

وزارة الجامعات
Ministère aux Universités

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT *Genie Mecanique*

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

*Calcul de Palier Lisse Hydrodynamique Isotherme
en
Regime d'Écoulement Permanent et Laminaire.*

Proposé par :
M. BELHANECHÉ . H

Etudié par :
M. AMAKI . M

Dirigé par :
M. BELHANECHÉ . H

PROMOTION
1992

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة الجامعات
Ministère aux Universités

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT *Genie Mecanique*

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

*Calcul de Palier Lisse Hydrodynamique Isotherme
en
Regime d'Écoulement Permanent et Laminaire.*

Proposé par :
M. BELHANECHÉ . H

Etudié par :
M. AMARI . M

Dirigé par :
M. BELHANECHÉ . H

PROMOTION
1992

SOMMAIRE



DÉDICACES

REMERCIEMENTS

RESUMÉS

PRINCIPALES NOTATIONS UTILISÉES

INTRODUCTION	1
CHAPITRE I : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE	3
CHAPITRE II : LUBRIFICATION HYDRODYNAMIQUE	12
II.1- PRINCIPE	12
II.2- PROBLEME	12
II.3- EQUATIONS DE LA MÉCANIQUE DES MILIEUX CONTINUS	13
II.4- HYPOTHESES	14
II.4.1- Hypothèses retenues	14
II.4.2- Hypothèses formulées	14
II.4.3- Remarque	15
II.5- CONDITIONS AUX LIMITES SUR LA VITESSE DU FLUIDE ...	15
II.6- EQUATIONS DE BASE EN LUBRIFICATION HYDRODYNAMIQUE .	16
II.6.1- Equation de la mécanique des films minces visqueux	16
II.6.1.1- Equation de reynolds	17
II.6.2- Champ de vitesse dans le fluide	17
II.6.3- Contraintes de cisaillement dans le film de fluide	18
II.7- CONCLUSION	19

CHAPITRE III : ÉTUDE D'UN PALIER HYDRODYNAMIQUE



III.1- DESCRIPTION ET MODE DE LUBRIFICATION	20
III.2- PALIER CONSIDÉRÉ DANS LE PRÉSENT TRAVAIL	20
III.2.1- Remarque	21
III.3- CARACTÉRISTIQUES GÉOMÉTRIQUES DU CONTACT CYLINDRIQUE PARFAIT	21
III.4- EQUATION DE REYNOLDS ET CONDITIONS AUX LIMITES ...	22
III.5- DÉTERMINATION DES CARACTÉRISTIQUES DU PALIER	24
III.5.1- La charge	24
III.5.2- Le débit axial	25
III.5.3- Le couple de frottement	26
III.5.4- La température dans le film d'huile	29
III.5.4.1- Détermination de la température moyenne ..	30
III.5.4.2- Détermination de la viscosité moyenne de fonctionnement	31
III.5.4.3- Température moyenne et classification des paliers	32
III.5.4.4- Température moyenne maximale tolérée	33
III.6- LIMITES DE VALIDITÉ DE LA THÉORIE DE LA LUBRIFICATION HYDRODYNAMIQUE CLASSIQUE	33
III.6.1- Régime non laminaire	33
III.6.2- Palier non lisse	35
III.7- CONCLUSION	37
CHAPITRE IV : CALCUL DU PALIER HYDRODYNAMIQUE	38
IV.1- POSITION DU PROBLÈME	38
IV.2- PRÉVISIONS ET CONTRAINTES DE RÉOLUTION	38

IV.3- RÉSOLUTION DE L'ÉQUATION DE REYNOLDS	40
IV.3.1- Equation de reynolds simplifiée	40
IV.3.2- Discrétisation de l'équation de Reynolds	42
IV.3.3- Résolution de l'équation discrétisée	45
IV.3.4- Introduction des conditions aux limites	45
IV.3.4.1- Première méthode	47
IV.3.4.2- deuxième méthode	47
IV.3.4.3- troisième méthode	47
IV.4- ANGLE DE CALAGE	49
IV.4.1- Méthode d'intégration : méthode composite	51
IV.4.2- Intégration numérique des composantes de la charge	52
IV.5- LE DÉBIT AXIAL	53
IV.6- LE COUPLE DE FROTTEMENT	55
IV.7- LA TEMPÉRATURE MOYENNE DE FONCTIONNEMENT	56
IV.8- PREMIERS RESULTATS :CONSTATATIONS ET INTERPRÉTATIONS	57
IV.8.1- Constatations	57
IV.8.1.1- Symétrie et évolution du champ de pression en fonction de l'excentricité relative ...	57
IV.8.1.2- Evolution des caractéristiques adimensionnelles du palier en fonction de l'excentricité relative	58
IV.8.2- Interprétations	58
IV.8.3- Remarques	62
IV.9- RÉSOLUTION DU PROBLEME POSÉ	63
IV.9.1- Algorithme classique	63
IV.9.2- Algorithme conçu dans le présent travail	64
IV.9.3- Remarque	69
IV.10- STRUCTURE DU LOGICIEL ÉTABLI	71

