

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

**Parcours :** Master

**Spécialité :** Construction Mécanique

**Thème**

**Modélisation d'une butée hydrostatique avec épaisseur de film lubrifiant variable.**

Préparé par :

AIT MOUMEN Ismail      et      CHERIEF Benaïssa.

Soutenu publiquement le :15 / 07 / 2021, devant le jury composé de :

M. MACHKOUR Elhadi	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. BOUZIDANE Ahmed	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. DEBBIH Senouci	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. ABOSHIGHIBA Hicham	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadrant

Année universitaire : 2020 - 2021

## **REMERCIEMENTS**

Nous remercions d'abord notre encadreur Dr. Aboshighiba Hicham pour nous avoir suivi et aidé durant la réalisation de ce travail, ainsi que les membres du jury d'avoir accepté de le juger.

Nous tenons à remercier aussi l'ensemble du staff pédagogique et administratif du département du génie mécanique

## DEDICACES

Nous dédions ce modeste travail à :

Nos chers et bien-aimés parents toujours soucieux de notre réussite.

Nos frères et sœurs

Tous ceux qui nous sont chers.

Tous ceux qui se consacrent au bien-être de l'humanité avec une sublime

abnégation.

## TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS .....	ii
DEDICACES .....	iii
TABLE DES MATIERES .....	iv
INTRODUCTION.....	1
CHAPTER I : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE .....	4
1.1 Les rotors .....	4
1.1.1 Rotor rigide .....	4
1.1.2 Rotor flexible.....	4
1.2 Les paliers.....	5
1.2.1 Les paliers à organes mobiles.....	5
1.2.2 Les paliers fluides.....	5
1.2.3 Les paliers hydrodynamiques .....	5
1.2.4 Les paliers hydrostatiques .....	6
1.3 Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques.....	8
1.3.1 Les amortisseurs à film fluide (Sequeeze Film Dampers) .....	9
1.4 Les paliers fluides .....	9
1.4.1 Les paliers fluides lisses .....	9
1.4.2 Les paliers fluides rugueux (défauts) .....	10
1.4.3 Les paliers fluides rugueux par conception.....	10
2 PALIERS A EPAISSEUR CONSTANTE .....	13
2.1 Introduction .....	13
2.2 L'hypothèse du palier infiniment long .....	13
2.3 Recherche du gradient de pression dans le film mince : .....	16
2.4 Le gradient de la pression obtenu analytiquement : .....	17
2.5 Les coefficients dynamiques K et C .....	20
3 PALIERS A EPAISSEUR VARIABLE .....	23
3.1 L'hypothèse du palier infiniment long .....	23
3.2 La conservation du débit volumique .....	23
3.3 Equation de Reynolds non-linéaire : .....	23

3.4	Les coefficients dynamiques K et C .....	24
3.5	Les différentes configurations géométriques.....	25
4	RESULTATS ET DISCUSSIONS .....	31
4.1	Validation du modèle numérique .....	31
4.2	Calcul des champs de pression .....	33
4.3	Calcul de la charge et de la raideur équivalente : .....	39
	CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES.....	34

## LISTE DES FIGURES

Figure I.1: Turbine rotor shafts [2].....	4
Figure I.2: Les paliers à organes mobiles.....	5
Figure I.3: Hydrodynamic Tilting Pad Thrust and Journal Bearing [7].....	6
Figure I.4: Palier à quatre patins hydrostatiques [8]. ....	7
Figure I.5: Schématisation d'un patin hydrostatique.....	7
Figure I.6: Alimentation à débit constant[9]. ....	7
Figure I.7: Alimentation à pression constante [9]. ....	8
Figure I.8: Description du système SFD [9]. ....	9
Figure I.9: Différentes échelles d'un contact texturé.....	10
Figure I.10: Palier de butée parallèle partiellement texturé avec alvéoles rectangulaires [11].	11
Figure II.1: Les démontions d'un patin. ....	14
Figure II.2: Patin 3D en configuration infiniment longue [12]. ....	15
Figure II.3: Position du repère.....	17
Figure III.1: configuration géométrique avec variation convergente.....	25
Figure III.2: <i>configuration géométrique avec variation divergente</i> .....	26
Figure III.3: <i>configuration géométrique avec variation convergente asymétrique</i> .....	27
Figure III.4: <i>Configuration géométrique à variation périodique complète</i> .....	27
Figure III.5: <i>Description géométrique de la configuration périodique complète</i> .....	28
Figure III.6: <i>Configuration géométrique à variation périodique partielle</i> .....	29
Figure IV.1: Organigramme de la fonction bilan des débits pour calculée la force portante. .	32
Figure IV.1: Validation du modèle numérique .....	33
Figure IV.2: Moyenne de la variation de l'épaisseur du film .....	33
Figure IV.3: Champ de pression pour différents rapports de convergence.....	34
Figure IV.4: Champ de pression pour différents rapports de divergence .....	35
Figure IV.5: Configuration géométrique avec variation convergente asymétrique .....	36
Figure IV.6: <i>Configuration géométrique à variation périodique complète</i> .....	37
Figure IV.7: <i>Configuration géométrique à variation périodique partielle vers la sortie</i> .....	38
Figure IV.8: <i>Configuration géométrique à variation périodique partielle vers l'entrée</i> .....	38
Figure IV.9: Les charges Portantes adimensionnelles.....	39
Figure IV.10: Les raideurs équivalentes adimensionnelles.....	39

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau II.1 : Les paramètres du rotor [1] : .....	21
Tableau III.1 : Paramètres géométriques de la configuration périodique complète.....	28

## Nomenclature

$A$	longueur du patin [m]
$A/B$	rapport de dimensions du patin
$a/A = b/B$	rapport de dimensions de l'alvéole
$a_v$	largeur de la valve électrorhéologique [m]
$B$	largeur du patin [m]
$C_{pi}$	coefficient d'amortissement relatif à chaque patin [N.s/m]
$C_p$	coefficient d'amortissement équivalent [N.s/m]
$e_x, e_y$	excentricités suivant x et y respectivement
$F_{pi}$	force hydrostatique relative à chaque patin [N]
$F_x, F_y$	forces hydrostatiques suivant x et y respectivement [N]
$h_o$	épaisseur du film à excentricité égale à zéro [m]
$h_i$	épaisseur du film relatif à chaque patin [m]
$K_{pi}$	coefficient de raideur relatif à chaque patin [N/m]
$K_p$	coefficient de raideur équivalent [N/m]
$M$	masse du rotor [Kg]
$P_i$	champ de pression hydrostatique relatif à chaque patin [Pa]
$P_{ri}$	pression d'alvéole relative à chaque patin [Pa]
$P_s$	pression d'alimentation [Pa]
$Q_{ERV_i}$	débit à travers la valve électrorhéologique relatif à chaque patin [m <sup>3</sup> /s]
$Q_{si}$	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 [ $m^3/s$ ]
$Q_T$	débit de lubrifiant total [ $m^3/s$ ]
$S_b$	surface du patin [ $m^2$ ]
$S_r$	surface de l'alvéole [ $m^2$ ]
$u_{xi}$ ; $u_{zi}$	vitesse de fluide dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [ $m/s$ ]
$W_{pi}$	charge portante pour chaque patin hydrostatique [N]
$(x_i, z_i, y_i)$	système des coordonnées utilisé dans l'équation de Reynolds
$(x, y, z)$	système des coordonnées utilisé pour décrire le mouvement du rotor
$z_s$	épaisseur du film de la valve électrorhéologique [m]
$\dot{h}_i$	vitesse d'écrasement du film pour chaque patin [ $m/s$ ]
$\beta_0$	rapport de pression pour excentricité égale à zéro
$\zeta$	Taux d'amortissement
$\mu_{ER0}$	Viscosité du fluide électrorhéologique négatif pour $E=0$ kV/mm [Pa.s]
$\mu_{ER}$	Viscosité du fluide électrorhéologique négatif [Pa.s]
$\omega$	Fréquence d'excitation [rad/s]
$\omega_n$	Fréquence naturelle [rad/s]

## INTRODUCTION

Les paliers fluides et plus spécialement les paliers hydrostatiques sont une technologie moderne très intéressante pour le support et le contrôle de la dynamique des rotors. Les textures de surface nécessitent plus d'attention et peuvent être un élément majeur de la conception de la structure de l'atelier à l'avenir.

La variation spatiale de l'épaisseur du film fluide est généralement ignorée et considérée constante pour le cas des butées hydrostatiques. Cependant lorsque l'état de surface est considéré cette variation ne peut plus être ignorée. L'introduction de la variation de l'épaisseur du film fluide lubrifiant complique significativement la résolution de l'équation de Reynolds. Le passage par les méthodes numériques devient obligatoire.

Le modèle proposé contient des variations introduites intentionnellement pour une éventuelle amélioration des performances de la butée hydrostatique.

Ce mémoire est organisé en quatre chapitres. Le premier représente une recherche bibliographique sur la dynamique du rotor en générale, les différents types de paliers et enfin les paliers à état de surface intentionnellement et spontanément rugueux.

Le deuxième chapitre est consacré à la formulation mathématique pour le calcul des performances des paliers hydrostatiques à épaisseur de film  $h$  constante. Il nous permet de souligner les différences et les complications principales que la variation de l'épaisseur introduit à la formulation mathématique traitée dans le chapitre suivant.

Dans le troisième chapitre nous introduisons la variation de l'épaisseur  $h$  dans la formulation mathématique des paliers hydrostatiques. On montre aussi que le champ de pression dans le film mince est régi par l'équation de Reynolds qui, dans le cas d'un film mince variable, est une équation différentielle non-linéaire extrêmement difficile voire même impossible à résoudre analytiquement. La résolution du problème mathématique non-linéaire est faite numériquement par différences finies en utilisant un schéma centré adapté. La validation du modèle numérique du palier à épaisseur de film variable est faite en comparant les performances avec celle du palier à épaisseur constante obtenu analytiquement. La comparaison est faite pour le cas spécial où les deux configurations sont à épaisseur de film constante. Les calculs des performances des patins avec les différentes configurations sont

réalisés sur le logiciel Matlab. Nous avons opté pour une stratégie de programmation modulaire avec des scripts et des fonctions très paramétrables pour permettre de tester le plus grand nombre de propriété possible.

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

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.

# CHAPTER I

## RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

## CHAPTER I : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

### 1.1 Les rotors

Définition d'un rotor est un corps en rotation équipé de tourillons (ou portées) supporté par des paliers. Les composants de rotor sont : un 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 [1].



Figure I.1: *Turbine rotor shafts* [2].

En général, il existe deux classes spéciales de rotors :

#### 1.1.1 Rotor rigide

Si la déformation de l'arbre de rotation est négligeable dans la plage de vitesse de fonctionnement, il est appelé un rotor rigide [1].

#### 1.1.2 Rotor flexible

Généralement le rotor est considéré comme étant souple ou flexible quand il fonctionne à proximité ou au-dessus de sa vitesse critique (fréquence naturelle). La règle de base est de considérer un rotor flexible s'il fonctionne à 70% de la 1<sup>ère</sup> critique ou plus rapide, Si l'arbre commence à se déformer sensiblement au début de la plage des vitesses de fonctionnement, il est appelé un rotor flexible. La déformation la plus élevée d'un rotor est en général au voisinage de la vitesse critique. Donc la plage de la vitesse de fonctionnement par rapport aux vitesses critiques détermine si le rotor est rigide ou flexible [3].

