roues de compresseurs centrifuges. On remarque notamment les différences entre ces roues en termes de nombre des aubes, de hauteur des aubages et d'angle de calage à la sortie. La complexité de ce type de géométrie pleinement tridimensionnelle nécessite l'introduction de surfaces de référence, qui rendent l'analyse des écoulements plus accessible. Les surfaces méridiennes sont obtenues par projection sur le plan générant le volume de la roue ; les surfaces aube-à-aube sont généralement représentées par une transformation conforme au plan moyen et les coupes orthogonales qui peuvent être considérées comme quasi-planes [10].

II.5.3. Types de l'aube d'un rotor du compresseur centrifuge:

Le compresseur d'une machine radiale est nettement affecté par l'angle physique (ou de construction) β_{2g} à la sortie des aubes. Pour un compresseur radial, les profils peuvent être :

II.5.3.1. Incliné vers l'avant par rapport au sens de rotation :

II.5.3.1.1. Courbes en arrière ($\beta_2 < 90^\circ$) fournissent le meilleur rendement. [19]

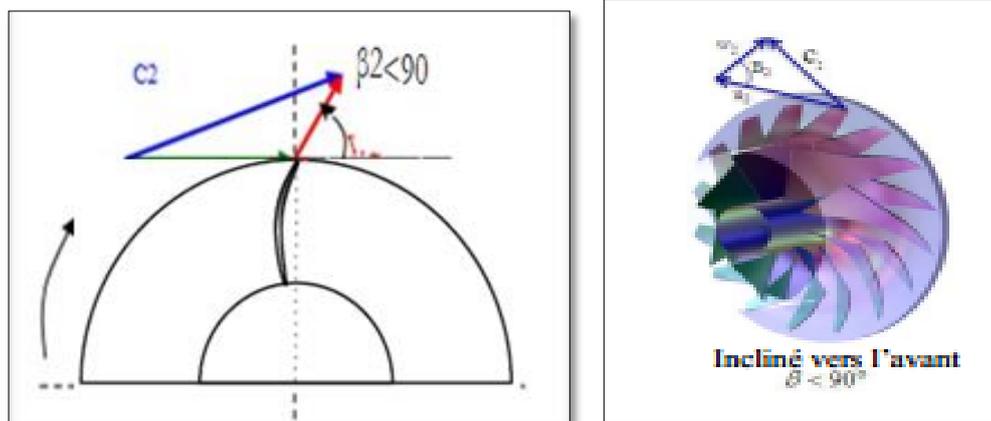


Fig. II.11. Aubes inclinées en avant

II.5.3.1.2. Radiales ($\beta_2 = 90^\circ$) idéales du point de vue de la résistance mécanique. [19]

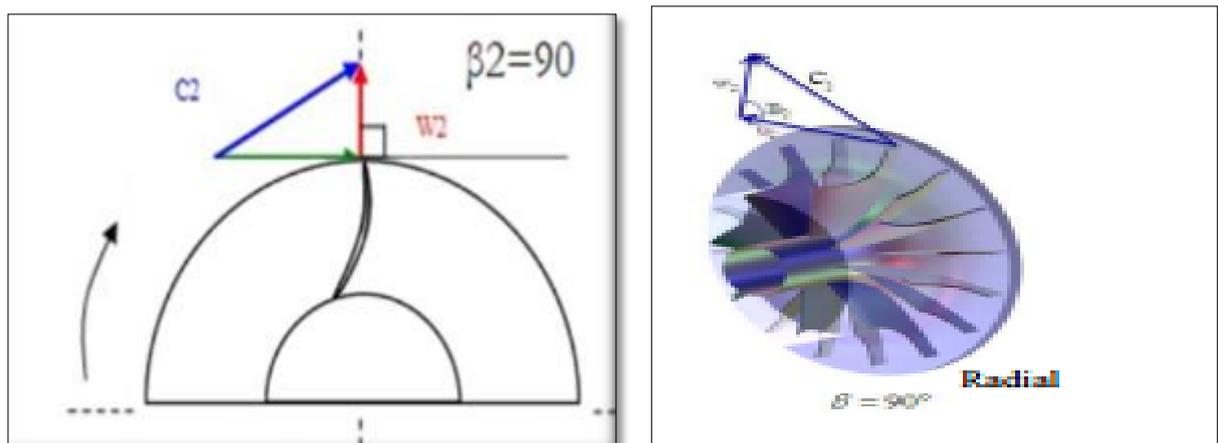


Fig. II.12. Aubes radiales

II.5.3.1.3. Inclinaison vers l'arrière par rapport au sens de rotation :

Courbes en avant ($\beta_2 > 90^\circ$) employés pour des grands débits [19]

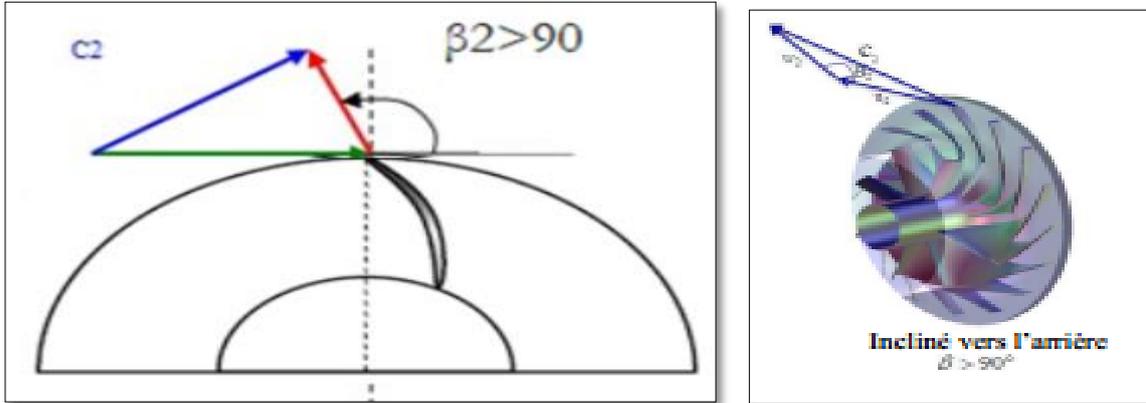


Fig. II.13. Aubes inclinées en arrière

II.5.3. Récupérateur :

Est un organe fixe qui collecte le liquide à la sortie du rotor et le canalise vers la sortie de la pompe avec la vitesse désirée, durant cette opération une transformation pareille de l'énergie de pression tient lieu. Le récupérateur se compose en général de deux organes [18] :

II.5.3.1. Le diffuseur :

II.5.3.1.1. Fonction du diffuseur :

A la sortie du rotor, la pression statique de l'écoulement augmente, mais une partie de la pression totale apportée par la roue est présentée sous forme d'énergie cinétique. Le rôle du diffuseur est alors de ralentir cet écoulement, **Figure (II.14)** car les pertes dans les conduits en aval dépendent fortement du nombre de mach de l'écoulement. Ce ralentissement permet aussi la conversion d'une partie de l'énergie cinétique en énergie pression statique. [18]

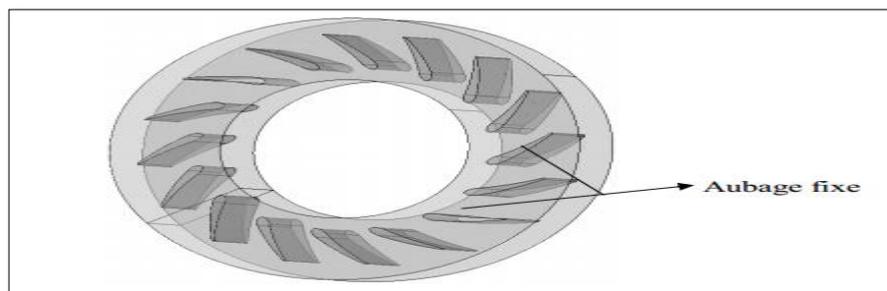


Fig. II.14. Diffuseur radial d'un compresseur centrifuge

II.5.3.1.1. Diffuseur à flasques lisses :

Les diffuseurs à flasques lisses, très utilisés, en particulier dans le domaine supersonique de l'écoulement à la sortie du rouet, ne présentent pas de difficulté de réalisation ; ils nécessitent seulement, s'ils sont à section évolutive, le respect du profil méridien imposé par le projeteur, et dans tous les cas un état de surface satisfaisant (poli) pour diminuer les pertes par frottement et les risques d'ondes de choc attachées aux aspérités pour les régimes supersoniques [9].

II.5.3.1.2. Les diffuseurs à ailettes :

Les diffuseurs à ailettes sont moins faciles à réaliser; on peut obtenir un état de surface satisfaisant grâce à un montage composite, en plaçant les ailettes entre flasques lisses. On peut choisir l'orientation des ailettes afin de minimiser les pertes de diffusion pour un débit choisi, c'est-à-dire adapter le diffuseur à un rouet donné pour obtenir le rendement maximal de la machine dans des conditions de fonctionnement déterminées.

Notons que, du point de vue énergétique, cette adaptation n'a pas le même effet que celle de l'admission tangentielle, car elle ne modifie pas le travail fourni au fluide par le rouet pour un débit donné. Dans certains diffuseurs à ailettes, ces dernières sont même orientables, ce qui permet dans toute une gamme de régimes de fonctionnement d'obtenir l'adaptation optimale [9].

II.5.3.1.3. Les diffuseurs tangentiels séparés :

Les diffuseurs tangentiels séparés coudés ou non **Figure (II.15)** jouissent en revanche d'une plus grande liberté de tracé, ce qui permet au projeteur de mieux tenir compte des contraintes d'encombrement tout en obtenant un rendement très acceptable [9].

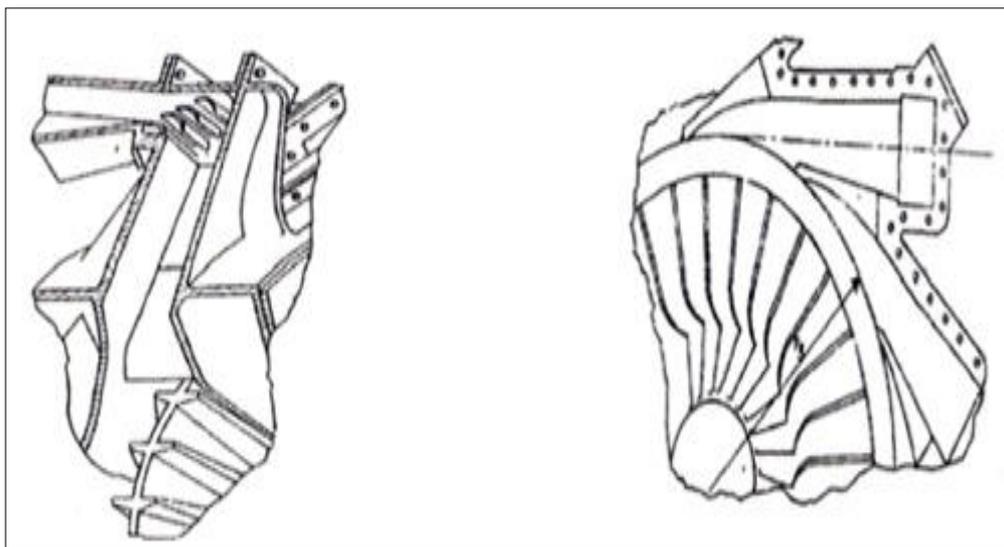


Fig. II.15 .Les diffuseurs tangentiels

II.5.3.1.4. Les diffuseurs spiraux :

Ils peuvent être considérés comme des diffuseurs lisses divergents, auxquels on a donné en outre un rôle de collecteur. Si cette disposition est très fréquente pour les pompes centrifuges, elle est de moins en moins utilisée pour les compresseurs, surtout si l'énergie cinétique du fluide à la sortie de la roue est importante. [9]

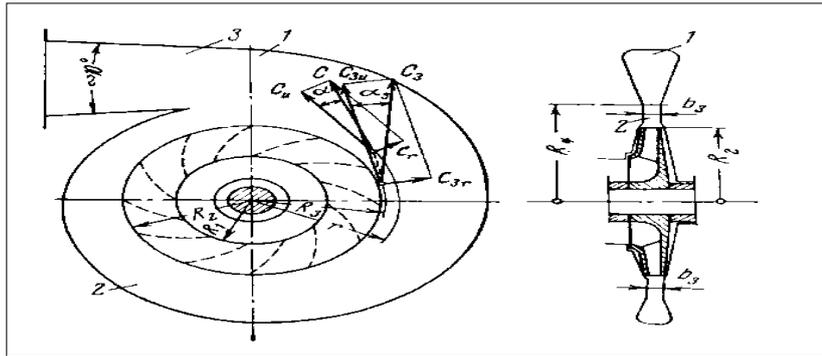


Fig. II.16 Les diffuseurs spiraux.

II.5.3.2. La volute :

Le rôle principal de la volute est de collecter l'écoulement radial à la sortie du diffuseur, pour le restituer au système par un conduit tubulaire, par le biais d'une évolution de la section de passage. L'écoulement dans la volute est souvent modélisé (hypothèse de fluide incompressible) par des spirales logarithmiques, mais une partie du fluide effectue la giration complète et se juxtapose à l'écoulement principal au niveau du bec (zone de commencement de la spirale). Figure (II.17) [18].

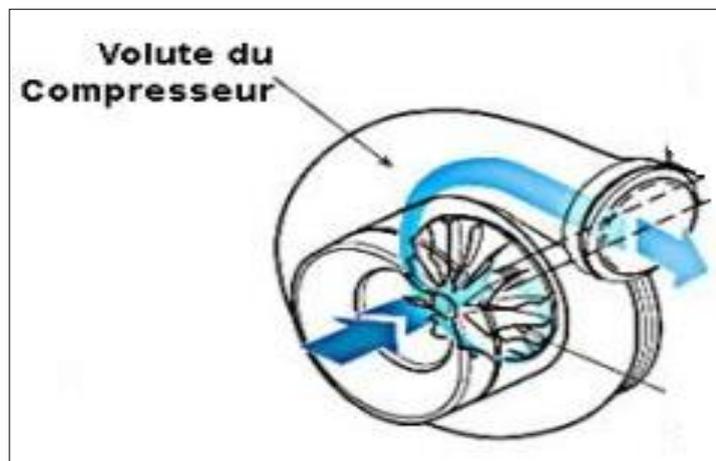


Fig. II.17. La volute d'un compresseur centrifuge

II.5.4. Triangle des vitesses d'UN étage du compresseur :

Habituellement, pour les compresseurs l'étage est constitué d'un rotor suivi d'un stator. Dans ce cas, l'entrée du rotor est notée par l'indice 1 et la sortie par l'indice 2. Compte tenu que le domaine des turbomachines est assez vaste, la nomenclature varie légèrement d'un type d'application à un autre, dans ces notes, les symboles utilisés pour l'étude des turbomachines sont :

- C vitesse absolue de l'écoulement
- W vitesse relative de l'écoulement
- C_u, C_m et C_x composantes tangentielle, radiales et axiales de la vitesse absolue
- W_u, W_m et W_x composantes tangentielle, radiales et axiales de la vitesse relative
- α angles des vitesses absolues
- β angles des vitesses relatives

Les angles de l'écoulement α et β sont mesurés par rapport à la direction axiale. La forme des pales du rotor est donnée par les angles β [19].

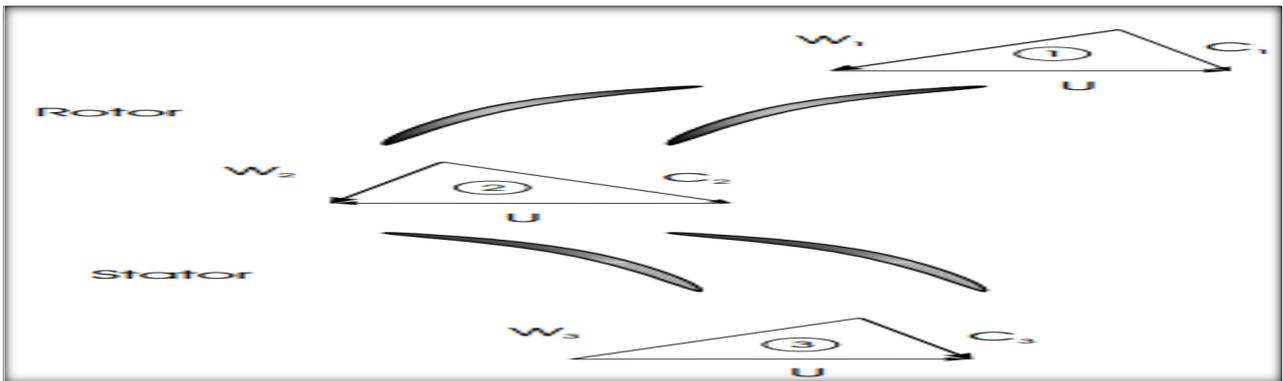


Fig. II.18. Étage d'un compresseur.

