

République algérienne démocratique et populaire  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche  
scientifique  
المركز الجامعي لعين تموشنت  
Centre Universitaire d'Ain T'émouchent  
Institut des Sciences et de la Technologie  
Département de Génie Mécanique



PROJET DE FIN D'ETUDES  
Pour l'obtention du diplôme de Master en :  
Domaine : SCIENCE ET TECHNOLOGIE  
Filière : GENIE MECANIQUE  
Spécialité : ENERGETIQUE

### *Thème*

*Etude numérique des concentrations de contraintes dues au frettage  
d'une roue de compresseur centrifuge haute vitesse*

Présenté Par :

✚ Benmedjahed Hichem  
✚ Benmimoune Yassin

Encadré par : Dr Bouafia farida

Devant le jury composé de :

Président : Dr Ouedad Wahid  
Examineur : Dr Belhnini Sofiane

Année universitaire 2017/2018



# Remerciement

*En préambule à ce mémoire nous remerciant*

*Allah qui nous aide et nous donne la patience et le  
Courage durant ces années d'étude*

*En préambule à ce mémoire, je souhaitais adresser  
mes remerciements de ce mémoire ainsi qu'à la  
réussite de cette formidable année universitaire*

*Je tiens à remercier sincèrement Madame (bouafia -  
farida), qui, en tant que Directeur de mémoire, s'est  
toujours montré à l'écoute et très disponible tout au  
long de la réalisation de ce mémoire, l'aide et le  
temps qu'il a bien voulu me consacrer et sans qui ce  
mémoire n'aurais jamais vu le jour*

*Je tiens à remercier tous ceux qui m'ont soutenue de  
près comme de loin, tout au long de cette année.*

*Enfin, j'adresse mes plus sincères remerciements à  
tous mes proches et amis, qui m'ont toujours soutenue  
et encouragée au cours de la réalisation de ce  
mémoire.*

*Merci à tous et toutes*



# Dédicace

*J'ai toujours pensé faire où offrir quelque chose à mes  
parents en*

*Signe de reconnaissance pour tout ce que ils ont  
consenti des efforts rien*

*Que pour me voir réussir, Et voilà, l'occasion est  
venue.*

*A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de  
fierté, de Sagesse et de patience.*

*A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon  
courage, à qui je dois de l'amour et la reconnaissance.*

*A mes parents.*

*A Mon frère Djamel, je vous réserve toujours une place  
dans mon cœur et mes pensées.*

*A toute ma famille.*

*A tous mes Amis.*

*A tout le groupe St " M 2 énergétique "*



A decorative border with intricate floral and scrollwork patterns, framing the text. The border is composed of four corner pieces and two horizontal pieces, all rendered in a light gray line-art style.

# *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Mes chers parents pour leur soutien et leur encouragement  
durant toute ma carrière d'étude*

*Mes frères et sœurs,*

*Ma femme,*

*Toute ma grande famille,*

*A tous les étudiants de Génie Mécanique, Ainsi qu'à*

*Tous mes amis et tous qui me connaissent.*

*BENMEDJAHED HICHEM*

## **Résumé**

Le frettage est un procédé d'assemblage largement utilisé pour produire des assemblages entre deux pièces cylindriques où d'autres procédés ne sont ni pratiques ni nécessaires à utiliser.

L'objectif de cette étude est d'analyser numériquement par la méthode des éléments finis la répartition et le niveau des contraintes radiales, circonférentielles, longitudinales et tangentielles dues au frettage.

Résultat de l'analyse par le code d'élément finis Abaqus permet de déterminer la distribution et la répartition de la pression de contact, à l'interface des deux pièces. La pression de contact est définie en fonction de la position axiale.

Le champ de contrainte se divise en 3 composantes principales, et 3 composantes tangentielles. Toutefois il est à noter que les contraintes tangentielles n'ont pas été représentées car leurs valeurs sont faibles en comparaison avec celles enregistrées dans les directions principales. Ainsi dans cette étude seules les contraintes principales ont fait l'objet d'étude à savoir radiales, circonférentielles et longitudinales.

# sommaire

Remerciements .....	I
Dédicaces .....	II
Résumé.....	III
Listes des figures et des tableaux .....	IV
reference chapitre I.....	V
reference chapitre II.....	VI
reference chapitre III.....	VII
Introduction générale.....	1
<b>Chapitre I :Généralités sur les compresseurs</b>	
I.1 Introduction.....	3
I.2.Définition.....	4
I.3 But de la compression.....	4
I.4 Type de compresseur et classification.....	5
I.5 les compresseurs volumétrique.....	6
I.5.1 Compresseurs alternatifs.....	7
I.5.2 Compresseurs rotatifs.....	10
I.6 Les compresseurs dynamiques.....	11
I.6.1 Compresseurs axiaux.....	12
I.6.2 Compresseurs centrifuges.....	13
I.7 Les différents domaines d'application.....	14
I.8 Etude du compresseur centrifuge.....	15
I.6.1 Généralité.....	15
I.6.2 Principe de fonctionnement.....	15
I.6.3 Les types des compresseurs centrifuges.....	17
I.6.3.1 Compresseurs avec corps ouverts horizontalement (Split).....	17
I.6.3.2 Compresseurs avec corps ouverts verticalement (barrel).....	17
I.6.4 Caractéristiques de construction des compresseurs centrifuges.....	17
I.9 Conclusion.....	22

## Chapitre II :Concentration de contraintes

II.1 Introduction.....	23
II .2. Définition.....	24
II.3.Facteurs de concentration de contraintes dans le domaine élasto-plastique.....	27
II.3.1.Méthode de Neuber.....	27
II.3.2.Méthode de Stowell-Hardrath-Ohman.....	28
II.3.3 Méthode de Molski-Glinka.....	30
II.4 Coefficient théorique de concentration de contraintes $K_t$ .....	30
II.5 facteur de concentration de contrainte.....	31
II.6 Pression de contact.....	32

## Chapitre III :Simulation et méthode numérique

III.1.	
Introduction.....	35
III.2 Présentation de logiciel.....	35
III.3. Hypothèses.....	36
III.3.1. Propriétés mécaniques du matériau.....	37
III.3.2 Description du modèle.....	37
III.4 Résultat de simulation.....	39
III.4 .1 État statique.....	39
III.4 .2 État dynamique.....	45
III.4. 3 Transmission à l'arbre d'un effort axial.....	48
Conclusion générale.....	52

# Listes des figures

Figure I.1	Classification des compresseurs [4].....	5
Figure I.2	Les différents types des compresseurs volumétriques [5].....	7
Figure I.3	Exemple d'une pompe à vélo [4].....	8
Figure I.4	principe de fonctionnement d'un compresseur à piston [8].....	9
Figure I.5	principe de fonctionnement d'un compresseur membrane [8].....	10
Figure I.6	les compresseurs rotatifs [8].....	11
Figure I.7	les compresseurs dynamiques [6].....	11
Figure I.8	Compresseur axial [7].....	12
Figure I.9	Compresseur centrifuge [4].....	13
Figure I.10	Type de compresseur en fonction du Débit de la pression [6].....	14
Figure I.11	parcours du gaz à l'entrée du compresseur brides d'aspiration [7].....	15
Figure I.12	parcours du gaz au niveau de l'impulser [7].....	16
Figure I.13	volute de refoulement [10].....	16
Figure I.14	les diaphragmes [2].....	18
Figure I.15	rotor de compresseur multi étagés [2].....	19
Figure I.16	roue d'un compresseur centrifuge [8].....	20
Figure I.17	piston d'équilibrage [8].....	21
Figure. II.1	Illustration schématique qualitative montrant l'origine de la concentration de contraintes.....	24
Figure. II.2	Champ de contraintes dans différents cas de pièces lisses ou entaillées.....	25
Figure. II.3	Plaque percée en flexion : influence de la morphologie sur la localisation de $\sigma_{\max}$ ..	26
Figure. II.4	Définition du module sécant en traction.....	29
Figure. II.5	Abaque de Spott pour les assemblages par frettage soumis à un effort de flexion...	32
Figure. III.1	Organigramme : ABAQUS CAE.....	36
Tableau III.1	Propriétés de l'acier.....	37
Figure. III.2	Paramètres géométriques pour la modélisation.....	38
Figure. III.3	Géométrie du modèle.....	38



Figure. III.4	Maillage du modèle.....	38
Figure. III.5	Distribution des contraintes mécaniques. (a) : contrainte de Von Mises, (b) contrainte radiale, (c) contrainte circonférentielle (d) contrainte longitudinale...	41
Figure. III.6	Variation de la contrainte équivalente de Von Mises $\sigma_{VM}$ en fonction de la position Axiale.....	42
Figure. III.7	Variation de la contrainte radiale en fonction de la position axiale.....	42
Figure. III.8	Variation de la contrainte circonférentielle en fonction de la position axiale.....	43
Figure. III.9	Variation de la contrainte longitudinale en fonction de la position axial.....	44
Figure. III.10	Variation de la contrainte tangentielle en fonction de la position axiale.....	44
Figure. III.11	Variation de la contrainte équivalente de Von Mises $\sigma_{VM}$ en fonction de la position axiale et la vitesse de rotation.....	45
Figure. III.12	Variation de la contrainte radiale en fonction de la position axiale et la vitesse de rotation.....	46
Figure. III.13	Variation de la contrainte circonférentielle, en fonction de la position axiale et la vitesse de rotation.....	46
Figure. III.14	Variation de la contrainte longitudinale en fonction de la position axiale et la vitesse de rotation.....	47
Figure. III.15	Variation de la contrainte tangentielle en fonction de la position axiale et la vitesse de rotation.....	47
Figure. III.16	Distribution des contraintes mécaniques. (a) : contrainte radiale, (b) contrainte circonférentielle (c) contrainte longitudinale.....	49
Figure. III.17	Variation de la contrainte radiale en fonction de la position axiale et l'effort axial	50
Figure. III.18	Variation de la contrainte circonférentielle en fonction de la position axiale et l'effort axial.....	51
Figure. III.19	Variation de la contrainte longitudinale en fonction de la position axiale et l'effort axial	51



## Introduction générale

L'énergie occupe une place prépondérante dans la vie des êtres humains, les sciences et les progrès techniques ont permis à l'homme de découvrir de nouvelles ressources énergétiques à savoir tous les produits à vocation énergétique dont nous citons ; le pétrole et le gaz naturel ; seuls capables de répondre à l'accroissement des besoins en énergie.

Face au pétrole ; le gaz, son concurrent sur les marchés des combustibles est apparu comme une forme d'énergie difficile à mettre en œuvre ; tout particulièrement en raison du poids des investissements et des coûts de transport jusqu'au consommateur.

La section de compression est d'une importance capitale dans l'industrie pétrolière. L'emploi d'un turbocompresseur est nécessaire dans ces types d'installations, ce dernier assure une fonction préliminaire dans la section puisqu'il sert à comprimer l'air à une pression de travail demandée, avec la quelle on assure les autres fonctions ultérieures qui sont nécessaires pour la production.

Les compresseurs sont des appareils qui fournissent de l'énergie aux gaz. Cette énergie permet au fluide de couler dans une conduite, de monter au niveau le plus élevé. Les compresseurs augmentent les énergies des gaz.

L'assemblage par frettage est utilisé dans l'industrie pour assembler deux pièces cylindriques l'une dans l'autre dans le but de transmettre une rotation. L'arbre intérieur ayant un diamètre plus grand que le cylindre extérieur crée une interférence géométrique entre les deux pièces qui permet d'avoir une pression de contact pour les maintenir ensemble. Il suffit de chauffer la pièce extérieure et/ou de refroidir la pièce intérieure pour réaliser l'assemblage. La facilité d'assemblage et le fait qu'il n'y a pas d'autres composantes qui interviennent sont deux avantages de cette technique.

Lors de la conception d'assemblage par frettage, il est difficile d'évaluer la concentration de contrainte. La modélisation par éléments finis est une bonne technique pour évaluer les concentrations de contraintes, par contre, l'utilisation d'un banc d'essai est nécessaire dans le but de valider les résultats obtenus numériquement.

L'objectif de cette étude est d'analyser numériquement par la méthode des éléments finis la répartition et le niveau des contraintes d'origine Mécanique dues au frettage.

Ce travail est structuré en trois chapitres:

Le premier chapitre est consacré à une étude bibliographique concernant les compresseurs centrifuges.

Le deuxième chapitre traite le problème de la concentration de contraintes sous un aspect purement théorique.

Le troisième chapitre concerne l'analyse par modèle axisymétrique, l'analyse statique et dynamique de l'assemblage par frettage.

Enfin, nous terminons par une conclusion générale.

***CHAPITRE I :***  
***GENERALITE SUR***  
***LES***  
***COMPRESSEURS***

## I.1.Introduction :

Un compresseur est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide compressible qui le traverse son nom traduit le fait que le fluide comprime (son volume diminue) au fur et à mesure de l'augmentation de pression.

Les gaz étant des fluides compressibles nécessitent des compresseurs, alors que les liquides incompressibles nécessitent des pompes pour des taux de compression très faibles, les gaz peuvent être considérés comme incompressibles on utilise alors ce qu'on appelle des soufflantes ou des ventilateurs.

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

- Atteindre un niveau de pression déterminé par des processus tel que :
  - Les réactions chimiques nécessitant pression, la température du catalyseur (fonction appoint) ;
  - Le stockage dans des cavités ;
  - La liquéfaction ou la séparation ;
  - Les cycles de réfrigération ;
  - L'alimentation d'un réseau d'air comprimé (transmission d'énergie) ;
- Compenser les pertes de charges liées à la circulation d'un débit gazeux dans un réseau comme par exemple pour :
  - Des réactions chimiques incomplètes nécessitant le recyclage des gaz non transformés (fonction recycle) ;
  - Le transport de gaz dans une canalisation.

L'équation fondamentale

$$PV = nRT.....(1)$$

**R**: la grandeur qui conserve une valeur fixe pour un gaz parfait donné (constante spécifique du gaz) tandis que pour un fluide gazeux non assimilable à un gaz parfait elle varie avec les grandeurs P et T [2] .



**P** : la pression absolue [ $\text{N/m}^2$ ].

**V** : le volume spécifique [ $\text{m}^3 / \text{Kg}$ ].

**T** : la température absolue [K]

**n** : nombre de mole [mole]

La relation (1) montre immédiatement que pour augmenter la pression d'un gaz ; on peut agir soit sur sa température, soit sur son volume spécifique, soit encore sur les deux grandeurs à la fois.

### **I.2.Définition [3] :**

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).

### **I. 3.But de la compression [3] :**

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.

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 G.N.L ou autres).

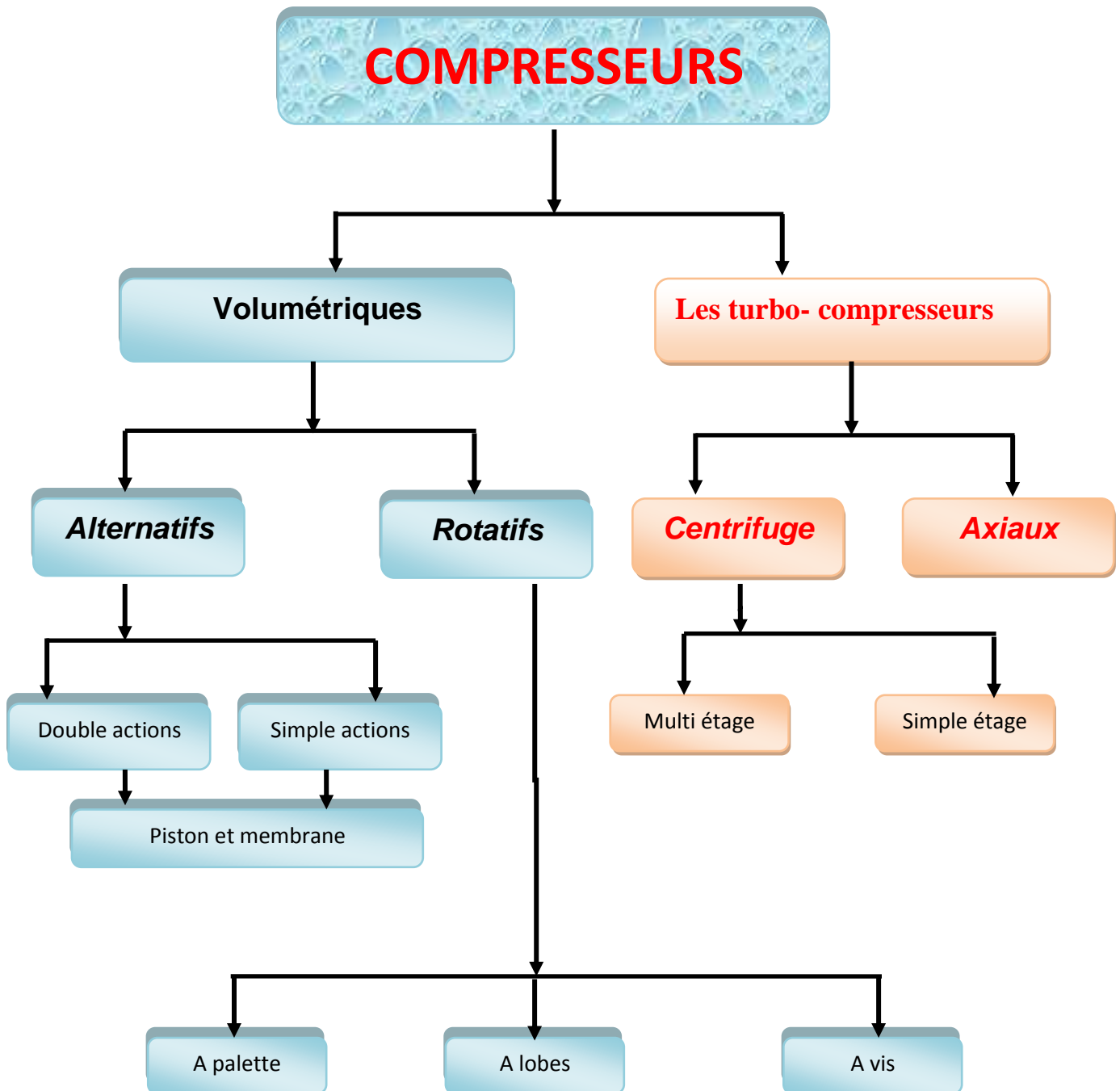
**I.4. Type des compresseurs et classification :**

Figure I.1 : Classification des compresseurs [2].

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques **Selon** :

- ✓ le principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique).
- ✓ mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif).
- ✓ les compresseurs d'air.
- ✓ les compresseurs des gaz.

On général il existe deux grandes familles de compresseur, les compresseurs volumétriques et les compresseurs dynamiques, Dans les premiers, l'élévation de 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].

### **I.5 Les compresseurs volumétriques :**

Les compresseurs volumétriques sont l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique [2].

