

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE : TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

N° :



DOMAINE : SCIENCES ET TECHNOLOGIE

FILIERE : GENIE MECANIQUE

OPTION : ENERGETIQUE

Attention

Du diplôme de Master Académique

Par : SALAH YUCEF

Phénomène de Pompage dans les compresseurs

Intitulé

Soutenu devant le jury composé de :

Dr ZORGANE SAID

Université de M'sila

Président

Dr BOUAOUINA LALOUANI

Université de M'sila

Encadreur

Dr FARSI CHAOUKI

Université de M'sila

Examineur

Année universitaire : 2020/2021

Remerciements

Je remercie en premier lieu « Dieu » pour m'avoir donné la chance, la santé et la force d'arriver à accomplir ce travail.

Je tiens à remercier particulièrement mon encadreur Dr. BOUAOUINA , pour son encadrement, son aide et surtout pour tous ses conseils et ses remarques qui m'ont permis de réaliser ce modeste travail.

Mes remerciements s'adressent également à mon ami DAHMANI AISSA ,chef de la division maintenance à la centrale de production de l'électricité de M'SILA .

Dédicaces

A la mémoire de ma mère et de mon père

A ma femme

A mes filles HADIL , RADJA ET BELSEM

A mon fils KHALID

A tous mes frères et sœurs

Sommaire

Introduction générale	2
I-Généralités sur les turbocompresseurs	4
I-1 Classification des turbomachines	4
I-2 Description générale des compresseurs	5
I-2.1 Définition	5
I-2.2 But de la compression	5
I-3 Classification des compresseurs	5
I-3-1 Les compresseurs volumétriques	6
A- Les compresseurs alternatifs	6
a- Compresseur à membrane	6
b- Compresseurs à piston	7
B- Les compresseurs rotatifs	8
a- Compresseur à vis	8
b- Compresseur à lobes	8
c- Compresseur à palette	9
I-3-2 Les turbocompresseurs	9
1- Compresseur centrifuge	9
2- Compresseur axial	10
I-4 Comparatif des types de compresseurs	11
I-5 Domaine d'utilisation des compresseurs	11
I-6 Organes constituants d'un compresseur axial	12
I-6-1 Le rotor	12
I-6-2 Le stator	13
I-7 Triangle des vitesses	13
I-8 Degré de réaction	15
I-9 Equation analytique pour un étage de compression	19
I-10 Rendement d'un compresseur	20

I-10-1	Rendement isentropique	21
I-10-2	Rendement polytropique	22
I-11	Point de fonctionnement du compresseur	23
I-12	Conclusion	24
II	-Aérodynamique et instabilités dans les compresseurs	26
II-1	Influence de la géométrie des aubes sur les performances d'un compresseur	26
II-2	Paramètres de performance des cascades	28
II-3	Coefficient de trainée et coefficient des pertes totales	29
II-4	Coefficient de portance et angle de déflexion	29
II-5	Coefficient de pression	29
II-6	Effet de la compressibilité	30
II-7	Les indicateurs de la compressibilité	31
II-8	Approche aérodynamique	31
II-9	Le décrochage tournant	33
II-10	Formes de décrochage tournant	36
II-11	Stabilité du point de fonctionnement	38
II-12	Phénomène de pompage	39
II-12-1	Définition et naissance du phénomène	39
II-12-2	Formes de pompage	41
II-12-3	Contrôle théorique et pratique du phénomène de pompage	42
II-12-4	Effet et conséquences du pompage	43
II-12-5	Remèdes au phénomène de pompage	43
II-13	Conclusion	43
III	-Dispositifs anti-pompage	43
III-1	Principe de fonctionnement du dispositif anti-pompage	45
III-2	Types de dispositifs anti-pompage	45
III-2-1	Action tout ou rien	45
III-2-2	Limitation de volume du circuit par clapet anti-retour	46

III-3 Régulation anti-pompage	47
III-4 Loi de commande anti-pompage	48
Fonctionnement de la boucle	51
III-5 Principaux problèmes du système anti-pompage	53
III-5-1 Limite de protection anti-pompage	53
III-5-2 Influence de la température	54
III-5-3 Influence de la nature du gaz	55
III-5-4 Stabilité de la boucle de régulation anti-pompage	55
III-6 Conclusion	55
IV- Conclusion générale	57
BIBLIOGRAPHIE	58

LISTE DES FIGURES

Figure I-1- classification des turbomachines en fonction de la direction principale de l'écoulement

Figure I.2 Classification des compresseurs

Figure I.3 compresseur à membrane

Figure I.4 compresseur à pistons

Figure I.5 compresseur à vis

Figure I.6 compresseur à lobes

Figure I.7 compresseur à palette

Figure I-8 compresseurs dynamique: centrifuge et axial

Figure I-9 Compresseur centrifuge

Figure I-10 Compresseur axial

.I.15 : Evolution du débit en fonction de la pression pour les différents types de compresseurs

Fig.I.16 : Représentation schématique d'un étage de turbocompresseur axial

Fig.I.17 : Triangle de vitesses

Figure I-18 représentation polaire des Triangles de vitesse

Figure I- 19 : Etage avec degré de réaction égale à zéro

Figure I- 20 : Etage avec degré de réaction égale à 0,5

Figure I-21 : Etage avec degré de réaction égale à 1

Figure I-22 triangle des vitesses

Figure I-23 Diagramme entropique d'une compression de P1 à P2

Figure I-24 Diagramme d'une compression de polytropicque

Figure I-25 point de fonctionnement d'un compresseur

Figure I-26 fonctionnement en régime transitoire

Figure II-1 Nomenclature de la cascade

Figure II-2 Génération de la géométrie d'aubage NACA65

Figure II-3 Une cascade 2D d'un compresseur

Figure II-4 Caractéristique d'un compresseur incluant les iso-vitesses de rotation et les dangers propres à chaque zone de fonctionnement

Figure II-5 – Les différents régimes de fonctionnement d'un étage de compression

Figure II-6 Schéma simplifié du mécanisme de formation du décrochage tournant

Figure II-7 Configurations de décrochage tournant

Figure II-8 Passage du régime sain au régime décollé

Figure II-9 Perturbation initiale : caractéristiques au point de fonctionnement

Figure II-10 – Réponses à une perturbation en pression

Figure II-11 Représentation simplifiée d'un système de compression

Figure II-12 Courbe caractéristique du compresseur et de la vanne de régulation

Figure II-13 Signal de pression instationnaire lors des cycles de pompage

Figure II-14 Schématisation du pompage classique (a) et du pompage profond (b), d'après Greitzer

Figure II-15 Ligne de pompage et ligne de contrôle

Figure III-1 Protection d'anti-pompage par action tout ou rien : décharge à l'atmosphère

Figure III-2 Protection d'anti-pompage par action tout ou rien : by-pass

Figure III-3 Limitation de volume du circuit par clapet anti-retour

Figure III-4 protection par régulation anti-pompage

Figure III-5 valeur de consigne réglée

Figure III-6 schéma typique réalisant la fonction K

Figure III-7 schéma de régulation avec Un coefficient multiplicatif

Figure III-8 schéma de régulation sans coefficient multiplicatif

Figure III-9 compensation des signaux h et ΔP par $P1$

Figure III-10 courbe de protection anti-pompage

Figure III-11 schéma de régulation anti-pompage avec compensation de ΔP

NOMENCLATURE

V : vitesse absolue

V_u : composantes tangentielles de vitesse absolue

W : vitesse relative

W_u : composantes tangentielles de vitesse relative

U : la vitesse d'entraînement

R : Degré de réaction

h : Enthalpie statique

h_t : Enthalpie totale

W : Travail

\emptyset : coefficient de l'écoulement

Π : Taux de compression

η : Rendement

S : Entropie

β : une constante

n : Exposant polytropique

P : Pression

$y(x)$: Ligne moyenne de cambrure $y(x)$

ϕ : L'angle de cambrure

c : la corde

λ : l'angle de calage

σ : la solidité

β : L'angle d'écoulement

θ : L'angle de déflexion

α : L'angle d'attaque

δ : L'angle de déviation

(x_u) : abscisse d'un point typique de la surface supérieure du profil

(y_u) : ordonnée d'un point typique de la surface supérieure du profil

(y_c) : l'ordonnée du point typique de la ligne moyenne

X_u : abscisse de l'extrados

y_u : ordonnée de l'extrados

X_L : abscisse de l'intrados

y_L : ordonnée de l'intrados

CL : coefficient de portance

C_D : Le coefficient de traînée

C_P : Le coefficient de pression

D : La traînée

$\bar{\omega}$: Pression totale

W_{∞} : La vitesse moyenne

M : Le nombre de Mach

N_n : iso-vitesse ou iso- régime

Introduction générale

Introduction générale

Les turbomachines de compression forment une famille importante d'appareils qui permettent d'échanger de l'énergie avec le fluide qui les traverse.

On les rencontre dans un grand nombre d'applications industriels: Production d'électricité (turbine à gaz) ; Propulsion (turboréacteur); lourde (turbocompresseurs), chimique, la médecine.....

De 1950 à nos jours, la recherche de la performance de ces turbomachines de compression est devenue un objectif pour tous les exploitants et les constructeurs..

Le fonctionnement d'un compresseur n'est stable que dans certaines limites et que si le débit d'aspiration est réduit suffisamment on atteint une zone de fonctionnement instable dite zone de pompage dans laquelle on obtient des oscillations fortes pouvant entraîner des conséquences mécaniques désastreuses : ruptures d'ailettes sur les compresseurs axiaux, vibrations radiales de très grand niveau, avec destruction des dispositifs d'étanchéité internes sur les compresseurs.

L'adaptation du compresseur à des conditions de fonctionnement variées est un défi majeur pour les fabricants et les utilisateurs, il est donc évident qu'il faudra que des moyens spécifiques de protection soient installés sur machines pour préserver leurs intégrités et conserver leurs performances aérodynamique dans le temps.

L'objet spécifique du travail rapporté ici est d'approfondir et faire une synthèse de quelques études faites dans ce cadre pour mieux connaître et maîtriser, les conditions de déclenchement de ce phénomène dans la centrale électrique de M'Sila par exemple, qui sera l'objet d'un stage pratique.

I-Généralités sur les turbocompresseurs

I-Généralités sur les turbocompresseurs

I-1. Classification des turbomachines

Il existe plusieurs façons de classer les turbomachines. La première concerne le sens du transfert d'énergie. On divise alors les turbomachines en deux catégories principales :

Les turbomachines qui fournissent de l'énergie au fluide (enthalpie). Dans ce groupe on trouve les compresseurs, les ventilateurs et les pompes ;

Les turbomachines desquelles on retire de l'énergie du fluide pour l'utiliser comme un travail mécanique. Dans ce cas, on parle alors de turbines.

On trouve une seconde classification des turbomachines en fonction de la direction principale de l'écoulement par rapport à l'axe de rotation de la machine (Figure I-1) .Selon ce critère on a :

- Les turbomachines axiales dans lesquelles la direction de l'écoulement est parallèle à l'axe de rotation de la machine ;
- Les turbomachines radiales ou centrifuges dans lesquelles une partie importante de l'écoulement à l'entrée ou à la sortie est dans la direction normale à l'axe de rotation ou radiale. On parle de machines centrifuges dans le cas de machines génératrices, et de machines centripètes dans le cas de machines réceptrices ;
- Les turbomachines mixtes dans lesquelles la direction de l'écoulement, à l'entrée ou à la Sortie, comporte de composantes axiales et radiales (machines hélicoïdes) ;

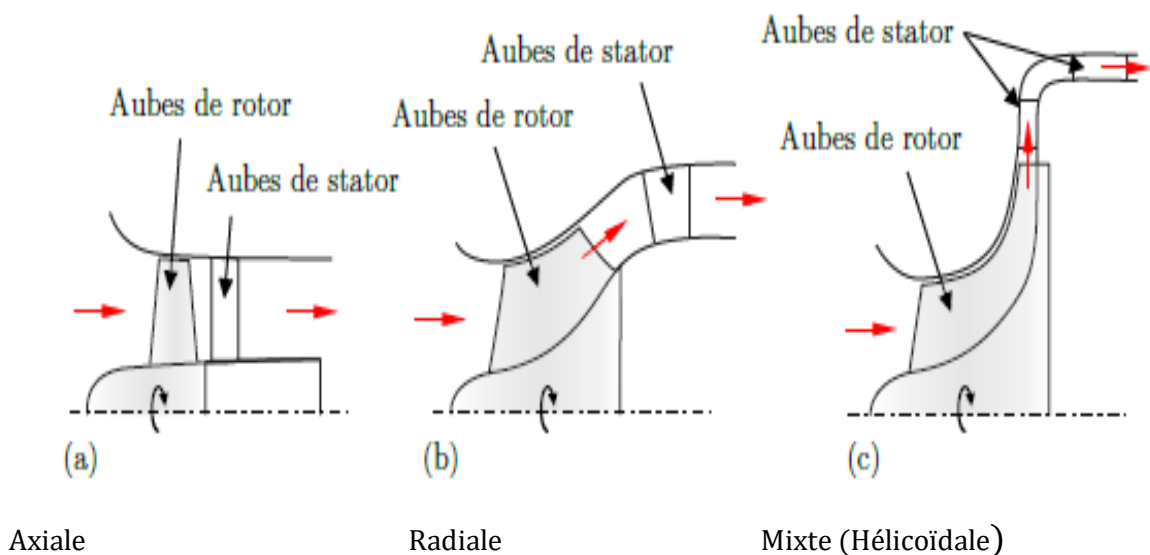


Figure I-1- classification des turbomachines en fonction de la direction principale de l'écoulement [1]

Une troisième classification peut être faite en fonction de la nature du transfert énergétique. En particulier on trouve :

A-Les turbomachines à impulsion ou à action dans lesquelles le fluide subit seulement un changement d'impulsion lors du passage dans le rotor sans aucune variation de pression ;

B-Les turbomachines à réaction dans lesquelles l'échange énergétique entre le fluide et le rotor entraîne une chute de pression sans aucune variation de vitesse ;

C-Les turbomachines de type combiné dans lesquelles le fluide subit un changement de pression et de vitesse lors de son passage par le rotor.

I-2-Description générale des compresseurs :

I-2.1 Définition:

Les compresseurs sont des appareils qui transforment l'énergie mécanique fournie par une machine motrice en énergie de pression; (en réalisant un accroissement de pression d'un fluide à l'état gazeux). [2]

I-2.2 But de la compression:

La compression en générale, peut être imposée par la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une autre pression plus élevée. [2]

Cette opération a pour but de:

- Faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- Produire des conditions favorables (de pression) pour des réactions chimiques.
- Envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur.
- Obtenir de l'air comprimé pour la combustion.
- Récupérer du gaz (unités de réinjection ou autres).

I-3 -Classification des compresseurs

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques:

- Le principe de fonctionnement (volumétrique, turbocompresseur).
- Mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif).
- Les compresseurs d'air.
- Les compresseurs des gaz.

En général il existe deux grandes familles de compresseurs (Figure I.2), les compresseurs volumétriques et les turbocompresseurs. Dans les premiers, l'élévation de la pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique, dans les seconds, on

augmente la pression en convertissant de façon continue l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression due à l'écoulement autour des aubages dans la roue. [2]

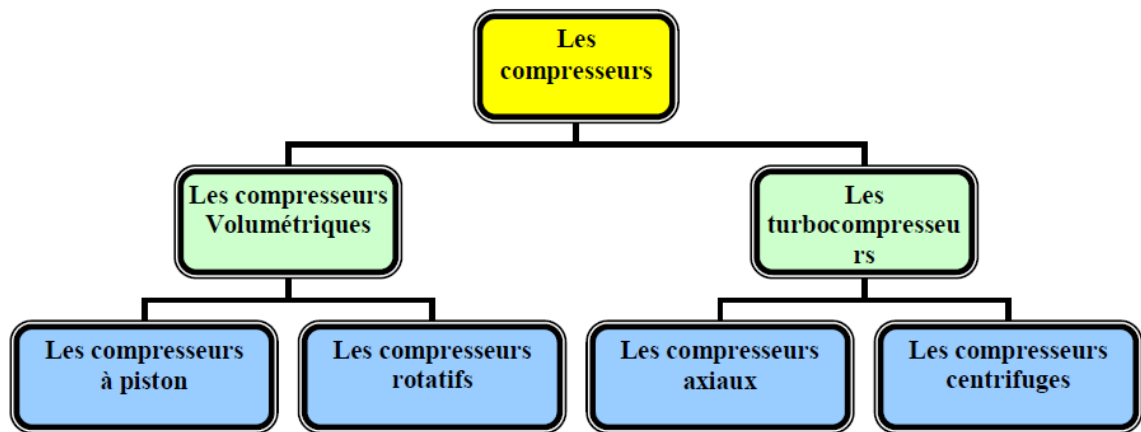


Figure I.2 Classification des compresseurs [2]

I-3-1-Les compresseurs volumétriques

Le compresseur volumétrique, est un organe mécanique indépendant souvent entraîné par une chaîne qui a la même fonction : comprimer et injecter de l'air. N'étant pas lié au volume du gaz d'échappement, il n'est pas lié à un certain régime pour se déclencher. Par contre, il est moins « rentable » que le turbo car son fonctionnement est gourmand en énergie, donc en puissance.

