

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret
Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie
Filière : génie mécanique
Spécialité : énergétique

Thème

**ÉTUDE HYDRODYNAMIQUE
D'UNE ÉTANCHÉITÉ MÉCANIQUE À LABYRINTHES
POUR ROTORS DE MACHINES TOURNANTES**

Préparé par :

ZERROUKI Benchohra et **AFROUN** Mokhtar

Soutenu publiquement le : .. / 10 / 2020, devant le jury composé de :

M. ABED Belkacem	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. KHALDI Sabrina	Maître assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. BENFERHAT Slimane	Docteur vacataire (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. GUEMMOUR Mohamed	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur

Année universitaire : 2019 - 2020

REMERCIEMENTS

On tient avant tout à remercier chaleureusement Monsieur **GUEMMOUR Mohamed Boutkhal**, Maître de conférences (B) à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret de nous avoir encadré et assuré le suivi de notre travail . On le remercie non seulement pour la qualité de son encadrement mais également pour l'inestimable qualité humaine dont il a toujours fait preuve.

On remercie tout autant Monsieur **ABED Belkacem** maître de conférence classe "A" à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret pour avoir accepté de présider le jury de notre mémoire.

Nos sincères remerciements vont également à Madame **KHALDI Sabrina** maître assistant classe "A" et Docteur **BENFERHAT Slimane** enseignant vacataire à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret qui nous ont fait l'honneur d'être examinateur de notre mémoire, et qui ont consacré de leur précieux temps à l'examen et à l'évaluation de notre travail.

On les remercie vivement pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre travail afin de l'expertiser avec une grande efficacité et une grande rapidité, ainsi que pour la patience et la pertinence dont ils ont fait preuve à la lecture de ce document.

Dédicaces

A Mes Très Chers Parents

Tous les mots du monde ne sauraient exprimer l'immense amour que je vous porte, ni la profonde gratitude que je vous témoigne pour tous les efforts et les sacrifices que vous n'avez jamais cessé de consentir pour mon instruction et mon bien-être.

C'est à travers vos encouragements que j'ai opté pour cette profession, et c'est à travers vos critiques que je me suis réalisé.

J'espère avoir répondu aux espoirs que vous avez fondés en moi. Je vous rends hommage par ce modeste travail en guise de ma reconnaissance éternelle et de mon infini amour.

Qu'Allah tout puissant vous garde et vous procure santé, bonheur et longue vie pour que vous demeuriez le flambeau illuminant.

A mes chers frères et ma sœur

Aucun mot ne pourra décrire vos dévouements et vos sacrifices.

Mes charmantes tantes et cousins :

Et toute ma famille

A tous mes amis, En témoignage de l'amitié sincère qui nous a liées et des bons moments passés ensemble. Je vous dédie ce travail en vous

Souhaitant un avenir radieux et plein de bonnes promesses.

A tous les gens qui ont cru en moi et qui me donnent l'envie d'aller en avant,

Je vous remercie tous, votre soutien et vos encouragements me donnent

la force de continuer.

Dédicaces

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Concept d'étanchéité d'un arbre tournant à travers une paroi	7
Figure 1.2: Etanchéité avec presse-étoupe en tresse : Aspect extérieur d'une tresse, Montage.....	8
Figure 1.3: Etanchéité avec joint torique "V" : Aspect extérieur, Montage	8
Figure 1.4: Etanchéité avec joint à lèvres: aspect extérieur d'un joint à lèvres, montage.....	9
Figure 1.5: Etanchéité avec garniture mécanique	9
Figure 1.6: Douille d'étanchéité fixe: Aspect extérieur, montages	10
Figure 1.7: Etanchéité à labyrinthe Aspect Montage	10
Figure 1.8: Visco-étanchéité Principe, Montage.....	11
Figure 1.9: Etanchéité ferromagnétique principe, Montage	11
Figure 1.10: Arbre de décision pour la sélection d'un type d'étanchéité dynamique en rotation.....	12
Figure 1.11: Etanchéité dans une transmission de puissance	13
Figure 1.12: étanchéité pour agitateur, mélangeur et malaxeurs	14
Figure 1.13: étanchéité pour turbomachines	14
Figure 1.14: Emplacement d'une étanchéité à labyrinthe dans une turbine à vapeur	15
Figure 1.15: Contrôle du passage du fluide par labyrinthe	16
Figure 1.16: Différentes architectures d'une étanchéité à labyrinthe	17
Figure 1.17: Principe de fonctionnement d'une étanchéité à labyrinthe	18
Figure 2.1: Différentes échelles spatiale et temporelle pour l'étude d'un phénomène	20
Figure 2.2: Niveaux d'observation d'un phénomène	21
Figure 2.3 : Ecoulement d'un fluide dans un tube convergent à deux instants	24
Figure 2.4: Evaluation du produit scalaire	26
Figure 2.5: Paramétrage d'un joint Géométrie d'un joint d'écoulement; Élément fluide différents	27
Figure 2.6: Forces dans les directions et de l'élément fluide différentiel.....	28
Figure 2.7: Décomposition circonférentielle et axiale du vecteur vitesse d'une particule fluide	33
Figure 3.1 : Démarche d'exploitation du logiciel GAMBIT	37
Figure 3.2 : Démarche d'exploitation du logiciel FLUENT	38
Figure 3.3 : Assemblage étanchéité à labyrinthe: Rotor avec léchettes et stator lisse.....	39
Figure 3.4 : Modèle de Joint Labyrinthe.....	40
Figure 3.5: Géométrie fournie par GAMBIT.....	41
Figure 3.6 : Maillage de la géométrie fournie par GAMBIT.....	41
Figure 3.7 : Contour la pression dynamique	43
Figure 3.8: Contour la pression statique	43

Figure 3.9: Contour de vitesse radiale (v)	44
Figure 3.10: Contour de vitesse axiale (w)	44
Figure 3.11 : Contour de vitesse tangentielle (u)	45

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1: Critères de choix d'une étanchéité mécanique [3].....	5
Tableau 1.2: Interaction entre les variables de l'étanchéité et celles de son application [4].....	6
Tableau 1.3 : Classification des dispositifs pour étanchéités mécaniques	6
Tableau 2.1: Association grandeurs extensives et intensives.	23
Tableau 2.2: Classification des différentes forces agissant dans un écoulement de fluides.	25
Tableau 3.1: Élément pour spécification du problème	39

SOMMAIRE

Introduction générale	2
Chapitre 01 : Etanchéité mécanique pour arbre tournant	
1.1 Introduction.....	4
1.2 Etanchéité mécanique	4
1.2.1 Définition et rôle	4
1.2.2 Choix d'un système d'étanchéité mécanique	5
1.2.2.2 Critères de choix d'une étanchéité.....	5
1.2.2.1 Variables d'étanchéités et variables d'exploitation.....	5
1.2.3 Classification des étanchéités.....	6
1.3 Etanchéité pour mouvement de rotation	7
1.3.1 Concept	7
1.3.2 Etanchéité avec contact.....	7
1.3.2.1 Le presse-étoupe	8
1.3.2.2 Etanchéité avec joint à lèvres.....	9
1.3.2.3 Etanchéité avec garniture mécanique.....	9
1.3.3 Etanchéité sans contact	10
1.3.3.1 Douille d'étanchéité.....	10
1.3.3.2 Etanchéité en labyrinthe.....	10
1.3.3.3 Visco-étanchéité.....	11
1.3.3.4 Etanchéité à ferrofluides	11
1.3.4 Sélectivité d'une étanchéité mécanique dynamique.....	12
1.3.5 Domaines d'étanchéité pour arbres tournants	13
1.3.5.1 Organes de transmission de puissance	13
1.3.5.2 Industrie de process.....	13
1.3.5.3 Turbomachines.....	14
1.4 Etanchéité à labyrinthe pour rotor.....	15
1.4.1 Définition	15
1.4.2 Description	16
1.4.3 Types d'étanchéité à labyrinthe	17
1.4.4 Fonctionnement.....	18
1.5 Conclusion	18

Chapitre 02 : équations gouvernantes

2.1 Echelles d'étude.....	20
2.2 Grandeurs physiques macroscopiques	22
2.2.1 Grandeurs cinétiques.....	22
2.2.2 Grandeurs énergétiques macroscopiques	22
2.2.3 Grandeurs locales et globale	23
2.3 Equations gouvernantes	24
2.3.1 Description de l'écoulement fluide	24
2.3.1.1 Approche Eulérienne.....	24
2.3.1.2 Approche Lagrangienne.....	24
2.3.2 Equation générique de bilan.....	25
2.3.3 Bilan des actions élémentaires	27
2.3.4 Formulation des équations gouvernantes	28
2.3.4.1 Forme générique pour la conservation de la masse	28
2.3.4.2 Forme générique pour la quantité de mouvement.....	29

Chapitre 03 : simulation numériques

3.1 Introduction.....	35
3.2 Analyse CFD d'une étanchéité à labyrinthe	35
3.2.1 Environnement de simulation	35
3.2.1.1 Présentation de GAMBIT	36
3.2.1.2 Présentation de FLUENT.....	36
3.2.2 Application.....	39
3.2.2.1 Spécification du problème	39
3.2.2.2 Description du problème.....	39
3.2.2.3 Maillage	41
3.2.2.4 Résultats et discussion	43
3.3 Conclusion	45

Conclusion générale	47
----------------------------------	----

Bibliographie	49
----------------------------	----

**INTRODUCTION
GÉNÉRALE**

Le contenu du présent travail s'intègre dans un contexte technologique, en relation avec le secteur énergétique et en particulier le transport des fluides hydrocarbures . Cette activité est basée sur l'emploi des turbomachines tels que les pompes, les turbopompes et les compresseurs. Le fonctionnement de ce type de machines tournantes, nécessite l'existence des étanchéités dynamique soit entre les cellules et les compartiments de la machine, soit entre la machine et le milieu extérieur. Parmi les solutions employées pour le confinement du fluide entre deux milieux, on trouve les joints à labyrinthes. Cette solution permet de profiter des forces visqueuses pour induire un débit de pompage en compensation au débit de fuite en l'interposition d'un matériau de calfeutrement plus ou moins souple entre l'arbre tournant et son logement.

Dans le cadre de notre projet de fin d'études dont le thème s'intitule «étude hydrodynamique d'une étanchéité mécanique à labyrinthes pour rotors de machines tournantes », on a étudié la circulation du fluide le long du joint à labyrinthe pour avoir une idée sur les performance d'un tel système sur le problème des fuites.

Dans le but de présenter des résultats relatifs aux performances hydrodynamiques d'une étanchéité à labyrinthe, une simulation numérique en volume finis a été prévue pour identifier les contour de pression, de vitesses(axiales, radiales et tangentielles).

Pour ce faire, notre mémoire, a été synthétisé en quatre chapitres. Le premier chapitre est consacré d'une manière générale à la présentation de l'étanchéité mécanique pour arbres tournants. Le deuxième chapitre présente une description technologique et fonctionnelle du l'étanchéité à labyrinthes dans le troisième chapitre est une étude des équations gouvernantes et dans le dernier chapitre on a présenté un aperçu sur la méthode numérique des volumes finis suivi d'une simulation en code fluent. A la fin, une conclusion a été donnée pour clôturé notre travail.

Chapitre 01

ÉTANCHEITÉ MÉCANIQUE *POUR* *ARBRES TOURNANTS*

1.1. INTRODUCTION

Dans les systèmes techniques dans lesquelles les fluides nécessitent impérativement un confinement, l'utilisation d'une étanchéité devient une fonction fondamentale pour ce genre de systèmes. Vu que le confinement d'un fluide, de par sa nature, n'est pas aisé et qu'une bonne fiabilité en matière d'étanchéité n'est pas souvent facile à obtenir en cas de fuite de gaz ou de liquide, le fonctionnement et la sécurité de l'installation ainsi que celle des hommes seront menacés. Donc une fuite, même petite, peut avoir de multiples conséquences, tant sur le plan de la disponibilité du matériel que sur celui du fonctionnement et aussi de la sécurité.

En outre, la fonction étanchéité pour qu'elle soit correctement assurée, elle fait appel à de nombreuses notions de physique et de chimie où les propriétés des matériaux tiennent une place importante. Pour une solution constructive, les problèmes à résoudre sont variés et doivent intégrer un nombre important de paramètres difficiles à optimiser simultanément. C'est pour cela que les meilleures solutions en techniques d'étanchéité ne sont presque toujours que le résultat de savants compromis. [1]

Le présent chapitre expose tout d'abord la définition, le rôle et choix d'une étanchéité mécanique, décrit les différents types d'étanchéité ensuite expose les solutions à mettre en œuvre dans le cas de l'étanchéité dynamique en rotation. et en particulier la solution "étanchéité mécanique à labyrinthe".

1.2 ÉTANCHÉITÉ MÉCANIQUE

1.2.1. Définition et rôle

L'étanchéité mécanique est une fonction mécanique qui consiste à séparer deux milieux fluides (liquide, vapeur, gaz) ou pseudo-fluides (pâte, graisse, peinture, pétrole, boue, polymères, etc..) de nature et/ou d'états physico-chimiques différents, en assurant leur confinement à l'intérieur d'une enceinte. On dit qu'une enceinte est parfaitement étanche si: [2]

- aucune quantité de fluide qui y est contenu ne peut sortir vers extérieur ;
- aucune particule étrangère ou fluide étranger ne peut pénétrer à l'intérieur.

Dans les applications industrielles, le but général d'une étanchéité mécanique est de minimiser ou d'empêcher une fuite quelconque d'un milieu à un autre et cela afin d'éviter une défaillance qui peut mener à une perte de performances de l'installation, et/ou empêcher une contamination par pollution ou par réaction chimique qui touche la sécurité de l'installation et peut induire un accident industriel.

1.2.2 Choix d'un système d'étanchéité mécanique

1.2.2.1 Critères de choix d'une étanchéité

Les critères à prendre en compte pour sélectionner une étanchéité mécanique sont nombreuses et peuvent parfois être complexes, cependant elles peuvent être réparties en quatre catégories [3]: les conditions de service (vitesse, pression, température); le fluide à étancher (nature, dangerosité...); les normes ou exigences applicables et la facilité de montage ou d'intervention exigée. Le **tableau 1.1**, présente les critères de choix d'une étanchéité mécanique.

Tab 1.1: Critères de choix d'une étanchéité mécanique [3]

Critères relatifs aux pièces à étancher	- Nature du mouvement relatif entre les surfaces de contact des éléments à étancher
	- Vitesse du mouvement et importance des vitesses relatives
	- Formes des surfaces à étancher
	- Dimensions et tolérances
	- Etats de surfaces
	- Porosité des matériaux
	- formes complémentaires
	- Encombrement disponible.
	- Durée de vie souhaitée
	- Tolérance d'une fuite
	- Simplicité de la conception
	- Contrôle de l'étanchéité
	- Entretien, maintenance
- Aspect commercial	
Critères relatifs au fluide à confiner	- Nature du fluide à étancher: liquide, semi-liquide, solide, gazeux
	- Viscosité ;
	- Compatibilité chimique entre le joint et le fluide
Critères relatifs au milieu ambiant	- Température de dilatation ;
	- Différence des pressions
	- Impuretés en suspension dans ce milieu ambiant ;
	- Composition (attaque chimique possible du joint).

1.2.2.2 Variables d'étanchéités et variables d'exploitation

Généralement, il n'est pas facile de déterminer quel type d'étanchéité satisfera de manière économique le besoin de la mise en œuvre d'une étanchéité dynamique. Un examen attentif des variables d'exploitation doit être fait pour s'assurer que le type, le matériau et la conception de l'étanchéité répondent au besoin escompté. Les variables d'étanchéité, contrôlées par le concepteur, peuvent interagir avec les variables d'exploitation pour influencer les fuites de fluides (**Table 1.2**).

Tab 1.2: Interaction entre les variables de l'étanchéité et celles de son application [4]

Variables d'étanchéités	Effets provoquant une fuite statique ou dynamique	Variables d'exploitation
<ul style="list-style-type: none"> - Type - Matériau - Conception 	<ul style="list-style-type: none"> - Dilatation et contraction thermique - Dégradation du matériaux d'étanchéité - Corrosion - Fatigue - Vibrations - Usure - Défectuosité de l'arbre ou de l'alésage - Panne de lubrifiant - Cas de fuite - Désalignement 	<ul style="list-style-type: none"> - Statique ou dynamique - Propriétés du milieu à étancher - Mouvement et vitesse de l'arbre - Excentricité de l'arbre - Diamètre de l'arbre - Etat de finition de l'arbre - Matériau de l'arbre - Logement: <ul style="list-style-type: none"> - Etat de finition - Excentricité - Interférence de tolérance - Opération <ul style="list-style-type: none"> - Cycle (pression, température) - Temps d'exécution - Ambiance <ul style="list-style-type: none"> - Plage de température - Plage de pression - Poussière / Boue

1.2.3 Classification des étanchéités mécaniques

L'industrie d'une manière générale utilise un grand nombre de systèmes d'étanchéité dans divers secteurs tel que : l'industrie mécanique, automobile, navale, aéronautique et spatiale mais aussi dans l'énergétique industrielle dans les installations à base de turbopompes, turbocompresseurs et turboalternateurs. Sans oublier le secteur des industries pétrochimiques. Tous ces secteurs, utilisent des dispositifs d'étanchéité qui isolent les moyens technique les uns des autres là où les pressions, les températures ou les différents agents propulseurs sont contenus. Dans la pratique, il existe une grande variété d'étanchéités. Suivant la configuration du système à étancher on peut adopter la classification donnée sur le [tableau 1.3](#).

Tab 1.3: Classification des dispositifs pour étanchéités mécaniques

ETANCHEITE STATIQUE		ETANCHEITE DYNAMIQUE			
Directe	Indirecte	Pour mouvement de rotation		Pour mouvement de translation	
		Avec contact	Sans contact	Avec contact	Sans contact
Plan / plan	Joints plats	Joints toriques	Rainure	Joints toriques	Rainure
Sphère / cône	Joints toriques	Joint quadrilobes	Douille	Joint quadrilobes	Douille
Cône / cylindre	Joint quadrilobes	Joints à lèvres	Labyrinthe	Segments	
Cône / Cône	Soufflet	Presse-étoupe	Turbine à vis	Presse-étoupe	
	Diaphragme	Garniture			
	Membrane				

1.3 ÉTANCHEITE POUR MOUVEMENT DE ROTATION

1.3.1 Concept

A chaque fois qu'un arbre en rotation passe à travers deux régions contenant soit le même fluide ou différents fluides qu'on doit garder séparés, on a besoin d'une étanchéité pour arbre tournant. En général les fluides peuvent être de natures différentes et se trouver à différentes pressions, à différentes températures. **La figure 1.1.** montre le concept de l'étanchéité d'un arbre tournant traversant une paroi fixe séparant deux régions différentes qu'il faudra confiner par l'emploi d'une étanchéité au niveau du passage entre l'arbre tournant et la paroi. La solution, revient à remplir et à garnir l'espace de passage autour de l'arbre, de telle sorte que les fuites axiale et radiale du fluide à étancher entre les deux régions soient aussi minimales que possible et cela sous n'importe quelles conditions de fonctionnement **[9].R 1.5**

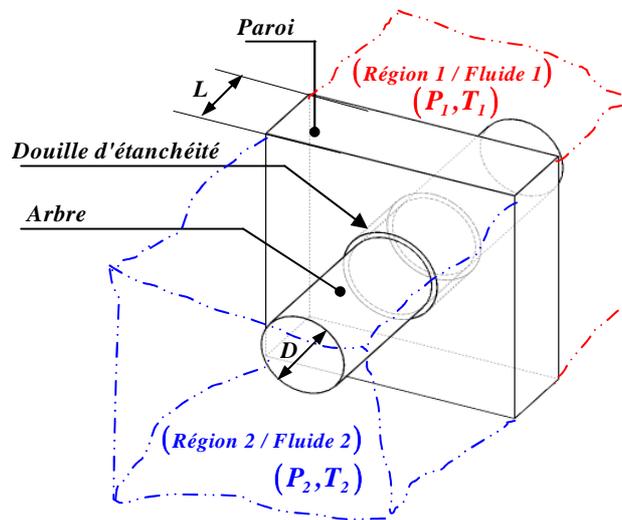


Figure 1.1 : Concept d'étanchéité d'un arbre tournant à travers une paroi.