On divise cette famille on deux catégories (figureI.2) :

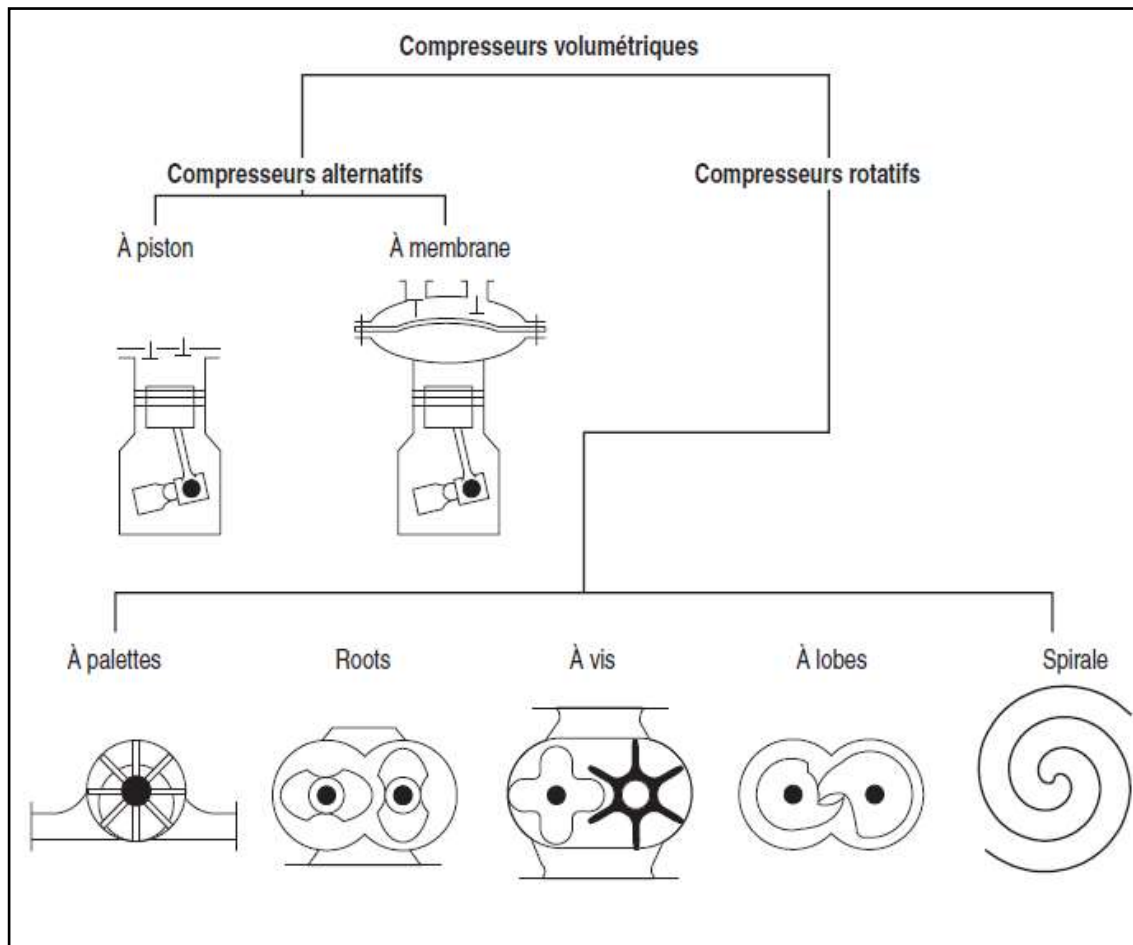


Figure I.2 : Les différents types des compresseurs volumétriques [4].

### I.5 .1. Compresseurs alternatifs :

Le gaz est introduit dans espace limité par des parois métallique (cylindre et piston). L'espace à disposition du gaz est réduit (le piston avance) et par conséquent la pression augmente, quand la pression est parallèle à celle du circuit de haute pression le gaz est refoulé.

On distingue deux types :

1. Compresseur à piston : (Système bielle manivelle ; Système à barillet)
2. Compresseur à membrane

**a) Compresseur à piston :**

Les compresseurs à mouvement alternatif sont constitués de 1 ou plusieurs pistons qui se déplacent dans un cylindre.

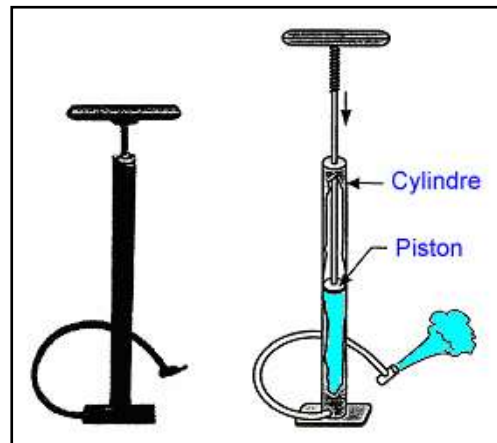
En déplaçant le piston, un volume de gaz est aspiré, côté opposé au déplacement du piston.

Les compresseurs à mouvement alternatif sont largement utilisés dans la pétrochimie où les débits de gaz sont faibles à moyens et les taux de compression élevés.

Un exemple typique du principe alternatif est la pompe à vélo.

Le corps de la pompe est appelé **CYLINDRE**.

La partie en mouvement à l'intérieure du cylindre est appelée **PISTON**.



*Figure I. 3 : Exemple d'une pompe à vélo [2].*

Lorsque le mouvement du piston est initié vers le bas, l'air contenu dans le cylindre est expulsé du cylindre, par le flexible reliant la pompe au vélo. La pression de l'air dans le pneu augmente tant que l'opération est répétée.

Lorsque le piston se déplace vers le haut un nouveau volume d'air est entraîné dans le cylindre.

Si le piston comprime le gaz seulement sur une course (mouvement aller) alors on dit que le compresseur est à simple effet.

Si le piston comprime le gaz sur les deux courses (aller et retour) on dit que le compresseur est à double effet.

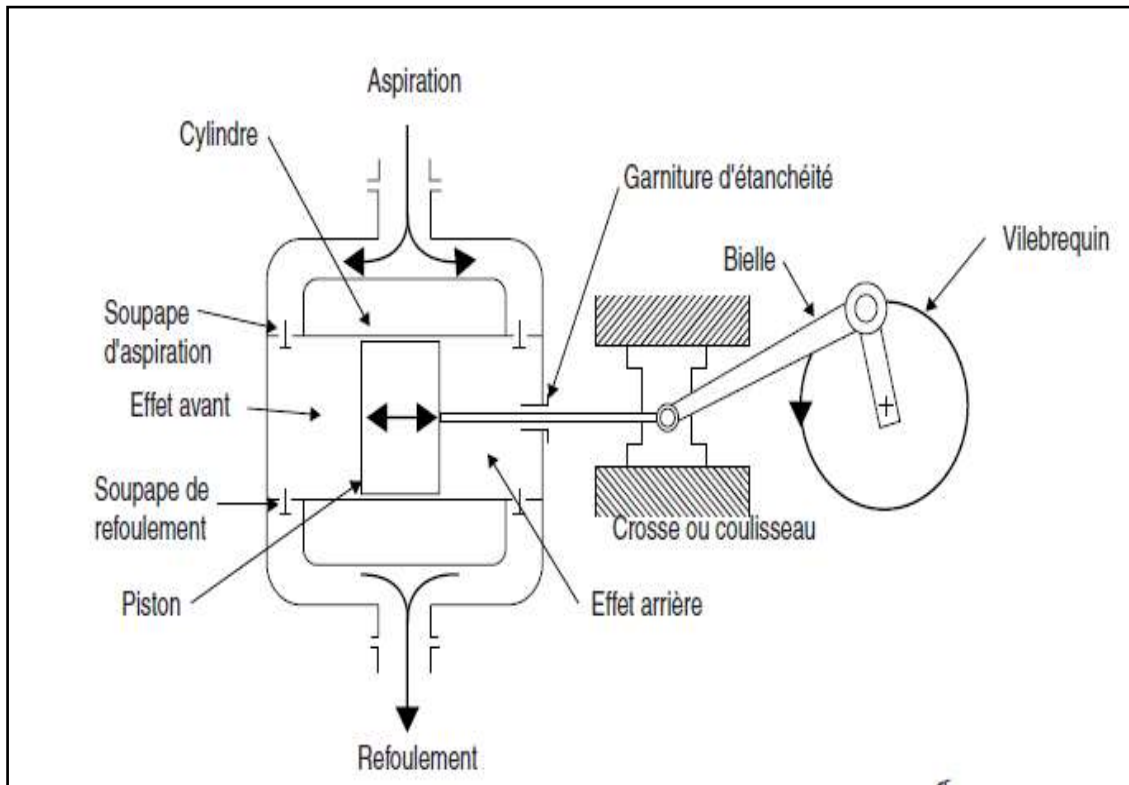


Figure I. 4 : principe de fonctionnement d'un compresseur à piston [5].

#### b) Compresseur membrane :

C'est la déformation élastique d'une membrane qui assure l'aspiration et la compression du gaz. Un système hydraulique permet d'assurer la flexion de la membrane : un piston se déplace dans le cylindre et agit sur le fluide hydraulique qui transmettra son mouvement oscillatoire à la membrane.

Le rôle du plateau à trous est d'assurer une bonne répartition du fluide sous la membrane.

Celle-ci est souvent constituée de trois disques métalliques : ce système a l'avantage de permettre la détection de la rupture de la membrane par une mesure de pression.



La membrane assure une étanchéité statique côté gaz procédé. De ce fait, les compresseurs à membrane sont utilisés pour des gaz dangereux, nocifs et corrosifs.

La membrane permet également de réaliser l'étanchéité vis à vis de la partie mécanique.

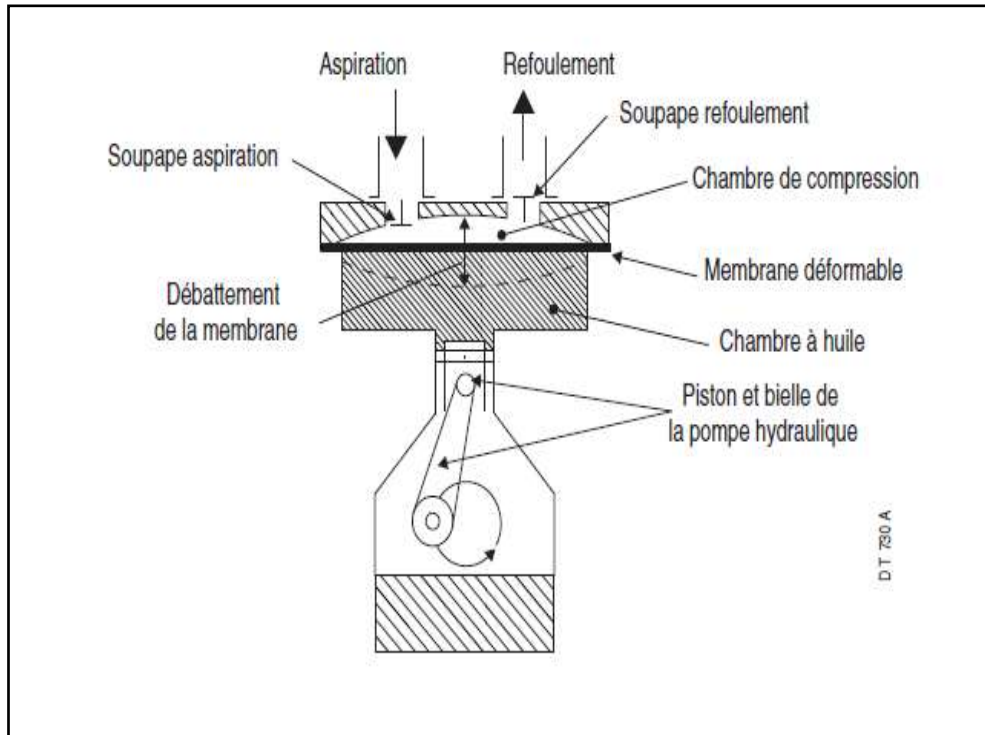


Figure I. 5 : principe de fonctionnement d'un compresseur membrane [5].

### I.5 .2..Compresseurs rotatifs :

Ils sont de plusieurs types, dont le principe de fonctionnement fondamental est le suivant : Le gaz est introduit dans un espace limité par le corps du compresseur et une partie de l'élément qui tourne (palettes, lobes, vis) voir figure I.6.

- Le gaz est transporté de l'aspiration au refoulement.
- Mise en contact avec le circuit à haute pression, on distingue les types suivants :
  1. Compresseur à palettes.
  2. Compresseur à vis.
  3. Compresseur à lobe.

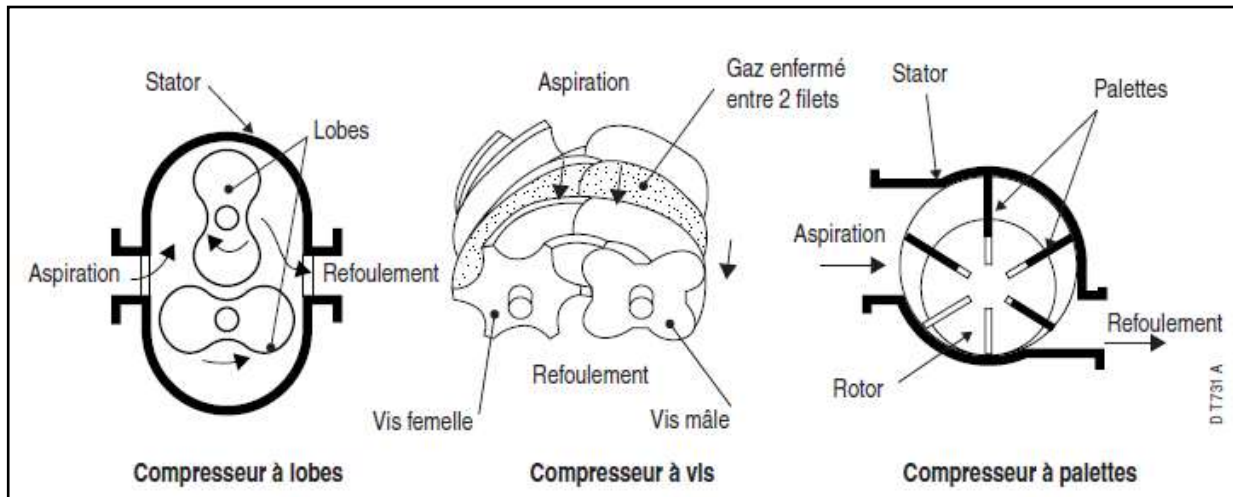


Figure I.6 : les compresseurs rotatifs [6]

### I.6. Les compresseurs dynamiques

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiaux et centrifuges (figure I.7).

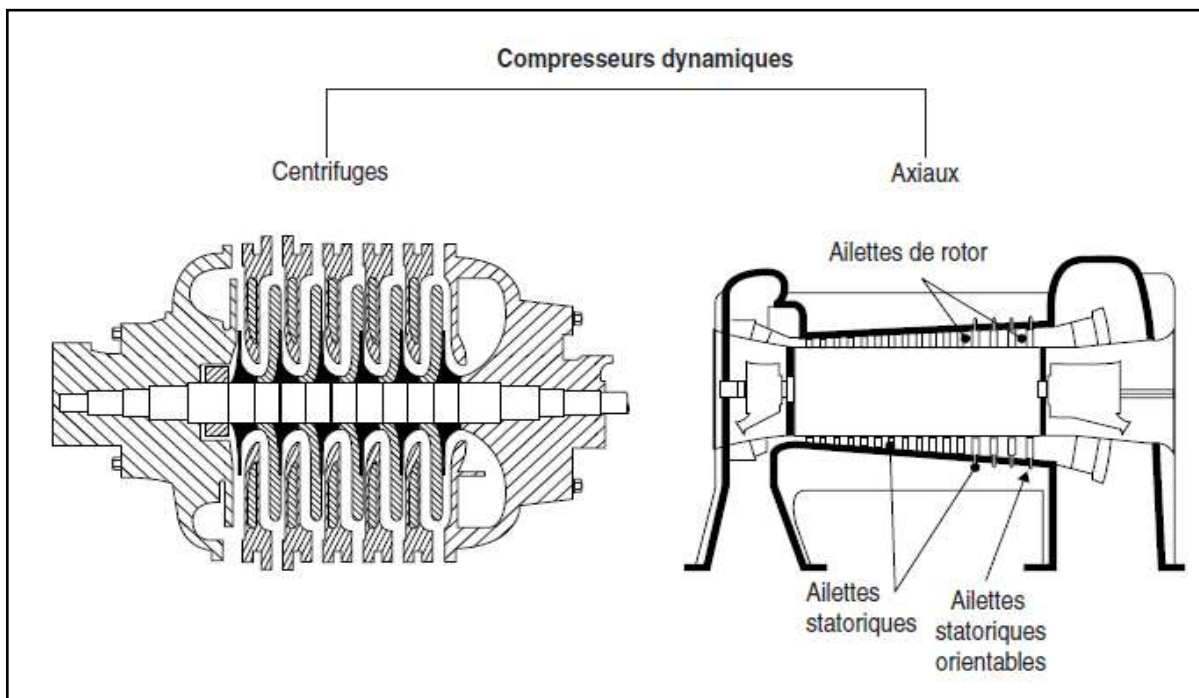


Figure I.7 : les compresseurs dynamiques [6]

Les compresseurs centrifuges augmentent l'énergie du gaz comprimé grâce à la force centrifuge qui est provoquée par le mouvement de rotation des roues à aube.

L'indice principal de ces compresseurs est la continuité de l'écoulement de l'entrée à la sortie, A l'entrée de la roue se passe la compression du gaz et l'augmentation de l'énergie cinétique.

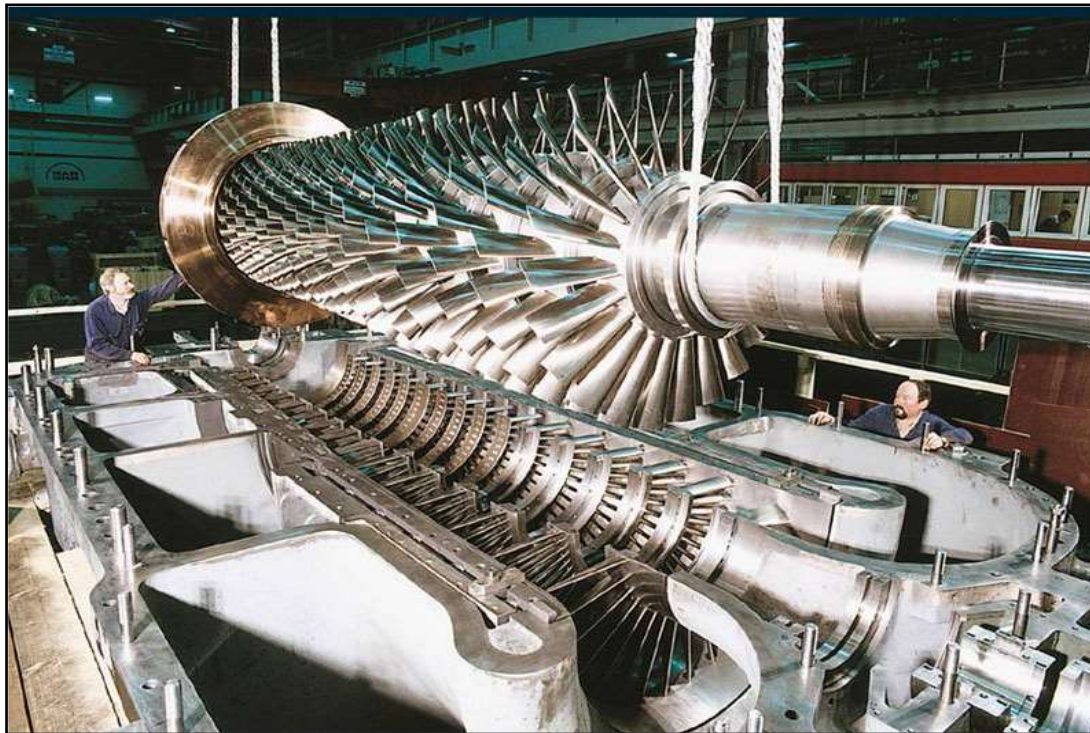
L'énergie cinétique obtenue par le gaz est transformée en énergie potentielle dans les éléments immobiles.

