

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



# **PROJET DE FIN DE CYCLE**

## **MASTER**

**Domaine :** Sciences et Technologie

**Filière :** Génie Mécanique

**Parcours :** Master

**Spécialité :** Énergétique

**Thème**

**Extension du modèle de la butée hydrostatique d'épaisseur de film variable au cas 3D.**

Préparé par :

SOUIDI Aïla Eddine et ZIANI Abdennasser.

Soutenu publiquement le : 23 / 07 / 2022, devant le jury composé de :

M.KHALDI Sabrina	Maître Assistante "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. DEBBIH Senouci	Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. BOUZOUINI Mohammed	Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. ABOSHIGHIBA Hicham	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadrant

Année universitaire : 2021 - 2022

## **REMERCIEMENTS**

Nous tenons à exprimer nos remerciements avec un grand plaisir et un grand respect à notre encadrant Dr ABOSHIGHIBA Hicham pour ses conseils, sa disponibilité et ses encouragements qui nous ont permis de réaliser ce travail dans les meilleures conditions.

Nous remercions également Dr BENARIBA Boubakeur pour sa disponibilité et ses encouragements.

Nous tenons à exprimer toute notre gratitude à Monsieur DEBBIH Maitre Assisant à l'Université Ibn Khaldoun de Tiaret, à Monsieur BOUZOUINI Mohammed Maitre Assisant à l'Université Ibn Khaldoun, et Mme KHALDI Sabrina Docteur à l'Université Ibn Khaldoun pour avoir accepté de participer au Jury de cette thèse.

## **DEDICACES**

A nos très chers parents, source de vie, d'amour et d'affection

A nos chers frères et sœurs et leurs enfants, source de joie et de bonheur

A toute nos familles, source d'espoir et de motivation

A vous chers lecteurs

## TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS .....	ii
DEDICACES .....	iii
TABLE DES MATIERES .....	vi
INTRODUCTION GENERALE .....	1
CHAPITRE I : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE .....	4
I.1. Les rotors.....	4
I.2. Détermination des propriétés des éléments du rotor.....	4
I.3. Les différents types de rotors .....	4
I.3.1. Le Rotor Rigide.....	4
I.3.2. Rotor souple (flexible).....	5
I.4. Les roulements.....	6
I.5. Généralité sur les paliers lubrifiés .....	7
I.5.1. Définition du palier .....	7
I.5.2. Types de paliers.....	7
I.5.3. Paliers de roulements.....	7
I.5.4. Paliers secs .....	8
I.5.5. Paliers poreux.....	8
I.5.6. Paliers magnétiques .....	9
I.5.7. Les paliers fluides.....	10
I.5.8. Paliers hydrodynamiques .....	10
I.6. Paliers à film mince d'épaisseur variable :.....	16
CHAPITRE II : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLE	
NUMÉRIQUE .....	17
II.1. Introduction : .....	17
II.2. Le palier infiniment long et les autres hypothèses : .....	17
II.3. Recherche du gradient de pression dans le film mince : .....	20
II.3.1. Le gradient de la pression obtenu analytiquement :.....	21
II.4. Le modèle 3D :.....	24

II.1. Paliers à épaisseur variable :	25
II.1.1. Les différentes configurations géométriques :	27
II.1. Les caractéristiques de la machine de calcul :	32
<b>CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSIONS</b>	<b>39</b>
III.1. Introduction :	39
III.2. Validation du modèle numérique	41
III.2.2. La validation:	41

## LISTE DES FIGURES

Figure <b>I.1</b> : Le Rotor Rigide	5
Figure <b>I.2</b> : Rotor souple (flexible)	6
Figure <b>I.3</b> : Roulement à organes mobiles	6
Figure <b>I.4</b> : Coupe schématique d'un palier poreux	9
Figure <b>I.5</b> : Palier magnétique : schéma de principe	10
Figure <b>I.6</b> : schéma de principe	12
Figure <b>I.7</b> : Phases de travail d'un palier lisse	13
Figure <b>I.8</b> : Photographie et schéma d'un palier à trois patins oscillants	14
Figure <b>I.9</b> : Palier à quatre patins hydrostatiques	14
Figure <b>II.1</b> : Les démontions d'un patin.	18
Figure <b>II.2</b> : Patin 3D en configuration infiniment longue [12].	19
Figure <b>II.3</b> : Maillage volumes finis [maillage]	25
Figure <b>II.4</b> : Patin 3D à épaisseur de film constante	26
Figure <b>II.5</b> : Représentation 2D de configuration constante	27
Figure <b>II.6</b> : Représentation 3D de configuration convergente	28
Figure <b>II.7</b> : Représentation 2D de configuration convergente	28
Figure <b>II.8</b> : Représentation 2D de configuration divergente	29
Figure <b>II.9</b> : Représentation 3D de configuration divergente	29
Figure <b>II.10</b> : configuration géométrique à variation périodique complète	30
Figure <b>II.11</b> : configuration géométrique à variation périodique complète en 3D	30
Figure <b>II.12</b> : Description géométrique de la configuration périodique complète	31
Figure <b>II.13</b> : Nombres des nœuds dans chaque direction du modèle 3D	33
Figure <b>II.14</b> : Le nombre des nœuds dans chaque direction du maillage	34
Figure <b>II.15</b> : Transition graduelle vers les zones de maillage dense	35
Figure <b>II.16</b> : Maillage dense et structuré du film mince	35

Figure <b>II.17</b> : Maillage dense et structuré du film mince à épaisseur variable .....	36
Figure <b>II.18</b> : Raffinage du maillage autour des zone étroites .....	36
Figure <b>II.19</b> : Durée de convergence a film constant .....	37
Figure <b>II.20</b> : Durée de convergence a film de variation convergent .....	37
Figure <b>II.21</b> : Durée de convergence a film de variation divergent .....	38
Figure <b>II.22</b> : Durée de convergence a film de variation périodique complet.....	38
Figure <b>III.1</b> : L'écoulement dans le film a variation convergent.....	39
Figure <b>III.2</b> : zoom sur le film convergent (écoulement).....	40
Figure <b>III.3</b> : L'écoulement sur le film périodique .....	40
Figure <b>III.4</b> : Validation par le champ de pression à travers le film mince constant et l'alvéole .....	41
Figure <b>III.5</b> : Champ de pression à travers le film mince et l'alvéole pour les quatre configurations étudiées .....	42
<i>Figure III.6: Les charges Portantes adimensionnelles</i> .....	42

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau II.1 : Paramètres géométriques de la configuration périodique complète .....	31
Tableau 2.2 : Les paramètres du palier [1] (modifiés légèrement): .....	32
Tableau II.3 : Paramètres de maillage de chaque géométrie .....	33

## Nomenclature

$A_{tot}$	Longueur du patin [m]
$a/A = b/B$	Rapport de dimensions de l'alvéole
$B$	Largeur du patin [m]
$W_{pi}$	Force hydrostatique (Charge portante) relative à chaque patin [N]
$h_o$	Épaisseur du film à excentricité égale à zéro [m]
$h_i$	Épaisseur du film relatif à chaque patin [m]
$P_i$	Champ de pression hydrostatique relatif à chaque patin [Pa]
$P_{alv}$	Pression d'alvéole relatif à chaque patin [Pa]
$P_s$	Pression d'alimentation [Pa]
$Q_{si}$	Débit sortant de l'alvéole relative à chaque patin [m <sup>3</sup> /s]
$Q_{xi} ; Q_{zi}$	Débit sortant de l'alvéole dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m <sup>3</sup> /s]
$Q_{vi}$	Débit de la variation de volume pour chaque patin [m <sup>3</sup> /s]
$Q_T$	Débit de lubrifiant total [m <sup>3</sup> /s]
$S_t$	Surface du patin [m <sup>2</sup> ]
$S_f$	Surface du film mince [m <sup>2</sup> ]
$S_{alv}$	Surface de l'alvéole [m <sup>2</sup> ]
$u_{xi} ; u_{zi}$	Vitesses de fluide dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m/s]
$(x, y, z)$	Système des coordonnées utilisé pour décrire le mouvement du rotor
$\dot{h}_i$	Vitesse d'écrasement du film pour chaque patin [m/s]
$\beta_0$	Rapport de pression pour excentricité égale à zéro

Re	Nombre de Reynolds
Pr	Nombre de Prandtl
p	Pression
t	Temps
(u ,v ,w)	Composants de vitesse
$\rho$	Densité

## INTRODUCTION GENERALE

Les systèmes rotatifs sont présents presque dans tous les systèmes mécaniques ; en commençant par les montres analogiques, passant par les mixeurs aux cuisines en arrivant aux moteurs de voitures et des réacteurs d'avions. On appelle un rotor un système composé d'arbre qui entraîne un disque massive supporté et contrôlé par des organes appelés paliers. Ces derniers peuvent être de plusieurs type : paliers à organes mobiles, paliers lisses, paliers à fluides, paliers électromagnétiques et autres. Les paliers à organes mobile (roulements) sont très réponsus en mécanique grâce à leur bon centrage, mais ils souffrent d'un handicap majeur qui est l'absence d'un amortissement intrinsèque. L'amortissement est un paramètre essentiel dans le control de vibration des rotors. D'un autre côté, les paliers fluides comme les paliers hydrodynamiques et hydrostatiques présentent un amortissement qui peut être même contrôlé, mais ils souffrent d'un centrage relativement faible.

La solution technologique étudiée par l'équipe de recherche « Tribologie » faisant partie du laboratoire de recherche « Laboratoire des Technologies Industriel » du département « Génie Mécanique » de notre université, qui consiste en un palier hybride [1] composé d'un roulement classique et un palier hydrostatique offre les deux avantages (bon centrage avec amortissement) en même temps.

Plusieurs études sur cette configuration ont été faite couvrant un large spectre de paramètres comme par exemple : la présence des impuretés dans le lubrifiant [2], l'inertie du fluide [8], la turbulence dans le film mince [3], les fluides électrorhéologiques et les ferrofluides [4] ...

Cependant, toutes ces études considèrent un film mince avec une épaisseur constante dans l'espace. Ce n'est qu'en 2021 (c'est-à-dire l'année passée) que la variation spatiale de l'épaisseur du film mince a été prise en compte [5]. L'étude faite dans le cadre d'un PFE (Projet de fin d'étude) Master Construction Mécanique, consiste à étudier plusieurs configurations géométriques du film mince, principalement : convergeant, divergeant et périodique sous les hypothèses classiques : Palier infiniment long, fluides Newtonien, écoulement laminaire, etc.

La difficulté par rapport au cas du film à épaisseur constante réside dans le fait que l'équation de Reynolds devient non-linéaire et par conséquent impossible à résoudre analytiquement. La résolution proposée était faite numériquement par la méthode des différences finies avec un schéma spécial faisant intervenir des nœuds intermédiaires dans le maillage. Malgré la simplicité du modèle 2D (palier infiniment long) l'étude a révélé des résultats très intéressants, qui se résument par la possibilité d'améliorer les performances du palier (charge portante, raideur et amortissement équivalents) rien qu'en changeant la forme du film mince.

La présente étude est une extension en 3D de la précédente, et vient comme un moyen plus lourd et censé être aussi plus efficace pour :

- Premièrement, confirmer les résultats prédits par le modèle 2D
- Deuxièmement, comprendre les phénomènes qui interviennent dans le fluide lorsque le film mince est variable dans l'espace.

Cette étude est basée sur la résolution numérique des équations de Navier-Stokes dans tout le patin (le quart  $\frac{1}{4}$  du palier hydrostatique) y compris l'alvéole par la méthode des volumes finis en utilisant un logiciel commercial. La validation du modèle 3D numérique est faite par la comparaison de la pression dans l'alvéole pour le cas du film mince constant avec celle obtenue analytiquement. Pour garantir le respect de l'hypothèse de la pression constante dans l'alvéole, la profondeur de cette dernière est prise égale à plus que 100 fois la valeur de l'épaisseur du film mince. Quant à l'hypothèse du palier infiniment long, elle est garantie par deux actions : la première c'est la considération du type « symétrie » pour les conditions aux limites dans les deux directions de l'axe z (l'axe pour lequel le palier est considéré infiniment long. La deuxième considération c'est l'adoption d'une largeur de palier beaucoup plus grande que sa longueur.

A cause des ressources lourdes exigées par le modèle 3D qui sont le temps de calcul et la mémoire de stockage (des maillages qui dépassent les 100000 nœuds), seulement les trois configurations les plus importantes ont été envisagées : le convergeant, le divergeant et le périodique.

Afin de traiter tous ces points ; le mémoire est organisé en trois chapitres, plus une introduction générale et une conclusion.

Dans le premier chapitre, on présente une recherche bibliographique sur la dynamique du rotor en générale et les différents types de paliers.

Le deuxième chapitre est consacré à la formulation mathématique pour le calcul des performances des paliers hydrostatiques à épaisseur de film  $h$  constante. Nous introduisons la variation de l'épaisseur  $h$  en 3D. La validation du modèle numérique est faite en comparant le champ de pression avec celui du palier à épaisseur constante obtenu analytiquement. On montre que le champ de pression dans le film mince est conforme aux cas 2D régi par l'équation de Reynolds. Les calculs des patins avec les différentes configurations sont réalisés en utilisant le logiciel Ansys-CFX et les maillages avec Ansys-ICEM-CFD.

Le dernier chapitre est consacré à la représentation et la discussion des différents résultats. Différentes configurations sont étudiées : géométrie convergente, divergente et périodique.

L'étude est finalisée par une section dédiée aux conclusions où nous en tirons les plus importantes et nous proposons les perspectives à suivre pour un travail futur.

## CHAPITRE I : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

### I.1. Les rotors

Un rotor est un corps en rotation entraîné par un arbre et supporté par des paliers. Les composants de rotor sont : l'arbre sur lequel sont montées les parties actives (bobinages, roues, engrenages, etc.). Il est maintenu dans le stator par des liaisons tournantes (une butée axiale et des paliers radiaux) ; les tourillons sont les parties de l'arbre en regard des paliers [6].

### I.2. Détermination des propriétés des éléments du rotor

Les éléments de base d'un rotor sont : disque, arbre et palier. Le balourd qui ne peut pas être complètement évité doit aussi être pris en compte. Les expressions de l'énergie cinétique sont nécessaires pour caractériser disque, arbre et balourd. L'énergie de déformation est nécessaire pour caractériser l'arbre. L'expression du travail virtuel des forces dues aux paliers permet de déterminer les forces généralisées.

### I.3. Les différents types de rotors

#### I.3.1. Le Rotor Rigide

Le rotor rigide est composé de pales fixées directement sur le moyeu sans possibilité de mouvement en battement. Les efforts de dissymétrie de portance et de précession sont intégralement retransmis à la cellule ; ce qui engendre une forte instabilité en roulis. Afin de pallier cet inconvénient, il est courant d'utiliser deux rotors tournant en sens inverse.

Exemple : Le "Machingyre" équipé de deux bipales superposés dont le plan a été publié dans la revue MRA N° 597 et 618. Toutes les fantaisies sont permises : Rotors en tandem, côte à côte, engrenant etc... [6]

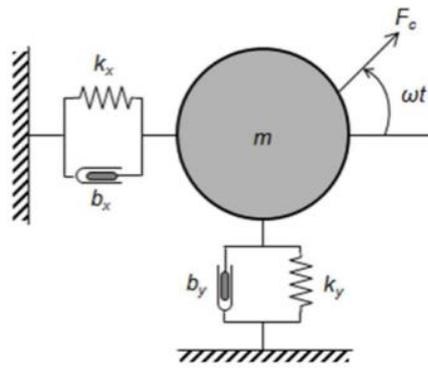


Figure I.1 : Le Rotor Rigide

- **Avantages :**

Simplicité sa construction, rigidité (lest non indispensables), meilleur rendement (L'énergie dissipée en battement dans un rotor articulé ou souple est ici récupérée en portance).

- **Inconvénients :**

Instabilité due aux couples de précession et de dissymétrie de portance, nécessité d'une Faible charge alaire pour une vitesse de rotation lente, efforts importants sur les servos.

- **Applications :** Vol libre sans vent ou vol libre et RC en salle.

### I.3.2. Rotor souple (flexible)

Le principe est identique au précédent, mais le matériau est le polypropylène ou le polyéthylène ; dans ce cas, les couples retransmis sont faibles et quasi constants. En contrepartie, il est nécessaire de prévoir des butées basses pour éviter que les pales pendent lamentablement quand le rotor est au repos. Le "JC11" tripale, les "Rotor Shape" et autres "Rainbow" sont équipés de ce type de rotor qui offre un bon compromis entre le rotor rigide et le rotor articulé. Pour les modèles légers, il est possible d'utiliser des charnières sans.[6]

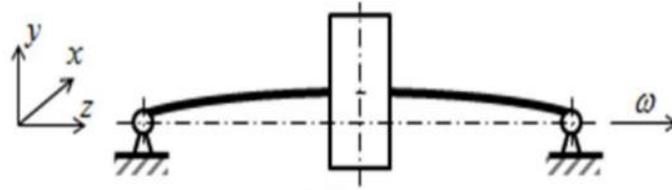


Figure I.2 : Rotor souple (flexible)

- **Avantages :**

Simplicité de construction, robustesse, lests plus légers, articulations de traînée assurées par les vis de fixation.