Les étanchéités pour mouvements tournants se déclinent en deux grands groupes : étanchéité avec contact et étanchéité sans contact **[5]. R 1.6**

1.3.2 Étanchéité avec contact

L'étanchéité avec contact établit un contact direct entre la partie fixe à étancher (stator) et la partie tournante (Rotor). Les fuites du fluide à confiner sont minimales, mais en raison du contact solide–solide il se produit une perte d'énergie en raison du phénomène de frottement avec glissement et une perte de matière sur les deux parties en contact en raison du phénomène d'usure. On distingue trois types d'étanchéités avec contact :

- *Presse-étoupe*
- *Joints à lèvres radiaux*
- *Garnitures mécaniques*

1.3.2.1 Le presse-étoupe

Un **presse-étoupe** est un système d'étanchéité qui existe depuis très longtemps. Il a été utilisé initialement dans les pompes et la robinetterie ainsi que dans la marine pour assurer l'étanchéité du passage des arbres de transmission au niveau de la coque. Son concept consistait à compresser dans un logement de forme tubulaire à l'aide d'une bague métallique une étoupe (sous-produit fibreux non tissé issu essentiellement du travail du chanvre ou du lin). Actuellement, l'étoupe est remplacée par l'une des solutions suivantes :

1° Cordon en tresse

Dans ce cas, l'étanchéité est assurée par une tresse de section carrée à enrouler, faite de matériaux tels que carbone-graphite, aramide-kevlar ou fibre de verre (**figure 1.2**).

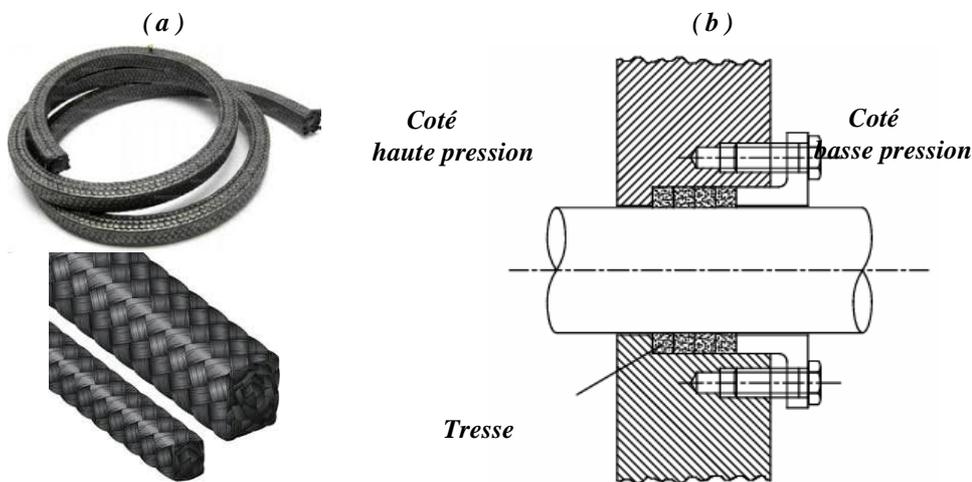


Fig 1.2: Étanchéité avec presse-étoupe en tresse : (a) Aspect extérieur d'une tresse, (b) Montage

2° Joint torique "V"

Dans ce cas, le dispositif d'étanchéité sera un ensemble de joint torique "V" en matière synthétique ou en caoutchouc, empilés les uns à côté des autres (**Figure 1.3**).

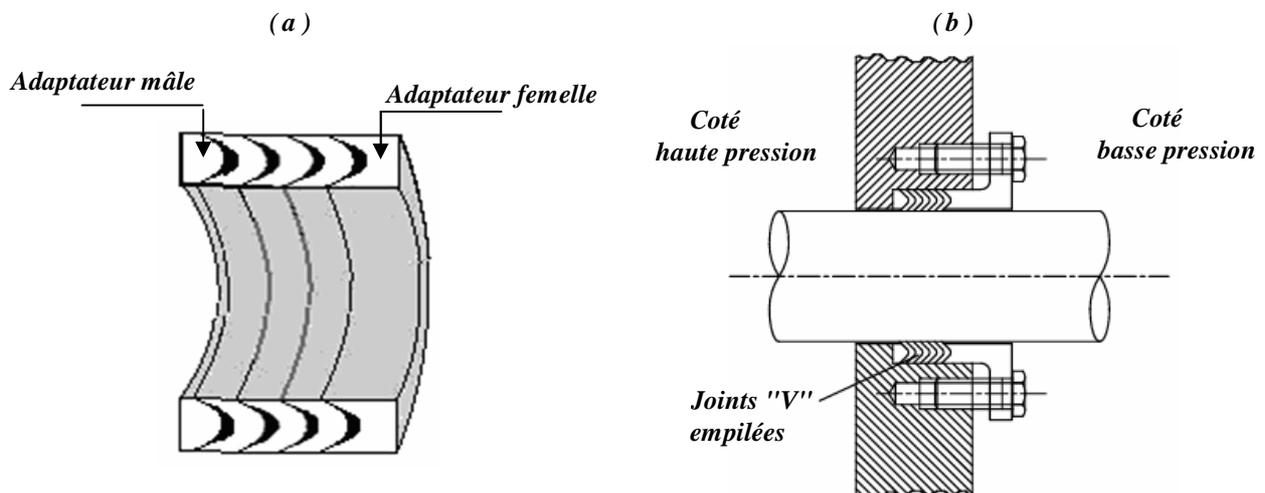


Fig 1.3: Étanchéité avec joint torique "V" : (a) Aspect extérieur, (b) Montage

1.3.2.2 Étanchéité avec joint à lèvres

Les joints à lèvres sont principalement utilisés pour retenir le lubrifiant et exclure la contamination. Ils assurent soit une étanchéité dans un seul sens par contact sur l'arbre, soit une étanchéité dans un seul sens avec une protection dite « antipoussière » dans l'autre sens. Dans le cas de la lubrification à la graisse la lèvre est orientée vers l'extérieur du palier pour permettre le passage de la graisse usagée lors des renouvellements par pompe. Tandis que dans le cas de la lubrification à l'huile, la lèvre est orientée vers l'intérieur du palier afin assurer la retenue de l'huile, L'avantage de ce type d'étanchéité c'est son moindre coût, son encombrement minime et la simplicité de montage (Figure 1.4).

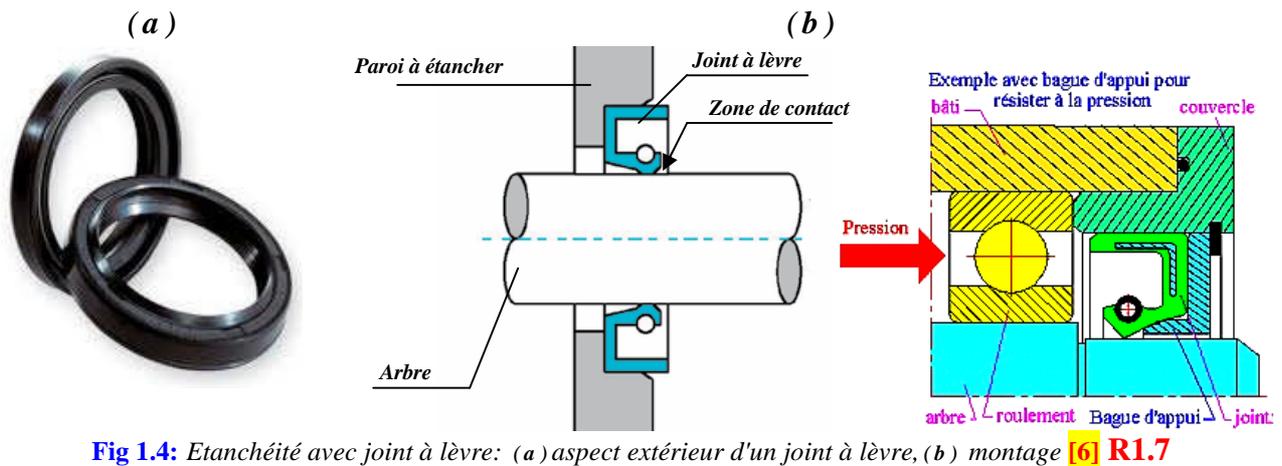


Fig 1.4: Étanchéité avec joint à lèvres: (a) aspect extérieur d'un joint à lèvres, (b) montage [6] R1.7

1.3.2.3 Étanchéité avec garniture mécanique

Les garnitures mécaniques aussi appelées joint d'étanchéité à faces radiales sont des dispositifs mécaniques qui assurent la fonction étanchéité dynamique entre un arbre en rotation et une enceinte stationnaire fixe (Figure 1.5). Elles sont utilisées dans les environnements où les conditions d'exploitation sont extrêmement sévères qui ne permettent pas l'utilisation de joints classiques en élastomère. Les garnitures mécaniques sont employées dans un grand nombre de configurations, particulièrement dans des applications à hautes performances (vitesses élevées, forts gradients de pression, hautes températures). Ces composants peuvent être utilisés pour tous types de fluides suivant les matériaux en présence [1]



Fig 1.5: Garniture mécanique

1.3.3 Étanchéité sans contact

L'étanchéité sans contact établit un contact indirect entre la partie fixe à étancher (stator) et la partie tournante (Rotor). Ce type d'étanchéité est contrôlé par les jeux existants entre la partie fixe et la partie mobile. Comme il n'y a pas de contact solide/ solide avec le frottement, les fuites sont minimales mais inévitables, cependant le frottement et l'usure sont éliminés. Il existe cinq types d'étanchéités sans contact :

1.3.3.1 Douille d'étanchéité

L'étanchéité à douille fixe est un manchon monté avec ajustement serré dans la partie fixe et avec ajustement glissant avec jeu par rapport à la partie tournante (**Figure 1.6**). La partie externe est une bague en alliage d'aluminium dans laquelle est emmanché un coussinet d'étanchéité mince.

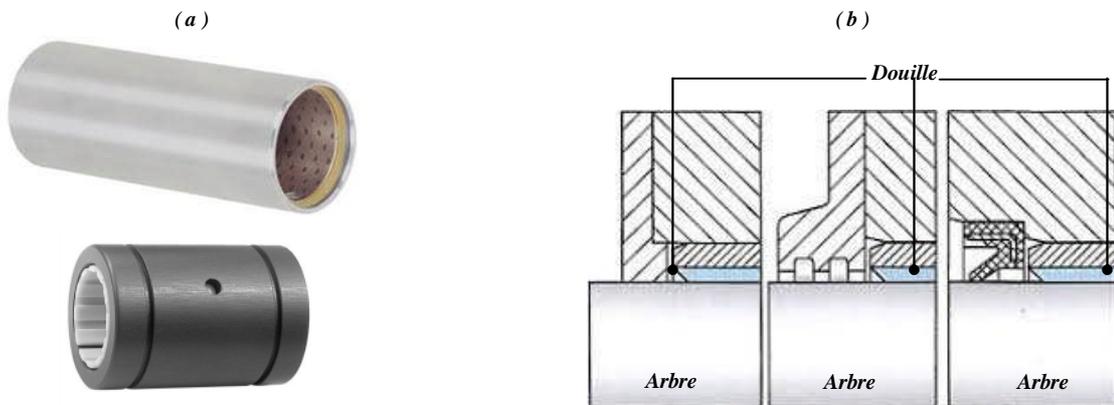


Fig 1.6: Douille d'étanchéité fixe: (a) Aspect extérieur, (b) montages

1.3.3.2 Étanchéité en labyrinthe

Les étanchéités à labyrinthes sont utilisées principalement dans les applications à grandes vitesses là où de grandes vitesses de fuites peuvent être tolérées et où la simplicité d'une technologie est nécessaire. Dans ce cas, une étanchéité correctement conçue ne requière pas une lubrification ou une maintenance. Si une usure d'étanchéité se produit, la seule conséquence c'est une augmentation dans les pertes par fuites (**Figure 1.7**).

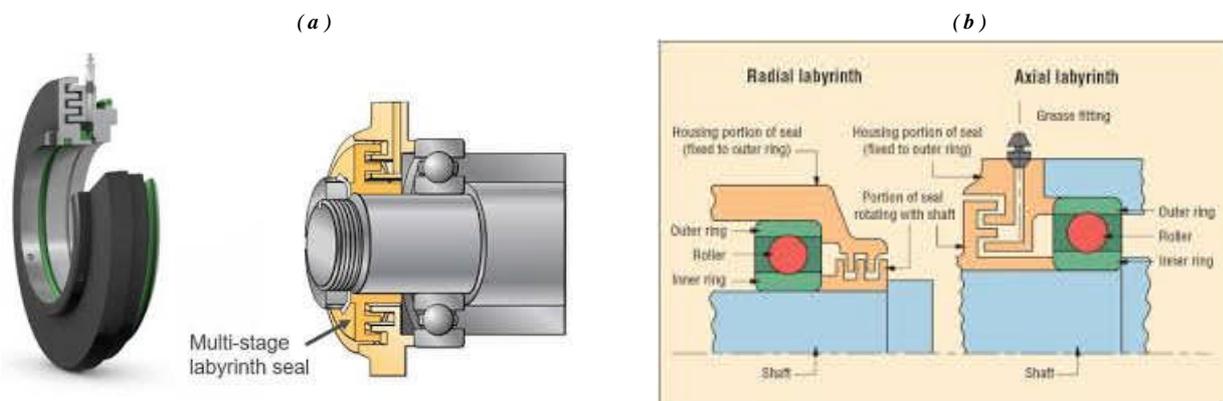


Fig 1.7: Étanchéité à labyrinthe (a) Aspect (b) Montage

1.3.3.3 Visco-étanchéité

Les visco-étanchéités sont des dispositifs qui possèdent des rainures ou des gorges hélicoïdales usinées soit sur le rotor (partie tournante) soit dans le stator (partie fixe). Le sens de l'hélice doit être contraire au sens de rotation du rotor afin de fournir une action positive qui empêche la fuite. L'effet de l'étanchéité est obtenu par la viscosité du fluide à étancher qui circule dans le jeu existant entre le rotor et le stator [7]. Pour des vitesses de rotation faibles, une étanchéité secondaire tel que joint à lèvres doit être prévue (Figure 1.8).

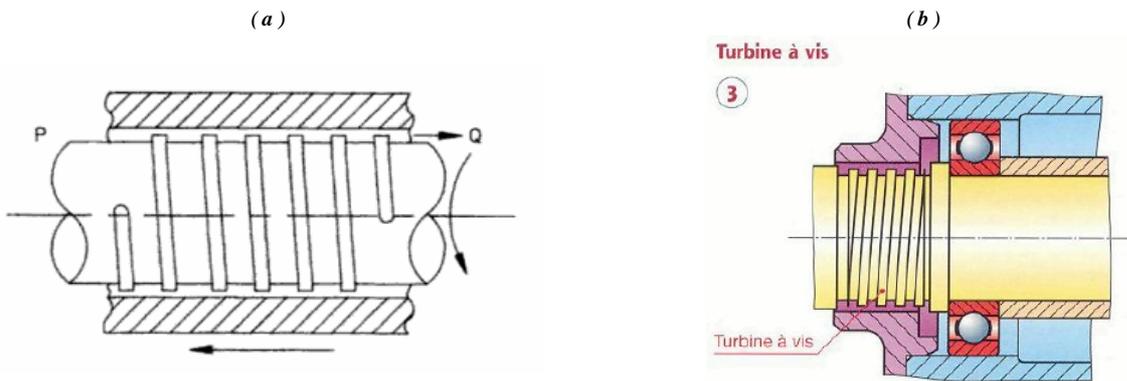


Fig 1.8: Visco-étanchéité (a) Principe, (b) Montage [3], [7]

1.3.3.4 Etanchéité à Ferrofluides

Les joints magnétiques utilisent une suspension colloïdale de particules magnétiques, focalisée par des aimants permanents, pour créer un joint (Figure 1.9). En plus de fournir un joint presque parfait avec une usure ou un frottement négligeable, ils sont tolérants au voilage de l'arbre. Ils peuvent être utilisés à des vitesses allant jusqu'à 120 000 tr / min, à des températures allant jusqu'à 200 °C et à des pressions de 7 psi / étage. Les joints d'étanchéité sont principalement utilisés avec des gaz et excluent l'humidité, les brouillards et les solides fins [7].