### **I.6. 1. Compresseurs axiaux :**

Les compresseurs axiaux comme les compresseurs centrifuges , sont des turbocompresseurs , L'accroissement de pression résulte d'une action sur la vitesse de fluide .

Le travail fourni par la turbine sous forme d'énergie mécanique transmise à l'aube du compresseur est transformé en énergie cinétique du gaz à compresser grâce à la rotation des aubes ; celle-ci est à son tour transformée en énergie de pression dans le diffuseur.

Chaque étage est constitué par une rangée d'aubes fixes, et une rangée d'aubes mobiles, disposées en un même cylindre. Les compresseurs axiaux sont utilisés pour le grand.



*Figure I.8 : Compresseur axial [3]*

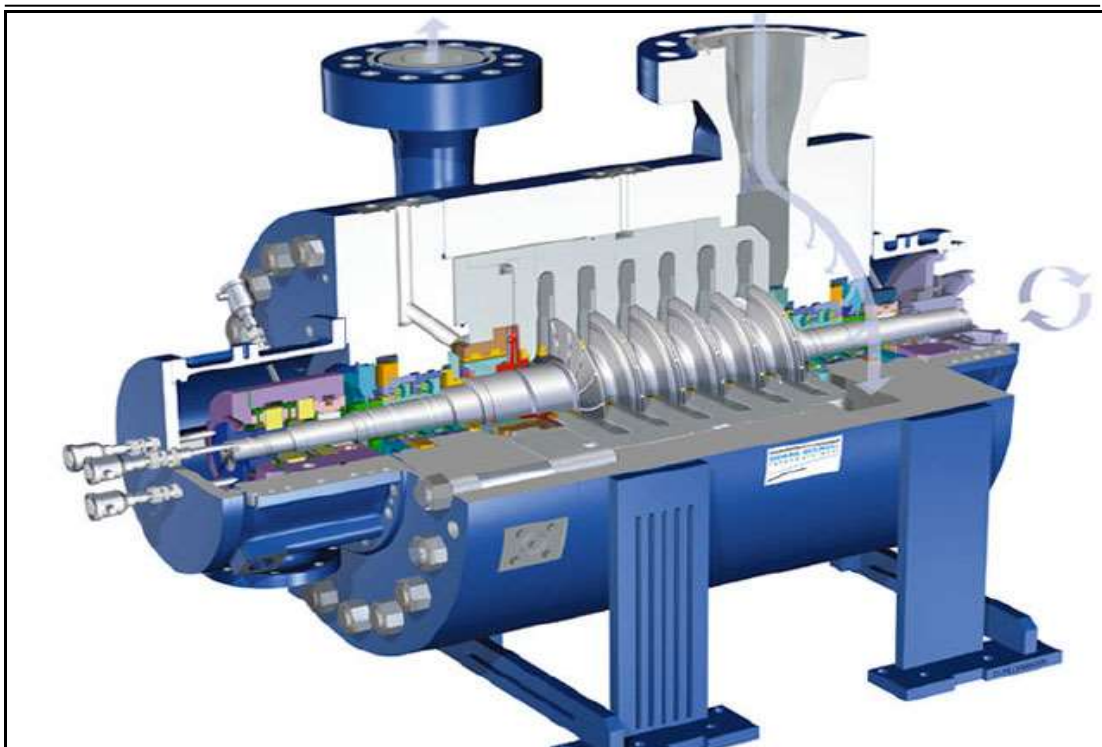
### **I.6. 2 .Compresseurs centrifuges :**

Le compresseur centrifuge est une turbomachine dans laquelle le gaz s'écoule principalement dans le sens radial. L'énergie nécessaire pour augmenter la pression de gaz est fournie en fluide par les aubes d'une roue centrifuge.

Ces aubes divisent la surface latérale de la roue en secteurs servant de canaux d'écoulement, et forment un aubage.

Ces compresseurs sont très utilisés en raffinage et dans l'industrie chimiques et pétrochimiques ; ils sont très compact et peuvent développer des puissances importantes comparées à leur taille, Dans leur plage de fonctionnement, ils n'engendrent pas de pulsation de pression au niveau des tuyauteries, ces qualités permettent des installations légères, pour l'environnement de ces compresseurs.

Ils sont particulièrement appréciés pour leurs fiabilités, car de part de leur conception, ces machines ne génèrent aucun frottement métal sur métal, la périodicité des entretiens atteint généralement de trois à cinq ans.



*Figure I.9 : Compresseur centrifuge [2]*



## I.7. Les différents domaines d'application :

Le choix d'un compresseur alternatif ou centrifuge sera tributaire des débits et pressions que l'on souhaite obtenir. D'autres paramètres seront à prendre en compte pour le choix final (taille, poids, prix, ... etc.).

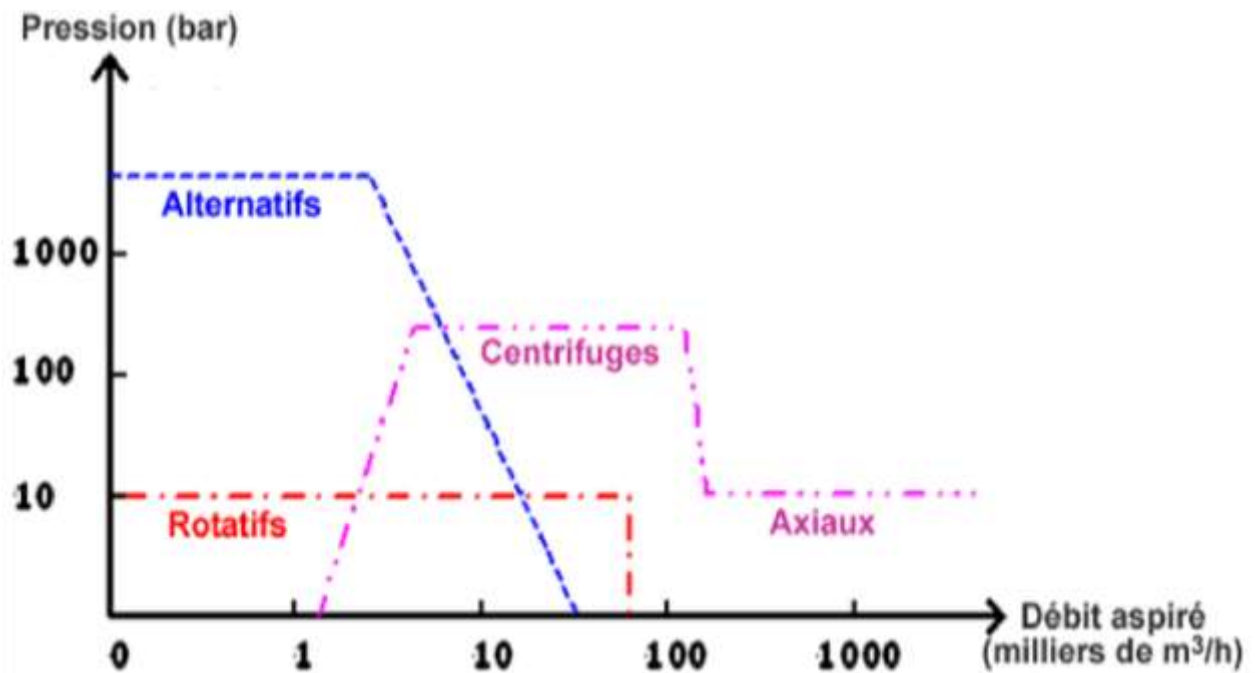


Figure I.10 : Type de compresseur en fonction du Débit de la pression [5].

### I.7.1. Comparaison entre les différents types des compresseurs

Le tableau ci-dessous nous donne une comparaison entre les différents types de compresseurs suivant leur débit, pression, rendement et leur mouvement [6]:

TYPES		$M^{VT}$ Linéaire	$M^{vt}$ Rotatif	Débit	Pression	Rendement
Volumétrique	à pistons	+		Faible à moyen	Elevée	Très bon
	Rotatif		+	Faible	Basse	Faible
turbocompresseur	Centrifuge		+	Important	Elevée	Très bon
	Axial		+	Très important	Basse	Très bon

## I.8. Etude du compresseur centrifuge :

### I.8. 1. Généralité :

Le corps d'un compresseur doit remplir un certain nombre de fonctions :

- ❖ **Il reçoit toutes les pièces internes du compresseur** : rotor avec ses paliers, sa butée, ses dispositifs d'étanchéité, stator avec les pièces constituant le diffuseur et le canal de retour, capteur de vibration ou de déplacement axial.
- ❖ **Il assure la liaison** avec le procédé par l'intermédiaire des brides d'aspiration et de refoulement
- ❖ **Il réalise la résistance mécanique** de l'ensemble de la machine à la pression interne ainsi que l'étanchéité de l'enceinte intérieure vis à vis de l'atmosphère.
- ❖ **Il assure le supportage** et le positionnement du compresseur.

### I.8. 2. Principe de fonctionnement :

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelé **volute d'aspiration** et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales (voir la Figure I.11)

Dans la chambre annulaire du côté opposée par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons du gaz [7].

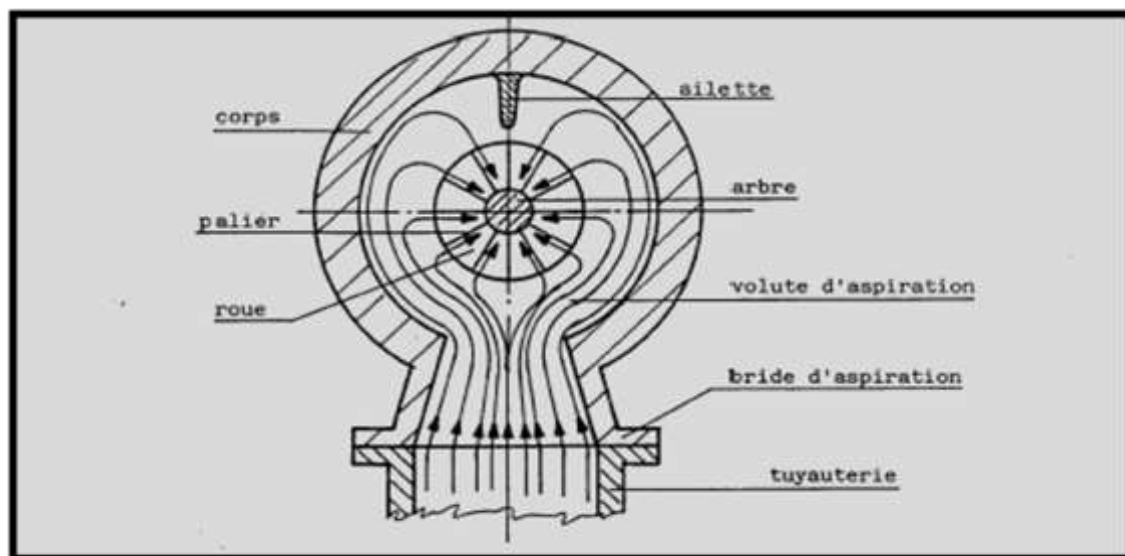


Figure I.11 : parcours du gaz à l'entrée du compresseur brides d'aspiration [6].



Le gaz entre dans le **diaphragme** d'aspiration et donc aspiré par la première roue. La **roue** pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle.

Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue avec une augmentation de la pression [8].

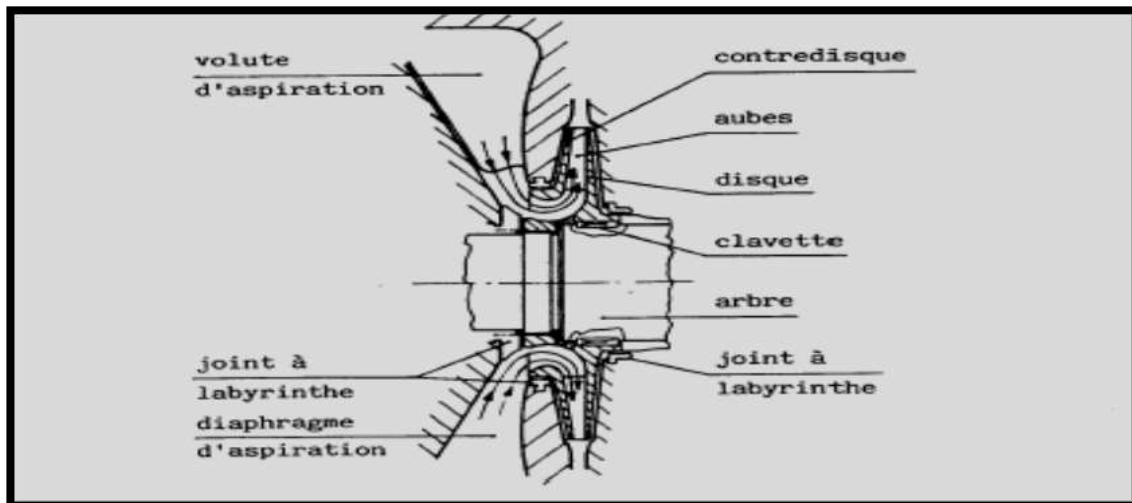


Figure I.12 : parcours du gaz au niveau de l'impulser [3].

La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée **volute de refoulement** (Figure I.13) qui collecte le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement, près de cette dernière il y a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à retourner dans la volute et qu'il envoie à la bride de refoulement [7.8].

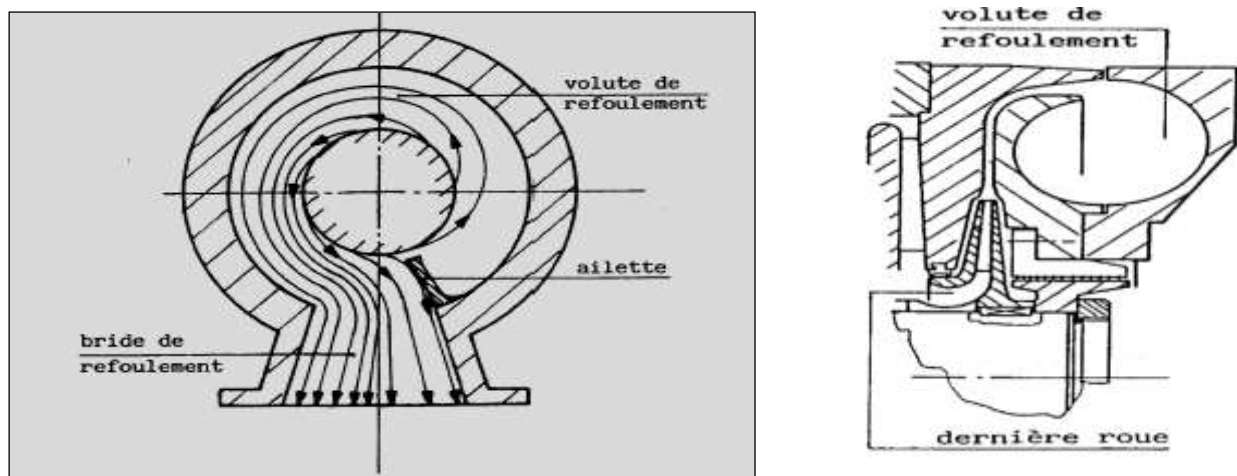


Figure I.13 : volute de refoulement [7].

### **I.8. 3. Les types des compresseurs centrifuges :**

Les compresseurs centrifuges ont des formes différentes en fonction du service pour lequel ils doivent être utilisés et de la pression, selon les classifications, on peut adopter les subdivisions suivantes :

#### **I.8. 3.1. Compresseurs avec corps ouverts horizontalement (Split) :**

L'enveloppe du compresseur se divise le long du plan horizontal en deux parties, supérieure et inférieure (assemblées par boulonnages au niveau du plan de joint horizontal) l'étanchéité du joint est de type métal ces enveloppes sont souvent moules.

La construction de la machine est conçue pour permettre un démontage facile. Il n'est pas cependant adéquat en vue de l'opération à l'haute pression ou celle utilisant le gaz contenant une quantité importante d'hydrogène ; ce qui rend la masse moléculaire réduite .Dans l'ordre général, la limite maximale de pression devait être de 50 à 60 bars pour ce compresseur .Les diagrammes, la paroi d'aspiration et la volute de refoulement se montent Par demi- partie directement dans chaque demi-enveloppe. Ce type d'assemblage permet une maintenance aisée par accès direct aux organes internes du compresseur [3].

#### **I.8. 3.2. Compresseurs avec corps ouverts verticalement (barrel) :**

Les corps ouverts verticalement sont constitués d'un cylindre ferme aux extrémités par deux flasques .C'est pour cette raison que ce type de compresseurs est dénommé "barrel" .Ces compresseurs, généralement multi-étages, peuvent fonctionner à des pressions élevées (jusqu'à 700 kgf /cm<sup>2</sup>) [3].

### **I.8. 4 Caractéristiques de construction des compresseurs centrifuges**

On peut citer les caractéristiques de construction des compresseurs centrifuges suivantes :

#### **a) Corps :**

C'est l'enveloppe externe du compresseur ; et comme on l'a déjà cité, il y a des corps ouverts horizontalement et des corps ouverts verticalement.

#### **b) Diaphragmes :**

Les diaphragmes constituent le profilage dynamique de la partie fixe du compresseur. Ils sont divisées en quatre types ; d'aspiration, intermédiaires, entre étage ; et de refoulement.



Figure I.14 : les diaphragmes [9].

\* **Le diaphragme d'aspiration** : a la tâche d'acheminer le gaz à l'entrée de la première roue , en cas où le réglage du débit du compresseur serait effectué moyennant des aubes variables , qui sont commandées de l'extérieur .Ce réglage est obtenu en modifiant l'angle d'arrivée du gaz à la roue .

\* **Les diaphragmes intermédiaire** : ont la double tâche de former le diffuseur où a lieu la transformation de l'énergie de pression et le canal de retour .Pour diriger le gaz à l'entrée de la roue suivante , les diffuseurs peuvent être de type à vortex libre ou à aubes . Ces derniers, d'une cote améliorent le rendement de la transformation et de l'autre réduit l'élasticité de la machine.

\* **Les diaphragmes de refoulement** : forme le diffuseur de la dernière roue et la volute de refoulement.

\* **Les diaphragmes entre étages** : séparent les refoulements des deux étages dans les compresseurs à roues opposées .Chaque diaphragme contient des anneaux en labyrinthe qui servent d'étanchéité sur le contre-disque de la roue, et sur les douilles intermédiaires pour éviter les fuites d'un étage à l'autre.

c). **Rotor** :

C'est la partie mobile du compresseur qui se trouve dans le stator, c'est un arbre en acier forgé sur lequel sont montes les roues et leurs entretoises, le piston d'équilibrage, le moyen d'accouplement, le collet de butée et éventuellement les parties tournantes d'étanchéité (figure I.15).



