

Chapitre III : Simulation numérique

III.1. Introduction

L'objet principal de ce chapitre est consacré à l'étude du comportement dynamique non linéaire d'un arbre rigide monté sur un palier hydrostatique à trois patins hydrostatiques, alimentés par trois résistances hydrauliques de type capillaire.

L'écoulement est considéré incompressible, laminaire, isotherme et permanent. Les perturbations dynamiques sont de type balourd.

Dans cette étude, un modèle numérique basé sur la théorie non linéaire a été développé, afin d'étudier l'effet du rapport de pression, la viscosité dynamique, l'excentricité de balourd sur l'amplitude de vibration, la forces transmise, et le débit au palier.

Le calcul non linéaire consiste à résoudre les équations de la dynamique pour le système arbre - palier par un calcul temporel et fréquentiel. La résolution temporelle est effectuée à l'aide de la méthode de Newmark.

Les efforts hydrostatiques créés par le fluide sur l'arbre sont calculés à chaque itération. Ils sont obtenus par intégration du champ de pression calculé à partir de l'équation de Reynolds écrite en régime dynamique. Ces forces sont des fonctions non linéaires de la position et de la vitesse du centre de l'arbre.

III.2. Méthode non linéaire

La méthode non linéaire est une méthode au cours de laquelle les équations du mouvement sont issues du principe fondamental de la dynamique. Le calcul des charges hydrostatiques appliquées sur l'arbre, permet de déterminer l'accélération. Ce calcul nous permet à la suite de déterminer les positions et les vitesses du centre de l'arbre en utilisant la méthode de Newmark.

Un modèle simple de palier a été volontairement choisi, il s'agit du type de calcul de palier long pour lequel les forces générées par le fluide ont une forme analytique, tout en ayant un comportement non linéaire.

Chapitre III : Simulation numérique

III.3. Configuration du calcul

Le système mécanique qui a été choisi est le suivant :

- L'arbre est considéré rigide et symétrique.
- Il est monté verticalement dans un palier hydrostatique long à trois patins.
- Le chargement est constitué d'une charge statique et d'un balourd dynamique.

III.3.1. Balourd

Le balourd est un terme de mécanique classique caractérisant une masse non parfaitement répartie sur un volume de révolution entraînant un déséquilibre. L'axe d'inertie n'est plus confondu avec l'axe de rotation.

III.3.2. Géométrie du palier

Le tableau suivant indique les paramètres principaux du palier hydrostatique :

Les paramètres	Les valeurs en S I
L : Longueur du palier	0.1524 [m]
B : Largeur du palier	0.0254 [m]
b : Largeur d'alvéole	B/2 [m]
M : La masse de l'arbre	40 [kg]
d_c : Diamètre du capillaire	1.2E-3 [m]
l_c : Longueur du capillaire	58.0E-3[m]

Tableau III.1 : Paramètres principaux du palier hydrostatique

III.4. Présentation du système

Dans cette étude, le modèle de l'arbre est supposé indéformable et monté symétriquement dans un palier identique. Le problème peut donc se ramener à un problème plan de masse montée dans un palier fluide. La Figure III.1 présente l'ensemble arbre-palier tels que les positions de l'arbre et la géométrie du palier.

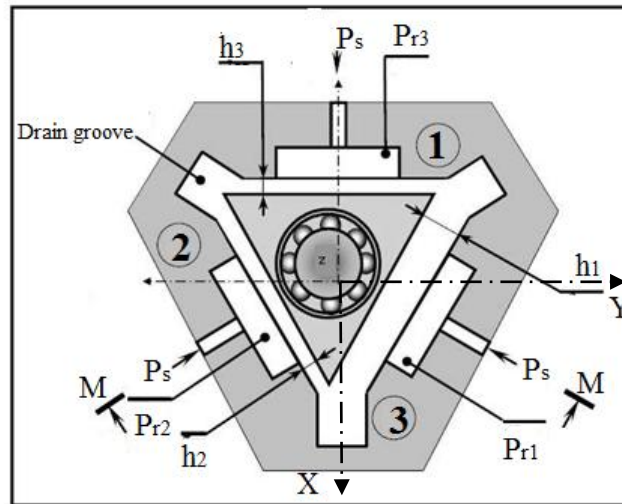


Fig. III.1 : Représentation de l'ensemble arbre-palier

(O_1, \vec{X}, \vec{Y}) Représente le repère supposé galiléen.

O_1 : Centre du palier. $(h_0 = h_1 = h_2 = h_3)$

O_2 : Centre de l'arbre. 1 : Patin n : 1

e_b : Excentricité dynamique. 2 : Patin n : 2

E : Excentricité(e_b/h_0). 3 : Patin n : 3

III.5. Formulation du système d'équations

Les équations de mouvement basées sur le principe fondamental de la dynamique appliqué à l'arbre prennent la forme suivante

$$M\ddot{X} = F_X + M\varepsilon_b\omega^2 h_0 \cos(\omega t)$$

$$M\ddot{Y} = F_Y + M\varepsilon_b\omega^2 h_0 \sin(\omega t) \tag{III.1}$$

Avec :

F_X et F_Y : représentent respectivement, les actions du film d'huile sur l'arbre tournant selon l'axe X et Y.