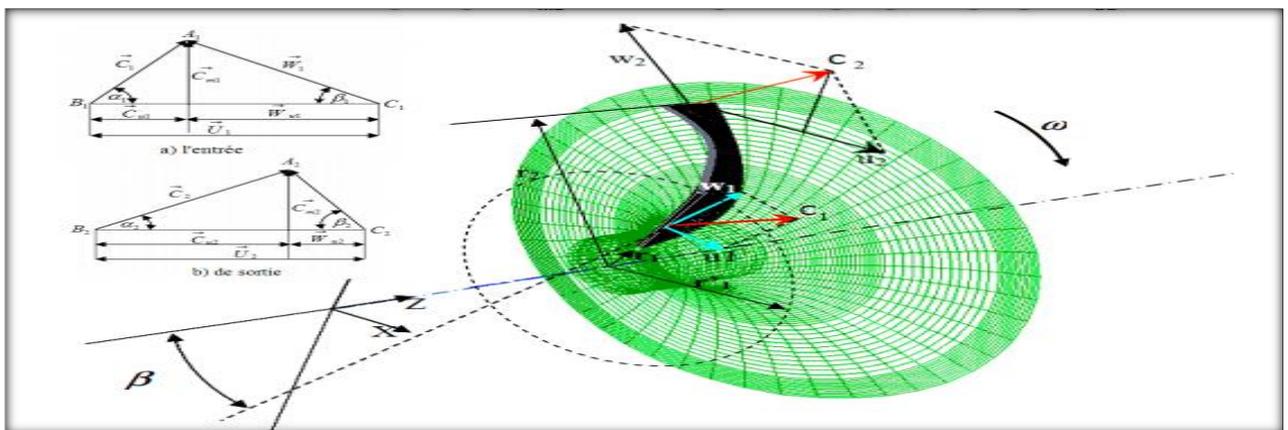


Fig. II.19. Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue du compresseur.

II.5.5. L'équation d'Euler montre

Le point de départ pour l'étude des turbomachines est l'équation d'Euler Celle-ci peut être déduite aisément du principe de conservation de l'impulsion Angulaire ou moment de la quantité de mouvement en particulier, on considère un écoulement unidimensionnel en régime stationnaire dans le rotor d'une turbomachine ayant des conditions uniformes à l'entrée et à la sortie notée par les indices 1 et 2 respectivement. On applique alors l'équation :

$$\left(M = \frac{d}{dt} \int_V r \times \rho v dV + \int_S r \times \rho v v \cdot dS \right) \tag{II.1}$$

A un filet de fluide entre ses deux points illustrés à la Fig. II.20 et celle-ci devient

$$\left(M = \int_V r \times \rho v v dS = r_2 \times \rho_2 v_2 Q_2 - r_1 \times \rho_1 v_1 Q_1 \right) \tag{II.2}$$

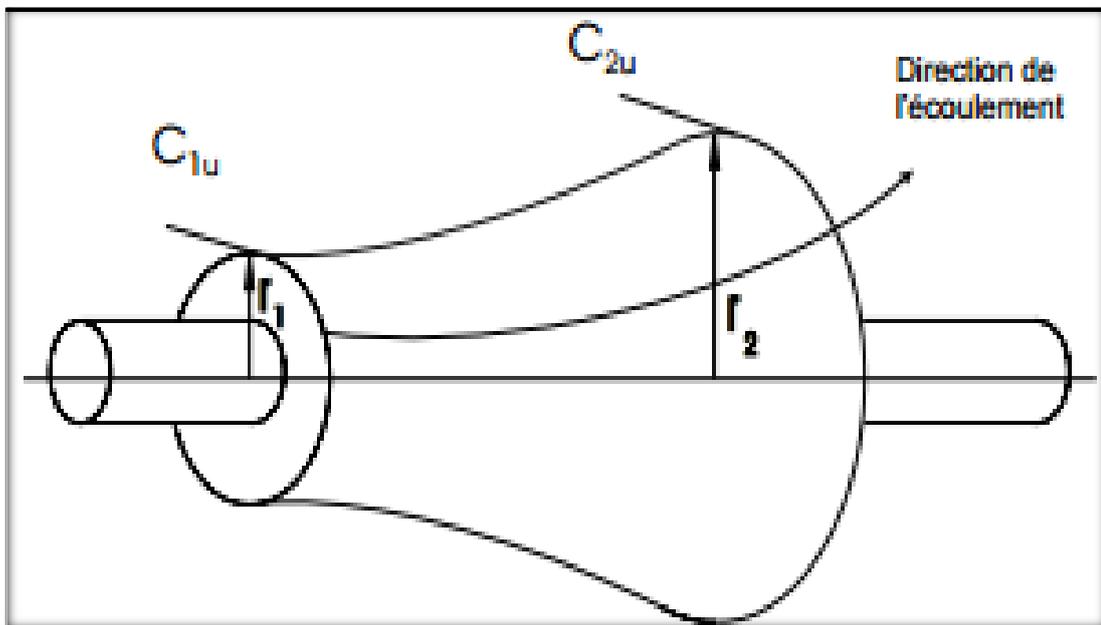


Fig. II.20. Rotor schématique et équation d'Euler

D'autre part, pour un écoulement unidimensionnel en régime permanent l'équation de la conservation de la masse se traduit par :

$$\int_S \rho v \cdot dS = \int_S \rho_2 v_2 \cdot dS_2 - \int_S \rho_1 v_1 \cdot dS_1 = 0 \tag{II.3}$$

Ou encore \$\dot{m} = \rho_2 Q_2 = \rho_1 Q_1\$ Alors l'Eq. (2.2) se réduit à

$$M = \dot{m}(r_2 \times v_2 - r_1 \times v_1) \tag{II.4}$$

Bien que cette expression de l'équation d'Euler soit sous une forme mathématique élégante, elle requiert de modification pour être facilement utilisable [19].

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons vu un aperçu plus approfondi dans l'intérieur d'un compresseur et nous avons fait une description des différents composants d'un compresseur centrifuge, les équations mathématiques mentionnées dans ce chapitre sont utilisées pour calculer les caractéristiques thermodynamiques dans le quatrième chapitre.

Chapitre III

CALCUL D'UN ETAGE DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE

III

CALCUL D'UN ETAGE DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE

III.1 Calcul d'entrée du compresseur centrifuge :

Les données :

$$\pi_c = 2.5 \text{ Taux de compresseur}$$

$$q_m = 1.1 \text{ Kg/s Débit}$$

$$c_{p_{air}} = 1 \text{ [Kj/Kg}^\circ\text{K]} \text{ la chaleur spécifique de l'air}$$

$$\eta_{S(A-Z)} = 0.85 \text{ rendement}$$

$$T_A = 293^\circ\text{K Température ambiante}$$

III.1.1 choix de la roue :

Ce calcul est donné pour un compresseur à aubes radiales ($\beta^* = 90^\circ$)

choix des paramètres cinématiques :

$$\varphi_1 = \frac{C_{1r}}{u_2} = (0,3 - 0,5) \quad \text{On prend } \boxed{\varphi_1 = 0,3}$$

$$\varphi_2 = \frac{C_{2r}}{u_2} = (0,8 - 0,9)\varphi_1 \quad \text{On prend } \varphi_2 = 0,8 \varphi_1 \text{ d'où } \boxed{\varphi_2 = 0,24}$$

$$v_4 = v_z = \frac{c_4}{u_2} = (0,8 - 0,9)\varphi_1 \quad \text{On prend } v_4 = 0,5 \varphi_1$$

$$\text{D'où } \boxed{v_4 = 0,15\text{m/s}}$$

$$\text{Il n'y a pas de volute } \boxed{v_4 = v_z = 0,15\text{m/s}}$$

III.1.2 choix des paramètres géométrique :

$$\frac{D_3}{D_2} = 1,07 \text{ à } 1,2 \quad \text{On prend } \boxed{D_3 = 1,135 D_2}$$

$$\frac{D_4}{D_3} = 1,2 \text{ à } 1,5 \quad \text{On prend } \boxed{D_4 = 1,35 D_3}$$

$$\frac{b_2}{D_2} = 0,04 \text{ à } 0,06 \quad \text{On prend } \boxed{\frac{b_2}{D_2} = 0,02675}$$

$$b_3 = (0,8 \text{ à } 1) b_2$$

On prend

$$b_3 = 0,9 b_2$$

III.1.3 calcul de la vitesse périphérique u_2 :

Pour une première approximation, on suppose le rendement isentropique du compresseur :

Compresseur à aubes radiales :

$$\eta_{s(A-Z)} = 0.85 \rightarrow \text{rendement}$$

$$\eta_{s(A-Z)} = \frac{h_{zs} - h_A}{h_z - h_A} = \frac{h_{zs} - h_A}{\Delta_{eu} + \frac{(C_A^2 + C_z^2)}{2}} = \frac{c_p (T_{zs} - T_A)}{u_2^2 \left(\mu - \frac{v_z^2}{2} \right)}$$

$$\text{ou } \Delta_{eu} = \mu u_2^2 \quad v_z = \frac{c_z}{u_2}$$

D'où :

$$u_2^2 = \frac{c_p T_A \left(\frac{T_{zs}}{T_A} - 1 \right)}{\eta_{s(A-Z)} \left(\mu - \frac{v_z^2}{2} \right)} \quad \text{Où} \quad \frac{T_{zs}}{T_A} = \pi_c^{\gamma-1/\gamma}$$

Alors :

$$u_2 = \sqrt{\frac{c_p T_A (\pi_c^{\gamma-1/\gamma} - 1)}{\eta_{s(AZ)} \left(\mu - \frac{v_z^2}{2} \right)}}$$

Pour $\beta_2^* = 90^\circ$ μ_u : est coefficient de glissement $\mu_u = 0,95 \text{ à } 0,98$

On prend $\mu_u = 0,95$

D'où

$$u_2 = \sqrt{\frac{1000[(2.5)^{0.285} - 1] \cdot 293}{0.85 \left(0.95 - \frac{(0.15)^2}{2} \right)}} \Rightarrow u_2 = 331,494 \text{ m/s}$$

III.1.4 au niveau du canal d'aspiration :

A la sortie du canal d'aspiration $C_1 = C_{1a}$ et
 $h_A = h_1 \Rightarrow C_1 = 0.3 \times u_2$

D'où $C_{1a} = C_1 = 99,3\text{m/s}$

Le canal d'aspiration est un convergent fixe d'où l'égalité d'énergie totale : $h_A = h_1$

$$h_A + \frac{C_A^2}{2} = h_1 + \frac{C_1^2}{2} \Rightarrow h_A - h_1 = \frac{C_1^2}{2} - \frac{C_A^2}{2}$$

Avec :

$$C_A = 0 \Rightarrow T_1 = T_A - \frac{C_1^2}{2C_p} = 239 - \frac{(132.32)^2}{2000} \quad T_1 = 288,0995K$$

Avec : $P_{A-1} = \xi_{A-1} \cdot \frac{c_1^2}{2}$

ξ_{A-1} : Coefficient de perte, il est donné entre $\xi_{A-1} = [0,1 \div 0,2]$

On prend $\xi_{A-1} = 0,1 \quad \xi_{A-1} = 0.1$

$$P_{A-1} = 0.1 \frac{(99.3)^2}{2} = 490,05 \text{ j/Ka}$$

$$\frac{C_{1s}^2}{2} = \frac{C_1^2}{2} + P_{A-1} \Leftrightarrow C_{1s}^2 = C_1^2 + 2P_{A-1} \Rightarrow C_{1s} = \sqrt{C_1^2 + 2P_{A-1}}$$

$$C_{1s} = \sqrt{(99.3)^2 + 2(490.05)} \Rightarrow C_{1s} = 103,831\text{m/s}$$

D'où :

$$T_{1s} = T_1 - \frac{C_{1s}^2}{2C_p}$$

$$T_{1s} = 284.24 - \frac{(138.77)^2}{2000} = 282,6955K$$

Calcul la pression P1 de la sortie du canal d'aspiration (1S → A)

Transformation isentropique (adiabatique sans perte) :

$$\frac{P_1}{P_A} = \left(\frac{T_A}{T_{1S}}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \Rightarrow P_1 = P_A \times \left(\frac{T_A}{T_{1S}}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \Rightarrow P_1 = 1. \left(\frac{293}{282,69551}\right)^{-0.286} \rightarrow \boxed{P_1 = 1,1433 \text{ bar}}$$

$$\boxed{R = 287 \text{ j / kg.k}}$$

$$P_1 = \rho_1 \cdot R \cdot T_1 \Rightarrow \rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{1,1433 \times 10^5}{287 \times 288,0995} \rightarrow \boxed{\rho_1 = 1.24 \text{ Kg/m}^3}$$

On déduire le rendement isentropique du canal d'aspiration :

$$\eta_{SA-1} = \frac{h_A - h_1}{h_A - h_{1s}} = \frac{T_A - T_1}{T_A - T_{1s}} = \frac{c_1^2/2}{c_{1s}^2/2} = \left(\frac{c_1}{c_{1s}}\right)^2 \rightarrow \eta_{SA-1} = \left(\frac{99,3}{103,831}\right)^2$$

$$\boxed{\eta_{SA-1} = 0,96}$$

III.2 calcul des paramètres de fluide à l'entrée et à la sortie de la roue :

III.2.1 A l'entrée de la roue :

A l'entrée de la roue l'écoulement est axiale $C_1 = C_{1a}$ et $\boxed{C_1 = 99.3 \text{ m/s}}$

Température à l'entrée de la roue :

Le canal d'aspiration est un convergent fixe d'où l'égalité d'énergie totale : $h_A = h_1$

$$\boxed{T_1 = 288,0995K}$$

la pression p_1 et la densité ρ_1 à l'entrée de la roue :

$$\boxed{P_1 = 1,143 \text{ bar}}$$

La masse volumique :

$$\boxed{\rho_1 = 1,209 \text{ Kg/m}^3}$$

III.2.2 A la sortie de la roue :

La vitesse C_2 : $C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2}$

Or $\varphi_2 = \frac{C_{2r}}{u_2} \Rightarrow C_{2r} = \varphi_2 \cdot u_2 = 0.24 \times 331,494 \rightarrow \boxed{C_{2r} = 79,44m/s}$

$\mu_u = \frac{C_{2u}}{u_2} \Rightarrow C_{2u} = \mu_u \cdot u_2 = 0.95 \times 331,494 = \boxed{C_{2u} = 314,45m/s}$

Dou:

$C_2 = \sqrt{(79,44)^2 + (314,45)^2} = \boxed{C_2 = 323,785 m}$

Calcule des pertes P_{1-2} :

$P_{1-2} = \xi_{1-2} \frac{W_1^2}{2}$ Avec : $\xi_{1-2} = 0,2$

Avec :

$W_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2}$

$\left. \begin{matrix} u_1 = \pi D_1 N \\ u_2 = \pi D_2 N \end{matrix} \right\} \Rightarrow \frac{U_1}{U_2} = \frac{D_1}{D_2} = \delta = 0,65$

$u_1 = \delta u_2 = 0.65 \times 331,494 \quad \boxed{u_1 = 215,15m/s}$

Dou:

$W_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} \quad W_1 = \sqrt{(99.3)^2 + (2215,15)^2}$

$\boxed{W_1 = 236,698 m/}$

Alors :

$$p_{1-2} = 0.2 \times \frac{(236,698)^2}{2} \rightarrow \boxed{p_{1-2} = 47,2 \text{ j/Kg}}$$