## 1.2 Les paliers

Les paliers sont des pièces fixées sur la machine, qui supportent les pièces mobiles et les guident généralement lors de la rotation. Ils peuvent être divisés en deux catégories :

- Les paliers à organes mobiles.
- Les paliers lisses.

### 1.2.1 Les paliers à organes mobiles

Un roulement est un dispositif destiné à guider un assemblage en rotation, c'est-à-dire à permettre à une pièce de tourner par rapport à une autre selon un axe de rotation défini. Il permet d'avoir une très faible résistance au pivotement tout en supportant des efforts importants. Le roulement à lui seul assure plusieurs fonctions principales : il permet une rotation rapide avec un minimum de frottement, supportant des charges radiales ou axiales importantes, et assure également le positionnement précis de l'arbre, avec une capacité de reprise plus ou moins importante. Désalignement, selon le type de roulement utilisé. Il existe plusieurs types de roulements pour répondre à toutes ces exigences, chaque type proposant plusieurs variantes (à flasques, à billes céramiques, sans cage, etc.)[4] .



Figure I.2: Les paliers à organes mobiles.

### 1.2.2 Les paliers fluides

Dans les paliers fluides, l'arbre est séparé du coussinet du palier par une fine couche de lubrifiant. Dans cette catégorie, nous faisons une distinction : Les paliers hydrodynamiques et les paliers hydrostatiques.

### 1.2.3 Les paliers hydrodynamiques

Les paliers hydrodynamiques signifient que la surface d'appui du roulement est séparée par un film lubrifiant relativement épais pour éviter le contact métal sur métal. Bien qu'une

lubrification hydrodynamique puisse se produire, elle ne repose pas sur l'introduction de lubrifiant sous pression. Mais il a toujours besoin d'un approvisionnement suffisant. La pression du film est générée par la surface mobile elle-même tirant le lubrifiant dans la zone en forme de coin à une vitesse suffisamment élevée pour générer la pression nécessaire pour séparer la surface afin de résister à la charge sur le roulement [5].

Ils ont cependant un certain nombre de problèmes

- Les paliers hydrodynamiques posent un problème majeur lors du démarrage et de l'arrêt et se situent dans l'interaction métal-métal.
- Apports de chaleur dans le lubrifiant, ce qui affecte les propriétés du lubrifiant, en particulier sa viscosité.
- Dans les installations fonctionnant à faible vitesse, ils deviennent inutilisables.
- En raison des vitesses supercritiques provoquées par les conditions de couplage, leur rigidité équivalente peut provoquer une instabilité des systèmes dans lesquels ils sont montés[6].

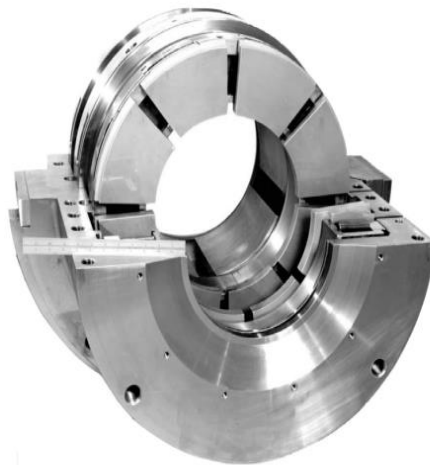


Figure I.3: *Hydrodynamic Tilting Pad Thrust and Journal Bearing* [7].

#### 1.2.4 Les paliers hydrostatiques

Le palier hydrostatique est réalisé en injectant un lubrifiant, souvent de l'air ou de l'eau, dans la zone du roulement à une pression suffisamment élevée pour séparer les surfaces avec un film lubrifiant relativement épais. De ce fait, contrairement à la lubrification hydrodynamique, cette forme de lubrification n'implique pas de mouvement d'une surface par rapport à l'autre. Cependant, le sujet doit être pris en compte lors de la conception de roulements qui ont des vitesses faibles ou nulles et ont la moindre résistance au frottement [5].

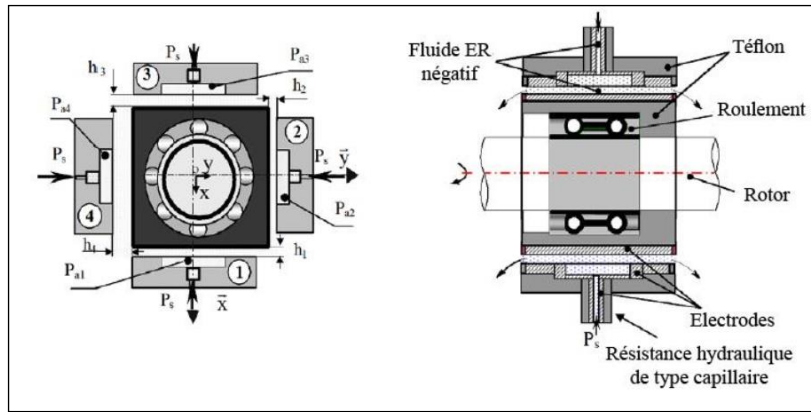


Figure I.4: Palier à quatre patins hydrostatiques [8].

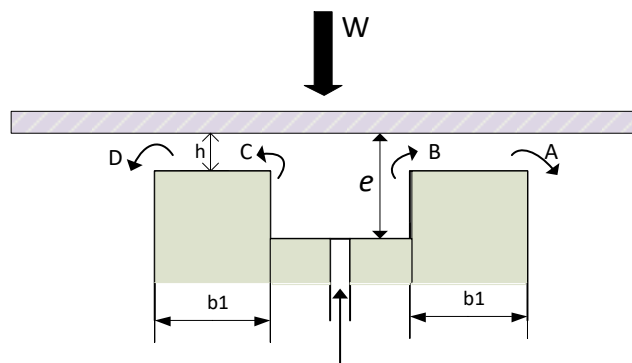


Figure I.5: Schématisation d'un patin hydrostatique.

Il y a deux méthodes principales pour introduire le liquide à l'intérieur de la butée

- Alimentation à débit constant : on place une pompe à débit constant entre le réservoir et l'alvéole. Ce système est peu employé car, lorsque le mécanisme comporte plusieurs alvéoles (ce qui est pratiquement toujours le cas), il faut soit alimenter chacun d'entre eux par une pompe individuelle, soit utiliser des régulateurs à débit constant. Cette solution, qui assure une grande raideur, est complexe et coûteuse.

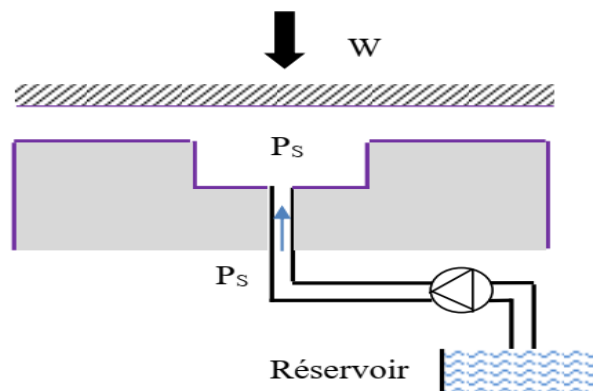


Figure I.6: Alimentation à débit constant[9].



- Alimentation à pression constante : on place une résistance hydraulique immédiatement en amont de l'alvéole. Le rôle de cette résistance est de créer une perte de charge, c'est-à-dire d'asservir le débit à la chute de pression. Ce système, simple à mettre en œuvre, permet d'alimenter plusieurs alvéoles avec une seule pompe à condition, bien évidemment, que le débit de celle-ci soit suffisant.

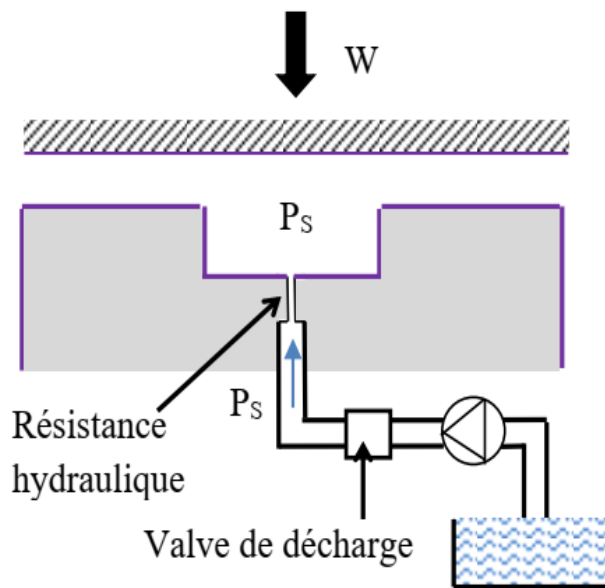


Figure I.7: Alimentation à pression constante [9].

### 1.3 Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques

#### ➤ Avantages

- coefficient de frottement très faible.
- Donnée une raideur importante même à vitesse nulle et un amortissement élevé.
- Manque de concentration de pression, la pression est répartie sur une grande surface.
- 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 charges 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, il est essentiel de s'y fier [9].

### 1.3.1 Les amortisseurs à film fluide (Squeeze Film Dampers)

L'amortisseur à film fluide (SFD), est un composant utilisé pour apporter de l'amortissement aux arbres supportés par des roulements qui fonctionnent à des régimes surcritiques.

La géométrie circulaire est la plus courante des amortisseurs à film fluide. Cependant, de plus en plus de chercheurs s'intéressent aux SFD à patins plans.

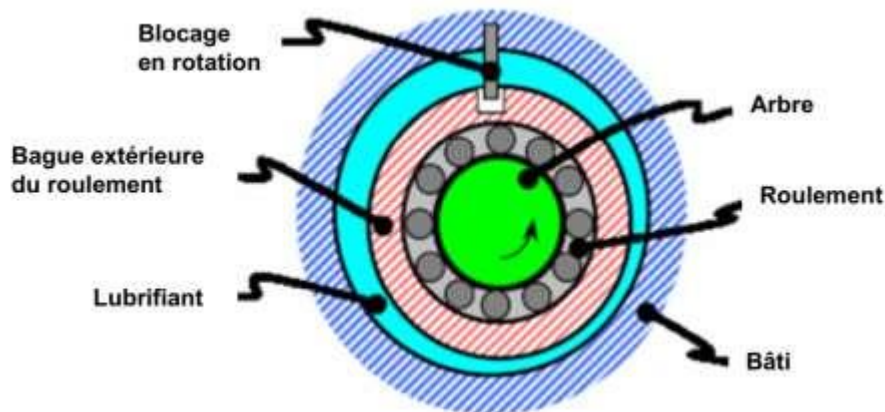


Figure I.8: Description du système SFD [9].