M : La masse de l'arbre

h_0 : L'épaisseur du film d'huile en position centré.

ε_b : Excentricité du balourd.

La position et la vitesse du centre de l'arbre sont calculées par des méthodes d'intégration numérique.

III.6. Méthode d'intégration numérique

L'étude du comportement non linéaire d'un palier hydrostatique est une résolution pas à pas du principe fondamental de la dynamique appliqué au rotor et de l'équation de Reynolds.

Il s'agit donc d'un calcul itératif dans le temps qui nécessite la résolution de l'équation de Reynolds à chaque instant et pour chaque élément fluide. La complexité de ce calcul nous oblige de choisir une méthode d'intégration numérique adaptée (nous avons choisi la méthode de Newmark) pour déterminer les positions et les vitesses de l'arbre à partir de l'accélération.

III.6.1. Méthode de NEWMARK

A. Présentation de la méthode

Dans notre étude, on a choisi la méthode de Newmark [8] comme une première méthode de calcul, et peut s'écrire comme suit :

$$\dot{q}(t + \Delta t) = \dot{q}(t) + [(1 - \delta)\ddot{q} + \delta\ddot{q}(t + \Delta t)]\Delta t$$

$$q(t + \Delta t) = q(t) + \dot{q}(t)\Delta t + [(0.5 - \alpha)\ddot{q}(t) + \alpha\ddot{q}(t + \Delta t)]\Delta t^2 \quad (\text{III.2})$$

$$(q = (X, Y); \delta = 0.5; \alpha = 0.25)$$

Chapitre III : Simulation numérique

B. Processus de calcul

A l'instant t , les positions X, Y , les vitesses \dot{X}, \dot{Y} , et les accélérations \ddot{X}, \ddot{Y} de l'arbre dans le palier sont supposées connues. L'effort du film fluide sur l'arbre F_X, F_Y est déterminé par résolution de l'équation de Reynolds (II.12).

Le système d'équations (III.3) permet alors de calculer X

$$\ddot{X} = (F_X + M\varepsilon_b\omega^2 h_0 \cos(\omega t))/M$$

$$\ddot{Y} = (F_Y + M\varepsilon_b\omega^2 h_0 \sin(\omega t))/M \quad (\text{III.3})$$

La position et la vitesse sont alors calculées par une méthode d'intégration telle que la méthode de Newmark.

Le processus (a) est alors repris.

En effet, les valeurs :

$$X(t + \Delta t), Y(t + \Delta t), \dot{X}(t + \Delta t), \dot{Y}(t + \Delta t), \ddot{X}(t + \Delta t), \ddot{Y}(t + \Delta t)$$

Sont maintenant connues.

III.7 Simulation numérique

III.7.1. Etude de l'influence des différents paramètres

Différents paramètres vont être testés : le rapport de pression d'alimentation, viscosité et l'excentricité. Les calculs itératifs dans le temps sont effectués à l'aide de la méthode d'intégration de Newmark.

III.7.1.1. Influence du rapport de pression

La figure III.2 présente l'organigramme de calcul de l'influence du rapport de pression.