On classe généralement les compresseurs volumétriques en deux grandes familles. [2]

A-Les compresseurs alternatifs

a-Compresseur à membrane

Le compresseur à membrane (Figure I.3) fonctionnent avec, une membrane qui oscille Il permet d'avoir un gaz comprimé exempt de toute pollution, le rendement de remplissage est élevé, des pressions très élevée peuvent être obtenues, les pièces mobiles sont bien lubrifiées ce qui leur procure une excellent fiabilité, le rendement énergétique est excellent, la maintenance est réduite au maximum et donc d'un prix faible. Ce type de compresseur est surtout utilisé dans le domaine professionnel pour comprimer toutes sortes de gaz. En plongée, il est utilisé pour charger des tampons avec des mélanges[19]

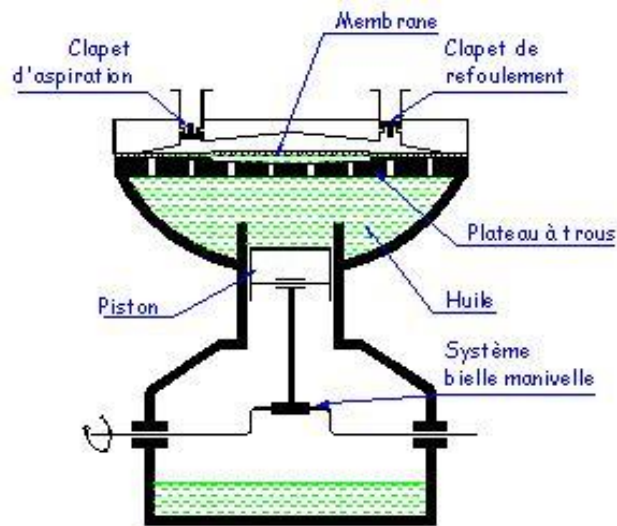


Figure I.3 compresseur à membrane[3]

b-Compresseurs à piston

Le compresseur à pistons (Figure I.4) a besoin d'être lubrifié en permanence. Une partie inférieure de la structure de son carter forme une réserve d'huile. La pression régnant dans le carter est la pression d'aspiration. La pompe à huile délivre une pression supérieure de 0,5 à 4bars à la pression régnant dans le carter. Le compresseur à piston est très sensible à l'arrivée de fluide liquide[20]

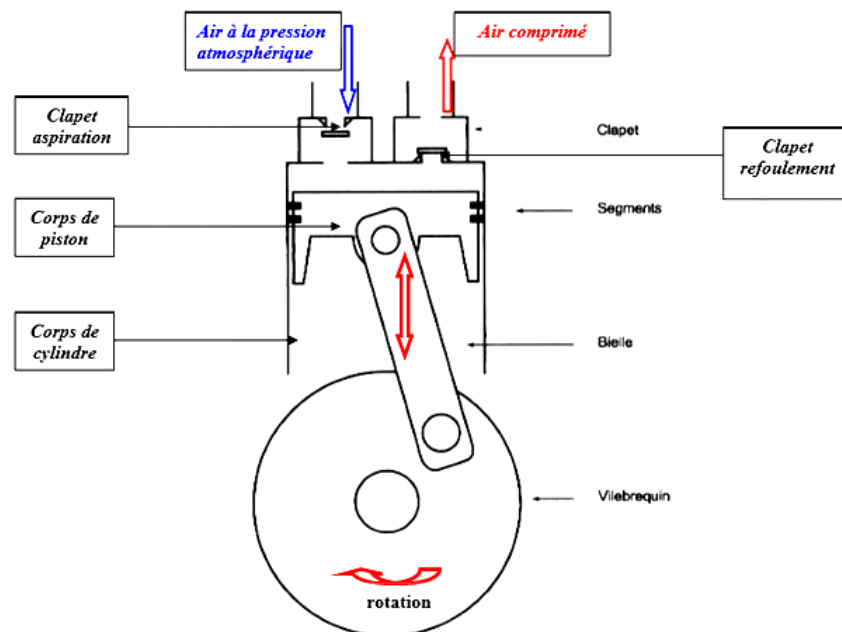


Figure I.4 compresseur à pistons [3]

B-Les compresseurs rotatifs

a-compresseur à vis :

La partie mobile est composée de deux vis s'engrenant l'une dans l'autre .Ces deux vis tournent en sens contraire. Le passage du gaz s'effectue parallèlement aux axes des deux vis. La vis femelle comporte toujours un pas de plus que la vis mâle avec un profil différent (Figure I.5)



Figure I.5 compresseur à vis[21]

b-Compresseur à lobes

Ils comprennent deux rotors engrenés qui ont le profil d'un lobe. Ils sont logés dans un corps muni de deux orifices, un pour l'aspiration, l'autre pour le refoulement (Figure I.6.)

L'engrenage des deux rotors est réalisé à l'aide d'un couple de pignons de synchronisation placé à l'extérieur de la machine. [3]

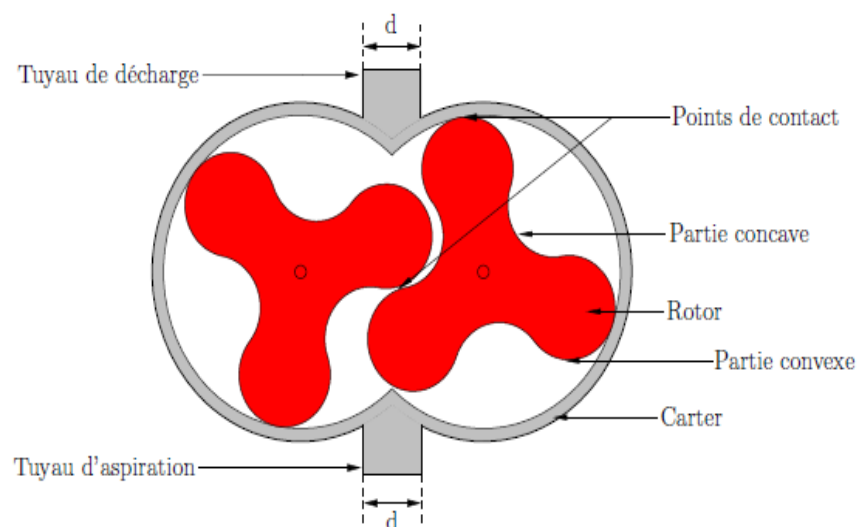


Figure I.6 compresseur à lobes [3]

c-Compresseur à palette

Il est constitué d'un stator dans lequel tourne un rotor excentré (Figure I.7). Ce dernier est muni de rainures dans lesquelles coulisent des palettes qui sont plaquées contre la paroi du stator par la force centrifuge

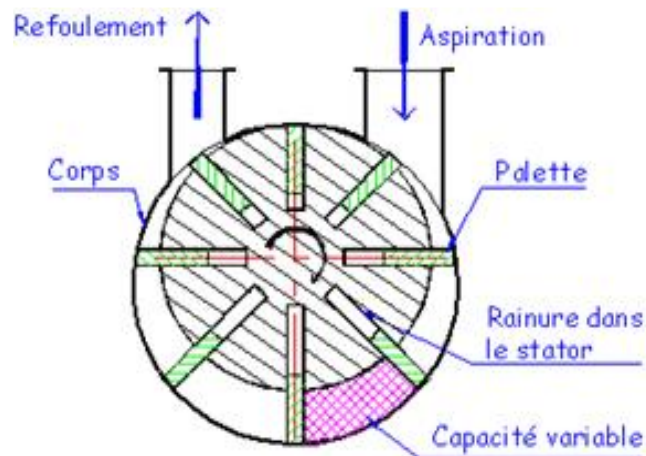


Figure I.7 compresseur à palette[5]

I-3-2-Les turbocompresseurs

Appelé aussi compresseurs dynamiques, au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiaux et centrifuges. Voir figure I.8 [2]

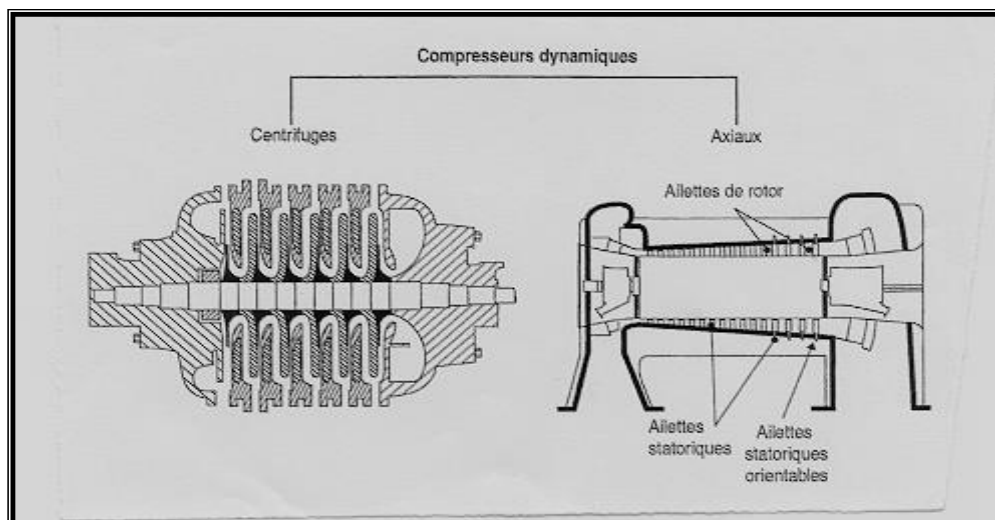


Figure I-8 compresseurs dynamique: centrifuge et axial[2]

1-Compresseur centrifuge :

Le compresseur centrifuge (figure I.9) utilisé lorsque la puissance utile du turbomoteur est suffisamment faible, a un taux de compression élevé (jusqu'à 4 au maximum). Mais, son inconvénient est l'importance des pertes lorsque le débit d'aspiration d'air est faible.

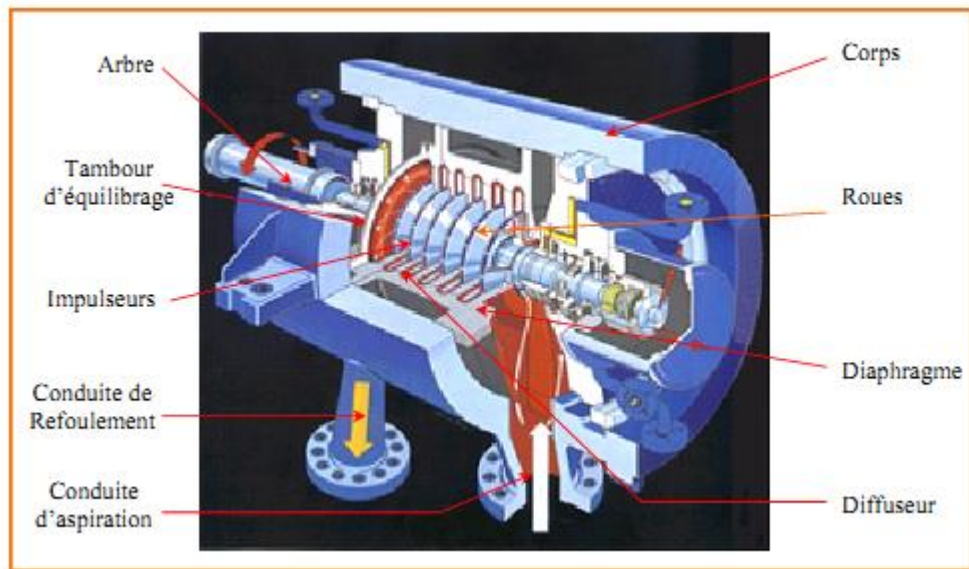


Figure I-9 Compresseur centrifuge[2]

2- Compresseur axial :

Ce type de compresseur a un rendement particulièrement élevé et capable d'aspirer un plus grand débit mais le rapport manométrique par étage est faible. Il est constitué de plusieurs étages. Chaque étage se compose d'une partie mobile (rotor) et d'une partie fixe (stator). Le rotor est formé par un empilage de disque à la périphérie des quels sont fixées des ailettes (les aubes) ; deux disques consécutifs sont séparés par une virole. Voir (figure I.10.)

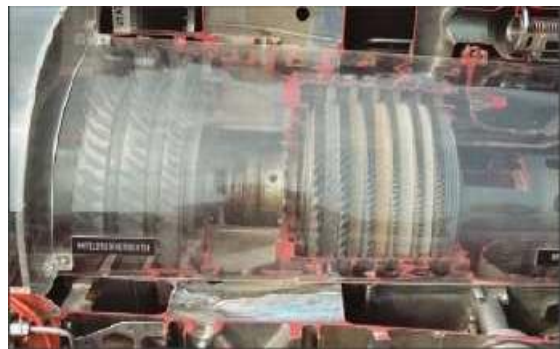
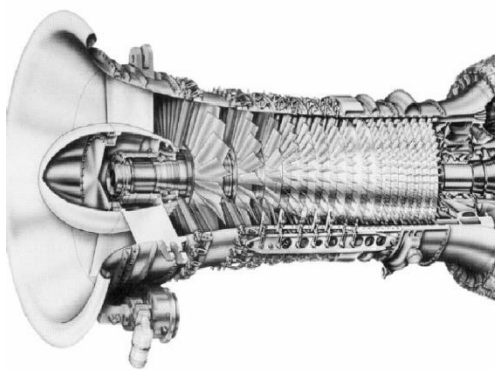


Figure I-10 Compresseur axial

I-4-Comparatif des types de compresseurs

Les types de compresseurs avec leurs caractéristiques sont cités dans le tableau suivant :

	Mouvement linéaire	Mouvement rotatif	Débit	Pression	Rendement
Compresseurs à piston	*		faible à moyen	basse à très élevée	très bon
Compresseurs à membrane	*		faible à très faible	basse à très élevée	très bon
Compresseurs à vis		*	faible à moyen	basse à moyenne	faible
Compresseurs type ROTS		*	faible	basse	faible
Compresseurs à palette		*	faible	basse	faible
Compresseurs centrifuge		*	moyen à important	Basse à élevée	bon à très bon
Compresseurs axiaux		*	Très important	basse	bon à très bon

Tableau I-1 : Comparatif des types de compresseurs[5]

I-5-Domaine d'utilisation des compresseurs

De nombreuses installations chimiques utilisent des compresseurs alternatifs à piston. Contrairement aux compresseurs dynamiques (centrifuges ou axiaux) ils sont capables de générer de fortes pressions indépendamment de la nature du gaz. Ce sont les seules machines capables de générer des pressions supérieures à 1000 bars. Ils sont particulièrement destinés à comprimer de faibles volumes de gaz à très haute pression.

Les plages de fonctionnement des compresseurs par type figurent dans la figure ci-dessous[5]

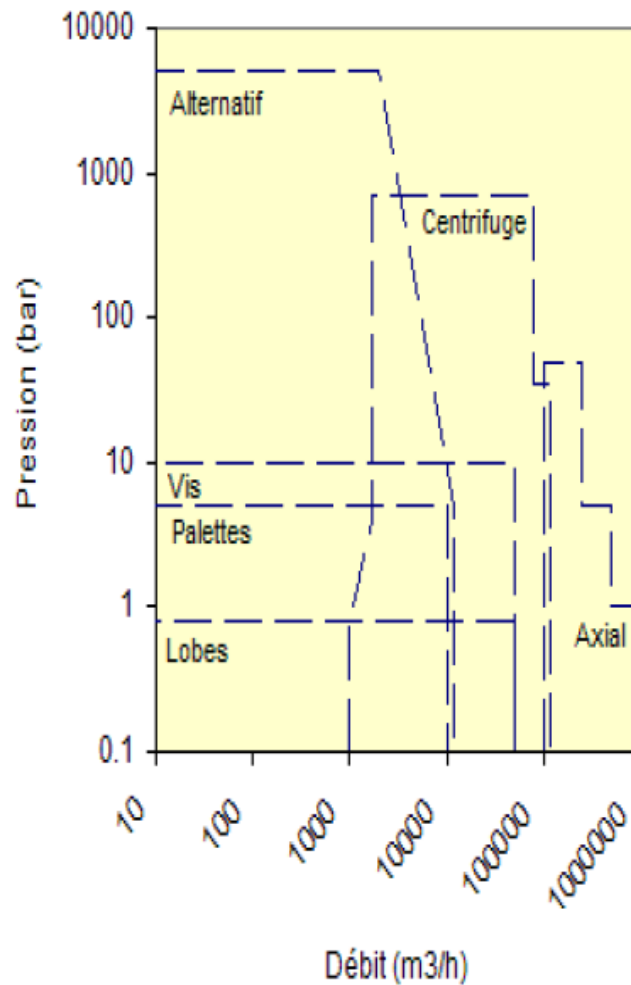


Fig.I.15 : Evolution du débit en fonction de la pression pour les différents types de compresseurs [5]

I-6-Organes constituants d'un compresseur axial

Dans ce qui suit nous nous n'intéressons qu'aux compresseurs axial .

Le compresseur axial est constitué d'un nombre d'étages, placés en série. Chaque étage est composé 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.

I-6-1 Le rotor :

Son rôle est d'assurer le transfert d'énergie entre l'arbre de la machine et le fluide en mouvement. L'écoulement étant défléchi au passage de la roue, il existe donc une force exercée par le fluide sur les aubages.

Le point d'application de la force se déplace du fait de la rotation des aubages, il y a donc travail => échange d'énergie.

I-6-2 Le stator :

Son rôle est de redresser l'écoulement vers la direction axiale, transformant ainsi l'énergie cinétique de la composante giratoire de vitesse en pression statique. « Orienter » le fluide dans une direction compatible avec le prochain étage. Il existe comme pour la roue mobile une force exercée par le fluide sur les aubages, liée à la déflexion de l'écoulement. Par contre l'aubage étant fixe, il n'y a pas de déplacement du point d'application de la force.

Donc pas de travail => pas d'échange d'énergie.