Calcul des températures T_2 et T_{2s} :

$$h_2 - h_1 = \Delta_{eu} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \Rightarrow T_2 = T_1 + \frac{\Delta_{eu}}{C_p} + \frac{[c_1^2 - c_2^2]}{2C_p}$$

Soit le gain d'enthalpie de la roue :

$$\Delta_{eu} = \mu_u u_2^2 = 0.95 \times (331,494)^2 \rightarrow \boxed{\Delta_{eu} = 104082,95 \text{ Kj}}$$

D'où :

$$T_2 = 244,24 + \frac{104082,95 \times 10^3}{1000} + \frac{(99,3)^2 - (323,785)^2}{2000} \rightarrow \boxed{T_2 = 344,818 \text{ K}}$$

D'où T_{2s} :

$$p_{1-2} = h_2 - h_{2s} = c_p (T_2 - T_{2s}) \Rightarrow T_{2s} = T_2 - \frac{p_{1-2}}{c_p}$$

$$T_{2s} = 344,818 - \frac{47,2}{1000} \rightarrow \boxed{T_{2s} = 343,953 \text{ K}}$$

Calcul de la pression P_2 et de la densité ρ_2 à la sortie de la roue :

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{T_{2s}}{T_1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow P_2 = P_1 \left[\frac{T_{2s}}{T_1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$p_2 = 1,143 \left(\frac{343,953}{288,0995} \right)^{3.5} \rightarrow \boxed{p_2 = 1,190 \text{ bar}}$$

La masse volumique :

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{1,190 \times 10^5}{287 \times 344,818} \rightarrow \boxed{\rho_2 = 2,906 \text{ Kg/m}^3}$$

Calcul l'angle α_2 :

$$tg\alpha_2 = \frac{c_{2r}}{u_2} = \frac{92.62}{330.8} \Rightarrow tg\alpha_2 = 0,2386 \quad \boxed{\alpha_2 = 15.10^\circ}$$

Le rendement isentropique de la roue :

$$\eta_{s1-2} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

A.N:

$$\eta_{s1-2} = \frac{343,953 - 288,0995}{344,818 - 288,0995} \quad \boxed{\eta_{s1-2} = 0,982}$$

III.2.3 Dimensions géométriques de la roue :

On appliquant l'équation de continuité à la sortie de la roue, on obtient :

$$q_m = \rho_2 c_{2r} A_2 k_2 = \rho_2 c_{2r} \pi D_2 b_2 k_2 = \rho_2 c_{2r} \pi D_2^2 (b_2 / D_2) k_2$$

Avec :

$$D_2 = \frac{u_2}{\pi n}, \quad k_2 = 0.93 \text{ et } \frac{b_2}{D_2} = 0.04$$

$$\Rightarrow D_2 = \frac{u_2}{n \cdot \pi} \Rightarrow D_2 = \frac{u_2}{n \cdot \pi} \Rightarrow D_2 = \frac{u_2}{n \cdot \pi}$$

Vitesse de rotation de la roue :

$$n = u_2 \sqrt{\frac{(b_2/D_2) \cdot c_{2r} \cdot \rho_2 \cdot k_2}{q_m \cdot \pi}} = 331,494 \sqrt{\frac{0.04 \times 79,44 \times 2,906 \times 0.93}{1.1 \times \pi}} \rightarrow \boxed{n = 460.16 \text{ Hz}}$$

Alor :

$$D_2 = \frac{331,494}{460.16 \times \pi} \rightarrow \boxed{D_2 = 0.23 \text{ m}}$$

D'où la longueur de la roue b_2 :

$$b_2 = \frac{q_m}{\pi \cdot D_2 \cdot \rho_2 \cdot c_{2r} \cdot k_2} = \frac{1.1}{\pi \times 0.23 \times 79,44 \times 2,906 \times 0.93} \rightarrow \boxed{b_2 = 0.011 \text{ m} = 11 \text{ mm}}$$

III.3 Paramètres thermodynamique, cinématiques et dimensions du diffuseur à flasques lisses :

Le calcul des paramètres thermodynamique et cinématique est fait d'une manière itérative, en supposant en premier lieu que la densité du fluide à la sortie du diffuseur ρ_3 est égale à ρ_2 . Il faut calculer en premier lieu l'angle α_3 et le diamètre D_3 .

$$D_3 = (1.07 \div 1.2)D_2 \Rightarrow D_3 = (1.135) \times (0.3) \rightarrow \boxed{D_3 = 0.26m}$$

$$b_3 = (0.8 \div 1)b_2 \Rightarrow b_3 = (0.9) \times (0.008) \rightarrow \boxed{b_3 = 0.01m}$$

On a

$$tg\alpha_3 = \frac{\lambda}{4b_3} \left(\frac{D_3 - D_2}{2} \right) + tg\alpha_2$$

Avec λ : coefficient de frottement

$$\lambda = [0,035 - 0,05] \text{ On prend } \lambda = 0,043$$

D'où :

$$tg\alpha_3 = \frac{0.043}{4(0.0072)} \left(\frac{0.26 - 0.23}{2} \right) + tg(15.10) \rightarrow \boxed{tg\alpha_3 = 0.2965 \Rightarrow 16.51^\circ}$$

On procède de la manière suivante pour le calcul itératif des paramètres du diffuseur à flasques lisses :

- Composante radiale : $c_{3r} = \frac{q_m}{\pi D_3 b_3 \rho_3}$ (avec ρ_3 supposée égale à ρ_2 en 1^{ère} itération).

- Composante périphérique : $c_{3u} = \frac{c_{3r}}{tg\alpha_3}$

- Vitesse absolue : $c_3 = \sqrt{c_{3r}^2 + c_{3u}^2}$

- Perte d'enthalpie :

$$P_{2-3} = \frac{\lambda}{16b_3 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_2 + \alpha_3}{2}\right)} \cdot (D_3 - D_2) \cdot \frac{(c_3^2 + c_2^2)}{2}$$

- Température : $T_3 = T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2c_p}$

- Température : $T_{3s} = T_2 + \frac{(c_2^2 - c_3^2 - 2P_{2-3})}{2c_p}$

- Pression : $P_3 = P_2 \left(\frac{T_{3s}}{T_2}\right)^{\gamma/\gamma-1}$

- Densité : $\rho_3 = \frac{P_3}{RT_3}$

Maintenant on peut calculer les paramètres thermodynamiques, cinématiques avec la première itération en supposant : $\rho_3 = \rho_2 = 1.8 \text{ kg/m}^3$.

$$c_{3r} = \frac{1.1}{\pi \times 0.26 \times 0.01 \times 1.8} \Rightarrow \boxed{c_{3r} = 74.8164 \text{ m/s}}$$

$$c_{3u} = \frac{74.8164}{\text{tg}(14.37)} \Rightarrow \boxed{c_{3u} = 292.0253 \text{ m/s}}$$

$$c_3 = \sqrt{(74.8164)^2 + (292.0253)^2} \Rightarrow \boxed{c_3 = 301.4569 \text{ m/s}}$$

$$p_{2-3} = \frac{0.043}{16.(0.0072) \sin \frac{(14.37+13.5)}{2}} \cdot (0.26 - 0.23) \cdot \frac{((301.4569)^2 + (324.81)^2)}{2}$$

$$\Rightarrow p_{2-3} = 3287.2884 \text{ j/Kg}$$

$$T_{3s} = 343.69 - \frac{1}{1000} \left(\frac{(324.81)^2 - (301.4569)^2}{2} - 3287.2884 \right)$$

$$\Rightarrow T_{3s} = 347.7153 \text{ K}$$

$$P_3 = 1.78 \left(\frac{347.7153}{343.69} \right)^{3.5} \Rightarrow P_3 = 1.8540 \text{ bar}$$

$$T_3 = 343.69 + \left(\frac{(324.81)^2 - (301.4569)^2}{2000} \right) \Rightarrow T_3 = 351.0026 \text{ K}$$

$$\rho_3 = \frac{1.8540 \times 10^5}{287 \times 351.0026} \Rightarrow \rho_3 = 1.8680 \text{ Kg/m}^3$$

Comme $\rho_{3c} \neq \rho_{3s}$ on va poursuivre les itérations jusqu'à obtenir $\rho_{3c} = \rho_{3s}$
 les résultats sont regroupés dans le tableau III.1
 Pour une approximation plus précise on prend 7 chiffres significatifs c'est adire 4 chiffres après la virgule :

i	$\rho_{3s} (kg / m^3)$	$c_{3r} (m / s)$	$c_{3u} (m / s)$	$c_3 (m / s)$	$p_{2-3} (j / kg)$	$T_{3s} (^{\circ}k)$	$P_3 (bar)$	$T_3 (^{\circ}k)$	$\rho_{3c} (kg / m^3)$
1	1,8	74,8164	292,0253	301,4569	3287,2884	347,7153	1,8540	351,0026	1,8404
2	1,8404	73,1741	285,6151	294,8397	3221,2370	349,7543	1,8924	352,9755	1,8680
3	1,8680	72,0929	281,3949	290,4832	3178,5517	351,0720	1,7174	354,2505	1,8859
4	1,8859	71,4086	278,7239	287,7259	3151,8638	351,8958	1,9332	355,0477	1,8972
5	1,8972	70,9833	277,0639	286,012	3135,4061	352,4039	1,9430	355,5393	1,9042
6	1,9042	70,7224	276,0455	284,9610	3125,3579	352,7140	1,9490	355,8394	1,9084
7	1,9084	70,5667	275,4378	284,3337	3119,3799	352,8986	1,9526	356,0179	1,9110
8	1,9110	70,4707	275,0631	283,9469	3115,7003	353,0121	1,9548	356,1278	1,9126
9	1,9126	70,4118	274,8332	283,7096	3113,4454	353,0818	1,9561	355,3396	1,9181
10	1,9181	70,2099	274,0451	282,8959	3105,7277	353,3200	1,9608	356,4257	1,9168
11	1,9168	70,2575	274,2309	283,0878	3107,5458	353,2639	1,9597	356,3714	1,9160
12	1,9160	70,2868	274,3453	283,2059	3108,6653	353,2293	1,9590	356,3380	1,9155
13	1,9155	70,3052	274,4171	283,2800	3109,3680	353,2076	1,9586	356,3170	1,9153
14	1,9153	70,3125	274,4456	283,3094	3109,6469	353,1990	1,9584	356,3087	1,9151
15	1,9151	70,3199	274,4745	283,3393	3109,9305	353,1903	1,9582	356,3002	1,9150
16	1,9150	70,3235	274,4885	283,3537	3110,0671	353,1860	1,9582	356,2961	1,9150

Tableau III.1 : résultats des calculs des paramètres thermodynamiques et cinématiques du diffuseur à flasques lisses.

Paramètres thermodynamiques de la dernière itération :

$$T_3 = 351.0026 \text{ K}$$

$$P_3 = 1.8540 \text{ bar}$$

$$\rho_3 = 1.8680 \text{ Kg/m}^3$$

Paramètres cinématiques de la dernière itération :

$$c_3 = 283.3537 \text{ m/s}$$

$$\alpha_3 = 14.37^\circ$$

III.4 géométrie du diffuseur à ailettes :

Pour assurer l'entrée sans choc au diffuseur à ailettes, il faut que l'angle à l'entrée d'une ailette α_3^* soit proche de l'angle α_3 de la vitesse c_3 à la sortie de diffuseur à flasques lisses. On a admis la largeur du diffuseur à ailettes égale à celle du diffuseur à flasques lisses. Soit largeur du diffuseur :

$$b_4 = b_3 = 0.009 \text{ m}$$

Le diamètre :

$$D_4 = 1.35 \times D_3 = 1.35 \times 0.26$$

$$D_4 = 0.35 \text{ m}$$

$$a_3 = \frac{\pi D_3 \sin \alpha_3}{Z_D} \quad Z_D = 19 \text{ (Voir choix des paramètres)}$$

Z_D : Nombre d'ailettes du diffuseur à ailettes

calcul des diamètres a_3 :

$$\Rightarrow a_3 = \frac{\pi \times 0.26 \times \sin(14.37)}{19}$$

$$\Rightarrow a_3 = 0.011 \text{ m}$$

Angle α_4 et a_4 :

$\frac{a_4}{a_3}$ Étant le rapport des diamètres des cercles inscrits entre l'aube à l'entrée et à la sortie.

$$\frac{A_4}{A_3} = \frac{a_4}{a_3} : (2,4 \div 4) \quad \text{On prend } \frac{a_4}{a_3} = 3,2$$

A.N :

$$a_4 = \frac{A_4}{A_3} \times a_3 = 3,2 \times 0,011 \Rightarrow a_4 = 0,035m$$

Alor on calcul l'angle α_4 :

$$\alpha_4 = \arcsin \left(\frac{a_4 D_3}{a_3 D_4} \times \sin \alpha_3 \right)$$

$$\alpha_4 = \arcsin \left(\frac{0,035 \times 0,26}{0,011 \times 0,35} \times \sin 14,37 \right)$$

$$\alpha_4 = 35,92^\circ$$

Rayon du squelette d'une aube ρ :

$$\rho = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cdot \cos \alpha_4 - D_3 \cdot \cos \alpha_3)}$$

A.N:

$$\rho = \frac{(0,35)^2 - (0,26)^2}{4(0,35 \cdot \cos 35,92 - 0,26 \cdot \cos 14,37)}$$

$$\rho = 0,43m$$

Rayon du cercle des centres des rayons des squelettes ρ_* :

$$\rho_* = \sqrt{\frac{D_3^2}{4} + \rho^2 - D_3 \cdot \rho \cdot \cos \alpha_3}$$

$$A.N: \rho_* = \sqrt{\frac{(0.26)^2}{4} + (0.43)^2 - 0.26 \times 0.43 \times \cos 14.37}$$

$$\rho_* = 0.31 \text{ m}$$

Angle central d'une aube γ :

$$\gamma = \arccos\left(\frac{\rho^2 + \rho_*^2 - \left(\frac{D_4}{2}\right)^2}{2 \cdot \rho \cdot \rho_*}\right) - \arccos\left(\frac{\rho^2 + \rho_*^2 - \left(\frac{D_3}{2}\right)^2}{2 \cdot \rho \cdot \rho_*}\right)$$

$$A.N: \gamma = \arccos\left(\frac{(0.43)^2 + (0.31)_*^2 - \left(\frac{0.35}{2}\right)^2}{2 \times 0.43 \times 0.31}\right) - \arccos\left(\frac{(0.43)^2 + (0.31)_*^2 - \left(\frac{0.26}{2}\right)^2}{2 \times 0.43 \times 0.31}\right)$$

$$\gamma = 12.24^\circ$$

Longueur du squelette d'une aube L :

$$L = \frac{\rho \cdot \gamma \cdot \pi}{180} = \frac{0.43 \times 12.24 \times \pi}{180}$$

$$L = 0.092 \text{ m}$$

Diamètre hydraulique moyen du diffuseur dh_m :

$$dh_m = \frac{2a_3b_3}{a_3 + b_3} + \frac{2b_3a_4}{a_4 + b_4} = 2b_3 \left[\frac{a_3}{a_3 + b_3} + \frac{a_4}{a_4 + b_3} \right]$$