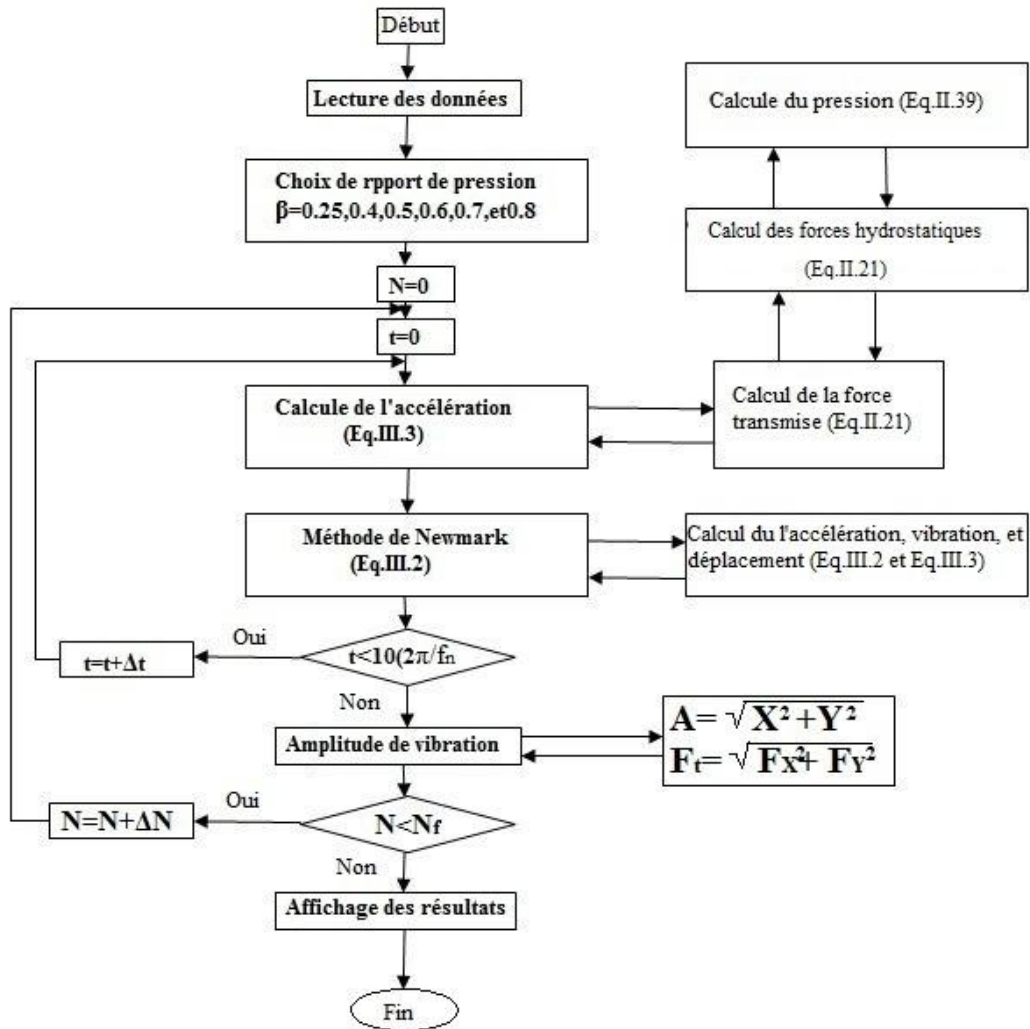


Fig.III.2 : L’organigramme de calcul de l’influence de rapport de pression.

III.7.1.1.1. Résultats et interprétations

Les figures III.3, III.4 et III.5 présentent respectivement, les effets du rapport de pression et de la vitesse de rotation sur l’amplitude de vibration adimensionnelle, la force transmise et le débit, pour une pression d’alimentation de 10 bars, une viscosité de 6.7 E-3 Pa.s , et une excentricité dynamique de balourd de 0.2.

La figure III.3 présente les effets du rapport de pression et de la vitesse de rotation sur l’amplitude de vibration adimensionnelle. Cette figure montre que lorsque le rapport de pression augmente, les amplitudes de vibration adimensionnelle diminuent. Cette diminution est expliquée par l’augmentation des raideurs du film et le taux d’amortissement.

Chapitre III : Simulation numérique

La Figure III.4 présente les effets du rapport de pression et de la vitesse de rotation sur la force transmise. Cette figure montre que lorsque le rapport de pression augmente, les amplitudes de la force transmise diminuent. Cette diminution est due à l'augmentation de la rigidité et l'amortissement du palier.

Les effets du rapport de pression et de la vitesse de rotation sur le débit est présenté dans la figure III.5. Cette Figure montre que le débit diminue lorsque le rapport de pression augmente ; ceci est dû à l'augmentation de la pression dans l'alvéole. Il est à remarque autours des vitesses critiques, on remarque des anti-résonances.

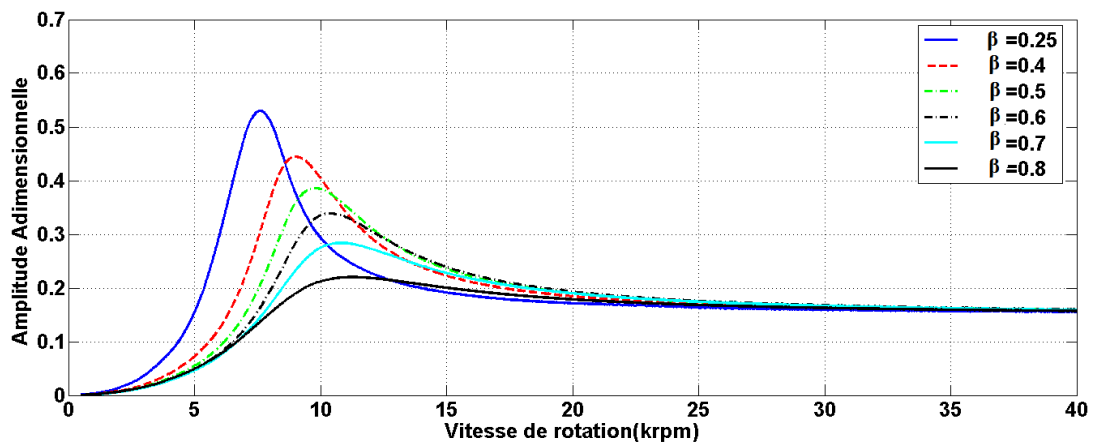


Fig.III.3 : Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de vitesse de rotation.