- **Inconvénients :**

Filtration moyenne des couples parasites, butée basse indispensable, retours d'efforts faibles sur les servos.

- **Applications :** Autogires RC de classe "Park flyer".

#### I.4. Les roulements

Les roulements bénéficient d'une très faible excentricité mais ils souffrent d'un très faible amortissement. Ceci les rend vulnérable au phénomène de résonance, c'est-à-dire le passage par les vitesses critiques [7].

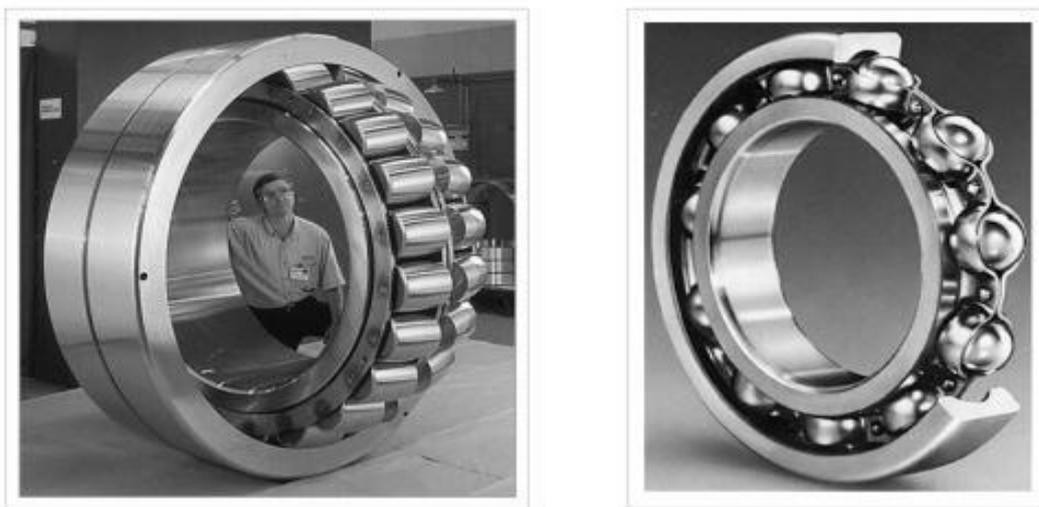


Figure I.3 : Roulement à organes mobiles

## **I.5. Généralité sur les paliers lubrifiés**

### **I.5.1. Définition du palier**

Un palier est un élément de machine utilisé pour guider les arbres en rotation. Il existe deux grandes familles de paliers : palier lisse et palier à roulement. Dans le premier, l'arbre prend un appui sur un coussinet et est séparé de celui-ci par un film lubrifiant ; dans le second, des corps roulant (billes ou rouleaux) séparent la bague en rotation de l'alésage extérieur.

### **I.5.2. Types de paliers**

Le palier est un support ou guide qui détermine la position d'une pièce mobile par rapport aux autres pièces d'un mécanisme [8] [9].

Dans la pratique, les principaux supports sont :

- Paliers de roulements,
- Paliers secs,
- Paliers poreux,
- Paliers magnétiques,
- Paliers fluides (hydrodynamique, hydrostatique et hybride).

### **I.5.3. Paliers de roulements**

Dans un palier à roulements le glissement de l'arbre sur le coussinet est remplacé par le roulement de corps intermédiaires (billes, rouleaux et aiguilles). Ils supportent de plus fortes charges tout en réduisant l'usure et le frottement à cause de leur coefficient de frottement très faible au démarrage. Les avantages et inconvénients des paliers à roulements sont :

#### **a) Avantages :**

- Installation simple et facile à remplacer.
- Durée de vie prévisible.
- Possibilité de graissage à vie.
- Possibilité de supporter des charges combinées.
- Faible coût.
- Supportent mieux les interruptions temporaires de lubrification.
- Assurent un meilleur alignement radial et axial.

- Présentent un faible couple au démarrage même à basse température.

**b) Inconvénients :**

- Problèmes de fatigue plus importants.
- Faible capacité d'amortissement.
- Encombrement radial important.
- Générateur de bruits,
- Fréquence de rotation limitée.
  
- Diamètre nominal limité

**I.5.4.Paliers secs**

Ces paliers sont généralement constitués d'une matrice (résine, métal, carbone) imprégnée de graphite. Ils sont utilisés sans apport extérieur de lubrifiant.

Le frottement à sec est particulièrement dangereux pour les organes qui y sont soumis.

Le dégagement de chaleur peut provoquer une amorce de fusion entre les surfaces en contact et aboutir au grippage.

Ils ne sont utilisés que pour des systèmes fonctionnant rarement ou à vitesse réduite et faible charge. Ils ne doivent être utilisés que pour les applications où la présence de l'huile est interdite, pour risque de contamination, comme c'est le cas dans les industries alimentaires et pharmaceutique. Ou lorsque le maintien du film lubrifiant est impossible (vide spatial, par exemple).

**I.5.5.Paliers poreux**

Les paliers à coussinets poreux sont dits autolubrifiants car c'est le coussinet imbibé d'huile qui joue le rôle de réservoir de lubrifiant. La couche auto-lubrifiée est constituée par une poudre frittée à haute température (bronze, fer, cuivre).

Ces paliers comportent des pores remplis d'huile avec un volume qui représente de 16 à 36% du volume total.

Dans un palier poreux, l'huile circule d'une part dans le jeu, circonférentielle ment et axialement, et d'autre part dans le coussinet, de la zone de pression élevée vers la zone de basse pression (**Figure I.1**).

L'huile filtre au travers de la surface interne du coussinet, du film vers le coussinet dans la zone de pression élevée, du coussinet vers le film dans la zone de pression basse. L'utilisation de ces paliers est limitée par la température de fonctionnement. Les avantages et les inconvénients de ce type de palier sont :

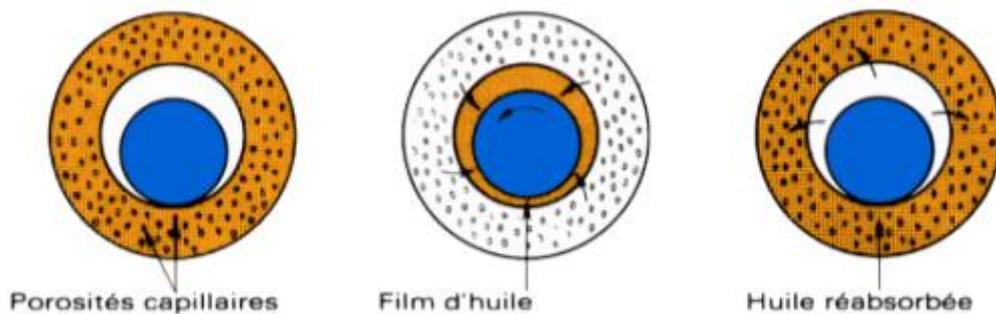


Figure I.4: Coupe schématique d'un palier poreux

**a) Avantages :**

- Suppression des graisseurs.
- Faible coût de fabrication du coussinet.
- Pas de frais d'entretien.
- Fonctionnement silencieux

**b) Inconvénients :**

- Ils ne supportent pas les grandes vitesses et les grandes charges.
- Un couple de démarrage faible.
- Ils nécessitent un grand couple au démarrage à des basses températures.

### I.5.6. Paliers magnétiques

Les paliers magnétiques permettent de supprimer tout contact entre un arbre et un bâti, d'éliminer les lubrifiants et tous les problèmes de frottement. Ces paliers ont une très grande précision de guidage. Ils peuvent fonctionner dans le vide et sont utilisables dans une large gamme de températures (-200°C à 450°C) avec une dissipation d'énergie mécanique pratiquement nulle.

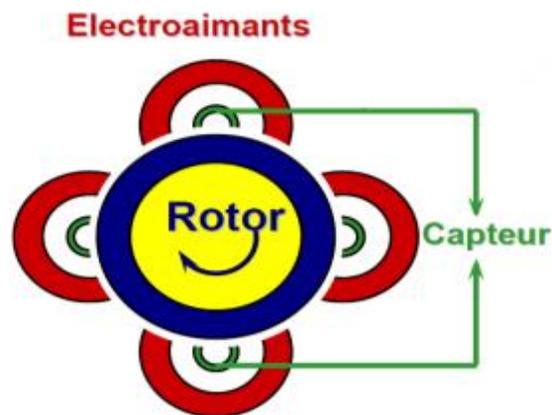


Figure I.5: Palier magnétique : schéma de principe

### I.5.7. Les paliers fluides

Dans les paliers fluides, l'arbre est séparé du coussinet du palier par une fine couche de Lubrifiant.

Il existe deux grandes classes de paliers fluides :

- ✓ Les paliers hydrodynamiques où la portance résulte de la géométrie du film lubrifiant et de la cinématique des surfaces.
- ✓ Les paliers hydrostatiques où la portance est principalement due à l'existence d'une source extérieure de fluide sous pression.

### I.5.8. Paliers hydrodynamiques

Dans ce cas, un fluide visqueux sépare totalement les surfaces en présence.

La pression dans le film est créée par le déplacement relatif des surfaces et la géométrie du contact.

Les paliers hydrodynamiques sont fréquemment utilisés pour supporter des charges radiales, pour le guidage des rotors de dimensions importantes.

Ces paliers sont conçus pour fonctionner dans des conditions sévères (charges et fréquences de rotations élevées).

Par conséquent, pour remplir leur fonction dans de parfaites conditions, les paliers hydrodynamiques doivent être soigneusement conçus.

Il existe deux types de configuration de paliers hydrodynamiques

- Paliers à géométrie fixe.
- Paliers à géométrie variable.

### a) 1. Paliers à géométrie fixe

#### ➤ Paliers lisses cylindriques

Les paliers lisses sont fréquemment utilisés, les plus simples sont constitués d'un arbre qui tourne à l'intérieur d'un coussinet complet (amplitude angulaire  $360^\circ$ ).

Sous l'application d'une charge, les centres du coussinet et de l'arbre ne coïncident plus et il existe un coin convergent-divergent dans le film. La rotation de l'arbre entraîne du fluide dans le coin convergent et crée un champ de pression qui s'oppose à la charge et qui l'équilibre.

Ces deux éléments sont alors totalement séparés par le film lubrifiant (**Figure I.3**).

Dans certains mécanismes, ils correspondent à **lTapez une équation ici**.a meilleure solution technologique existant actuellement.

On les rencontre dans les moteurs thermiques, les compresseurs, les turbomachines, les alternateurs, les réducteurs, .... etc.

#### Caractéristiques géométriques :

Un palier lisse est constitué de deux éléments, l'arbre de rayon  $R_a$  et le coussinet de rayon  $R_c$  et de longueur  $L$  (**Figure I.3**).

Ainsi, un palier lisse peut être schématisé par deux cercles de rayons voisins et caractérisé par trois grandeurs

- Le jeu radial ( $C = R_c - R_a$ )
- Le jeu relatif ( $C/R$ ) est de l'ordre de 0.001.
- Le rapport ( $L/D$ ) de la longueur au diamètre du palier

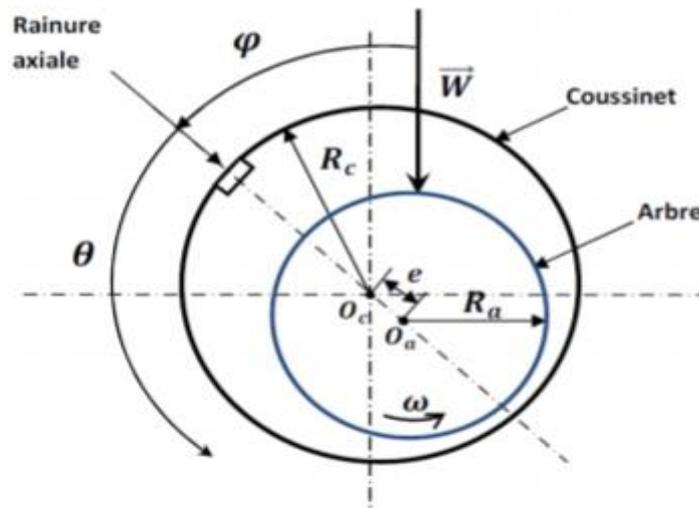


Figure I.6: schéma de principe

### Phases de travail d'un palier lisse

Lors de la mise en route sous charge d'un palier, on observe les trois phases représentées dans (**Figure I.4**). Les points  $O_c$  et  $O_a$  représentent respectivement les centres de l'arbre et du coussinet, tandis que  $\vec{W}$  désigne la charge extérieure appliquée à l'arbre.

A l'arrêt, l'arbre et le coussinet sont en contact. La génératrice commune est opposée à la charge et la distance est égale au jeu radial C (**Figure I.4 (a)**).

Au démarrage l'arbre roule en glissant à l'intérieur du coussinet et le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet.

Dès que la vitesse de rotation devient suffisante il y a création d'un champ de pression hydrodynamique qui s'oppose à la charge (**Figure I.4 (c)**).

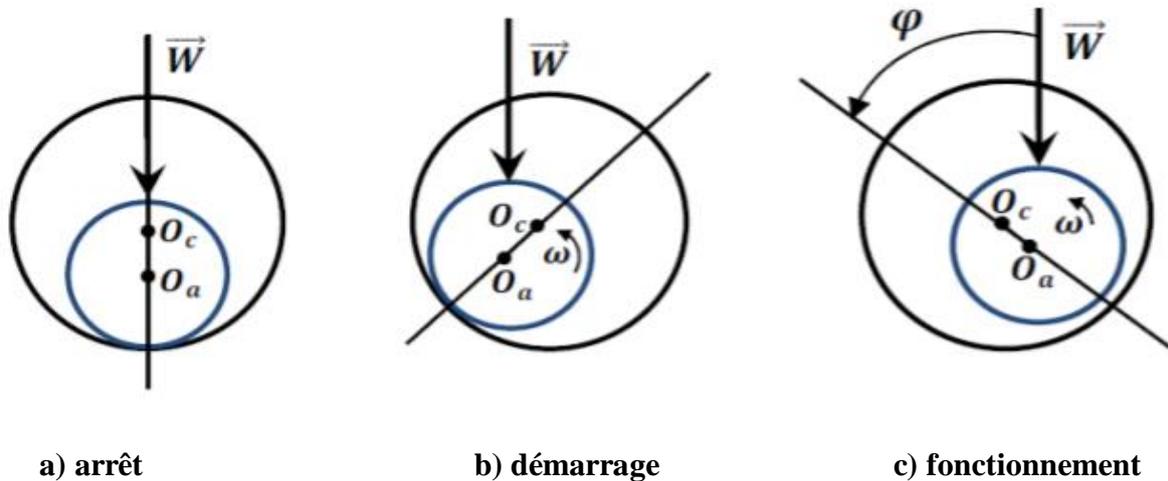


Figure I.7: Phases de travail d'un palier lisse

Pour une vitesse de rotation stable et une charge  $\vec{W}$  constante, le centre de l'arbre occupe une position fixe à l'intérieur du coussinet appelée point de fonctionnement.

Si le torseur des forces se réduit à une force unique  $\vec{W}$  qui agit dans le plan de la section médiane du palier, les axes de l'arbre et du coussinet sont alors parallèles.

Deux paramètres sont alors nécessaires pour positionner  $O_a$  par rapport  $O_c$  à :

- La distance  $e = |O_a O_c|$  appelée excentricité,

- L'angle  $\varphi$  que fait la direction de la charge  $\vec{W}$  avec la ligne des centres  $\overrightarrow{O_a O_c}$  appelés angle de calage.

### a) 2. Paliers à géométrie variable (Paliers à patins oscillants)

Les paliers à patins oscillants sont des paliers réglables par leur mode de fonctionnement (**figure I.8**). Ils sont composés de  $n$  patins, identiques ou non, individuellement articulés autour de pivots situés généralement sur un cercle appelé cercle des pivots.