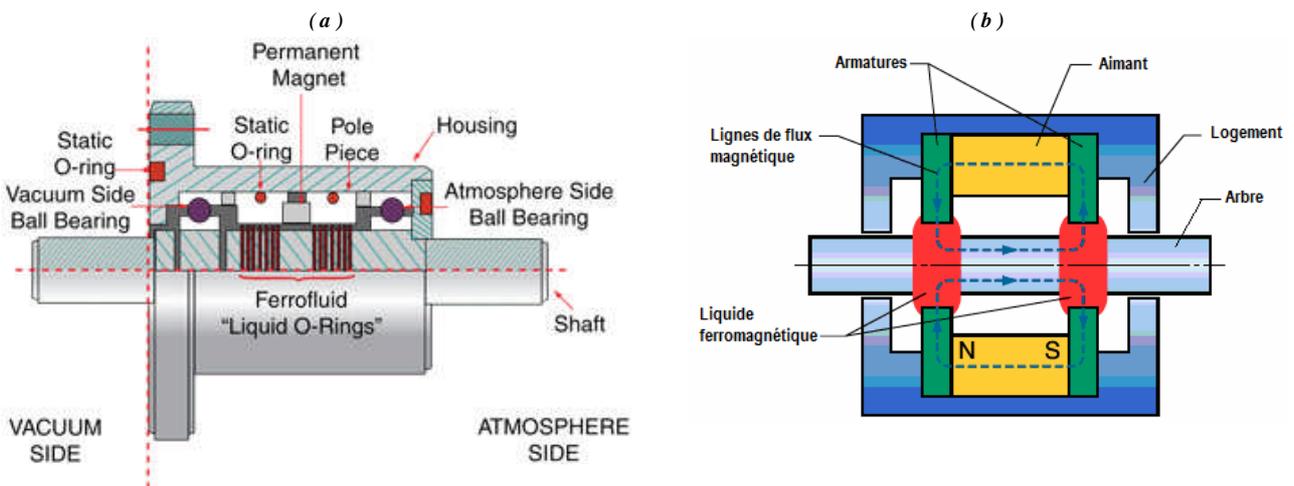


Fig 1.9: Etanchéité ferromagnétique (a) principe, (b) Montage [8]

1.3.4 Sélectivité d'une étanchéité mécanique dynamique

Certaines variables d'exploitation peuvent être contrôlées par le concepteur de l'équipement en concertation avec l'utilisateur final. Dans ce cas, il est essentiel pour le concepteur de l'étanchéité, le concepteur de l'équipement et l'utilisateur final d'œuvrer ensemble pour l'obtention de la meilleure solution à mettre en oeuvre. La sélection définitive doit être faite en collaboration avec les utilisateurs/constructeurs suivant un cahier des charges établi afin de garantir les meilleurs aspects sécurité et fiabilité de l'étanchéité. La **figure 1.10** présente un arbre de décision afin d'aider et de faciliter le choix judicieux d'une solution d'étanchéité à adopter [4]

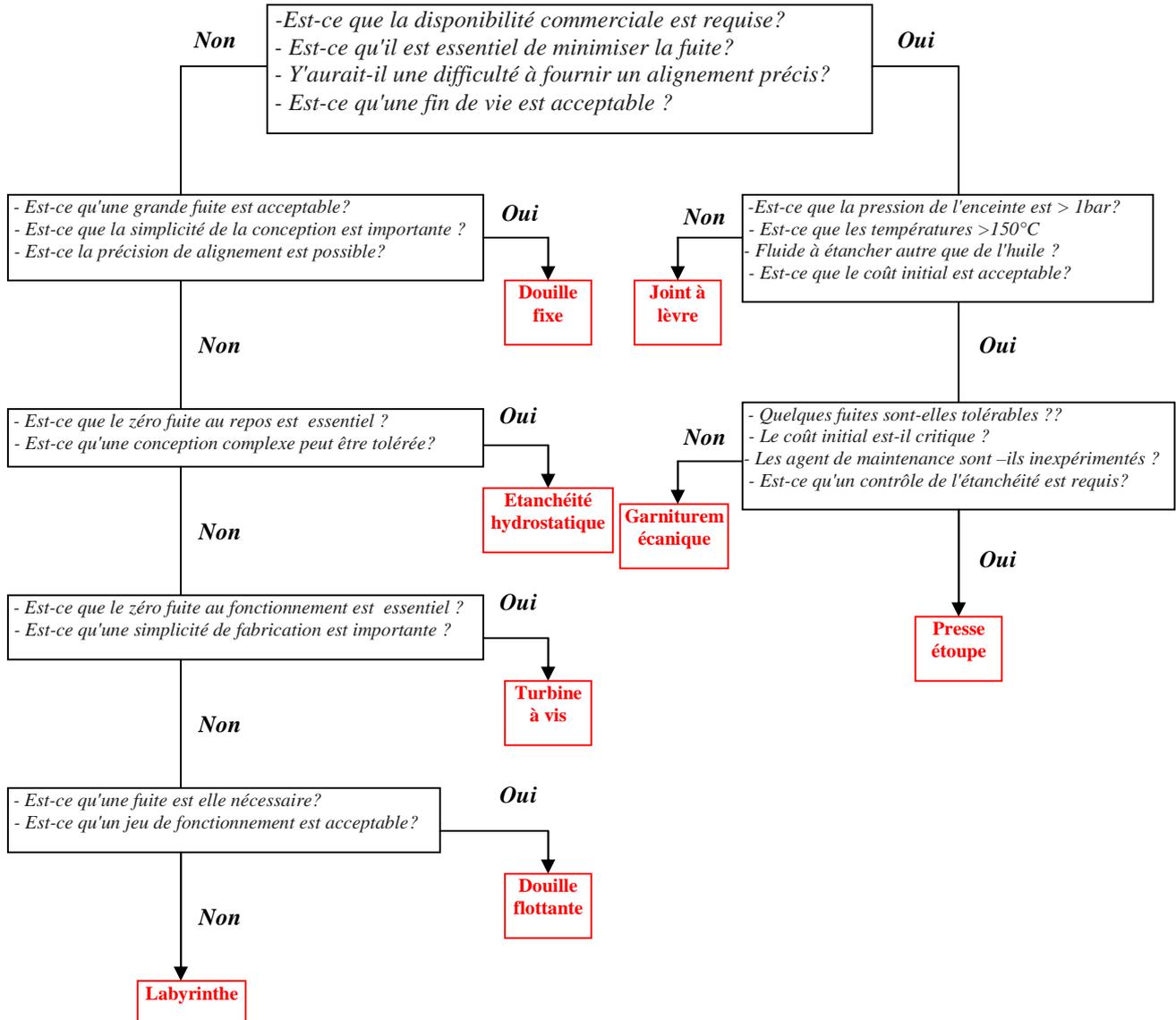


Fig 1.10: Arbre de décision pour la sélection d'un type d'étanchéité dynamique en rotation [4]

1.3.5 Domaines d'étanchéité pour arbres tournants

Le fonctionnement des machines tournantes ou alternatives exige toujours des étanchéités au niveau des arbres tournants afin de retenir les fluides lubrifiants et empêcher les particules étrangères de pénétrer dans l'enceinte à étancher et d'endommager les machines faisant subir à celles-ci une défaillance prématurée. Les conditions de fonctionnement pouvant considérablement varier, la conception des systèmes d'étanchéités ont évolués pour répondre à ces conditions. Certaines applications tolèrent une petite quantité de fuite, tandis que d'autres ne permettent aucune fuite. En général, la complexité des étanchéités et les coûts augmentent à mesure que le besoin de zéro fuite augmente [5]. Parmi les machines et organes de machines qui rentrent dans ce contexte, on peut citer les applications suivantes :

1.3.5.1 Organes de transmission de puissance

Pour pouvoir transmettre une puissance entre un organe moteur (exp: moteur électrique) et un organe récepteur (exp: soufflante), les organes de machines tel que embrayages, freins, réducteurs de vitesses utilisent des arbres de transmission guidés en rotation continues et portés à l'aide de paliers à roulements lubrifiés dans un carter. Ce dernier nécessite une étanchéité mécanique dynamique entre les arbres d'entrées et sortie, et le milieu extérieur (Figure 1.11).

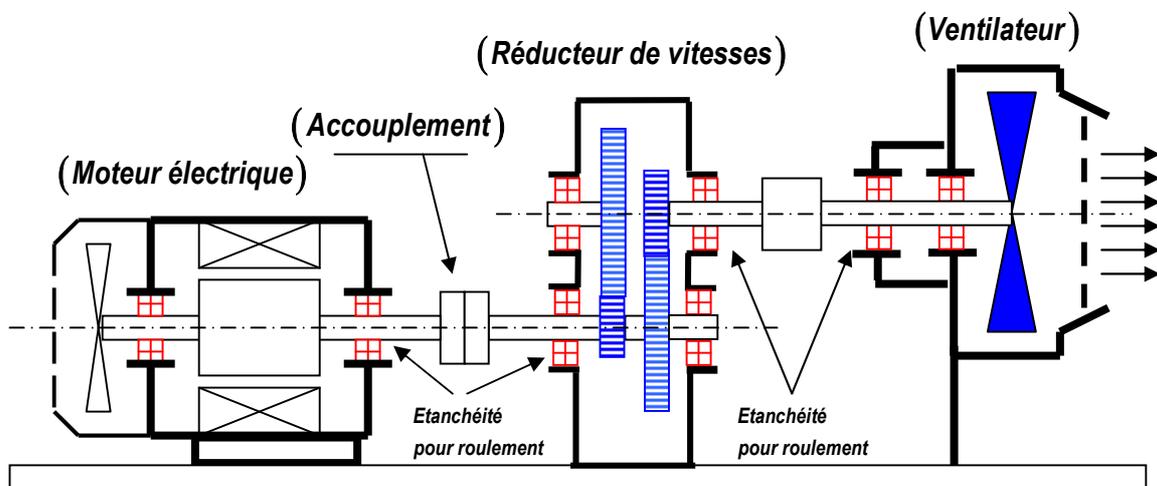


Fig 1.11: étanchéité dans une transmission de puissance

1.3.5.2 Industries type process

Les industries tel que l'agroalimentaire, Chimie, pétrochimie, pharmaceutique, biotechnologie, cosmétique, traitement des eaux, nucléaire, etc., utilisent tous d'une manière intensive dans leurs processus des organes tel que agitateurs, malaxeurs et mélangeurs industriels. Il arrive que ces dernières soient immergées dans le fluide devant être traité ou à transporté. Là aussi, apparaît la nécessité d'une étanchéité mécanique dynamique entre l'intérieur et l'extérieur de la pompe (Figure 1.12).

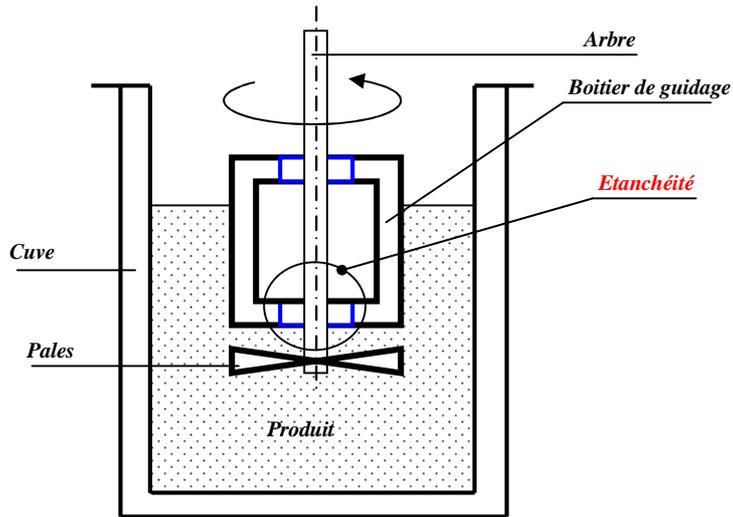


Fig 1.12: étanchéité pour agitateur, mélangeur et malaxeurs

1.3.5.3 Les turbomachines

Pour pouvoir entraîner leurs rotors, toutes les turbomachines possèdent des paliers lisses ou à roulement pour assurer le guidage en rotation de l'arbre d'entraînement et présenter un accès pour ce lui-ci, sans pour autant permettre une fuite excessive du fluide à impulser. D'où la nécessité d'une étanchéité mécanique entre le fluide à faire transporter et le milieu extérieur (Figure 1.13).

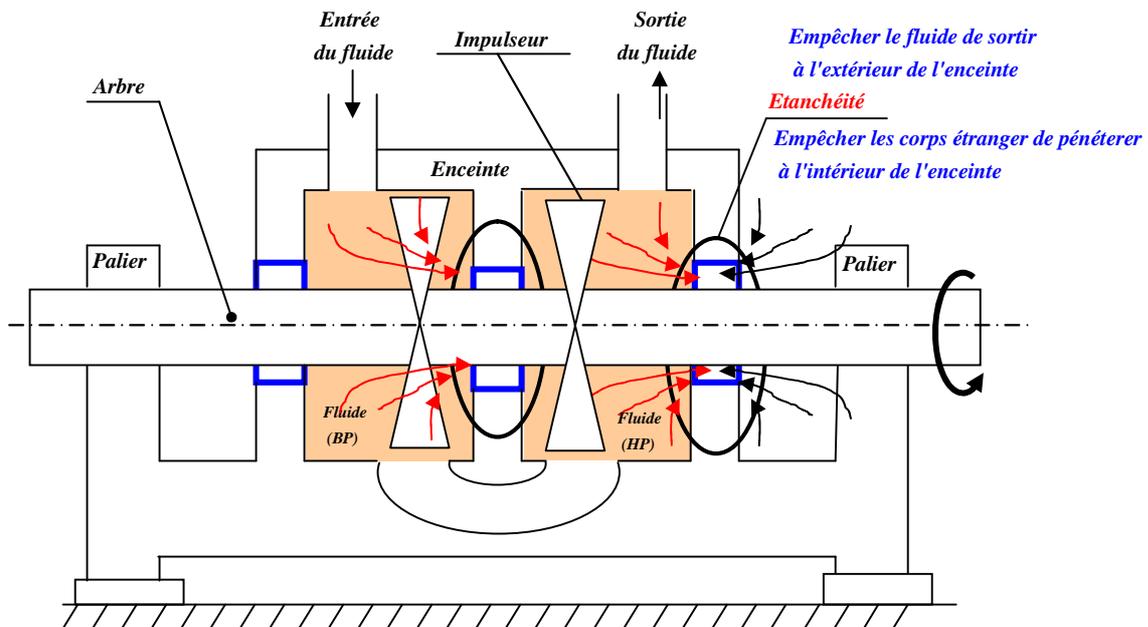


Fig 1.13: étanchéité dans une turbomachines

1.4 ETANCHEITE A LABYRINTHE POUR ROTOR

1.4.1 Définition

L'étanchéité à labyrinthe est un dispositif mécanique utilisé dans les machines tournantes et principalement les turbomachines. Elle sert à limiter le débit des fuites lorsqu'un arbre tournant traverse un carter. La fuite doit être minimisée afin d'améliorer la performance des turbomachines tout en évitant un frottement important lors des grandes vitesses de rotation.

Sachant que les joints d'étanchéité à labyrinthe sont généralement utilisés dans les turbines (**Figure 1.14**), les pompes et les compresseurs, ils se comportent comme des paliers et peuvent modifier les caractéristiques dynamiques de la ligne d'arbre dans laquelle ils sont intégrés. Ainsi, il est important de déterminer leur comportement statique (*débit* et *différence de pression*) et dynamique (*coefficients de raideur* et *coefficient d'amortissement*). [10-11].

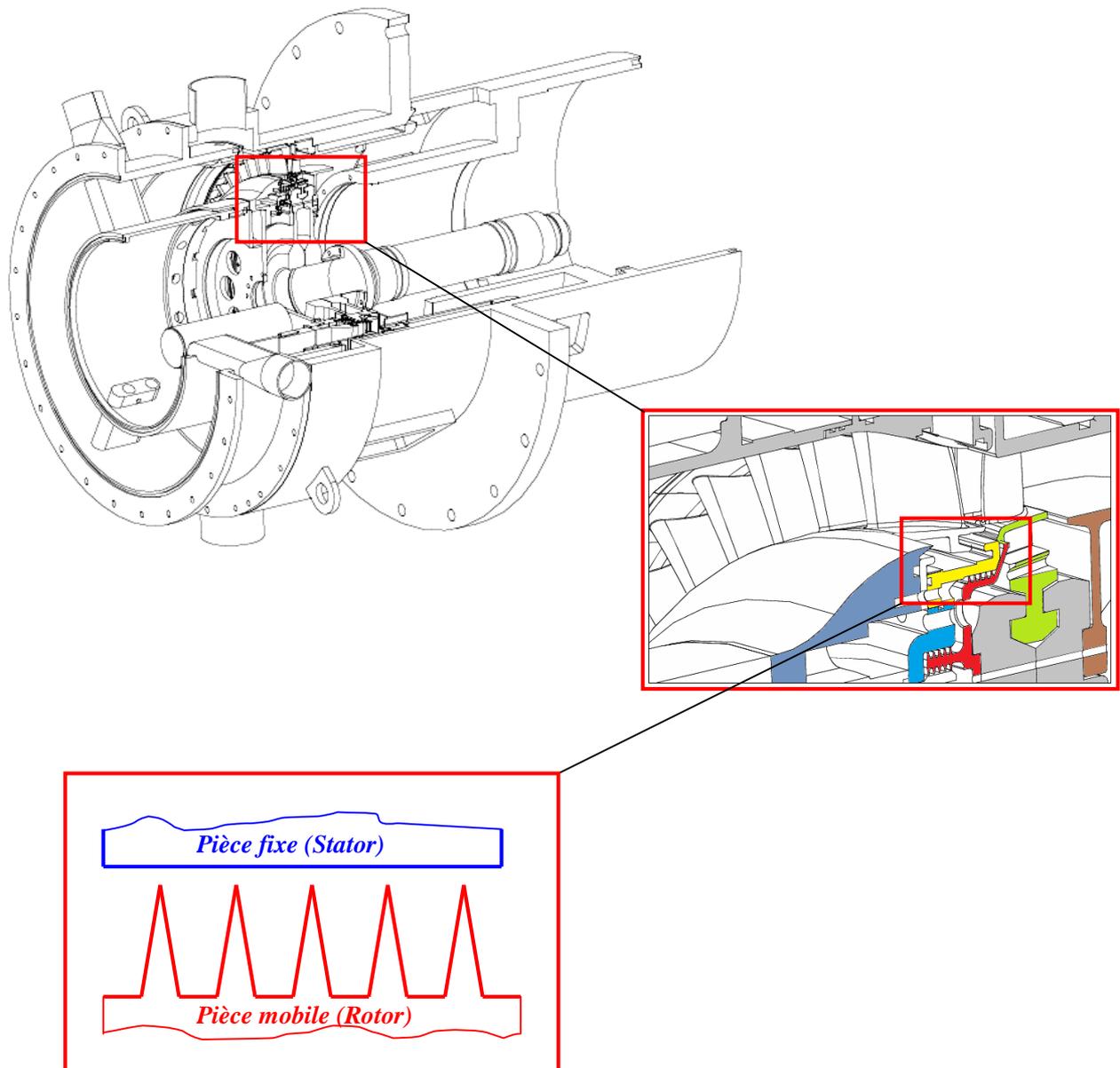


Fig 1.14: Emplacement d'une étanchéité à labyrinthe dans une turbine à vapeur

1.4.2 Description

Du point de vue conceptuel et fonctionnel, une étanchéité à labyrinthe est une fonction technique et mécanique qui trouve son importance dans les machines tournantes et en particulier les turbomachines. Du point de vue constructive et matériel, une étanchéité à labyrinthe est un groupe fonctionnel (ensemble formé de deux pièces minimum) admettant des passages qui s'emboîtent ou non entre eux pour former un chemin tortueux dénommé **chicane** qui provoque le ralentissement de l'écoulement du fluide afin de le confiner entre deux régions ou bien éviter ses fuites et ses pertes vers le milieu extérieur.

Un joint labyrinthe est constitué de **léchettes (ou dents)**, formant une succession de chambres (ou cavités), soit sur le stator soit sur le rotor [10]. Généralement, les labyrinthes sont utilisées sur les arbres tournants pour réaliser une action de joint d'étanchéité sans contact, en contrôlant le passage du fluide principal par mouvement centrifuge, ainsi que par la formation de tourbillons de fluide contrôlés (Figure 1.15).