Avec $b_3 = b_4 = 10 \text{ mm}$

$$dh_m = \frac{2 \times 0.011 \times 0.01}{0.011 + 0.01} + \frac{2 \times 0.035 \times 0.01}{0.035 + 0.01}$$

$$dh_m = 0.026m \quad \Rightarrow 26mm$$

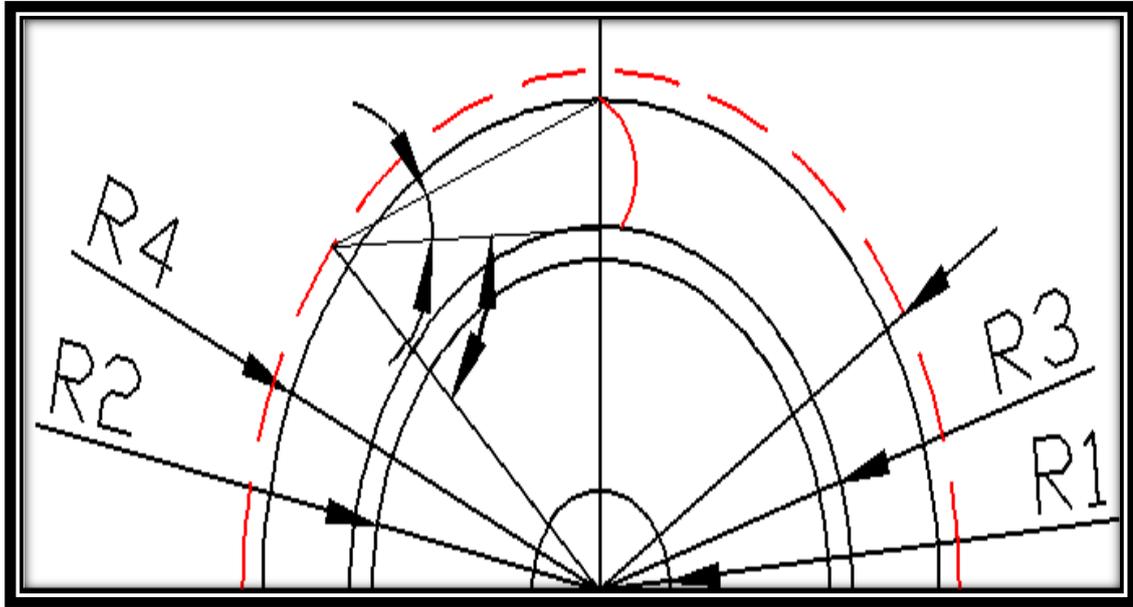


Fig. : III.1. Géométrie du squelette d'une aube du diffuseur à ailette

On procède le même calcul effectué dans le cas du diffuseur à flasque lisses (calcul itératif)

On a : $\frac{P_4}{P_A} = \pi_c = 2,5$ avec $p_A = 1bar$

$$\eta_{(A-Z)} = \frac{h_{ZS} - h_A}{h_Z - h_A} = \frac{T_{ZS} - T_A}{T_Z - T_A}$$

$$T_Z = T_A \left[\frac{(\pi_c^{\gamma-1/\gamma} - 1)}{\eta_{(A-Z)}} + 1 \right] \Rightarrow T_Z = 293 \times \left[\frac{(2,5^{0.285} - 1)}{0,85} + 1 \right]$$

$$T_Z = 396,16^\circ K$$

Le calcul des paramètres est fait de la manière suivante:

- Coefficient d'obstruction

$$\begin{cases} k_d = 1 - \frac{gd \cdot Z_D}{\pi \cdot D_4 \sin \alpha_4} \text{ avec : } Z_d = 19 \\ k_d = 1 - \frac{2.5 \times 10^{-3} \times 19}{\pi \cdot 0.35 \sin(35.92)} = 0.935 \end{cases}$$

- Composante radiale :
$$c_{3r} = \frac{q_m}{\pi D_4 b_4 k_d} \frac{1}{\rho_4}$$

- Composante périphérique :
$$c_{4u} = \frac{c_{4r}}{\operatorname{tg} \alpha_4}$$

- Vitesse absolue :
$$c_4 = \sqrt{c_{4r}^2 + c_{4u}^2}$$

- Perte d'enthalpie :
$$P_{3-4} = \frac{\lambda L}{dh_m} \left(\frac{c_4^2 + c_3^2}{2} \right)$$

λ : Coefficient de frottement, $\lambda = 0.02675$

Températures :

$$\begin{cases} T_{4s} = T_3 + \frac{[(c_3)^2 - (c_4)^2 - 2P_{3-4}]}{2c_p} \\ T_4 = T_{4s} + \frac{P_{3-4}}{Cp} \end{cases}$$

- Pression :
$$P_4 = P_3 \left(\frac{T_{4s}}{T_3} \right)^{\gamma/\gamma-1}$$

- La masse volumique:
$$\rho_4 = \frac{P_4}{RT_4}$$

De la même manière on calculera les paramètres thermodynamiques, cinématiques avec la première itération en supposant : $\rho_4 = \rho_3 = 1.9150 \text{ kg/m}^3$.

$$c_{4r} = \frac{1.1}{\pi \times 0.35 \times 0.01 \times 0.935 \times 1.9150} \quad \Rightarrow c_{4r} = 56.1724 \text{ m/s}$$

$$c_{4u} = \frac{56.1724}{\text{tg}(35.92)} \quad \Rightarrow c_{4u} = 77.5421 \text{ m/s}$$

$$c_4 = \sqrt{(56.1724)^2 + (77.5421)^2} \quad \Rightarrow c_4 = 95.7503 \text{ m}$$

$$p_{3-4} = \frac{0.043 \times 0.092}{0.026} \times \frac{((95.7503)^2 + (283.3537)^2)}{2}$$

$$\Rightarrow p_{3-4} = 6805.6467 \text{ j/Kg}$$

$$T_{4s} = 356.2961 + \left(\frac{(283.3537)^2 - (95.7503)^2 - 2 \times 6805.6467}{2000} \right)$$

$$\Rightarrow T_{4s} = 385.0511 \text{ K}$$

$$P_4 = 1.9582 \left(\frac{385.0511}{356.2961} \right)^{3.5} \quad \Rightarrow P_4 = 2.5694 \text{ bar}$$

$$T_4 = 385.0511 + \left(\frac{6805.6467}{1000} \right) \quad \Rightarrow T_4 = 391.8567 \text{ K}$$

$$\rho_{4c} = \frac{2.5694 \times 10^5}{287 \times 391.8567} \quad \Rightarrow \rho_4 = 2.2847 \text{ Kg/m}^3$$

Les résultats sont regroupés dans le tableau III.2 donnant résultats des calculs des paramètres thermodynamiques et cinématiques du diffuseur à ailettes.

Chapitre III : CALCUL D'UN ETAGE DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE

- On prend 6 chiffres significatifs :

	$\rho_{4s} (kg / m^3)$	$c_{4r} (m / s)$	$c_{4u} (m / s)$	$c_4 (m / s)$	$p_{3-4} (j / kg)$	$T_{4s} (k)$	$P_4 (bar)$	$T_4 (k)$	$\rho_{4c} (kg / m^3)$
1	1,9150	56,1724	77,5421	95,7503	6805,6467	385,0511	2,5694	391,8567	2,2847
2	2,2847	47,0828	64,9946	80,2564	6598,1827	386,6220	2,6063	393,2202	2,3094
3	2,3094	46,5793	64,2995	79,3981	6587,7577	386,7010	2,6081	393,2888	2,3106
4	2,3106	46,5551	64,2661	79,3568	6587,2589	386,7047	2,6082	393,2920	2,3107
5	2,3107	46,5231	64,2633	79,3534	6587,2179	386,7051	2,6082	393,2928	2,3107

Tab. III.2 : résultats des calculs des paramètres thermodynamiques et cinématiques du diffuseur à ailettes.

Paramètres thermodynamiques de la dernière itération :

$$T_4 = 391.8567K$$

$$P_4 = 2.5694bar$$

$$\rho_4 = 2.2847 Kg/m^3$$

Paramètres cinématiques de la dernière itération :

$$c_4 = 95.7503 m/s$$

$$\alpha_4 = 35.92^\circ$$

III.5.Vérification du rendement isentropique et taux de compression :

$$\pi_c = \frac{P_4}{p_A} = \frac{2.4804}{1} \quad \pi_c = 2.6082$$

$$\eta_{s(A-Z)} = \frac{h_{Zs} - h_A}{h_4 - h_A} = \frac{T_A \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_4 - T_A} \quad \Rightarrow \eta_{s(A-Z)} = 0.91$$

Calcul des erreurs :

$$\frac{\eta_{s(A-Z(obtenu))} - \eta_{s(A-Z(suppose))}}{\eta_{s(A-Z(obtenu))}} \Rightarrow \frac{0.8 - 0.85}{0.8}$$

Erreur de rendement : $= 0.0659$

Erreur de taux de compression =

$$\frac{\pi_{c(obtenu)} - \pi_{c(suppose)}}{\pi_{c(obtenu)}} \Rightarrow \frac{2.4840 - 2.5}{2.4840} = 0.0415$$

$\eta_{A-Z (obtenu)}$: Le rendement isentropique obtenu d'après les calculs.

$\eta_{A-Z (supposé)}$: Le rendement isentropique supposé au début.

$\pi_{c(supposé)}$: Le taux de compression supposé au début.

$\pi_{c(obtenu)}$: Le taux de compression obtenu après les calculs.

Chapitre IV

**Réalisation d'un
programme en VB pour
calculer un compresseur
centrifuge**

IV

Réalisation d'un programme en VB pour calculer un compresseur centrifuge

IV.1. Introduction :

L'étude des compresseurs en générale et les compresseurs centrifuges en particulier sont considéré es parmi les sujets les plus étudiés par les chercheurs. Parmi eux, ceux qui l'ont étudié au tant que simulations. Les chercheurs ont consacré leurs études sur les changements des facteurs thermiques et géométriques étudiant leurs influences sur d'autres facteurs. Comme Il y'a d'autres études basées sur les équations physiques pour calculer les facteurs à l'aide des programmes de calculs tels-que **MATLAB** et **FORTRAN** par exemple.

Dans notre étude, nous avons adopté une étude qui a fait l'objet d'une partie d'un mémoire de master où ses auteurs ont fait un programmes en **FORTRAN** pour faire des calculs et des résultats à partir des données et en fonction des équations de turbomachine affecté à calculer des compresseurs centrifuges, Mai ces programmes apparaitre d'une façon vague afin que l'utilisateur ne peut les voir, pour rendre ces programmes visuels nous avons décidé de démontrer ces programmes qui ont réalisés par fortran pour faciliter pleinement le traitement avec eux, et pour les exploités dans la réalisation des autres opérations plus tard, étudiant l'influence des particuliers facteurs sur d'autres.

Pour les raisons cités dans le paragraphe au-dessus, nous sommes appuyés sur le **VISUAL BASIC** qui rendu l'utilisation du programme de calcul du compresseur centrifuge rapide et amusant, et le donne une image très claire et plus pratique pour prendre les résultats.

IV.2. Présentation générale du Visual basic6 (VB6) :

Visual Basic s'est développé à partir du langage **BASIC** (Beigneries All-pur pose Symbolic Instruction Code) " Langage de programmation conçu pour l'utilisation interactive des terminaux ou des micro-ordinateurs ", 1960), le but du langage **BASIC** était d'aider les gens à apprendre la programmation, son utilisation est très répandue conduisit à de nombreuses améliorations.

Avec le développement (1980-1990) de l'interface utilisateur graphique (Graphical User Interface- GUI) de Windows Microsoft, **BASIC** a naturellement évolué pour donner lieu à **VISUAL BASIC**(1991). Depuis, plusieurs versions ont été proposées, **VISUAL BASIC6** est apparue en 1998.

VISUAL BASIC est un langage de programmation existant actuellement en trois versions (Learning, Professional, Entreprise). Les programmes (aussi appelées applications) sont créés dans un environnement de développement intégré (Intégrates Développent Environnent- IDE), ceci dans le but de créer, exécuter et déboguer les programmes d'une manière efficace, ce langage est réputé pour permettre un développement rapide d'applications, outre une interface utilisateur graphique, il dispose de caractéristiques telles que la manipulation déventements, un accès à Win32 API, la programmation orientée objet, la gestion d'erreurs, la programmation structurée, c'est un langage interprète, notons que les éditions Professional et Entreprise permettent une compilation en code natif (code machine).

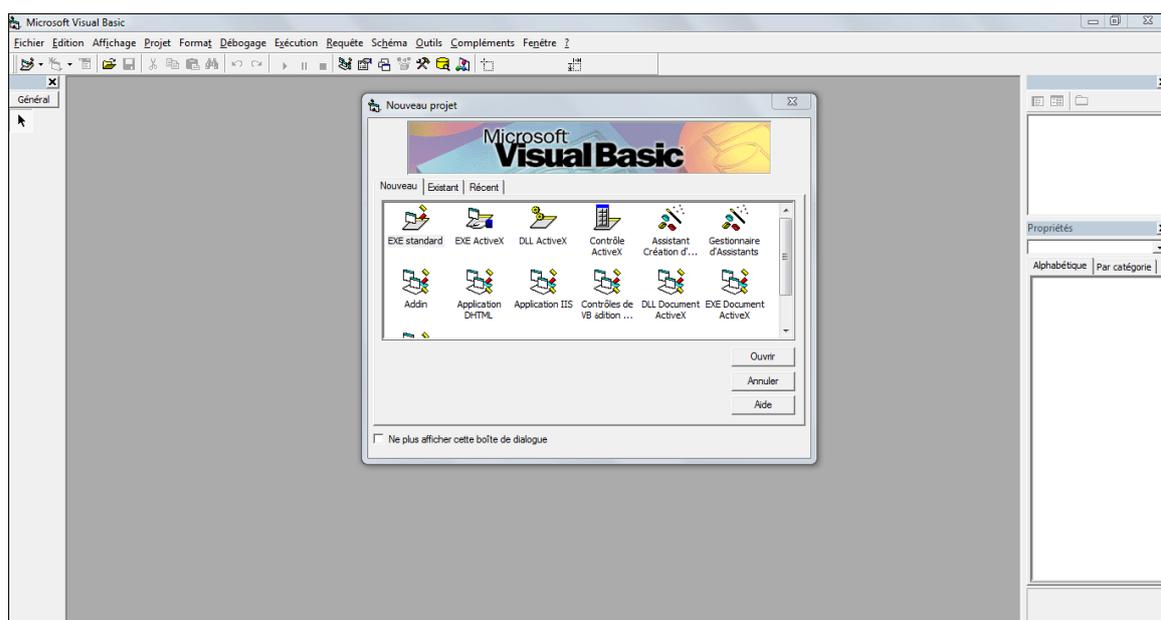


Fig.IV.1. Le VISUAL BASIC 06

IV.3.1^{eme} partie: Présentation du programme réalisé par VB

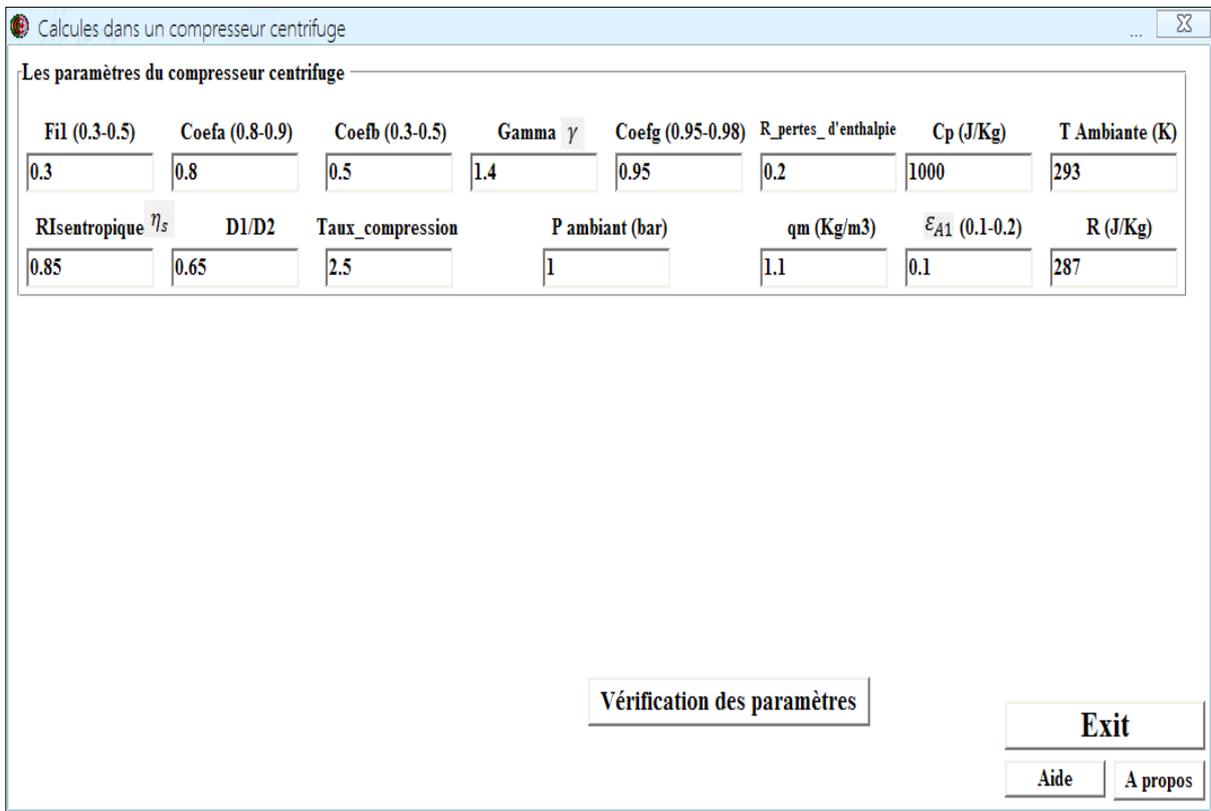
IV.3.1.1a réalisation du programme de calculs dans un compresseur

centrifuge :  compresseur gdyel

La réalisation de l'interface du programme nous permet de faire plusieurs opérations :

IV.3.1.1. Caractéristiques du compresseur centrifuge :

Cette partie du programme permet à l'utilisateur de ce programme d'introduire les caractéristiques géométriques et thermiques du compresseur centrifuge.