## 1.4 Les paliers fluides

### 1.4.1 Les paliers fluides lisses

Parler des paliers (fluides) en termes d'état de surface ; Ce qu'est impossible d'être parfait en raison de défauts (rugosité) dans la fabrication des surfaces dans l'usinage. Et ces défauts peuvent être de conception.

### 1.4.2 Les paliers fluides rugueux (défauts)

La rugosité de surface est généralement considérée comme aléatoire et mal caractérisée. Cependant, certaines des fonctions des textures décrites ci-dessous peuvent également être liées aux surfaces rugueuses. par exemple, la vallée entre deux les aspérités adjacentes peuvent être interprétées comme une fossette [10].

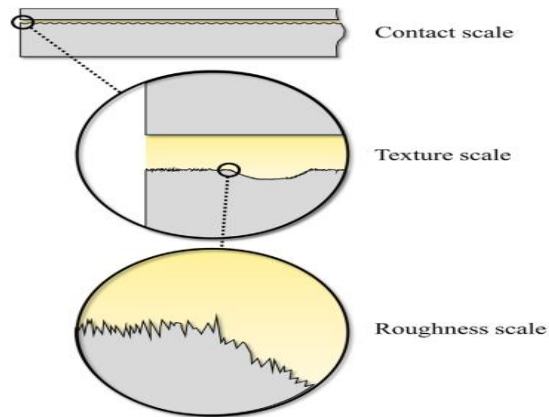


Figure I.9: Différentes échelles d'un contact texturé.

### 1.4.3 Les paliers fluides rugueux par conception

La surface texturée de est l'introduction intentionnelle de caractéristiques identiques (fossettes discrètes, rainures) sur les surfaces. Un exemple d'un palier de butée parallèle partiellement texturé peut être vu dans

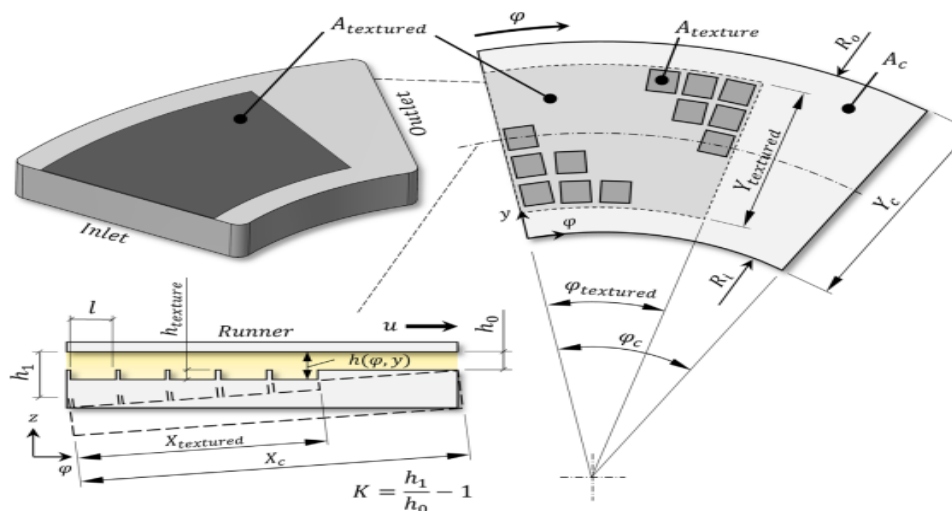


Figure I.10

Figure I.10: Palier de butée parallèle partiellement texturé avec alvéoles rectangulaires [11].

# CHAPTER II

## PALIERS A EPAISSEUR CONSTANTE

## 2 PALIERS A EPAISSEUR CONSTANTE

### 2.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est d'exposer la formulation mathématique pour le calcul des performances des paliers hydrostatiques à épaisseur de film  $h$  constante.

L'étude se fait sous les hypothèses d'un patin hydrostatique infiniment long, du fluide Newtonien, incompressible, en écoulement laminaire permanent et sans apport de chaleur.

### 2.2 L'hypothèse du palier infiniment long

Dans cette section nous allons étudier les performances d'un seul patin.

Les hypothèses :

- 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 :

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

Réécrire la relation en termes de débit volumétrique :

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

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

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

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

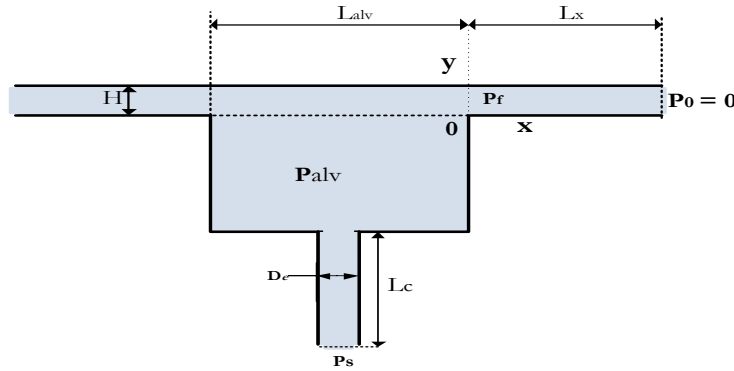


Figure 2.1: Les démontions d'un patin.

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 :

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

Le débit volumique entrant par le capillaire :

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

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

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

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 :

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

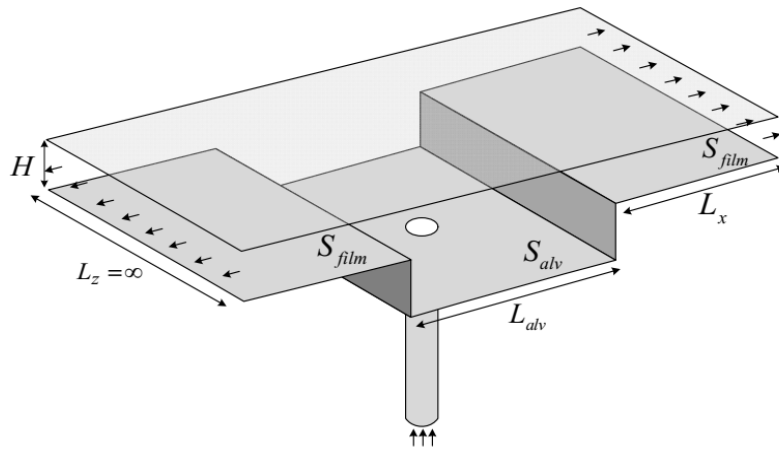


Figure 2.2: Patin 3D en configuration infiniment longue [12].

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

La relation suivante expliquée 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 :

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

Et :

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

Et :

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

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

### 2.3 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) :

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

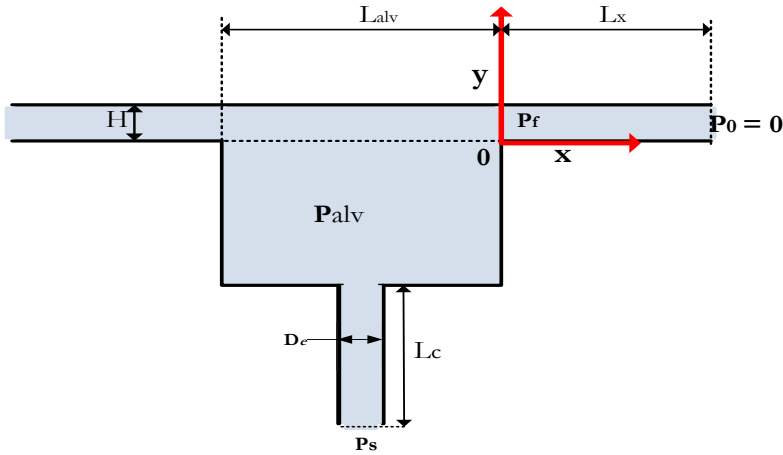


Figure 2.3: Position du repère.

#### 2.4 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 :

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

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

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

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

Ça devient le débit sortant :

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

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 :

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

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 g n r e par le champ de pression dans les deux sections du film mince peut être calcul e 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 calcul e la force g n r e 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 g n r e 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 g n r e 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 :

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

A l'équilibre statique pour un seul patin :

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

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

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

$$H_0 = \sqrt[3]{\frac{K_Q}{K_C} \left( \frac{1}{\beta_0} - 1 \right)} \quad (II.47)$$

La valeur optimal de  $\beta_0$  selon Frêne [13] pour une résistance de type capillaire est  $\beta_0 = 0.5$ .

## 2.5 Les coefficients dynamiques K et C

Lorsque l'oscillation de palier à une amplitude inférieure à 20% de l'épaisseur du film mince la relation entre la charge portante et le déplacement reste linéaire. Dans ce cas le palier peut être modélisé par un système ressort amortisseur simple. Les paramètres dynamiques d'un tel modèle peuvent être calculés par :

$$K = - \left. \frac{\partial W}{\partial h} \right|_{Statique} \quad (II.48)$$

$$C = - \left. \frac{\partial W}{\partial \dot{h}} \right|_{Statique} \quad (II.49)$$

En tenant compte des expressions de la charge portante et de la pression dans l'alvéole ceci donne :

$$W^{statique} = P_s (S_{alv} + S_{film}) \frac{K_C}{K_C + K_Q h_{statique}^3} \quad (II.50)$$

$$K = \frac{\partial}{\partial h} \left( P_s (S_{alv} + S_{film}) \frac{K_C}{K_C + K_Q h^3_{statique}} \right) \quad (\text{II.51})$$

En adoptant les paramètres utilisés par Benadda [1] on trouve les paramètres dynamiques équivalents suivants :

Tableau 2.1 : Les paramètres du rotor [1] :

Le paramètre	Valeur	Définition
$A_{tot}$	$45 \cdot 10^{-3}(\text{m})$	Longueur totale du patin
$B_{tot}$	$7.5 \cdot 10^{-3}(\text{m})$	Largeur totale du patin
$L_x$	0.018 (m)	Longueur de film mince (un côté)
$L_{alv} = A_{tot} - 2L_x$	0.074(m)	Longueur de l'alvéole
$L_z = B_{tot}$	0.110(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
$\mu$	$6.7 \cdot 10^{-3} \text{ Pa.s}$	Viscosité
$h_0$	$0.1963407 \cdot 10^{-03} \text{ m}$	Épaisseur de film d'huile

# CHAPTER III

## PALIERS A ÉPAISSEUR VARIABLE

### 3 PALIERS A EPAISSEUR VARIABLE

Dans ce chapitre nous allons déterminer le champ de pression qui règne 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 Reynolds, le passage par les méthodes numériques (différence finie) devient obligatoire.

#### 3.1 L'hypothèse du palier infiniment long

Dans cette section nous allons étudier les performances d'un seul patin ayons une variation spatiale de l'épaisseur du film fluide, puis on va les généraliser sur tout le palier.

Les hypothèses :

- 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'écoulement est laminaire, permanent et sans apport de chaleur.
- Seul l'écoulement de Poiseuille existe.

#### 3.2 La conservation du débit volumique

En supposant un palier infiniment long, les gradients dans la direction (z) doivent être ignorés. Et les relations de conservation de débit volumique restent les mêmes comme dans le deuxième chapitre. La variation de l'épaisseur du film mince affecte principalement le champ de pression dans ce dernier qui est régi par l'équation de Reynolds.