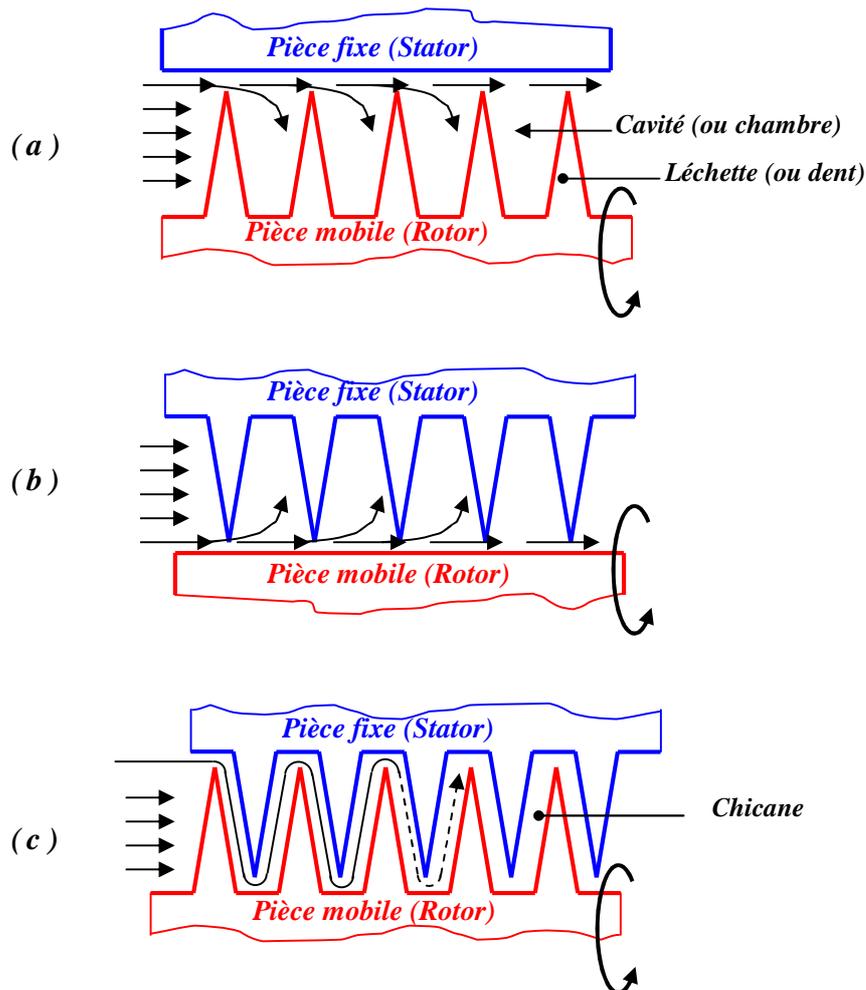


Fig 1.15: Contrôle du passage du fluide par labyrinthe
 (a) Léchettes sur rotor; (b) Léchettes sur stator; (c) Léchette sur rotor et stator

1.4.3 Types d'étanchéité à labyrinthe

Il existe plusieurs types de joints labyrinthe correspondant à des conditions de fonctionnement spécifiques. [10]. Le joint labyrinthe est utilisé aussi bien pour des liquides que pour des gaz. La figure 1. 16 présente différents joints labyrinthes.

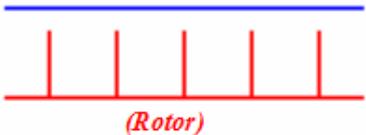
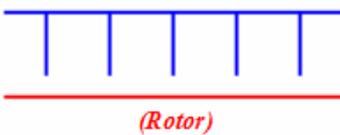
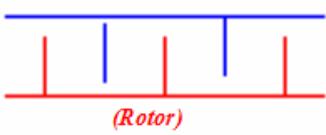
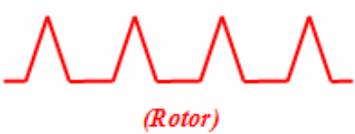
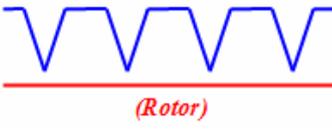
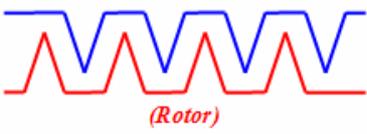
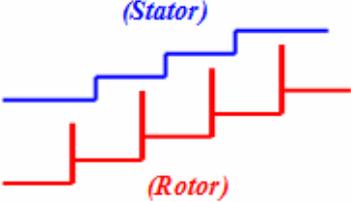
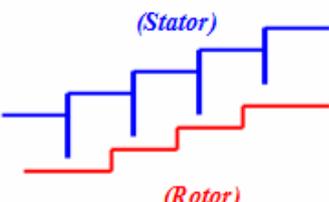
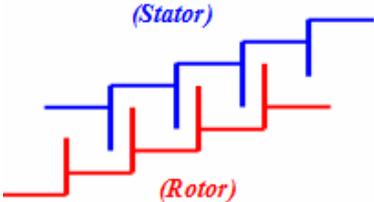
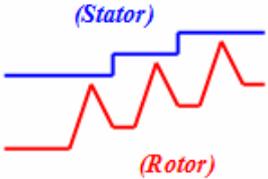
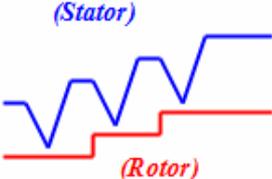
<p>1. Etanchéité à labyrinthe droite avec cavités rectangulaires sur rotor</p>	<p>2. Etanchéité à labyrinthe droite avec cavités rectangulaires sur stator</p>	<p>3. Etanchéité à labyrinthe droite avec cavités rectangulaires sur rotor et stator</p>
<p>(Stator)</p>  <p>(Rotor)</p>	<p>(Stator)</p>  <p>(Rotor)</p>	<p>(Stator)</p>  <p>(Rotor)</p>
<p>4. Etanchéité à labyrinthe droite avec cavités triangulaires sur rotor</p>	<p>5. Etanchéité à labyrinthe droite avec cavités triangulaires sur stator</p>	<p>6. Etanchéité à labyrinthe droite avec cavités triangulaires sur rotor et stator</p>
<p>(Stator)</p>  <p>(Rotor)</p>	<p>(Stator)</p>  <p>(Rotor)</p>	<p>(Stator)</p>  <p>(Rotor)</p>
<p>7. Etanchéité à labyrinthe étagée avec cavités rectangulaires sur rotor</p>	<p>8. Etanchéité à labyrinthe étagée avec cavités rectangulaires sur stator</p>	<p>9. Etanchéité à labyrinthe étagée avec cavités rectangulaires sur rotor et stator</p>
<p>(Stator)</p>  <p>(Rotor)</p>	<p>(Stator)</p>  <p>(Rotor)</p>	<p>(Stator)</p>  <p>(Rotor)</p>
<p>10. Etanchéité à labyrinthe étagée avec cavités triangulaires sur rotor</p>	<p>11. Etanchéité à labyrinthe étagée avec cavités triangulaires sur stator</p>	<p>12. Etanchéité à labyrinthe étagée avec cavités triangulaires sur rotor et stator</p>
<p>(Stator)</p>  <p>(Rotor)</p>	<p>(Stator)</p>  <p>(Rotor)</p>	<p>(Stator)</p>  <p>(Rotor)</p>

Fig 1.16: Différentes architectures d'une étanchéité à labyrinthe

1.4.4 Fonctionnement

Lorsqu'un rotor tourne à des vitesses très élevées, les forces centrifuges poussent le fluide vers la périphérie du joint à labyrinthe et donc loin de tout passage. De même, si les chambres à labyrinthe sont correctement conçues, tout liquide qui s'est échappé de la chambre principale est piégé dans une chambre à labyrinthe, où il est forcé dans un mouvement de type tourbillon (**Figure 1.16**). Cela agit pour empêcher sa fuite, et agit également pour repousser tout autre fluide.

Dans un joint labyrinthe le débit de fuite est limité grâce à un système de chicanes que le fluide est obligé de traverser. La puissance ainsi dissipée se traduit par une différence de pression et un débit de fuite entre la chambre haute pression et la chambre basse pression. [12]

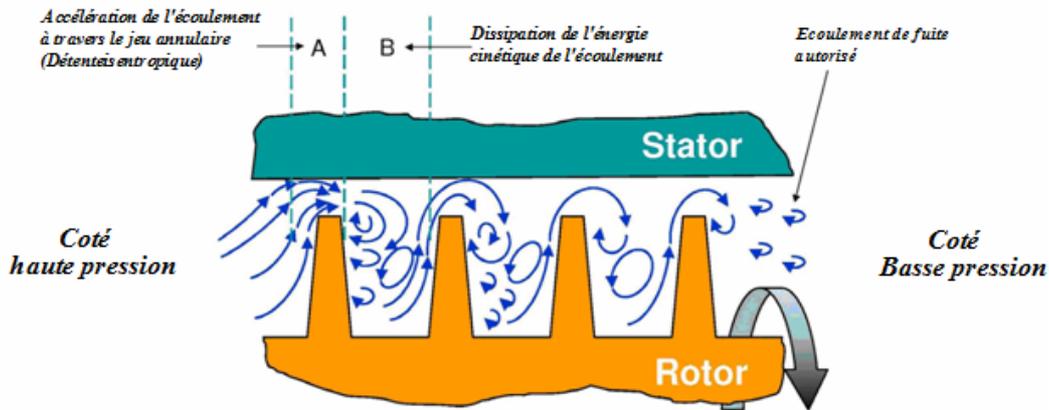


Fig 1.17: Principe de fonctionnement d'une étanchéité à labyrinthe [13]

Les joints d'étanchéité à labyrinthes sont le plus souvent fait en pièces métalliques et étant sans contact, ils ne s'usent pas. Néanmoins, certaines applications ne garantissent pas toujours la présence d'un jeu radial au niveau des dents. Par exemple, les moteurs d'aviation peuvent être soumis à des charges dynamiques provenant des manoeuvres. Les rotors étant flexibles, les dents des labyrinthes qui étanchent les étages du compresseur ou de la turbine peuvent accidentellement venir en contact avec le stator. Afin de prévenir la dégradation du joint, soit le stator est couvert d'un matériaux abrasable dans lequel les dents peuvent creuser sans se détériorer, soit (solution plus rare) les dents sont réalisés dans un polymère tolérant aux grandes déformations. [12].

1.5 CONCLUSION

Au terme de ce chapitre, on a pu définir, classer et mettre en situation dans son contexte technologique l'étanchéité à labyrinthe en tant que fonction mécanique. L'importance que revêt ce type d'étanchéité dans les machines tournantes et en particulier les turbomachines, a poussé et pousse encore les scientifiques du domaine à améliorer les performances intrinsèque d'un joint d'étanchéité à labyrinthe à travers les développements théoriques, l'expertise et la simulation numérique.

Chapitre 02

**EQUATIONS
GOUVERNANTES**

2.1 ECHELLES D'ETUDE

Une fois la situation du problème précisée concernant la solution du joint à labyrinthe, la modélisation et l'étude de cette dernière sera soumise à un certains nombre de contrainte dues essentiellement à :

- *L'interdépendance avec le comportement dynamique du système rotor.*
- *La complexité des phénomènes hydrodynamiques du film mince du fluide interposé entre l'arbre et le labyrinthe.*
- *Les phénomènes physiques mis en jeu dans les interstices,*

Pour faire face à cette complexité, l'étude de l'étanchéité est souvent abordée à l'aide d'une approche multi-échelles. Ceci permet de séparer les difficultés en limitant le nombre de phénomènes à prendre en compte et la taille du modèle à une échelle donnée. Pour modéliser une étanchéité afin de prédire ces performances, il est nécessaire dans un premier temps de définir l'échelle à laquelle l'étude est envisagée (figure 2.1). Dans notre cas, le fluide étant considéré comme milieu continu, l'analyse sera menée entre le niveau macroscopique et mésoscopique.

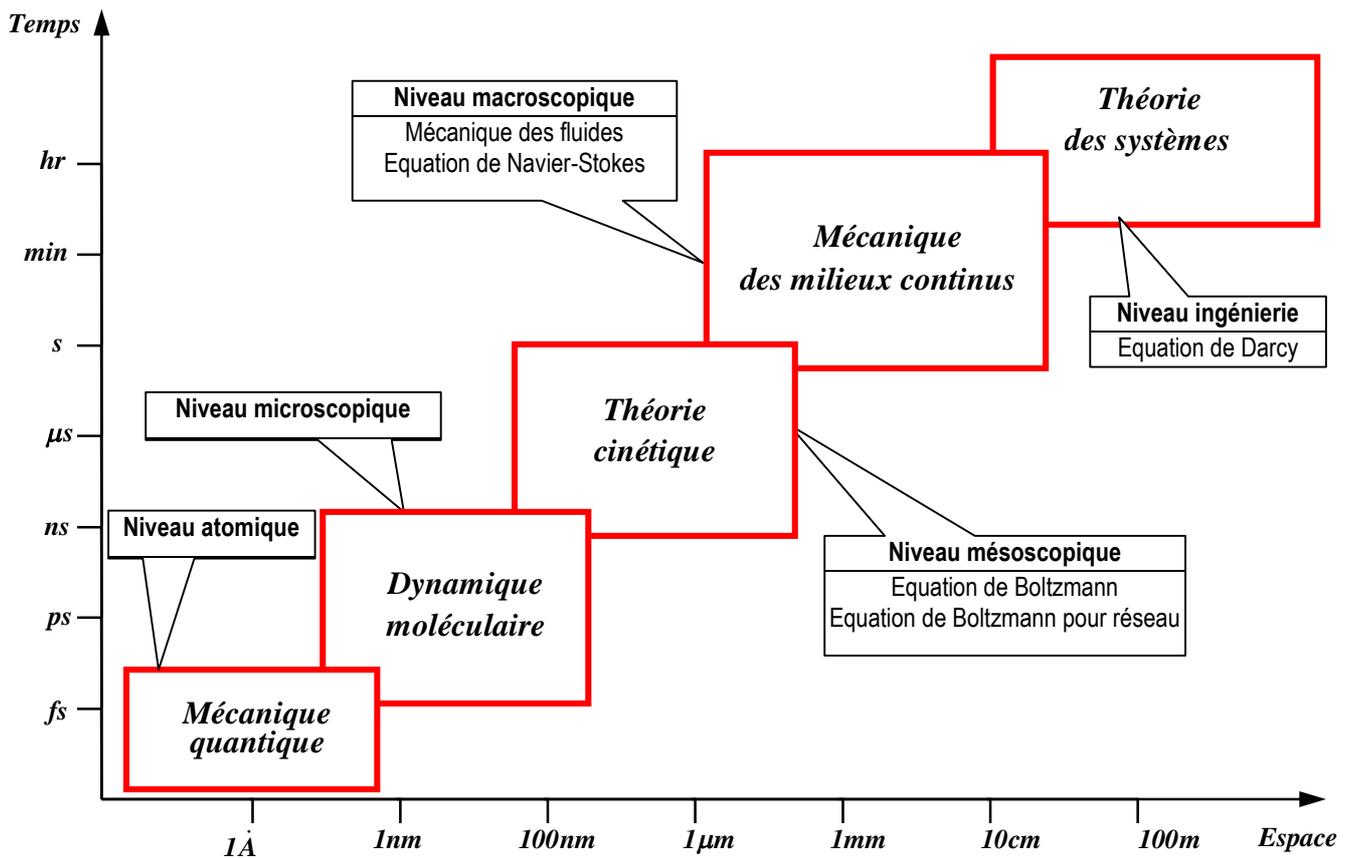


Figure 2.1: Différentes échelles spatiale et temporelle pour l'étude d'un phénomène [14].

1°. Echelle microscopique

A l'échelle microscopique, le fluide est essentiellement discontinu, il est composé de molécules en continuelle agitation thermique (**Figure 2.2a**). Le niveau microscopique concerne la description de la position et la vitesse de chaque molécule constitutive ainsi que le potentiel d'interaction entre elles.

2° Echelle mésoscopique

Par ce vocable on entend la description de phénomènes descriptibles à une échelle grande devant la précédente mais petite devant l'échelle du continu. L'échelle mésoscopique est une échelle intermédiaire entre l'échelle macroscopique, où le fluide est un milieu continu et l'échelle microscopique où le fluide est à l'état moléculaire (**Figure 2.2b**). A cette échelle, le fluide est découpé en cellules élémentaires (ou infinitésimales) appelées éléments de fluide, ou particule de fluide, (contenant un grand nombre de molécules). Un très grand nombre de molécules (10^{10}) doivent constituer cette particule, afin d'avoir accès à des moyennes locales ayant un caractère macroscopique. L'intérêt d'une description continue du fluide réside dans le fait que des grandeurs macroscopiques peuvent être associées à ces particules de fluide, qui ont une masse élémentaire constante lors de l'évolution du fluide. On peut effectuer dans cette particule un bilan de masse, de quantité de mouvement et d'énergie en utilisant les flux correspondants sur les limites du domaine. Cette approche conduit à l'écriture des équations de conservation correspondantes et, par passage à la limite, aux équations descriptives du phénomène. Cette méthode est aussi la base de la description numérique, le volume élémentaire étant alors la maille élémentaire du calcul.

3°. Echelle macroscopique

A l'échelle macroscopique, le fluide est un milieu continu, la dimension D caractéristique d'observation de cette échelle est imposée par le problème étudié (**Figure 2.2c**). Le niveau macroscopique résulte donc d'une simplification rigoureuse de tous les détails du problème, lesquels sont tous de mêmes présents au travers des coefficients qui interviennent dans les équations descriptives, des conditions aux limites et de l'équation d'état du milieu.

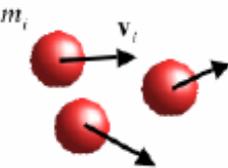
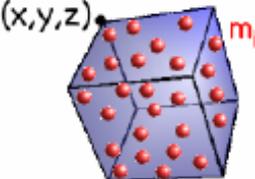
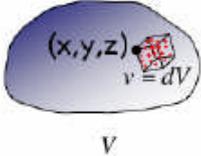
(a) Niveau microscopique	(b) Niveau mésoscopique	(c) Niveau macroscopique
		

Figure 2.2: Niveaux d'observation d'un phénomène [15].

2.2 GRANDEURS PHYSIQUES MACROSCOPIQUES

2.2.1 Grandeurs cinétiques

1°. Masse

Au niveau macroscopique, la masse locale dM d'un fluide sera égale à somme $\sum m_i$ des masses de toutes les molécules contenues dans un volume infinitésimal élémentaire de volume $dV = dx dy dz$, centré sur un point matériel de coordonnées (x, y, z) .

$$dM = \sum m_i \quad (2.1)$$

Sachant que la masse volumique locale instantanée $\rho(x, y, z, t)$ en un point est donnée par:

$$\rho(x, y, z, t) = \frac{\sum m_i}{dV} = \frac{dM(t)}{dV} \quad (2.2)$$

Pour obtenir la masse $M(t)$ du volume macroscopique V , il suffit d'intégrer la relation (2.2) sur tout ce volume.

$$M(t) = \iiint_V \rho(x, y, z, t) dV \quad (2.3)$$

2° Quantité de mouvement

En vue d'étudier l'écoulement du fluide sous l'action des différentes forces extérieures qui modifient sa quantité de mouvement P , on définit la vitesse moyenne macroscopique $v(x, y, z, t)$ à partir des masses m_i et des vitesses v_i issues du niveau mésoscopique. Tel que:

$$\vec{v}(x, y, z, t) = \frac{\sum m_i \vec{v}_i}{\sum m_i} = \frac{d\vec{P}(t)}{\rho dV} \quad (2.4)$$

Ainsi, la quantité de mouvement au niveau macroscopique est défini par

$$\vec{P}(t) = \iiint_V \rho \vec{v}(x, y, z, t) dV \quad (2.5)$$

2.2.2 Grandeurs énergétiques macroscopiques

1°. Energie cinétique

En considérant la mécanique d'un ensemble de masses ponctuelles, il est possible d'obtenir l'énergie cinétique du fluide par un processus de moyennage. Ainsi, l'énergie cinétique d'un ensemble de particules en mouvement est égale à l'énergie de leur centre de masse.

$$E_c = \frac{1}{2} \iiint_V \rho \|\vec{v}\|^2 dV \quad (2.6)$$

2°. Energie interne

L'énergie cinétique dans le référentiel du centre de masse représente l'énergie d'agitation thermique du fluide qui contribue à l'énergie interne. Pour cette dernière il est plus pratique d'utiliser une grandeur massique. Ainsi, pour un fluide incompressible, l'énergie interne massique est simplement définie par $du = C_v dT$. L'énergie interne par unité de masse est obtenue en divisant l'énergie globale U par la masse. L'énergie interne d'un volume de fluide V est donnée par:

$$U(t) = \iiint_V u dV \quad (2.7)$$

2.2.3 Grandeurs locales et globales

Toutes les grandeurs macroscopiques définies précédemment (M, \vec{P}, E_c, U) sont des grandeurs extensives, c'est-à-dire proportionnelles à la quantité de matière. On peut généraliser ces relations pour une grandeur extensive quelconque G ayant une grandeur intensive η correspondante par unité de masse ou de volume. Donc, η est une grandeur spécifique, exprimée en unité de G /Unité de masse ou unité de G /Unité de volume (Tableau 2.1).

$$\eta = G/M \quad (2.8)$$

La généralisation des relation (2.6-7-8-9) peut être formulée comme suit:

$$G(t) = \iiint_V \eta \rho dV \quad (2.9)$$

Il faut savoir que la quantité G est une grandeur globale, calculée pour un volume macroscopique V donné, et ne dépend que du temps. Par contre la quantité η est une grandeur massique locale, qui dépend du temps et des coordonnées (x, y, z) du point macroscopique considéré. Mathématiquement G est une fonction d'une variable $G(t)$ et admet une dérivée temporelle, alors que η est une fonction de quatre variables $\eta(x, y, z, t)$ et admet des dérivées partielles par rapport à ces quatre variables.