Figure I.15 : rotor de compresseur multi étagés [9].

**d). Arbre :**

L'arbre est constitué d'une partie centrale, normalement à diamètre constant, où travaillent les paliers et l'étanchéité d'extrémité.

L'arbre est dimensionné de manière à avoir la plus grande rigidité possible.

**e). La roue :**

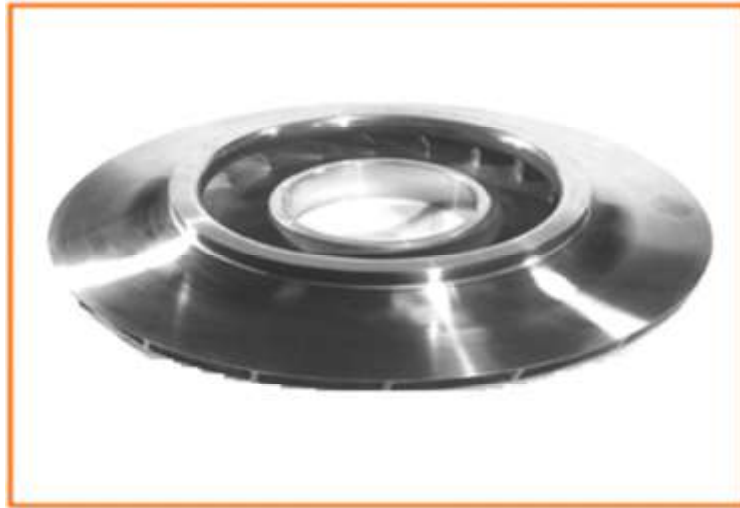
Les roues sont montées frettées sur l'arbre. Le serrage est suffisant pour assurer le contact entre la roue et l'arbre. Lorsque cette roue est soumise aux efforts liés à la rotation, les roues sont clavetées et positionnées axialement par leur entretoise.

Les roues sont constituées généralement d'un moyeu et d'un flasque, les aubes et moyeu assemblés par soudage ou brassage.

La conception et la fabrication des roues sont rigoureusement contrôlées. La résistance mécanique des roues constitue une des limitations à la vitesse de rotation.

La limite pour la vitesse périphérique des roues est de 300 à 350 m/s, et peut être nettement plus basse quand le gaz est acide.

Le matériau et son traitement thermique, pour les roues et tous les éléments en contact avec le gaz, sont choisis en fonction du gaz véhiculé (acide ou non); Pour leur construction, il faut un acier ayant des propriétés mécaniques élevées mais à faible pourcentage de carbone, pour obtenir une soudure de bonne qualité des aubes.



*Figure I.16 : roue d'un compresseur centrifuge [5].*

**f). Le piston d'équilibrage :**

Chaque roue a sur une partie de surface, d'un cote sa pression d'entrée et de l'autre sa pression de sortie. L'étanchéité entre ces deux pressions est réalisée en général par labyrinthe. Ceci crée une force axiale. La somme des forces axiales des roues donne une force non compatible avec les capacités de charge d'une butée hydraulique. Pour compenser les forces axiales des roues, un piston d'équilibrage est ajouté sur l'arbre (figure I.17).

Le diamètre extérieur de ce piston est calculé pour équilibrer les forces axiales du rotor. Ce piston d'équilibrage a généralement d'un cote la pression de la dernière roue et de l'autre la pression d'aspiration. Cette dernière est ramenée dans la chambre voisinant du piston par une tuyauterie externe au compresseur reliant cette chambre à l'aspiration du compresseur.

Ce dispositif a l'avantage de limiter les poussées axiales de roues, de permettre le fonctionnement des étanchéités de bout d'arbre à la pression d'aspiration, mais génère des recirculations internes diminuant le rendement poly tropique du compresseur.



Figure I.17 : piston d'équilibrage [5].

**g). Accouplement d'entraînement :**

L'accouplement sert à transmettre la puissance de la machine motrice au compresseur. Il peut être direct au moyen d'un multiplicateur de vitesse, suivant le type d'entraînement.

Les accouplements flexibles sont les plus utilisées .ils découplent correctement les comportements des vibrations de chacun des rotors.

Les accouplements à denture nécessitent une lubrification et introduisent des forces axiales importantes .les accouplements à diaphragmes ou à membranes sont préférés car ils évitent ces deux inconvénients [2].

**h). Collet du palier de butée :**

Le collet est construit en acier au carbone type C40, normalement il est monte hydrauliquement par ajustement force.

**i). Douilles intermédiaires :**

Elles sont des manchons positionnes enter les roues .Elles ont un double but ,le premier est celui de protéger l'arbre contre les fluides corrosifs , l'autre est celui de fixer la position relative d'une roue par apport à l'autre .

Les douilles intermédiaires sont montées en force sur l'arbre avec une tolérance négative de  $0,5 \div 1\%$  .

**j). Douilles sous les garnitures d'étanchéité à huile :**

Elles sont un acier au carbone revêtu de matériau de dureté élevée. Les douilles sont employées pour protéger l'arbre contre la corrosion et les rayures éventuelles et en outre , elles peuvent être remplacées facilement .



Les étanchéités situées aux deux extrémités de l'arbre, à la sortie de ce dernier du corps, ont le but d'éviter ou de réduire au minimum la sortie du gaz comprimé ou l'entrée de l'air dans le corps de compresseur.

**k). Paliers :**

Les paliers porteurs et butés sont du type à fort graissage ; forcé .Ils sont logés à l'extérieur du corps du compresseur et peuvent être inspectés sans éliminer la pression à l'intérieur de corps . Normalement le palier de butée est situé à l'extérieur par rapport au palier porteurs et du côté opposé à celui où est monté l'accouplement [5].

### **I.9.conclusion**

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.

---

## *Références Bibliographiques*

- [1] BOUTOUTAOU Hamid « Etude d'un emmanchement frette compte tenu de l'effet combiné des défaut de forme et l'état de surface » Magister en construction mécanique université de boumerdes .
  
- [2] Cour de formation sur le compresseur, centrifuge, nuovo pugnone, SONATRACH.
  
- [3] BENREZZAK Samir «Etude de la performance d'un compresseur centrifuge multi-étage k101"2012 université Abou bekr belkaid.
  
- [4] Situation et organisation du champ d'Oued Noumer SONATRACH.
  
- [5] ENSPM formation industrie IFP-Training 2005.
  
- [6] Total, manuel de formation, cour Exp-pr-eq130 exploitation et production.
  
- [7] H. Mzad, "Etude théorique et pratique de phénomène de pompage dans les compresseurs industrielles ", czasopismotechniczne, 2007 ISSN 0011-4561.
  
- [8] B. Bradley, "Petroleum engineering handbook ", Society of Petroleum Engineering Richardson,Tx,USA 1992 .
  
- [9] Chabbi Abdeljalil "conception d'un controleur flou anti-pompage d'un système de compression de gaz " ingénieur d'état 2015/2016 Batna.

***CHAPITRE II :***  
***CONCENTRATION***  
***DE CONTRAINTES***

## II.1.Introduction :

L'assemblage par frettage est utilisé dans l'industrie pour assembler deux pièces cylindriques l'une dans l'autre dans le but de transmettre une rotation. L'arbre intérieur ayant un diamètre plus grand que le cylindre extérieur crée une interférence géométrique entre les deux pièces qui permet d'avoir une pression de contact pour les maintenir ensemble. Il suffit de chauffer la pièce extérieure ou de refroidir la pièce intérieure pour réaliser l'assemblage. La facilité d'assemblage et le fait qu'il n'y a pas d'autres composantes qui interviennent sont deux avantages de cette technique.

Une structure est conçue dans le but d'accomplir une ou plusieurs fonctions, on distingue deux types : les unes qui sont soumises à des chargements mécaniques statiques et les autres qui sont soumises à des chargements dynamiques. Pratiquement les structures de la première catégorie durent plus longtemps ce qui justifie le dimensionnement en fonction de la résistance ou la rigidité lors la phase de conception.

La variation brutale de la géométrie d'une structure soumise à un chargement entraîne généralement une perturbation du champ de contraintes qui conduit à une amplification locale de contraintes. Ce phénomène local est lié au phénomène de concentration de contraintes entraînant un affaiblissement de la résistance de la structure.

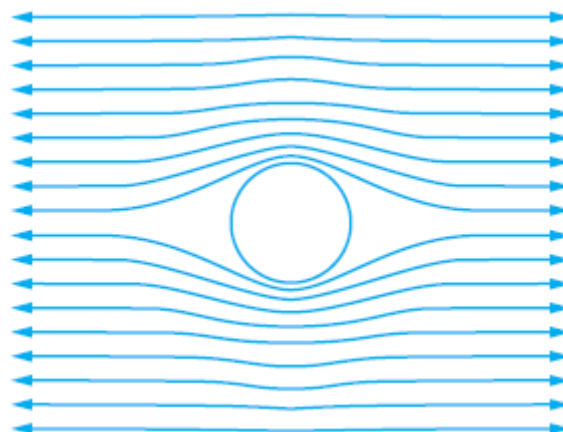
La concentration de contraintes est un problème souvent rencontré dans la conception mécanique d'un composant ou organe mécanique. C'est un phénomène d'augmentation locale des contraintes dans une zone comportant une modification géométrique de la pièce. Il apparaît dans une discontinuité de la pièce ou d'une structure avec la présence d'une entaille après l'usinage par exemple. La zone de concentration de contraintes est souvent le site d'amorçage des fissures de fatigue mais peut être aussi l'origine d'une rupture brutale dans le cas d'un matériau fragile.

Le phénomène de concentration de contraintes a été d'abord traité par G. Kirsh, en 1898, pour un problème de concentration de contraintes autour d'un trou. Ensuite, des solutions analytiques ont été progressivement trouvées par différents chercheurs pour des géométries de pièces de plus en plus complexes. H. Neuber [1] et R.E. Peterson [2] ont beaucoup contribué à la connaissance dans ce domaine en faisant une analyse systématique pour les principales géométries et sollicitations mécaniques rencontrées dans la conception. Il y a plus de 20 ans,

grâce aux moyens informatiques de l'époque, le CETIM [3] a tracé des abaques pour simplifier les calculs des dessinateurs. Aujourd'hui, les calculs analytiques se font directement par un logiciel sur PC [4]. En même temps que le développement des méthodes analytiques, les techniques expérimentales comme l'extensométrie [5] et la photoélasticimétrie [6] ont beaucoup progressé.

## II.2. Définition :

L'entaille, au sens strict du terme, n'est pas la seule particularité morphologique susceptible de créer une concentration de contraintes. Les épaulements, les trous et, en règle générale, toutes les discontinuités de forme provoquent le même phénomène. Afin de bien illustrer ce problème, nous commençons par une plaque en présence d'un trou sous traction. En effet, sans la présence d'un trou, les lignes de contraintes sont homogènes, si on utilise la densité des lignes comme la valeur des contraintes en traction. Après la réalisation d'un trou, ces lignes sont représentées figure II.1. On constate que ces lignes sont perturbées autour du trou et la densité augmente. C'est juste une illustration schématique qualitative pour bien montrer que l'origine de la concentration de contraintes est une perturbation de forme d'une pièce mécanique. Chaque modification de discontinuité entraîne un nouveau type de distribution de contraintes. On peut donc modifier la concentration de contraintes en générant un grand nombre de combinaisons de géométries de pièces possibles. Par exemple, si on introduit deux trous dans la plaque, la distance entre les deux trous permet de faire varier sensiblement l'importance de cette concentration de contraintes.



*Figure. II.1. Illustration schématique qualitative montrant l'origine de la concentration de contraintes*

Cependant, on utilise souvent le terme d'entaille pour schématiser les différents cas possibles. Il faut toutefois être conscient que ce phénomène existe, non seulement dans des pièces ou composants mécaniques, mais également dans une structure. Le cas de structures soudées est un bon exemple. En effet, la forme du cordon de soudage peut modifier considérablement la concentration de contraintes. On peut également avoir des phénomènes de concentration de contraintes microscopiques, au niveau des stries d'usinage par exemple. L'effet d'une entaille sur une pièce est la création de concentration de **contraintes locales** (Fig II.2).

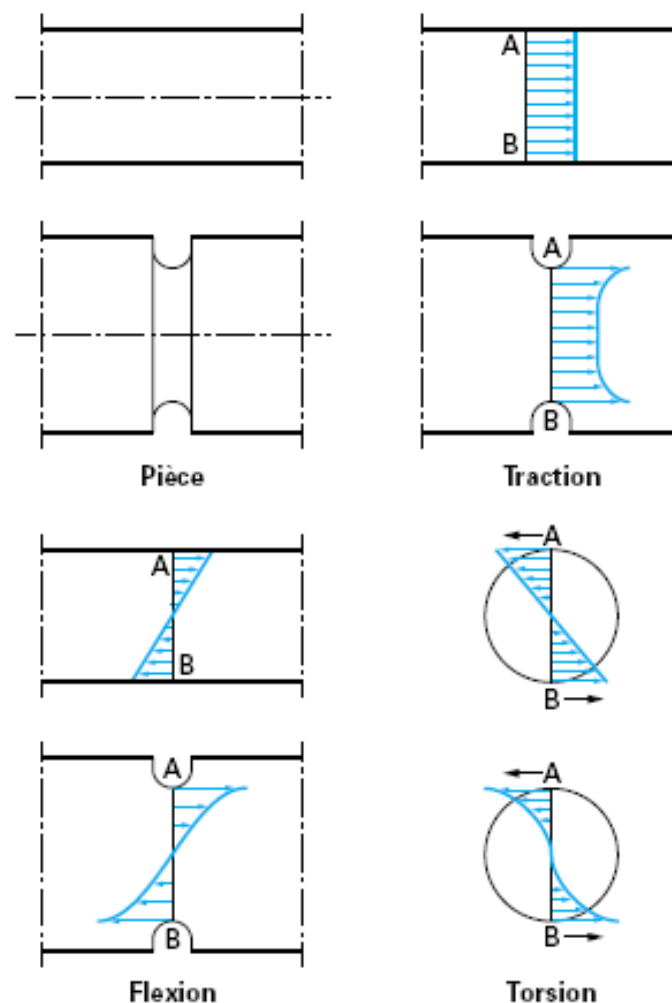


Fig.II.2. Champ de contraintes dans différents cas de pièces lisses ou entaillées

Dans une pièce non entaillée, la répartition des contraintes se représente par des droites et résulte de l'application des formules classiques de résistance de matériaux ; on a affaire dans ce cas à des contraintes nominales. Dans le cas de la flexion et de la torsion, la contrainte nominale est maximale en A et en B.

Dans une pièce entaillée **avec la même section nominale**, cette répartition est modifiée par le phénomène de concentration de contraintes. On parle alors de **contraintes réelles**. Dans le cas de la figure II.2, les contraintes réelles sont également maximales en A et en B.

Dans certains cas, la morphologie de la pièce combinée, avec une sollicitation, fait que les contraintes nominales maximales et les contraintes réelles maximales ne se trouvent pas au même point (Fig. II.3). Il faut signaler que ce type de configuration est relativement fréquent dans un composant ou une structure mécanique.

Pour ne pas alourdir la terminologie, on désignera les contraintes obtenues à l'aide des calculs analytiques par :

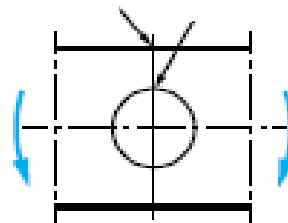
$\sigma_{nom}$  pour la contrainte nominale maximale ;

$\sigma_{réelle}$  pour la contrainte réelle maximale.

On constate que la section de la pièce n'est donc pas le seul paramètre de calcul ; il faut aussi tenir compte d'autres paramètres, comme la géométrie de la pièce et surtout la nature de la sollicitation.

**Contrainte nominale maximale**

**Contrainte réelle maximale**



*Fig. II.3. Plaque percée en flexion : influence de la morphologie sur la localisation de  $\sigma_{max}$*

### II.3.Facteurs de concentration de contraintes dans le domaine élasto-plastique :

Quand la concentration de contrainte est élevée, la contrainte maximale est généralement plastique. Une relaxation de contrainte se produit en fond d'entaille et on définit dans ce cas le facteur de concentration de contrainte élasto-plastique  $k_\sigma$  et le facteur de concentration de déformation élasto-plastique  $k_\varepsilon$ . En élasto-plasticité ou en plasticité généralisée, on ne peut plus connaître l'allure et les valeurs des contraintes  $\sigma_{yy}$  en fond d'entaille à partir du facteur de concentration de contrainte théorique  $k_t$  et des paramètres géométriques qui définissent l'entaille.

Le facteur de concentration de contrainte élasto-plastique  $k_\sigma$  et le facteur de concentration de déformation élasto-plastique  $k_\varepsilon$  permettent de connaître les valeurs maximales de la contrainte et de la déformation élasto-plastique en fond d'entaille.

Dans la littérature, plusieurs travaux ont été publiés et ils expriment le facteur de concentration des contraintes dans le domaine élasto-plastique [7, 8, 9]. Ces travaux relient le facteur de concentration de contraintes aux grandeurs locales (contrainte et déformation). Les méthodes les plus couramment utilisées sont :

#### II.3.1.Méthode de Neuber :

Pour tenir compte de la plasticité à fond d'entaille, une approche simplifiée, introduite par Neuber en 1961 [7] qui consiste à considérer séparément le facteur de concentration de contrainte  $k_\sigma$  et le facteur de concentration des déformations  $k_\varepsilon$ . Contrairement au cas purement élastique où  $k_t = k_\sigma = k_\varepsilon$ , lorsqu'un état de plasticité localisée est atteint. Neuber propose [7] alors de prendre le facteur de concentration de contrainte «théorique»  $k_t$  égal à la moyenne géométrique de  $k_\sigma$  et  $k_\varepsilon$ ,

$$k_t^2 = k_\sigma \cdot k_\varepsilon \quad (\text{II.1})$$

Où :  $k_\sigma$  : est le facteur de concentration de contraintes dans le domaine élasto-plastique donné par la relation



$$k_{\sigma} = \sigma_{\max} / \sigma_N \quad (\text{II.2})$$

Avec :

$k_{\varepsilon}$  : est le facteur de concentration de déformation dans le domaine élasto-plastique et il est donné par la relation :

$$k_{\varepsilon} = \varepsilon_{\max} / \varepsilon_N \quad (\text{II.3})$$

Où : -  $\sigma_{\max}$  et  $\varepsilon_{\max}$  sont respectivement la contrainte et la déformation maximale.

-  $\sigma_N$  et  $\varepsilon_N$  sont respectivement la contrainte et la déformation nominale.

Si  $\sigma_{\max} \leq R_e$  (limite élastique), alors on peut écrire :

$$(k_t \cdot \sigma_N)^2 = E \cdot \sigma_{\max} \cdot \varepsilon_{\max}$$

(E : module de Young)

Cette relation, définie pour le domaine élasto-plastique n'est en fait valable qu'en élasticité.