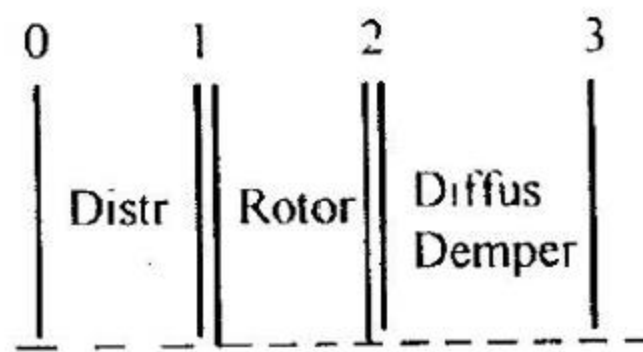


Fig.I.16 : Représentation schématique d'un étage de turbocompresseur axial

Nous distinguons les sections suivantes, perpendiculaire à l'axe (fig.I-16) :

- 0 : entrée de distributeur
- 1 : entrée d'un rotor
- 2 : sortie d'un rotor
- 3 : sortie d'un stator

Les vitesses et les angles d'écoulement sont notés comme suit :

- V_a : vitesse axiale
- V : vitesse absolue
- W : vitesse relative
- u : vitesse d'entraînement

I-7-Triangle des vitesses

A l'entrée d'un étage (section 1) le fluide a une vitesse absolue V_1 qui est identique à la vitesse absolue V_3 de l'étage suivant. En soustrayant vectoriellement la vitesse d'entraînement u , on obtient la vitesse relative W_1 à l'entrée du rotor. L'angle que cette vitesse relative fait avec la tangente au squelette de l'aube rotorique doit être suffisamment limité de façon à ce que le fluide ne décroche pas. [4]

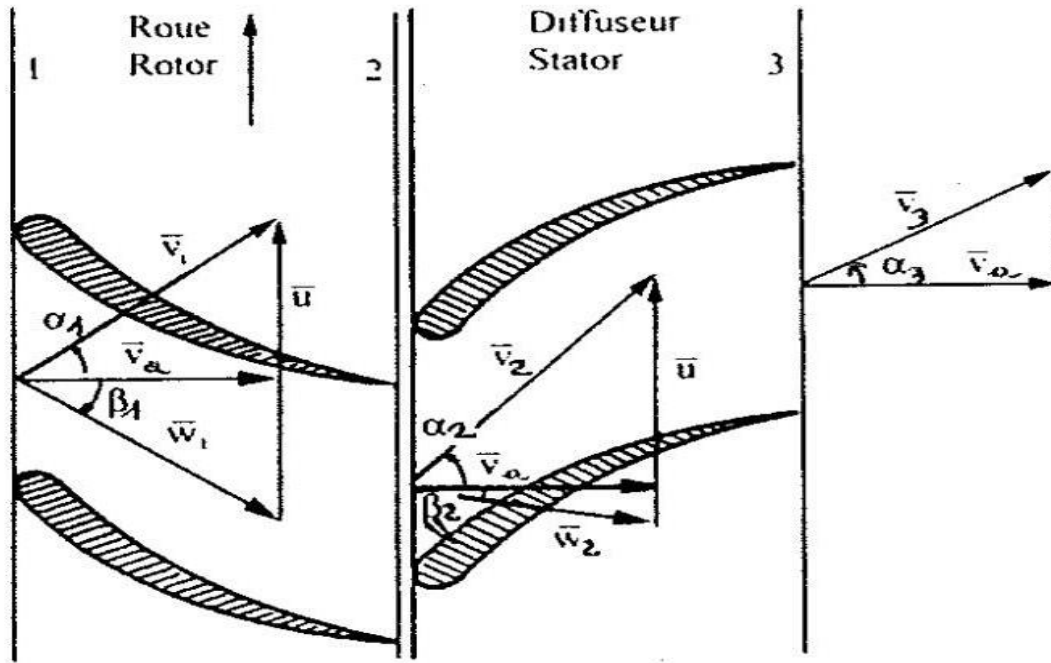


Fig.I.17 : Triangle de vitesses[4]

Une augmentation de pression du fluide à travers le rotor impose que la vitesse relative soit déviée vers la direction axiale si bien que, Vu la constance de composante axiale de la vitesse, $W_2 < W_1$. Par application de l'équation de l'énergie cinétique dans un espace relative, on obtient :

$$\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} = -\frac{\Delta p_R}{\rho} - W_{if}'' \quad (I-1)$$

Si W_2 est connue, la vitesse absolue V_2 à la sortie du rotor peut être obtenue par sommation vectorielle des vitesses relatives et d'entraînement. Le stator transforme une partie de l'énergie cinétique liée à la vitesse V_2 en énergie de pression. C'est donc pour la même raison que pour le rotor que le vecteur de vitesse doit être dévié par les aubes vers la direction axiale. L'équation ci-dessous permet de déduire que si la pression augmente alors la vitesse doit diminuer :

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = -\frac{\Delta p_s}{\rho} - W_{if}' \quad (I-2)$$

Par le choix de la forme de l'aubage statorique, il est possible de déterminer la vitesse absolue à la sortie de l'étage. Ainsi que déjà mentionné dans les hypothèses. On veillera à ce que cette vitesse V_3 soit égale, tant en grandeur qu'en direction à la vitesse absolue d'entrée V_1 .

En d'autre termes nous admettons toujours que :

$$V_3 = V_1 \text{ et } \alpha_3 = \alpha_1$$

On peut déduire de ce qui précède la représentation polaire des triangles des vitesses (Figure I- 18). Par la suite nous ferons souvent appel à ce type de représentation.

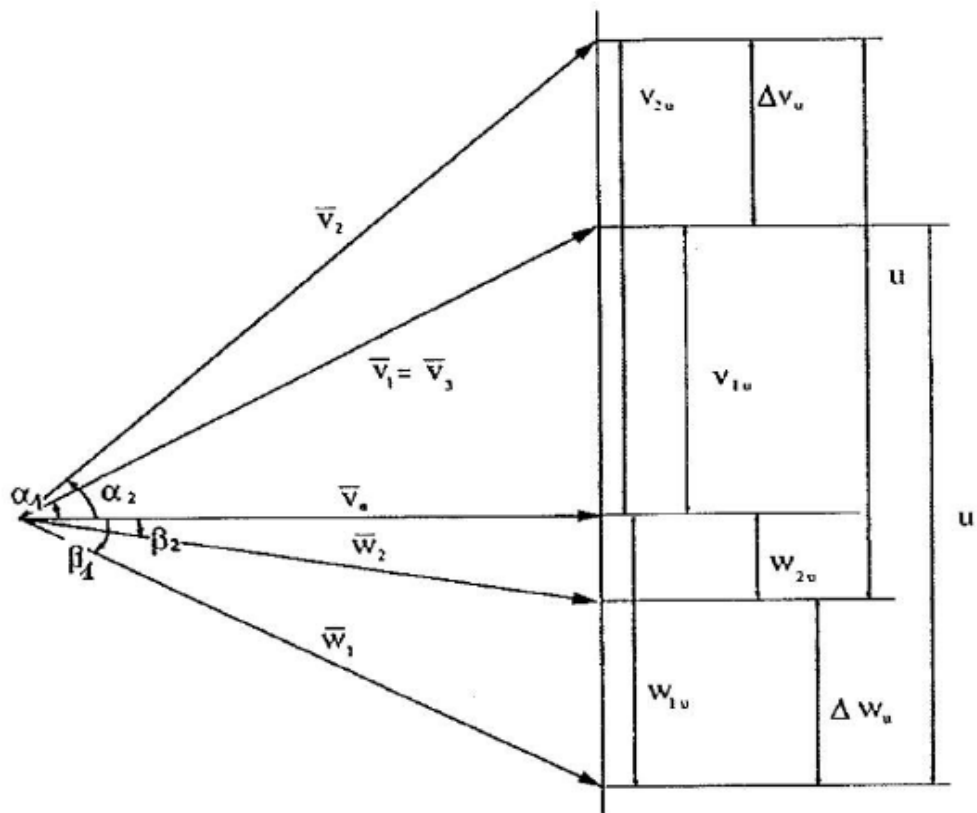


Figure I-18 représentation polaire des Triangles de vitesse[4]

I-8-Degré de réaction :

Ce paramètre important dans la conception d'un étage est déterminé par la manière dont l'augmentation de pression dans l'étage est répartie entre rotor et stator. Le degré de réaction est défini comme le rapport entre l'augmentation d'enthalpie statique à travers le rotor et la variation d'enthalpie totale à travers l'étage complet [13].

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_{t3} - h_{t1}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \quad (I-3)$$

Nous établissons, à présent, une expression pour le degré de réaction qui est directement en rapport avec le triangle des vitesses. Par application de l'équation énergétique dans un conduit mobile et dans un conduit fixe, on peut exprimer les numérateurs et dénominateur comme suit :

$$h_2 - h_1 = - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$$

$$h_{t3} - h_{t1} = h_{t2} - h_{t1} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + h_2 - h_1 = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$$

De sorte que

$$R = \frac{-(W_2^2 - W_1^2)}{V_2^2 - V_1^2 - (W_2^2 - W_1^2)} \quad (I-4)$$

Une expression plus pratique du degré de réaction est obtenue en appliquant quatre fois le théorème de Pythagore (figure I- 18) :

$$W_2^2 = V_a^2 + W_{2u}^2$$

$$W_1^2 = V_a^2 + (W_{2u} + \Delta W_u)^2$$

$$V_2^2 = V_a^2 + (V_{1u} + \Delta V_u)^2$$

$$V_1^2 = V_a^2 + V_{1u}^2$$

Ce qui, après calcul et en constatant que :

$$\Delta V_u = \Delta W_u$$

$$W_{2u} + \Delta W_u + V_{1u} = u$$

donne l'expression du degré de réaction en fonction des composantes tangentielles de vitesse du rotor :

$$R = \frac{W_{2u} + \Delta W_u / 2}{u}$$

Une autre expression intéressante est obtenue en introduisant les angles de sortie dans l'expression précédente :

$$R = \frac{1}{u} (W_{2u} + \frac{\Delta W_u}{u}) \quad (I-5)$$

$$R = \frac{1}{u} \left(W_{2u} + \frac{u - W_{2u} - V_{1u}}{2} \right) = \frac{1}{u} \left(\frac{W_{2u}}{2} + \frac{u - V_{1u}}{2} \right)$$

$$R = \frac{1}{u} \left(\frac{V_a \tan \beta_2}{2} + \frac{u}{2} - \frac{V_a \tan \alpha_1}{2} \right) \quad (I-8-4)$$

Si bien qu'avec : $\emptyset = \frac{V_a}{u}$ coefficient de l'écoulement

$$R = \frac{1}{2} + \emptyset \left(\frac{\tan \beta_2 - \tan \alpha_1}{2} \right)$$

Dans les étages avec un grand degré de réaction, l'augmentation de pression dans le rotor est grande et celle dans le stator reste limitée. Un petit degré de réaction signifie que l'augmentation de pression dans le rotor est petite et celle dans le stator élevée. Nous illustrons ceci par quelques exemples :

Cas1-Etage avec degré de réaction égal à zéro (figure I-19) :

Dans ce cas, les vitesses relatives d'entrée et de sortie ont la même grandeur ($W_2 = W_1$) et sont placées symétriquement par rapport à la direction axiale. Dans la roue, à cause des

$b-R=0,5$

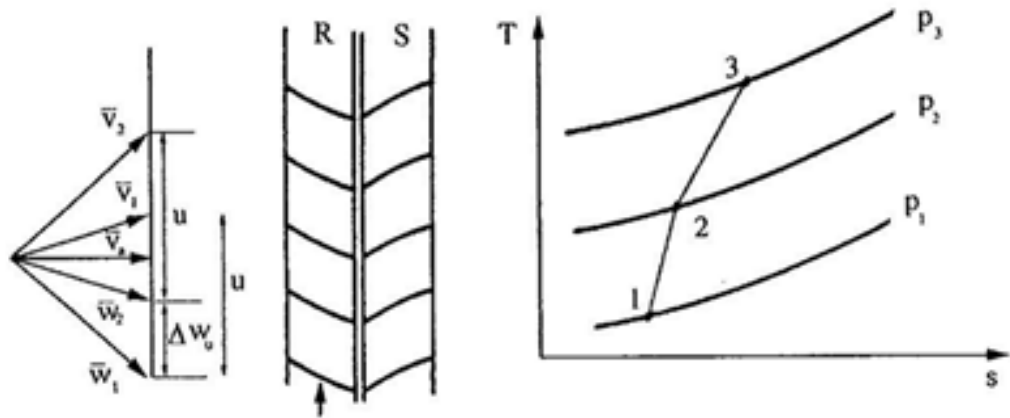


Figure I- 20 : Etage avec degré de réaction égale à 0,5

Cas3-Etage avec degré de réaction égal à 1 (figure I-21) :

Dans ce cas :

$$W_{2u} + \frac{\Delta W_u}{2} = W_{2u} + \frac{\Delta V_u}{2} = u \quad (I-6)$$

La vitesse V_2 à l'entrée du stator est égale en grandeur à la vitesse V_3 à la sortie. Il s'en suit que les températures d'entrée et de sortie du stator sont les mêmes et qu'il se produit une légère chute de pression due aux pertes :

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = 0 = h_2 - h_3$$

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = 0 = -\frac{\Delta p_s}{\rho} - W_{if}''$$

Si bien que : $T_3 = T_2$

$\Delta p_s < 0$

$$c-R=1$$

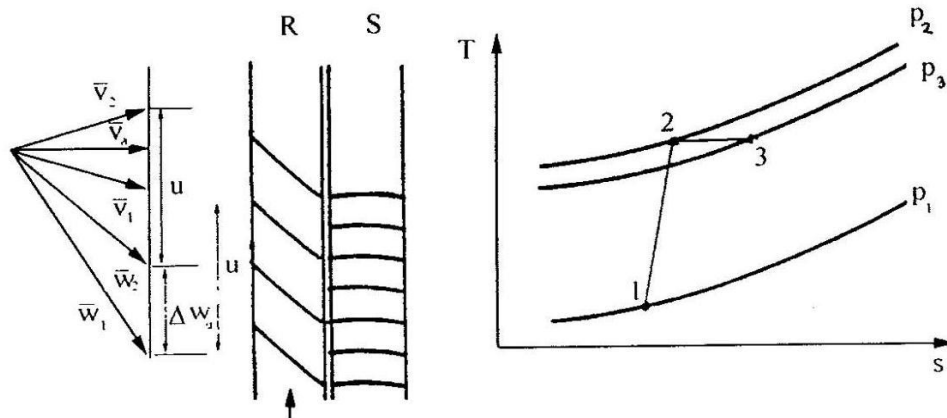


Figure I-21 : Etage avec degré de réaction égale à 1

I-9-Equation analytique pour un étage de compression

L'objectif principal d'un compresseur est d'élever la pression du fluide qui le traverse en lui transférant de l'énergie par l'intermédiaire du mouvement des aubages. La majorité des systèmes de compression peut être classée dans deux catégories suivant le parcours de l'écoulement au sein de la turbomachine. La première catégorie concerne les compresseurs axiaux ou l'écoulement reste principalement parallèle à l'axe de rotation. La seconde catégorie concerne les compresseurs centrifuges ou l'écoulement est porté par la direction axiale à l'entrée de l'étage et radiale en sortie. Afin de simplifier la description de l'écoulement dans les différentes roues, il est d'usage de représenter la direction de l'écoulement à l'aide du triangle des vitesses (figure I-22). Le vecteur vitesse dans le repère absolu V peut ainsi être décomposé sous la forme :

$$V = W + U \quad [6]$$



Figure I-22 triangle des vitesses [6]

Où W représente la vectrice vitesse dans le repère mobile, et U le vecteur vitesse d'entraînement des pales.

La production d'enthalpie totale par unité de masse Δh_t , fournie par la roue mobile au fluide entre la section d'entrée (1) et la section de sortie (2), est donnée par le théorème d'Euler au travers de la relation :

$$\Delta h_t = w_R (r_2 V_{\theta 2} - r_1 V_{\theta 1}) \quad (I-7)$$

En substituant U a la vitesse de rotation w_R par l'intermédiaire du rayon, l'expression (I-7) devient

$$\Delta h_t = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1} \quad (I-8)$$

En fin, la vitesse absolue tangentielle peut être décomposée à l'aide de la relation de la composition des vitesses sous la forme $V_{\theta} = W_{\theta} + U$. La relation (I-7) prend une nouvelle forme :

$$\Delta h_t = (U_2 W_{\theta 2} - U_1 W_{\theta 1}) + (U_2^2 - U_1^2) \quad (I-9)$$

(A) (B)

Le travail fourni par la roue mobile au fluide s'exprime ainsi par la somme de deux termes. Le premier terme (terme A, équation (I-9) représente l'échange de travail lié à la déviation du fluide, tandis que le deuxième (terme B, équation (I-9) représente l'échange de travail lié aux forces de Coriolis. Dans les compresseurs axiaux, la variation de rayon entre l'entrée et la sortie de la roue mobile est généralement négligeable et le deuxième terme s'annule. Le travail échangé résulte alors principalement de la déviation du fluide. Dans les étages centrifuges, le travail échangé résulte en majeure partie des forces de Coriolis (terme B, équation (I-9). Ils peuvent ainsi atteindre de forts taux de compression et sont utilisées dans les applications où l'encombrement est contraint et où une forte élévation de pression est requise. En contre partie, le débit fourni par ce type de configuration est généralement faible et de l'ordre de quelques centaines de g/s.

Les configurations axiales présentent l'avantage de fournir un débit beaucoup plus important (15 kg/s), mais en restituant un rapport de pression beaucoup plus faible (valeur maximale de l'ordre de 2 pour un mono-étage). Cependant, il est possible d'associer plusieurs étages pour restituer un taux de compression global plus élevée. [6]

I-10-Rendement d'un compresseur

Le compresseur est dessiné pour un point de fonctionnement nominal caractérisé par un taux de compression Π , son rendement η et le débit massique correspondant :

$$\Pi = \frac{P_{t_{out}}}{P_{t_{in}}}$$

$$\eta = \frac{\text{travail idéal}}{\text{travail fourni}}$$

Il existe plusieurs notions de rendement, parmi lesquelles le rendement isentropique et le rendement polytropique. [4]

I-10-1-Rendement isentropique

Une transformation isentropique est une transformation qui ne crée pas d'entropie. Le rendement isentropique permet de comparer la transformation réelle à la transformation isentropique vue comme idéale. Afin de calculer et interpréter ce rendement on utilise des diagrammes thermodynamiques (T,s) (dits entropiques) et (h,s) (dits enthalpiques). En ordonnée on représente l'énergie du système, on peut donc y voir :

- Les transformations isentropiques : les droites verticales;
- Les transformations isothermes : les droites horizontales;
- Pour les transformations adiabatiques : $\Delta h = \Delta W + \Delta q \approx \Delta W$: travail utile
- Pour les transformations isobares : $\Delta h = \Delta W + \Delta q \approx \Delta q$: échanges de chaleur
- Les transformations irréversibles ou $\Delta s > 0$.

Pour un tel diagramme, les isobares sont des courbes exponentielles croissantes se déduisant les unes des autres par translation. Sur une plage limitée de température, $\Delta h = C_p(T) \Delta T \approx C_p \Delta T$. Les diagrammes (h,s) et (T,s) sont alors équivalents. La figure I-23 montre un diagramme (T,s).