#### 3.3 Equation de Reynolds non-linéaire :

Pour le cas du palier infiniment long, sous les mêmes hypothèses énoncées au début du ce chapitre ; et toute dérivée par rapport à z est nulle  $\frac{\partial}{\partial z} = 0$  , Celle de l'absence de l'écoulement de Couette implique:  $U = 0$  .

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{III.1})$$

Cela permet de simplifier l'équation (III.1):

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



En inspectant l'équation de Reynolds ainsi obtenue, il est clair que le problème est non linéaire, dû à la dépendance de  $h$  du champ de pression  $P$  recherché. Par conséquent, le problème est impossible à résoudre analytiquement.

Pour la résolution, nous avons opté pour la méthode des différences finies. Lorsque cette méthode traite des problèmes ayant des géométries qui peuvent être décrites par un maillage cartésien sans distorsion, sa précision est comparable aux autres méthodes plus complexes telles que les volumes ou les éléments finis[14].

La discrétisation de l'équation non-linéaire nécessite un soin spécial pour prendre en compte le terme  $h$ . Selon Randall [15] on peut discrétiser les équations ayant cette forme de deux manières :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} (h^3) \frac{\partial P}{\partial x} + h^3 \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} = \mu \dot{h} \quad (\text{III.3})$$

Qui peut être ensuite discrétisée de façon classique.

La deuxième, directement en discrétisant l'équation (III.2) par :

$$h_{i-\frac{1}{2}} P_{i-1} - \left( h_{i-\frac{1}{2}} + h_{i+\frac{1}{2}} \right) P_i + h_{i+\frac{1}{2}} P_{i+1} \approx \dot{h} \mu \Delta x^2 \quad (\text{III.4})$$

Selon Randall, bien que la deuxième approche nécessite des points de calcul additionnels situés au milieu des éléments, ce qui complique sa mise en œuvre, elle est la meilleure.

### 3.4 Les coefficients dynamiques K et C

Le palier hydrostatique est un système mécanique compliqué. Cependant lorsqu'il est opéré à de faibles excentricités (environ 20% ou inférieur à l'épaisseur du film fluide à l'état d'équilibre statique) son comportement reste linéaire et il peut être modélisé par un simple système vibratoire masse-ressort-amortisseur.

Pour les cas simples, les paramètres dynamiques équivalents à savoir le K et le C de ce système peuvent être déterminés analytiquement en dérivant l'expression de la charge portante par rapport au déplacement  $h$  et par rapport à la vitesse  $\dot{h}$  respectivement.

Pour les situations où la solution analytique est absente les paramètres dynamiques sont déterminés par la technique de perturbation de la charge portante en déplacement et en vitesse autour de l'état d'équilibre statique.

$$K = -\frac{W_2 - W_1}{\Delta h} \quad (\text{III.5})$$

$$C = -\frac{W_2 - W_1}{\Delta \dot{h}} \quad (\text{III.6})$$

Le principe consiste à perturber en déplacement (ou vitesse pour l'amortissement), c'est-à-dire appliquer deux déplacements (ou vitesses) de valeur légèrement décalée de la position d'équilibre ayant des valeurs inférieures à 20% de l'épaisseur moyenne du film mince.

Les valeurs des constantes sont égales à la variation de la charge divisée par la variation dans le déplacement (ou la vitesse).

### 3.5 Les différentes configurations géométriques

Dans cette section nous allons présenter les différentes configurations géométriques que nous avons étudiées.

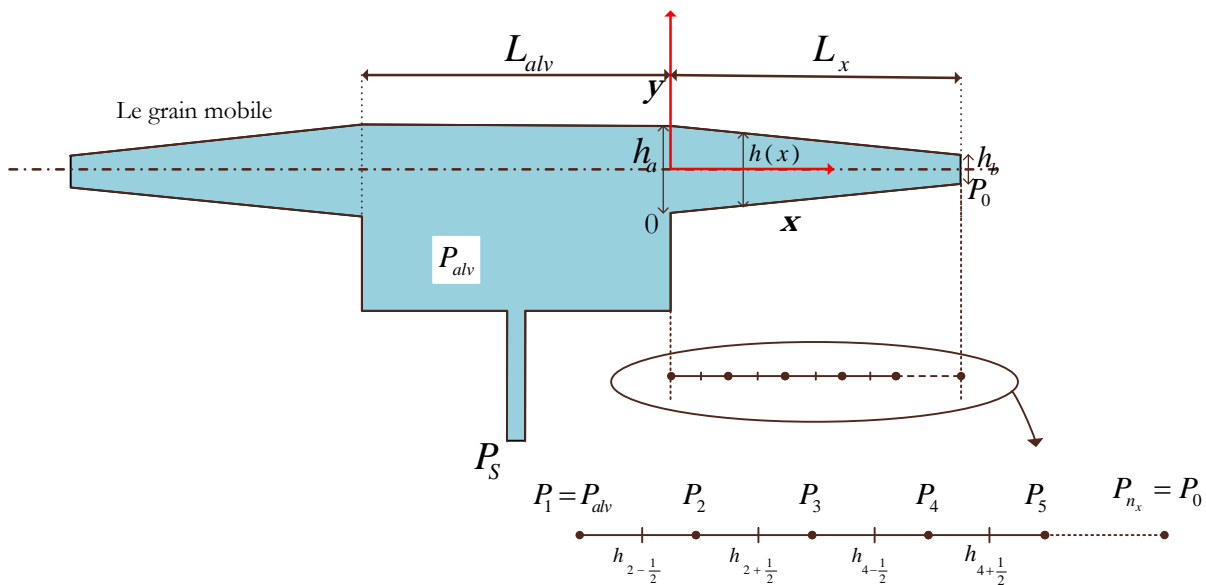


Figure 3.1: configuration géométrique avec variation convergente

#### 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 3.1). Elle peut être exprimée sous la forme :

$$h(x) = h_b + \frac{(h_a - h_b)(L_x - x)}{L_x} \quad (\text{III.7})$$

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

Le deuxième modèle est celui du film mince horizontalement **symétrique divergent** vers la sortie. L'épaisseur du film mince peut être définie par les mêmes paramètres ( $L_x$ ,  $h_a$  et  $h_b$ ) (voir Figure 3.2). Elle peut être exprimée sous la forme :

$$h(x) = h_a + \frac{(h_b - h_a)(L_x - x)}{L_x} \quad (\text{III.8})$$

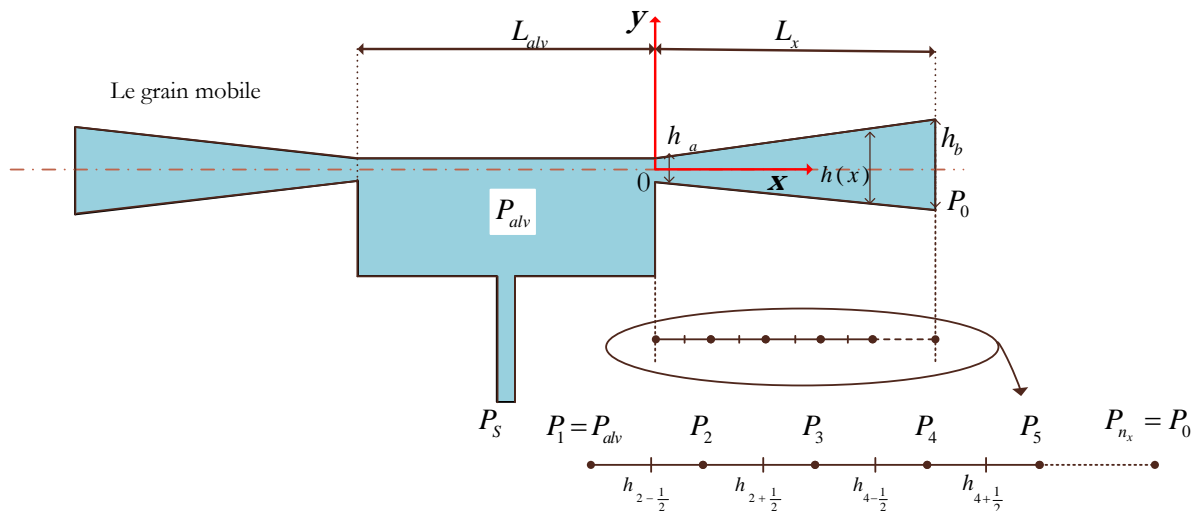


Figure 3.2: configuration géométrique avec variation divergente

**c) Configuration convergente asymétrique :**

La troisième configuration ressemble à la première sauf pour la symétrie. L'expression de l'épaisseur du film mince a la même forme que la première ce qui, si confirmé, peut être intéressante vue que d'un point de vue réalisation cette configuration est plus simple que la première puisqu'elle ne requière un usinage que sur un seul côté.

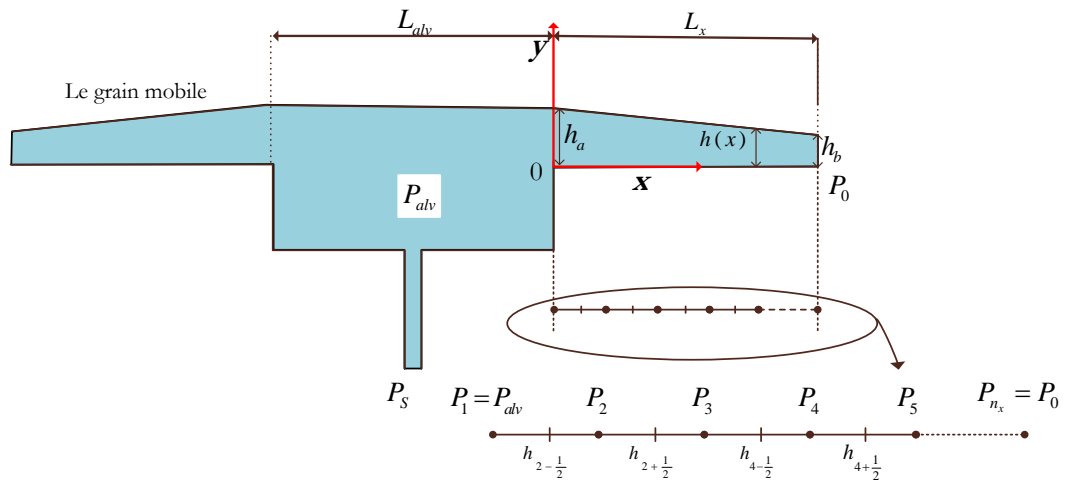


Figure 3.3: configuration géométrique avec variation convergente asymétrique

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

$$h(x) = h_b + \frac{(h_a - h_b)(L_x - x)}{L_x} \quad (\text{III.9})$$

**d) Configuration périodique complète:**

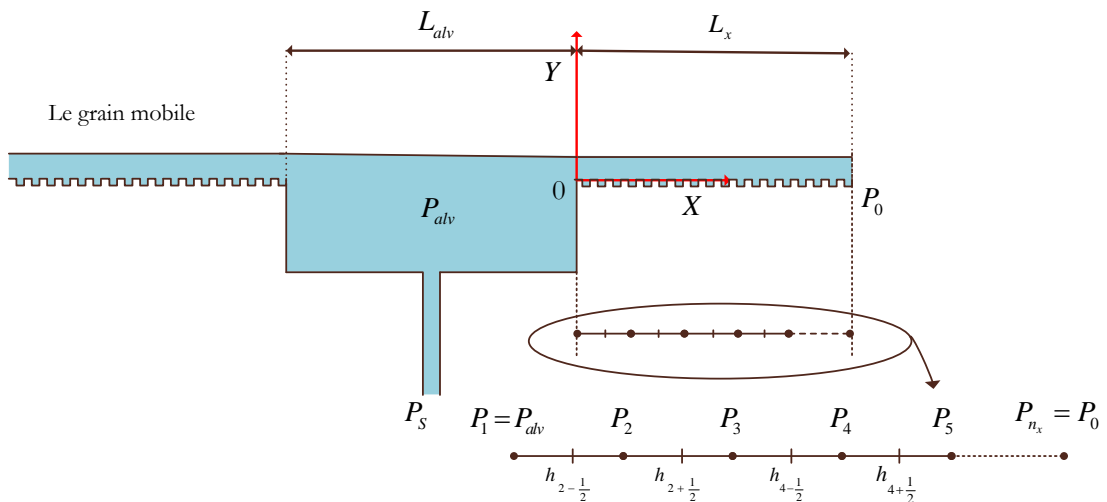


Figure 3.4: Configuration géométrique à variation périodique complète

Cette configuration (

Figure 3.4) 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 3.5.