Tableau 2.1: Association grandeurs extensives et intensives.

Grandeur extensive G		Grandeur intensive massique $\eta = G/M$	Grandeur intensive volumique $\eta \cdot \rho = G/V$
Désignation	Ecriture		
Masse	M	1	ρ
Quantité de mouvement	$\vec{P} = M \cdot \vec{v}$	\vec{v}	$\rho \cdot \vec{v}$
Energie cinétique	$E_c = M \cdot \ \vec{v}\ ^2 / 2$	$\ \vec{v}\ ^2 / 2$	$\rho \cdot \ \vec{v}\ ^2 / 2$
Energie interne	U	u	$\rho \cdot u$

2.3 EQUATIONS GOUVERNANTES

2.3.1 Description de l'écoulement fluide [16]

2.3.1.1 Approche Eulérienne

L'approche Eulérienne est une description du milieu continu fluide qui adopte un **point de vue géométrique**. Dans cette approche, l'observateur qui regarde les déplacements successifs des particules au cours du temps dans le référentiel $\mathfrak{R}(X, Y, Z, t)$, suit l'évolution du mouvement du fluide en se plaçant en un point géométrique $M(x, y, z)$ fixe par rapport au référentiel. On associe à cette approche la notion de **volume géométrique fixe**. Ce volume géométrique fixe est un domaine imaginaire de l'espace dénommé "**volume de contrôle**" délimité par des frontières qui sont fixes par rapport au référentiel de l'observateur et par lesquelles le fluide peut s'écouler. C'est un système ouvert traversé continuellement par de nouvelles particules matérielles qui franchissent ses frontières. La grandeur en cause sera représentée par un champ de tenseurs \mathbf{G} des variables (x, y, z, t) dénommée "variables géométriques" ou "variables d'Euler". L'évolution temporelle en point de vue Eulérien est une évolution locale, qui s'exprime à l'aide de la dérivée partielle $(\partial/\partial t)$ à (x, y, z) fixes. Les lois de conservation prennent la forme de bilans en entrée-sortie d'un volume géométrique. L'attention sera portée sur les quantités physiques qui traversent les surfaces qui enveloppent le volume.

2.3.1.2 Approche Lagrangienne

L'approche Lagrangienne est une description du milieu continu fluide qui adopte un **point de vue matériel**. Le point de vue Lagrangien suit une parcelle de fluide dans son déplacement. On associe à cette approche la notion de "**volume matériel**" mobile. C'est un système fermé qui renferme toujours les mêmes particules matérielles, même si elles se déplacent à l'intérieur du volume. Il n'y a pas de flux de masse à travers un contour matériel, puisque le contour se déplace lui-même à la vitesse de l'écoulement. Les lois de conservations s'écrivent en considérant un **volume matériel** (Figure 2.3).

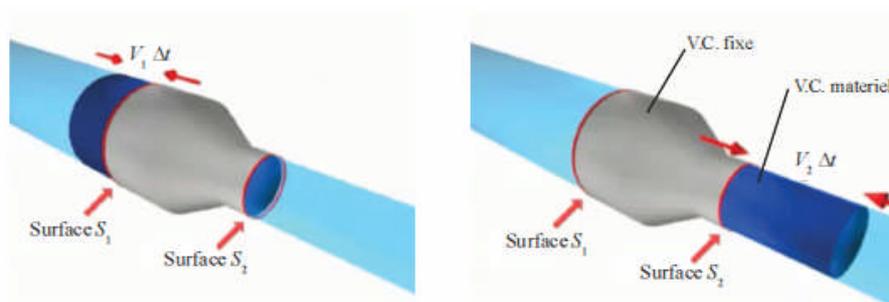


Figure 2.3 : Écoulement d'un fluide dans un tube convergent à deux instants t et $t + \Delta t$.

2.3.2 Equation générique de bilan

L'étude qui est développée ici repose sur l'application des équations de Reynolds. Ces équations sont obtenues par simplification des équations de Navier-Stokes, elles mêmes issues des équations fondamentales de la mécanique des fluides . La détermination des caractéristiques du mouvement d'un fluide consiste à rechercher la distribution du champ des grandeurs telles que les pressions et les vitesses en tout point du fluide. Pour y arriver, il faut établir les équations d'équilibre (ou de conservation) entre les différentes forces qui agissent sur un volume élémentaire dV entourant un point matériel quelconque du fluide. Tel que:

1. Les équations de conservation :

- L'équation de conservation de masse (ou équation de continuité)
- L'équation de conservation de la quantité de mouvement (ou équation de mouvement)

2. Les forces agissant sur le volume sont données sur le tableau 2.2.

Tableau 2.2: Classification des différentes forces agissant dans un écoulement de fluides.

Force	Type	Nature	Désignation
Force de volume	Statique	Champ gravitationnel	$F_{pesanteur}$
		Champ électromagnétique	$F_{électromagnétique}$
		Champ magnétique	$F_{magnétique}$
	Dynamique	Inertie	$F_{inertie}$
		Turbulence	$F_{turbulence}$
Forces de surface		Forces normales	$F_{pression}$
		Forces tangentielles	$F_{viscosité}$

Les équations régissant l'analyse des fluides, l'équation de conservation de masse, la quantité de mouvement, axiale et circonférentielle sont obtenues grâce à une équation de base sous forme intégrale issue du théorème de transport ou théorème de Reynolds . Selon Fox et McDonald [17] l'équation (2.10) représente un ratio générique du taux de variation de toute grandeur extensive, G , d'un système et de sa variation dans un volume de contrôle.

$$\left(\frac{dG}{dt} \right)_{système} = \frac{d}{dt} \iiint_{V_c} \eta \rho dV + \iint_{S_c} \eta \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} \tag{2.10}$$

Le premier terme de l'équation représente le taux de variation total de la grandeur G . Le second terme représente le taux de variation de la grandeur extensive en fonction du temps, existant dans un volume de contrôle V_c . Le troisième terme représente le taux net d'écoulement de la grandeur étendue à travers la surface de contrôle S_c .

Où:

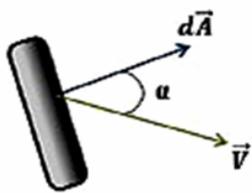
- G : grandeur extensive arbitraire (Masse, Quantité de mouvement, Energie Interne, énergie cinétique)
- η : grandeur intensive correspondant à G , ou propriété extensive par unité de masse;
- V_C :volume de contrôle;
- S_C :surface de contrôle;
- ρ :masse spécifique $[kg/m^3]$;
- \vec{v} : vitesse mesurée par rapport à la surface du volume de contrôle $[m/s]$;
- dV :différentielle du volume $[m^3]$;
- $d\vec{S}$: différentielle de la surface $[m^2]$;
- $\left(\frac{dG}{dt}\right)_{\text{système}}$:Taux de changement/ variation total de la grandeur extensive G ;
- $\frac{d}{dt} \int_V \eta \rho dV$: Taux de changement fonction du temps de la grandeur extensive G à l'intérieur du volume de contrôle
- ρdV : masse élémentaire dans le volume de contrôle $[kg]$;
- $\eta \rho dV$: quantité totale de la grandeur extensive G existant dans le volume de contrôle V_C ;
- $\int_s \eta \rho \vec{v} \cdot d\vec{S}$: débit massique de la grandeur extensive G à travers le surface de contrôle;
- $\rho \vec{v} \cdot d\vec{S}$: débit massique à travers une surface élémentaire $d\vec{S}$. Le signe de ce terme dépend du sens du vecteur vitesse \vec{v} par rapport au vecteur surface $d\vec{S}$ (Figure 2.4)

⊕

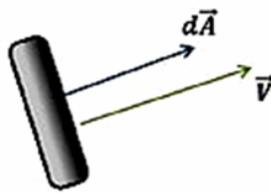
(a) Sortie/ Entrée générale

(b) Sortie normale à la surface

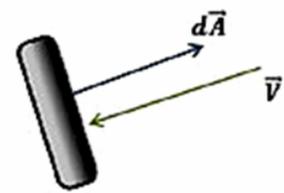
(c) Entrée normale à la surface



$$\vec{v} \cdot d\vec{S} = v \cdot dS \cdot \cos \alpha$$



$$\vec{v} \cdot d\vec{S} = +v \cdot dS$$



$$\vec{v} \cdot d\vec{S} = -v \cdot dS$$

Figure 2.4: Evaluation du produit scalaire $\vec{v} \cdot d\vec{S}$ [17]

2.3.3 Bilan des actions élémentaires

En vu de procéder au bilan des actions élémentaires agissant sur un volume de contrôle élémentaire dV , ce dernier est mis en situation dans le jeu radial moyen \bar{C}_r , entre le stator et le rotor le long de la longueur L du joint (**figure 2.5a**). D'autre part, **la figure 2.5b**, représente:

- H La fonction du jeu dans le joint d'étanchéité,
- W composante axiale du vecteur vitesse, considérée à travers le film.
- U composante circonférentielle ou tangentielle du vecteur vitesse, considérée à travers le film.
- τ^r : contraintes de cisaillement agissant au niveau de l'interface fluide/Rotor
- τ^s : contraintes de cisaillement agissant au niveau de l'interface fluide /Stator,

Les exposants ' r ' et ' s ' caractérisent respectivement les faces du rotor et du stator,

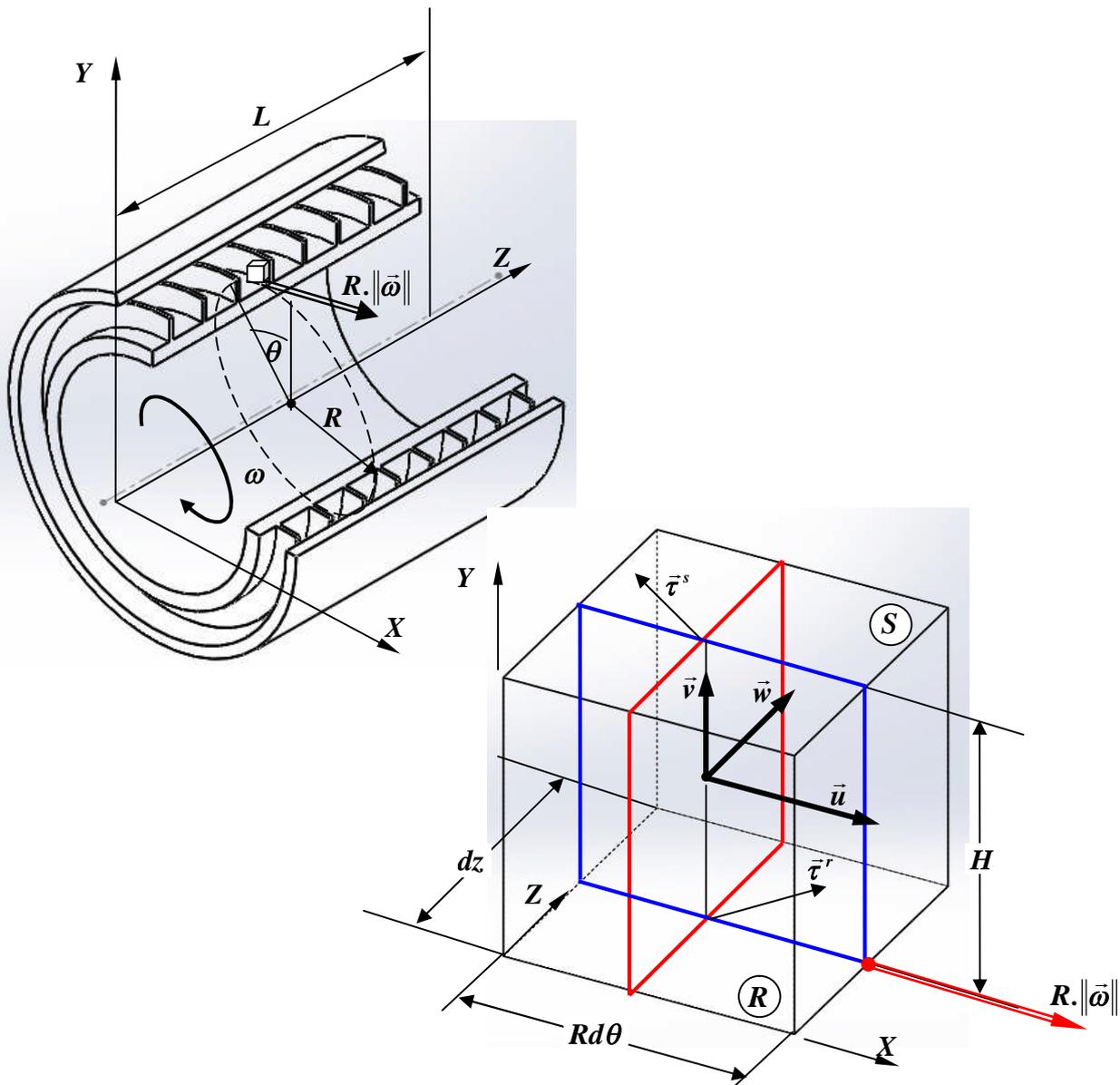
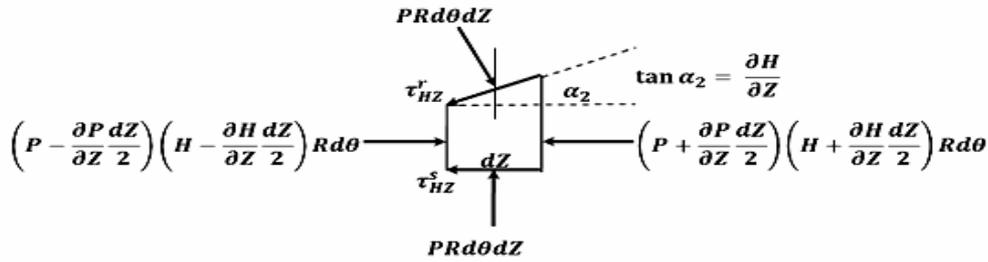
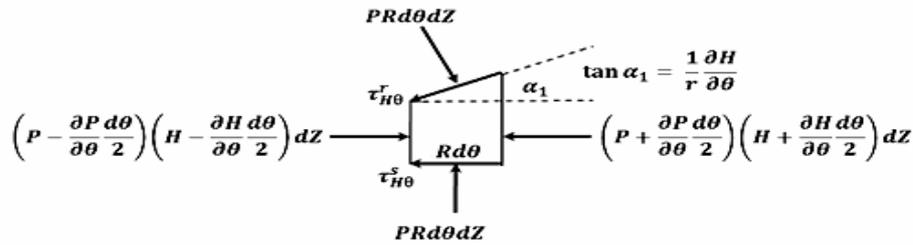


Figure 2.5: Paramétrage d'un joint Géométrie d'un joint d'écoulement; Élément fluide différentiel

Les figures 2.6a et 2.6b représentent l'équilibre d'un volume élémentaire pour déterminer les forces agissant sur l'élément de fluide différentiel, donné par la figure 2.5b.



(a) Forces (dans la direction Z) de l'élément fluide différentiel.



(b) Forces (dans la direction θ) de l'élément fluide différentiel

Figure 2.6: Forces dans les directions Z et θ de l'élément fluide différentiel [18].

2.3.4 Formulation des équations gouvernantes

Dans notre cas, il est possible de formuler à partir de la forme intégrale générique (2.10), les trois équations gouvernantes pour le fluide considéré. A savoir:

- Equation de continuité ou de conservation de masse,
- Equation de la quantité de mouvement pour mouvement de translation selon l'axe du rotor
- Equation de la quantité de mouvement pour le mouvement de rotation autour de l'axe du rotor

2.3.4.1 Forme générique pour la conservation de la masse

En vue de l'application de la forme intégrale générique (2.10) pour la formulation de l'équation de la conservation de la masse, en considère la masse M du système au lieu de la grandeur G . Donc, dans ce cas, la propriété intensive correspondante η sera égale à 1.

$$\eta = \frac{G}{M} = \frac{M}{M} = 1 \tag{2.11}$$

En appliquant ces considérations dans l'équation (2.10), on obtient:

$$\left(\frac{dM}{dt} \right)_{\text{système}} = \frac{d}{dt} \iiint_{V_c} \rho dV + \iint_{S_c} \rho \vec{v} dS \tag{2.12}$$

Un système fermé représente une partie de la matière fixe, de sorte que la loi de conservation de la masse, qui détermine qu'il n'est pas possible de créer ou d'éliminer la matière pour la transformer,

que ce soit dans un système physique ou chimique, c'est-à-dire que son taux de changement temporel est nul.