Fil (0.3-0.5)	Coefa (0.8-0.9)	Coefb (0.3-0.5)	Gamma γ	Coefg (0.95-0.98)	R_pertes_ d'enthalpie	Cp (J/Kg)	T Ambiante (K)
0.3	0.8	0.5	1.4	0.95	0.2	1000	293
RIsentropique η_s	D1/D2	Taux_compression	P ambiant (bar)	qm (Kg/m3)	ϵ_{A1} (0.1-0.2)	R (J/Kg)	
0.85	0.65	2.5	1	1.1	0.1	287	

Fig.IV.2. L'interface du programme de calcul d'un compresseur centrifuge

Chapitre IV : Réalisation d'un programme en VB pour calculer un compresseur centrifuge

IV.3.1.2.les informations sur les concepteurs (les réalisateurs) de programme :

Le bouton A propos parmi à l'utilisateur d'identifier celui qui a conçu le programme ainsi que la date et lieu à lesquelles il a été conçu.

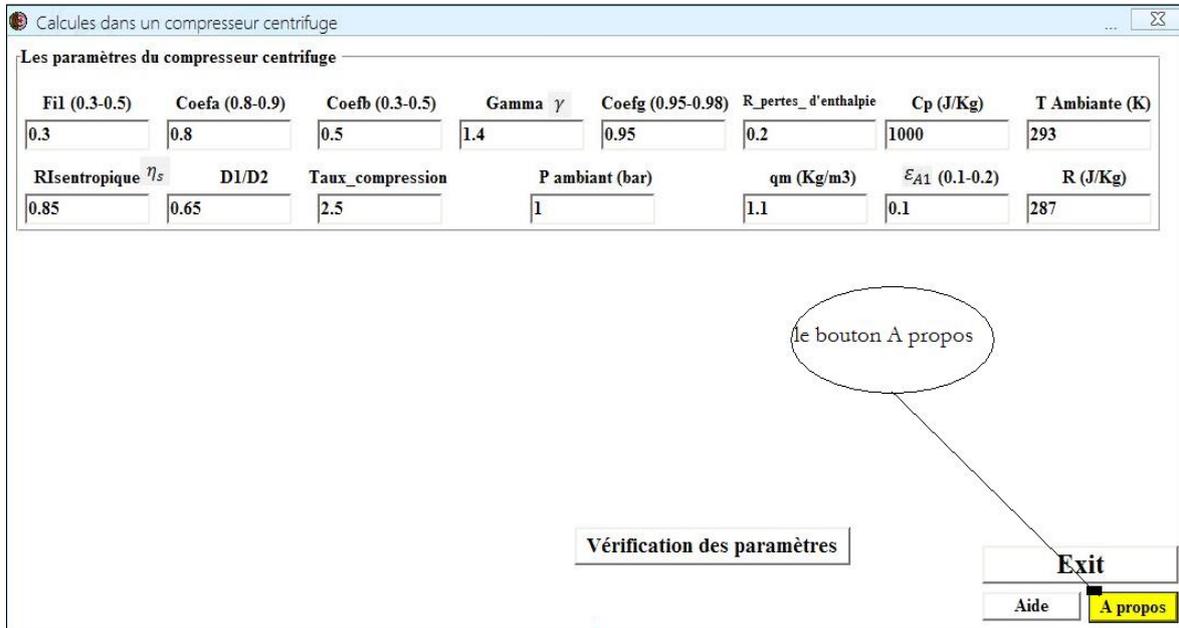


Fig.IV.3.le bouton A propos



Fig.IV.4. des informations sur les concepteurs

Chapitre IV : Réalisation d'un programme en VB pour calculer un compresseur centrifuge

IV. 3.1.3. Aide :

Ce bouton, aide les utilisateurs d'apprendre un aperçu rapide sur quelques caractères, et leurs positions réels dans le compresseur centrifuge.

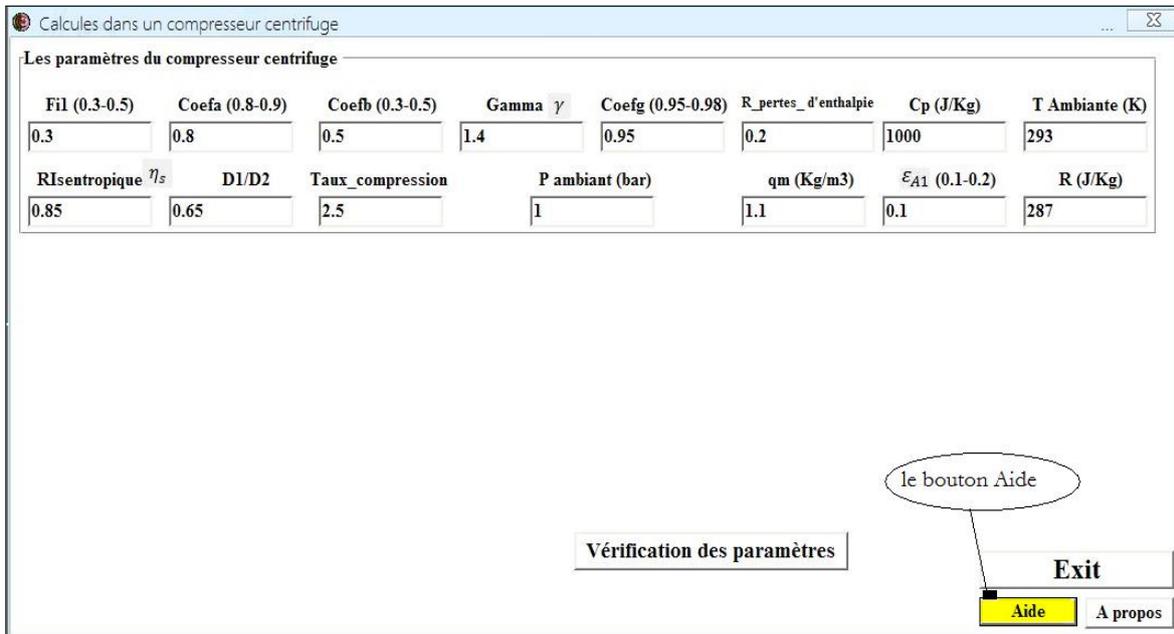


Fig.IV.5. le bouton Aide

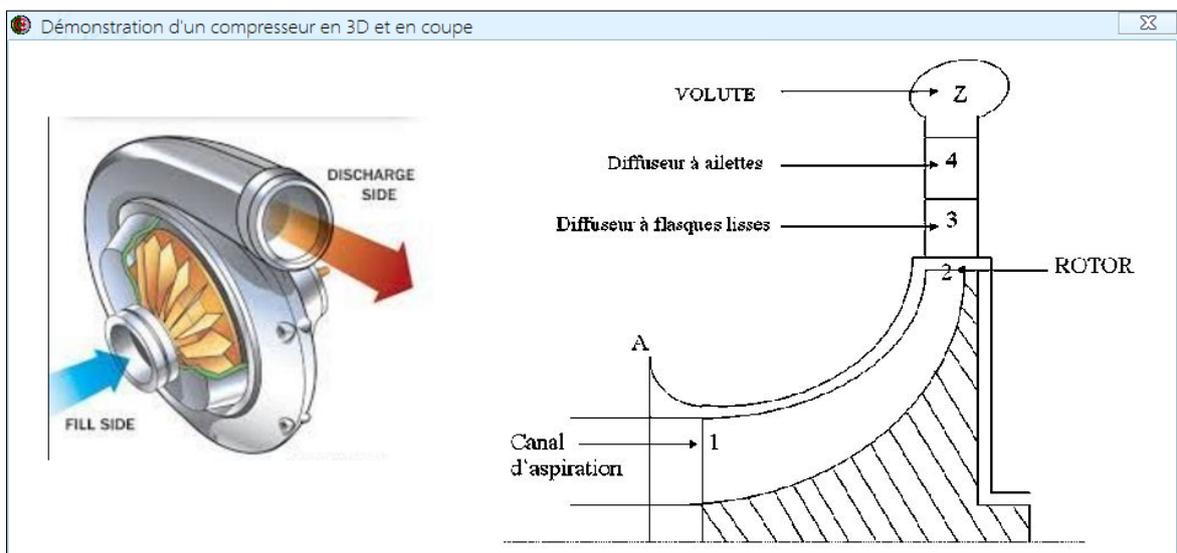


Fig.IV.5. Dessins démonstratifs du compresseur centrifuge

IV. 3.2.les caractéristique du compresseur centrifuge :

Cette interface expose les fenêtres pour remplir les propriétés du compresseur par l'utilisateur.

Les paramètres du compresseur centrifuge							
Fil (0.3-0.5)	Coefa (0.8-0.9)	Coefb (0.3-0.5)	Gamma γ	Coefg (0.95-0.98)	R_pertes_ d'enthalpie	Cp (J/Kg)	T Ambiante (K)
0.3	0.8	0.5	1.4	0.95	0.2	1000	293
RIentropique η_s	D1/D2	Taux_compression	P_ambient (bar)	qm (Kg/m3)	ϵ_{A1} (0.1-0.2)	R (J/Kg)	
0.85	0.65	2.5	1	1.1	0.1	287	

Fig.IV.6.les paramètres du compresseur centrifuge

IV. 3.3. Vérification :

Le bouton (vérification des paramètres) permet à l'utilisateur de vérifier les paramètres et leur appartenance dans les valeurs proposées par les concepteurs du compresseur centrifuge.

Calculs dans un compresseur centrifuge

Les paramètres du compresseur centrifuge

Fil (0.3-0.5)	Coefa (0.8-0.9)	Coefb (0.3-0.5)	Gamma γ	Coefg (0.95-0.98)	R_pertes_ d'enthalpie	Cp (J/Kg)	T Ambiante (K)
0.3	0.8	0.5	1.4	0.95	0.2	1000	293
RIentropique η_s	D1/D2	Taux_compression	P_ambient (bar)	qm (Kg/m3)	ϵ_{A1} (0.1-0.2)	R (J/Kg)	
0.85	0.65	2.5	1	1.1	0.1	287	

le bouton de vérification des paramètres

Vérification des paramètres

Exit

Aide A propos

Fig.IV.7.Le bouton de vérification des paramètres

Chapitre IV : Réalisation d'un programme en VB pour calculer un compresseur centrifuge

Lorsque le programme trouve une erreur dans les données. Il envoie un message à l'utilisateur sous forme d'un Ms Box rappelant les intervalles corrects.

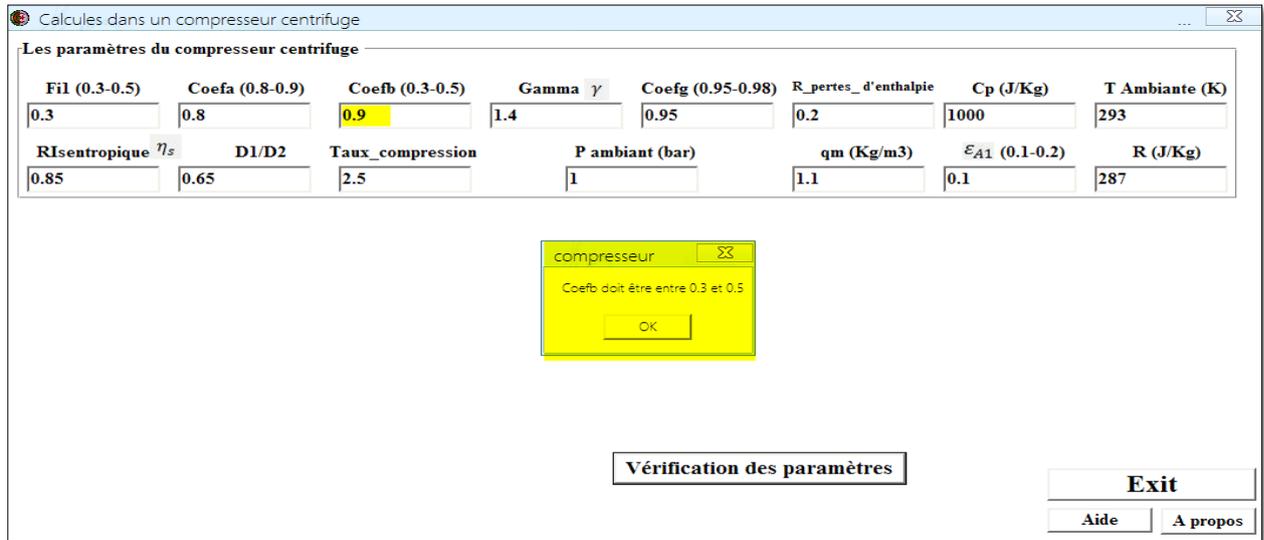


Fig.IV.8. Le message d'erreur

IV. 3.4. Le choix de types des calculs :

Ce programme préliminaire, consiste à réaliser trois types des calculs.

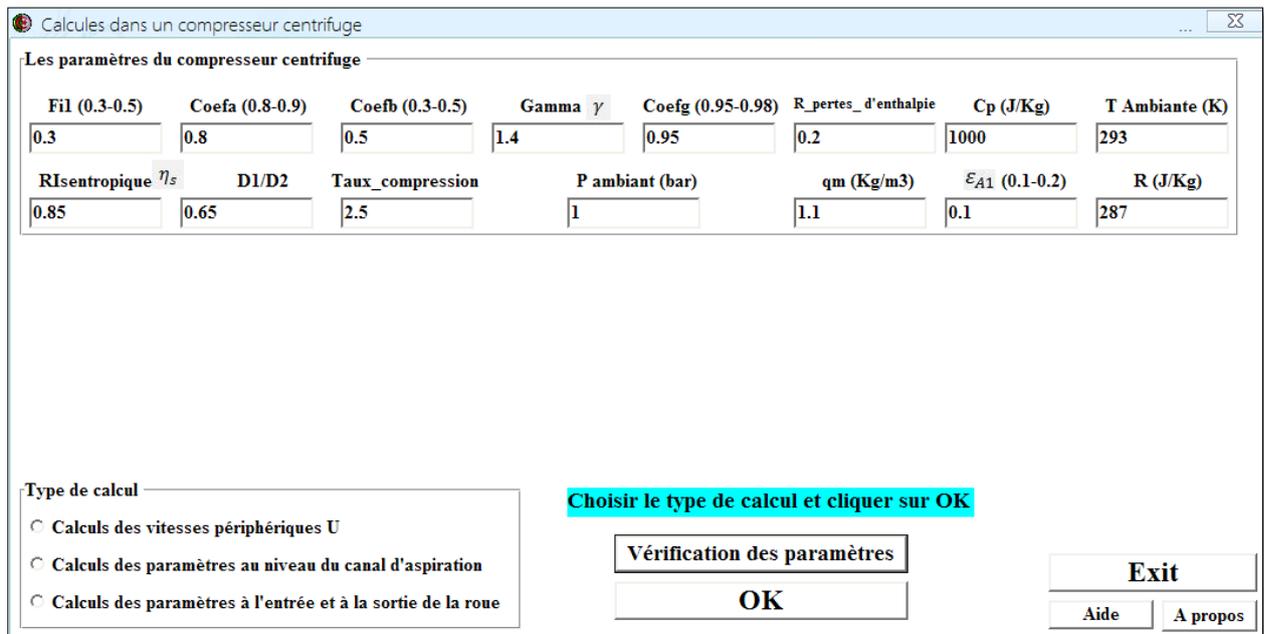


Fig.IV.9. Le choix de type du calcul

Chapitre IV : Réalisation d'un programme en VB pour calculer un compresseur centrifuge

IV. 3.4.1. Calculs des vitesses périphériques :

Quand on a choisi la case de calculs des vitesses périphériques, le programme commence à calculer les importantes vitesses au niveau de la roue et le diviseur.