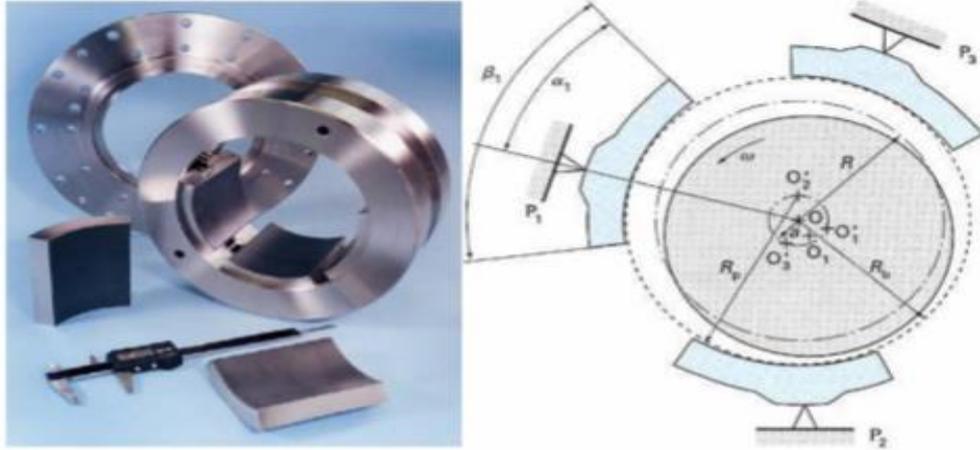


Figure I.8: Photographie et schéma d'un palier à trois patins oscillants

Le paramètre de précharge géométrique est donc très important puisqu'il assure, comme dans le cas des paliers à géométrie fixe, une bonne rigidité du système sous charge nulle. Lorsque le palier est chargé, l'arbre est excentré.

Les patins quant à eux tournent autour de leurs pivots.

**b) Paliers hydrostatiques**

Dans les paliers hydrostatiques, la charge supportant résulte d'une pression engendrée par un système extérieur au contact (pompe ou compresseur).

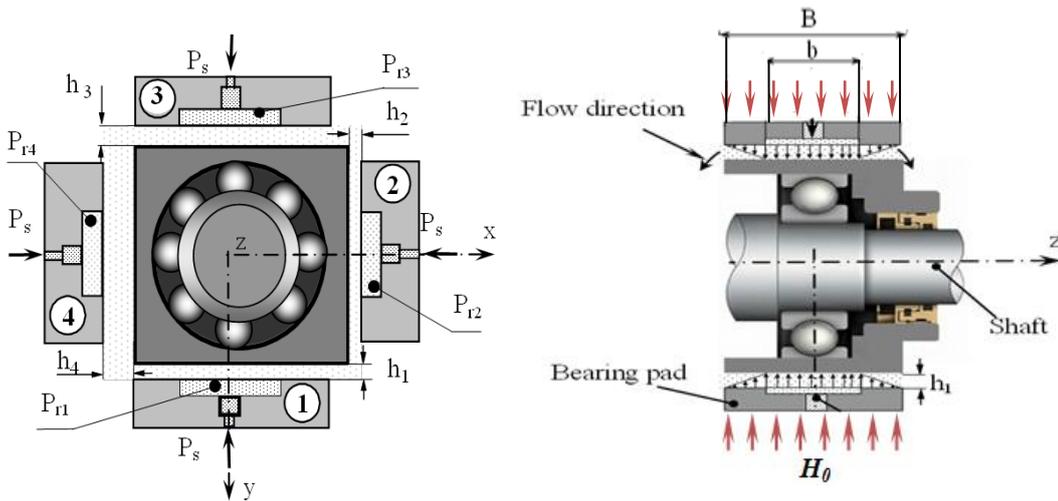


Figure I.9: Palier à quatre patins hydrostatiques

Ces paliers sont employés lorsque les conditions cinématiques ne sont pas suffisantes ou stables pour obtenir une portance hydrodynamique (démarrages fréquents, oscillations de l'arbre).

➤ Classification des paliers hydrostatiques :

- Palier à butées.
- Paliers radiaux (paliers lisses).
- Paliers multidirectionnels.

### **b) 1. Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques**

➤ **Avantages**

- a. coefficient de frottement très faible.
- b. Donnée une raideur importante même à vitesse nulle et un amortissement élevé.
- c. Manque de concentration de pression, la pression est répartie sur une grande surface.
- d. Dans les applications avec des vitesses élevées et de faibles charges, un haut niveau de précision de positionnement est donné.

Des avantages qui montrent que les roulements hydrostatiques ont de nombreuses applications ; En particulier les télescopes avec des charge très élevées et des vitesses très faibles et des machines-outils caractérisées par des vitesses élevées et de faibles charges.

➤ **Inconvénients**

- a. En raison de son coût élevé, la construction de la pompe, ainsi que des filtres, des régulateurs de pression et d'autres composants, est extrêmement importante. Étant donné que les plus petits accidents dans le système d'alimentation en carburant entraîneront une usure de la surface. [4]

**I.6. Paliers à film mince d'épaisseur variable :**

On a mentionné dans l'introduction générale que notre étude est la continuité de celle menée l'année passée par [5] qui consiste à étudier l'effet de la variation de l'épaisseur du film mince sur les performances du palier hydrostatique à patins constants. L'auteur a considéré une série de configurations géométriques et a étudié leur influence sur les performances du rotor. Les paramètres traités sont le champ de pression généré, de charge portante et de raideur équivalente. Comme résultats il a trouvé que la configuration périodique complète offre une amélioration considérable dans le champ de pression mais le nombre de cycle n'a aucun effet.

En termes de charge portantes l'effet vient en ordre décroissant comme suit :

- L'augmentation la plus importante est achevée par les configurations divergentes.
- Les configurations périodiques avec une augmentation moyenne
- En dernière position vient le patin avec une épaisseur convergente avec une diminution importante de la charge.

Pour la raideur équivalente : seules les configurations périodiques l'augmentent et d'une manière très légère. Les autres cas ont tous la raideur réduite au presque le 1/5 du patin à épaisseur constante.

L'étude est basée sur un modèle du patin en 2D et du film mince linéaire sous l'hypothèse du palier infiniment long. Ceci représente beaucoup de simplifications. Le but de notre étude est de confirmer ces résultats, d'analyser les phénomènes qui règnent dans le film mince qui est modélisé en 3D et d'explorer la validité des conclusions pour le cas général du palier toujours en 3D.

## CHAPITRE II : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLE NUMÉRIQUE

### II.1. Introduction :

Le but de ce chapitre est d'exposer les formules mathématiques pour calculer la pression dans l'alvéole et la charge portante du patin d'un palier hydrostatique.

### II.2. Le palier infiniment long et les autres hypothèses :

Dans cette section nous allons étudier les performances d'un seul patin. La formulation mathématique se fait les hypothèses suivantes :

- Le palier est infiniment long.
- La profondeur de l'alvéole est suffisante pour que la pression soit constante (dans l'espace).
- Nous considérons le lubrifiant Newtonien et incompressible.
- L'épaisseur constante ne dépend pas de  $x$  ou de  $z$  :  $\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{\partial h}{\partial z} = 0$ .
- L'écoulement est laminaire, permanent et sans apport de chaleur.
- Seul l'écoulement de Poiseuille existe.

En supposant un palier infiniment long, les gradients dans la direction ( $z$ ) doivent être ignorés. Conservation de la masse (débit massique) nous permet de l'écrire comme ça :

$$\dot{m}_{\text{entre}} = \dot{m}_{\text{sortie}} + \frac{\partial m}{\partial t} = \dot{m}_{\text{sortie}} + \frac{\partial(\rho V_{\text{alv}})}{\partial t} \quad (\text{II.1})$$

Réécrire la relation en termes de débit volumétrique :

$$\rho Q_{\text{capillaire}} = \rho Q_{\text{sortie}} + \frac{\partial V_{\text{alv}}}{\partial t} + V_{\text{alv}} \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (\text{II.2})$$

$Q_{\text{capillaire}}$ ,  $Q_{\text{sortie}}$  : Les débits volumiques entrant à travers le capillaire et sortant de la région du film.

$\frac{\partial V_{\text{alv}}}{\partial t}$  : Variation du volume de l'alvéole induite par le mouvement du grain mobile.

$$\frac{\partial V_{alv}}{\partial t} = \iint \vec{h} \cdot \vec{n} \cdot ds \quad (\text{II.3})$$

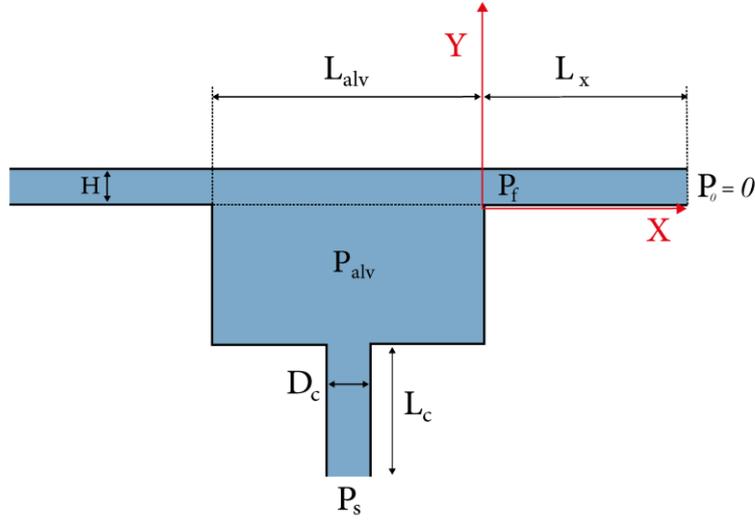


Figure II.1: Les démontions d'un patin.

Pour obtenir un calcul par unité de longueur. En considérant une largeur  $L_z$  d'une unité, on a :

$$\frac{\partial V_{alv}}{\partial t} = \int_0^{L_x} \vec{h} \cdot \vec{n} \cdot dx \quad (\text{II.4})$$

L'indépendance de l'épaisseur du film par rapport aux variables spatiales (x et z) :

$$\frac{\partial V_{alv}}{\partial t} = L_z L_{alv} \dot{h} = L_z L_{alv} \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{II.5})$$

Il faut prendre en compte le sens de vitesse, Il prend un signal négatif en cas l'écrasement.

Le coefficient de compressibilité est donné par :  $\beta_{comp} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial P_{alv}}$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial P_{alv}} \frac{\partial P_{alv}}{\partial t} = \rho \beta_{comp} \frac{\partial P_{alv}}{\partial t} \quad \Longrightarrow \quad \rho Q_{capillaire} = \rho Q_{sortie} + \rho \frac{\partial V_{alv}}{\partial t} - V_{alv} \rho \beta_{comp} \frac{\partial P_{alv}}{\partial t}$$

On simplifie la densité :

$$Q_{capillaire} = Q_{sortie} + \frac{\partial V_{alv}}{\partial t} - V_{alv} \beta_{comp} \frac{\partial P_{alv}}{\partial t} \quad (\text{II.6})$$

Puisque nous avons considéré le fluide incompressible, la viscosité ne change pas avec le temps, donc :  $\beta_{comp} = 0$

L'équation (II.6) devient :

$$Q_{capillaire} = Q_{sortie} + \frac{\partial V_{alv}}{\partial t} \quad (II.7)$$

Le débit volumique entrant par le capillaire :

$$Q_{capillaire} = \frac{\pi D_{cap}^4}{128 \mu L_c} (P_s - P_{alv}) \quad (II.8)$$

En notant :  $K_C = \frac{\pi D_{cap}^4}{128 L_c}$

$$Q_{capillaire} = \frac{K_C}{\mu} (P_s - P_{alv}) \quad (II.9)$$

Puisque nous avons considéré palier infiniment long (dans la direction z), nous pouvons négliger l'écoulement dans la direction axiale (z) devant le débit dans la direction x :

$$Q_x \gg Q_z$$

En raison de la symétrie, nous ne prenons en compte que la partie du débit dans la direction positive + x et la multiplions par deux. Le débit volumique sortant de la zone du film mince devient donc :

$$Q_{sortie} = 2U_{xm} S_{sortie} = 2L_z h U_{xm} \quad (II.10)$$

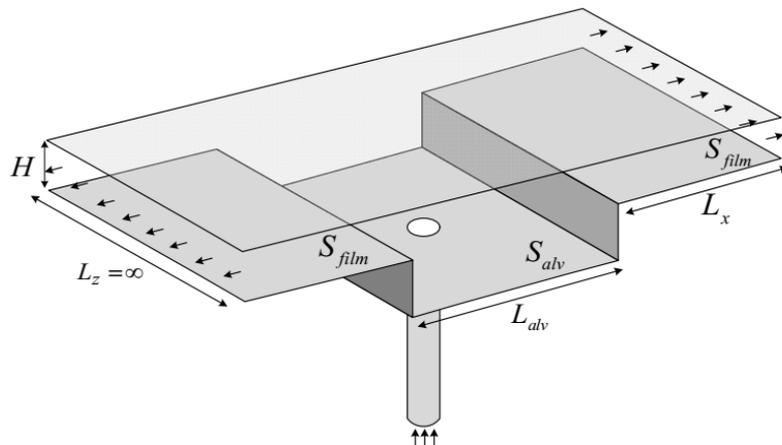


Figure II.2 : Patin 3D en configuration infiniment longue [12].

$$U_{xm} = \frac{\int_0^h U_x dy}{h} \quad (\text{II.11})$$

La relation suivante explique la vitesse de l'écoulement du fluide newtonien entre deux plaques parallèles :

$$U_x = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (y-h)y \quad \Longrightarrow \quad U_{xm} = \frac{\int_0^h \left( \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (y-h)y \right) dy}{h}$$

Avec l'hypothèse de la pression constante dans la direction de l'épaisseur du film mince :

$$\Longrightarrow \int_0^h (y^2 - hy) dy = -\frac{1}{6} h^3 \quad (\text{II.12})$$

Avec :

$$U_{xm} = \frac{1}{2\mu h} \frac{\partial P}{\partial x} \int_0^h ((y-h)y) dy \quad (\text{II.13})$$

Et :

$$Q_{sortie} = 2L_z h U_{xm} \quad (\text{II.14})$$

On obtient :

$$U_{xm} = -\frac{h^2}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=Lx} \quad (\text{II.15})$$

Et :

$$Q_{sortie} = -\frac{L_z h^3}{6\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=Lx} \quad (\text{II.16})$$

Et :

$$\frac{\pi d_{cap}^4}{128 L_c \mu} (P_s - P_{alv}) = -\frac{L_z h^3}{6\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=Lx} + L_z L_{alv} \dot{h} \quad (\text{II.17})$$

$$Q_{sortie} = 2L_z h U_{xm} \quad (\text{II.18})$$

### II.3. Recherche du gradient de pression dans le film mince :

L'hypothèse du palier infiniment long implique que toute dérivée par rapport à z est nulle

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{II.19})$$

$\frac{\partial}{\partial z} = 0$  , celle de l'absence de l'écoulement de Couette implique :  $U = 0$

Cela permet de simplifier l'équation (II.19) :

$$\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} = 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{II.20})$$

### II.3.1. Le gradient de la pression obtenu analytiquement :

L'intégration deux fois de l'équation (II.20) sur x données :

$$P(x) = \frac{6\mu\dot{h}}{h^3} x^2 + C_a x + C_b \quad (\text{II.21})$$

Avec les conditions aux limites :  $\begin{cases} P(0) = P_f \\ P(L_x) = P_0 \end{cases}$

$$P(0) = P_f \Rightarrow C_b = P_f$$

$$P(L_x) = P_0 \Rightarrow \frac{6\mu\dot{h}}{h^3} L_x^2 + C_a L_x + P_f = P_0$$

$$\text{On trouve } \begin{cases} C_a = \frac{1}{L_x} \left( P_0 - P_f - \frac{6\mu\dot{h}}{h^3} L_x^2 \right) \\ C_b = P_f \end{cases}$$

L'expression de pression dans le film mince sera :

$$P(x) = \frac{6\mu\dot{h}}{h^3} x^2 + \left( \frac{(P_0 - P_f)}{L_x} - \frac{6\mu\dot{h}L_x}{h^3} \right) x + P_f \quad (\text{II.22})$$

Le gradient spatial est :

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{12\mu\dot{h}}{h^3} x + \left( \frac{(P_0 - P_f)}{L_x} - \frac{6\mu\dot{h}L_x}{h^3} \right) \quad (\text{II.23})$$

A l'entrée de la zone du film mince ( $x=0$ ) :

$$\frac{\partial P(0)}{\partial x} = \left( \frac{(P_0 - P_f)}{L_x} - \frac{6\mu\dot{h}L_x}{h^3} \right) \quad (\text{II.24})$$

Et à la sortie  $x = L_x$  :

$$\frac{\partial P(L_x)}{\partial x} = \left( \frac{(P_0 - P_f)}{L_x} + \frac{6\mu\dot{h}L_x}{h^3} \right) \quad (\text{II.25})$$

L'équation (II.16) exprimant le débit sortant s'écrit après remplacement du gradient par l'équation (II.25) comme suit :

$$Q_{\text{sortie}} = \frac{h^3 L_z}{6\mu L_x} \left( (P_f - P_0) - \frac{6\mu\dot{h}L_x^2}{h^3} \right) \quad (\text{II.26})$$