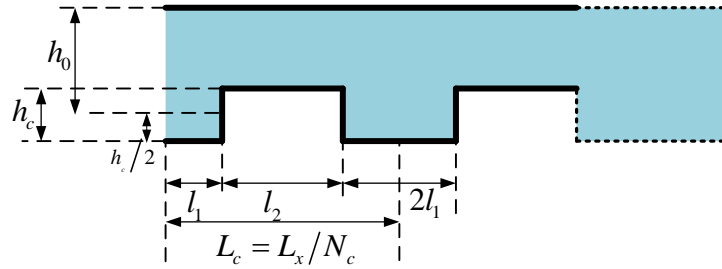


Figure 3.5: Description géométrique de la configuration périodique complète

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

$$\begin{cases} 0 \leq x < l_1 : & h(x) = h_0 + h_c/2 \\ l_1 \leq x < (l_1 + l_2) : & h(x) = h_0 - h_c/2 \\ (l_1 + l_2) \leq x < (2l_1 + l_2) & h(x) = h_0 + h_c/2 \end{cases} \quad (\text{III.10})$$

Tableau 3.1 : 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

#### a) Configuration périodique partielle:

La dernière configuration est similaire à la précédente sauf que la variation périodique est partielle et localisée sur une zone limitée (Figure 3.6). La zone peut être à l'entrée du film mince ou à sa sortie. Pour les calculs nous allons adopter une longueur de la zone égale à la moitié de la longueur totale du film mince.

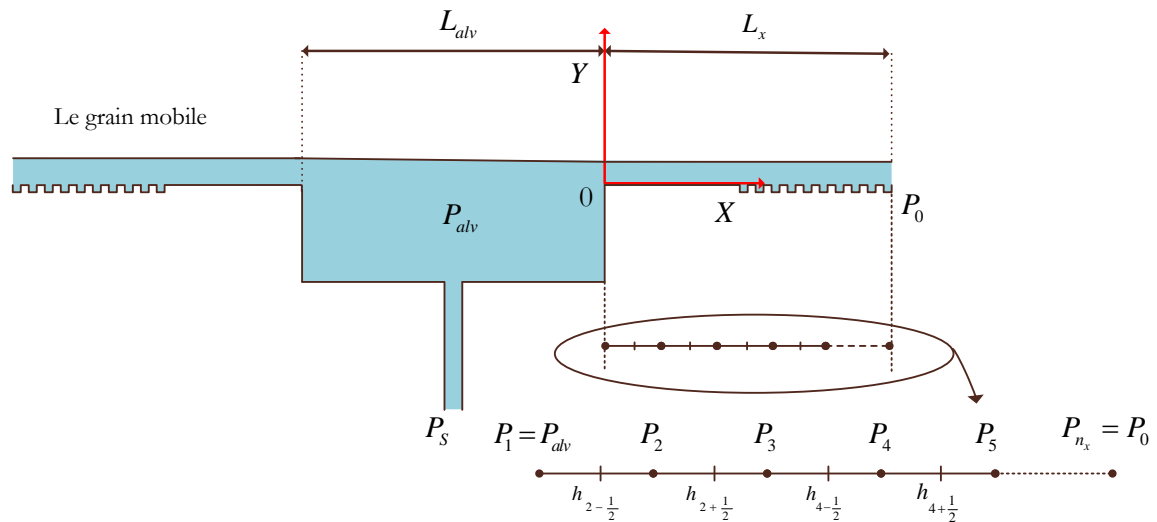


Figure 3.6: *Configuration géométrique à variation périodique partielle*

Les calculs des performances des patins avec les différentes configurations sont réalisés sur le logiciel Matlab. Nous avons opté pour une stratégie de programmation modulaire avec des scripts et des fonctions très paramétrables pour permettre de tester le plus grand nombre de propriété possible.

Les résultats des différentes configurations en termes de répartition de pression, de charge totale et de raideur équivalente sont présentés dans le chapitre suivant.

# CHAPTER IV

## RESULTATS ET DISCUSSIONS

## 4 RESULTATS ET DISCUSSIONS

Nous avons vu dans le chapitre précédant 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 méthode des différences finies est utilisée pour remédier à ce problème en utilisant un schéma centré adapté à ce genre de d'équations non-linéaires.

Dans ce chapitre nous commençons par la validation du modèle numérique adopté. La validation est faite en comparant les champs de pression obtenus analytiquement et numériquement en supposant un film mince avec une épaisseur constante. Ensuite, nous présentons et discutons des résultats obtenus pour les différentes configurations décrites dans le chapitre précédant à savoir les géométries : convergente, divergente, périodique totale et périodique partielle.

### 4.1 Validation du modèle numérique

Les paramètres physiques et géométriques du patin étudié sont cités dans le Tableau 2.1. Le champ de pression analytique est obtenu en évaluant l'équation (II.22). Quant à celui du modèle numérique il est calculé par (III.4).

Le calcul est réalisé avec 21 nœuds de calcul dans chaque côté du film mince. Le deuxième le champ de pression dans le deuxième coté est déterminé par symétrie. La pression est considérée constante dans tout l'espace de l'alvéole. Le calcul de la pression de l'alvéole est réalisé par la recherche de la racine du bilan du débit volumique à travers le patin par un schéma itératif. La fonction *fzero* fourni par Matlab est utilisée pour cette fin grâce à sa capacité de trouver les racines des fonctions non-linéaires. En ce qui concerne la résolution du système d'équations algébriques généré par la méthode des différences finies lors du calcul du champ de pression on a utilisé la fonction « \ » aussi fournie par Matlab est décrite dans sa référence en ligne comme la plus efficace et fortement optimisée pour cette fin.



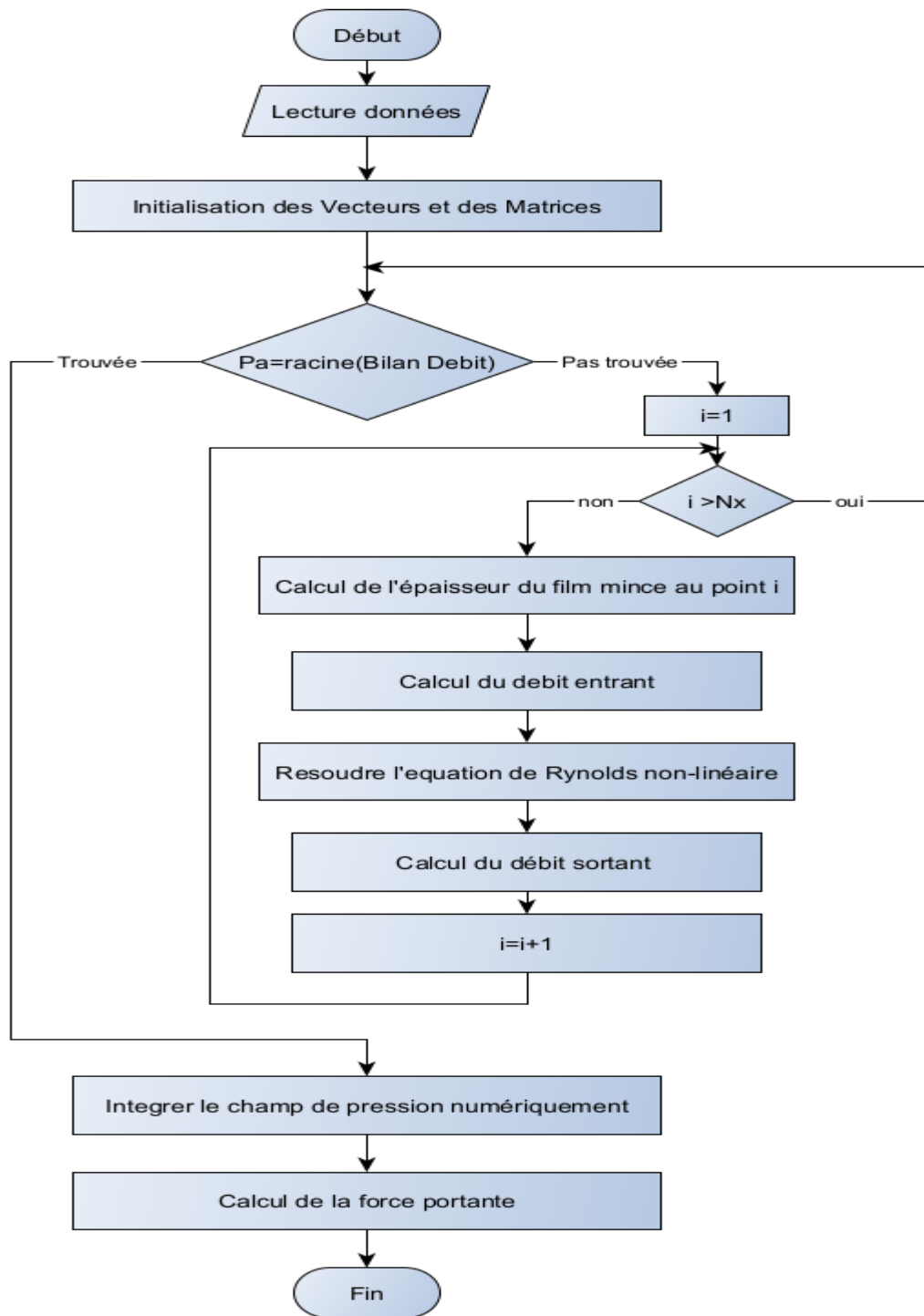


Figure 4.1: Organigramme de la fonction bilan des débits pour calculée la force portante.