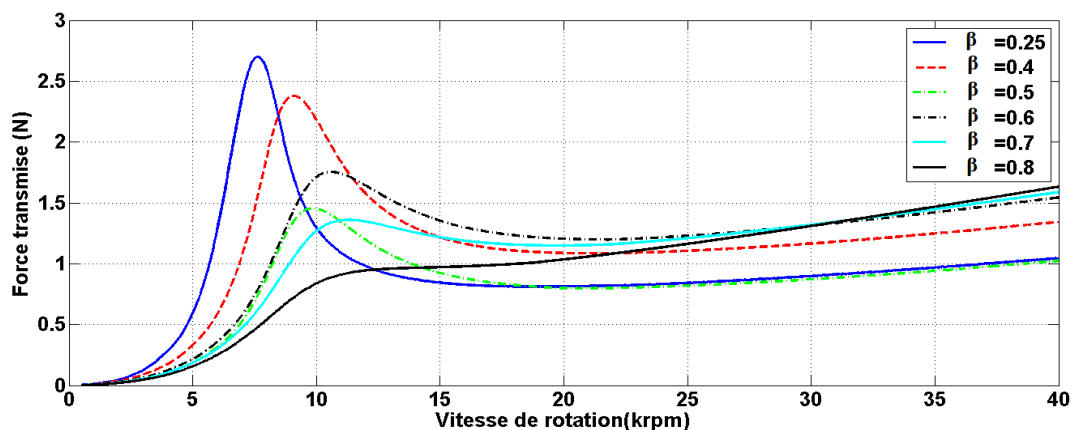


Fig.III.4 : Amplitude de la force transmise en fonction de vitesse de rotation.

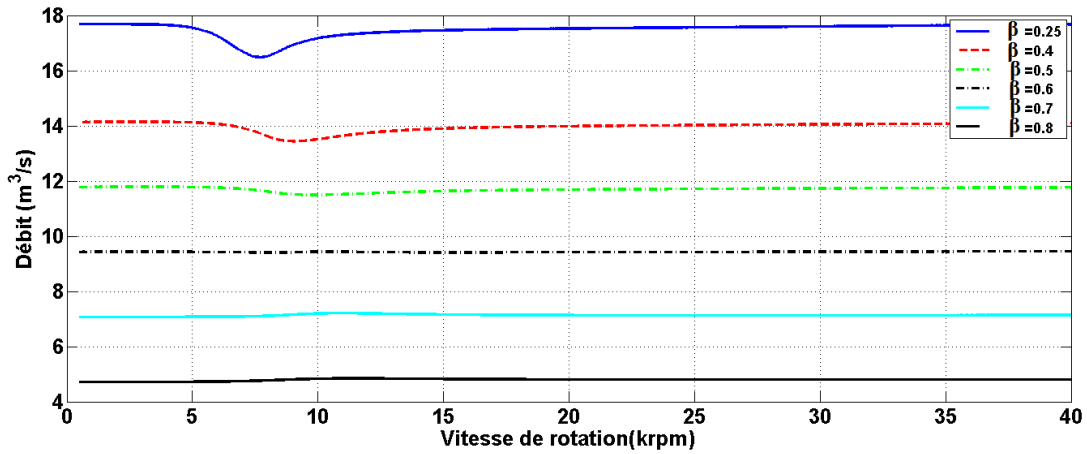


Fig.III.5 : Amplitude de débit en fonction de vitesse de rotation.

III.7.1.2. L'influence de la viscosité

La figure III.6 présente l'organigramme de calcul de l'influence de la viscosité.