Nous retrouvons bien le fait qu'en élasticité nous avons la relation suivante :

$$K_t^2 = k_{\sigma}^2 = k_{\varepsilon}^2 = k_{\sigma} \cdot k_{\varepsilon}$$

Dès que  $\sigma_{\max} > R_e$ , la plastification locale apparaît en fond d'entaille. On a donc :

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{\max} \text{ (contrainte plastique)}}{\sigma_N \text{ (contrainte élastique)}} \quad \text{et} \quad k_{\varepsilon} = \frac{\varepsilon_{\max} \text{ (déformation plastique)}}{\varepsilon_N \text{ (déformation élastique)}}$$

### II.3.2.Méthode de Stowell-Hardrath-Ohman :

Une méthode est proposée par Stowell [10] et adoptée par Hardath & Ohman [8], permet de calculer le coefficient de concentration de contrainte et le coefficient de déformation en

régime élasto-plastique dans le cas d'un chargement monotone. Les expressions de bases sont les suivantes :

$$k_{\sigma} = 1 + (k_t - 1) \cdot \frac{E_s}{E} \quad (\text{II.4})$$

$$k_{\varepsilon} = k_{\sigma} \cdot \frac{E_s}{E}$$

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma}{\sigma_N}$$

$$k_{\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_N}$$

Où :

- $\sigma$  et  $\varepsilon$  : sont respectivement la contrainte et la déformation locale ;
- $\sigma_N$  et  $\varepsilon_N$  : sont respectivement la contrainte et la déformation nominale ;
- $E$  : est le module de Young ;
- $E_s$  : est le module sécant correspondant aux contraintes et déformations locales (figure II-4).

Ce facteur est exprimé selon [8] par l'équation :

$$E_s = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

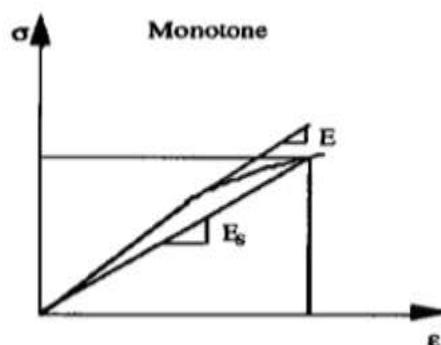


Figure II.4 : définition du module en traction [8].

### II.3.3 Méthode de Molski-Glinka :

Molski-Glinka [9] considèrent l'énergie de déformation absorbée localement. Ils supposent que l'état des contraintes est uni-axial en fond d'entaille. Ils proposent la relation suivante :

$$K_t^2 = \frac{W_\sigma}{W_N} \quad (\text{II.5})$$

Où :

$$W_\sigma = \int_0^\varepsilon \sigma(\varepsilon) d\varepsilon \quad W_N = \int_0^\varepsilon \sigma_N \cdot \varepsilon_N d\varepsilon$$

Avec :

- $W_\sigma$ : L'énergie de déformation par unité de volume au point le plus sollicité en fond d'entaille ;
- $W_N$  : est l'énergie de déformation par unité de volume due à la sollicitation nominale.

### II.4 Coefficient théorique de concentration de contraintes $K_t$

Les définitions qui suivent reposent sur une constatation fondamentale. Pour un type de chargement donné, le rapport entre la contrainte réelle (**dans le cas où elle est inférieure à la limite d'élasticité**) et la contrainte nominale en un point ne dépend pas de la valeur de la charge appliquée. Le choix du coefficient qui représentera les concentrations de contraintes est donc tout naturel.

L'indice « t » est employé pour indiquer que ces coefficients sont théoriques et que leur calcul repose sur les hypothèses de la théorie de l'élasticité.

L'**expression mathématique** a été donnée par Peterson [2] à la suite des travaux de Neuber [1], pour des formes de **pièces simples**, pour les cas en **traction**. Il propose :

$$K_t = 1 + 2 \sqrt{\frac{a}{\rho}} \quad (\text{II.6})$$

A étant la demi-longueur de l'entaille et r le rayon de courbure de l'entaille.

Dans le cas d'un trou, on a :  $a = r$ , d'où  $K_t = 3$ .

$K_t$  est défini comme le rapport de la contrainte maximale réelle dans la zone de discontinuité (entaille, trou, par exemple) à la contrainte dans la section nette :

$$k_t = \sigma_{réelle} / \sigma_{nom} \quad (II.7)$$

$\sigma_{réelle}$  est calculable par les méthodes numériques comme la méthode des éléments finis ou par les méthodes analytiques pour les géométries simples. Elle est également mesurable par les techniques d'analyses de contraintes expérimentales comme la photoélasticimétrie, l'extensométrie ou encore les méthodes thermiques.

$\sigma_{nom}$  est calculable à l'aide des formules de résistance des matériaux, en considérant la pièce comme une barre ou une plaque sans prendre en compte la discontinuité géométrique.

### II.5 facteur de concentration de contrainte élastique :

Les concentrations de contraintes sont des variations locales de contraintes dues à un changement géométrique. Les facteurs de concentration de contrainte pour plusieurs cas courants peuvent être trouvés dans Peterson [11]. En ce qui concerne les assemblages par frettage soumis à un effort de flexion, Spott [12] présente un abaque, voir la Figure II.5, pour déterminer le facteur de concentration de contrainte. À l'aide de ce graphique, on peut extraire le facteur de concentration pour plusieurs configurations géométrique, avec le rapport  $l/d$  (largeur du rouleau / diamètre intérieur) et plusieurs configurations de chargement avec le rapport  $p/\sigma$  (pression de contact / contrainte appliquée). On peut noter que plus le rapport  $p/\sigma$  augmente, plus le rapport  $l/d$  à d'impact sur le facteur de concentration de contrainte.

Peterson [11] présente des résultats obtenus lors d'essai (dont  $\sigma=1,36$  et  $\sigma$  variant entre 0,923 et 1,231) par photoélasticité ( $K_t=1,95$ ) et en essai de fatigue ( $K_t=2,0$ ). En comparant les résultats obtenus avec l'abaque ( $K_t=2,3$ ), on remarque que ce dernier est plus conservateur.

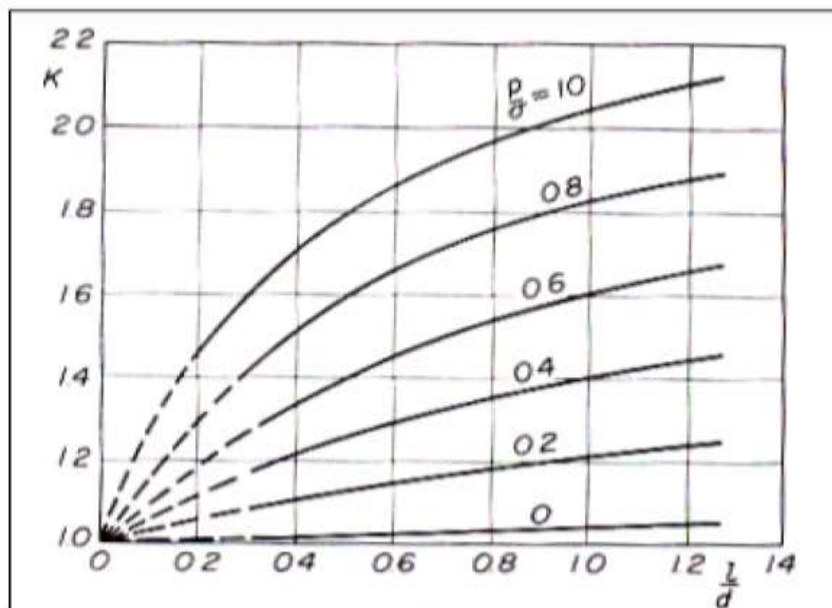


Figure II.5 : Abaque de Spott [12] pour les assemblages par frettage soumis à un effort de flexion

## II.6 Pression de contact :

Le serrage entre le rouleau et l'arbre génère une pression de contact. Cette pression de contact permet de tenir les pièces ensemble en service (transmettre un couple, supporter une charge, etc.). Cette pression est la contrainte radiale à l'interface entre les deux pièces. Il est possible de calculer analytiquement la contrainte radiale à partir de l'équation d'équilibre d'un élément infinitésimal (II.8) et des équations de compatibilité de déformation entre l'arbre et le rouleau (II.9).

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{1}{r} \frac{d\tau_{r\theta}}{d\theta} + \frac{d\tau_{xr}}{dx} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + F_r = 0 \quad (\text{II.8})$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{u}{r} \quad \text{et} \quad \varepsilon_r = \frac{du}{dr} \quad (\text{II.9})$$

Où  $u$  est le déplacement radial à un rayon  $r$  et  $F_r$  est la force volumique radiale.

Avec les hypothèses d'état plan de contrainte sur le plan  $(r, \theta)$ , la contrainte de cisaillement  $\tau_{r\theta}$  et la force volumique  $F_r$  sont négligeables, l'équation d'équilibre devient:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad (\text{II.10})$$

Au domaine élastique, les contraintes radiales et tangentielles sont définies, en fonction des déformations, par les équations suivantes :

$$\sigma_\theta = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_\theta + \nu\varepsilon_r) \quad (\text{II.11})$$

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_r + \nu\varepsilon_\theta) \quad (\text{II.12})$$

Où  $E$  est le module d'élasticité et  $\nu$  le coefficient de poisson.

En appliquant ces équations à un cylindre à paroi épaisse sur lequel sont appliquées une pression interne ( $p_i$ ) et une pression externe ( $p_e$ ), la résolution des équations différentielles (II.9) et (II.10) avec conditions aux limites  $\sigma_r = -p_i$  au rayon intérieur et  $\sigma_r = -p_e$  au rayon extérieur, on obtient les résultats suivants, présentés par Bazergui [13].

$$\sigma_r = \frac{d^2 p_i - D^2 p_e}{D^2 - d^2} - \frac{(p_i - p_e)d^2 D^2}{r(D^2 - d^2)} \quad (\text{II.13})$$

$$\sigma_\theta = \frac{d^2 p_i - D^2 p_e}{D^2 - d^2} + \frac{(p_i - p_e)d^2 D^2}{r(D^2 - d^2)} \quad (\text{II.14})$$

Où  $d$  est le diamètre intérieur,  $D$  le diamètre extérieur.

Pour exprimer la contrainte radiale à la surface intérieure, il suffit de combiner les équations (II.10) à (II.14) pour obtenir la pression lorsque les deux pièces sont du même matériau.

$$p = \frac{E^* u}{(d/2) \left[ 1 + \frac{(D/d)^2 + 1}{(D/d)^2 - 1} \right]} \quad (\text{II.15})$$

Où  $u$  est l'interférence radiale entre les deux pièces.

Le déplacement radial en fonction de la pression de contact et des dimensions s'exprime selon l'équation suivante.

$$u = \frac{p^* d}{2E} \left[ 1 + \frac{(D/d)^2 + 1}{(D/d)^2 - 1} \right] \quad (\text{II.16})$$

## *Références Bibliographiques*

- [1] NEUBER (H.). – Theory of notch stresses. Office of Technical Services, 1961.
- [2] PETERSON (R.E.). – Stress concentration factors. John Wiley, 1974.
- [3] FAURIE (J.P.), MONNIER (P.) et NIKU-LARI (A.). Guide du dessinateur, les concentrations de contraintes. CETIM, 1977.
- [4] CETIM-CASTOR-RdM.
- [5] Handbook of experimental Mechanics. SEM, Ed. by Kobayashi, 1990.
- [6] Encyclopédie d'analyse de contraintes, Vishay
- [7] Irwin, G.R. Plastic zone near a Crack and Fracture Toughness. Sagamore Research, Conference Proceedings, Vol. 4, (1961).
- [8] Vrantica M., Puvinage G., Jodin P., Cvijovic Z., Rakin M., Burzic. Influence of notch radius and microstructure on the fracture behaviour of Al-Zn-Mg-Cu alloys of different purity. Materials and design 31: 1790-1798, (2010).
- [9] Moustabchir H. Etude des défauts présents dans des tuyaux soumis à une pression interne. Thèse de Doctorat, Université de Metz, (2008).
- [10] H. EI Minora, A. Kifanib, M. Louaha, Z. Azaric, G. Pluvinage. Fracture toughness of high strength steel- using the notch stress intensity factor and volumetric approach. Structural Safety 25 35-45, (2003).
- [11] Peterson, R. E. (1953). Stress concentration design factors : charts and relations useful in making strength calculations for machine parts and structural elements. New York, J. Wiley.
- [12] Spotts, M. F., T. E. Shoup, et al. (2004). Design of machine elements. Upper Saddle River, N.J., Pearson Prentice Hall.
- [13] Bazergui, A. (2003). Résistance des matériaux. Montréal, Presses internationales Polytechnique.



***CHAPITRE III :***  
***SIMULATION ET***  
***METHODE***  
***NUMERIQUE***

### **III.1. Introduction :**

Le frettage est un procédé d'assemblage largement utilisé pour produire des assemblages entre deux pièces cylindriques .Ce chapitre traite de l'assemblage par frettage des deux pièces pour vérifier la distribution de La contrainte de contact à l'aide de la méthode des éléments finis.

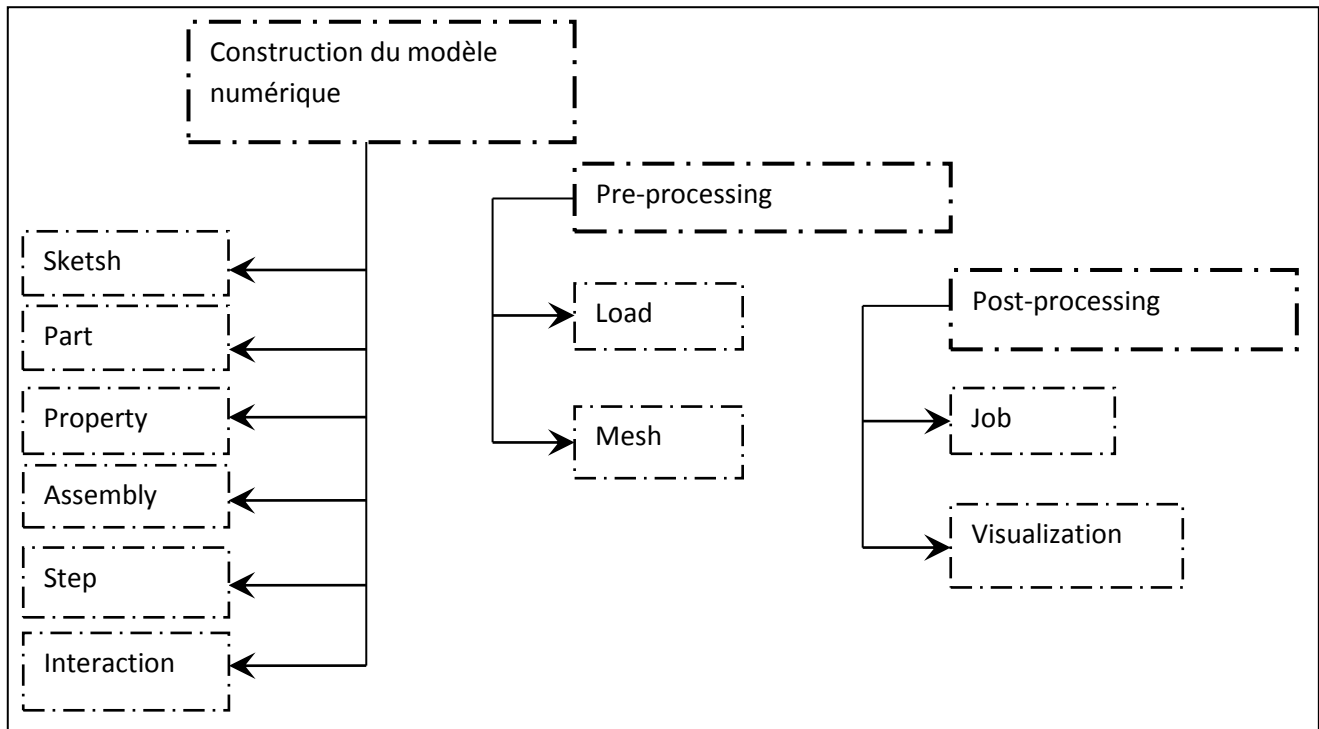
L'avenir est à l'outil numérique et à la réalité virtuelle ; la simulation et l'analyse numérique se sont développées ces dernières années dans la recherche industrielle privée ou publique (constructeurs automobile, aéronautique, spatial...) améliorant ainsi la productivité des industriels et la vie de tous les consommateurs [1].

ABAQUS[2] est un code de calcul par la méthode des éléments finis créé en 1978. Il est avant tout un logiciel de simulation de problèmes très variés en mécanique. Simuler la réponse physique des structures soumises à des chargements, des températures, des impacts ou autres conditions extérieures, Il est connu et répandu, en particulier pour ses traitements performants de problèmes non-linéaires [3].

### **III.2 Présentation de logiciel :**

Le logiciel de calcul ABAQUS version 6.13 [2] offre l'avantage de présenter une très grande capacité de calcul et permet l'analyse de structures assez complexes.

Le logiciel commercial ABAQUS intégré déjà la méthode des éléments finis et un certain nombre de loi physiques. Il rend assez accessible le développement d'un modèle. A partir d'un fichier de données, désigné par suffixe inp, (qui décrit l'ensemble du problème mécanique), le logiciel analyse les données, effectue les simulations demandées et fournit les résultats dans un fichier désigné par le suffixe odb. Il ne restera plus qu'à exploiter les résultats contenus dans le fichier (odb). Ce fichier des données permet le stockage de toutes les caractéristiques, propriétés des matériaux, le type de chargement et la nature du maillage.



**Figure III.1 :** Organigramme : ABAQUS CAE

ABAQUS propose le module Abaqus.cae, permettant de générer l'ensemble des propose les dix sous modules, Figure III.1.

Le post-processeur du logiciel ABAQUS est assez puissant puisqu' il permet de donner plusieurs types de résultats.

### III.3. Hypothèses :

Les modèles numériques comportent certaines hypothèses pour simplifier la modélisation. La symétrie permet de réduire le temps de calcul. Aussi, les matériaux sont considérés comme isotropes et restent dans le domaine élastique-plastique.

Toutefois, en négligeant la friction, le comportement reste linéaire et le déplacement des nœuds entre les deux pièces peut s'écrire à l'aide d'équations qui lient le déplacement radial de la roue à celui de l'arbre.

$$\mathbf{u}_{\text{rouleau}} - \mathbf{u}_{\text{arbre}} = \text{Interférence}$$

### III.3.1. Propriétés mécaniques du matériau :

Les propriétés des matériaux sont considérées constantes, la variation de la température est négligeable. De plus, ils sont considérés isotropes, ce qui signifie que les propriétés sont identiques quelle que soit la direction.

L'acier (Acier inox) a été choisi dans cette étude parce qu'il est plus couramment employé pour ce genre d'application dans l'industrie.

**Tableau III.1** : Propriétés de l'acier

Contrainte ultime ( $R_{p0.2}$ )	450 MPa
Module de Young (E)	220GPa
Coefficient de Poisson ( $\nu$ )	0.3

### III.3.2 Conditions aux limites :

- a) État statique :  
Créer un arrêt en translation selon l'axe y pour chacune des pièces
- b) État dynamique :  
Ajouter un step pour prendre la vitesse de 45000 tr/mn
- c) État dynamique avec un effort axial :  
Ajoutez un step supplémentaire pour l'effort axial qui s'applique sur la roue module : 60000N

### III.3.3. Description du modèle:

Des éléments axisymétriques à 4 noeuds sont utilisés pour modéliser l'assemblage. Les conditions frontières de symétrie permettent de réduire la taille des modèles en terme de nombre de noeuds et d'éléments ce qui est particulièrement appréciable pour les analyses itératives qui demandent des temps de calculs élevés. La Figure III.2 et Figure III.3 représentent le modèle utilisé pour la simulation numérique

Le maillage assure que les éléments soient plus fins près de la discontinuité pour capter la concentration de contrainte. Nous avons illustré sur la Figure III.4, le maillage de modèle

numérique utilisé dans cette étude, on utilise un élément quadratique iso-paramétrique avec un totale de **40514** -nœuds . Toutes les dimensions sont exprimées en millimètre.