Ainsi:

$$\left(\frac{dM}{dt}\right)_{\text{système}} = 0 \quad (2.13)$$

D'où

$$M = cte$$

La formulation finale de la conservation de masse, dans sa forme intégrale, est:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho dV + \int_{S_c} \rho \vec{v} dS = 0 \quad (2.14)$$

L'application de l'équation (2.14) à l'élément différentiel de la figure (2.5 b) donne:

$$\left[\left(\rho \frac{\partial W}{\partial Z} dH + W \frac{\partial \rho}{\partial Z} dH \right) + \left(\rho \frac{\partial U}{R \partial \theta} dH + U \frac{\partial \rho}{R \partial \theta} dH \right) \right] R d\theta dZ + R d\theta dZ \frac{\partial(\rho H)}{\partial t} = 0 \quad (2.15)$$

Sachant que la masse spécifique ρ ne dépend ni des coordonnées géométriques du joint d'étanchéité, ni du temps, on a :

$$\begin{aligned} R d\theta dZ \left[\left(\rho \frac{\partial W}{\partial Z} dH + W \frac{\partial \rho}{\partial Z} dH \right) + \left(\rho \frac{\partial U}{R \partial \theta} dH + U \frac{\partial \rho}{R \partial \theta} dH \right) \right] + R d\theta dZ \left(H \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial H}{\partial t} \right) &= 0 \\ \rho \frac{\partial(WH)}{\partial Z} + \rho \frac{\partial(UH)}{R \partial \theta} + \rho \frac{\partial H}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \quad (2.16)$$

Le fluide étant incompressible, c'est-à-dire $\rho = Cte$, conduit à la formulation locale de l'équation de continuité.

$$\boxed{\frac{\partial(WH)}{\partial Z} + \frac{\partial(UH)}{R \partial \theta} + \frac{\partial H}{\partial t} = 0} \quad (2.17)$$

2.3.4.2 Forme générique pour la quantité de mouvement

La formulation générique de la quantité de mouvement est obtenue en remplaçant grandeur extensive G par le vecteur quantité de mouvement \vec{p} et la grandeur intensive η par la vitesse \vec{v} de sorte que l'équation (2.10) devient:

$$\left(\frac{d\vec{p}}{dt}\right)_{\text{système}} = \frac{d}{dt} \iiint_{V_c} \rho \vec{v} dV + \iint_{S_c} \vec{v} \rho \vec{v} dS \quad (2.18)$$

La deuxième loi de Newton, également connue sous le nom de principe fondamental de la dynamique, stipule que la résultante de toutes les forces extérieures (**tableau 2.2**) agissant sur un système est égale au taux de variation de la quantité de mouvement. Alors:

$$\left(\frac{d\vec{p}}{dt}\right)_{\text{système}} = \sum \vec{F}_{\text{ext}} = \vec{F}_{\text{champ}} + \vec{F}_{\text{inertie}} + \vec{F}_{\text{turbulence}} + \vec{F}_{\text{pression}} + \vec{F}_{\text{viscosité}} \quad (2.19)$$

Par conséquent, l'équation de quantité de mouvement est de la forme:

$$\sum \vec{F}_{\text{ext}} = \vec{F}_{\text{champ}} + \vec{F}_{\text{inertie}} + \vec{F}_{\text{turbulence}} + \vec{F}_{\text{pression}} + \vec{F}_{\text{viscosité}} = \frac{d}{dt} \iiint_{V_c} \vec{v} \rho dV + \iint_{S_c} \vec{v} \rho \vec{v} dS \quad (2.20)$$

Le volume élémentaire faisant partie d'un film de fluide mince, les effets de pesanteur, d'inertie ainsi que ceux du phénomène de turbulence sont négligés, la relation (2.20) devient:

$$\sum \vec{F}_{\text{ext}} = \vec{F}_{\text{pression}} + \vec{F}_{\text{viscosité}} = \frac{d}{dt} \iiint_{V_c} \vec{v} \rho dV + \iint_{S_c} \vec{v} \rho \vec{v} dS \quad (2.21)$$

L'équation de la quantité de mouvement est vectorielle, et donc, peut être associée au système de coordonnées (Z, θ) , utilisé dans la **figure 2.5a**, résultant dans la formulation de la quantité de mouvement axial, donnée par:

$$\sum \vec{F}_Z = \frac{d}{dt} \iiint_{V_c} W \rho dV + \iint_{S_c} W \rho \vec{v} d\vec{S} \quad (2.22)$$

Et dans la formulation de la quantité de mouvement circonférentielle, donnée par:

$$\sum \vec{F}_\theta = \frac{d}{dt} \iiint_{V_c} U \rho dV + \iint_{S_c} U \rho \vec{v} d\vec{S} \quad (2.23)$$

Les **figures 2.6a** et **2.6b** représentent la répartition des forces extérieures agissant sur l'élément de fluide différentiel, donné par la **figure 2.5b**.

Ainsi, d'après les **figures 2.6a** et **2.6b** la résultante des forces dans la direction Z et θ peut être décrite respectivement par les équations (3.24) et (3.25).

$$\sum F_Z = -Rd\theta dz \left[H \frac{\partial P}{\partial z} + (\tau_{HZ}^r + \tau_{HZ}^s) \right] \quad (2.24)$$

$$\sum F_\theta = -Rd\theta dz \left[H \frac{\partial P}{\partial \theta} + (\tau_{H\theta}^r + \tau_{H\theta}^s) \right] \quad (2.25)$$

La combinaison des équations (3.22), (2.23), (2.24) et (2.25) dans un élément comme celui de la **figure 2.6** sous forme différentielle conduit aux équations (2.26) et (2.27).

$$-Rd\theta dz \left[H \frac{\partial P}{\partial Z} + (\tau_{HZ}^r + \tau_{HZ}^s) \right] = Rd\theta dz \left[\frac{\partial(HW\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(HW^2\rho)}{\partial Z} + \frac{\partial(HUW\rho)}{R\partial\theta} \right] \quad (2.26)$$

$$-Rd\theta dZ \left[H \frac{\partial P}{\partial \theta} + (\tau_{H\theta}^r + \tau_{H\theta}^s) \right] = Rd\theta dZ \left[\frac{\partial(HU\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(HUW\rho)}{\partial Z} + \frac{\partial(HU^2\rho)}{R\partial\theta} \right] \quad (2.27)$$

Les équations du mouvement axial et du mouvement circonférentiel, données respectivement par les équations (2.26) et (2.27), peuvent être simplifiées en utilisant l'équation de conservation de masse (2.17). Pour ce faire, il faut multiplier l'équation (2.17) par la vitesse axiale W on obtient l'équation (2.28)

$$\rho W \frac{\partial(HU)}{R\partial\theta} + \rho W \frac{\partial(HW)}{\partial Z} + \rho W \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (2.28)$$

En soustrayant l'équation (2.28) de l'équation (2.26) on a l'équation (2.29).

$$\begin{aligned} -H \frac{\partial P}{\partial Z} - (\tau_{HZ}^r + \tau_{HZ}^s) = & -\rho W \frac{\partial H}{\partial t} - \rho W \frac{\partial(HU)}{R\partial\theta} - \rho W \frac{\partial(HW)}{\partial Z} + \\ & + \rho \frac{\partial(HW)}{\partial t} + \rho \frac{\partial(HWU)}{R\partial\theta} + \rho \frac{\partial(HW^2)}{\partial Z} \end{aligned} \quad (2.29)$$

En utilisant la règle de la chaîne pour la simplification, nous obtenons l'équation (2.30).

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial(HW)}{\partial t} = \rho W \frac{\partial H}{\partial t} + \rho H \frac{\partial W}{\partial t} & \rightarrow \rho H \frac{\partial W}{\partial t} = \rho \frac{\partial(HW)}{\partial t} - \rho W \frac{\partial H}{\partial t} \\ \rho \frac{\partial(HWU)}{R\partial\theta} = \rho W \frac{\partial(HU)}{R\partial\theta} + \rho HU \frac{\partial W}{R\partial\theta} & \rightarrow \rho HU \frac{\partial W}{R\partial\theta} = \rho \frac{\partial(HWU)}{R\partial\theta} - \rho W \frac{\partial(HU)}{R\partial\theta} \\ \rho \frac{\partial(HW^2)}{\partial Z} = \rho W \frac{\partial HW}{\partial Z} + \rho HW \frac{\partial W}{\partial Z} & \rightarrow \rho HW \frac{\partial W}{\partial Z} = \rho \frac{\partial(HW^2)}{\partial Z} - \rho W \frac{\partial HW}{\partial Z} \end{aligned}$$

$$\boxed{-H \frac{\partial P}{\partial Z} = (\tau_{HZ}^r + \tau_{HZ}^s) + \rho H \left(\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{U}{R} \frac{\partial W}{\partial \theta} + W \frac{\partial W}{\partial Z} \right)} \quad (2.30)$$

Pour la simplification de l'équation (2.27), on multiplie l'équation (2.17) par la vitesse circonférentielle U on obtient l'équation (2.31).

$$\rho U \frac{\partial H}{\partial t} + \rho U \frac{\partial(HU)}{R\partial\theta} + \rho U \frac{\partial(HW)}{\partial Z} = 0 \quad (2.31)$$

En soustrayant l'équation (2.31) du côté droit de l'équation (2.27) on a l'équation (2.32).

$$\begin{aligned} -\left(H \frac{\partial P}{R\partial\theta} \right) - (\tau_{H\theta}^r + \tau_{H\theta}^s) = & -\rho U \frac{\partial H}{\partial t} - \rho U \frac{\partial(HU)}{R\partial\theta} - \rho U \frac{\partial(HW)}{\partial Z} + \\ & + \rho \frac{\partial(HU)}{\partial t} + \rho \frac{\partial(HWU)}{\partial Z} + \rho \frac{\partial(HU^2)}{R\partial\theta} = 0 \end{aligned} \quad (2.32)$$

En ce qui concerne l'équation du mouvement axial, il est possible de simplifier l'équation (2.32) obtenant ainsi l'équation (2.33).

$$\rho \frac{\partial(HU)}{\partial t} = \rho U \frac{\partial H}{\partial t} + \rho H \frac{\partial U}{\partial t} \rightarrow \rho H \frac{\partial U}{\partial t} = \rho \frac{\partial(HU)}{\partial t} - \rho U \frac{\partial H}{\partial t}$$

$$\rho \frac{\partial(HWU)}{\partial Z} = \rho U \frac{\partial(HW)}{\partial Z} + \rho HW \frac{\partial U}{\partial Z} \rightarrow \rho HW \frac{\partial U}{\partial Z} = \rho \frac{\partial(HWU)}{\partial Z} - \rho U \frac{\partial(HW)}{\partial Z}$$

$$\rho \frac{\partial(HU^2)}{R\partial\theta} = \rho U \frac{\partial(HU)}{R\partial\theta} + \rho HU \frac{\partial U}{R\partial\theta} \rightarrow \rho HU \frac{\partial U}{R\partial\theta} = \rho \frac{\partial(HU^2)}{R\partial\theta} - \rho U \frac{\partial(HU)}{R\partial\theta}$$

$$\boxed{-\left(H \frac{\partial P}{R\partial\theta}\right) = (\tau_{H\theta}^r + \tau_{H\theta}^s) + \rho H \left(\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{R\partial\theta} + W \frac{\partial U}{\partial Z}\right)} \quad (2.33)$$

Ainsi, à partir de l'équation (2.10), il a été possible de déduire les équations gouvernantes (2.34), (2.35) et (2.36), sous forme différentielle qui décrivent respectivement les équations de continuité, de mouvement axial et de mouvement circonférentiel.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial(WH)}{\partial Z} + \frac{\partial(UH)}{R\partial\theta} + \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \end{array} \right. \quad (2.34)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} H \frac{\partial P}{\partial Z} + \rho H \left(U \frac{\partial W}{R\partial\theta} + W \frac{\partial W}{\partial Z} + \frac{\partial W}{\partial t} \right) + (\tau_{HZ}^r + \tau_{HZ}^s) = 0 \end{array} \right. \quad (2.35)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} H \frac{\partial P}{R\partial\theta} + \rho H \left(U \frac{\partial U}{R\partial\theta} + W \frac{\partial U}{\partial Z} + \frac{\partial U}{\partial t} \right) + (\tau_{H\theta}^r + \tau_{H\theta}^s) = 0 \end{array} \right. \quad (2.36)$$

Dans les relations (2.34), (2.35) et (2.36), $\tau_{HZ}^r, \tau_{HZ}^s, \tau_{H\theta}^r$ et $\tau_{H\theta}^s$ représentent les composantes suivant Z et θ des contraintes de cisaillement τ^r et τ^s (à l'interface du rotor exposant "r" et à l'interface du stator exposant "s"). Les composantes des contraintes de cisaillement, le long des directions, axiale et circonférentielle, du rotor et du stator $\tau_{HZ}^r, \tau_{H\theta}^r, \tau_{HZ}^s$ et $\tau_{H\theta}^s$, respectivement, agissent dans la direction opposée des vitesses relatives et sont représentées par les équations (2.37) à (2.40).

$$\tau_{HZ}^r = \tau^r \frac{W}{U^r} \quad (2.37)$$

$$\tau_{H\theta}^r = \tau^r \frac{U - R\omega}{U^r} \quad (2.38)$$

$$\tau_{HZ}^s = \tau^s \frac{W}{U^s} \quad (2.39)$$

$$\tau_{H\theta}^s = \tau^s \frac{U}{U^s} \quad (2.40)$$

D'après les définitions de HIRS (CHILDS, 1993), ces contraintes sont caractérisées par:

- les facteurs de frottement γ^r et γ^s respectivement au niveau des interfaces du stator et du rotor,

- les vitesses relatives U^r et U^s du flux massique respectivement au niveau des interfaces du stator et du rotor.

$$\tau^s = \rho\gamma^s \frac{(U^s)^2}{2} \tag{2.41}$$

$$\tau^r = \rho\gamma^r \frac{(U^r)^2}{2} \tag{2.42}$$

En raison de ces contraintes, les équations régissant les fluides ne peuvent pas être simplifiées dans l'équation de Reynolds, contrairement aux paliers lubrifiés.

La **figure 2.7** montre la vitesse relative du débit massique aux interfaces du rotor U^r et du stator U^s . Au niveau du stator, n'existe que l'influence de la vitesse circumférentielle, \bar{U} et axiale \bar{W} du fluide. Tandis qu'au niveau du rotor, il faut également tenir compte de l'influence de la vitesse de rotation ω du rotor, générant dans la direction circumférentielle une vitesse du fluide relative de $(U - R\omega)$, laquelle, combinée à la vitesse axiale \bar{W} fournit \bar{U}^r . Tel que:

$$U^s = \sqrt{(W^2 + U^2)} \tag{2.43}$$

$$U^r = \sqrt{[W^2 + (U - R.\omega)]^2} \tag{2.44}$$

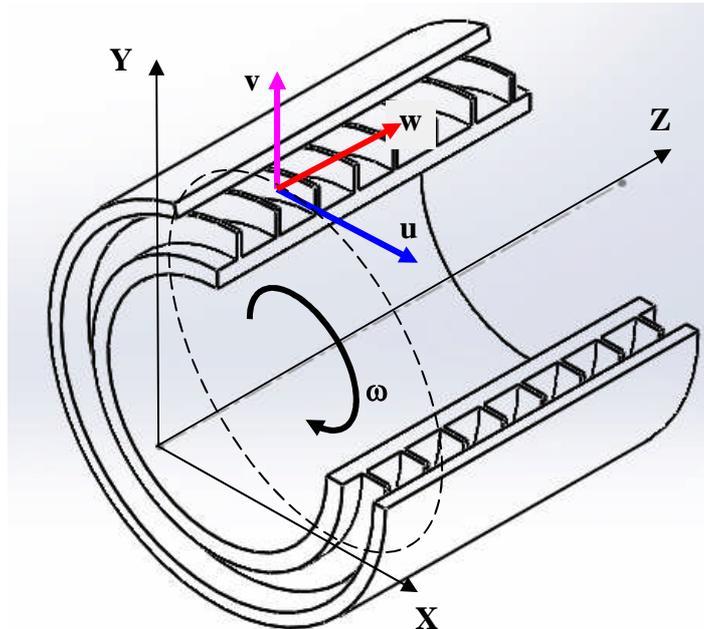


Figure 2.7: Décomposition circumférentielle et axiale du vecteur vitesse d'une particule fluide.

Chapitre 03

**SIMULATION
NUMERIQUES**

3.1 INTRODUCTION

Les joints labyrinthes sont des dispositifs mécaniques utilisés dans les turbomachines pour limiter le débit de fuite entre les éléments tournants (Rotor) et le carter (Stator). La différence de pression entre l'amont et l'aval d'un élément tournant d'une turbomachine entraîne des pertes par fuites volumétriques. Cependant, la fuite doit être minimisée afin d'améliorer la performance des turbomachines. Pour minimiser ces fuites, les constructeurs de turbines placent souvent entre la roue et la partie fixe une étanchéité de type labyrinthes à créneaux dont le rôle est de créer un effet de barrage. Ces dispositifs mécaniques peuvent modifier les caractéristiques statiques (*débit* et *différence de pression*) et dynamiques *coefficients de raideur* et *coefficient d'amortissement* de la ligne d'arbre dont laquelle ils sont intégrés. Dans ce chapitre, c'est le débit et la différence de pression qui feront l'objet de l'analyse de l'écoulement dans ce type d'étanchéité.

3.2. ANALYSE CFD D'UNE ÉTANCHÉITÉ À LABYRINTHE

3.2.1 Environnement de simulation

L'application d'une simulation numérique aux labyrinthes à créneaux type droit et type étagé permet de mener une analyse complète du comportement de l'écoulement **et de faire une comparaison avec des résultats expérimentaux**. Le modèle mathématique a été résolu par un code commercial qui utilise la technique des volumes finis. Dans notre cas, l'analyse CFD du fluide traité a été faite en utilisant les codes commerciaux **FLUENT 6.3** et **GAMBIT 2.4.6**. Pour ce faire, l'utilisation et l'exploitation de code FLUENT sera structurée comme suit :

Étape	logiciel	Tâche
1		1. Spécification du problème
		2. Description du problème
2	GAMBIT 2.4.6	3. Construction de la géométrie
		4. Génération du maillage
		5. Configuration des frontières (entrée, sortie, parois)
3	FLUENT 6.3.26	6. Configuration du modèle numérique
		7. Etablissement des conditions aux limites
		8. Résolution numérique
		9. Analyse des résultats

GAMBIT et **FLUENT** sont des logiciels, sous licence commerciale, permettant de réaliser des simulations **2D** ou **3D** en mécanique des fluides allant de la construction du maillage avec **GAMBIT** à la résolution des équations de **NAVIER STOKES** et au post-traitement avec **FLUENT**. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, espace, etc...) en raison de leur interface graphique puissante et de l'abondance de leurs options, ils permettent de réaliser des simulations sur tous types de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs et avec des modèles physiques variés (diphasique, turbulent, etc...)

3.2.1.1 Présentation de GAMBIT [18]

GAMBIT est un préprocesseur intégré pour l'analyse *CFD*. **GAMBIT** permet soit de créer des géométries (simples ou complexes), soit d'importer des géométries créées par d'autres logiciels dédiés à la *CAO / IAO*. Une fois les géométries créées ou importées, **GAMBIT** permet de modifier ces géométries et il leur génère un maillage en vue d'une éventuelle simulation en **FLUENT**. Les options de maillage de **GAMBIT** nous offre la possibilité de faire des choix afin de garantir une flexibilité dans résolution des problèmes.

GAMBIT nous permet de décomposer la géométrie en vue d'un maillage structuré, ou bien de développer maillage automatique hexaédrique non structuré. **GAMBIT** permet aussi de générer des maillages triangulaires et tétraédriques de hautes qualité, tels que les maillages formés par des pyramides et des prismes. **GAMBIT** fournit aussi des outils pour le contrôle de la qualité du maillage afin de nous aider à s'assurer que le maillage est approprié et convenable pour son utilisation dans un solveur de notre choix. L'exploitation du **GAMBIT** est donnée sur la [figure 3.1](#).

3.2.1.2 Présentation de FLUENT [17]

FLUENT est un programme informatique pour la modélisation de l'écoulement des fluides et de transfert chaleur dans les géométries complexes. **FLUENT** offre une souplesse maillage complet, y compris l'aptitude à résoudre les problèmes de débit en utilisant des maillages non structurés qui peuvent être générés dans des géométries complexes avec une relative facilité. Les types de maillages pris en charge incluent les maillages triangulaire/quadrilatéral **2D**, tétraédrique / hexaédriques / pyramidaux / prismatiques et polyédriques **3D**, ainsi que les maillages mixtes. **FLUENT** permet également d'affiner ou de grossir Le maillage en se basant sur les solutions d'écoulements. **FLUENT** est écrit dans le langage informatique C et permet d'utiliser pleinement la flexibilité et la puissance offerte par ce langage. Par conséquent, une allocation dynamique de mémoire, des structures de données efficaces. et une commande par solveurs flexibles, sont possibles.