Si  $P_0 = 0$  (La pression relative à la sortie du patin est la pression atmosphérique) et on adopte

la notation suivante :  $K_Q = \frac{L_z}{6L_x}$

$$Q_{\text{sortie}} = \frac{h^3}{\mu} K_Q \left( (P_f - P_0) - \frac{6\mu\dot{h}L_x^2}{h^3} \right) \quad (\text{II.27})$$

Ça devient le débit sortant :

$$Q_{\text{sortie}} = \frac{K_Q}{\mu} P_f h^3 - 6K_Q L_x^2 \dot{h} \quad (\text{II.28})$$

Et l'équation (II.28) ça devient :

$$K_C (P_s - P_{alv}) = K_Q P_f h^3 + \mu (S_{alv} - S_{film}) \dot{h} \quad (\text{II.29})$$

La surface totale du patin :

$$S_{\text{totale}} = S_{alv} + 2S_{film} \quad (\text{II.30})$$

En absence de l'effet d'inertie  $P_{alv} = P_f$ , l'équation (II.30) devenir :

$$K_C (P_s - P_{alv}) = K_Q P_{alv} h^3 + \mu (S_{alv} - S_{film}) \dot{h} \quad (\text{II.31})$$

Et de ce dernier, on extrait l'expression de  $P_{alv}$  (la pression relative dans l'alvéole) :

$$P_{alv} = \left( P_s - \mu(S_{alv} - S_{film}) \frac{\dot{h}}{K_C} \right) \left( 1 + \frac{K_Q}{K_C} h^3 \right)^{-1} \quad (\text{II.32})$$

La force générée par le champ de pression dans les deux sections du film mince peut être calculée comme :

$$W_{film} = 2L_z \int_0^{L_x} P(x) dx = 2L_z \int_0^{L_x} \left( \frac{6\mu\dot{h}}{h^3} x^2 - \left( \frac{P_{alv}}{L_x} + \frac{6\mu\dot{h}L_x}{h^3} \right) x + P_{alv} \right) dx \quad (\text{II.33})$$

$$W_{film} = 2L_z \left[ \frac{6\mu\dot{h}}{3h^3} x^3 - \frac{1}{2} \left( \frac{P_{alv}}{L_x} + \frac{6\mu\dot{h}L_x}{h^3} \right) x^2 + P_{alv} x \right]_0^{L_x} \quad (\text{II.34})$$

$$W_{film} = \frac{4\mu\dot{h}}{h^3} L_z L_x^3 - \left( \frac{P_{alv}}{L_x} + \frac{6\mu\dot{h}L_x}{h^3} \right) L_z L_x^2 + 2P_{alv} L_z L_x \quad (\text{II.35})$$

$$W_{film} = P_{alv} L_z L_x - \frac{2\mu\dot{h}}{h^3} L_z L_x^3 \quad (\text{II.36})$$

On peut calculer la force générée par la pression dans l'alvéole comme suit :

$$W_{alvéole} = P_{alv} L_z L_{alvéole} \quad (\text{II.37})$$

Et donc la résultante de la force générée par le patin est :

$$W = W_{fluide} = W_{alvéole} + W_{film} \quad (\text{II.38})$$

$$W = P_{alv} L_z L_{alvéole} + P_{alv} L_z L_x - \frac{2\mu\dot{h}}{h^3} L_z L_x^3 \quad (\text{II.39})$$

$$W = (S_{alv} + S_{film}) P_{alv} - \frac{2\mu\dot{h}}{h^3} L_z L_x^3 \quad (\text{II.40})$$

A l'équilibre statique :  $\dot{h} = 0$

$$P_{alv}^{statique} = P_s \left( 1 + \frac{K_Q}{K_C} h^3 \right)^{-1} \quad (\text{II.41})$$

$$P^{statique}(x) = -\frac{P_{alv}^{statique}}{L_x} x + P_{alv}^{statique} \quad (\text{II.42})$$

La force statique générée est donc :

$$W^{statique} = (S_{alv} + S_{film}) P_{alv}^{statique} \quad (\text{II.43})$$

On prend en compte l'expression (II.41) la charge statique devient :

$$W^{statique} = P_s (S_{alv} + S_{film}) \frac{K_C}{K_C + K_Q h^3} \quad (\text{II.44})$$

A l'équilibre statique pour un seul patin :

$$P_{alv}^{statique} = P_s \left( 1 + \frac{K_Q}{K_C} h^3 \right)^{-1} \quad (\text{II.45})$$

En introduisant le rapport des pressions :  $\beta_0 = P_{alv} / P_s$

$$\beta_0 = \frac{P_{alv}}{P_s} = \left( 1 + \frac{K_Q}{K_C} h_0^3 \right)^{-1} \quad (\text{II.46})$$

#### II.4. Le modèle 3D :

Pour prendre en compte les variations qui règnent au sein du film mince la formulation classique par l'équation de Reynolds s'avère inadéquate. Le retour vers la formulation globale et plus générale exprimées par les équations de Navier-Stokes est donc inévitable.

Equation de Continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0$$

Conservation de quantité de mouvement dans les directions X, Y et Z :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\text{Re}_f} \left[ \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \right]$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{\text{Re}_f} \left[ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \right]$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{\text{Re}_f} \left[ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right]$$

La résolution de ces équations est achevée en utilisant la méthode des volumes finis qui est une méthode numérique puissante pour la modélisation des géométries non régulières et complexes.

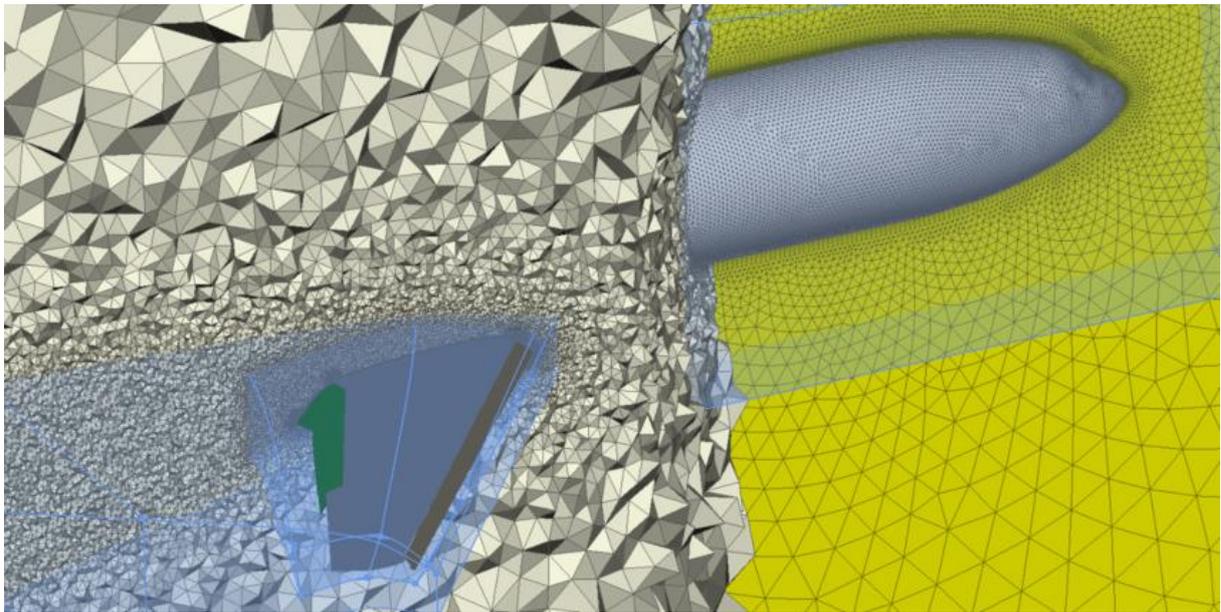


Figure II.3: Maillage volumes finis [maillage]

### II.1. Paliers à épaisseur variable :

L'objet de ce chapitre est de déterminer le champ de pression régnant dans les butées hydrostatiques ayons une variation spatiale de l'épaisseur du film fluide. En absence de la solution analytique et des données expérimentales pour la résolution de l'équation de Navier-Stokes

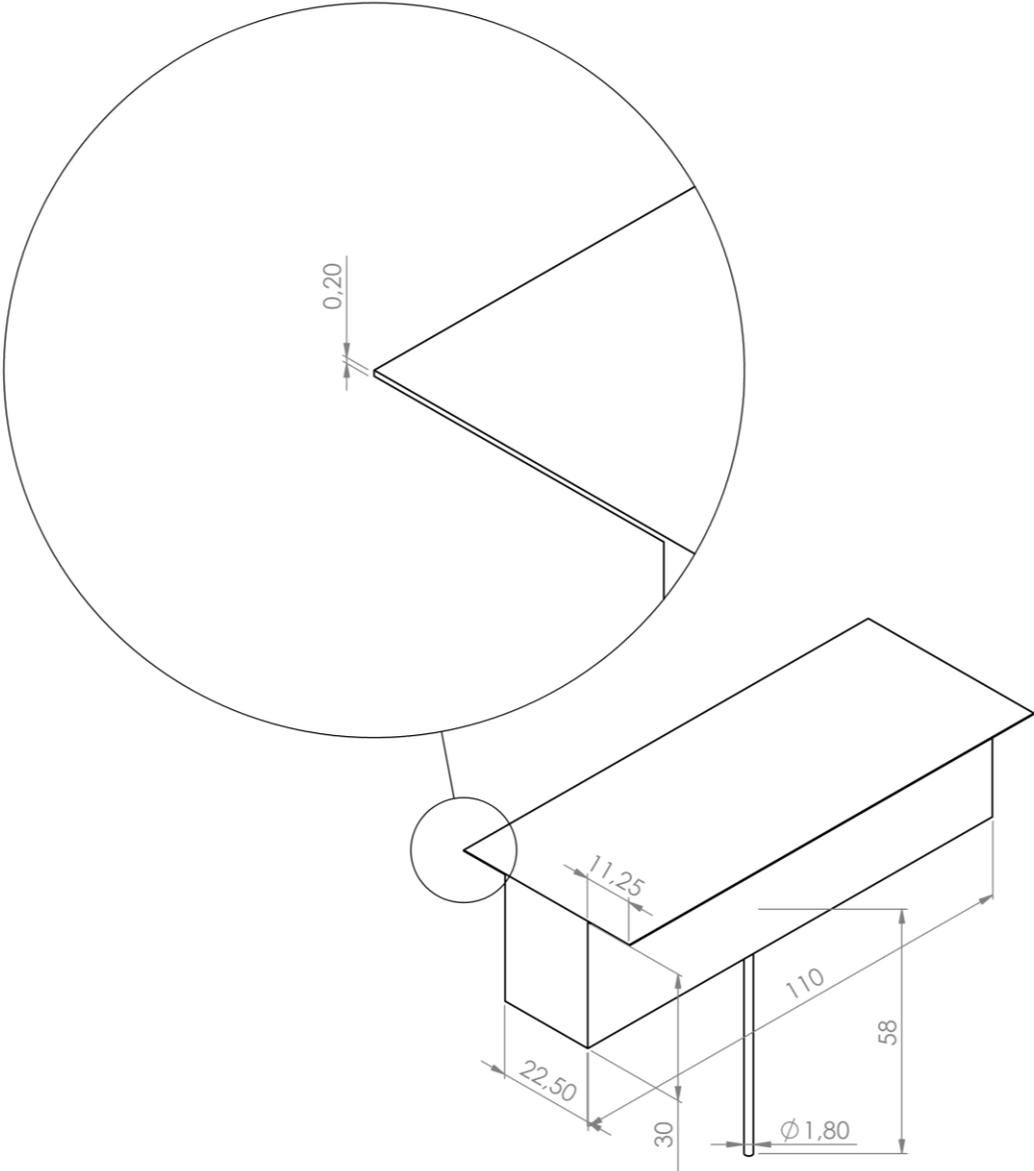


Figure II.4: Patin 3D à épaisseur de film constante

**II.1.1. Les différentes configurations géométriques :**

Dans cette partie de chapitre nous allons présenter les différentes configurations géométriques que nous avons étudiées.

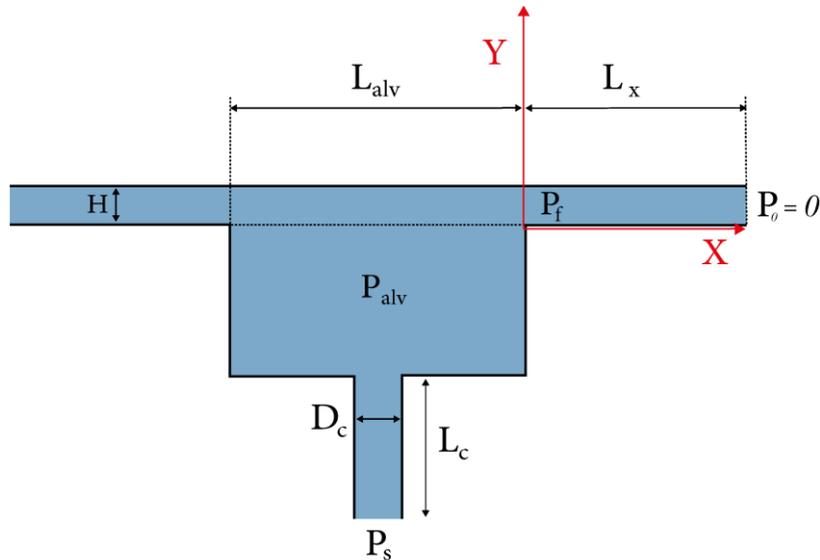


Figure II.5: Représentation 2D de configuration constante

**a) Configuration convergente à la sortie :**

Le premier modèle est celui du film mince horizontalement symétrique convergent vers

La sortie. L'épaisseur du film mince peut être définie par trois paramètres sa longueur  $L_x$ ,

L'épaisseur à l'entrée  $h_a$  et l'épaisseur à la sortie  $h_b$  (voir Figure III.1). Elle peut être

Exprimée sous la forme :

$$h(x) = h_b + \frac{(h_a - h_b)(L_x - x)}{L_x}$$

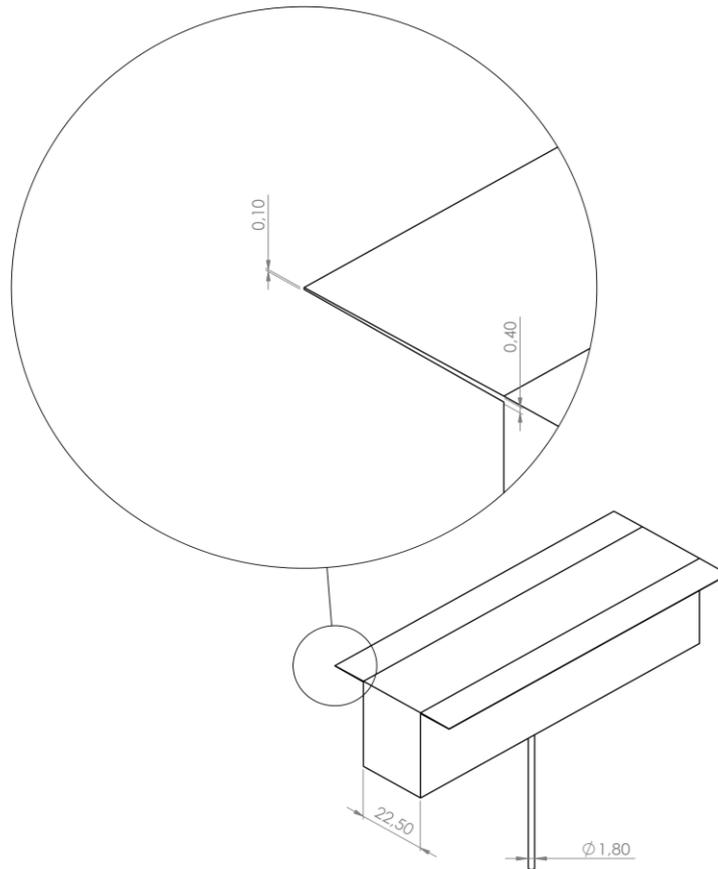


Figure II.6: : Représentation 3D de configuration convergente

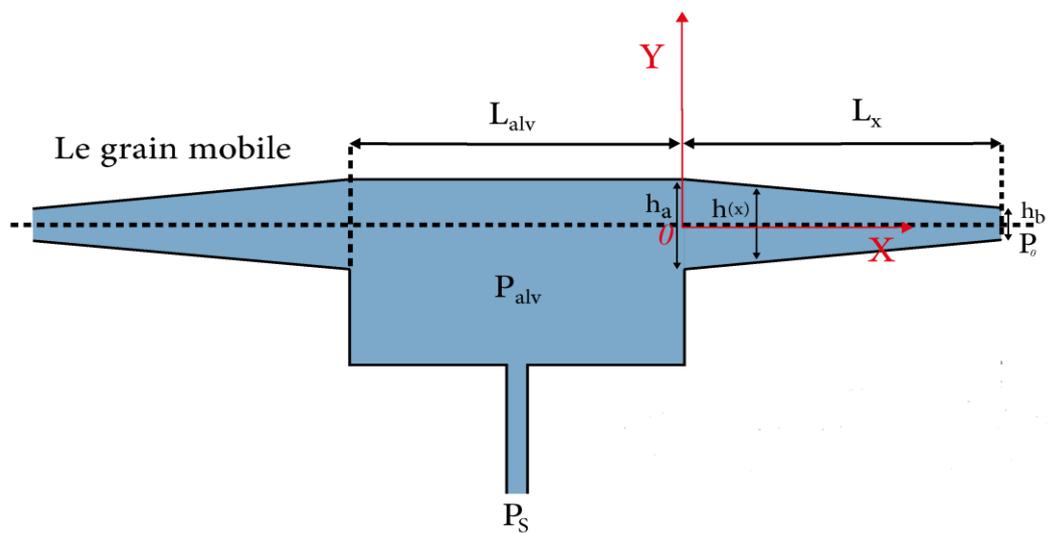


Figure II.7: Représentation 2D de configuration convergente

**b) Configuration divergente à la sortie :**

La deuxième configuration avec un film mince horizontal **symétrique divergent** vers la sortie. L'épaisseur du film mince peut être définie par les mêmes paramètres ( $L_x, h_a, h_b$ ) (Figure III.2). Elle peut être représentée par la figure :