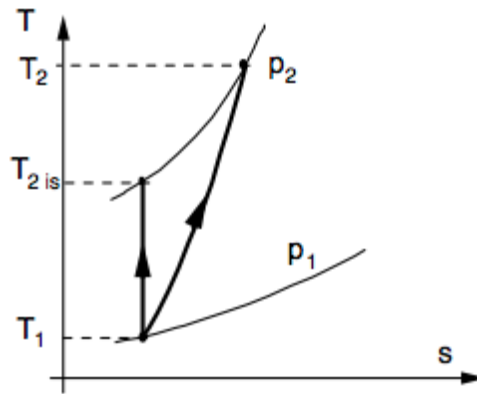


Figure I-23 Diagramme entropique d'une compression de P1 à P2[4]

D'après cette figure I-23 le travail utile se traduit par une différence de température : $T_{2is} - T_1$

alors que le travail réellement fourni a créé une différence de température valant $T_2 - T_1$. La loi de Laplace permet de relier le rendement isentropique à ces différences de températures :

$$\eta = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{\left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} \quad (I-10) \quad [4]$$

I-10-2-Rendement polytropique

Une transformation polytropique est une transformation pour laquelle la chaleur totale échangée est proportionnelle à la variation d'enthalpie :

$$\frac{dq-dw_d}{dh_0} = \beta$$

où β est une constante et w_d le travail des forces dissipatives, i.e le travail de forces n'entraînant qu'un dégagement de chaleur. En utilisant la loi des gaz parfaits et la relation de Mayer ($C_p - C_v = r$) on obtient la relation suivante : $\frac{p}{\rho^n} = \text{constante}$

n est appelé l'exposant polytropique, il est constant tout au long de la transformation. Pour une transformation isotherme, $n = 1$ et pour une transformation adiabatique réversible $n = \gamma$. Lors d'une compression, les phénomènes dissipatifs créent de la chaleur et la transformation n'est plus une transformation adiabatique de l'isotherme. Par conséquent, $n_c \geq \gamma$ pour une compression. Si l'on considère une compression de p_1 à p_2 et un élément infinitésimal de cette transformation compris entre p_i et $p_{i+1} = p_i + dp$ (figure I-23),le rendement isentropique de la transformation élémentaire est donné par : $\frac{h_{i+1}-h_i}{h_{i+1}-h_i} = \frac{dh_{is}}{dh}$

Avec $dh_{is} = dw_{Tis} + dq = \frac{1}{\rho} dp$

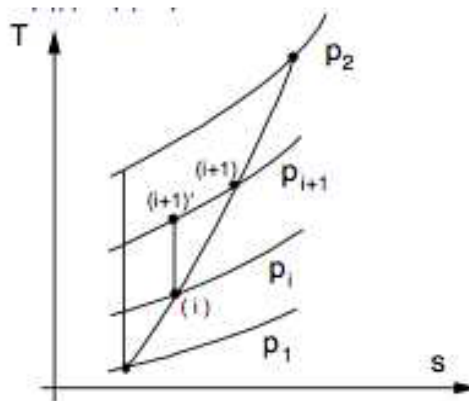


Figure I-24 Diagramme d'une compression de polytropique

On obtient alors le rendement polytropique de cette transformation élémentaire : ce rendement est un rendement local. $\eta_{pc} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dh}$ Il existe des relations entre l'exposant polytropique et le rendement polytropique. Pour une compression, ces deux grandeurs sont liées par la relation :

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \text{Xu.} \frac{1}{\eta_{pc}} \quad (I-11) \quad [4]$$

I-11-Point de fonctionnement du compresseur

Le point de fonctionnement du compresseur se situe à l'intersection de sa caractéristique propre de compression et de celle du réseau, tel qu'illustré sur la figure I-25.

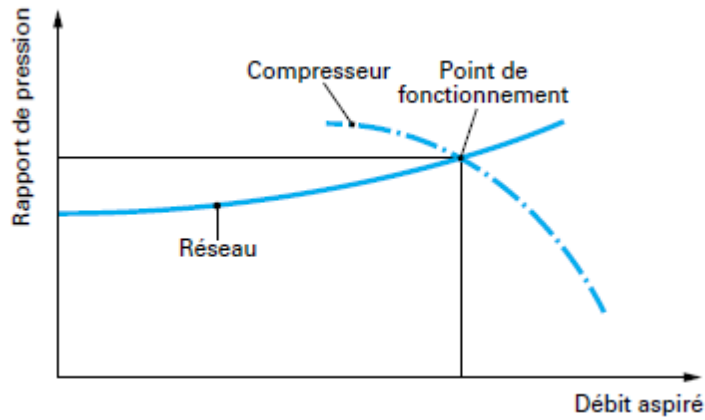


Figure I-25 point de fonctionnement d'un compresseur[13]

En fait, ce type de représentation, tout à fait conventionnelle, est trompeur pour comprendre le fonctionnement réel de la machine. Il y a lieu de bien réaliser que, physiquement, c'est le rapport de pression imposé au compresseur par les réseaux amont et aval qui fixe le débit.

Les pressions dans chaque réseau d'aspiration ou de refoulement sont en fonction de :

- son volume ;
- la masse de gaz incluse dans ce volume ;
- des conditions thermodynamiques du gaz.

Cela s'obtient par l'intégration dans le temps des bilans massique et énergétique liés au fonctionnement (entrées et sorties de masse et d'enthalpie).

Si l'on veut augmenter le rapport de pression de la machine, il faut d'abord changer son débit en modifiant une grandeur de fonctionnement, par exemple le régime de rotation du groupe, comme représenté sur la figure I-26. Ensuite seulement, les niveaux de pression des réseaux vont varier, par intégration de la quantité de gaz transférée. [13]

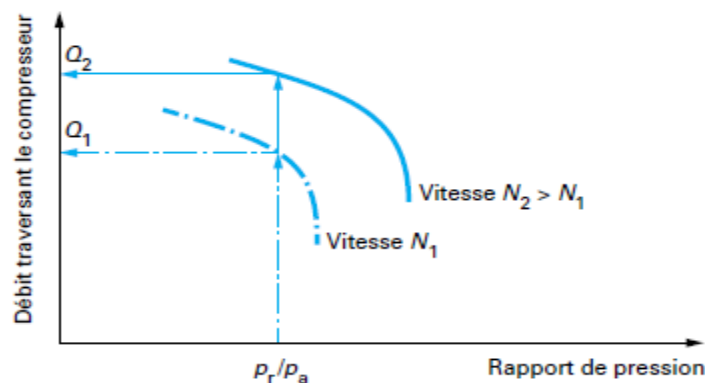


Figure I-26 fonctionnement en régime transitoire[13]

Ce mode de raisonnement est très important pour comprendre le fonctionnement d'une machine.

I-12-Conclusion

Dans ce chapitre on a exprimé les notions de bases rencontrées dans le domaine de turbomachines ainsi les différents types de compresseurs et leurs domaines d'étulisation.

Les compresseurs dynamiques : axiaux et centrifuges utilisées dans le domaine industriel de production ont fait l'objet d'un détail spécifique et a travers la définition d'un étage et de l'écoulement du fluide qui le traverse en recevant de l'énergie, l'objectif principal d'un compresseur d'élever la pression du fluide est atteint.

Nous avons jugé utile de présenter les paramètres importants dans la conception d'un compresseur tel que le degré de réaction d'un étage, le rendement et le point de fonctionnement d'un compresseur.

II -Aérodynamique et instabilités dans les compresseurs

II -Aérodynamique et instabilités dans les compresseurs

II-1-Influence de la géométrie des aubes sur les performances d'un compresseur

L'élément principal dans un compresseur est le rotor et plus particulièrement les aubes constituant l'élément mobile. Ces dernières jouent un rôle très important car les performances globales et locales reposent sur les performances de ces aubes et surtout sur la forme de l'écoulement autour de celles-ci .

La Figure II-1 illustre les paramètres géométriques utilisés pour décrire les aubes et les cascades d'un compresseur axial. Les aubes sont définies par la ligne moyenne de cambrure $y(x)$ autour de laquelle le profil ou la distribution d'épaisseur est imposée. Les angles d'aubes à l'entrée et à la sortie sont limités entre les tangentes de la cambrure moyenne et la direction axiale au niveau du bord d'attaque et bord de fuite, ils sont désignés par φ_1 et φ_2 respectivement. L'angle de cambrure décrit la cambrure d'aubage, il est défini comme $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$. De plus, la distance entre le bord d'attaque et le bord de fuite représente ce qu'on appelle la corde c .

Quatre paramètres nécessaires pour décrire une cascade linéaire.

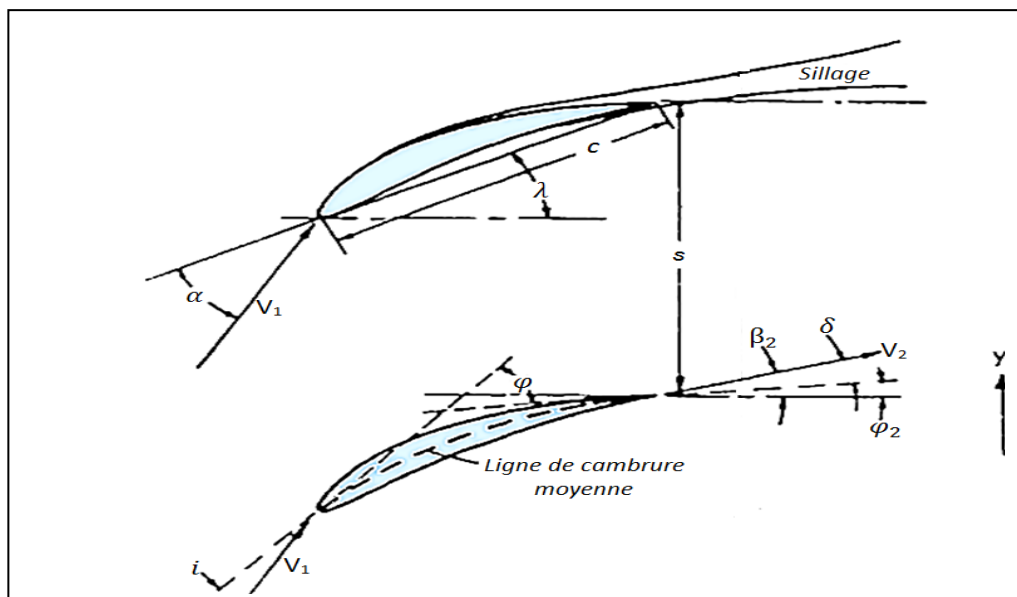


Figure II-1 Nomenclature de la cascade

Le premier est la solidité $\sigma = c/s$ qui représente le ratio entre la corde et le pas s (l'espace entre les aubes).

Le deuxième est l'angle de calage λ , qui spécifie l'emplacement des aubes dans la cascade et est mesuré entre la corde et la direction axiale.

Le troisième paramètre est la forme du profil d'aube, alors que le quatrième s'appelant le ratio d'aspect représente l'envergure d'aubage rapporté à la corde.

On constate que les trois premiers sont suffisants pour décrire une cascade bidimensionnelle. En outre, il y a d'autres paramètres liés à l'écoulement dans la cascade. Il existe l'angle d'écoulement (β) à l'entrée et à la sortie rapporté à la direction axiale. L'angle de déflexion (θ) qui représente le changement dans la direction d'écoulement entrant et sortant ($\beta_1 - \beta_2$). L'angle entre la vitesse d'écoulement et la corde donne la notion de l'angle d'attaque (α) ; on peut le trouver aussi en soustrayant l'angle de calage de l'angle d'écoulement entrant ($\beta_1 - \lambda$). L'angle d'incidence (i) est mesuré entre l'angle d'aube à l'entrée (φ_1) et l'angle d'écoulement entrant (β_1); $i = \beta_1 - \varphi_1$, et finalement, l'angle de déviation (δ) qui est mesuré entre l'angle d'aube à la sortie (φ_2) et l'angle d'écoulement sortant (β_2) ;

$$\delta = \beta_2 - \varphi_2 .$$

Différentes séries de profils existent dans le domaine des compresseurs axiaux ; on peut citer : les profils NACA 65, les profils de cambrure-arc circulaire, les profils de cambrure arc parabolique, les profils à diffusion contrôlée, Dans notre travail on s'intéresse à la première famille de profils NACA 65. Ce type de profils est dérivé à partir des ailes d'avion conçu par NASA. La désignation de la série NACA 65 est comme suit : NACA 65(x)y où (x) représente 10 fois la valeur du coefficient de la portance d'un profil isolé et (y) est le ratio maximum épaisseur/corde. La procédure de l'épaisseur est montrée en partant de l'aube ci-dessous

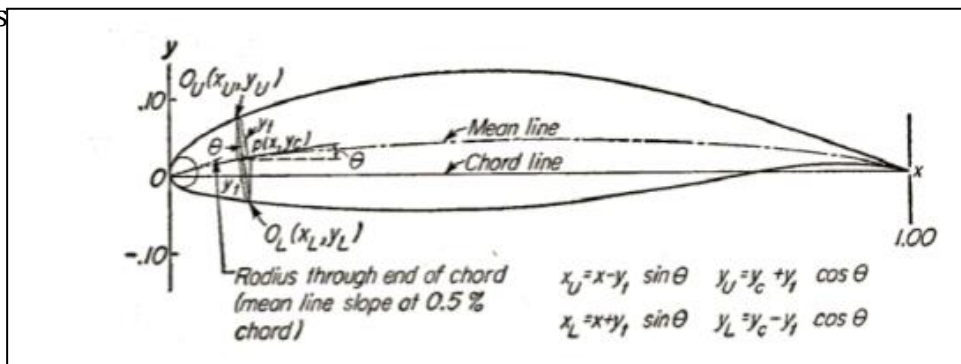


Figure II-2 Génération de la géométrie d'aubage NACA65. [9]

Si (x_u) et (y_u) représentent, respectivement, les abscisses et les ordonnées d'un point typique de la surface supérieure du profil et (y_c) est l'ordonnée du point typique de la ligne moyenne, les coordonnées de l'extrados sont données par les relations suivantes :

$$X_u = X - y_t \sin \theta \quad (\text{II-1})$$

$$y_u = y_c - y_t \cos \theta \quad (\text{II-2})$$

Alors que ces autres relations permettent de trouver les coordonnées de l'intrados :

$$X_L = X - y_t \sin\theta \quad (\text{II-3})$$

$$y_L = y_c - y_t \cos\theta \quad (\text{II-4})$$

La ligne moyenne de la cambrure désirée est obtenue par la multiplication des ordonnées de la ligne de la cambrure liée à un profil isolé possédant un coefficient de portance égal à 1. [6] [8]

II-2-Paramètres de performance des cascades :

L'analyse de la grille d'aubes est basée sur des paramètres de performance tels que le coefficient (C_L), le coefficient de traînée (C_D), le coefficient de pression (C_P),... Pour exprimer ces paramètres on se réfère à la figure II-3 où l'écoulement est considéré comme incompressible, stationnaire et uniforme sur les faces (1) et (2) du volume de contrôle (abcd).

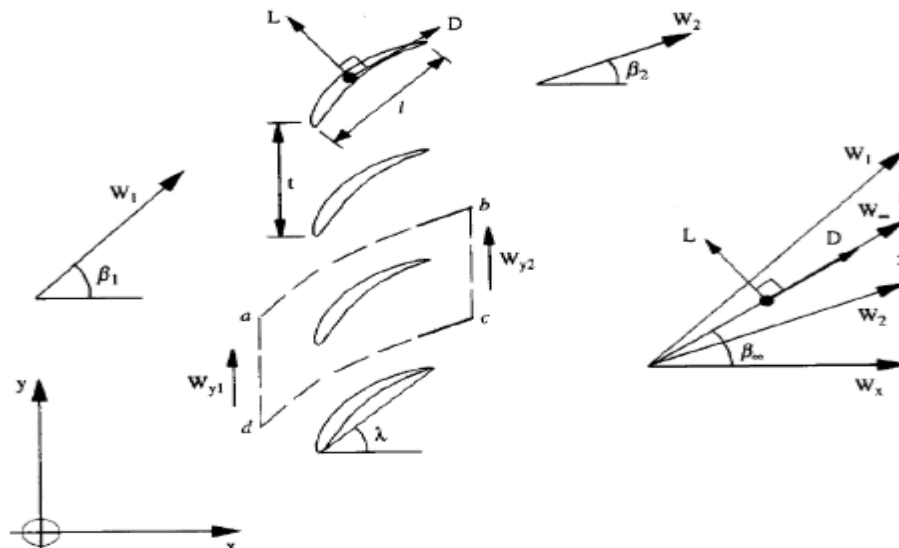


Figure II-3 Une cascade 2D d'un compresseur [10]

Pour simplifier l'analyse, on choisit les faces (ab) et (dc) coïncidant avec les lignes de courant et les faces (ad) et (bc) parallèles à l'axe (y) et dont la longueur est l'espacement (s) entre deux aubes. Généralement le fluide passant à travers le volume de contrôle et défecté avec l'angle $\theta = \beta_1 - \beta_2$, produit par conséquent une force de portance L. En revanche, il existe une force produite par l'effet des frottements visqueux le long de la surface d'aube appelée la traînée D. Ces frottements visqueux peuvent être évalués par les pertes de pression totale Δp_0 . Dans ce qui suit, il est nécessaire de citer les différents paramètres de performance décrivant la cascade linéaire schématisée dans la figure ci-dessus. [10]

II-3-Coefficient de traînée et coefficient des pertes totales :

Le coefficient de traînée (C_D) est exprimé par:

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho W_\infty^2} = \bar{\omega} \frac{s}{c} \frac{\cos^3 \beta_\infty}{\cos^2 \beta_1} \quad (\text{II-5})$$

Le coefficient des pertes de pression totale $\bar{\omega}$ est rapporté à la vitesse d'entrée W_1 en

amont de la cascade où il prend la forme :
$$\frac{\Delta P_0}{\frac{1}{2}\rho W_1^2} \quad (\text{II-6})$$

W_∞ est la vitesse moyenne qui correspond à l'angle β_∞ exprimé en fonction des angles d'écoulement à l'entrée et à la sortie β_1 et β_2 par la relation

$$\beta_\infty = \arctg((\text{tg}\beta_1 + \text{tg}\beta_2)/2). \quad (\text{II-7})$$

Evidemment, on peut exprimer les pertes visqueuses soit par le coefficient de traînée C_D soit en utilisant le coefficient des pertes totales $\bar{\omega}$.