En outre, **FLUENT** utilise une architecture client / serveur, ce qui lui permet de fonctionner comme des processus simultanés distincts sur postes de travail client ainsi que sur des serveurs de calcul puissants. Cette architecture permet une bonne exécution, un contrôle interactif, et une flexibilité totale entre les différents types de machines ou systèmes d'exploitation des machines. Toutes les fonctions nécessaires pour calculer une solution et afficher les résultats sont accessibles en **FLUENT** à travers un parcours interactif, axé sur l'interface menu. L'exploitation du logiciel **FLUENT** est donnée sur la [figure 3.2](#).

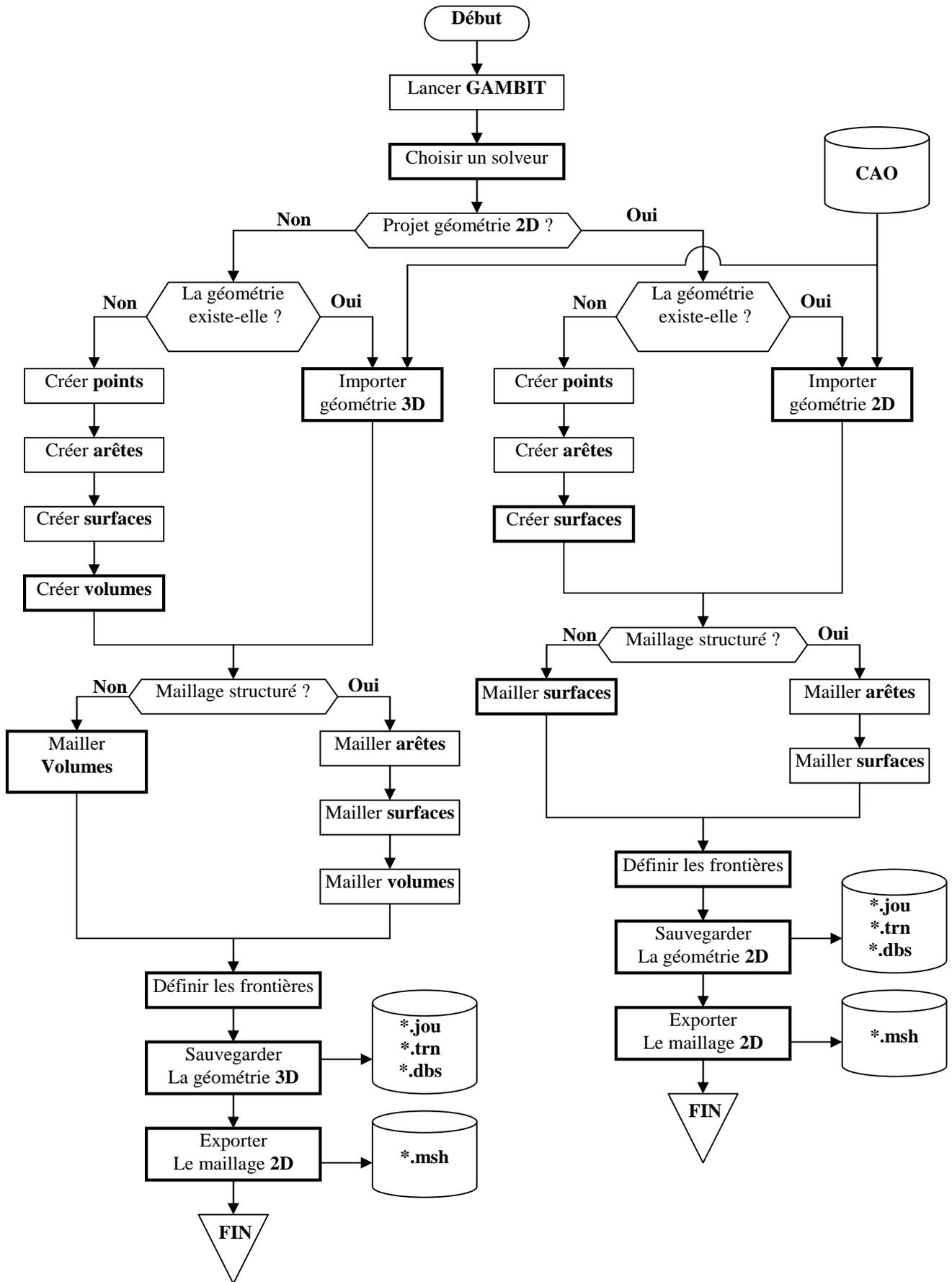


Fig 3. 1: Démarche d'exploitation du logiciel GAMBIT

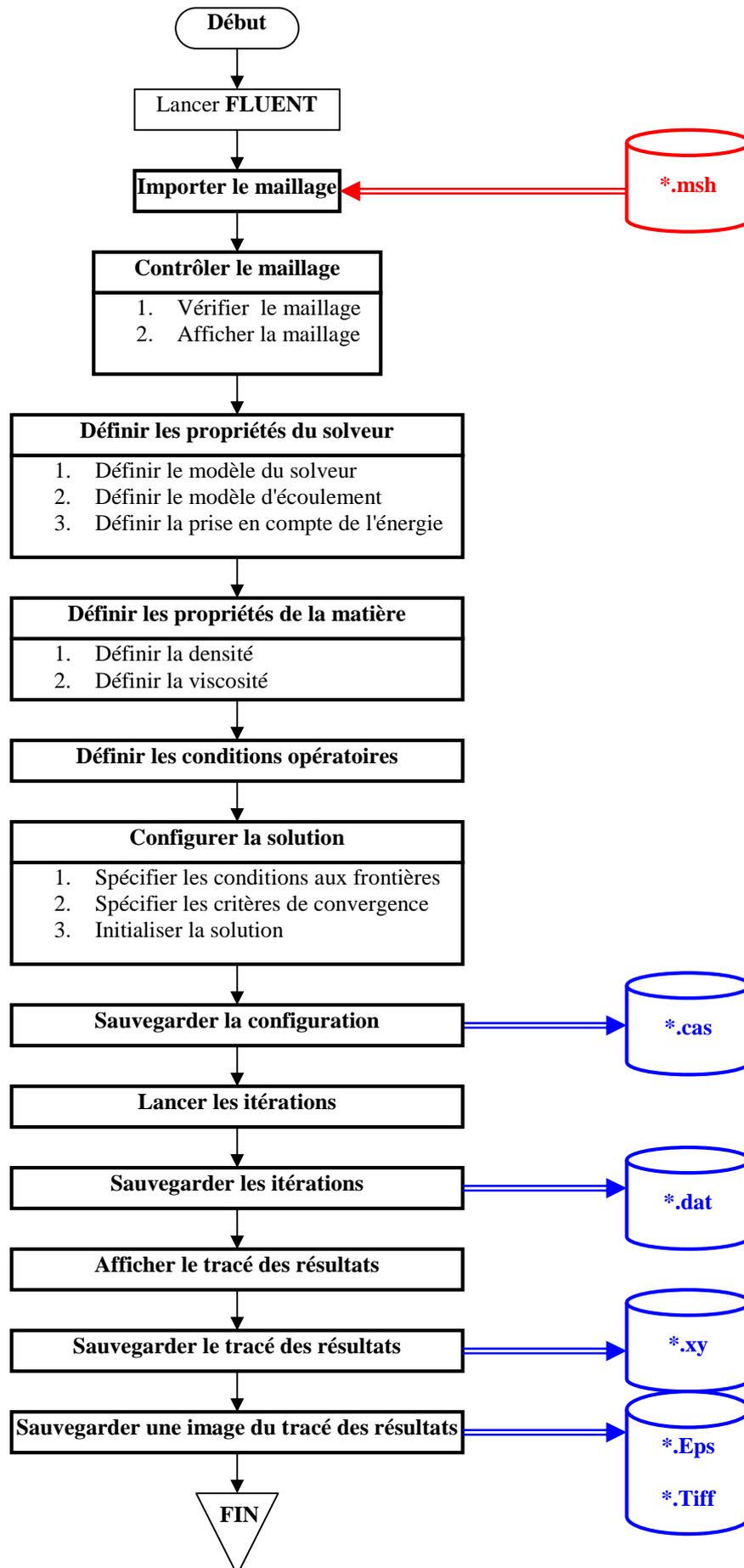


Fig 3. 2: Démarche d'exploitation du logiciel FLUENT

3.2.2 Application

3.2.2.1 Spécification du problème

Le problème concerne le modèle 3-D axisymétrique d'une étanchéité à labyrinthe. Les éléments de spécification relatifs à notre analyse sont donnés sur le tableau 3.1

Tab 3.1 : élément pour spécification du problème

Produit Fluent	Solveur Fluent 5/6
Discipline	Hydrodynamique
Type d'analyse	Stationnaire
Type de volumes finis	Quadrilatère
Caractéristique	Axisymétrie, Graphiques vectoriels..etc

3.2.2.2 Description du problème

Dans le but de synthétiser le modèle numérique de l'étanchéité à labyrinthe, dans un environnement FLUENT, la simulation est menée pour un modèle de joint labyrinthe montré dans la **figure 3.3**.

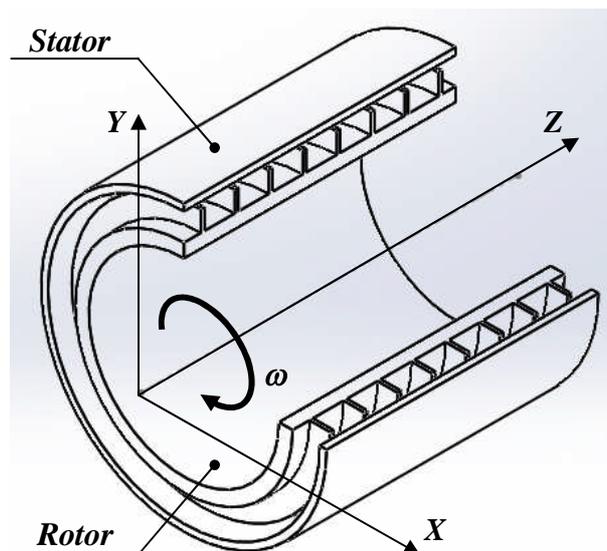


Fig 3.3: Assemblage étanchéité à labyrinthe: Rotor avec léchettes et stator lisse

1°. Hypothèses

L'objectif étant la modélisation numérique de l'écoulement, on suppose les hypothèses suivantes:

- **H1 :** Prise en compte de la vitesse de rotation du rotor.
- **H2 :** Ecoulement stationnaire incompressible.
- **H3 :** Prise en compte de l'effet de la turbulence,
- **H4 :** Résolution des équations de Navier Stokes avec le modèle de la turbulence $k-\varepsilon$.
- **H5 :** La couche limite est modélisée à l'aide des lois de paroi.

2°. Définition de la géométrie

Le modèle est constitué de trois cavités rectangulaires séparées par des léschettes (dents) portées par le rotor qui tourne dans un carter (stator). L'écoulement de fuite entre rotor-stator est assuré par une différence de pression entre l'entrée et la sortie du joint. Les données initiales ont été exploitées à partir de la littérature [Ref].

- Fluide : Air
- Pression à l'entrée : $P_e = 4.5 \text{ bars}$
- Pression à la sortie : $P_s = 3 \text{ bars}$
- Rayon du rotor : $R = 150 \text{ mm}$
- Longueur du créneau : $l = 8 \text{ mm}$
- Hauteur des léschettes : $h = 5.5 \text{ mm}$,
- Jeu nominal des joints : $Cr = 1 \text{ mm}$
- Epaisseur des léschettes : $s = 1 \text{ mm}$

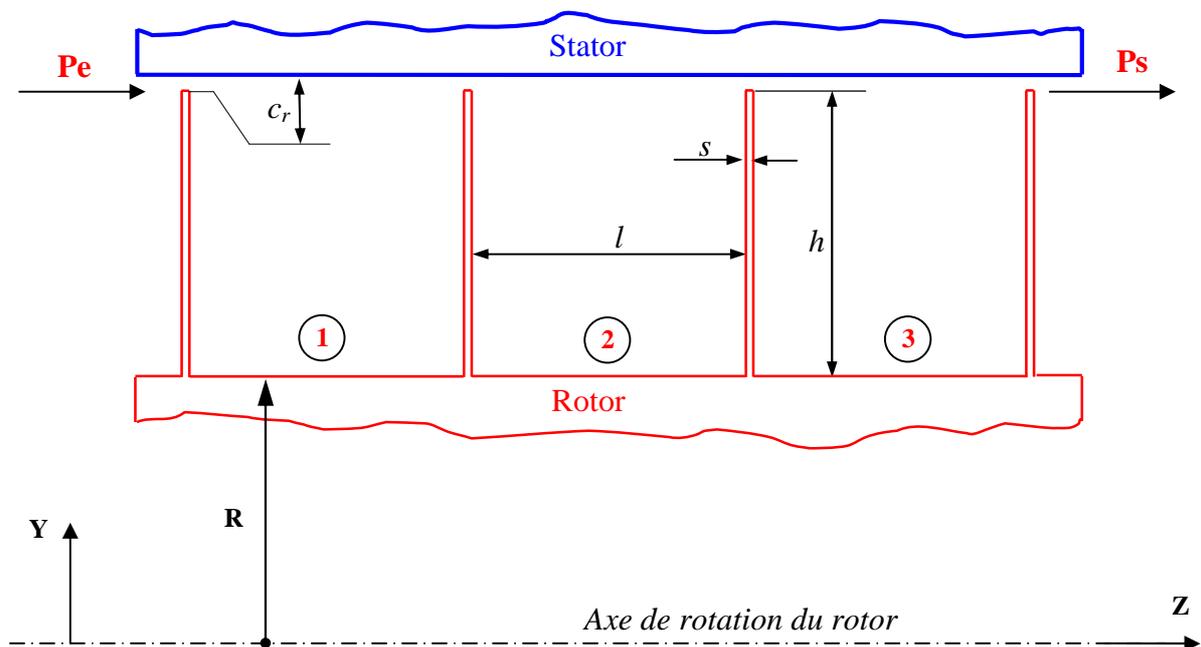


Fig 3.4 : Modèle de Joint Labyrinthe

3.2.2.3 Maillage

1°. Création de la géométrie dans GAMBIT

Dans l'environnement GAMBIT, l'étape de la création de la géométrie passe par l'exploitation des commandes de géométrie GAMBIT. Ces commandes permettent de créer et de manipuler la géométrie du modèle. Il existe six sous-groupes généraux de commandes de géométrie: Vertex (Sommet), Edge (Arrête), Face (Face), Volume, Groupe et Modèle. Dans notre cas, la géométrie du problème est donnée sur la **figure 3.5**.

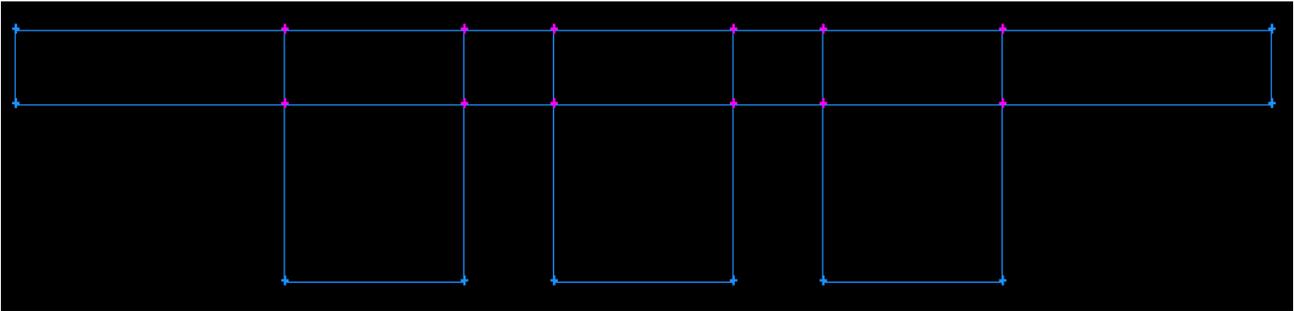


Figure 3.5: Géométrie fournie par GAMBIT

2° Génération du maillage

Dans l'environnement GAMBIT, l'étape de la création du maillage passe par l'exploitation d'un ensemble de commandes dédiés à la génération maillage. Ces commandes permettent de spécifier, générer et modifier des maillages et d'effectuer des opérations impliquant des couches limites de maillage. Ils existent dans les sous-groupes généraux suivants: Vertex (Sommet), Edge (Arrête), Face (Face), Volume, Groupe, Boundary Layers (Couches limites). Dans notre cas, le maillage de la géométrie est donné sur la **figure 3.6**.

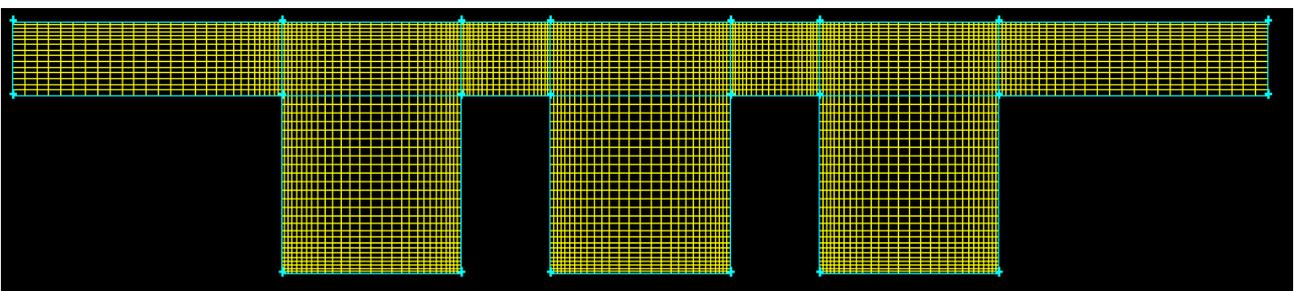


Figure 3.6: Maillage de la géométrie fournie par GAMBIT

3° Configuration des frontières (entrée, sortie, parois)

1. PROPRIETES DU SOLVEUR	Solver	Solver= Pressure Based Space= 2D Velocity Formulation= Absolute Gadient Option= Green-Gauss Cell Based Formulation= Implicit Time= Steady Porous Formulation= Superficial Velocity
	Viscous model	Model= Turbulent
	Energy model	Energy= Energy Equation
	Material model	Name= Water-Liquid Material Type= Fluid
2.CONDITIONS OPERATOIRES	Pressure	Pressure= 101325 Pa
3.CONDITIONS AUX FRONTIERES	Inlet	Type= Velocity Inlet Velocity method= Normal to Boundary Reference Frame= Absolute Velocity Magnitude = 0.1 [m/s] Temperature= 363 [K]
	Outlet	Type= Pressure outlet Gauge Pressure= 0 Backflow Total Temperature= 357.5 [K]
	Front_Wall	Wall Motion= Stationary Wall Temperature= 300 [K] Thickness= 0.0006 [m]
	Rear_Wall	Wall Motion= Stationary Wall Temperature= 300 [K] Thickness= 0.0006 [m]
	Top_Wall	Wall Motion= Stationary Wall Temperature= 300 [K] Thickness= 0.0006 [m]
	Bottom_Wall	Wall Motion= Stationary Wall Temperature= 360.25 [K] Thickness= 0.0006 [m]
4. CRITERES DE CONVERGENCE	Equations	Fluide + Energy
	Relaxation Factors	Pressure= 0.3 Density= 1 Body Forces= 1 Mmentum= 0.7
	Pressure-velocity coupling	SIMPLE
	Discretization	Pressure= Standard Momentum= 1er Order Upwind Energy= 1er Order Upwind
5.CONDITIONS INITIALES	Compute From	Inlet
	Reference Frame	Relative to Cell Zone
	Initial Values	Gauge Pressure= 0 Xvelocity= 0.1 [m/s] Yvelocity= 0 [m/s] Zvelocity= 0 [m/s]
6. ERREUR DE CONVERGENCE	Option	Print + Plot
	Storage	1000
	Ploting	Windows= 0 Iteration= 1000
	Normalization	Scale
	Convergence Criterion	Absolute
	Absolute Criteria	Velocity= 0.001 , Energy = 1e-06

3.2.2.4 Résultats et discussion

1°. Profil des pressions

- La **figure 3.7** représente les contours de la **pression dynamique** et pour la vitesse rotation de rotor $N = 3000$ tr/min à la position $y = 0$ mm.