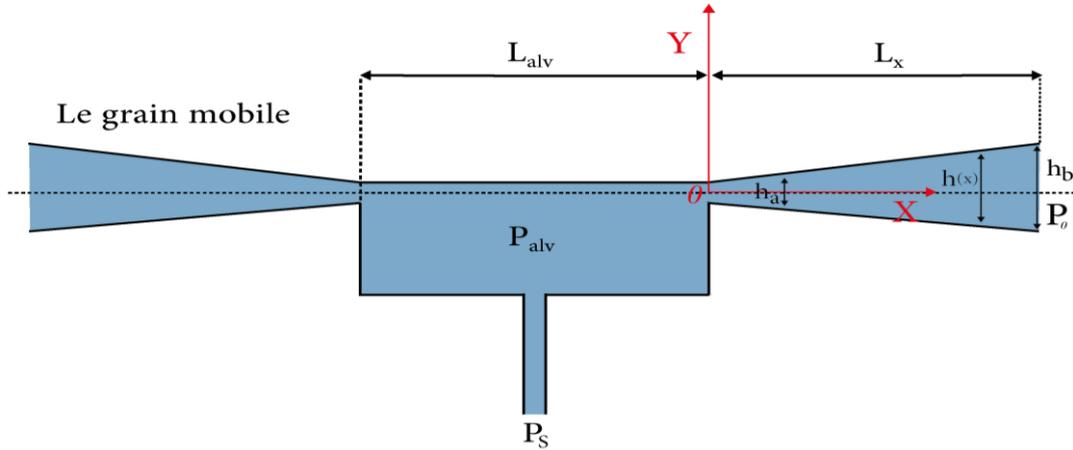


Figure II.8: Représentation 2D de configuration divergente

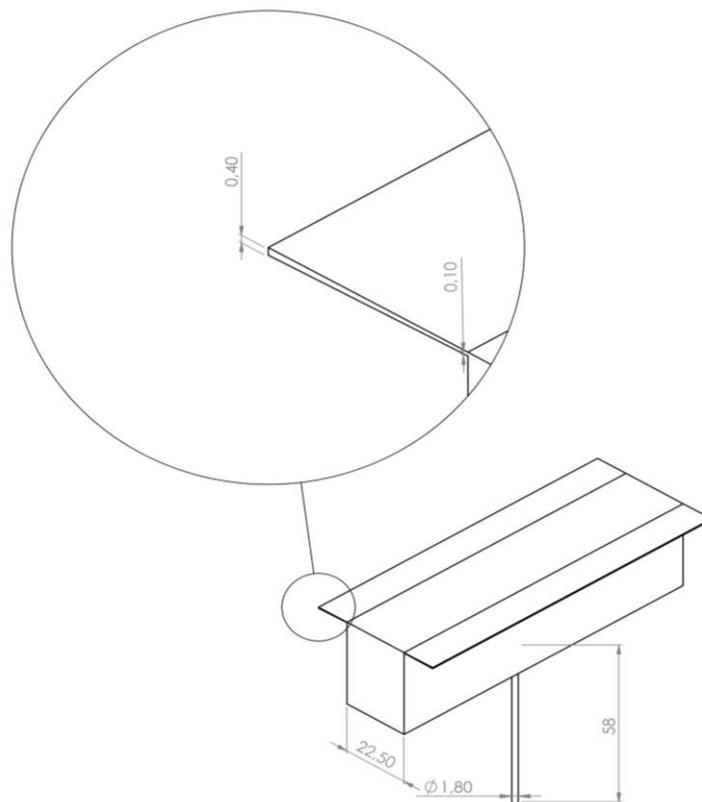


Figure II.9: Représentation 3D de configuration divergente

c) Configuration périodique complète :

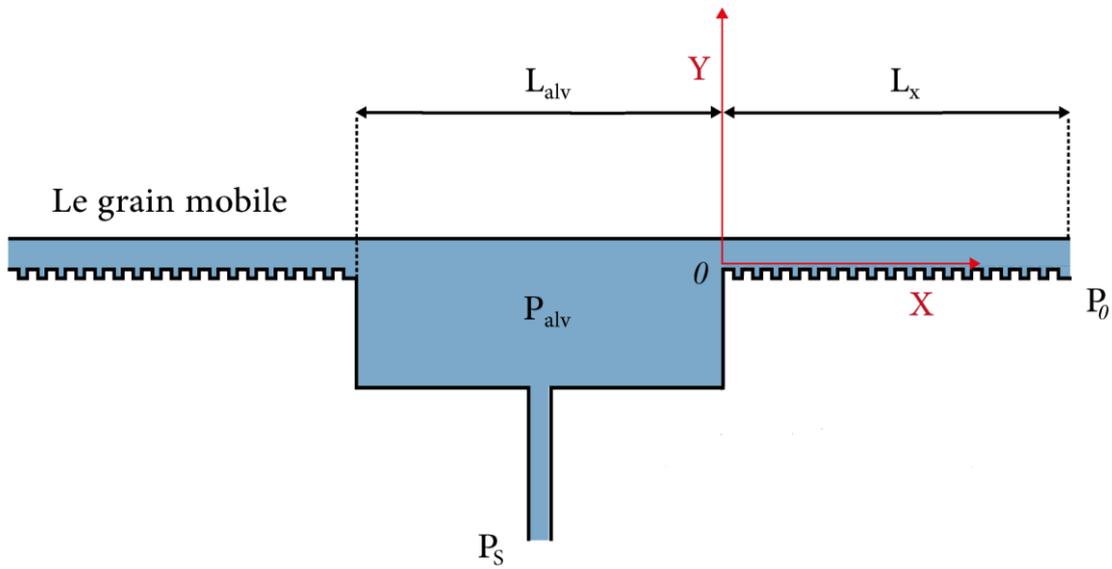


Figure II.10: configuration géométrique à variation périodique complète

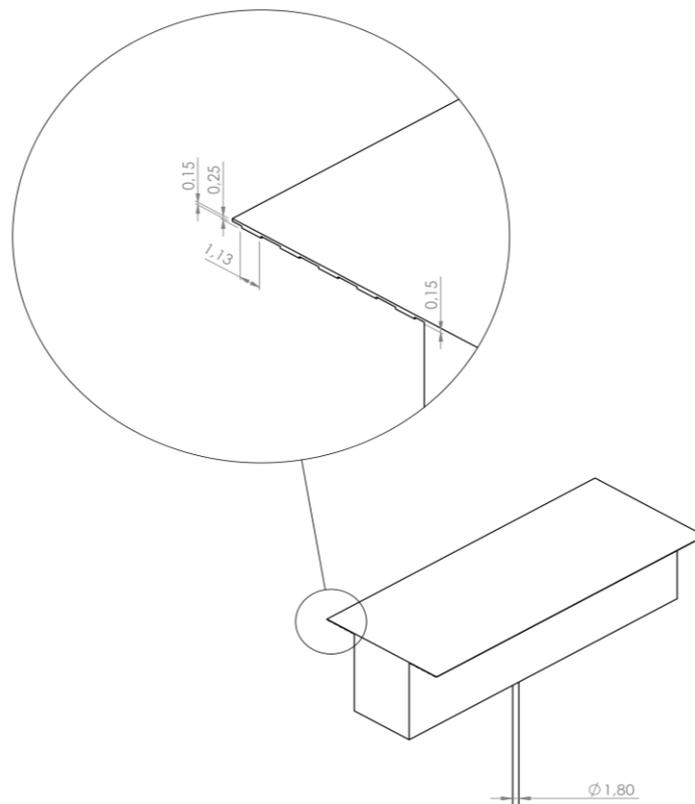


Figure II.11: configuration géométrique à variation périodique complète en 3D

Cette configuration (**Figure III.6**). Contient une variation d'épaisseur de forme échelon périodique sur toute la distance du film mince. La description détaillée de la géométrie est donnée sur la (**Figure III.7**).

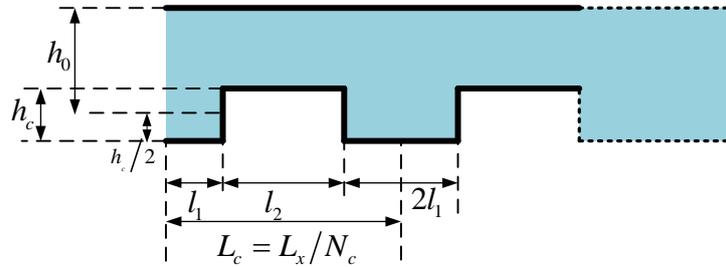


Figure II.12: Description géométrique de la configuration périodique complète

L'épaisseur du film mince peut être exprimée sous la forme :

$$\begin{cases} 0 \leq x < l_1 : & h(x) = h_0 + h_c/2 \\ l_1 \leq x < (l_1 + l_2) : & h(x) = h_0 - h_c/2 \\ (l_1 + l_2) \leq x < (2l_1 + l_2) & h(x) = h_0 + h_c/2 \end{cases}$$

Tableau II.1 : Paramètres géométriques de la configuration périodique complète

Paramètre	Expression	Description
$N_c$	valeur entrée	Nombre de répétition
$h_c$	valeur entrée	Profondeur
$L_c$	$L_c = L_x / N_c$	Longueur du cycle
$l_1$	$l_1 = L_c / 4$	Moitié de la longueur de la zone profonde
$l_2$	$l_2 = 2 \times l_1$	Longueur de la zone initiale

Tableau 2.2 : Les paramètres du palier [1] (modifiés légèrement):

Le paramètre	Valeur	Définition
$A_{tot}$	$45 \cdot 10^{-3}(\text{m})$	Longueur totale du patin
$L_x$	$11.25 \cdot 10^{-3}(\text{m})$	Longueur de film mince (un côté)
$L_{alv} = A_{tot} - 2L_x$	$22.5 \cdot 10^{-3}(\text{m})$	Longueur de l'alvéole
$L_z = B_{tot}$	$110 \cdot 10^{-3}(\text{m})$	Largeur du film mince (cas infiniment long)
$D_c$	$1.8 \cdot 10^{-3}(\text{m})$	Diamètre du capillaire
$L_c$	$58 \cdot 10^{-3}(\text{m})$	Longueur du capillaire
$P_s$	0.5 bar	Pression (Relative) de l'alimentation
$P_0$	0 bar	La pression (Relative) à la sortie du patin
$\mu$	$6.7 \cdot 10^{-3} Pa.s$	Viscosité
$h_0$	$0.2 \cdot 10^{-03} \text{ m}$	Épaisseur de film d'huile
$\rho$	$400 \text{ kg/m}^3$	La densité du fluide

### II.1. Les caractéristiques de la machine de calcul :

La machine sur laquelle les calculs ont été effectués est caractérisée par les paramètres suivants :

CPU: Intel(R) Core (TM) i5-3230M CPU@2.6 GHz(4CPUs)

GPU : Intel(R) HD Graphics 4000f

RAM: 4GB DDR3

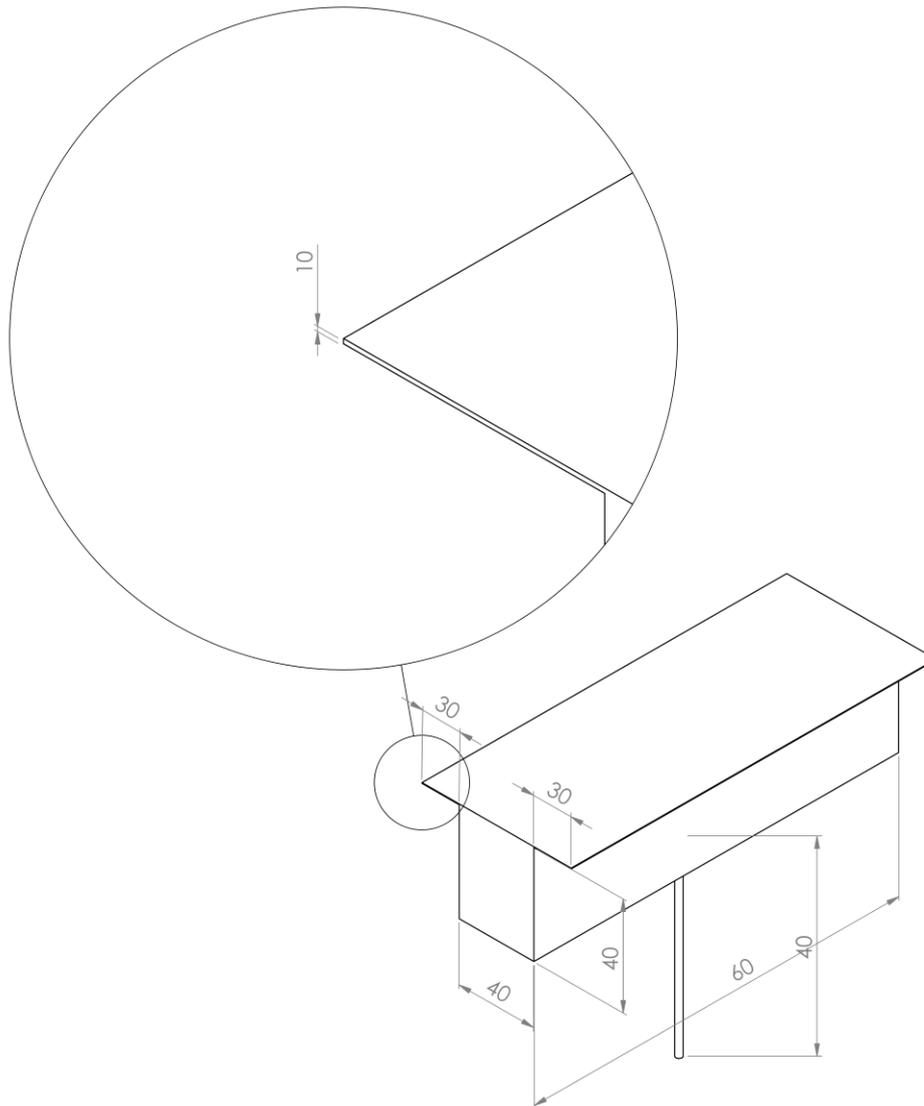


Figure II.13: Nombres des nœuds dans chaque direction du modèle 3D

Tableau II.3 : Paramètres de maillage de chaque géométrie

Configuration de film	Nombre des nœuds	Nombre des éléments	Durée de convergence
Film constant	111419	123025	4min49.633s
Film convergent	118279	130147	3min36.588s
Film divergent	108577	120247	3min23.923s
Film périodique	142962	167124	4min25.997s