II-4-Coefficient de portance et angle de déflexion :

De même, le coefficient de portance (C_L) s'écrit comme suit :

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho W_\infty^2} = 2 \frac{s}{c} (\text{tg}\beta_1 - \text{tg}\beta_2)\cos\beta_\infty - C_D \text{tg}\beta_\infty \quad (\text{II-8})$$

On constate que la présence des forces de frottement mène à une diminution dans le coefficient de portance (C_L) et ce dernier est influencé par le terme $\text{tg}\beta_1 - \text{tg}\beta_2$ qui est lié à la déflexion d'écoulement $\beta_1 - \beta_2$ d'où la possibilité d'évaluer l'état de chargement des aubages en utilisant les deux coefficients de portance (C_L) ou l'angle de déflexion (θ). De plus, Le coefficient (C_L) dépend linéairement du ratio (s/c) c'est un paramètre géométrique important avec lequel les industriels peuvent aussi contrôler le chargement sur aubages.

II-5- Coefficient de pression :

On peut évaluer les performances de la cascade par un autre paramètre appelé le coefficient de pression (C_P) afin de traduire l'augmentation de pression statique à travers la cascade. En partant de la figure III-3 et l'équation de Bernoulli en combinaison avec l'équation de continuité, entre les deux stations (1) et (2), on trouve que :

$$C_P = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2}\rho W_1^2} = \left(1 - \frac{\cos^2 \beta_1}{\cos^2 \beta_2}\right) - \bar{\omega} \quad (\text{II-9})$$

II-6-Effet de la compressibilité

La spécification fixe le régime de compressibilité à l'adaptation. La compressibilité a des conséquences sur l'échange de travail et/ou la création d'entropie, qui augmentent de manière non linéaire avec le nombre de Mach. Comme pour un profil d'aile isolé, on distingue deux comportements. Tant que le nombre de Mach critique n'est pas atteint, cette influence est progressive et concerne principalement l'échange de travail. Dès l'apparition de régions supersoniques, la physique de l'écoulement change. Les discontinuités, et leurs interactions avec les couches limites participent alors à la création d'entropie. [11]

Cas1 :Régime subsonique $0.3 < M < 0.8$

En régime subsonique, l'influence de la compressibilité se révèle progressivement par le couplage entre la cinématique de l'écoulement et l'état du fluide. En particulier, la distribution de pression statique sur les pales est affectée, mais de manière auto-similaire. Un facteur $1/\sqrt{1 - M^2}$, où M est le nombre de Mach relatif incident sur les pales, est à appliquer sur les coefficients de pression (voir Cumpsty, 1989, section 4.8). Cela se traduit par une amplification des écarts entre les faces en pression et dépression d'une même pale, et donc de la charge globale (Japikse et al., 1994, section 6.6.6).

Cas2 :Régime transsonique $0.8 < M < 1.2$ et supersonique $1.2 < M < 5$

Avec l'apparition des premières poches d'écoulement supersonique, des ondes de choc apparaissent. D'après Cumpsty (1989), section 4.8, la forte augmentation des pertes qui en résulte est principalement imputable à l'interaction choc-couche limite, qui provoque des décollements et épaissit les sillages (Lieblein, 1960). Il faut effectivement atteindre des nombres de Mach élevés pour que la création d'entropie intrinsèque au choc devienne significative (la limite symbolique des 5% de perte de pression totale est atteinte pour un choc droit à $M = 1,44$). Pour ces régimes de fonctionnement, l'adaptation consiste en grande partie à fixer la position des chocs et détente qui dépendent directement des déviations de l'écoulement qu'impose la géométrie (les pales et la veine méridienne, voir Cumpsty, 1989, chapitre 5). Mais les angles des ondes de chocs et des faisceaux de détente dépendent aussi fortement du nombre de Mach relatif. La performance de tels étages est donc particulièrement sensible à toute modification de configuration d'écoulement.

Le blocage sonique (ou blocage du débit) est une autre manifestation du comportement transsonique hors-adaptation. Celui-ci intervient au niveau des minimums de section (au col) des canaux inter-aubes. Au delà des cols, l'écoulement est très fréquemment supersonique avec les mêmes difficultés liées aux interactions entre les chocs et la couche

limite. Ainsi, le fonctionnement de l'étage au blocage provoque généralement une dégradation du rendement.

II-7-Les indicateurs de la compressibilité

L'indicateur usuel pour juger du régime de compressibilité est le nombre de Mach. Une limite conventionnelle est fixée autour de $M = 0,25$ en deçà de laquelle on juge négligeable le couplage entre la cinématique de l'écoulement et l'état du fluide (à $M = 0,25$ le facteur correctif de Prandtl-Glauert vaut 1,06). Dans le cas des rotors, le nombre de Mach caractéristique est associé à la vitesse d'entraînement des pales (nombre de Mach relatif). Le bout de pale sera le premier affecté et sert généralement de référence pour le calcul du Mach. L'usage est de lui préférer la vitesse de rotation réduite, mais ces deux grandeurs sont strictement équivalentes. Ainsi, un changement d'iso-vitesse de rotation dans un champ de fonctionnement correspond à un changement du régime de compressibilité. Ajoutons que cet indicateur n'est pas suffisant puisqu'il n'évalue que le mouvement relatif des pales, et non celui du fluide 4. Pour cela on cherche une indication de blocage sonique, que l'on repère à l'évolution du débit réduit en fonction du taux de compression ou de détente.

Lorsqu'il atteint un plateau dans le champ de fonctionnement, le blocage sonique est effectif. C'est donc une manière indirecte d'évaluer le nombre de Mach des plus petites sections de l'étage. [11]

II-8-Approche aérodynamique

Il est nécessaire de connaître le comportement du compresseur pour des débits différents du régime nominal : on étudie alors la plage de fonctionnement ou zone d'opérabilité de la machine. Cette plage s'étend sur tous les débits stables en fonctionnement hors adaptation. La courbe caractéristique du compresseur représente le taux de compression en fonction du débit (Fig II-4) permet de positionner les phénomènes aéro-mécaniques pouvant se produire selon le régime et la vitesse de rotation. Différents types de flottement peuvent en effet se produire, selon les conditions de pression et de débit dans le compresseur : par exemple, flottement supersonique à débit élevé, ou encore flottement de décrochage subsonique ou supersonique tout le long de la ligne de pompage. Ce type de diagramme permet de distinguer les différentes zones de fonctionnement stables et instables d'un compresseur. Pour une vitesse de rotation donnée (iso-vitesse ou iso-régime, marqué N_n sur la Fig II-4), la plage de fonctionnement est limitée par une ligne de blocage (en anglais choked line) qui correspond à un débit maximal, et par une ligne de pompage (en anglais : surge line) qui correspond à un débit minimal :

– Quand le débit est élevé, la vitesse de l'écoulement est elle aussi élevée. Dans le cas des machines transsoniques en régime partiel ou dans les machines subsoniques, un blocage sonique se produit au col d'une des roues et explique la caractéristique verticale. Dans le cas des machines transsoniques à plein régime et des machines supersoniques, la caractéristique verticale résulte de la position du choc droit dans le canal inter-aube, qui se comporte comme une tuyère amorcée (voir II-4).

– Si le compresseur fonctionne au point nominal et que le débit diminue, l'incidence sur les pales augmente, ainsi que les pertes, ce qui diminue le rendement de la machine. En deçà d'un certain débit critique, des phénomènes instables comme le décollement tournant et le pompage peuvent apparaître.

Sur la figure II-4 le point A représente un point de l'iso-vitesse nominale à débit élevé, dans la zone proche blocage. Si l'on se déplace du point A vers le point B, l'incidence augmente, de même que les pertes et le travail via le théorème d'Euler. [4]

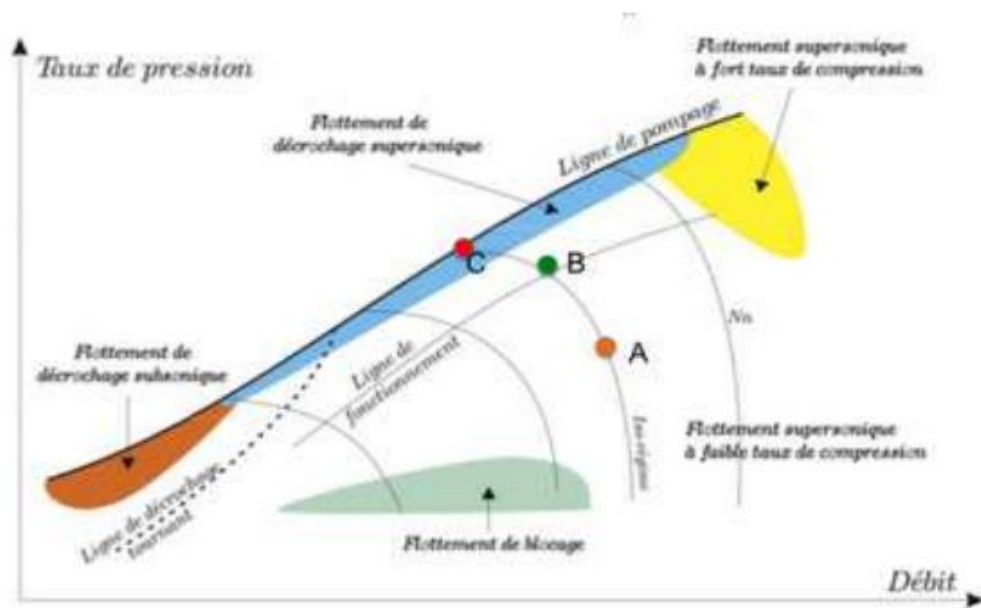


Figure II-4 Caractéristique d'un compresseur incluant les iso-vitesses de rotation et les dangers propres à chaque zone de fonctionnement[4]

Le taux de compression obtenu est le résultat de ces deux effets antagonistes. Le rendement passe par un maximum au point B. A partir de ce point là, le rendement chute. La machine atteint un taux de compression maximal au point C car jusqu'à ce point, l'augmentation des pertes est compensée par l'augmentation d'énergie fournie au fluide par le compresseur. Pour des débits en deçà du point C, le travail ne suffit plus à compenser les pertes et le taux

de compression chute. La machine fonctionne dans une zone sujette à l'émergence d'instabilités.

La figure II-5 résume les phénomènes principaux qui se produisent dans un compresseur lorsque le débit évolue entre la zone de blocage et la zone d'instabilités de bas débit.

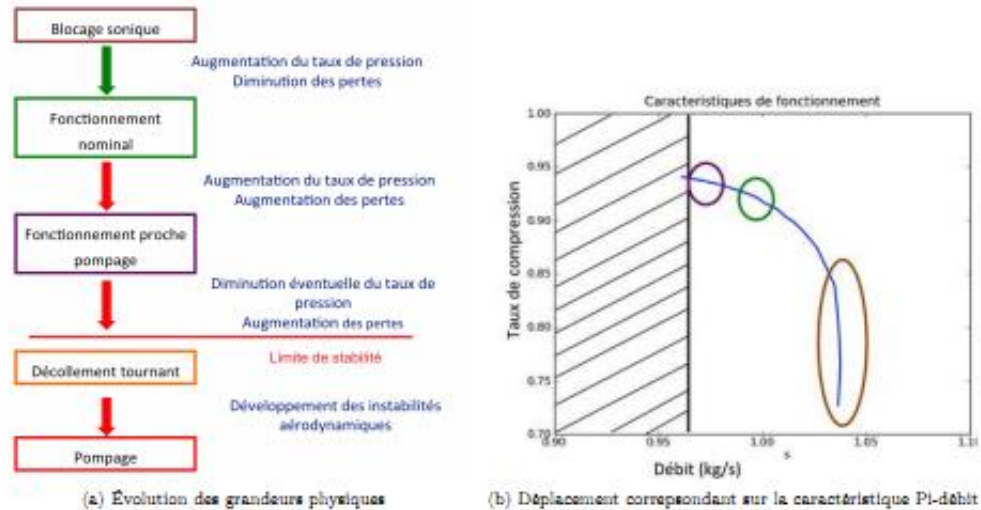


Figure II-5 – Les différents régimes de fonctionnement d'un étage de compression[4]

II-9- Le décrochage tournant

Le décrochage tournant (décollement tournant) est une instabilité qui se manifeste à débit partiel, tant dans les machines axiales que centrifuges, et qui reste confiné à la machine, contrairement au pompage. Il s'agit d'un phénomène tridimensionnel dissipatif se propageant tangentiellement dans les canaux inter-aubes, à une vitesse qui est une fraction de celle du rotor. Outre les pertes de charge, il est source d'importants phénomènes vibratoires qui, s'ils coïncident avec une fréquence propre de la machine, peuvent induire une fatigue hâtive.

Décrochage est un terme utilisé en aérodynamique pour identifier la perte de portance d'un profil, ou, en terme plus explicites, le décollement de l'écoulement le long du profil. Quand le phénomène intéresse de manière séquentielle les aubes d'une turbomachine, on parle de décrochage tournant. Généralement le décollement n'intéresse pas une seule aube à la fois mais plutôt un ou plusieurs secteurs entiers de couronne, plus ou moins étendus. La totalité du fluide décollé contenu dans un secteur est appelé cellule de décrochage (Figure II-6).

L'obstruction partielle des canaux inter-aubes détermine une chute rapide de débit et de travail ; une réduction additionnelle de débit entraîne généralement le système entier dans le régime de fonctionnement instable qui caractérise les plus bas débits. Pour cela,

la forme complètement développée du décrochage tournant peut être considérée comme la phase transitoire avant le démarrage du pompage.

Le schéma de Figure II-6 représente de manière très simplifiée le mécanisme de formation d'une cellule de décrochage. Lors que le débit baisse, des conditions favorables au développement du décrochage s'installent ; l'écoulement tend à investir l'aube avec un angle d'incidence qui n'est plus optimal, ce qui entraîne l'épaississement des couches limite à la paroi. L'obstruction provoquée par cette masse de fluide à plus faible enthalpie dans le canal inter-aubes cause la déflexion des lignes de courants investissant le canal. Comme conséquence directe, les aubes qui précèdent la perturbation (aubes position A) rencontrent des conditions de plus en plus favorables au ré-attachement du courant (l'angle d'incidence baisse) tandis que les aubes suivantes (aubes position B) voient l'angle d'incidence s'accroître et avec lui la masse de fluide décollée. Dans le repère lié à la roue tournante, la cellule de décrochage apparaîtra se déplaçant en sens contraire à celui de rotation de la machine alors que dans le repère absolu, à cause de la plus faible vitesse de rotation du phénomène par rapport au rotor. Le nombre de cellules de décrochage présentes simultanément tend à décroître avec le débit ainsi que leur vitesse de propagation circumférentielle. [7]

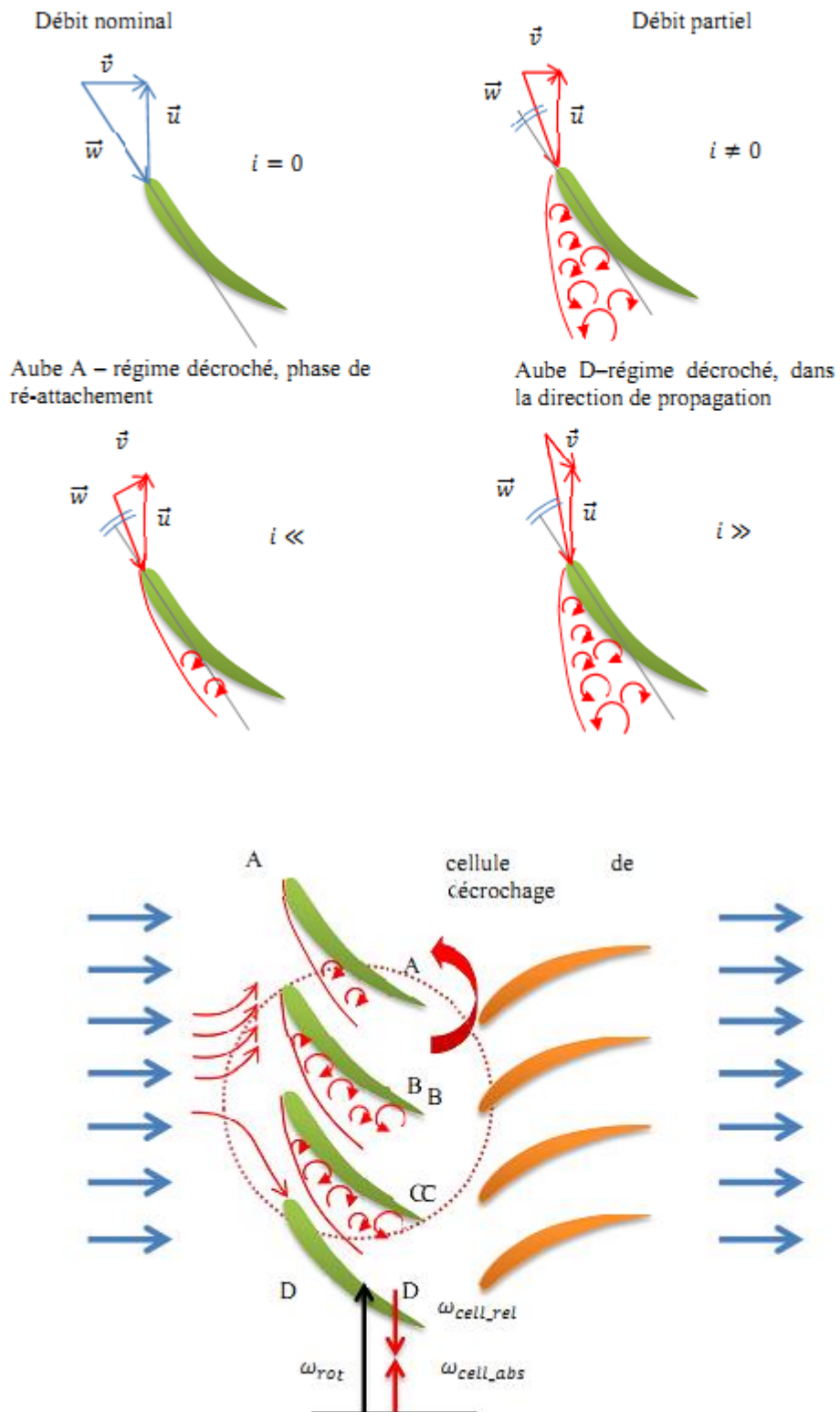


Figure II-6 Schéma simplifié du mécanisme de formation du décrochage tournant[7]

II-10-Formes de décrochage tournant

Le décrochage tournant est un phénomène instationnaire évolutif. Il n'existe pas une seule forme de décrochage mais pour une même machine plusieurs configurations peuvent être observées, en fonction du débit. Le nombre de cellules, leur extension et leur dynamique ne sont pas constantes dès leur apparition jusqu'à leur forme pleinement développée qui précède le démarrage du pompage. Pour cela, si l'on veut caractériser le comportement d'une machine en régime décroché de manière exhaustive, il faudra en spécifier la modalité de démarrage et les caractéristiques en régime complètement développé.