Calculs dans un compresseur centrifuge

Les paramètres du compresseur centrifuge

Fil (0.3-0.5)	Coefa (0.8-0.9)	Coefb (0.3-0.5)	Gamma γ	Coefg (0.95-0.98)	R_pertes_d'enthalpie	Cp (J/Kg)	T Ambiante (K)
0.3	0.8	0.5	1.4	0.95	0.2	1000	293
RIentropique η_s	D1/D2	Taux_compression	P ambiant (bar)	qm (Kg/m3)	ϵ_{A1} (0.1-0.2)	R (J/Kg)	
0.85	0.65	2.5	1	1.1	0.1	287	

Calculs des vitesses périphériques U:

$\frac{\gamma}{\gamma-1}$ $\frac{\gamma-1}{\gamma}$ Vz (m/s) V4 (m/s) Fi2 U2 (m/s) U1 (m/s)

la case de calculs des vitesses périphériques

Effacer Calculer

Type de calcul

Calculs des vitesses périphériques U

Calculs des paramètres au niveau du canal d'aspiration

Calculs des paramètres à l'entrée et à la sortie de la roue

Choisir le type de calcul et cliquer sur OK

Vérification des paramètres

OK

Exit

Aide A propos

Fig.IV.10. Calculs des vitesses périphériques

Le programme suggère des propriétés proposées pour l'utilisateur pour la rapidité de remplir les caractéristiques.

Dans le cas où l'utilisateur veut modifier certaine donnée, il peut le faire à quel moment et peut effacer toutes les données avec le bouton effacer.

Calculs dans un compresseur centrifuge

Les paramètres du compresseur centrifuge

Fil (0.3-0.5)	Coefa (0.8-0.9)	Coefb (0.3-0.5)	Gamma γ	Coefg (0.95-0.98)	R_pertes_d'enthalpie	Cp (J/Kg)	T Ambiante (K)
0.3	0.8	0.5	1.4	0.95	0.2	1000	293
RIentropique η_s	D1/D2	Taux_compression	P ambiant (bar)	qm (Kg/m3)	ϵ_{A1} (0.1-0.2)	R (J/Kg)	
0.85	0.65	2.5	1	1.1	0.1	287	

Calculs des vitesses périphériques U:

$\frac{\gamma}{\gamma-1}$ $\frac{\gamma-1}{\gamma}$ Vz (m/s) V4 (m/s) Fi2 U2 (m/s) U1 (m/s)

le bouton Effacer

Effacer Calculer

Type de calcul

Calculs des vitesses périphériques U

Calculs des paramètres au niveau du canal d'aspiration

Calculs des paramètres à l'entrée et à la sortie de la roue

Choisir le type de calcul et cliquer sur OK

Vérification des paramètres

OK

Exit

Aide A propos

Fig.IV.10. Le bouton Effacer

Chapitre IV : Réalisation d'un programme en VB pour calculer un compresseur centrifuge

IV. 3.4.2. Calculs des paramètres au niveau de canal d'aspiration :

Lorsqu'on a choisi la case de calculs des paramètres au niveau de canal d'aspiration, le programme commence à calculer les paramètres importants.

The screenshot shows a software window titled "Calculs dans un compresseur centrifuge" (Version 1.0). It is divided into several sections:

- Les paramètres du compresseur centrifuge:** A grid of input fields for various parameters:

Fil (0.3-0.5)	Coefa (0.8-0.9)	Coefb (0.3-0.5)	Gamma γ	Coefg (0.95-0.98)	R_pertes_d'enthalpie	Cp (J/Kg)	T Ambiante (K)
0.3	0.8	0.5	1.4	0.95	0.2	1000	293
RIentropique η_s	D1/D2	Taux_compression	P ambiant (bar)	qm (Kg/m3)	ϵ_{A1} (0.1-0.2)	R (J/Kg)	
0.85	0.65	2.5	1	1.1	0.1	287	
- Calculs des paramètres au niveau du canal d'aspiration :** A section with input fields for:

C1 (m/s)	T1 (K)	Puissance_a1(J/K)	C1s (m/s)	T1s (K)	P1 (bar)	Rho1 (Kg/m3) ρ_1	η_{sA1}

 Below these fields are buttons for "Effacer" and "Calculer".
- Type de calcul:** A radio button menu where "Calculs des paramètres au niveau du canal d'aspiration" is selected. Other options include "Calculs des vitesses périphériques U" and "Calculs des paramètres à l'entrée et à la sortie de la roue".
- Buttons:** "Vérification des paramètres", "OK", "Exit", "Aide", and "A propos". A blue callout box says "Choisir le type de calcul et cliquer sur OK".

Fig.IV.11. la case de calculs des paramètres au niveau de canal d'aspiration

IV. 3.4.3. Calculs des paramètres à l'entrée et à la sortie de la roue :

Quand on a choisi la case de calculs des paramètres à l'entrée et à la sortie de la roue, le programme commence à calculer les paramètres à l'entrée et à la sortie de la roue.

The screenshot shows the same software window as Fig. IV.11, but with the "Calculs des paramètres à l'entrée et à la sortie de la roue" option selected in the "Type de calcul" menu.

- Calculs des paramètres à l'entrée et à la sortie de la roue :** A section with input fields for:

C2r (m/s)	C2u (m/s)	C2 (m/s)	W1 (m/s)	Pertes d'enthalpie(J/Kg)	Gain_enthalpie_roue $\Delta_{\rho u}$	T2 (K)	T2s (K)
Rho2 (Kg/m3) ρ_2	P2 (bar)	Alpha2 (Kg/m3) α_2	η_{s1-2}				

 Below these fields are buttons for "Effacer" and "Calculer".
- Type de calcul:** The "Calculs des paramètres à l'entrée et à la sortie de la roue" option is now selected.
- Buttons:** "Vérification des paramètres", "OK", "Exit", "Aide", and "A propos". A blue callout box says "Choisir le type de calcul et cliquer sur OK".

Fig.IV.12. La case de calculs des paramètres à l'entrée et à la sortie de la roue

IV. 4.2^{eme} partie : Simulation numérique :

Dans cette partie on fera des exploitations du programme mentionné dans les parties précédentes pour l'étude de l'effet de certains facteurs sur la performance du compresseur centrifuge.

On a utilisé les paramètres suivants :

IV. 4.1. L'influence de la température ambiante :

IV. 4.1.1. L'influence de la température ambiante sur les vitesses périphériques.

IV. 4.1.1.1. Vitesse périphériques à l'entrée du rotor U1 :

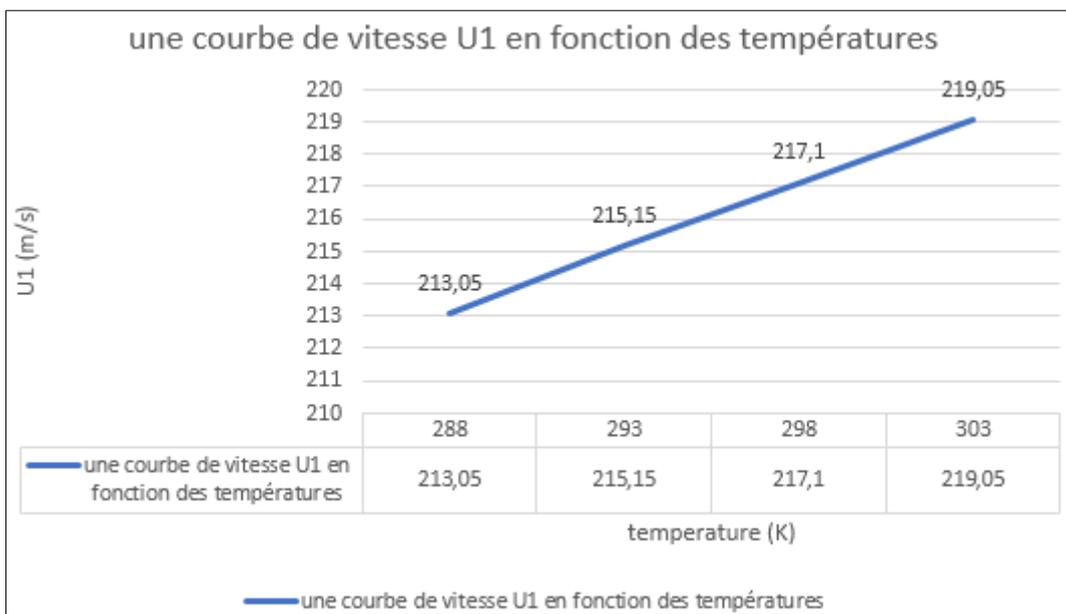


Fig.IV.13. L'influence de de U1 en fonction de T_{ambient}

Le graphe représenté dans la fig.IV.13 montre qu'il y a un effet clair de la température de l'ambient sur la vitesse périphérique, alors, avec l'augmentation de la température d'ambient, la vitesse périphérique est augmenté.

IV. 4.1.1.2. Vitesse périphériques à la sortie du rotor U2 :

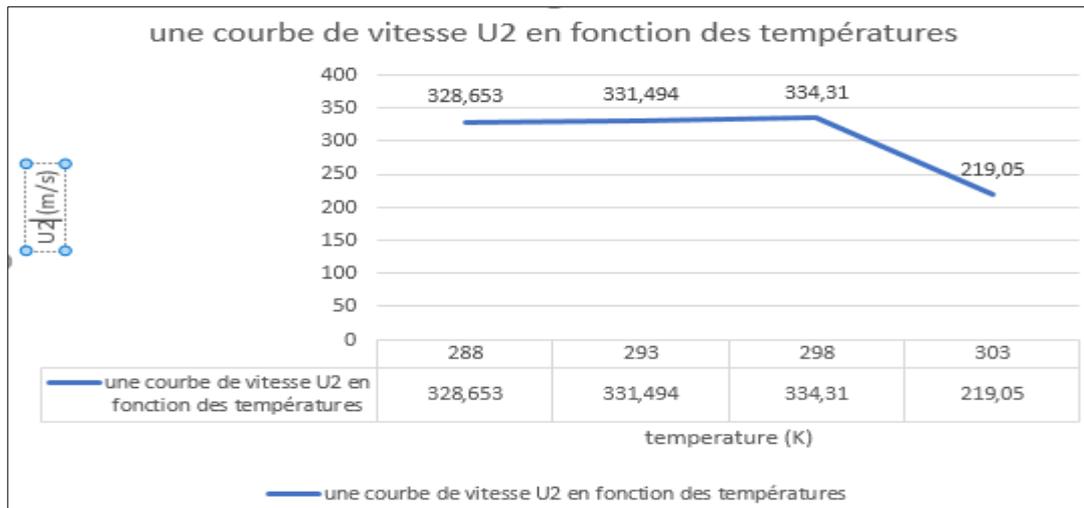


Fig.IV.14. L'influence de de U2 en fonction de T_{ambient}

Dans cette courbe, nous constatons qu'il y a une léger augmentation de la vitesse U1 jusqu'à la température 298K, mais après cette valeur il y a une importante décente de la vitesse U2.

IV. 4.1.1.3. L'influence de la température ambiante sur la puissance :

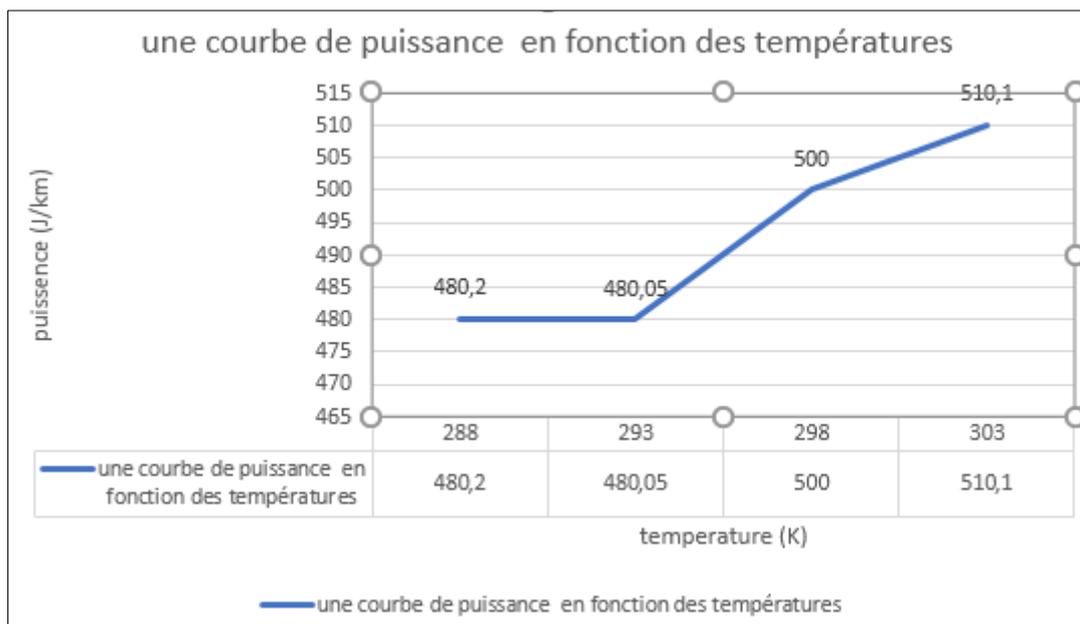


Fig.IV.15. L'influence de de puissance en fonction de T_{ambient}

Chapitre IV : Réalisation d'un programme en VB pour calculer un compresseur centrifuge

La figure au-dessus, montre qu'il y a une perturbation dans la courbe, une stabilisation jusqu'à 293K, ensuite une augmentation de puissance en fonction de température.

IV. 4.1.1.4. L'influence de la température ambiante sur les pressions :

IV. 4.1.1.4.1. Pression à l'entrée du rotor P1 :

La figure suivante nous montre qu'il y a une stabilisation au début, ensuite nous constatons qu'il y a une augmentation de pression en fonction de température.