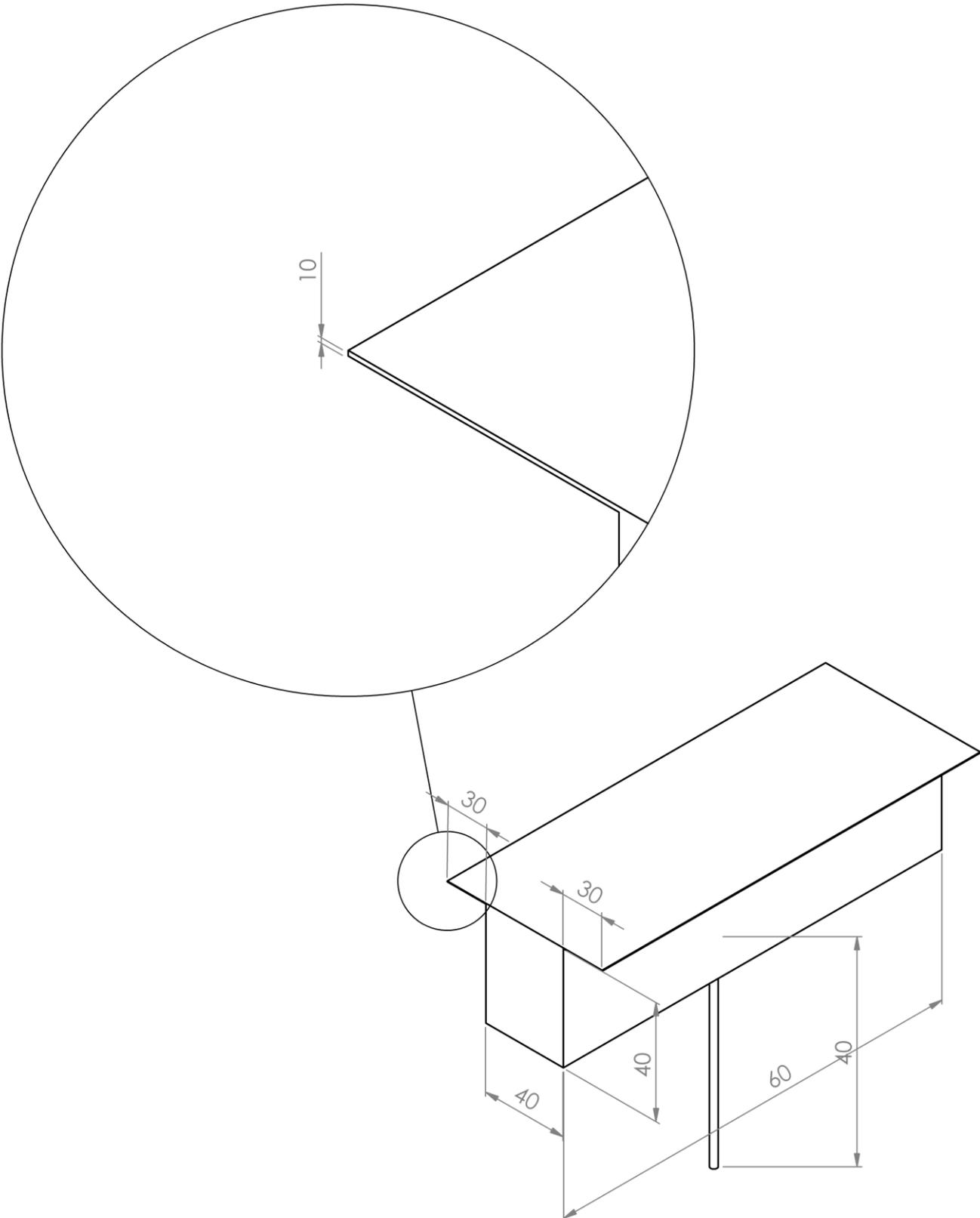


Figure II.14: Le nombre des nœuds dans chaque direction du maillage

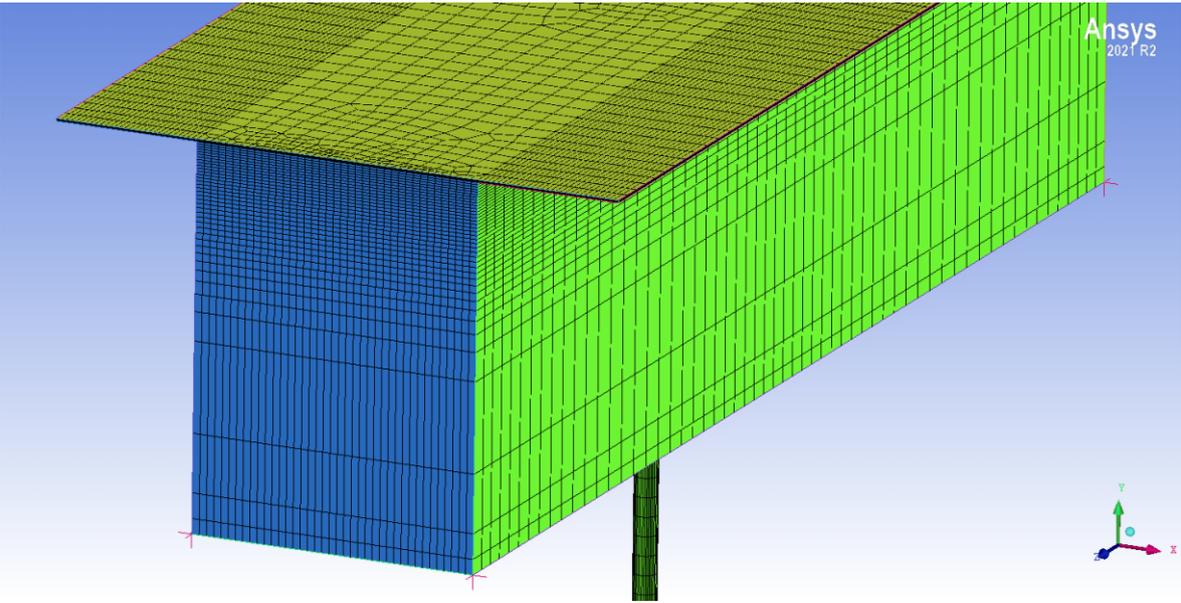


Figure II.15: Transition graduelle vers les zones de maillage dense

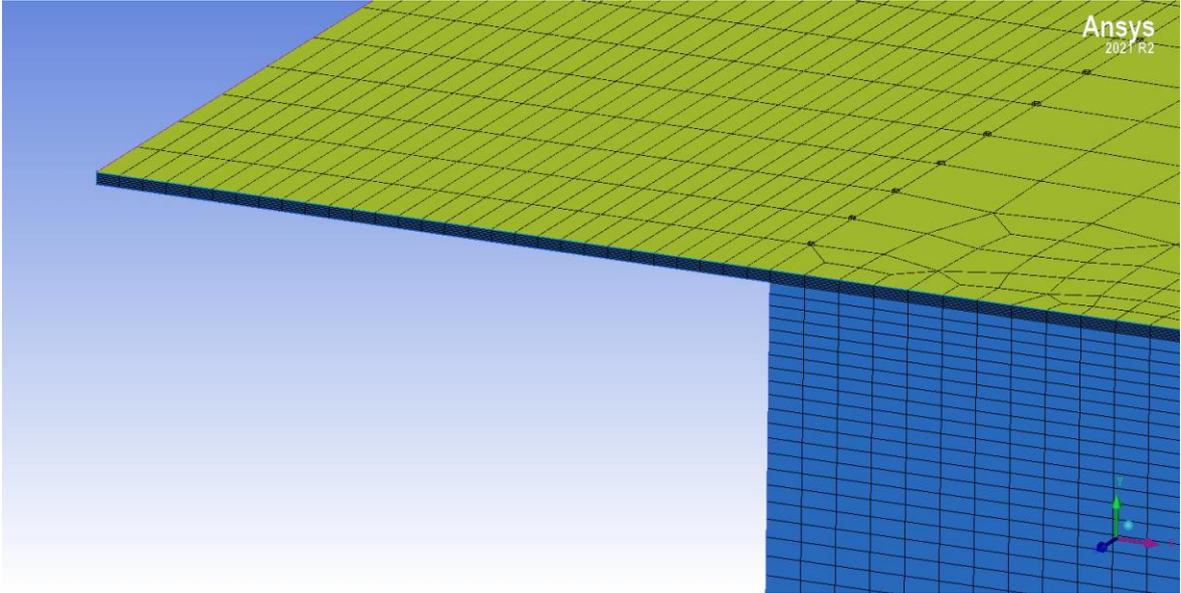


Figure II.16: Maillage dense et structuré du film mince

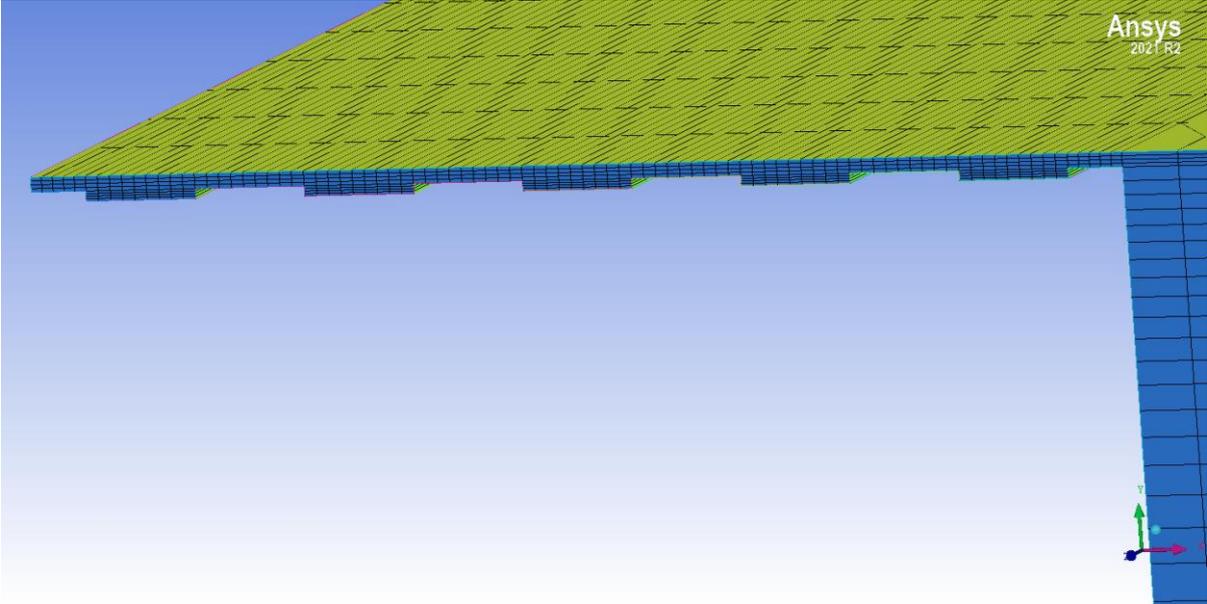


Figure II.17: Maillage dense et structuré du film mince à épaisseur variable

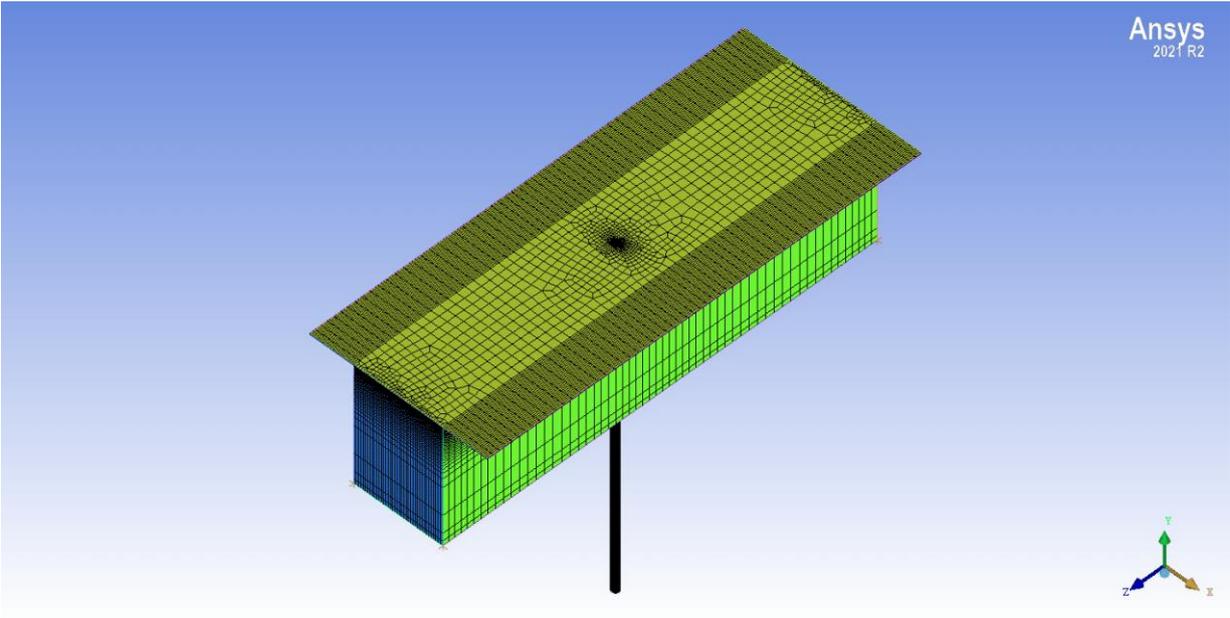


Figure II.18: Raffinage du maillage autour des zone étroites

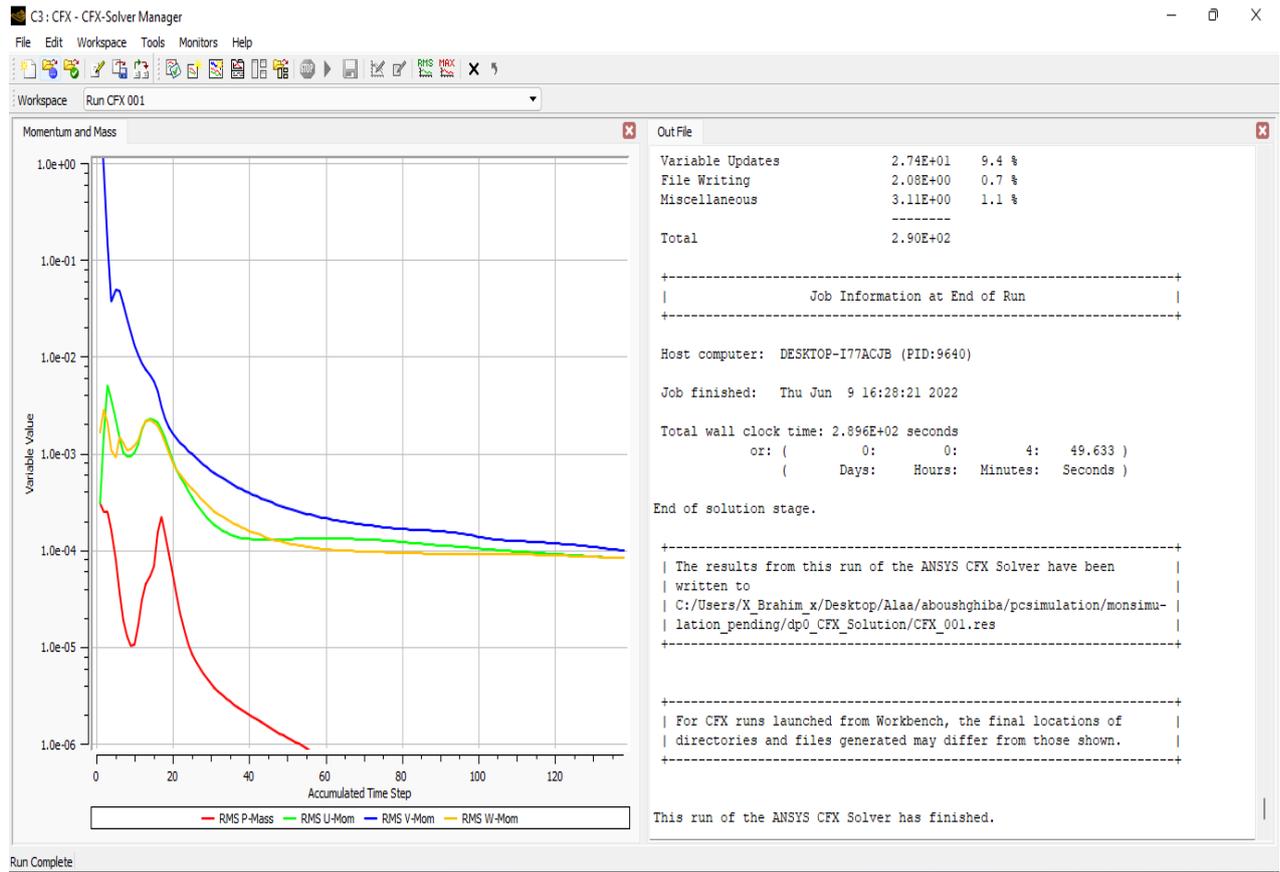


Figure II.19: Durée de convergence a film constant

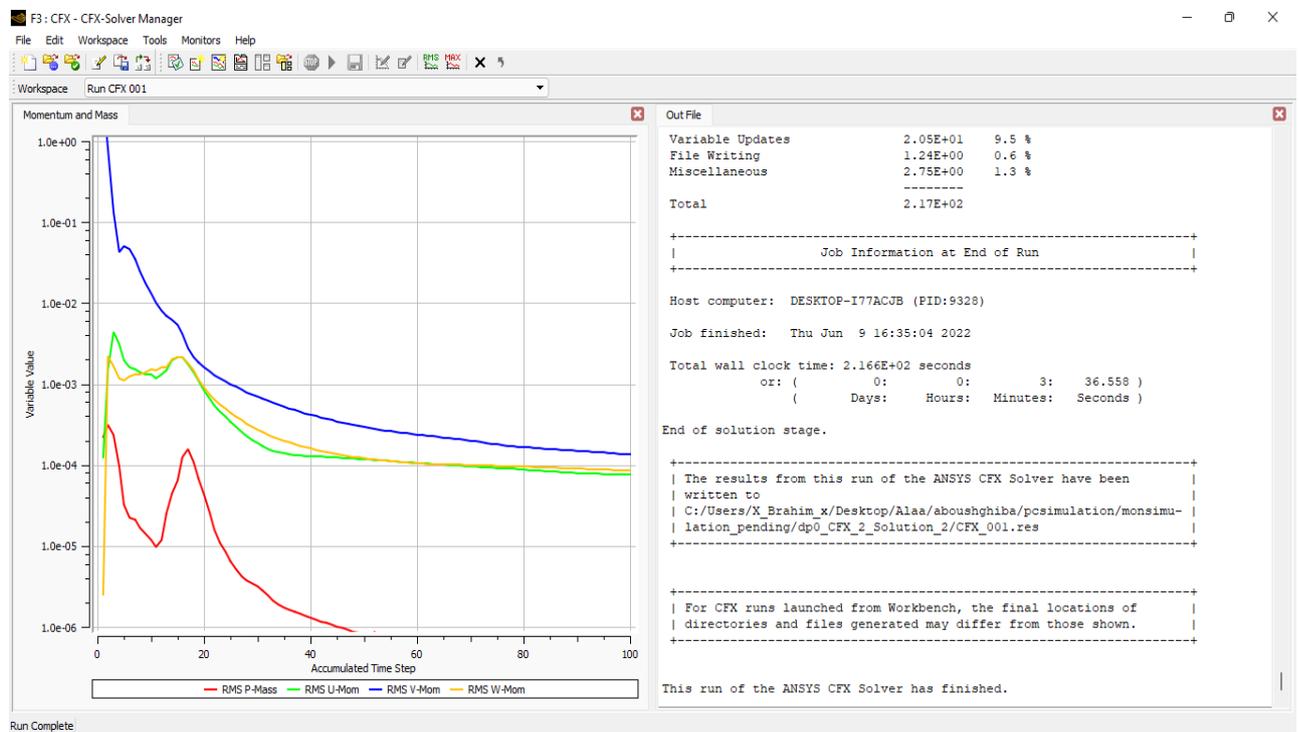


Figure II.20: Durée de convergence a film de variation convergent

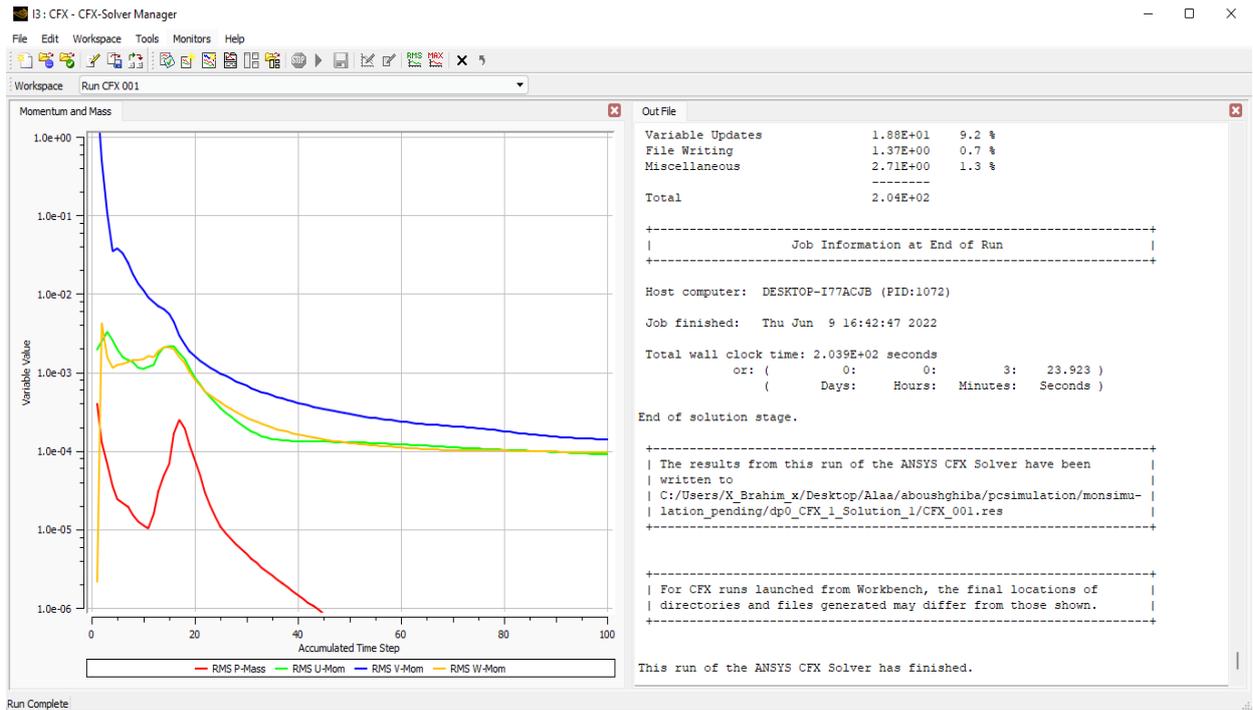


Figure II.21: Durée de convergence a film de variation divergent

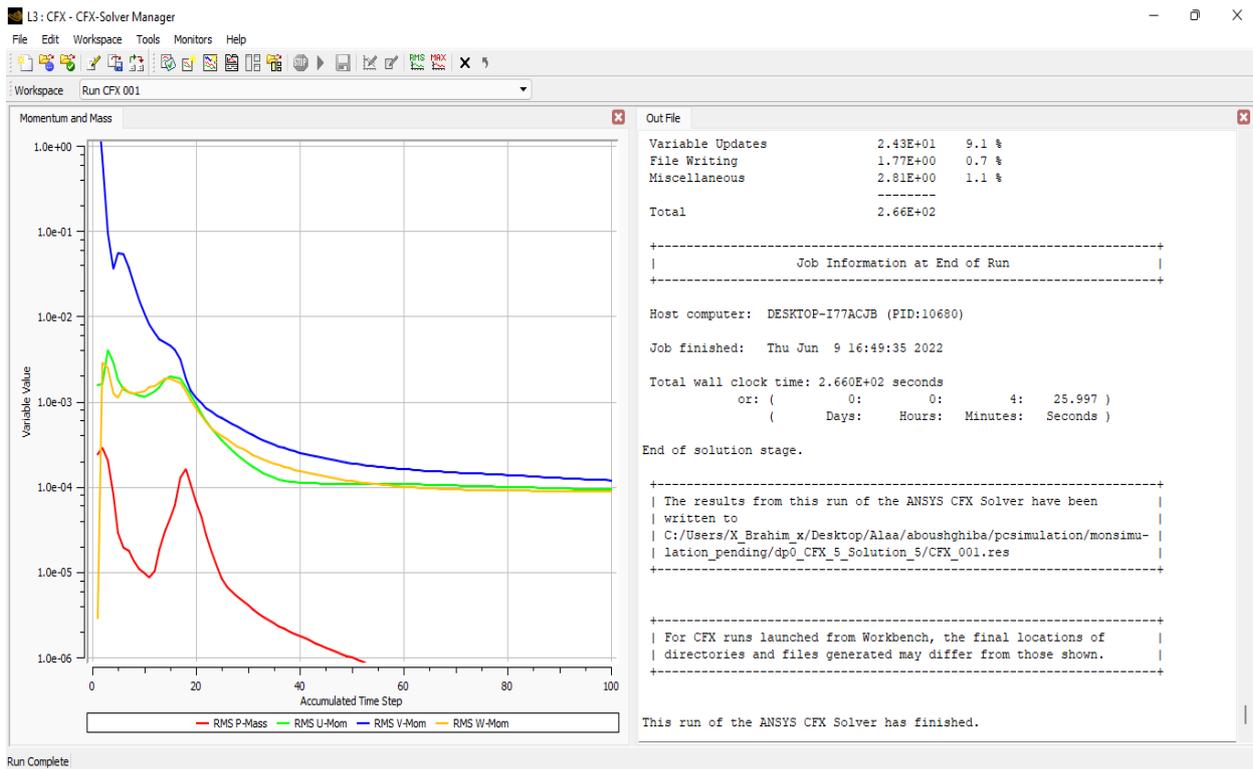


Figure II.22: Durée de convergence a film de variation périodique complet

## CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSIONS

**III.1. Introduction :**

Nous avons vu dans le chapitre précédant la formulation classique et celle basée sur les équations de Navier-Stokes : que la variation de l'épaisseur du film mince dans l'espace rend l'équation de Reynolds non-linéaire et par conséquent quasi-impossible à résoudre analytiquement.