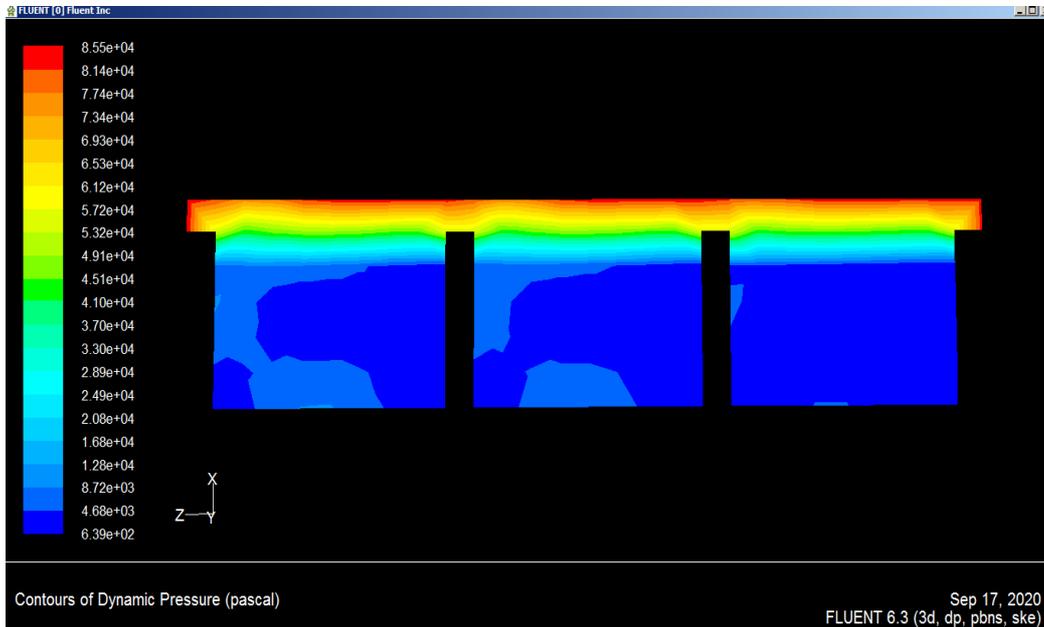


Figure 3.7 : contour la **pression dynamique**

- Nous remarquons que la pression dynamique au voisinage du stator est plus grande par rapport la pression dynamique obtenue entre les chicanes de rotor, ces résultats sont logiques parce que la vitesse de rotation de rotor influe sur le mouvement et la pression de fluide injecté dans le joint de labyrinthe.
- Les contours de la pression statique à la position $y = 0$ mm est représenté dans la **figure 3.8**.
- Le résultat montre clairement l’étanchéité de la pression statique au de long de la joint de labyrinthe, ceci est remarquable entre la première, la deuxième et la troisième cavité



Figure 3.8 : contour la **pression statique**

2°. Profil des vitesses

La **figure 3.9** représente les contours de la vitesse radiale à la position $y=0\text{mm}$.

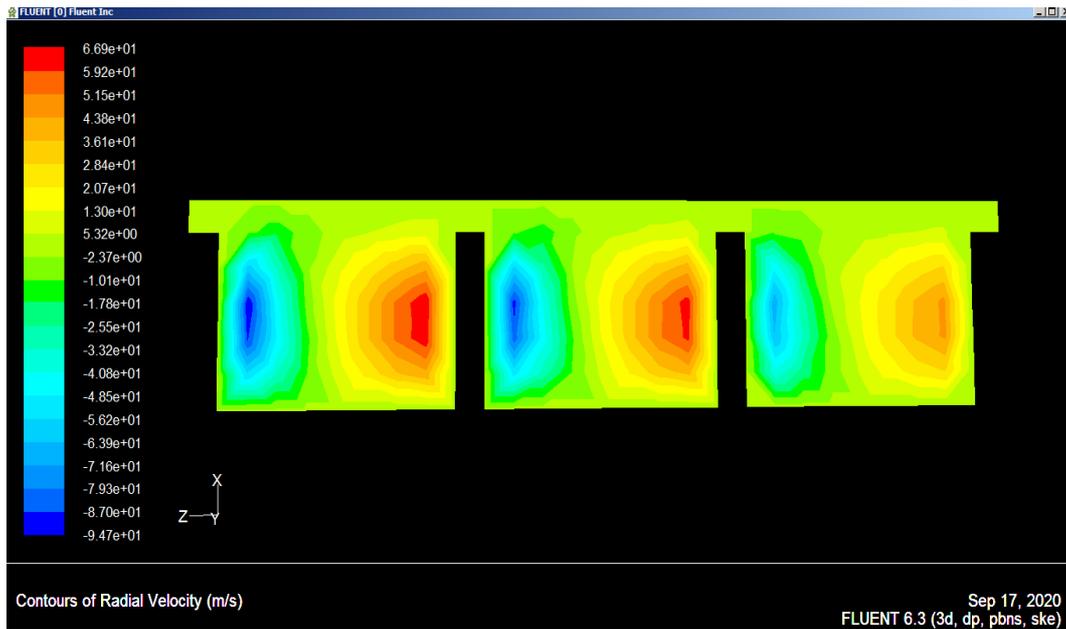


Figure 3.9 : contour de vitesse radiale (v)

- Nous remarquons que la présence deux cellules tourbillonnaires verticales axisymétriques dans les trois cavités avec une vitesse maximale est obtenues pour la première cavité.
- Concernent la taille et des cellules tourbillonnaires dues à la vitesse de l'écoulement à l'intérieur de la jointe de labyrinthe. On peut dire que la vitesse de l'écoulement à l'intérieur du joint de labyrinthe diminue avec l'augmentation du nombre des cavités

La **figure 3.10**, représente les contours de la vitesse axiale à la position $y=0\text{mm}$. Nous remarquons que la présence deux cellules tourbillonnaires horizontales axisymétriques dans les trois cavités, les résultats obtenus sont valables avec les résultats obtenus pour la vitesse radiale

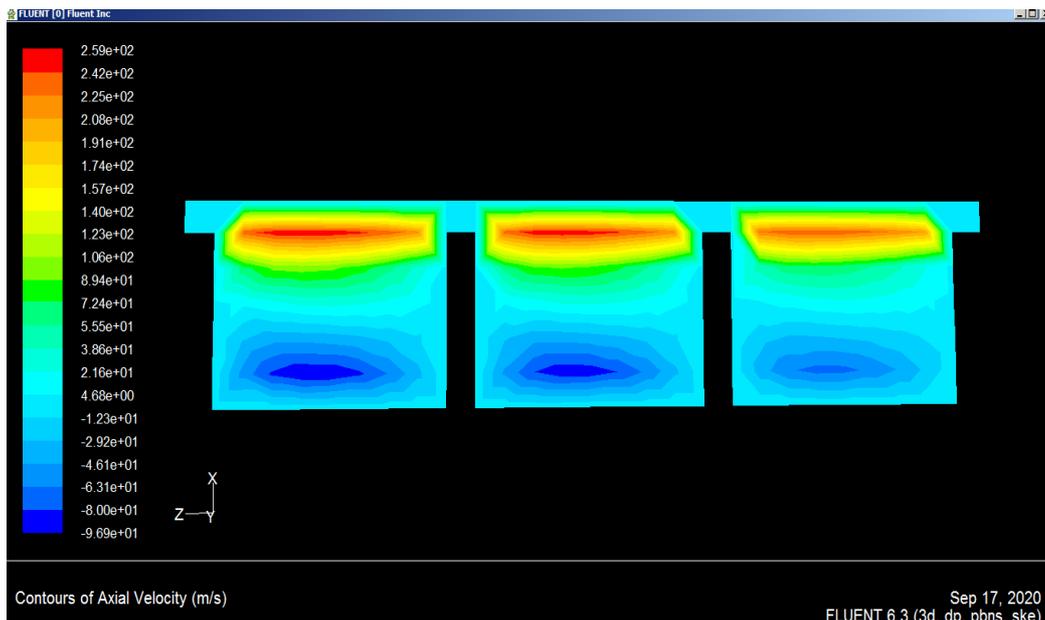


Figure 3.10 : contour de vitesse axiale (w)

- Les contours de la vitesse tangentielle à la position $y = 0\text{mm}$ est représenté dans la **figure 3.11**.

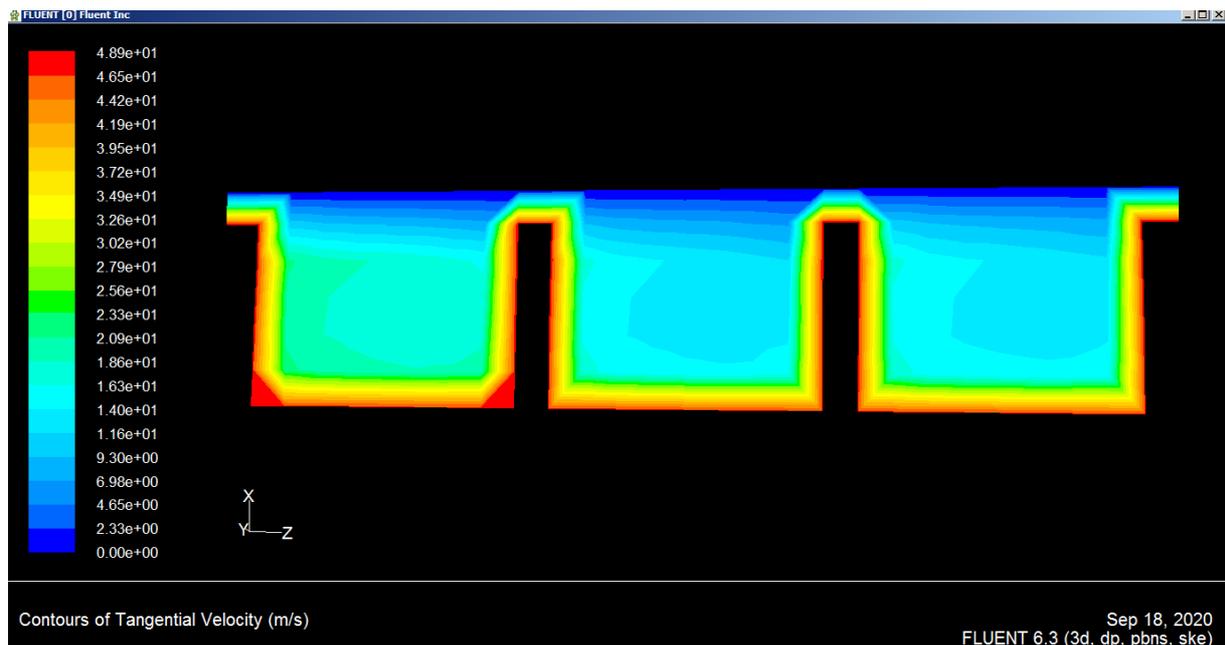


Figure 3.11 : contour de vitesse tangentielle U

- Le résultat montre clairement la vitesse tangentielle tant vers le zéro lorsqu'il s'éloigne au rotor, ou la vitesse de rotation de rotor 3000 tr /min

3.3 CONCLUSION

- Ce chapitre a été consacré à l'étude du comportement statique des joints d'étanchéité à labyrinthe. L'écoulement qui y circule est à la fois simple à et complexe à modéliser numériquement. L'écoulement se fait à haut nombre de Reynolds. Il est par conséquent turbulent. De plus, il s'effectue dans un canai cylindrique où la paroi intérieure est animée d'un mouvement de rotation et la paroi extérieure fixe.
- L'écoulement est supposé stationnaire, compressible, à géométries axisymétriques, est simulé par la résolution des équations de Navier Stokes avec le modèle de la turbulence $k-\epsilon$. La couche limite est modélisée à l'aide des lois de paroi.
- La simulation numérique a été menée avec le solveur Fluent comme moyens numériques. L'application pratique aux labyrinthes à créneaux a permis de faire une analyse des pression et des vitesses du comportement de l'écoulement.

**CONCLUSION GÉNÉRALE
ET
PERSPECTIVES**

Au terme de ce mémoire, qui synthétise le projet de fin d'études de notre cursus universitaire au sein du département de génie mécanique de la faculté des sciences appliquées de l'université de Tiaret, le fait de traiter une problématique issue du milieu professionnel et industriel nous a donné l'occasion d'acquérir et de renforcer nos connaissances sur les réalités économiques et techniques du pays. En outre, le thème traité par notre projet de fin d'études nous a facilités en tant qu'étudiant l'intégration progressive dans notre futur cadre de travail

On peut dire et juger que les objectifs fixés et tracés dans notre plan de travail ont été atteints étant donné qu'on n'a pu obtenir le résultat relatif aux contours de pression et de vitesses par simulation numérique en utilisant le code Fluent.

En ce qui concerne les résultats obtenus, notre simulation numérique nous a fournie en guise de sorties les pressions et les vitesses relatives à une étanchéité à labyrinthe avec trois cavités vue l'indisponibilité de moyens et en particulier la limitation de la capacité et les performances du CPU. Il est à noter que le manque de données pratique ainsi que l'indisponibilité d'un historique entier et complet, met les résultats obtenus sujet à une comparaison réelle et à une revérification.

Le résultat de notre travail peut servir comme référence pour continuer dans la même catégorie de problèmes notamment les joints à labyrinthe type convergents et divergents.

RÉFÉRENCES
BIBLIOGRAPHIQUES

BIBLIOGRAPHIES

- [1] **MARTIN.J**, "*Étanchéité en mécanique*", B5420 V2, Techniques de l'ingénieur, 2004.
- [2] **FANCHON.J.J**, "Guide des sciences et technologies industrielles", édition AFNOR-NATHAN, 2001.
- [3] **ARTEMA**, "*Garnitures mécaniques-Technologie*", Association des roulements des transmissions de l'étanchéité et de la mécatronique associée, Technique de l'ingénieur.2012
- [4] **HORVEL.L**, "*Shaft seals for dynamic applications*", Chicago Rawhide Manufacturing, Company Elgin, Illinois, Marcel Dekker, Inc.,1996.
- [5] **JOSEPH L. FOSZCZ, PE**, "*A guide to shaft seals*", Plant engineering magazine march 1, 2001.
- [6] **MAYER, E.** "*Garnitures mécaniques axiales*"; Editorial Euro-América Ltd., Première édition brésilienne, 1979.
- [7] **ALAN O. LEBECK**, "*Principles and design of mechanical face seals*", mechanical seals, John Wiley and sons, Inc, 1991.
- [8] **EAGLEBURGMANN**, "*Magnetic Fluid seal*", <https://www.ekkeagle.com/en/wp-content/uploads/2014/09/EKK-Magnetic-fluid-seal-CAT-N004E-11122.pdf> (consulté le 09/04/2019).
- [9] **BENALOUACH K**, "*Analyse de l'influence des caractéristiques géométriques des joints d'étanchéité appliqués aux rotors*", Thèse de Doctorat, Université Ibn-Khaldoun de Tiaret, 2019.
- [10] **SRITI M**, "*Comportement statique et dynamique des Joints Labyrinthe*", thèse de doctorat, l'Université des Sciences et Technologies de Lille, 1994
- [11] **M. HMAMOU, M. SRITI M. KAMOUNI**, "*Limites d'un modèle global à un seul volume de contrôle dans les joints labyrinthes de turbomachines*". 9 ième Congrès de Mécanique, FS Semlalia, Marrakech, 2008
- [12] **MANH HUNG NGUYEN**, "*Analyse des etancheites annulaires a bague flottante*", thèse de doctorat, université de Poitiers, 2011.
- [13] **FLITNEY R.** "*A description of the types of high speed rotary shaft seals in gas turbine engines and the implications for cabin air quality*", Journal of Biological Physics and Chemistry 14, 85–89, 2014
- [14] **SAN ANDRES, Luis et CHILDS, Dara.** "*Angled Injection—Hydrostatic Bearings Analysis and Comparison to Test Results*". Journal of Tribology, 1997, vol. 119, no 1, p. 179-187.
- [15] **HA, T.; LEE, Y.; KIM, C.** "*Leakage and rotor dynamic analysis of a high-pressure floating ring seal in the turbo pump unit of a liquid rocket engine*". Elsevier, 2002.
- [16] **NELSON, H. D.** "*Rotor dynamics equations in complex form. Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*", 1985, vol. 107, no 4, p. 460-461.
- [17] **FOX, R.W. and MCDONALD, A.T.**, "Introduction to fluid mechanics, John Wiley&Sons", Inc., New York, (1994).
- [18] **CHILDS, D. W.** "*Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modeling, and Anaysis*", John Wiley & Sons, New York, 1993.

RESUME

Les joints labyrinthe sont des dispositifs utilisés dans les machines tournantes (turbines, pompes, compresseurs, ...), pour assurer l'étanchéité à la traversée de carters par des arbres tournants. Ils ont un comportement semblable à celui de paliers hydrodynamiques et leur présence peut modifier de façon sensible les caractéristiques dynamiques des lignes d'arbre. L'objet primordial de ce travail était de développer une méthode permettant de déterminer les comportements statiques et dynamiques de ces joints. La simulation numérique est réalisée à l'aide du code commercial fluent 6.3.26. La pression d'air d'entrée $P_e = 4,5$ bars et sort avec une pression spécifiée $P_s = 3$ bars. Les résultats numériques montrent que la vitesse et la pression dynamique de l'écoulement à l'intérieur du joint de labyrinthe diminue avec l'augmentation du nombre des cavités et la vitesse de rotation.

ABSTRACT

Labyrinth seals are devices used in rotating machines (turbines, pumps, compressors, etc.), to ensure tightness when the casing passes through rotating shafts. They behave similarly to hydrodynamic bearings and their presence can significantly modify the dynamic characteristics of the shaft lines. The primary object of this work was to develop a method to determine the static and dynamic behaviors of these joints. The numerical simulation is performed using the commercial fluent code 6.3.26. The inlet air pressure $P_e = 4.5$ bars and exits with a specified pressure $P_s = 3$ bars. Numerical results show that the speed and dynamic pressure of the flow inside the labyrinth seal decreases with increasing number of cavities and the speed of rotation.