L'ensemble des études menées jusqu'à présent ont permis d'établir un lien entre les différentes configurations de décrochage observées (selon la machine considérée et selon la phase d'avancement du phénomène) et les caractéristiques géométriques et opérationnelles des machines. Cinq paramètres ont de l'influence sur le phénomène (Day, et al., 1978), : le nombre de Mach à régime nominal de la machine (machine subsonique où transsonique), le nombre d'étages, la vitesse de rotation, le rapport d'allongement (rapport moyeu/carter) et le rapport entre le nombre d'aubes du rotor et du stator.

On distingue deux configurations de décrochage fondamentales sur la base du nombre et de l'extension radiale des cellules, dont une représentation simplifiée est donnée en Figure II-7. Une première configuration (cas A) est caractérisée par un nombre de cellules élevé (parfois même supérieur à 10), partiellement développées sur la hauteur du canal inter-aubes et se propageant en direction tangentielle avec une vitesse de rotation généralement plus élevée que 40% de celle de rotation de la machine. La seconde configuration (cas B) ne compte qu'au maximum deux cellules simultanées, occupant la hauteur totale du canal et se déplaçant avec une vitesse de rotation généralement plus faible que celle du cas précédent et de toutes façons ne dépassant pas 60 % de celle du rotor.

[7]

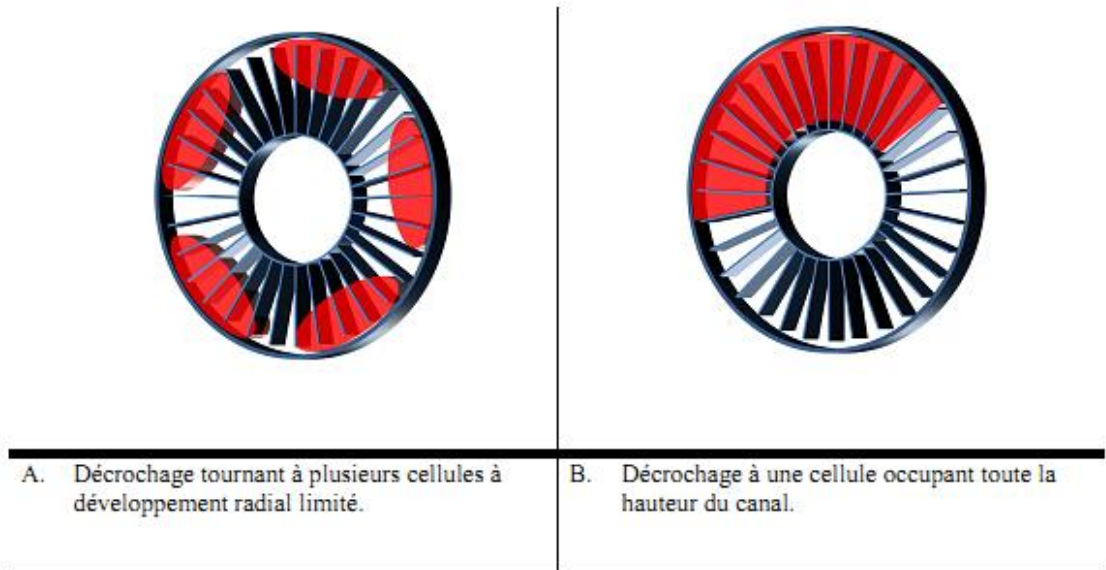


Figure II-7 Configurations de décrochage tournant. [7]

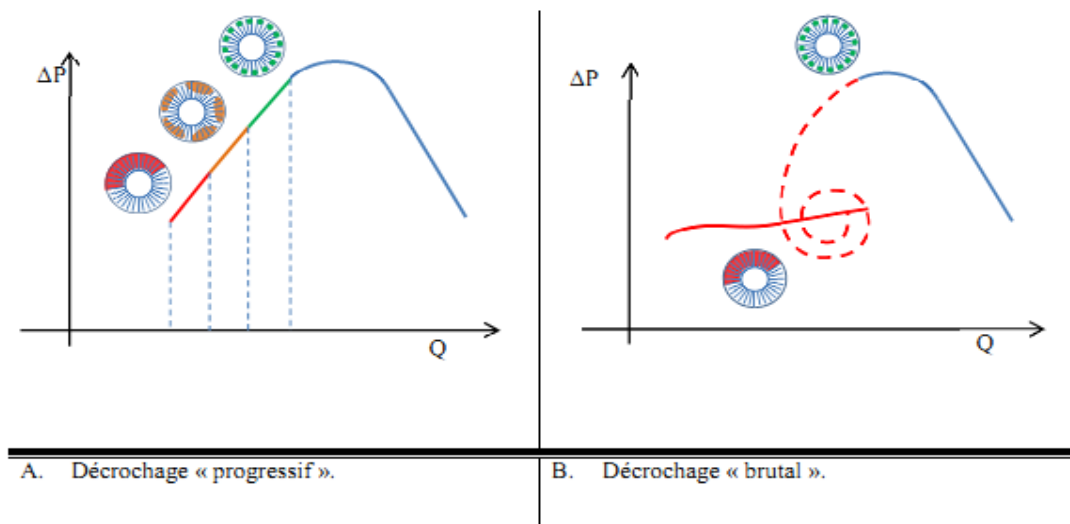


Figure II-8 Passage du régime sain au régime décollé. [7]

Les paramètres susmentionnés interviennent dans la prévision du comportement d'une machine particulière à l'égard du décrochage tournant. Suivant le résumé proposé par Gourdain (Gourdain, 2005) en partant des travaux expérimentaux conduits sur ce sujet, on peut proposer les observations suivantes :

Les rotors montés en étage tendent vers des configurations avec moins de cellules que s'ils sont isolés ;

Un grand rapport d'allongement favorise le décrochage à une seule cellule ; Le régime de rotation à basse vitesse favorise l'émergence d'un plus grand nombre de cellules ;

Bien que les données en possession ne soient pas suffisantes pour pouvoir en retirer une règle de comportement général, on peut affirmer que le rapport du nombre d'aubes du rotor par rapport à celles du stator influe sur la configuration de décrochage.

La progression du phénomène est toute aussi bien corrélable aux paramètres géométriques de la machine. Les machines à faible rapport d'allongement et/ou avec un jeu important entre rotor et stator présentent un décrochage dit « progressif » (Figure II-8-A). Le point de fonctionnement critique étant atteint, les instabilités se déclenchent sous forme de nombreux spots de décollement très limités en taille qui tendent naturellement à se réorganiser

dans un nombre moins élevé de cellules mais de plus grande dimension. La chute de débit et de performance s'arrêtent et la machine retrouve une plage de points de fonctionnement stables. La commande d'une réduction supplémentaire du débit engendre une nouvelle mutation de configuration ; les cellules se regroupent en une seule grande cellule de décrochage étalée sur toute la hauteur de l'aube.

Dans ce segment de la courbe caractéristique la machine opère avec un risque important d'évolution vers le pompage.

L'apparition de l'instabilité peut être beaucoup plus brusque et entraîner le basculement du point de fonctionnement sur une courbe caractéristique autre que celle du régime stable. Ce comportement, connu comme décrochage brutal (Figure II-8-B), intéresse plutôt les machines à haut rapport d'allongement et à fort taux de compression.

A nouveau l'instabilité se déclenche via l'apparition de nombreuses petites cellules qui très rapidement évoluent dans une de plus grande taille. [7]

II-11-Stabilité du point de fonctionnement

Pour étudier la stabilité du régime de fonctionnement à l'intersection de la caractéristique du compresseur et de celle du réseau, il faut supposer que, pour une raison quelconque, une perturbation ait été introduite, et l'on s'intéressera à l'évolution de la pression P_C dans la chambre, en fonction du débit Q_r refoulé par le compresseur. La figure II-9 montre la caractéristique du compresseur, celle du réseau, le point de fonctionnement et la perturbation introduite sur la pression P_C .

Si le système revient à son point de départ, le fonctionnement est stable. S'il s'en écarte, le fonctionnement est instable. [13]

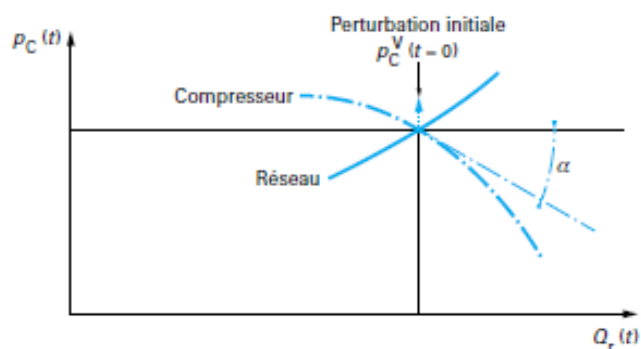


Figure II-9 Perturbation initiale : caractéristiques au point de fonctionnement[13]

Les réponses à une perturbation en pression peuvent être schématisées sur la figure II-10 ci-dessous

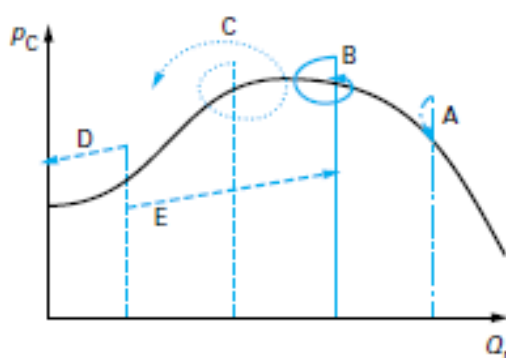


Figure II-10 – Réponses à une perturbation en pression[13]

Le système répond, à partir de la condition initiale qui vient d'être introduite, ce qui correspond aux deux lignes A et B, qui ramènent le point de fonctionnement sur la caractéristique (stabilité), et aux trois lignes C, D et E qui l'en écartent (pompage).

II-12-Phénomène de pompage [15] [16]

II-12-1-définition et naissance du phénomène

Le phénomène de pompage est un mode de fonctionnement instable, rencontré dans tous les systèmes de compression. Il intervient généralement au voisinage du point de fonctionnement où le taux de compression est maximal.

La figure II-11 schématise un système de compression composé du compresseur, d'une conduite, d'un réservoir et d'une vanne de régulation de débit servant à modifier le point de fonctionnement du compresseur.

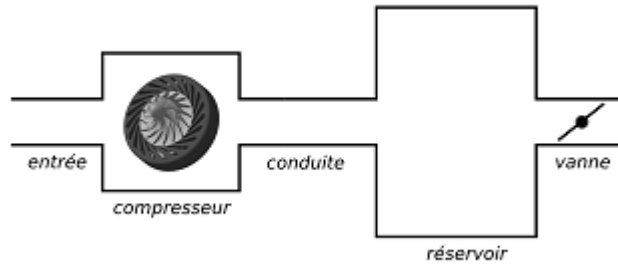


Figure II-11 Représentation simplifiée d'un système de compression

La figure II-12 représente la courbe caractéristique du compresseur et de la vanne de régulation.



Figure II-12 Courbe caractéristique du compresseur et de la vanne de régulation

La courbe caractéristique du compresseur est composée d'une partie à pente négative (la majeure partie) et d'une partie à pente positive. La zone à pente positive est généralement critique vis-à-vis de l'initiation du régime de pompage

En effet, pour les points de fonctionnement situés dans cette zone, une perturbation générant une réduction de débit se traduit par une diminution momentanée du niveau de pression à la sortie du compresseur (pente positive). L'équilibre des pressions entre la sortie du compresseur et le réservoir est rompu et la quantité de fluide stockée dans le réservoir possède un niveau de pression supérieur. Sous certaines conditions, une inversion du sens de l'écoulement peut s'initier, entraînant un retour de l'écoulement du réservoir vers le compresseur. C'est le début du cycle de pompage.

La pression dans le réservoir diminue ensuite et lorsqu'elle devient inférieure au niveau de pression à la sortie du compresseur, l'écoulement reprend sa direction initiale. La pression à la sortie du compresseur augmente à nouveau progressivement et un nouveau cycle de pompage peut être initié.

Le phénomène de pompage est donc une instabilité monodimensionnelle, caractérisée par des oscillations de pression (figure II-13) et de débit affectant le système de compression de

manière globale. Il s'établit de manière périodique avec une fréquence généralement basse et inférieure à 50Hz [17, 18]. Les variations de pression induites par le fonctionnement dans ce régime génèrent des contraintes mécaniques importantes pouvant endommager les composants du compresseur (ex : rupture des pales par fatigue).

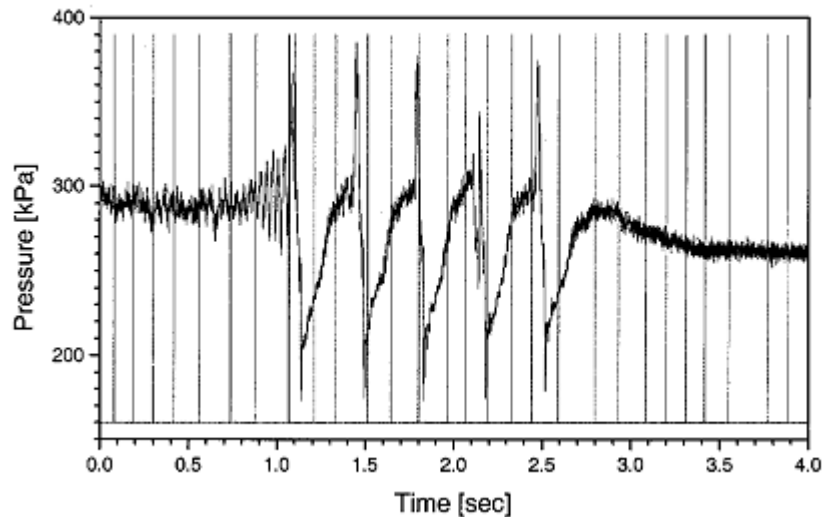


Figure II-13 Signal de pression instationnaire lors des cycles de pompage

II-12-2 Formes de pompage

Deux types de pompage sont généralement discutés dans la littérature : le pompage classique (classic surge) et le pompage profond (deep surge).

a- Le pompage classique se caractérise par des oscillations de débit autour d'une valeur moyenne positive. Lors d'un cycle de pompage classique, le compresseur passe par une situation de décrochage tournant et en ressort.

b- Le pompage profond est une version plus énergétique où une inversion complète du sens de l'écoulement se produit. Les sections de passage de l'écoulement voient alors des valeurs négatives de débit. La figure II.14 schématise l'évolution du rapport de pression du compresseur en fonction du débit lors de ces deux situations de pompage.

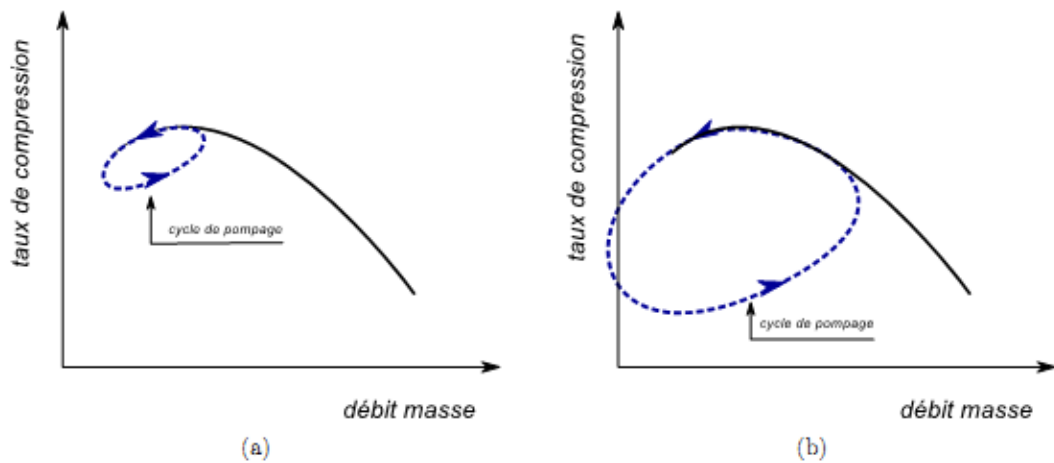


Figure II-14 Schématisation du pompage classique (a) et du pompage profond (b), d'après Greitzer

II-12-3 Contrôle théorique et pratique du phénomène de pompage

La majorité des techniques de contrôle de pompage limitent le fonctionnement du compresseur aux débits au-dessus d'une ligne de contrôle définie par la marge de pompage pour un compresseur particulier [8]. Par mesure de sécurité, une ligne de contrôle de pompage est choisie, normalement environ 10% à la droite de la ligne de pompage définie par la caractéristique du compresseur (Figure II-15).

Éviter le pompage est le principe de contrôle le plus utilisé dans l'industrie du gaz aujourd'hui. Il empêche le compresseur d'atteindre la ligne de pompage par le retour du gaz à partir de la sortie vers l'entrée d'alimentation, ou en soufflant par l'orifice de la vanne de sortie. Ceci permet au compresseur d'avoir un débit massique suffisant pour éviter le pompage, et de fonctionner à une valeur de consigne désirée.