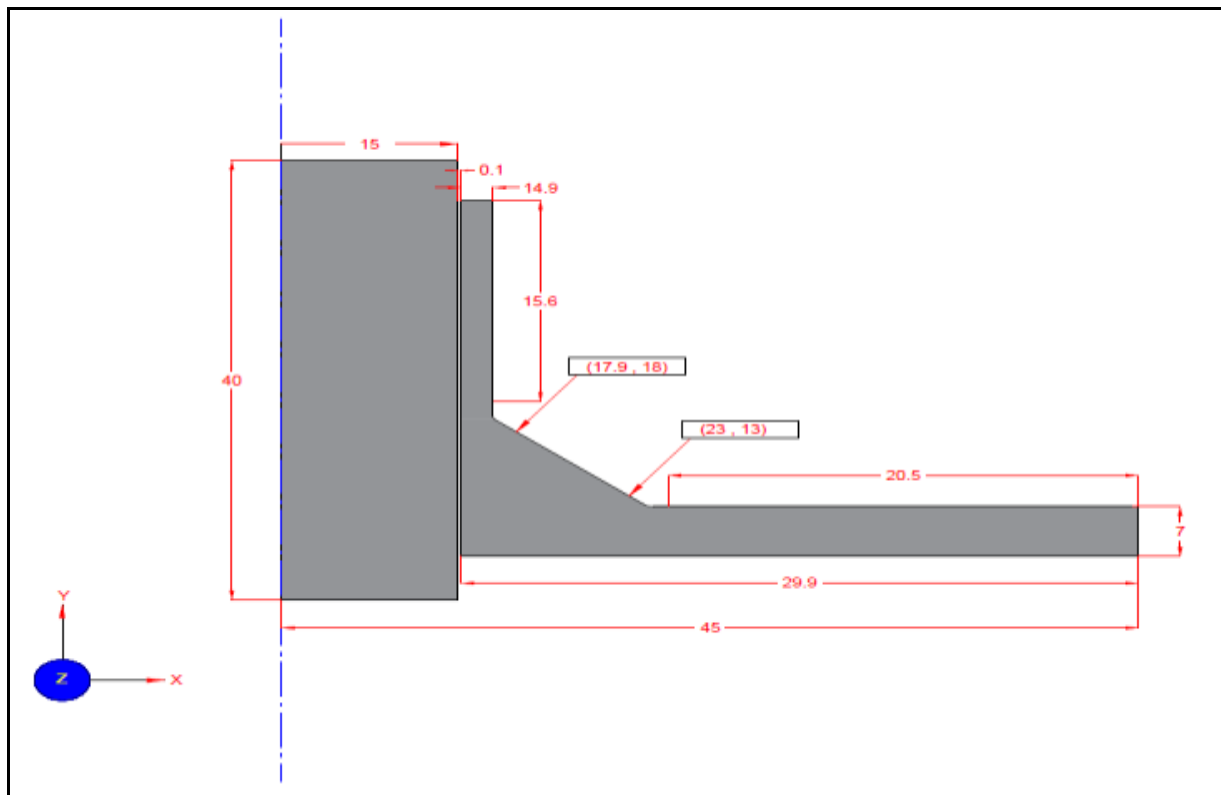


Figure.III.2 : Paramètres géométriques pour la modélisation

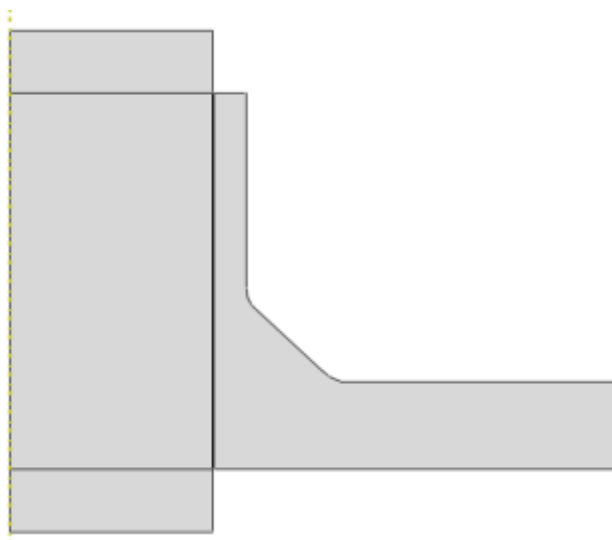


Figure.III.3 : Géométrie du modèle

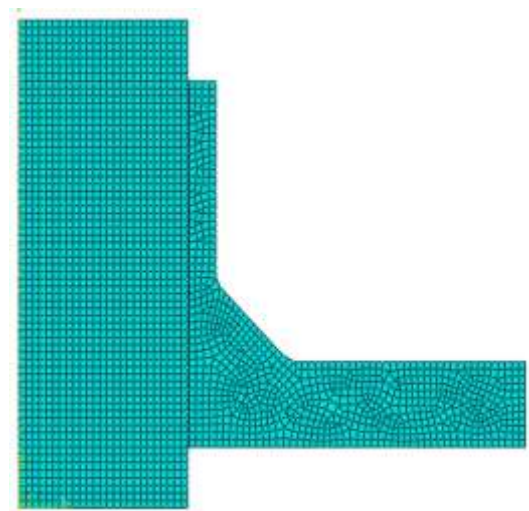


Figure.III.4 : Maillage du modèle.

### **III.4 Résultat de simulation :**

L'analyse par le code d'élément finis Abaqus permet de déterminer la distribution et la répartition de la pression de contact, à l'interface des deux pièces. La pression de contact est définie en fonction de la position axiale.

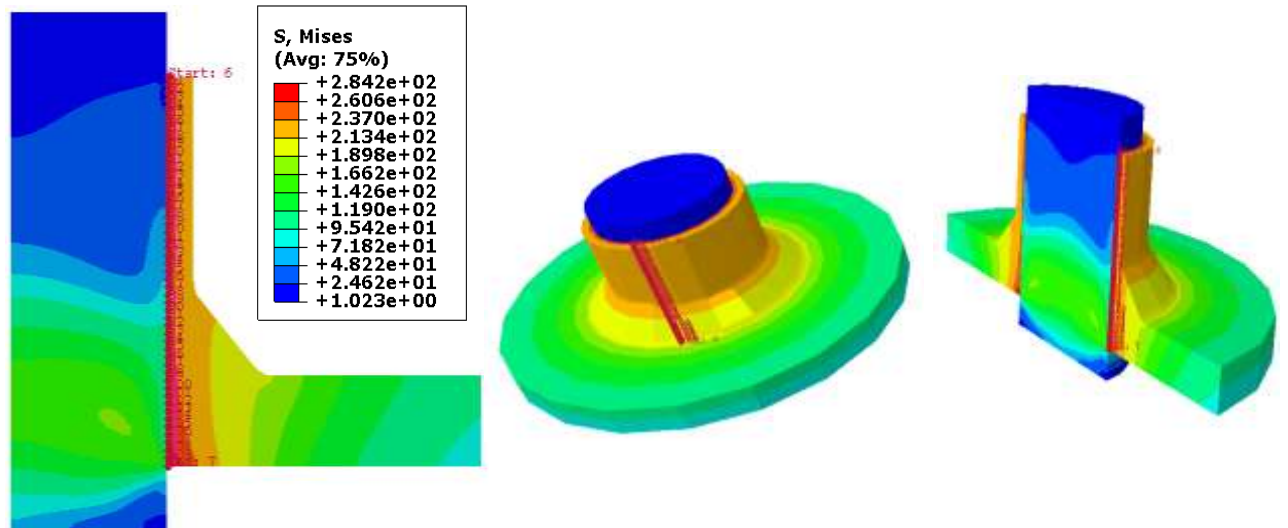
Le champ de contrainte se divise en 3 composantes principales, et 3 composantes tangentielles. Toutefois il est à noter que les contraintes tangentielles n'ont pas été représentées car leurs valeurs sont faibles en comparaison avec celles enregistrées dans les directions principales. Ainsi dans cette étude seules les contraintes principales ont fait l'objet d'étude à savoir radiales, circonférentielles et longitudinales.

#### **III.4.1 État statique :**

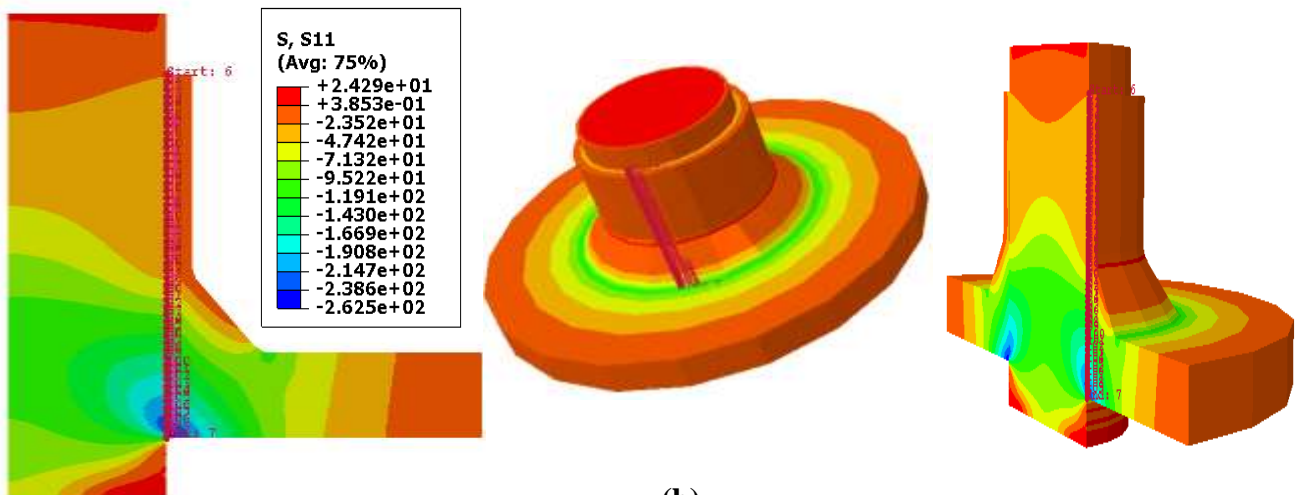
Cette partie de travail concerne l'analyse par modèle axisymétrique et l'analyse statique de l'assemblage par frettage. L'analyse statique sera tout d'abord utilisée pour obtenir les contraintes en tension et en compression.

La distribution des contraintes mécanique (radiale, circonférentielle et longitudinale) relative aux axes principaux d'un repère cylindrique, obtenue par la méthode des éléments finis est illustrée dans la **figure III.5**.

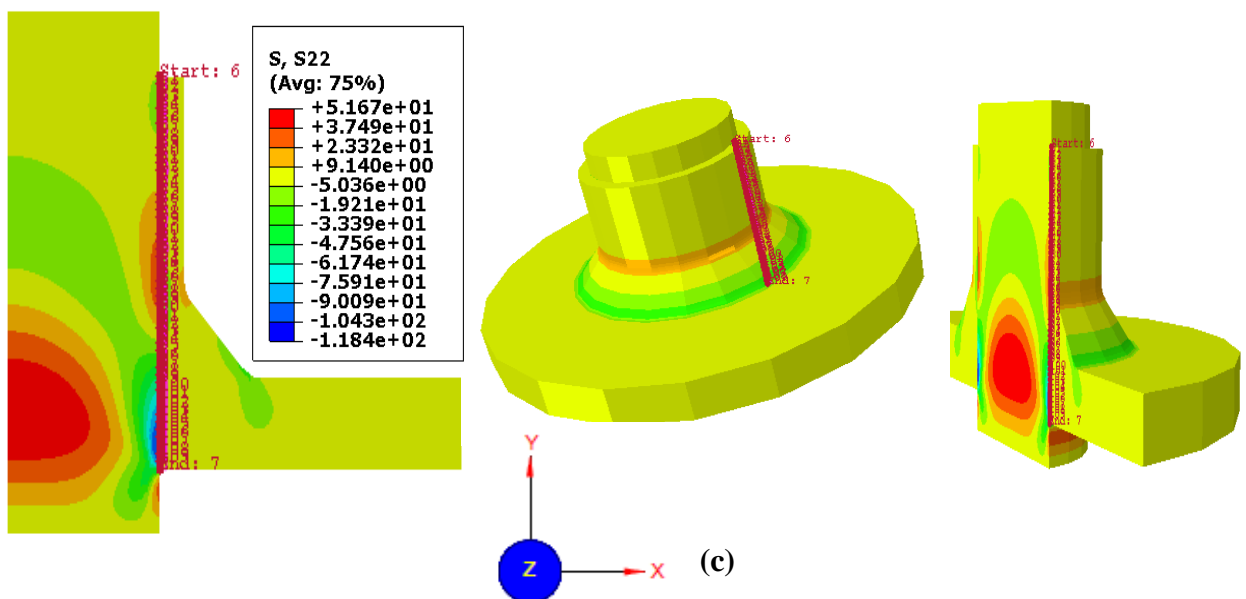
On pourra constater à partir de ces figures que la distribution des contraintes mécaniques dans l'assemblage n'est pas homogène et ceci non seulement entre élément mais aussi au sein de l'élément lui même. En effet, l'analyse de la distribution des contraintes mécanique a révélé qu'elles sont plus intenses à l'interface des deux pièces par rapport à celles au bord. Par ailleurs, on peut aisément identifier l'interface comme étant la zone la plus touchée par ces contraintes.



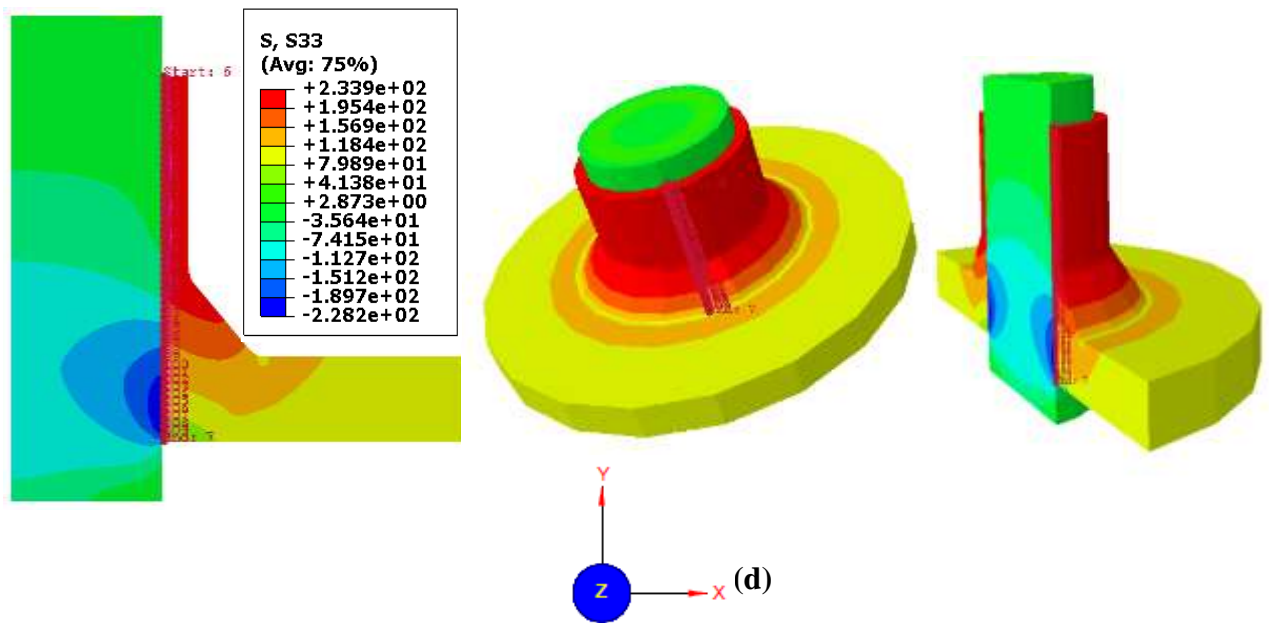
(a)



(b)

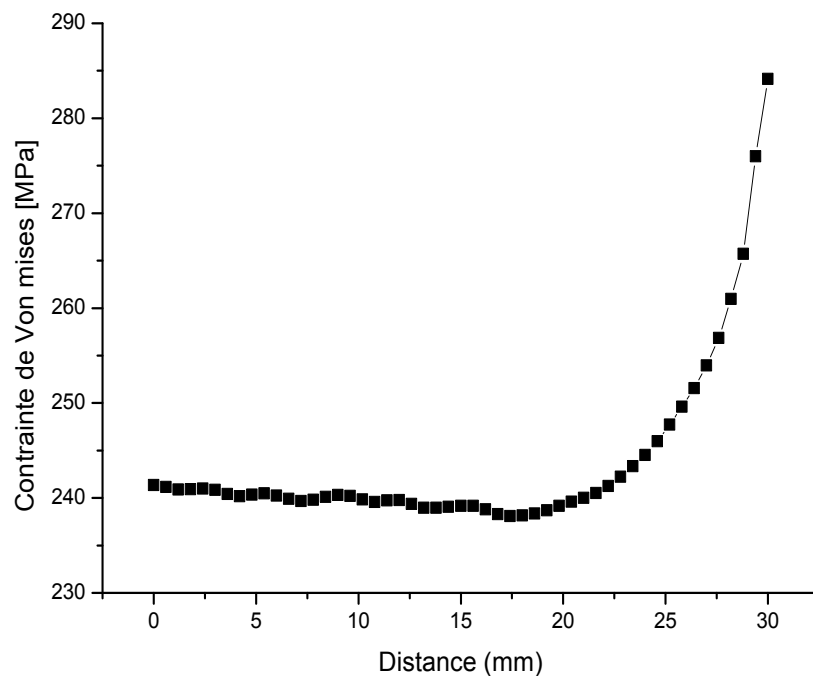


(c)



**Figure.III.5 :** *Distribution des contraintes mécaniques. (a) : contrainte de Von Mises, (b) contrainte radiale, (c) contrainte circonférentielle (d) contrainte longitudinale*

L'analyse permet de montrer la distribution de la pression de contact, à l'interface des deux pièces. La pression de contact est définie en fonction de la position axiale.



**Figure.III.6 :** *Variation de la contrainte équivalente de Von Mises  $\sigma_{vm}$  en fonction de la position axiale.*



Sur la figure III.6 est illustrée la variation de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction de la position axiale. Cette figure montre que le niveau de cette contrainte augmente avec la position axiale et atteint son maximum à l'interface arbre/roue (diamètre supérieur).

Pour une position inférieure à 0.5 x la contrainte de Von Misses reste stable. (x : la position axiale)

Sur la figure III.7 est représentée la variation de la contrainte radiale en fonction de la position axiale à l'interface. La contrainte radiale met l'assemblage en compression. Nous remarquons que ces contraintes augmentent progressivement à partir de la moitié de la distance pour atteindre un maximum au voisinage proche de l'interface Arbre/roue (diamètre supérieur).