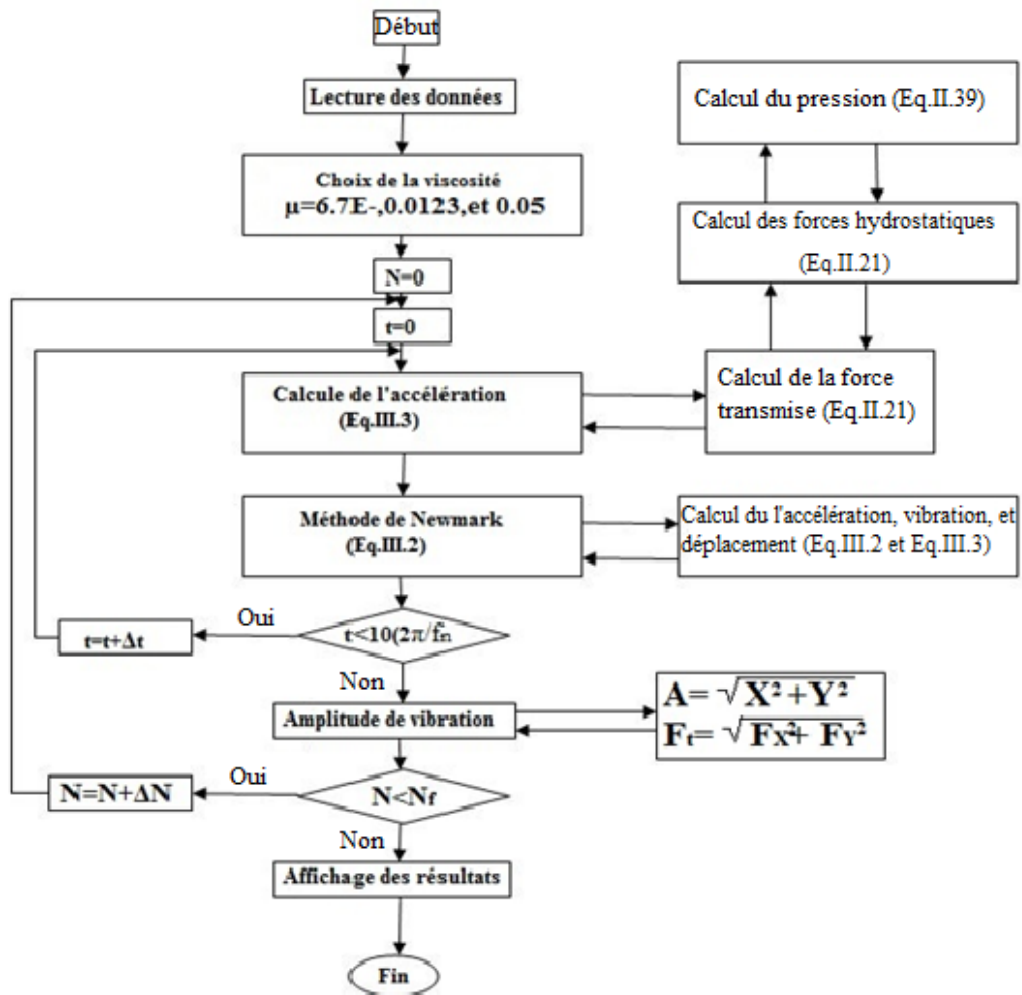


Fig. III.6 : L'organigramme de calcul de l'influence de la viscosité.

III.7.1.2.1. Résultats et interprétations

Les effets de la viscosité et de la vitesse de rotation sur l'amplitude de vibration adimensionnelle, la force transmise et le débit sont présentés dans les Figures III.7, III.8 et III.9 respectivement, pour une pression d'alimentation de 10 bars, un rapport de pression $\beta=0.5$, et une excentricité dynamique de balourd de 0.2.

La figure III.7 présente les effets de la viscosité et la vitesse de rotation sur l'amplitude de vibration adimensionnelle. Cette figure montre que lorsque la viscosité augmente, l'amplitude de vibration augmente. Cette augmentation est due à diminution du coefficient de l'amortissement de palier hydrostatique.

La figure III.8 présente les effets de la viscosité et la vitesse de rotation sur la force transmise. Notons que lorsque la viscosité augmente, la force transmise augmente. Cette augmentation est due à l'augmentation du coefficient de l'amortissement de palier hydrostatique.

Les effets de la viscosité et de la vitesse de rotation sur le débit sont présentés dans la figure III.9. Cette Figure montre que le débit diminue lorsque la viscosité augmente ; ceci est dû à l'augmentation de la pression dans l'alvéole. Il est à remarque autour des vitesses critiques, on remarque des anti- résonances.

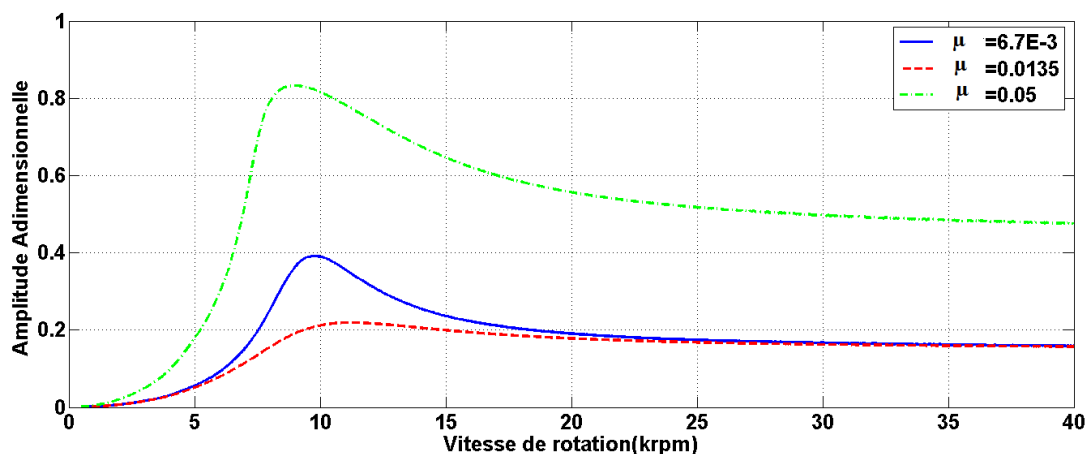


Fig.III.7 : Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de vitesse de rotation.