La validation du modèle numérique est représentée sur la Figure 4.2. On remarque une parfaite concordance entre les deux résultats : analytique et numérique. Ceci est dû à la précision du schéma numérique adopté et aussi à la nature linéaire du champ de pression dans les films minces à épaisseur constantes.

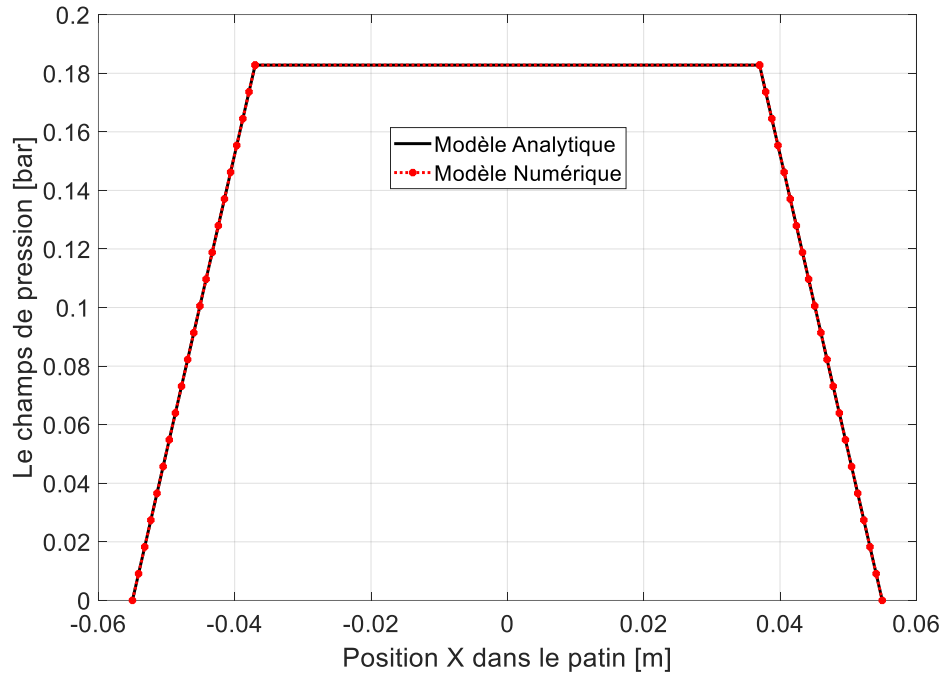


Figure 4.2: Validation du modèle numérique

## 4.2 Calcul des champs de pression

### e) Configuration convergente à la sortie :

Le premier modèle est celui du film mince horizontalement **symétrique convergent** vers la sortie. Pour une meilleure comparaison nous avons choisi une variation convergente ayant une moyenne égale à la valeur de l'épaisseur constante du film mince (*Figure 4.3*).

On représente le champ de pression pour différentes valeurs de  $n$  tel que :

$$\begin{cases} h_a = h_0 \times n \\ h_b = h_0 / n \end{cases} \quad (\text{IV.1})$$

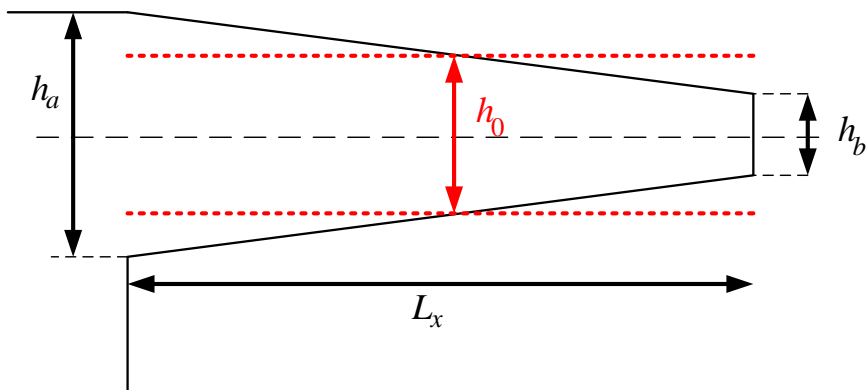


Figure 4.3: Moyenne de la variation de l'épaisseur du film

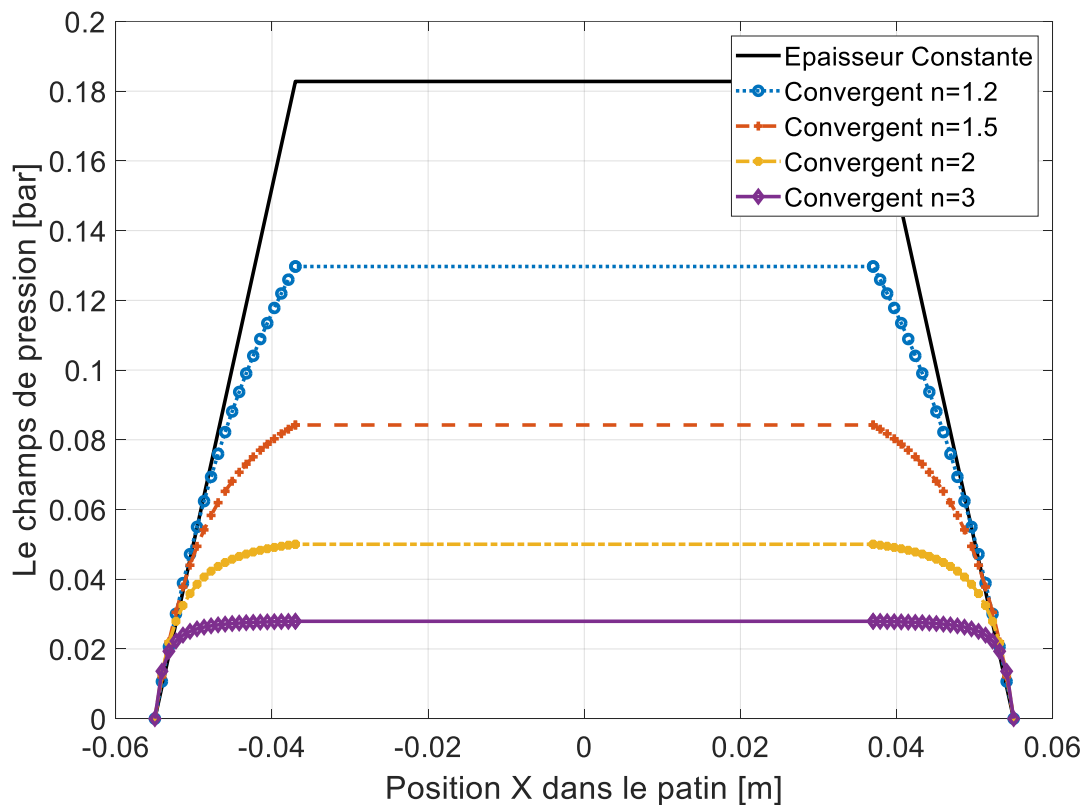


Figure 4.4: Champ de pression pour différents rapports de convergence

Sur la Figure 4.4 on voit clair que plus en accentue la convergence (en augmentant le rapport de convergence  $n$ ) le champ de pression dans le patin diminue d'une manière globale. On prévoit aussi une baisse dans la charge portante, ce qui va être confirmé dans une section de comparaison globale entre les différentes géométries.

#### f) Configuration divergente à la sortie :

La même approche adoptée dans la section précédente concernant la moyenne de l'épaisseur est maintenue dans toute la suite de ce chapitre.

Sur la Figure 4.5 on peut noter qu'en introduisant la convergence la pression de l'alvéole augmente et cette augmentation est proportionnelle à l'augmentation du rapport de convergence.

Cependant, une partie des côtés latéraux de la courbe se trouve au-dessous de la courbe linéaire du patin à film à épaisseur constante, ce qui rend la conclusion de l'effet la convergence sur la charge portante incertain.

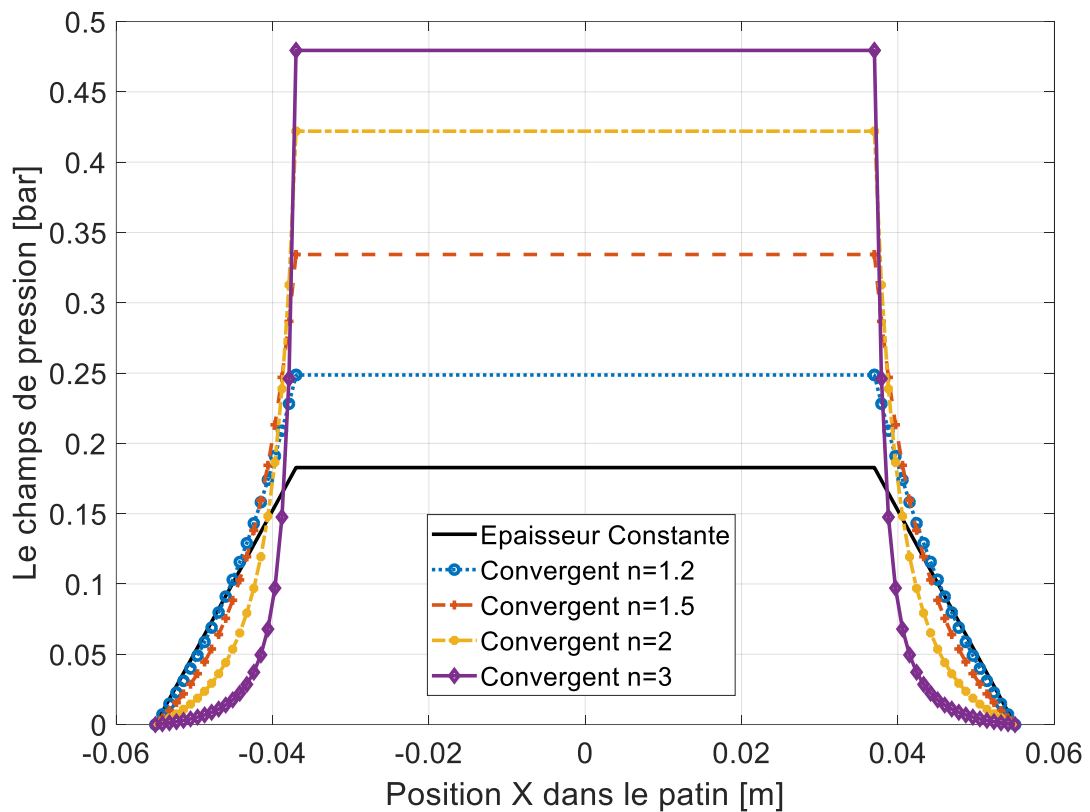


Figure 4.5: Champ de pression pour différents rapports de divergence

**g) Configuration convergente asymétrique :**

La troisième configuration ressemble à la première sauf pour la symétrie. L'expression de l'épaisseur du film mince est la même que la première ce qui peut être intéressante vu que d'un point de vue réalisation cette configuration est plus simple que la première puisqu'elle ne requière un usinage que sur un seul côté.