La démarche que nous avons adoptée est la suivante : la largeur du patin est considérée très grande par rapport à sa longueur et les conditions aux limites dans cette direction sont de type « symétrie », cela assure le respect de l'hypothèse du patin (ou en général) le palier infiniment long. Suffisamment d'éléments (minimum 10) sont considérés dans le maillage de l'épaisseur du film mince et du capillaire pour mieux capter les effets visqueux dans ces deux régions étroites. Une des difficultés du modèle étudié est l'estimation de la densité du lubrifiant. Cette dernière se simplifie spontanément dans la formulation classique par l'équation de Reynolds, alors qu'elle persiste dans la celle de Navier-Stokes. Nous avons commencé par adopté des valeurs de densité très faibles (de l'ordre de  $100 \text{ Kg/m}^3$ ), ensuite on a commencé à les augmenter graduellement jusqu'à obtention de concordance entre les deux résultats. La valeur de la densité ainsi obtenue est  $\rho = 400 \text{ kg/m}^3$   $\rho = 400 \text{ kg/m}^3$

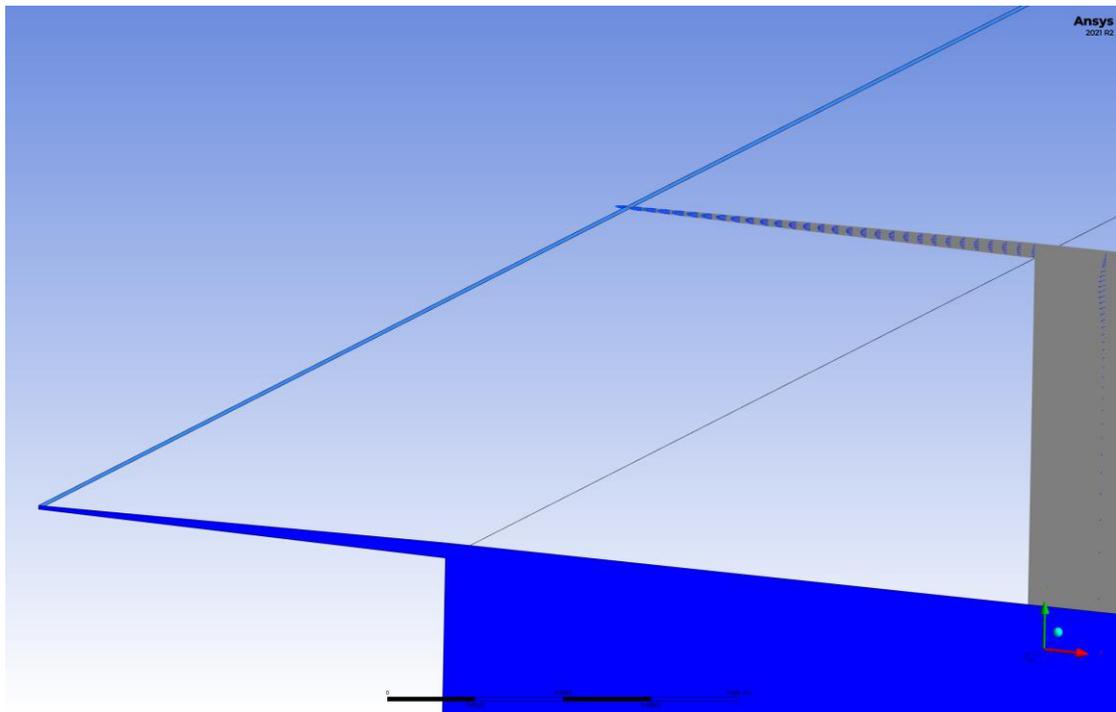


Figure III.1: L'écoulement dans le film a variation convergent

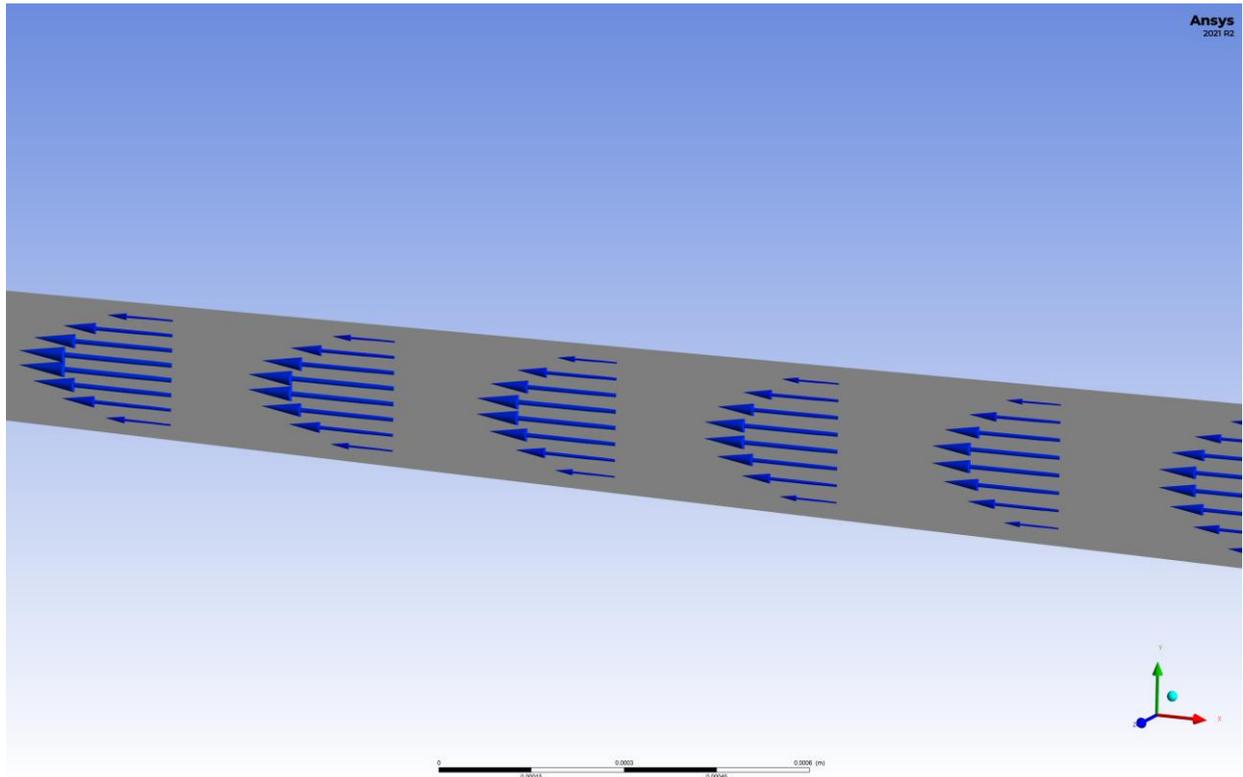


Figure III.2: zoom sur le film convergent (écoulement)

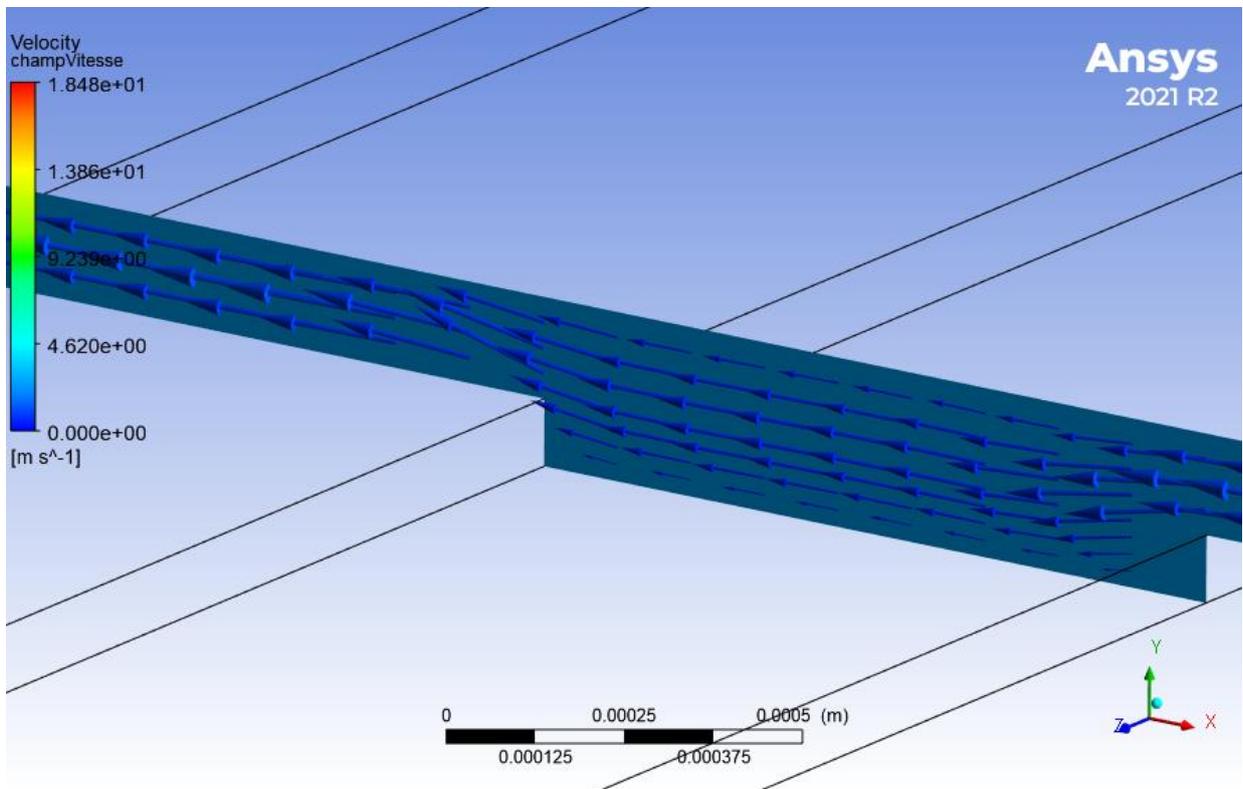


Figure III.3: L'écoulement sur le film périodique

### III.2. Validation du modèle numérique

#### III.2.2. La validation:

D'après la Figure III.4 qui représente la validation par le calcul du champ de pression à travers le patin (film mince et alvéole) on peut noter clairement la concordance entre le calcul analytique et le modèle numérique.