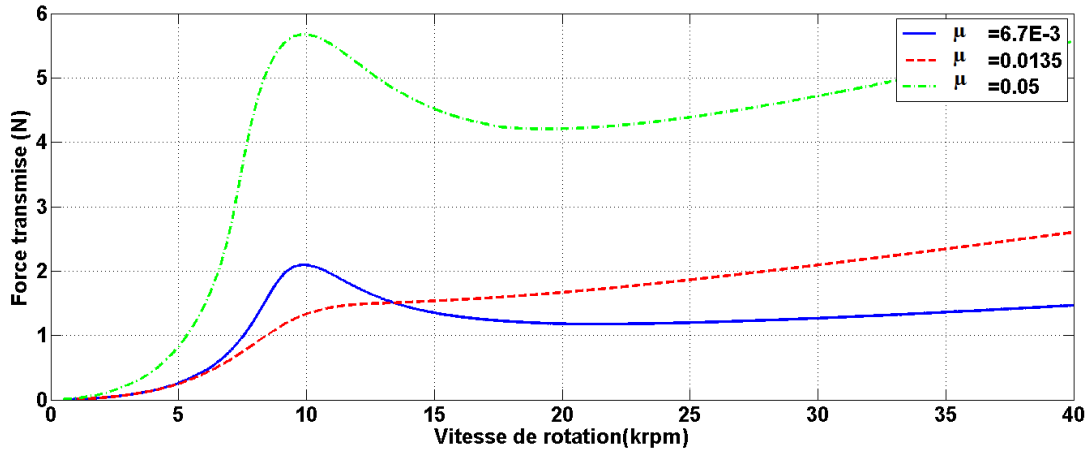


Fig.III.8 : Amplitude de la force transmise en fonction de vitesse de rotation.

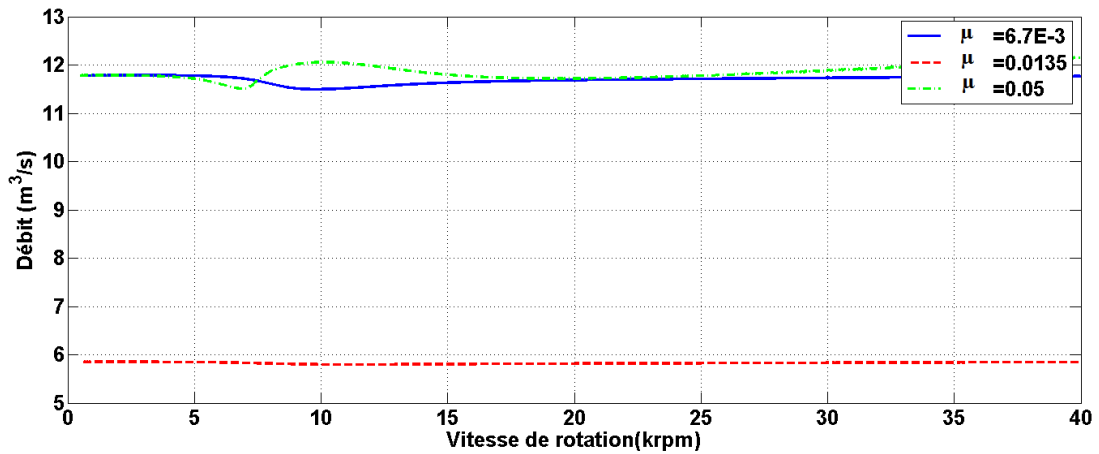


Fig.III.9 : Amplitude de débit en fonction de vitesse de rotation

III.7.1.3. Influence de l'excentricité de balourd

La figure III.10 présente l'organigramme de calcul de l'influence de l'excentricité de balourd.