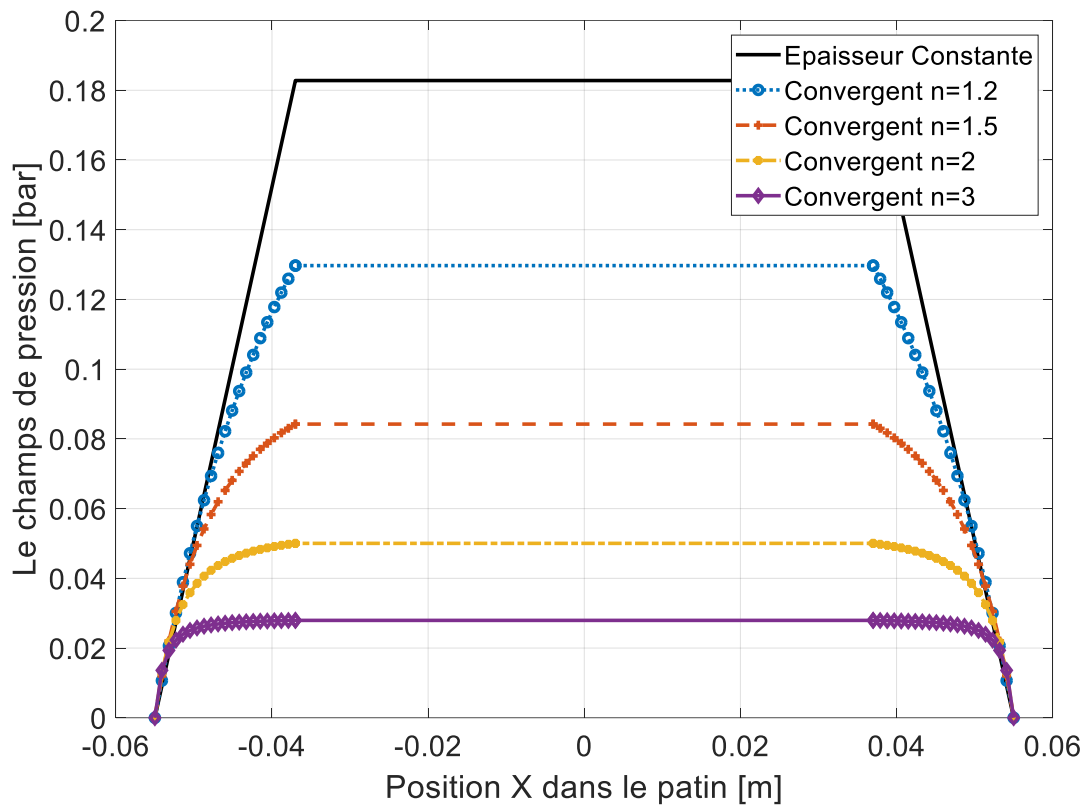


Figure 4.6: Configuration géométrique avec variation convergente asymétrique

#### h) Configuration périodique complète:

Le calcul dans cette section est sensible à la densité du maillage vue l'existence des détails géométriques sur le film. Une étude de sensibilité (variation de densité de maillage et surveillance de la réponse) a conduit à un maillage optimal de 71 nœuds dans chaque côté du film mince.

La configuration périodique complète offre une amélioration considérable dans le champ de pression mais le nombre de cycle n'a aucun effet. D'autres études peuvent être conduites sur les autres paramètres géométriques comme par exemple : la profondeur, la longueur du cycle la régularité du cycle... mais on se limite au nombre de cycle seulement pour cette étude.

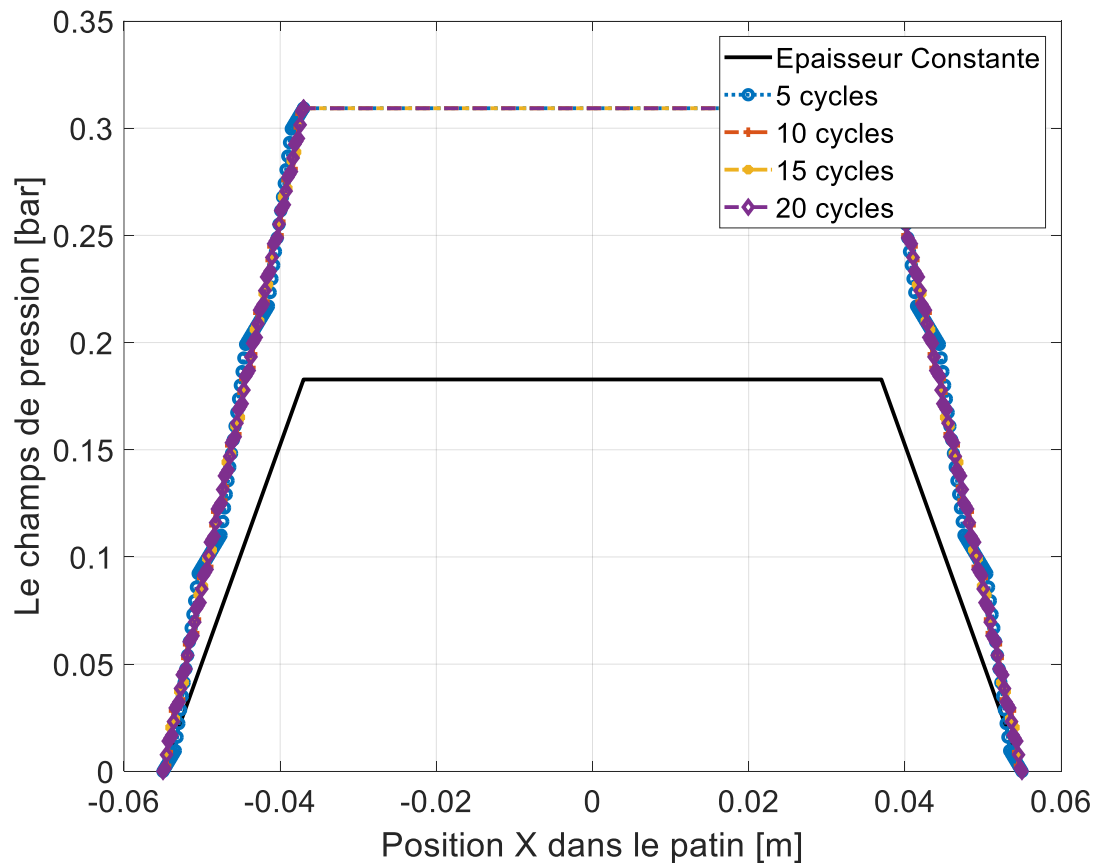


Figure 4.7: Configuration géométrique à variation périodique complète

### b) Configuration périodique partielle:

Deux cas sont étudiés ici ; le premier lorsque la variation est proche de l'entrée du film mince c'est-à-dire proche de l'alvéole, et le deuxième lorsqu'elle est du côté de la sortie du film.

Sur la Figure 4.8 on note que le champ de pression du film périodique est supérieur au à celui du film à épaisseur constante.

Dans le cas de la deuxième configuration périodique l'effet de la variation sur champ de pression montrée sur Figure 4.9 est beaucoup plus prononcé.

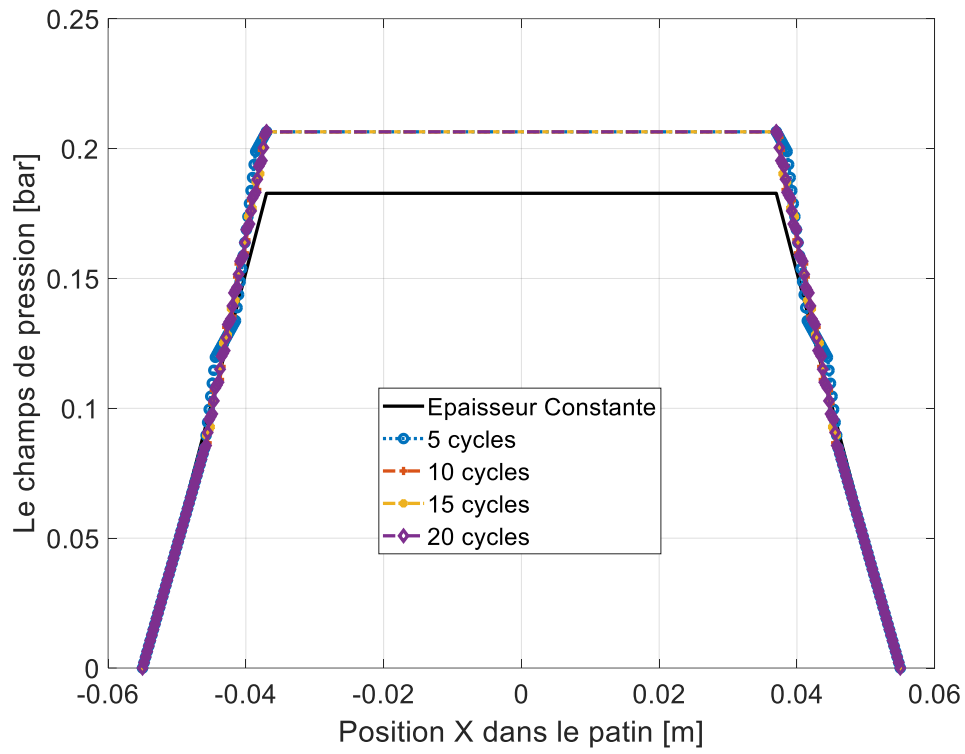


Figure 4.8: Configuration géométrique à variation périodique partielle vers la sortie

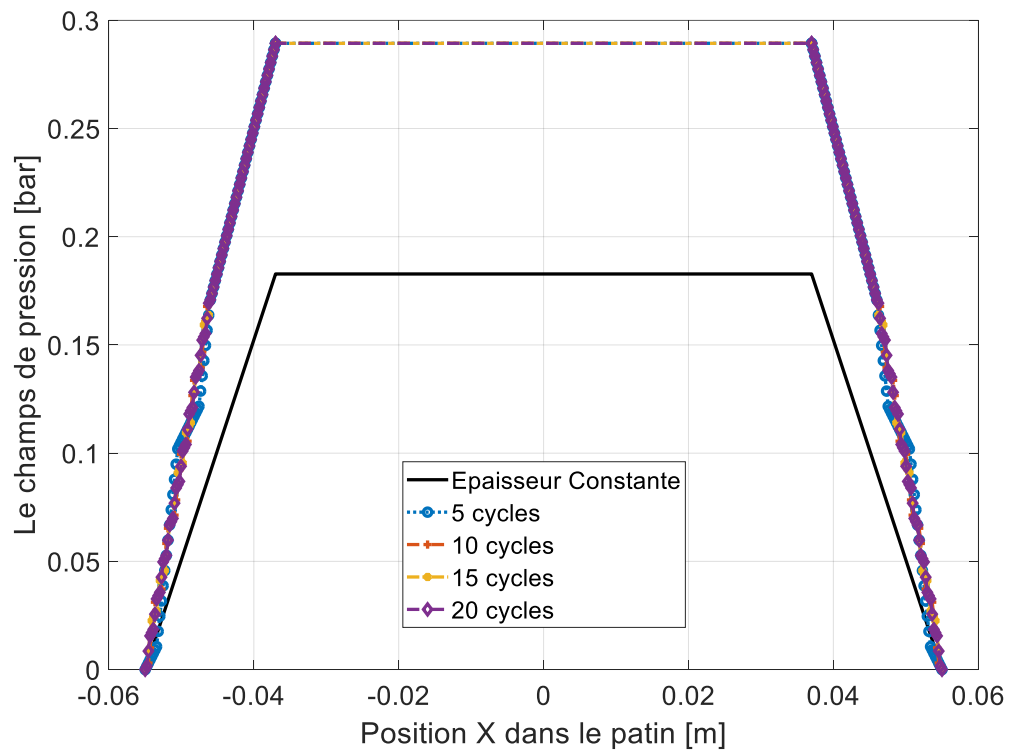


Figure 4.9: Configuration géométrique à variation périodique partielle vers l'entrée

### 4.3 Calcul de la charge et de la raideur équivalente :

Pour clarifier d'avantage l'effet de la géométrie du film mince sur les performances du patin surtout pour les cas incertains comme le cas du palier divergent. Aussi, pour une meilleure comparaison entre les différentes configurations géométriques, on va représenter les résultats de charge portante et la raideur toutes les deux adimensionnelles (divisées par les valeurs générées par le patin à épaisseur constante) pour toutes les configurations.