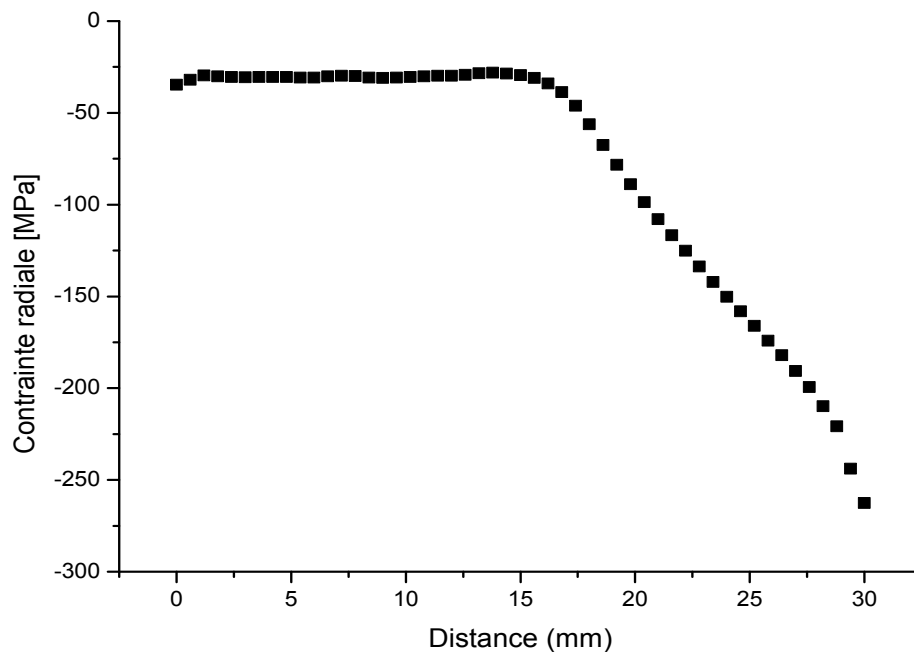


Figure.III.7 : Variation de la contrainte radiale en fonction de la position axiale.

La distribution de la contrainte circonférentielle pour l'ensemble de l'arbre est présentée à la Figure III.8. Nous remarquons que suivant cette configuration, une partie de la position axiale est en tension, c'est la partie supérieure et inférieure de l'arbre et une partie en compression qui est la partie près de la position axiale de  $0.5x$ . Cette contrainte est plus intense à cette position.

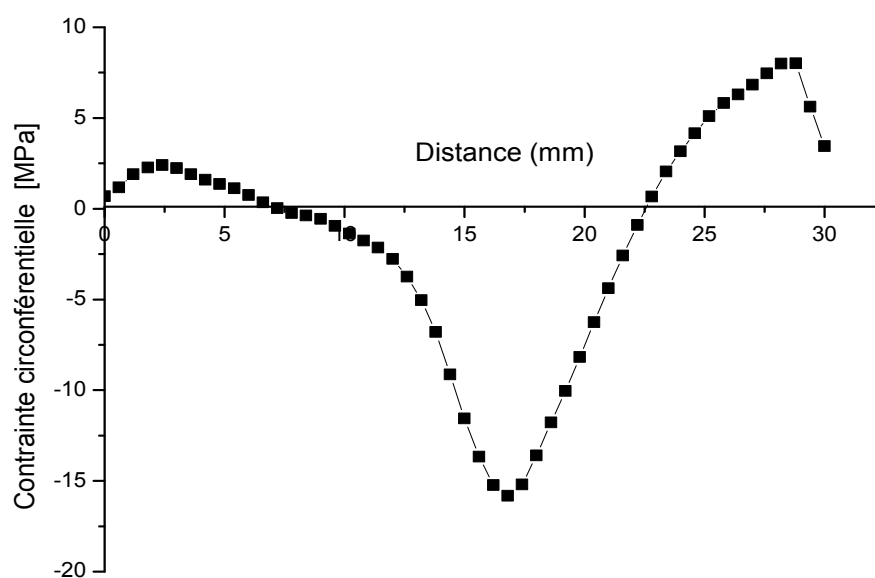


Figure.III.8 : Variation de la contrainte circonférentielle en fonction de la position axiale.

La variation de la contrainte longitudinale en fonction de la position axiale est représentée sur la figure III.9. La répartition de cette contrainte est totalement différente de celle engendrée selon la deuxième direction (Figure.III.8). En effet, elle met l'assemblage arbre/roue en tension, dont l'amplitude décroît avec l'accroissement de la position axiale  $x$ . Elle atteint leur niveau maximum au voisinage de la position  $0.5x$ . Loin de cette dernière, elle est entièrement relaxée.

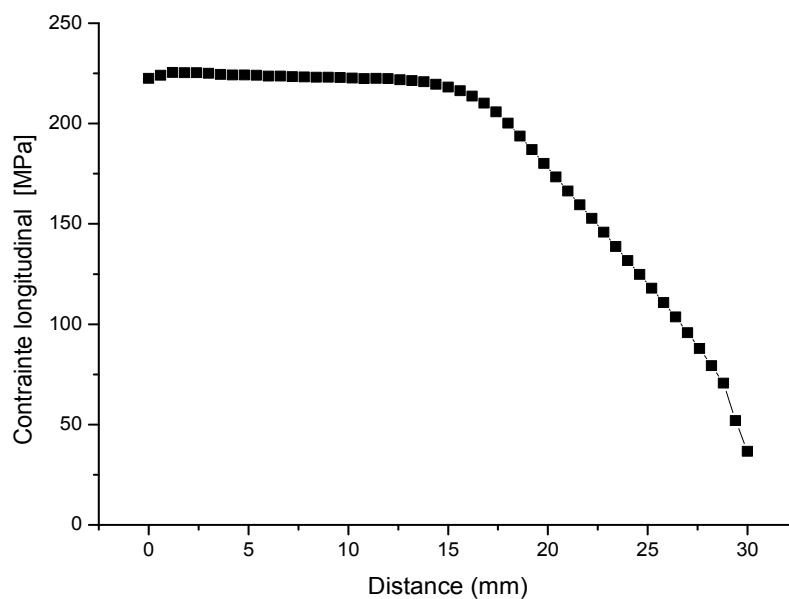


Figure.III.9 : Variation de la contrainte longitudinale en fonction de la position axiale.

Sur la figure III.10 est représentée la variation de la contrainte tangentielle  $\sigma_{\tau}$  en fonction de la position axiale. Elle est de faible intensité et comparable aux contraintes normales suivant les axes principaux.

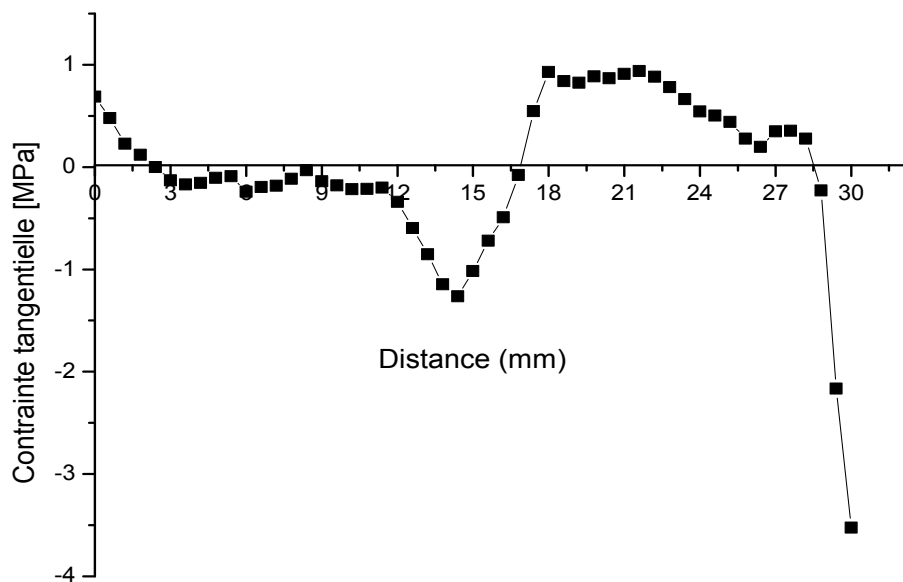


Figure.III.10 : Variation de la contrainte tangentielle en fonction de la position axiale.

### III.4 .2 : État dynamique :

L'analyse par la méthode des éléments finis du comportement dynamique d'assemblage arbre/roue, aborde l'effet de la vitesse de rotation sur la concentration de contrainte à l'interface arbre/roue. La roue tourne à la vitesse de 45000 tr/mn.

Pour mieux montrer l'effet de la vitesse sur le comportement mécanique de l'assemblage arbre/roue, on trace des courbes pour différentes vitesses. Les valeurs de la vitesse varient entre 50 m/s et 1000 m/s.

Les courbes ( III.11 , III.12, III.13 , III.14 et III.15 ) montrent l'effet de la vitesse sur les valeurs des contraintes mécaniques( Von Misses, radiale, circonférentielle , longitudinale et tangentielle). La vitesse n'ait pas un effet sur ces contraintes. Ces figures montre clairement que les comportements de ces contraintes sont les mêmes que l'état statique.

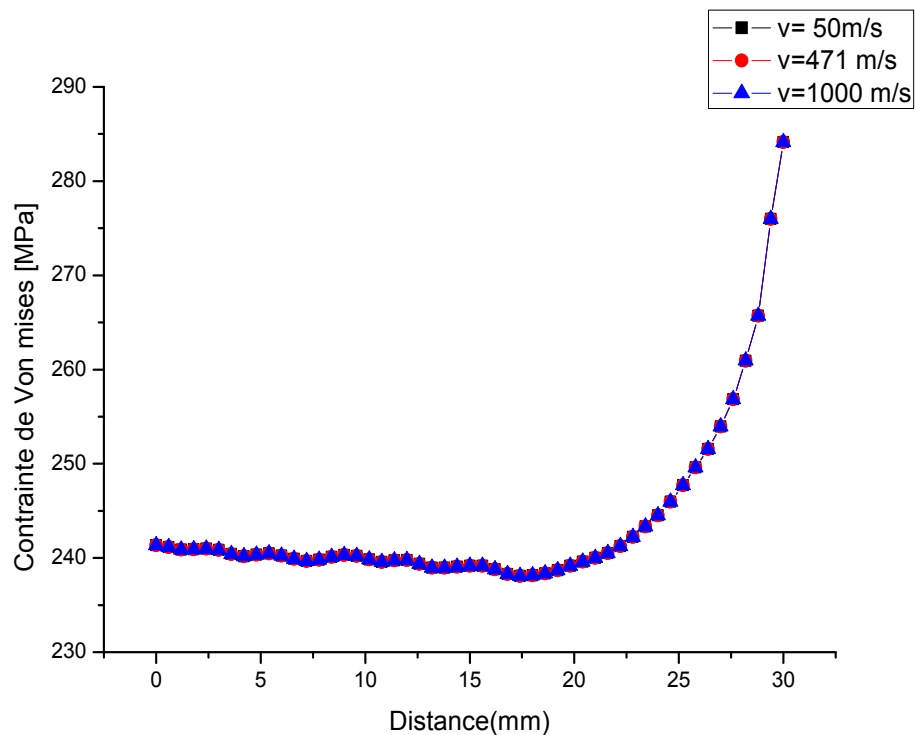


Figure.III.11 : Variation de la contrainte équivalente de Von Mises  $\sigma_{VM}$  en fonction de la position axiale et la vitesse de rotation.

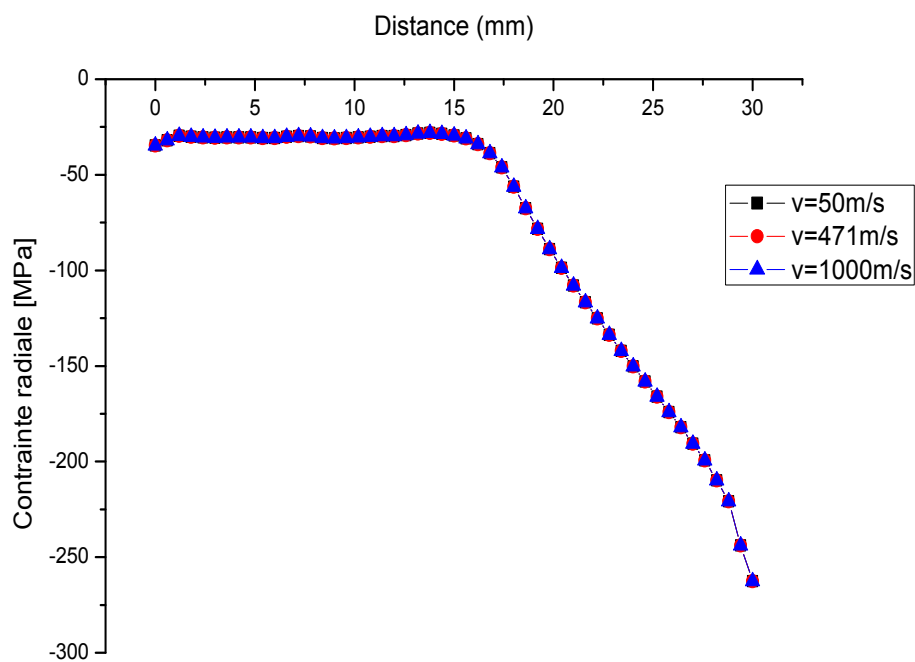


Figure.III.12 : Variation de la contrainte radiale en fonction de la position axiale et la vitesse de rotation.

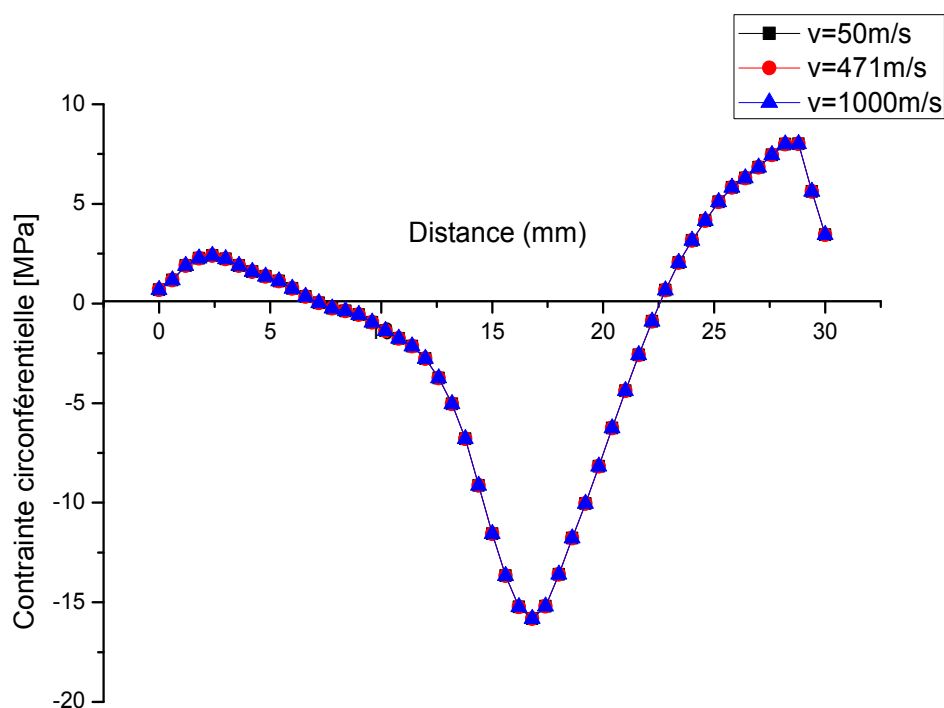


Figure.III.13 Variation de la contrainte circonférentielle, en fonction de la position axiale et la vitesse de rotation.

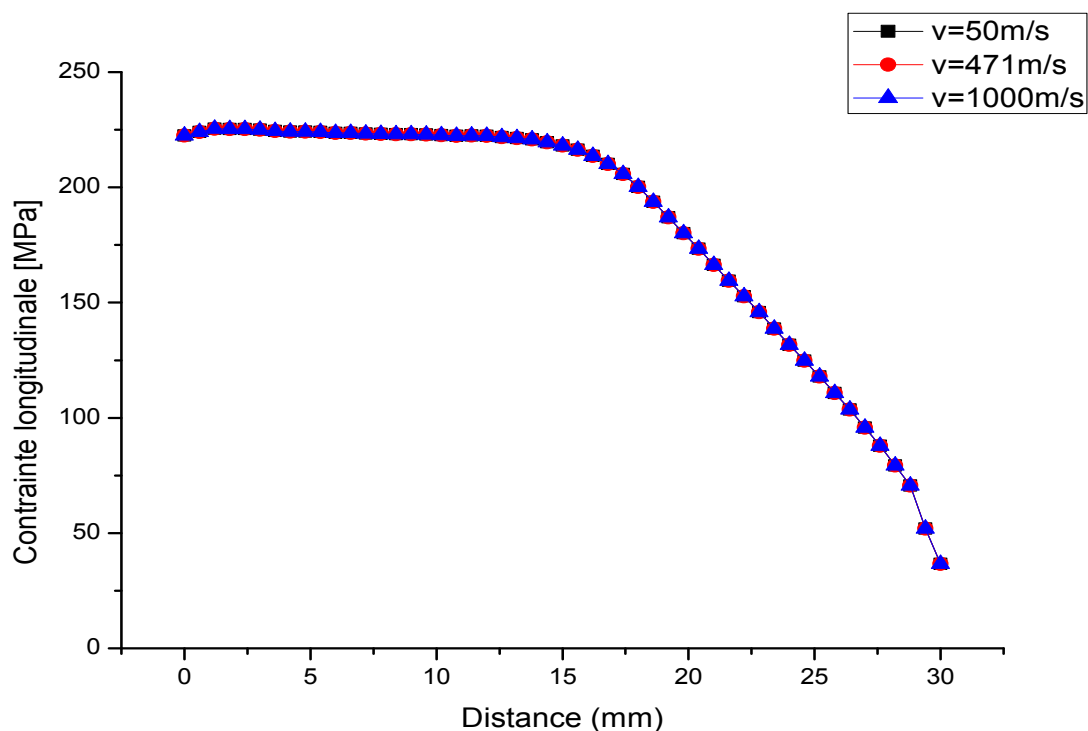


Figure.III.14 : Variation de la contrainte longitudinale en fonction de la position axiale et la vitesse de rotation.