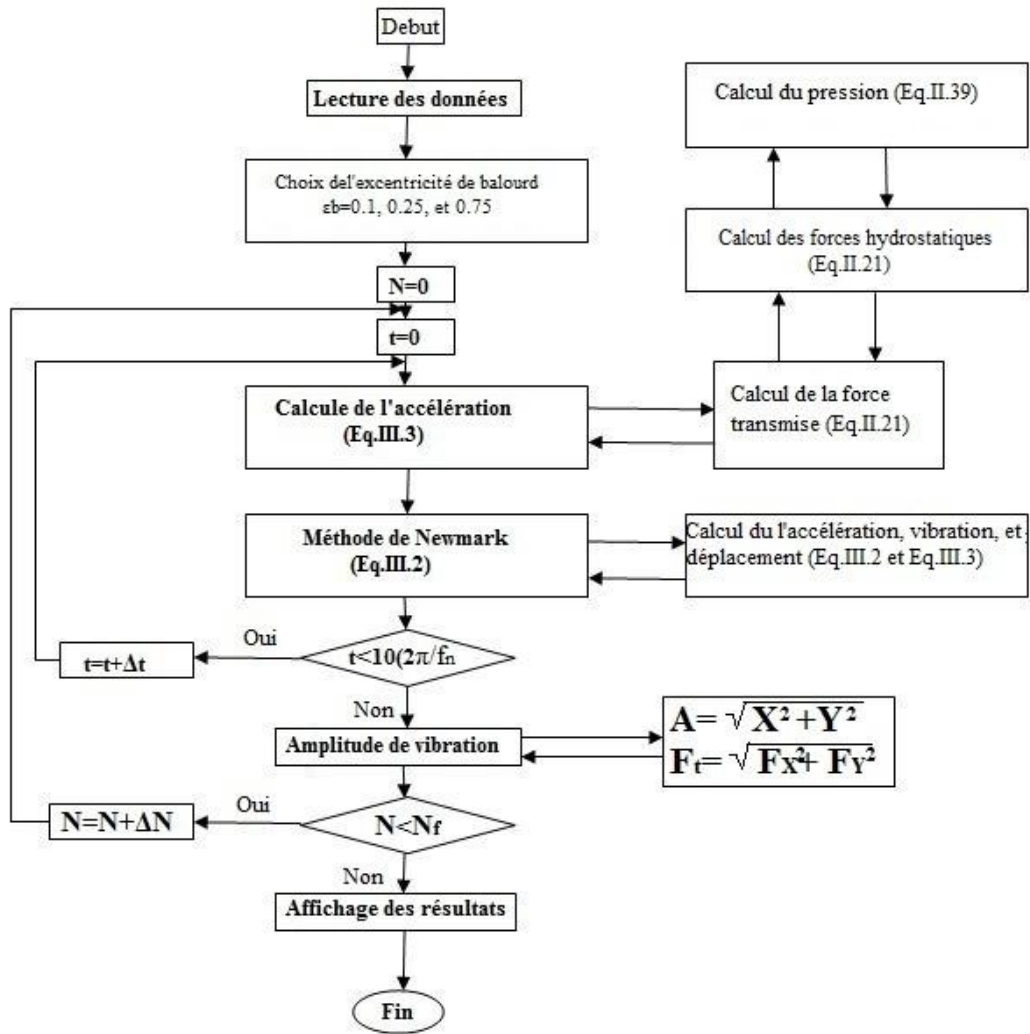


Fig. III.10 : L'organigramme de calcul de l'influence de l'excentricité.

III.7.1.3.1. Résultats et interprétations

Les figures III.11, III.12, et III.13 présentent respectivement l'effet des effets de la l'excentricité de balourd et de la vitesse de rotation sur l'amplitude de vibration adimensionnelle, la force transmise et le débit, pour une pression d'alimentation de 10 bars, un rapport de pression $\beta=0.5$, et une viscosité $\mu=6.7 \text{ E-}3$.

La figure III.11 présente les effets de l'excentricité de balourd et de la vitesse de rotation sur l'amplitude de vibration adimensionnelle. Il est à remarquer que lorsque l'excentricité augmente, les amplitudes de vibrations augmentent. Ceci est expliqué par l'augmentation de la charge dynamique qui est en fonction de l'excentricité du balourd.

Chapitre III : Simulation numérique

La figure III.12 présente les effets de l'excentricité de balourd et la vitesse de rotation sur la force transmise. Cette Figure montre que lorsque l'excentricité augmente, la force transmise augmente. Ceci est dû à l'augmentation de la charge dynamique.

La figure III.13 présente les effets de l'excentricité sur le débit. Cette Figure montre que les fréquences anti-résonance diminuent lorsque l'excentricité dynamique augmente. Il faut noter que le débit augmente avec la vitesse de rotation et l'excentricité.