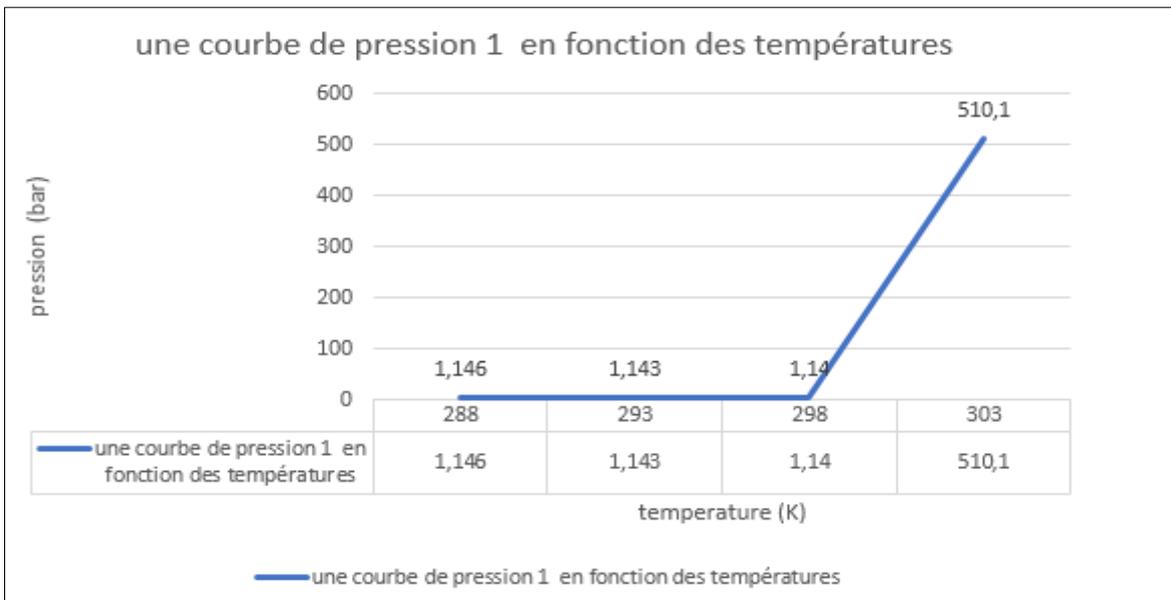


Fig.IV.16. L'influence de de pression d'entrée en fonction de $T_{ambiant}$

IV. 4.1.1.4.2. Pression à la sortie du rotor P2:

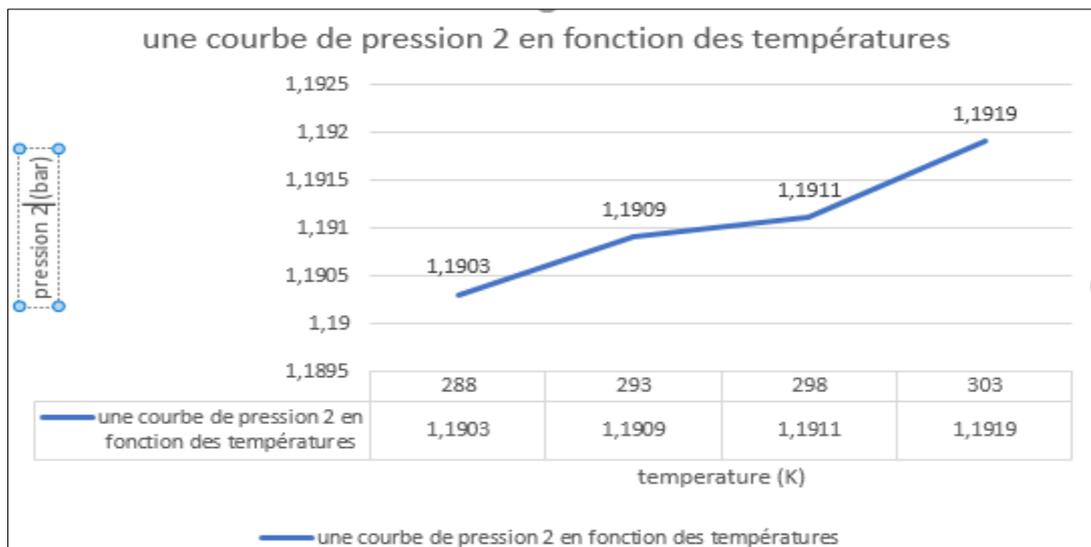


Fig.IV.17. L'influence de de pression de sortie en fonction de $T_{ambiant}$

En remarque qu'il y a une claire croissance de pression P2 avec le croisement de la température de l'ambient.

IV. 4.1.1.5. L'influence de la température ambiante sur les masses volumiques:

IV. 4.1.1. 5.1. Masse volumique à l'entrée du rotor ρ_1 :

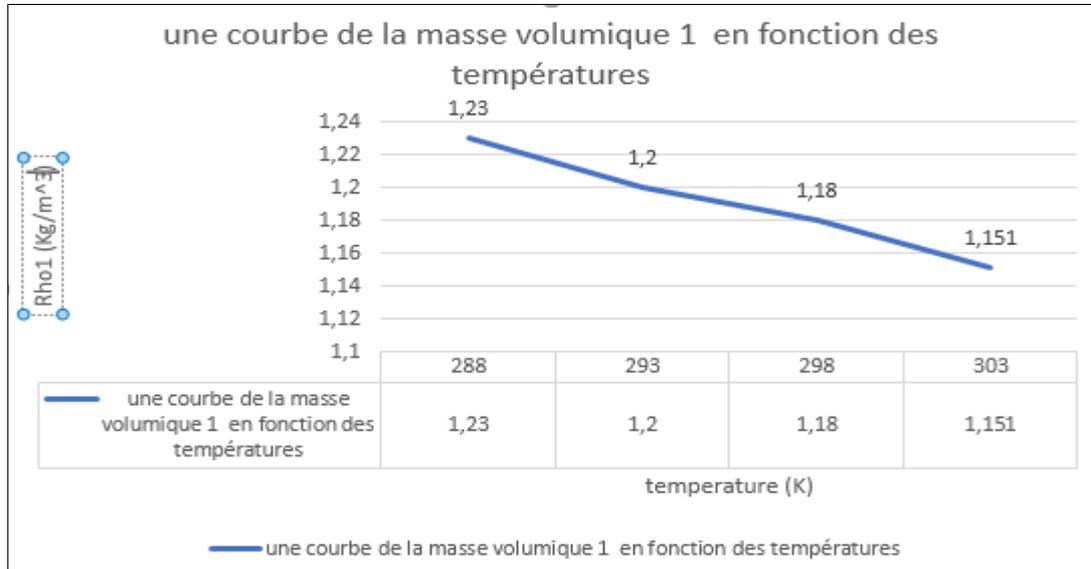


Fig.IV.18. L'influence de la masse volumique ρ_1 en fonction de $T_{ambient}$

Il a un décroissement logique de masse volumique avec le croisement de la température ambiante, parce qu'il y a une augmentation de volume.

IV. 4.1.1.5. 2. Masse volumique à la sortie du rotor ρ_2 :

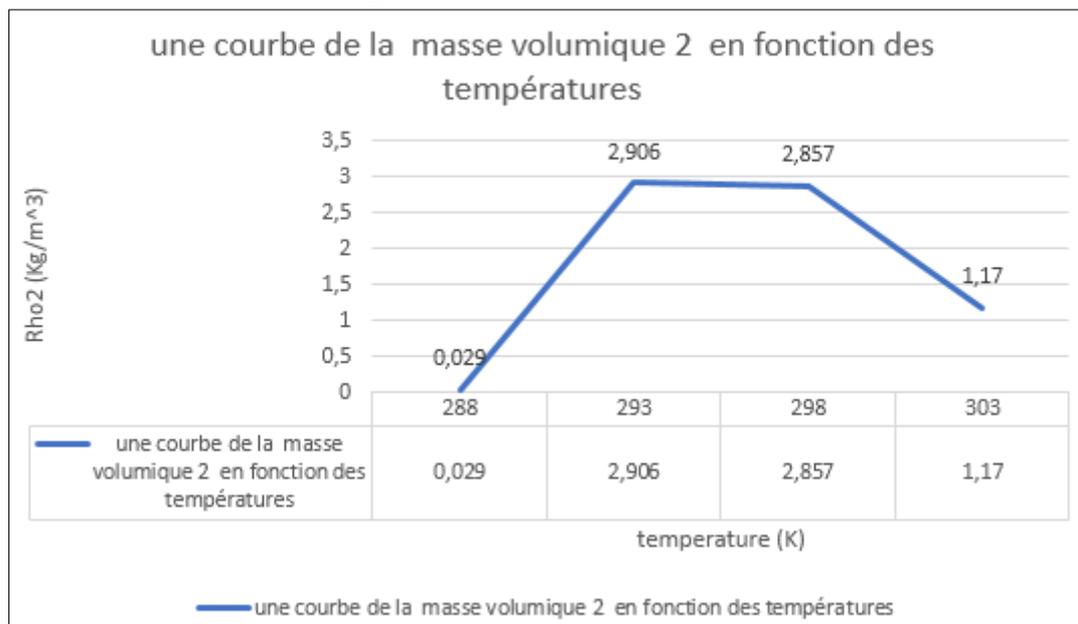


Fig.IV.19. L'influence de la masse volumique ρ_2 en fonction de $T_{ambient}$

Chapitre IV : Réalisation d'un programme en VB pour calculer un compresseur centrifuge

La courbe commence à monter, suivie par une stabilisation, en fin il descend avec le croisement de température ambiante.

IV. 4.1.1.6. L'influence de la température ambiante sur les rendements :

IV. 4.1.1.6.1. Le rendement η_1 :

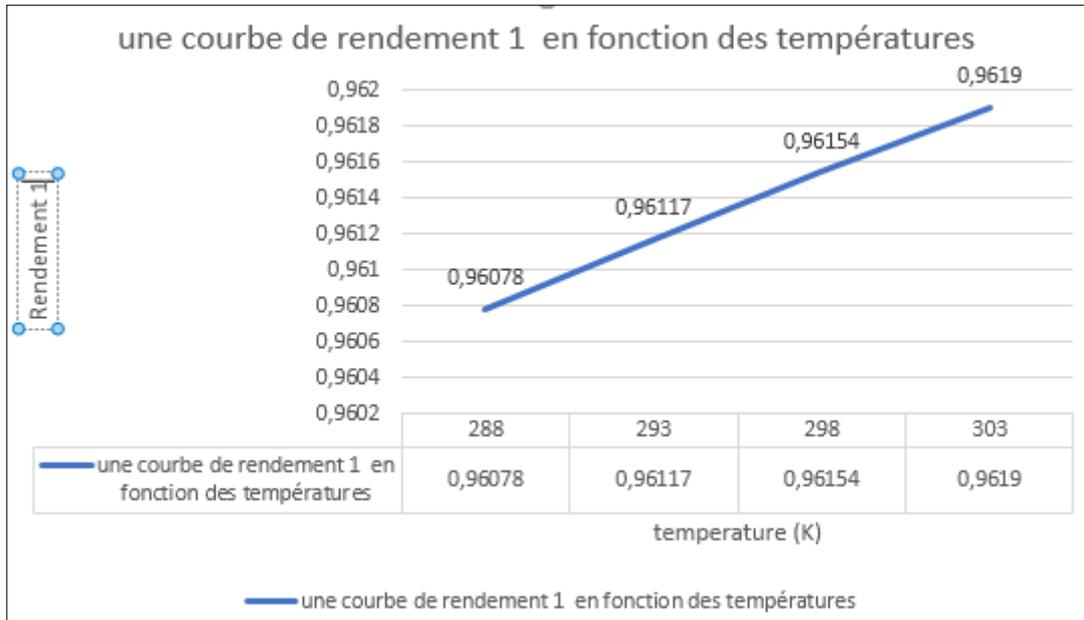


Fig.IV.20. L'influence du rendement η_1 en fonction de $T_{ambiant}$

IV. 4.1.1.6. 2. Le rendement η_2 :

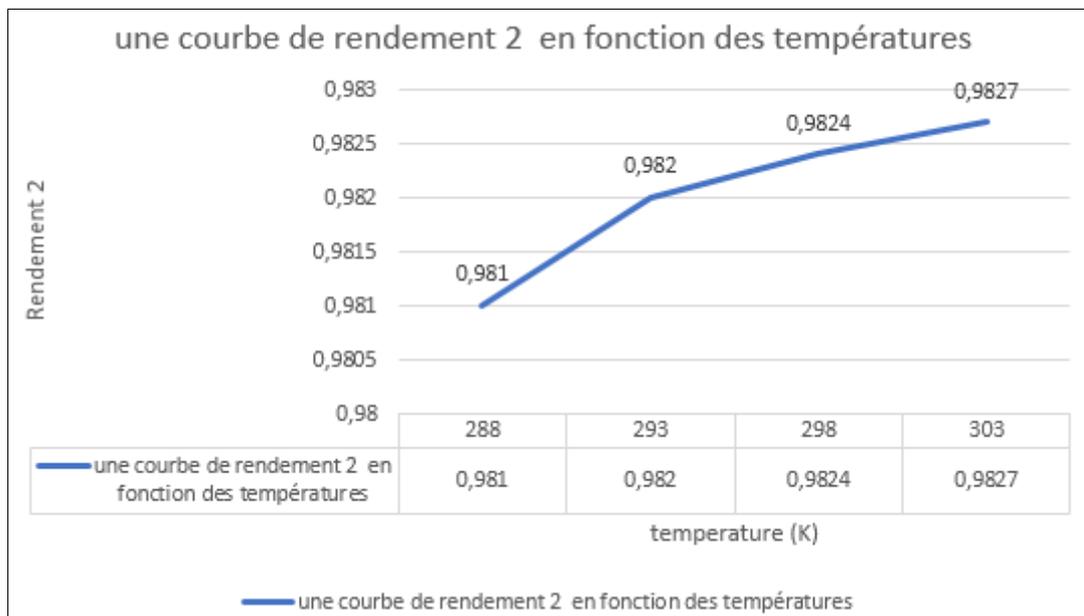


Fig.IV.21. L'influence du rendement η_2 en fonction de $T_{ambiant}$

La fig.IV.20. Et La fig.IV.21 démontrent qu'il y a une augmentation de rendement avec l'augmentation de la température ambiante.

IV. 4.1.1.7. L'influence de la température ambiante sur les pertes d'enthalpie :

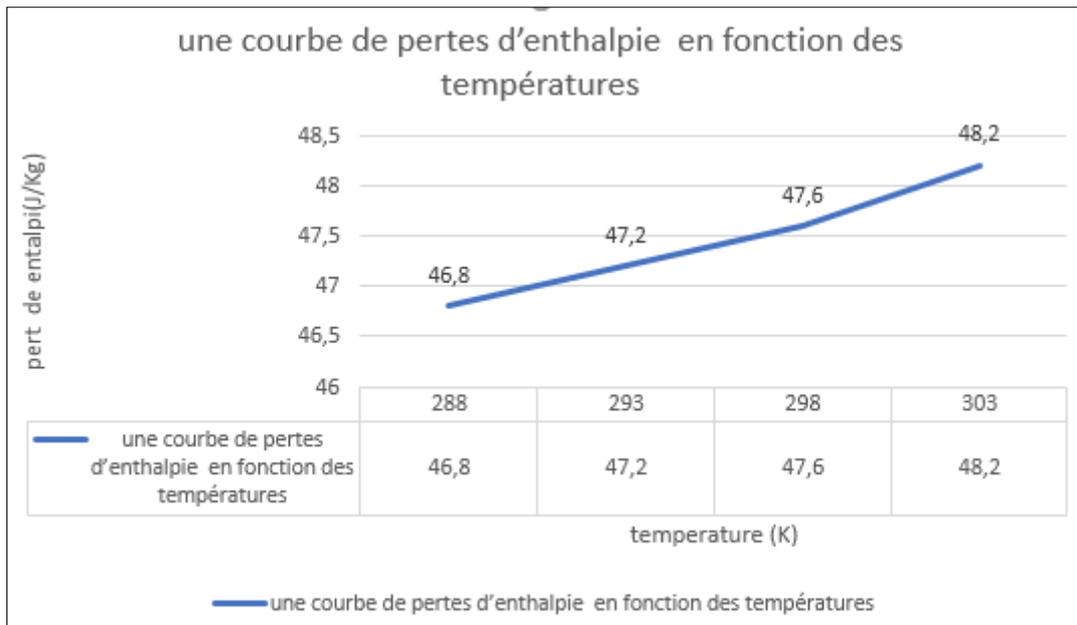


Fig.IV.22. L'influence des pertes d'enthalpie en fonction de $T_{ambiant}$

Il y a un claire croisement des pertes d'enthalpie avec le croisement de la température ambiante.

IV. 4.1.1.8. L'influence de la température ambiante sur les gains enthalpie :

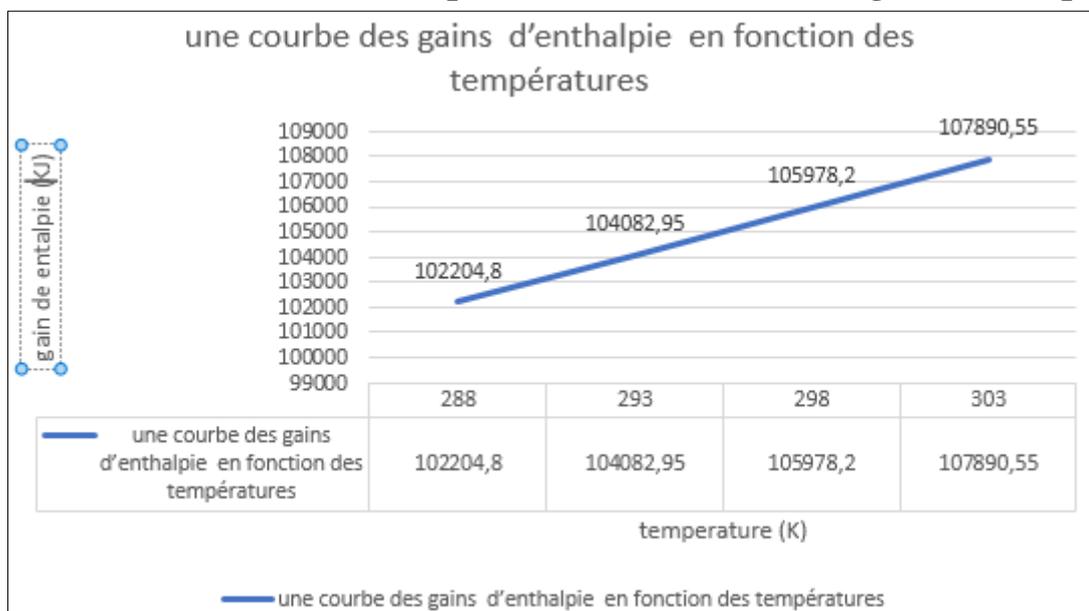


Fig.IV.23. L'influence des gains d'enthalpie en fonction de $T_{ambiant}$

Il y a une proportion directe entre les gains d'enthalpie et les températures ambiantes.