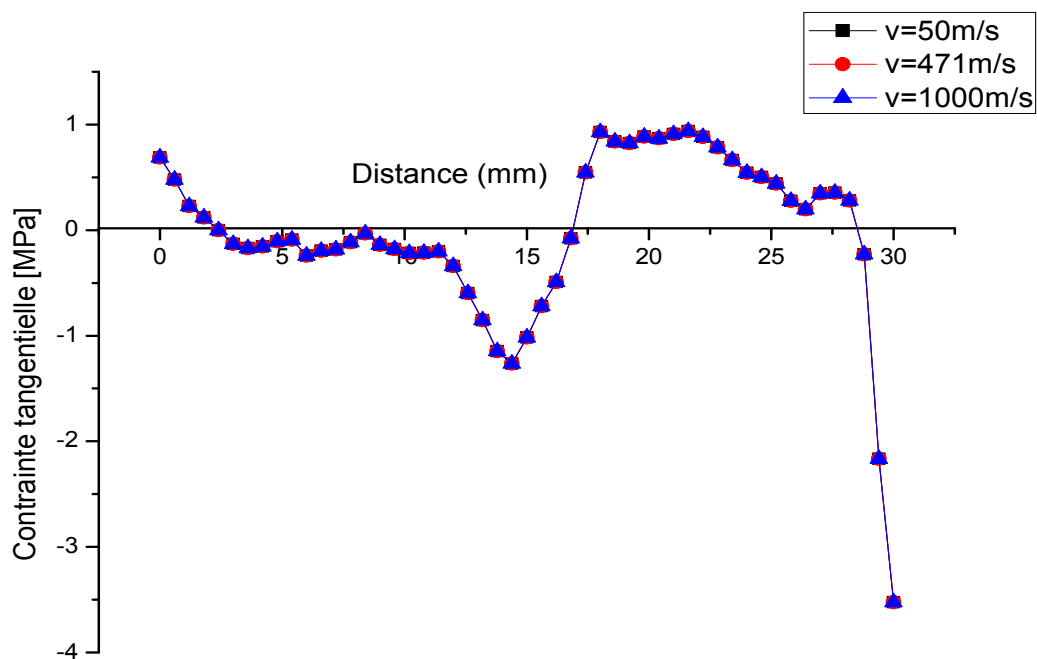


Figure.III.15: Variation de la contrainte tangentielle en fonction de la position axiale et la vitesse de rotation.

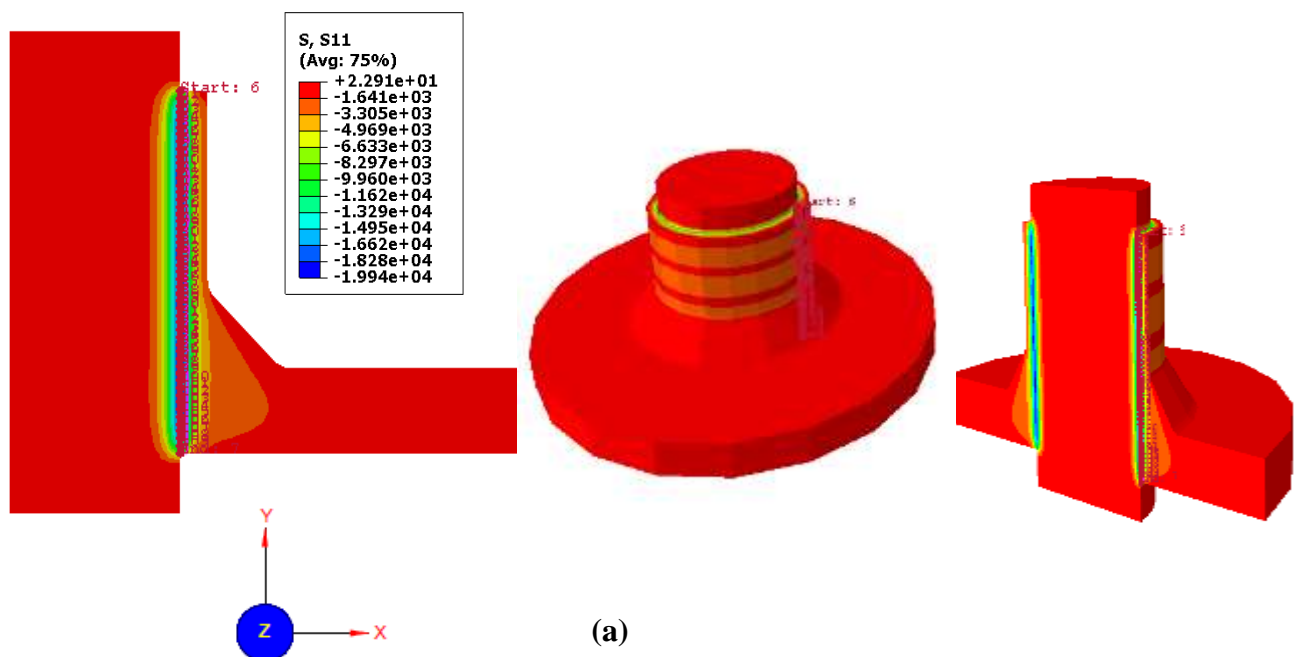
### III.4. 3. Transmission à l'arbre d'un effort axial :

Dans cette partie du travail, L'influence de l'effort axial sur la variation des contraintes a été étudiée. L'effort axial qui s'applique sur la roue est égal : 60000N

Pour mieux montrer l'effet de l'effort axial sur la distribution des contraintes normales à l'interface arbre/roue, on trace des courbes pour différentes effort. Ces valeurs varient entre 60000 N et 95000 N.

Les résultats ainsi obtenus à partir de cette analyse sont illustrés sur la figure III.16. Cette dernière présente la répartition des contraintes normales dans l'arbre et la roue.

Cette figure montre que les contraintes plus élevées se sont localisées près du centre de la roue. Loin de cette dernière, l'assemblage est totalement relaxé de ces contraintes.





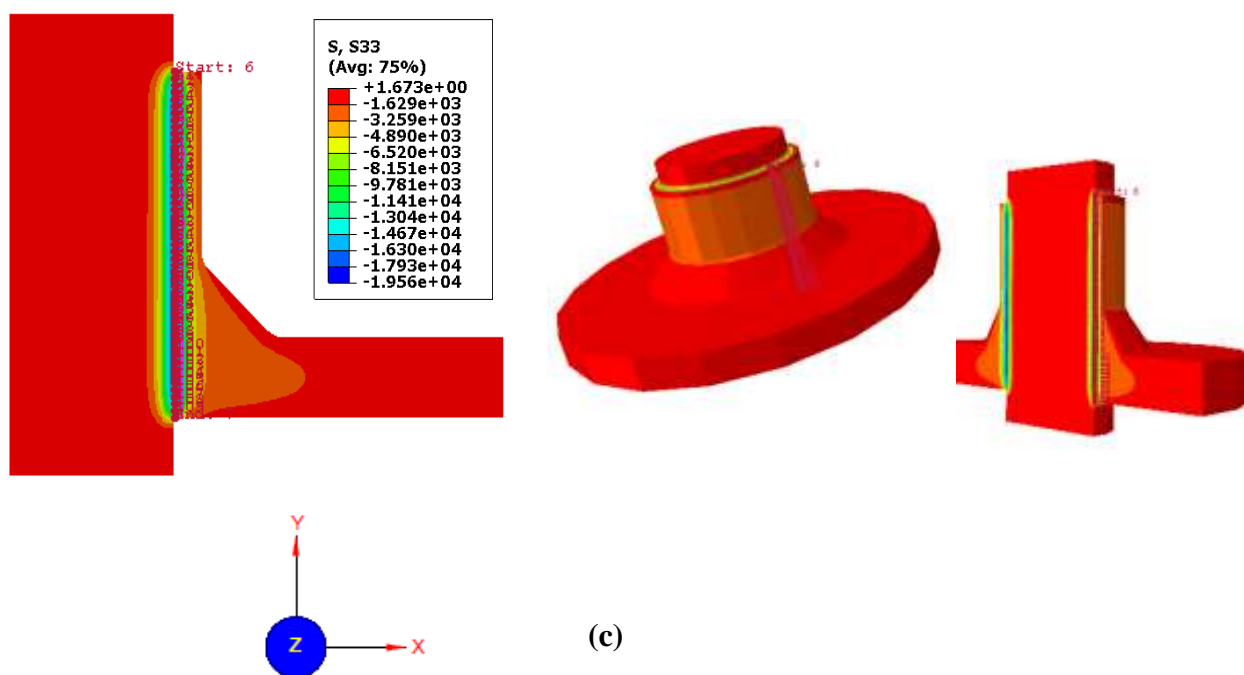
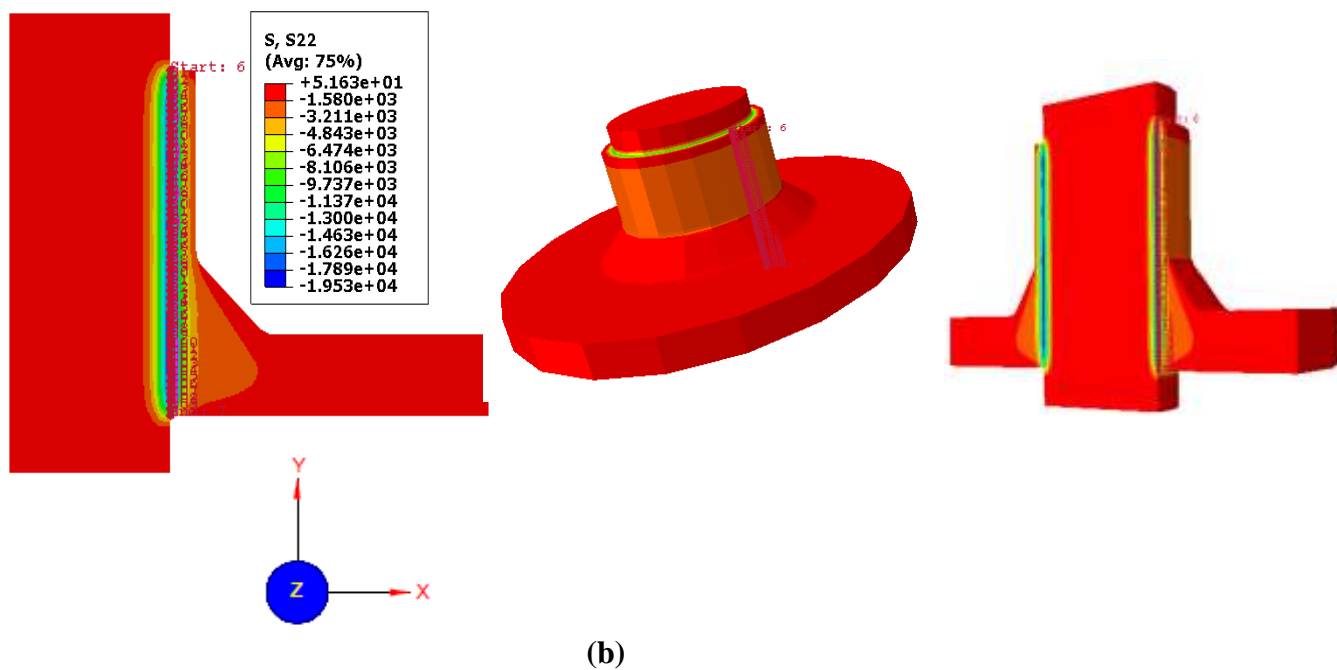


Figure.III.16 : Distribution des contraintes mécaniques. (a) : contrainte radiale, (b) contrainte circonférentielle (c) contrainte longitudinale

L'effet de l'action axial sur l'amplitude et la distribution des contraintes normales induites dans la roue et l'arbre le long de la position axial est représenté sur les figures III.17, III.18, III.19, III.20. Les trois contraintes suivant les trois axes sont en compression. La répartition de ces contraintes est complètement différente de celles de la composante des contraintes en état statique. Elles montrent clairement qu'un effort plus intense induit une contrainte plus forte dont le niveau atteint son maximum près du centre de la roue.

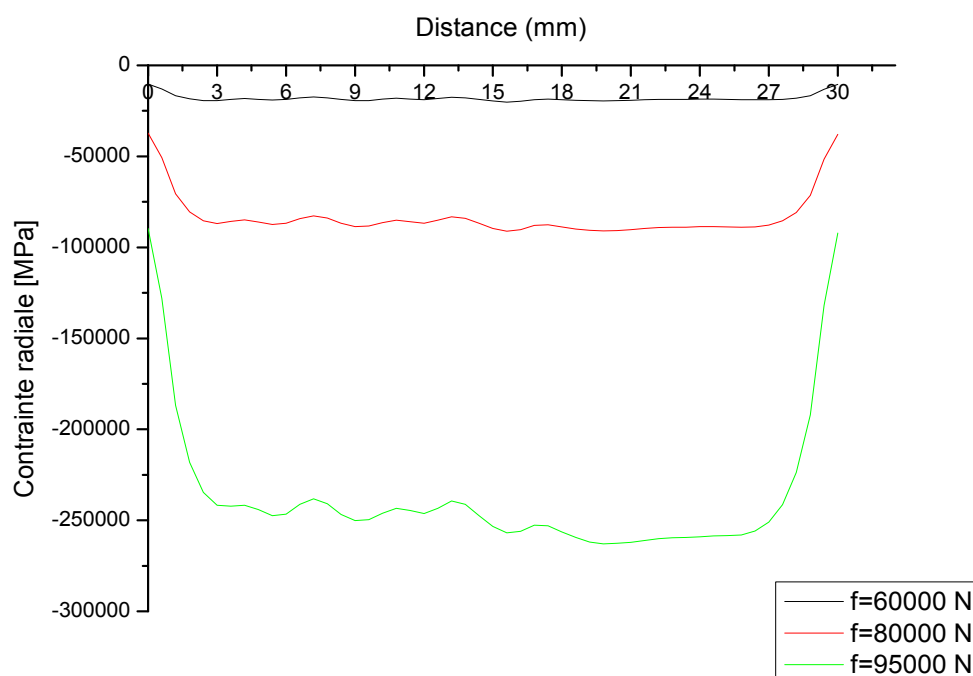


Figure.III.17 : Variation de la contrainte radiale en fonction de la position axiale et l'effort axial

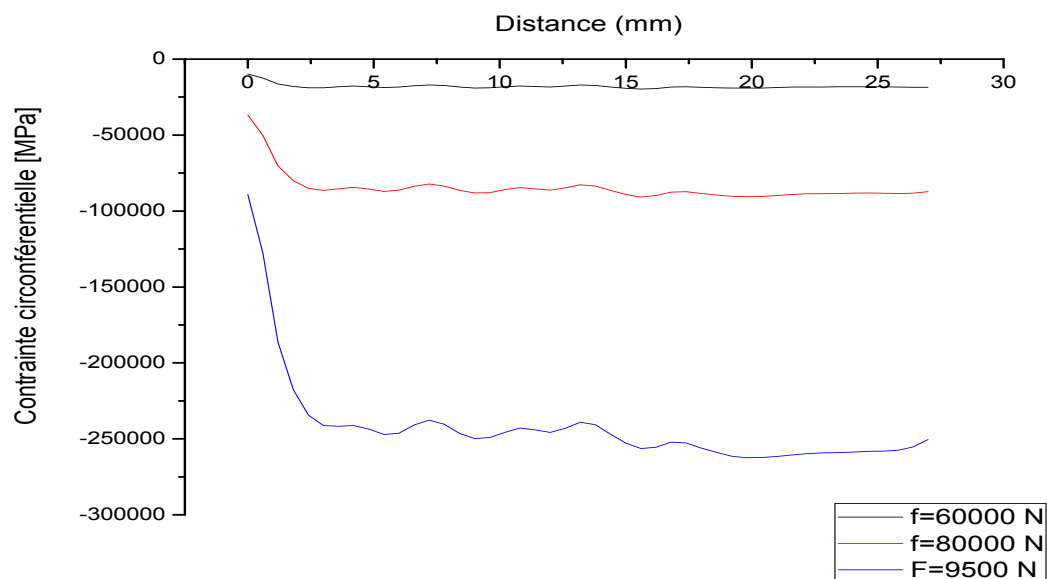


Figure.III.18: Variation de la contrainte circonférentielle en fonction de la position axiale et l'effort axial

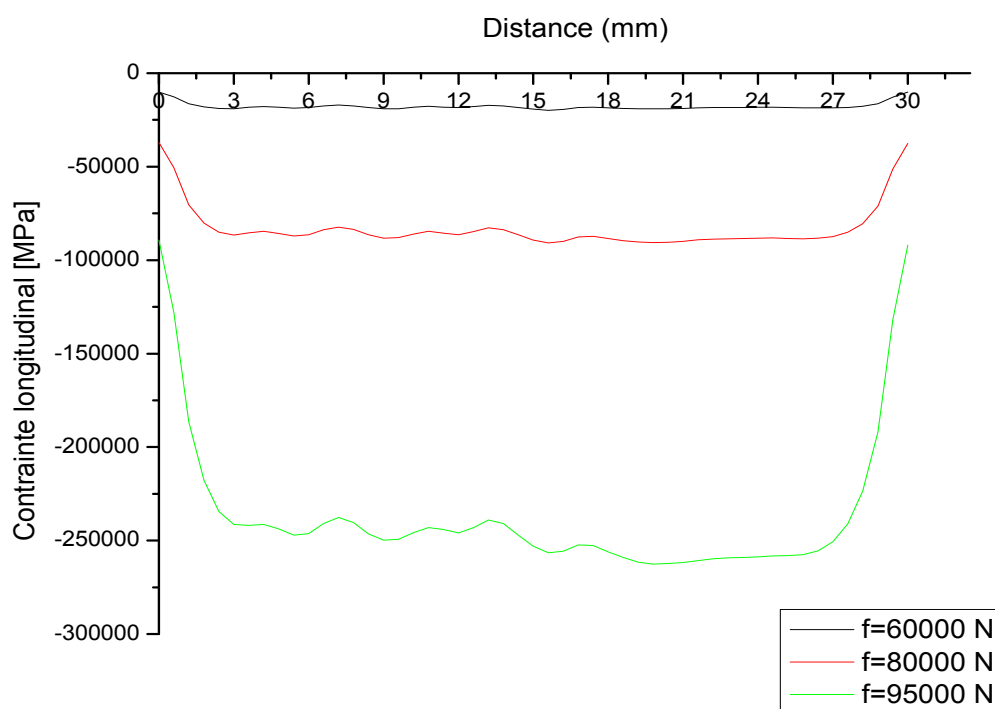


Figure.III.19: Variation de la contrainte longitudinale en fonction de la position axiale et l'effort axial

## *Références Bibliographiques*

- [1] DENIS ABRY. Présentation général d'Abaqus. Formation des masters ; école central de paris. 2008.
- [2] ABAQUS, User's Manual, 6.13, Hibbit, Karlsson & Sorensen Inc.F
- [3] PATRICKH ROZICHI. Formation ABAQUS ; Université de Nantes. France 2007.

# Conclusion générale

## Conclusion générale

Le champ de contraintes trouvé dans la simulation indique que les contraintes ne sont pas homogènes dans une structure assemblée.

Il existe donc des sur-contraintes à l'interface arbre/roue, appelées concentrations de contraintes. Elles jouent un rôle essentiel dans l'amorçage de la rupture dont l'étude fait l'objet de ce travail. Nous avons trouvé que les contraintes, et en particulier la contrainte radiales et longitudinales sont effectivement maximales près du centre de la roue.

La contrainte radiale mettre l'assemblage en compression dont l'amplitude croit fortement près du centre de la roue et la contrainte longitudinale mettre l'assemblage en traction.

L'étude dynamique montre clairement que la variation des contraintes radiales, circonférentielles, longitudinales et tangentiels sont les mêmes que l'état statique.

L'effort axial qui s'applique sur la roue est influe sur la concentration de la contrainte. La répartition de ces contraintes est complètement différente de celles de la composante des contraintes en état statique et dynamique. Elle augmente avec l'augmentation de l'effort axial appliqué ;