La charge calculée analytiquement est égale à 47.17 N, celle obtenue numériquement par volumes finis 47.1084 N. Ceci signifie que la charge portante calculée par le modèle 3D est en écart par rapport à la valeur analytique égal seulement à 0.14%.

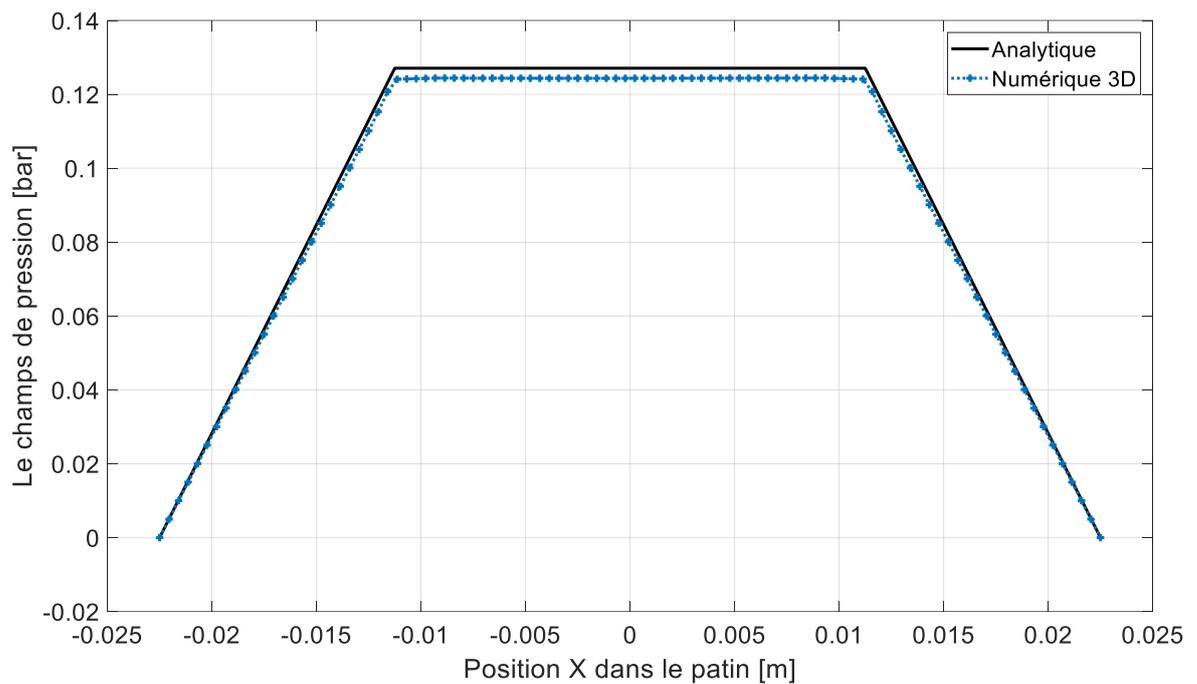


Figure III.4: Validation par le champ de pression à travers le film mince constant et l'alvéole

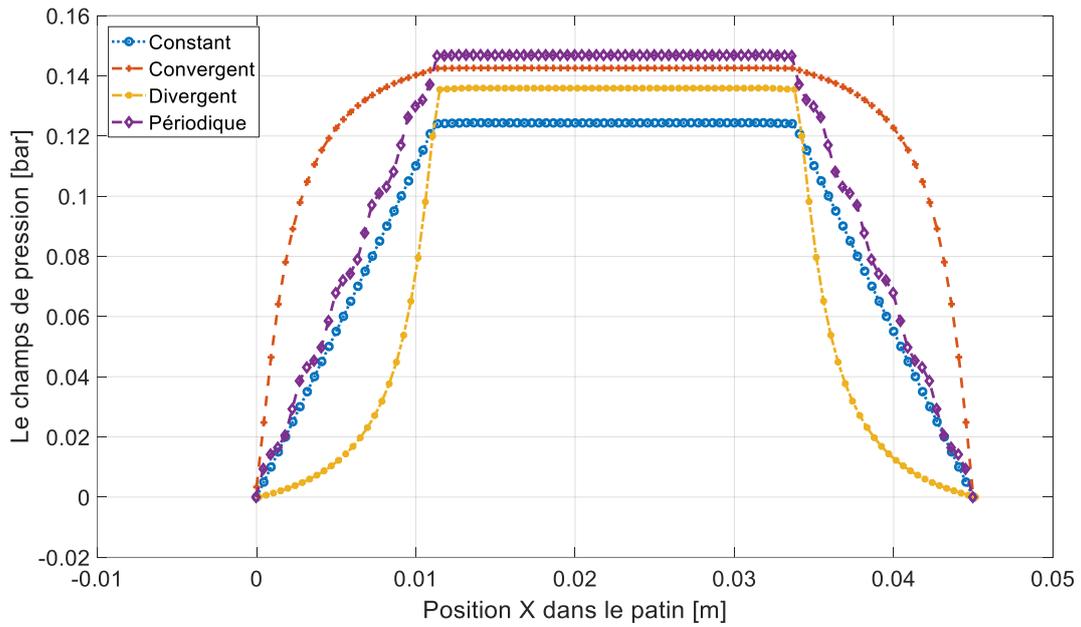


Figure III.5: Champ de pression à travers le film mince et l’alvéole pour les quatre configurations étudiées

D’après la *Figure III.5* on remarque que toutes les configurations génèrent une pression dans l’alvéole supérieure à celle du patin à film constant. En ordre décroissant de la pression dans l’alvéole ; la configuration périodique vient la première puis la convergent et en fin le divergent.

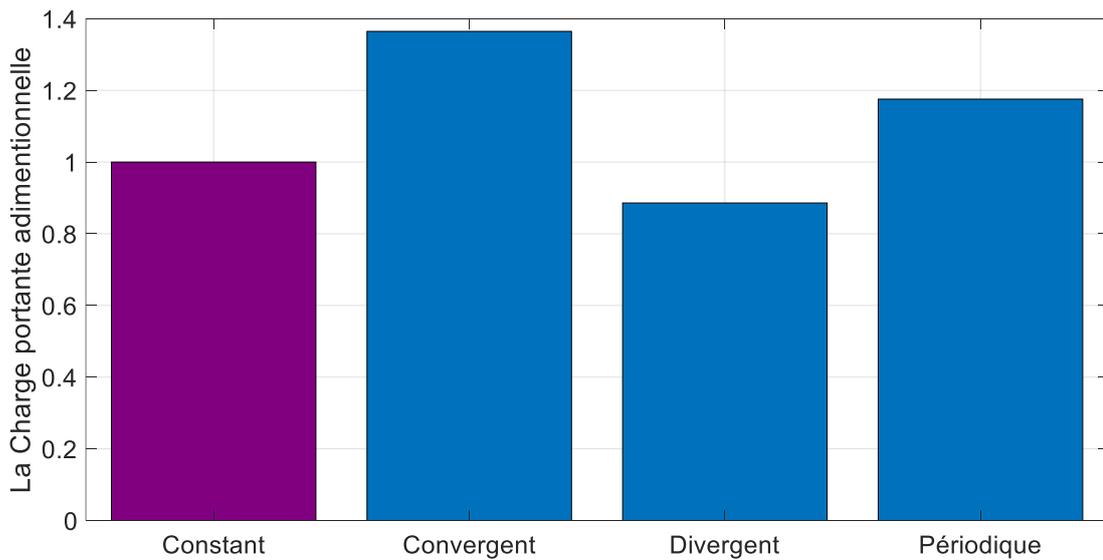


Figure III.6: Les charges Portantes adimensionnelles

En termes de charge portante l'effet vient en ordre décroissant comme suit : Le film convergeant en premier, puis la configuration périodique et enfin le divergent. Ce qui est différent du résultat obtenu par [5]. Ceci peut être dû principalement au fait que le modèle classique c'est-à-dire le modèle régi par l'équation de Reynolds ne prend pas en compte la densité du fluide. Dans le modèle adopté dans notre étude qui est 3D régi par les équations de Navier-Stokes la densité joue un rôle important.

## CONCLUSION GENERALE

L'étude de l'année passée, effectuée par la même équipe de tribologie de notre département, a fait intervenir la variation du film mince dans les paliers hydrostatiques plans comme paramètres principal. Elle a abouti à des résultats intéressants mais qui nécessitent une analyse et une vérification plus profondes puisque le film mince était modélisé à 1D. Le but de cette étude est justement de réaliser cela en étendant le modèle numérique en 3D pour mieux voir le comportement du fluide au sein de film mince. L'extension du modèle à la 3eme dimension est réalisé par le retour aux équations de Navier-Stokes au lieu de celle de Reynolds.

La démarche que nous avons adoptée est la suivante : la largeur du patin est considérée très grande par rapport à sa longueur et les conditions aux limites dans cette direction sont de type « symétrie », cela assure le respect de l'hypothèse du patin (ou en général) le palier infiniment long. Suffisamment d'éléments (minimum 10) sont considérés dans le maillage de l'épaisseur du film mince et du capillaire pour mieux capter les effets visqueux dans ces deux régions étroites. Une des difficultés du modèle étudié est l'estimation de la densité du lubrifiant. Cette dernière se simplifie spontanément dans la formulation classique par l'équation de Reynolds, alors qu'elle persiste dans celle de Navier-Stokes. Nous avons commencé par adopté des valeurs de densité très faibles (de l'ordre de 100 Kg/m<sup>3</sup>), ensuite on a commencé à les augmenter graduellement jusqu'à obtention de concordance entre les deux résultats. La valeur de la densité ainsi obtenue est  $\rho = 400 \text{ kg} / \text{m}^3$

La validation est faite sur la base de la configuration avec épaisseur de film mince constante, où nous avons comparé le champ de pression calculé par le modèle numérique 3D et celui prédit analytiquement sous l'hypothèse du palier infiniment long. L'erreur commise est de l'ordre de 0.1% et elle est probablement due principalement à l'intervention de la densité du fluide dans le modèle 3D et son absence dans la théorie classique.

Après la validation une série d'étude des différentes configurations est menée. Les performances en termes de champ de pression générés et de charge portante ont été comparées.

Les résultats les plus importants sont :

La configuration périodique donne la pression dans l'alvéole la plus grande. Ensuite vient la celle avec un film convergent, après le divergeant et enfin la géométrie à épaisseur constante.

En termes de charge portantes l'effet vient en ordre décroissant comme suit :

- 1) Convergent
- 2) Périodique
- 3) Divergent

Il est clair que les résultats obtenus sont différents de ceux de l'étude précédente. Ceci peut être dû principalement au fait que le modèle classique c'est-à-dire le modèle régi par l'équation de Reynolds ne prend pas en compte la densité du fluide. Dans le modèle adopté dans notre étude qui est 3D régi par les équations de Navier-Stokes la densité joue un rôle important.

Comme perspectives on propose de considérer la variation du degré de convergence comme moyen de contrôle dynamique du rotor. Ceci nécessite une étude supplémentaire du comportement dynamique du palier avec épaisseur de filme mince variable.

## REFERENCES

- [1] BOUZIDANE AHMED, conception d'un palier hydrostatique pour Controller les variations d'un rotor 2007.
- [2] BENARIBA ABOUBAKEUR, contribution à l'étude de la lubrification micro polaire : Application aux palier hydrostatique
- [3] NEMCHI AMINA, performance analysis of four-pad hydrostatic squeeze film dampers loaded between pads under laminar and turbulent flow condition.
- [4] BELKACEM SOUAD, Etude du comportement vibratoire non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques lubrifiés par nano fluides.
- [5] CHERIEF BENAÏSSA. Modélisation d'une butée hydrostatique avec épaisseur de film lubrifiant variable. Mémoire de fin d'études master 02, UNIVERSITE IBN KHALDOUN,2021.
- [6] <https://jeancousin4923.wordpress.com/2008/01/30/les-differents-types-de-rotors/>
- [7] FRENE J, BUTEES et paliers hydrodynamiques, Techniques de l'Ingénieur, B 5320.
- [8] ZERROUNI N. Etude de l'interaction fluide visqueux structure d'un palier fluide soumis à des sollicitations temporelles. Mémoire de Magister, UNIVERSITE DE M'HAMED BOUGARA, BOUMERDES, 2009.
- [9] A. ABED, « Etude du comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents », 2017.
- [10] W. Q. JANE ET C. YIP-WAH, Encyclopedia of Tribology, New York: Springer, 2013.
- [11] H. ABOSHIGHIBA, « Etude de comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre supportée par des patins hydrostatiques : influence des forces d'inertie sur la réponse dynamique », PhD Thésis, Université Mohamed Boudiaf des Sciences et de la Technologie-Mohamed Boudiaf.

## ملخص

العديد من الدراسات لفريق بحث "علم التريبولوجي" على التكوين المختلط ومع ذلك يعتبرون طبقة رقيقة بسمك ثابت تأتي الدراسة ثلاثية الأبعاد الحالية كطريقة فعالة لتقديم هذا الاختلاف للعديد من التكوينات يعتمد على الدقة العددية لمعادلات navi-stoks في جميع أنحاء التزلج بعد التحقق من صحة الدراسة ، يتم إجراء سلسلة من الدراسات للتكوينات المختلفة تمت مقارنة الأداء من حيث مجال الضغط المتولد وحمل الحمل ، يعطي التكوين الدوري الضغط في الخلية الأكبر من حيث تحمل الحمل يأتي التأثير بترتيب تنازلي على النحو التالي فيلم متقارب ومتشعب وأخيراً دوري

## Résumé

Plusieurs études de l'équipe de recherche « Tribologie » sur la configuration hybride ont été faites, cependant, elles considèrent un film mince avec une épaisseur constante. La présente étude 3D vient comme un moyen efficace pour introduire cette variation pour plusieurs configurations. Elle est basée sur la résolution numérique des équations de Navier-Stokes dans tout le patin. Après la validation une série d'étude des différentes configurations est menée. Les performances en termes de champ de pression généré et de charge portante ont été comparées. La configuration périodique donne la pression dans l'alvéole la plus grande. En termes de charge portantes l'effet vient en ordre décroissant comme suit le film convergent, divergent et enfin périodique.

## Abstract

Several studies of the "Tribology" research team on the hybrid configuration have been made, however, they consider a thin film with a constant thickness. The present 3D study comes as an effective way to introduce this variation for several configurations. It is based on the numerical resolution of the Navier-Stokes equations throughout the skate. After validation, a series of studies of the different configurations is carried out. The performance in terms of generated pressure field and bearing load were compared. The periodic configuration gives the pressure in the largest cell. In terms of load bearing the effect comes in descending order as follows convergent, divergent and finally periodic film.