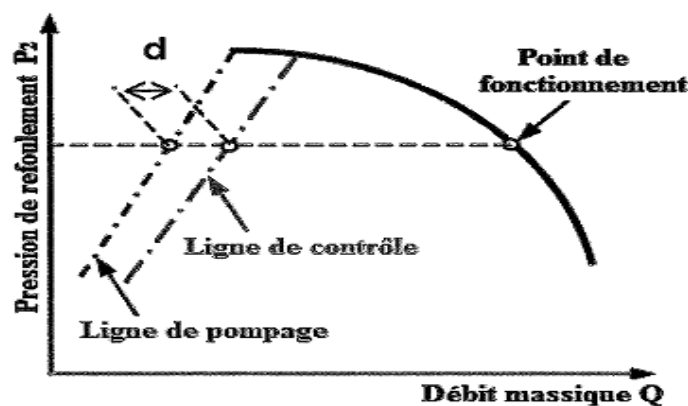


Figure II-15 Ligne de pompage et ligne de contrôle

II-12-4 Effet et conséquences du pompage

Le pompage des compresseurs, est un phénomène redouté des exploitants. Celui des compresseurs axiaux (turbines à gaz) est catastrophique. Celui des compresseurs centrifuges, s'il ne casse pas réellement la machine, provoque néanmoins des dégâts internes qui affectent lourdement leur rendement

De tels niveaux vibratoires aux paliers laissent présager des déplacements beaucoup plus importants au niveau de l'aérodynamique, donc une destruction des lésions des labyrinthes des étanchéités internes), ce qui nécessite un arrêt de la production et leur remplacement.

Pour les réseaux de gaz, les coups de pompage sont aussi très dommageables, car ils excitent tous leurs modes propres mécaniques avec de grandes amplitudes de plusieurs centimètres, avec un risque évident sur l'étanchéité des brides.

II-12-5 Remèdes au phénomène de pompage

Les systèmes de protection contre le pompage comportent au moins des vannes, de l'instrumentation de mesure et un système de commande.

En cas de diminution du débit consécutif à l'augmentation du rapport de pression, ce dispositif a pour but :

- soit d'augmenter artificiellement le débit traversant la machine
- soit de diminuer le rapport de pression

II-13 Conclusion

Dans ce chapitre on a mené en premier lieu une recherche bibliographique utile à la compréhension de l'influence de l'angle de calage des aubes et l'effet de la compressibilité sur la stabilité des compresseurs et par conséquent leurs performances.

En second lieu on a tenté d'enrichir les connaissances concernant les problématiques en régime instable qui grèvent encore les performances des turbocompresseurs, il s'agit du phénomène de décrochage tournant et un autre plus désastreux , c'est le pompage et qui sont susceptibles d'apparaître aux points de fonctionnement les plus intéressants dans les compresseurs .

III-Dispositifs anti-pompage

III-Dispositifs anti-pompage

III-1 Principe de fonctionnement du dispositif anti-pompage

Les dispositifs de protection contre le pompage, dits également d'anti-pompage, empêchent le compresseur de descendre trop bas en débit. Ils limitent donc quelque peu la plage de fonctionnement de la machine. Leur dimensionnement et leur réglage tient compte, bien sûr, de la performance aérodynamique du compresseur, des caractéristiques des réseaux amont et aval et de la nature du gaz, mais également du fait qu'ils doivent protéger la machine lors des régimes transitoires rapides .[13]

III-2 Types de dispositifs anti-pompage

III-2-1-Action tout ou rien

Ce cas est illustré par un compresseur de procédé pour lequel on installe une vanne tout ou rien s'ouvrant lorsqu'on atteint la limite de pompage :

- Sur la figure III-1, le gaz est déchargé à l'atmosphère ; cela ne peut être utilisé que si ce gaz est non toxique et non inflammable ;

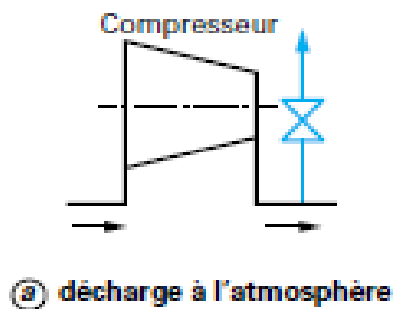


Figure III-1 Protection d'anti-pompage par action tout ou rien : décharge à l'atmosphère[13]

-Sur la figure III-2, le gaz est renvoyé à l'aspiration par la vanne ; l'action de cette vanne, appelée « by-pass chaud », ne peut être que de courte durée, car une partie de la puissance s'accumule dans la boucle sous forme de chaleur en élevant beaucoup le niveau de température (l'adjonction d'un refroidisseur évite ce problème) ; le débit que voit le compresseur est donc celui du procédé plus celui traversant la vanne[13].

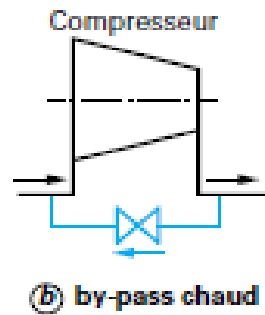


Figure III-2 Protection d'anti-pompage par action tout ou rien : by-pass[13]

Le type d'arrangement de la figure III-1 est également utilisé sur les compresseurs d'air des turbines à gaz (les vannes sont connues sous l'appellation anglaise de « bleed valve », soit vanne de soutirage). Lors de la montée en régime, la vitesse de rotation est nécessairement plus basse que la normale, alors que la pression atmosphérique de l'air aspiré ne peut pas changer.

Le débit aspiré ne pouvant plus augmenter, le point de fonctionnement des premiers étages se déplace alors vers les petits débits jusqu'à atteindre le pompage. Les vannes antipompage envoient à l'atmosphère une partie de débit en cours de compression, entre deux étages bien choisis, ce qui a pour effet d'augmenter le débit traversant les premiers étages et de les sortir du pompage[13].

III-2-2 Limitation de volume du circuit par clapet anti-retour

Si les réseaux de gaz amont et aval des compresseurs de procédé sont de très grande capacité, les pressions sont lentement variables et les dispositifs prévus au paragraphe précédent risquent de ne pas être suffisants en cas de régime transitoire rapide. Dans ce cas, il faut installer un (ou des) clapet(s) anti-retour isolant une partie du circuit, limitée comme montré en tireté bleu sur la figure III-3 incluant le refroidisseur, de façon à ce que la pression dans ce circuit et donc le rapport de pression diminuent très vite lorsqu'on ouvre la vanne de recirculation[13].

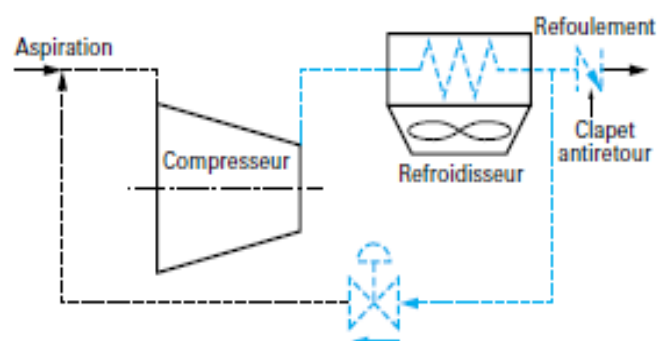


Figure III-3 Limitation de volume du circuit par clapet anti-retour[13]

La rapidité du système de protection doit être élevée. Nous avons vu au paragraphe précédent qu'elle était limitée par le bruitage du signal de mesure de débit.

Le diamètre de la vanne de recirculation doit être adapté au débit du compresseur, mais aussi au volume de gaz à ramener rapidement à l'aspiration ; ce diamètre atteint alors 200, 250 mm, voire plus. Le servomoteur doit être spécifié avec un temps d'ouverture inférieur à la seconde, ce qui n'est pas facile à réaliser, vu sa taille.

Un autre élément important est la distance entre le compresseur et la vanne de recirculation. Lorsque la vanne s'ouvre, une onde de choc est émise, et il faut attendre son arrivée sur la machine pour avoir un effet. Par conséquent, la vanne ne doit pas être installée au milieu de la boucle de retour. Une longueur de tuyauterie de 50 m (en tireté noir, côté aspiration, ou en tireté bleu côté refoulement sur (la figure III-3) représente 0,25 s de propagation de l'onde de choc pour une application de réfrigération [13].

III-3-Régulation anti-pompage

On retrouve les mêmes schémas que la figure III-1, mais cette fois avec des vannes régulatrices à la place des vannes tout ou rien, Figure III-4. Le système de commande comportera donc un régulateur répondant aux techniques de l'automatique.

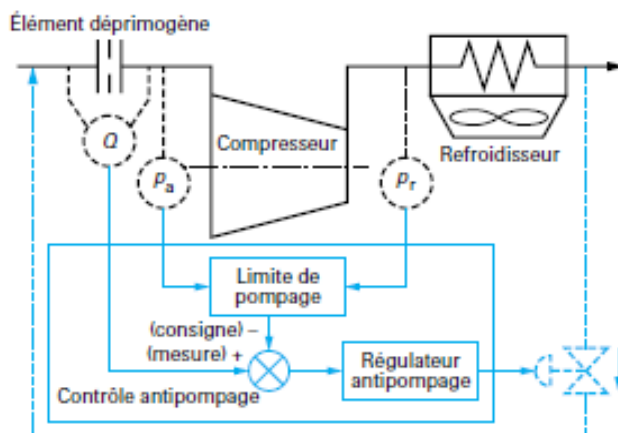


Figure III-4 protection par régulation anti-pompage[13]

Pour les recirculations, il faut réfrigérer le gaz pour assurer un service prolongé sans échauffement de la boucle et du compresseur. Pour cela, le circuit d'anti-pompage est généralement prélevé après le refroidisseur, installé au refoulement, et qui sert déjà en marche normale.

Le système de commande sur la figure III-4 comprend, en tireté noir, une instrumentation de mesurer le débit traversant le compresseur, ainsi que les pressions d'aspiration et de refoulement.

Compte tenu du rapport de pression mesuré, un débit autorisé est calculé d'après la courbe de limite de protection de pompage et cette valeur est donnée en consigne du régulateur d'anti-pompage. Celui-ci reçoit, en mesure, le signal du débitmètre et pilote la vanne régulatrice de détente (en tireté bleu).

Dans la zone normale de fonctionnement, la vanne reste fermée. Lorsque la limite de protection de pompage est atteinte, le régulateur entre en service (il faut désaturer l'action intégrale du

régulateur) et ramène du gaz à l'aspiration pour maintenir le débit à la valeur autorisée par le rapport de pression. Le système doit avoir une réponse rapide, mais il y a lieu de savoir que les mesures de débit sont fortement bruitées, par la nature même de cette mesure qui voit des turbulences. Il est nécessaire de prévoir un filtre sur cette mesure, dont la constante de temps (quelques dixièmes de seconde) doit être prise en compte dans le calcul de l'asservissement[13].

III-4 Loi de commande anti-pompage

On a déjà vu que le lieu des points de pompage aux différentes vitesses (sur le plan du rapport de pression débit volumétrique aspiré) est une parabole.

En effet à chaque vitesse pour le point de pompage on appliquera les lois :

$$Q = K_1 \cdot N \quad (\text{III-1})$$

$$H_p = K_2 \cdot N^2 \quad (\text{III-2})$$

Des équations (III-1) et (III-2) en remplaçant N, on obtient l'équation de la courbe de pompage :

$$H_p = K_3 Q^2 \text{ avec } K_3 = K_2 / (K_1)^2 \quad (\text{III-3})$$

On sait que la hauteur polytropique est donnée par la formule suivante :

$$H_p = Z_1 R T_1 \frac{n}{n-1} \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (\text{III-4})$$

Au cas où le débit aspiré serait mesuré avec un orifice calibré, on aura :

$$Q_1 = \beta \sqrt{\frac{h_1}{\gamma_1}} \quad (\text{III-5})$$

Où : h_1 perte de charge de l'orifice.

$$\gamma_1 = \frac{P_1}{R \cdot Z_1 \cdot T_1} \quad (\text{III-6})$$

En remplaçant dans l'équation (III-5), la valeur de γ_1 donnée par l'équation (III-6) on a :

$$Q_1 = \beta \sqrt{\frac{h_1 \cdot R \cdot Z_1 \cdot T_1}{P_1}} \quad (\text{III-7})$$

Où h_1 est en Kg/cm².

En remplaçant encore une fois l'équation (III-4) et l'équation (III-7) dans l'équation (3)

$$Z_1 \cdot R \cdot T_1 \cdot \frac{n}{n-1} \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = K_3 \beta^2 \frac{h.R.Z_1.T_1}{P_1} \quad (\text{III-8})$$

En simplifiant on obtient:

$$\frac{1}{K_3 \beta^2} \cdot P_1 \cdot \frac{n}{n-1} \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = h_1 \quad (\text{III-9})$$

D'après cette formule on voit que, pour éviter le pompage, quelles que soient les conditions d'aspiration ou de vitesse de la machine, il suffit de faire en sorte que :

$$\frac{h_1}{P_1 \frac{n}{n-1} \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)} > \frac{1}{K_3 \beta^2} \quad (\text{III-10})$$

L'inégalité (III-4-10) est importante pour les raisons suivantes :

- elle est indépendante de la vitesse du compresseur.

Elle demande seulement la mesure de la perte de charge de l'orifice calibré (h) Sans aucune compensation de pression, température, composition de gaz, ou linéarisation.

- elle est influencée par la composition du gaz seul à travers « n » dont la Variation à toutefois peu d'influence sur la quantité :

$$\frac{n}{n-1} \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

En somme, l'inégalité (III-10) utilise le rapport de compression sensible aux conditions d'aspiration et vitesse, pour compenser le débit. Bien que considérablement simplifiée, l'inégalité (III-10) est encore trop compliquée pour être réalisée avec une instrumentation très simple. Si le rapport de compression est suffisamment mono et deux étages.

Il est possible de remplacer la quantité :

$$\frac{n}{n-1} \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

Avec la quantité () sans commettre une grosse erreur. $1 - \rho$

Par conséquent (III-10) devient

$$\frac{n}{n-1} \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

Si l'on indique

$$\frac{h_1}{P_1 (\rho-1)} = K_4 \quad (\text{III-11})$$

$$\text{Où} \quad K_4 > \frac{1}{K_3 \beta^2} \quad (\text{III-12})$$

L'équation (III-11) peut aussi être écrite comme suit :

$$\frac{h_1}{P_1} = K_4 \frac{\Delta P}{P_1} \quad (\text{III-13})$$

$$\text{D'où } h_1 = K_4 \Delta P \quad (\text{III-14})$$

Cette relation définit l'allure de la ligne limite de pompage (SLL) et met en évidence l'extrême simplicité d'un tel système anti-pompage qui, avec deux seuls instruments installés sur site (deux transmetteurs différentiels) collecte tous les renseignements nécessaires du procédé pour protéger la machine.

Les deux signaux sont envoyés à un diviseur qui calcule le rapport. Ce dernier est envoyé à un régulateur, sur lequel sont réglées la valeur de K_4 , c'est-à-dire la valeur de Consigne de la régulation anti-pompage. Le régulateur, en agissant sur la vanne de recyclage, fait de sorte que le rapport ne descende jamais en dessous de la valeur de consigne réglée, en obtenant ainsi ce qui est demandé.

Cette dernière équation représente une solution pour la régulation anti-pompage, qui est une équation d'une parabole dans le plan (ρQ_1) ayant son origine dans le point de coordonnées $(1,0)$, qui est représenté par la figure III-5 [18].

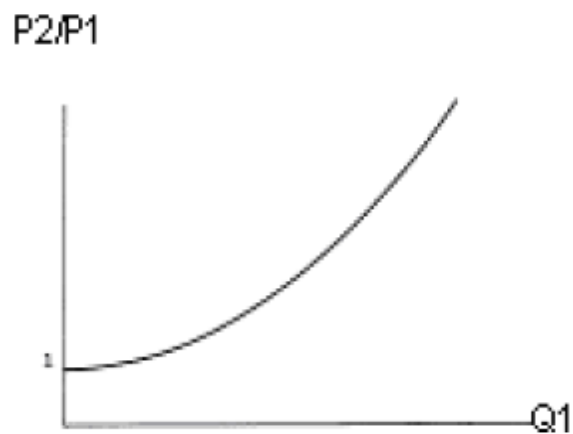


figure III-5 valeur de consigne réglée[18]

Fonctionnement de la boucle : $K = \frac{h_1}{\Delta p}$

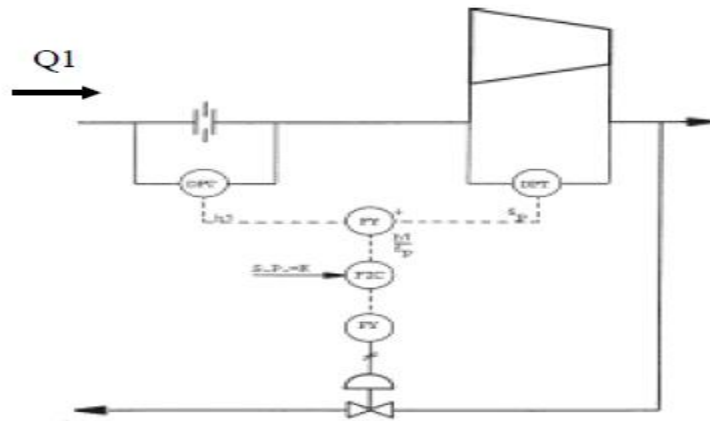


Figure III-6 schéma typique réalisant la fonction $K = \frac{h_1}{\Delta p}$ [18]

a-Avantage :

Elle met en évidence l'extrême simplicité d'un tel système anti-pompes (avec deux instruments installés sur site), qui collecte tous les renseignements nécessaires pour protéger le compresseur.

b-Inconvénient :

- les variations de température à l'aspiration ne sont pas prises en considération.
- Pour les rapports de compression élevés, les courbes anti-pompes ne sont plus paraboliques, alors, on ne peut plus utiliser l'équation

$$K = \frac{h_1}{\Delta p} \quad \text{(III-15)}$$

Pour remédier à cet inconvénient, il est possible d'ajouter un coefficient multiplicatif a pour P2 et l'équation devient

$$K = \frac{h_1}{(P_1 - aP_2)} \quad \text{(III-16)}$$

Pour l'équation (III-4-16), on a le schéma de régulation de la figure III-7

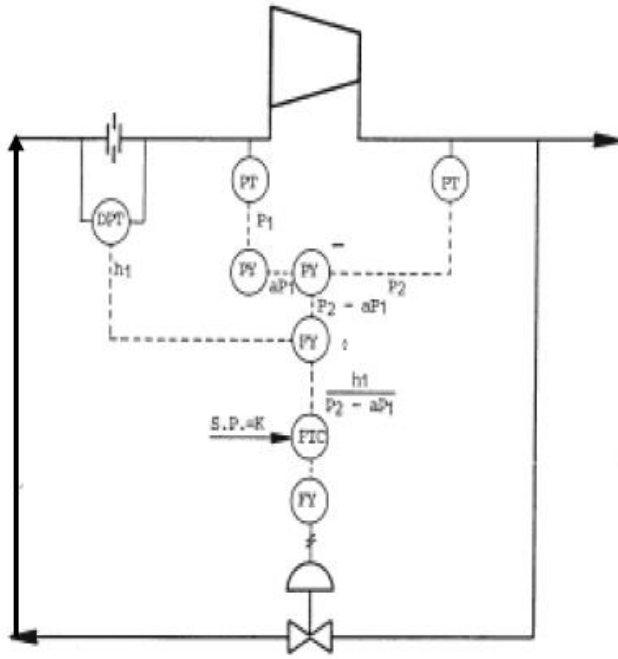


Figure III-7 schéma de régulation avec coefficient multiplicatif [18]

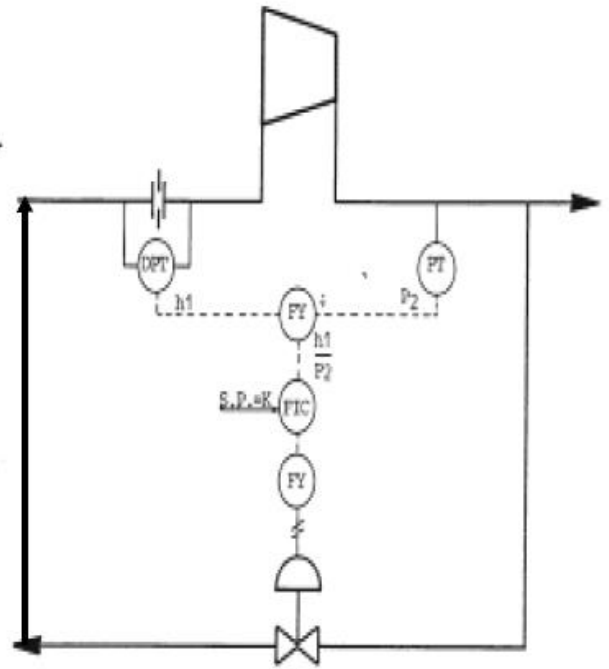


Figure III-8 schéma de régulation sans le coefficient multiplicatif [18]

Pour le dernier cas ($a=0$), on peut réaliser l'équation par la figure III-8. Dans la nécessité d'utiliser au maximum le champ stable du compresseur, les équations d'un générateur de fonction sur un des deux signaux de façon à modifier la courbe anti pompage, on l'adaptant le plus proche possible à la courbe de pompage.