IV. 4.2. L'influence de rapport des diamètres :

IV. 4.2. 1. L'influence de rapport des diamètres sur la vitesse périphérique :

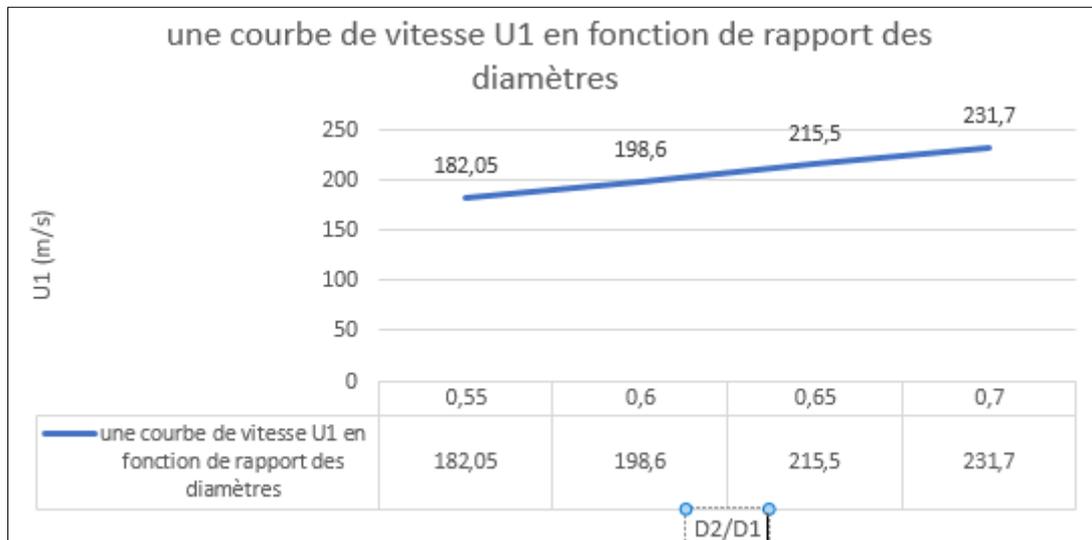


Fig.IV.24. L'influence de U1 en fonction de rapport des diamètres

Il est clair qu'il y a une proportion directe entre U1 et le rapport des diamètres.

IV. 4.2. 2. L'influence de rapport des diamètres sur les pertes d'enthalpie :

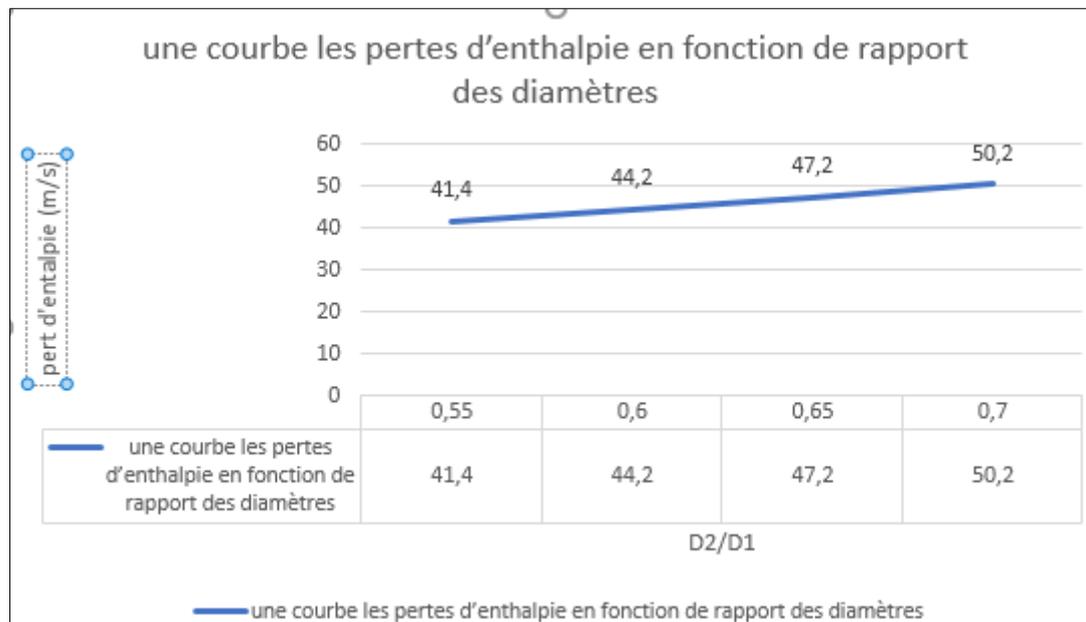


Fig.IV.25. L'influence des pertes d'enthalpie en fonction de rapport des diamètres

Une augmentation proportionnelle des pertes d'enthalpie en fonction de l'augmentation des températures.

IV. 4.3. L'influence de rendement isentropique :

IV. 4.3. 1. L'influence de rendement isentropique sur les pressions:

IV. 4. 3. 1. 1. Pression à l'entrée du rotor P1 :

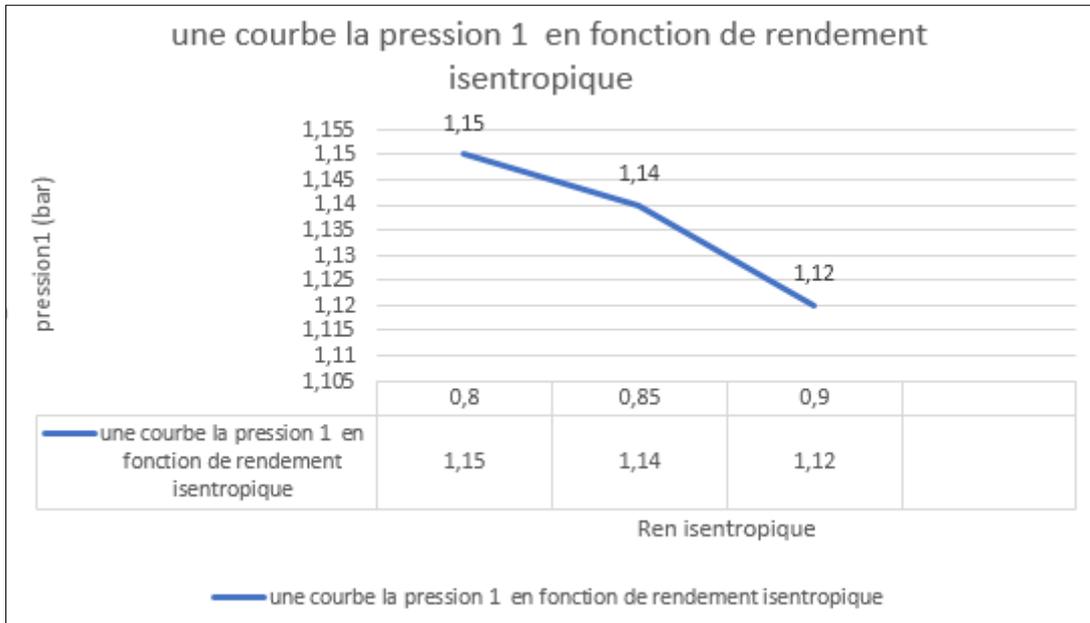


Fig.IV.26. L'influence de pression P1 en fonction de rendement isentropique.

IV. 4.3.1.2. Pression à l'entrée du rotor P2 :

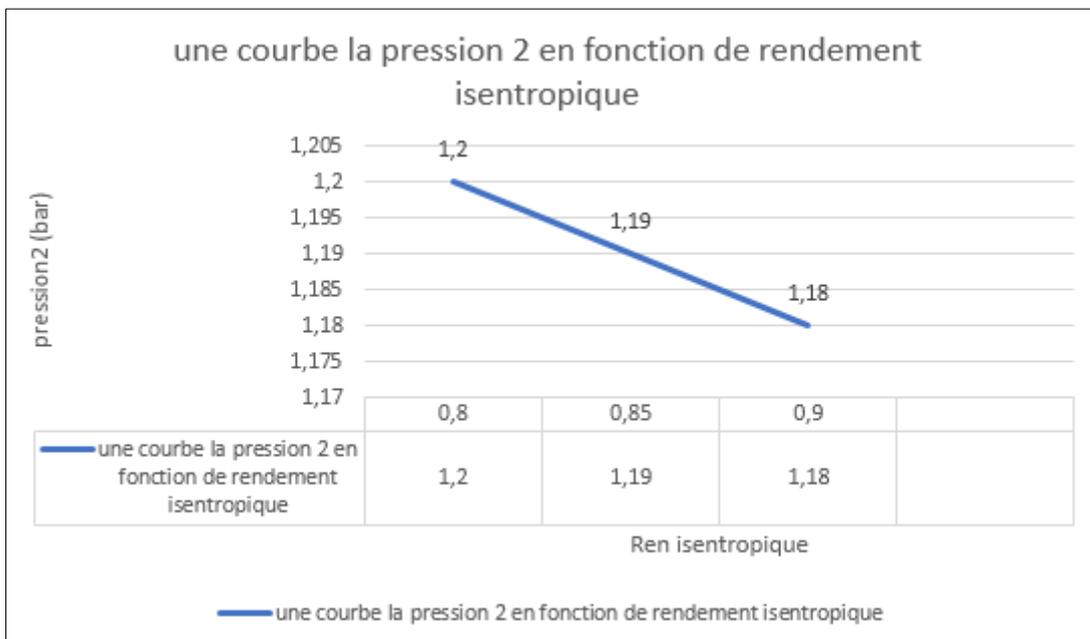


Fig.IV.27. L'influence de pression P2 en fonction de rendement isentropique.

Il y a une chute de pression avec l'augmentation du rendement isentropique dans les deux figures IV.26 et IV.27.

IV.5. Conclusions :

L'importance du programme de calcul d'un compresseur centrifuge réalisé par le logiciel Visual Basic est très important, il nous permet de voir les résultats et les hypothèses avec une manière claire, et aussi nous permet comme nous l'avons vu étudier l'effet de certain facteurs thermodynamique sur autres, à travers des courbes obtenues nous avons remarqué l'importance de la température ambiante et son influence sur les performances du compresseur, les pressions les rapports des vitesses et des autres facteurs sont d'une certaine importance sur le fonctionnement de compresseur centrifuge.

Conclusion

Conclusion générale :

On a dit dans la conclusion, au point de vue historique, la configuration du compresseur centrifuge a été d'enveloppée et utilisée bien avant les compresseurs axiaux, même dans le domaine de la propulsion. L'idée commune que ce type de compresseur volumineux ne peut pas être utilisé dans des applications aériennes n'est pas très précise. Le compresseur radial se distingue de son homologue axial par de plus forts taux de compression par étage, mais au prix d'un encombrement plus important. La performance hors point de fonctionnement nominal est une caractéristique intéressante des compresseurs centrifuges. Soigneusement conçu, un compresseur centrifuge pourra fonctionner efficacement sur une plage de vitesses de rotation relativement large. Cet avantage contribue à atténuer certains problèmes associés à l'adaptation du compresseur à la turbine dont le fonctionnement dépend du régime du moteur.

Dans notre thèse, nous a permis d'approfondir nos connaissances dans le Domaine des turbomachines et en particuliers les compresseurs centrifuges.

Le compresseur centrifuge reste un organe important dans le processus de transport du gaz naturel, il permet de donner au gaz l'énergie nécessaire pour parcourir de grandes distances.

Bien que son exploitation et sa maintenance exigent un personnel qualifié, le compresseur centrifuge est une machine assez simple et d'un fonctionnement souple comparer aux turbine par exemple.

Le compresseur reste tout de même une machine vulnérable devant le phénomène destructeur qu'est le pompage.

À l'issue de cette étude, nous espérons que nous comprenons le fonctionnement des compresseurs centrifuges dans quelques différentes phases d'exploitation, ainsi que nous serons en mesure de définir les éléments indispensables au dimensionnement et au choix d'un compresseur centrifuge.

Les paramètres calculés ont été très proches des suppositions initiales.

Finalement nous souhaiterions que nous soyons capables de participer à d'autres projets (THESE DE DOCTORAT) sur les turbomachines.

Références bibliographique :

- [1] **Mathieu .J.** 2016 – 2017. TURBOMACHINES -ENERGIES HYDRAULIQUE ET EOLIENNE. Module EFS8AB.p3
- [2] **Martial. D.** Développement d'une Méthode de simulation de pompage au sein d'un compresseur multiétage. AOÛT 2013. Ecole Polytechnique de Montréal. P 2
- [3] Le compresseur. Version 001-2014. P 1
- [4] **Destoop. T.** Les compresseurs volumétriques B4 220. P1-6
- [5] Manuel de formation. Cours Exp -pr-pr080. Le process. La Compression. 20/05/2007.p28
- [6] .2015-2016. UNIVERSITE LARBI TEBSSI –TEBESSA Faculté des Sciences et de la Technologie de Génie des Mines. **Analyse de fonctionnement de compresseur par l'application de l'AMDEC.P44.**
- [7] **R. Hadjab.** Étude technologique et énergétique d'un compresseur centrifuge BCL606. 2015-2016. université kasdi merbah Ouargla.P25-27
- [8] **BENHAMEL .H. GHERRAS. Y.** Influence des systèmes VSV (variable stator Vanes) Sur les performances de la turbine à gaz LM2500+).2013/2014. Université Aboubekr Belkaid – Tlemcen.P26
- [9] **ABASSI .A. BEHLOUL. B. CHENOUN. M.** Etude d'un compresseur centrifuge. 2013-2014. Université des Sciences & de la technologie d'Oran « Mohamed Boudiaf » USTO /IGCMO.P8-9
- [10] **Maammeur .M.** Simulation de l'écoulement de l'air dans la roue d'un compresseur centrifuge .2010-2011. Université Hassiba Ben Bouali de Chleff. P 10.jusqua P18
- [11] <http://sites.uclouvain.be/energie-plus/index.php?id=16519>
- [12] **Hadi .T.** Simulation numérique du comportement des compresseurs et des turbines automobiles. Le 17 juin 2011.ecole centrale Lyon.P13.
-

- [13] **Dufour. G.** Contributions à la modélisation et au des écoulements dans les compresseur centrifuge : application à la conception par lois de similitude. 4 Octobre 2006.L'institut national polytechnique de Toulouse.P14
- [14] **CHABBI. A.** Conception d'un contrôleur flou anti-pompage d'un système De compression de gaz. 2015/2016. P6.17
- [15] **Saad .M. Lebssisse. N.** Adaptation d'un nouveau système d'étanchéité (la garniture sèche) au compresseur K201B. 2010/2011. université kasdi merbah Ouargla. P26
- [16] **ABAOUZ.J.** Les compresseurs à gaz à bord des navires menthaniers. 2012. Ecol nationale superieur maritim.
- [17] **Khechana .I. Lebsaira. KH.** Etude, modélisation et supervision de la séquence de start up d'un Turbocompresseur Heavy Duty 5002C dans le champ Siemens. 06 Juin 2012. P15
- [18] **KHEDIM .A.** calcul de la station de pompage de dessalement d'eau de mer de Chleff de mostaganem.2013/2014. Université Abou bekr Belkaid – TlemcenP62.63
- [19] M. Reggio. J-Y. trepanier. Théories des turbomachines. École polytechnique Montréal .P19.20.21.46.47
-