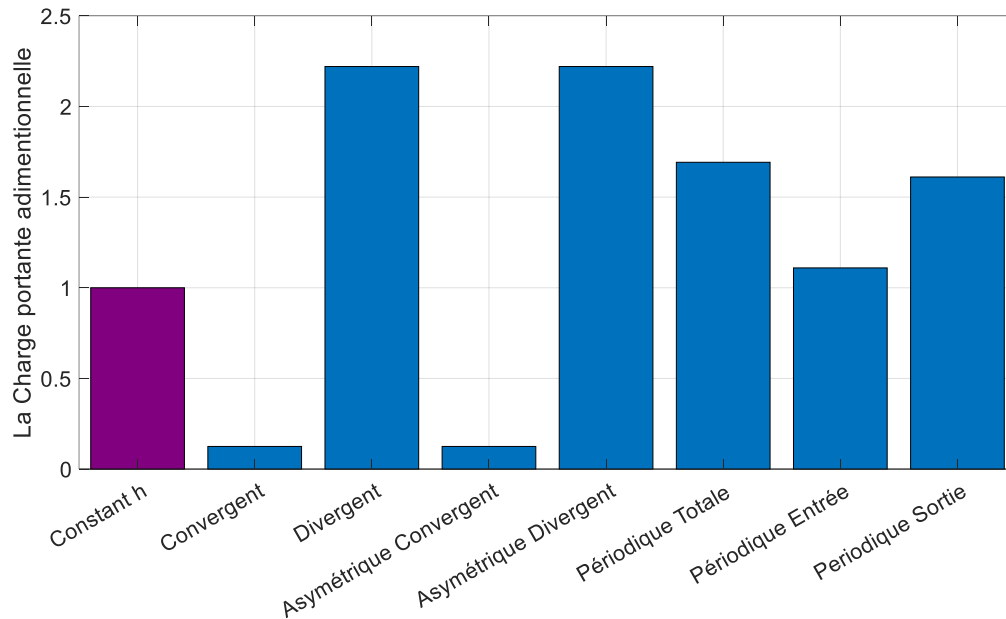


Figure 4.10: Les charges Portantes adimensionnelles

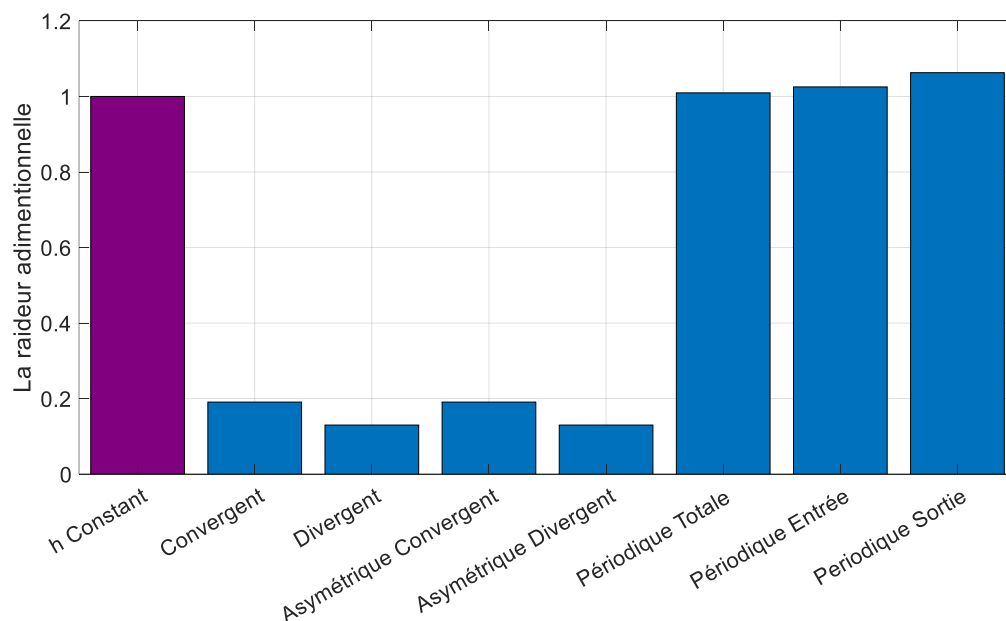


Figure 4.11: Les raideurs équivalentes adimensionnelles



Sur la Figure 4.10 on note que la charge portante s'améliore pour tous les cas sauf le convergent et le convergent asymétrique. L'augmentation la plus importante (plus du double) est achevée par le divergent symétrique et asymétrique. Ensuite, les configurations : périodique totale et périodique à la sortie avec une amélioration d'environ 70%. En dernière position vient le patin avec une épaisseur périodique à l'entrée avec seulement une légère amélioration.

Les performances des différents cas en termes de raideur équivalente voir la Figure 4.11, sont totalement différentes. Seules les configurations périodiques augmentent la raideur très légèrement. Les autres cas ont tous la raideur réduite au presque le 1/5 du patin à épaisseur constante.

## CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Après la validation du modèle numérique une série d'étude de différentes configurations est menée. Les performances en termes de champ de pression généré, de charge portante et de raideur équivalente ont été comparées.

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.

D'autres études peuvent être conduites sur les autres paramètres géométriques comme par exemple : la profondeur, la longueur du cycle la régularité du cycle... mais on se limite au nombre de cycle seulement pour cette étude.

On propose aussi pour une éventuelle étude future, d'introduire d'autres paramètres comme le rapport de pression  $\beta_0$  et le débit total dans un contexte dynamique.

## REFERENCES

- [1] BENADDA Mohamed, « Modélisation et analyse du comportement dynamique d'une ligne d'arbre flexible supportée par des paliers hydrostatiques. », Université Ibn Khaldoun, Tiaret, 2015.
- [2] « Turbine rotor shafts produced by hot isostatic pressing », *Sandvik Materials Technology*. <https://www.materials.sandvik.cz/produkty/hot-isostatic-pressed-hip-products/hip-product-examples/turbine-rotor-shafts/> (consulté le juin 30, 2021).
- [3] SAIMI A, « Comportement vibratoire des roues aubagées », Aboubekr Belkaid, Tlemcen, 2012.
- [4] M. MORET et P. GUAY, « Roulements - Les différents types et montages, Technique de l'ingénieur ».
- [5] R. G. Budynas et J. K. Nisbett, *Shigley's mechanical engineering design*, 9th ed. New York: McGraw-Hill, 2011.
- [6] M. M. Thomas, M. D. Bensoussan, M. H. Bouzid, et M. A. Dadouche, « CETTE THÈSE A ÉTÉ ÉVALUÉE PAR UN JURY COMPOSÉ DE »:, p. 221.
- [7] « 1.9780898717839.pdf ». Consulté le: juin 24, 2021. [En ligne]. Disponible sur: <https://epubs.siam.org/doi/pdf/10.1137/1.9780898717839.bm>
- [8] A. Bouzidane et M. Thomas, « An electrorheological hydrostatic journal bearing for controlling rotor vibration », *Comput. Struct.*, vol. 86, n° 3-5, p. 463-472, févr. 2008, doi: 10.1016/j.compstruc.2007.02.006.
- [9] A. Abed, « Etude du comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents », 2017.
- [10] D. Gropper, L. Wang, et T. J. Harvey, « Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings », *Tribology International*, vol. 94, p. 509-529, févr. 2016, doi: 10.1016/j.triboint.2015.10.009.
- [11] D. Gropper, L. Wang, et T. J. Harvey, « Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: a review of modeling techniques and key findings », *Tribology International*, vol. 94, p. 509-529, 2016.
- [12] 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 Thesis, Université Mohamed Boudiaf des Sciences et de la Technologie-Mohamed Boudiaf ....
- [13] J. Frene, D. Nicolas, B. Degueurce, D. Berthe, et M. Godet, *Hydrodynamic Lubrication: Bearings and Thrust Bearings*. Elsevier, 1997.
- [14] W. M. DMOCHOWSKI, A. DADOUCHE, *Finite Difference Method for Fluid-Film Bearings, Encyclopedia of Tribology*. New York, Springer, 2013.

[15] L. J. Randall, « Finite Difference Methods for Ordinary and Partial Differential Equations. Steady-State and Time-Dependent Problems », SIAM the Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia, 2007.

## ملخص

الهدف من هذا العمل هو أولاً تقديم الصيغة الرياضية للمحامل ذات سماكة غشاء متغيرة وإظهار مدى التعقيد الناتج عنها. بعد ذلك ، تمت دراسة تأثيرات مختلفة لتغير السماكة. تمت دراسة التأثيرات على الخواص الرئيسية التالية: توزيع الضغط قوة المحمل والصلابة المكافئة. في نهاية هذا العمل ، يتضح أن التكوين المتباعد يقدم أداءً أفضل من التكوين التقليدي وذلك مع سماكة الفيلم المتقاربة.

**الكلمات الدالة:** ديناميك الدوار ، المحامل الهيدروستاتيكية، سمك الغشاء المتغير

## Résumé

Le but de ce travail est d'abord de présenter la formulation mathématique des paliers à épaisseur de film variable et de montrer la complexité de résolution qui en découle. Ensuite, différentes configurations de variation d'épaisseur sont étudiées. Les effets sur les paramètres principaux suivants sont étudiés : la répartition de la pression dans le patin, la charge portante et la raideur équivalente. A la fin de ce travail on montre que la configuration divergente offre des performances meilleures que la configuration classique et celle à épaisseur de film convergente.

**Mots clés :** Dynamique des rotor, paliers hydrostatiques, épaisseur de film mince variable

## Abstract

The aim of this work is first to present the mathematical formulation of bearings with variable film thickness and to show the complexity of resolution that results from it. Then, different thickness variation configurations are studied. The effects on the following main parameters are studied: the pressure distribution in the pad, the bearing load and the equivalent stiffness. At the end of this work, it is shown that the divergent configuration offers better performance than the conventional configuration and that with converging film thickness.

**Keywords:** Rotor dynamics, hydrostatic bearings, variable film thickness