L'équation de base devient :

$$K = \frac{h}{f(\delta P)} \quad (\text{III-17})$$

D'autre part, l'utilisation d'un générateur de fonction, entraîne que les signaux h et ΔP sont influencés par les variations de la pression d'aspiration, dans ce cas là, il est recommandé de compenser les deux signaux h et ΔP par P_1 et l'équation de base devient :

$$K = \frac{h_1 \cdot (P_1/P_2)}{f(\delta P \cdot (P_1/P_2))} \quad (\text{III-18})$$

Le schéma réalisant l'équation (III-18) est représenté par la figure III-9. [18]

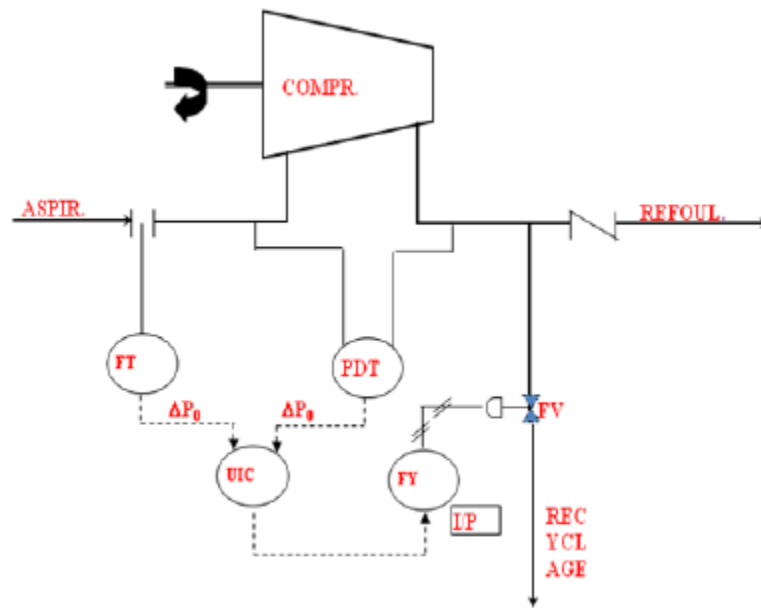


Figure III-9 compensation des signaux h et ΔP par P1 [18]

III-5 Principaux problèmes du système anti-pompage

III-5-1 Limite de protection anti-pompage

Des dispositifs de protection contre le pompage sont installés pour que le compresseur n'atteigne pas la ligne de pompage, même lors de fonctionnement transitoire.

Une marge donc nécessaire entre la ligne d'apparition de pompage et la limite pratique de pompage, cette dernière définissant le point de consigne de protection (Figure III-10). Toute régulation sera basée sur la mesure du débit traversant la machine, ainsi que d'autres variables physique de sorte que la régulation adoptée puisse satisfaire les conditions suivantes :

- La ligne de régulation doit être le plus possible proche de la ligne limite de pompage déplacée parallèlement d'une quantité établie par rapport à l'axe de débit.
- La ligne de régulation, lorsque les conditions du fluide aspiré varie, ne doit pas s'approcher de la ligne de pompage relative aux conditions d'étude, plus de ce qui est nécessaire au bon fonctionnement du système anti-pompage.
- Le système doit protéger la machine dans toutes les conditions de fonctionnement, démarrage et d'arrêt possible. [18]

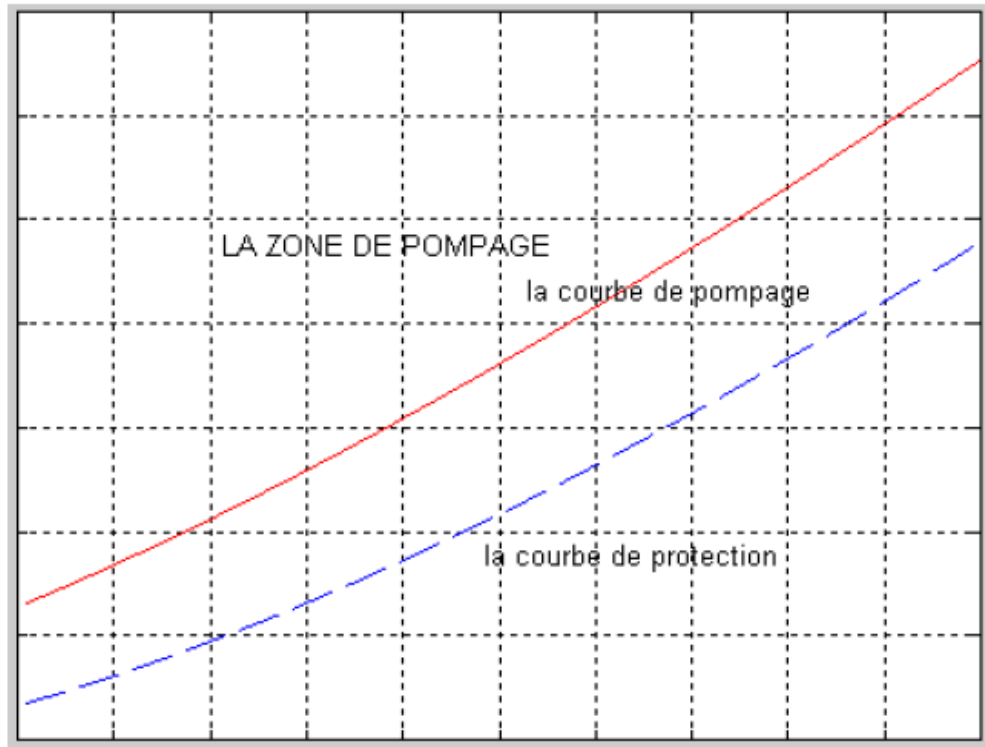


Figure III-10 courbe de protection anti-pompage[18]

III-5-2 Influence de la température

Dans les équations de base précédentes, on n'a pas considéré les variations de la température à l'aspiration, mais par fois cette dernière influe sur le procédé de régulation.

On peut écrire :

$$Q = K \cdot \sqrt{\frac{h \cdot T_1}{P_1}} \Rightarrow h = K_3 \left(Q^2 \cdot \frac{P_1}{T_1} \right) \quad (\text{III-20})$$

Pour les valeurs spécifiques de Q et P1, la figure montre comment h varie inversement avec la température et les deux membres, l'équation $\Delta P = K \cdot h$ change d'une façon proportionnelle. Dans la plus part des cas, ce problème est souvent résolu par un déplacement de la ligne de contrôle à droite de la courbe de pompage. Si la variation de la température est importante, il est nécessaire de la compenser à l'aide d'un système de contrôle. [18]

Dans ce cas là, on a:

$$K = \frac{h_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)}{f\left(\delta P \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right) \right)} \quad (\text{III-21})$$

III-5-3 Influence de la nature du gaz

Dans beaucoup de procédés, la masse molaire du gaz est variable, pour les mêmes raisons si M diminue, la protection disparaît. Il y a lieu de régler pour la masse molaire minimum envisagée en opération normale. Ces deux dernières contraintes peuvent conduire à recycler plus que nécessaire dans certaines conditions de marche ce qui est énergétiquement coûteux. [18]

III-5-4 Stabilité de la boucle de régulation anti-pompage

Lorsqu'une perturbation survient, la vanne anti-pompage doit pouvoir s'ouvrir car il faut un certain temps pour décompresser le servomoteur. Ensuite la vanne ne s'ouvre pas suffisamment. Si le pompage survient, la régulation entre elle même en pompage et l'opérateur doit reprendre manuellement le recyclage. [18]

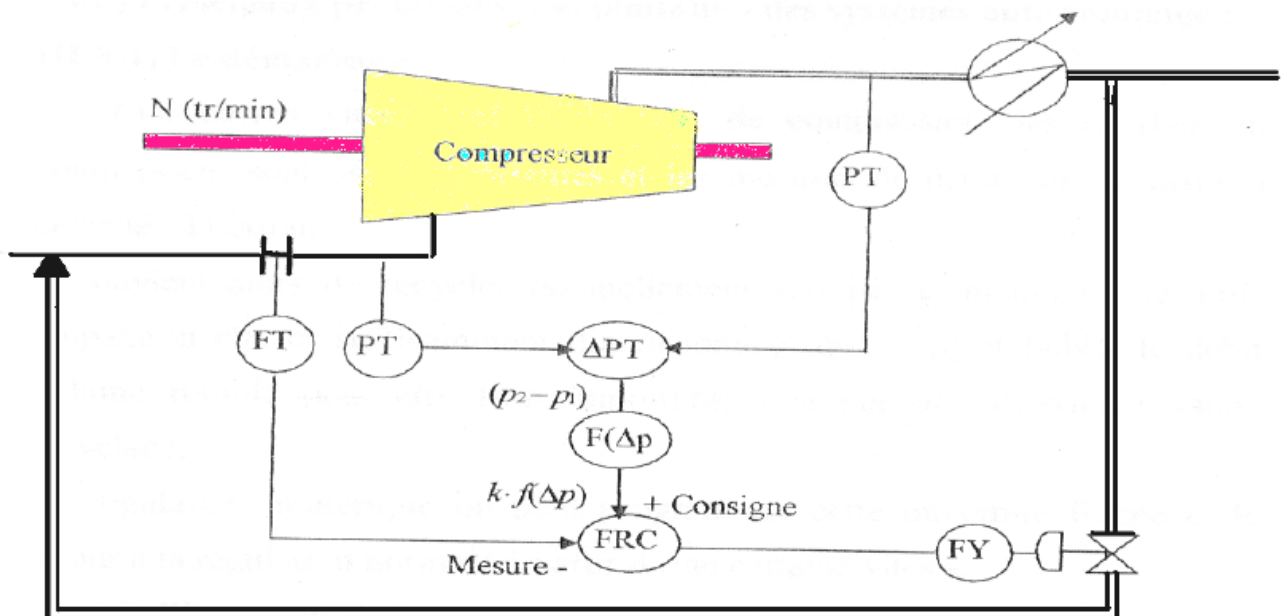


Figure III-10 schéma de régulation anti-pompage avec compensation de ΔP [18]

III-6 Conclusion

Dans ce chapitre on a vu qu'il est donc évident qu'il faudra que des moyens spécifiques de protection soient installés sur les machines pour préserver leur intégrité et conserver leurs performances dans le temps, ainsi on a décrit deux types de dispositifs anti-pompage qui peuvent être installés, le premier est la limitation de volume du circuit par clapet anti-retour, le second est la régulation anti-pompage dont le quel on installe des vannes régulatrices

commandées par un système de commande qui comporte un régulateur répondant aux techniques de l'automatique

Par la même nous avons souligné qu'il ya des limites pour la protection anti-pompage et a cet effet les constructeurs prévoient un point de consigne de protection représentant une marge nécessaire entre la ligne d'apparition de pompage et la limite pratique de pompage. D'autres paramètres influent aussi sur la limite de ces dispositifs :les variations de la température à l'aspiration et l'influence de la nature du gaz suite à la variation de sa masse molaire .

IV- Conclusion générale

Le problème de stabilité des systèmes de compression n'est pas nouveau. Le pompage des Compresseurs constituait un obstacle dans le domaine industriel de production et sa maîtrise représente un enjeu de taille.

Dans ce travail et afin d'assimiler les instabilités notamment le phénomène de pompage on a exprimé en premier lieu les notions de bases rencontrées dans le domaine de turbomachines ainsi les différents types de compresseurs , Nous avons jugé utile de présenter les paramètres importants dans la conception d'un compresseur tel que le degré de réaction d'un étage, le rendement et le point de fonctionnement d'un compresseur, et du point de vue aérodynamique il était nécessaire de mettre l'accent sur l'influence de l'angle de calage des aubes et l'effet de la compressibilité sur la stabilité de ces compresseurs.

Nous avons montré que pour remédier à ce phénomène, les constructeurs ont mis des dispositifs de protection anti-pompage mais ils restent toujours limités ce qui influe sur la performance de ces compresseurs et il reste toujours difficile de prévoir a priori le scénario de pompage d'un compresseur donné, malgré quelques avancées remarquables.

Dans ce cadre et pour compléter les connaissances théorique et voir de plus près les moyens mis en oeuvre pour la protection de ces équipements un stage au niveau de la centrale de M'sila à été effectué.

Finalement, nous souhaitons que ce mémoire puisse servir comme outil de travail dans

l'avenir pour les étudiants intéressés et qu'il sera amélioré et complété pour rendre son utilité plus complète.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] S. L. Dixon and C. A. Hall, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Elsevier Inc., 2014.
- [2] Cour de formation sur le compresseur, centrifuge, nuovo pugnone, SONATRACH
- [3] T H È S E en vue de l'obtention du titre de Docteur Contribution a la modélisation et au contrôle de compresseurs. Application a la gestion de l'air dans les systèmes piles a combustible de type PEM -Jeremie M'Boua 8 Jul 2011
- [4] X. Ottavy. Cours de turbomachines à fluide compressible, École Centrale de Lyon.
- [5] Processs. Free. Fr
- [6] T H È S E pour obtenir le grade de docteur ,Hussain NOURI , le 18 décembre 2012 , Étude expérimentale de l'écoulement et de l'interaction entre deux rotors contrarotatifs subsoniques
- [7] T H È S E pour obtenir le grade de docteur, Monica VEGLIO , le 2 décembre 2015, Étude expérimentale des écoulements dans un étage de compresseur , axial à basse vitesse en régime de fonctionnement instable
- [8] Schlichting, H., 1979, Boundary Layer Theory, McGraw-Hill Book Company, ISBN 0-07-055334-3.
- [9] Abbott, I.H., Von Doenhoff, A.E., 1959, Theory of Wing Sections, Dover Publication, Inc, ISBN-486-60586-8.
- [10] [Lew96] Lewis, R.I., 1996, Turbomachinery Performance Analysis, John Wiley and Sons, Inc, ISBN 0470235969
- [11] N. A. Cumpsty (1989). Compressor aerodynamics. Longman Scientific & Technical
- [12] ChapitreIII-coursturbocompresseuraxiauxFluidMechanicsandThermodynamicsof Turbomachinery"Fourthedition,Butterworth-Heinemann,Woburn,MA,USA,199
- [13] Pompage des compresseurs-Techniques de l'Ingénieur, BM 4 182 par Jean-Marc PUGNET
- [14] E. M. Greitzer. The stability of pumping systems - the1980 freeman scholar lecture. Journal of fluids engineering, 103 :193, 1981
- [15] R. C. Pampreen. Compressor surge and stall. Concepts NREC, 1993

- [16] S. Guo, H. Chen, X. Zhu, and Z. Du. Numerical simulation of surge in turbocharger centrifugal compressor-inuences of downstream plenum. Proceeding of ASME Turbo Expo 2011.
- [17] M. P. Wernet, M. M. Bright, and G. J. Skoch. An investigation of surge in a high-speed centrifugal compressor using digital PIV. ASME Journal of Turbomachinery, 123 :418, 2001.
- [18] Mémoire de fin d'études Présenté en vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en Electronique Etude et régulation du phénomène de pompage dans le compresseur centrifuge BCL405/C avec implémentation de l'algorithme anti-pompage sur automate S7/300
- [19] Bernard Besson : Suralimentation par compresseur volumétrique. Traité génie mécanique, Techniques de l'Ingénieur, may 1992. (Cité pages 16, 17 et 18.)
- [20] Jean-Marie M érigoux : Ventilateurs, compresseurs. notions fondamentales, dimensionnement. Traité génie mécanique, Techniques de l'Ingénieur, sep 1999. (Cité pages xiv, 15, 16 et 106.)
- [21] Photo compresseur à vis, . www.edmond.peulot.pagesperso-orange.fr/vis_compresseur_BOGE.jpg. (Cité page 19.)