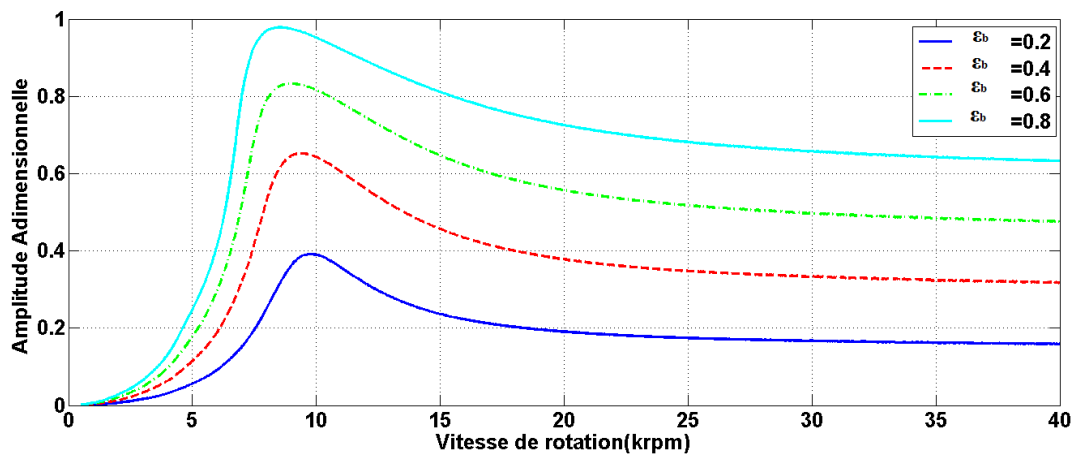


Fig.III.11 : Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de vitesse de rotation.

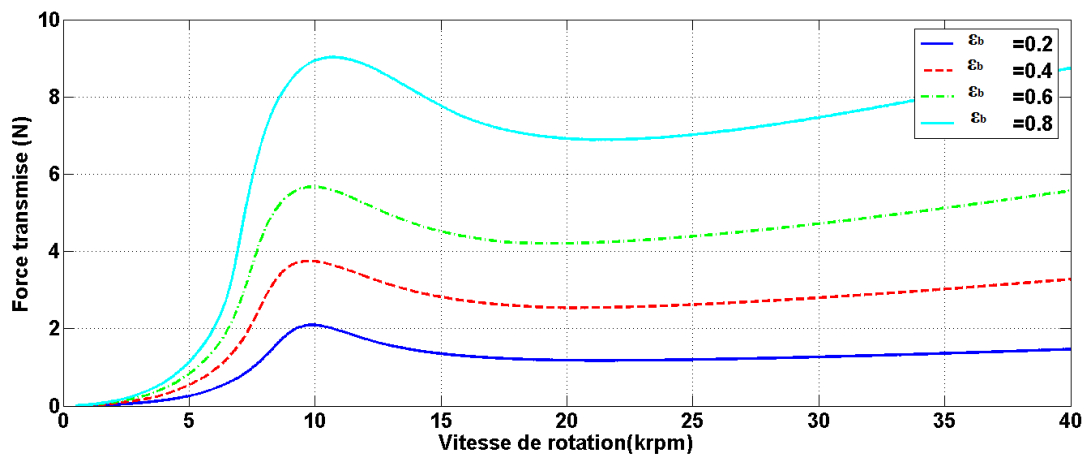


Fig.III.12 : Amplitude de la force transmise en fonction de vitesse de rotation.

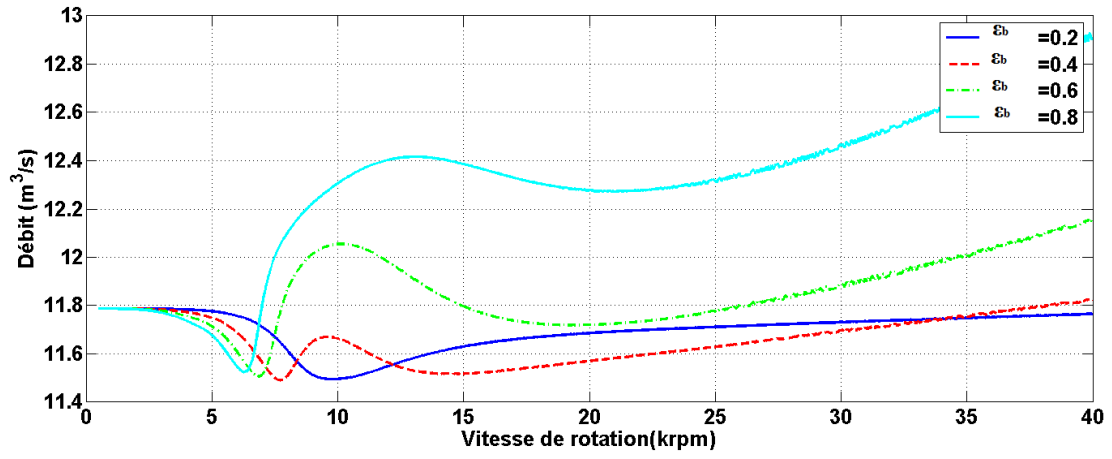


Fig.III.13 : Amplitude de débit en fonction de vitesse de rotation.