IV.10.1- Remarques	
IV.11- PRÉSENTATION ET DISCUSSION DES RESULTATS	71
IV.11.1- Resultats d'une variation des caractéristiques constructives du palier	75
IV.11.1.1- Rapport largeur au diamètre du palier	75
IV.11.1.2- Jeu radial du palier	76
IV.11.1.3- Type de palier	77
IV.11.2- Resultats d'une Variation des caractéristiques de l'huile lubrifiante	77
IV.11.3- Resultats d'une variation des conditions de fonctionnement du palier	78
IV.11.3.1- Charge imposée	78
IV.11.3.2- Vitesse de rotation de l'arbre	79
IV.11.3.3- Coefficient de sécurité	80
IV.12- CONCLUSION	80
CONCLUSION GÉNÉRALE	81
BIBLIOGRAPHIE	83
ANNEXES	88
ANNEXE A : EPAISSEUR DU FILM D'HUILE	89
ANNEXE B : RESULTATS D'UNE VARIATION DES CARACTÉRISTIQUES CONSTRUCTIVES DU PALIER	91
B.1- Rapport largeur au diamètre du palier	92
B.2- Jeu radial du palier	101
B.3- Type de palier	108
ANNEXE C : RESULTATS D'UNE VARIATION DES CARACTÉRISTIQUES DE L'HUILE LUBRIFIANTE	115
ANNEXE D : RESULTATS D'UNE VARIATION DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT DU PALIER	122
D.1- La charge imposée à l'arbre	123
D.2- Vitesse de rotation de l'arbre	132
D.3- Coefficient de sécurité	141

à

mes parents

mes frères et soeurs

mes amis intimes

ملخص: تهدف هذه الدراسة إلى الخروج
ببرنامج معلوماتي يمكننا من حساب خصائص
المحامل الملساء المتماحرة والمقناة هيدروديناميكياً
بسائل تبريد نظام إنسياب دائم وغير لامراري

Abstract : In this study, we have to build
a computer program in order to calculate the
characteristics of isothermal journal bearings
in hydrodynamics lubrication and a permanent
and laminar mode of flow.

Resumé : Cette étude consiste en l'élabora-
tion d'un logiciel permettant le calcul des
caractéristiques des paliers lisses et
isothermes, lubrifiés hydrodynamiquement et
fonctionnant en régime d'écoulement permanent
et laminaire.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION

INTRODUCTION

Dans de nombreuses situations pratiques, le contact entre les pièces en mouvement relatif joue un rôle prépondérant tant au niveau de la durée de vie du mécanisme que de celui des pertes d'énergie par frottements.

Un contact sec est caractérisé par une usure rapide des surfaces frottantes et des pertes considérables d'énergie. En outre, la transformation du travail des frottements en chaleur chauffe ces surfaces et accentue leur usure.

En insérant et en maintenant une couche fluide entre les surfaces du contact on atténue sinon, on réduit les contraintes usure et faible rendement d'énergie. On aurait ainsi, substituer le frottement sec par un frottement dit fluide. Il s'agit alors de la lubrification.

Selon le mode d'insertion et de maintien de la couche fluide entre les surfaces du contact la lubrification se subdivise en plusieurs branches, notamment la lubrification hydrodynamique.

Dans le cadre du présent travail, nous calculons les caractéristiques d'un contact particulier, lubrifié hydrodynamiquement et fonctionnant dans des conditions données : le contact est un palier lisse alimenté à l'huile par une rainure axiale; les conditions de fonctionnement consistent en un écoulement laminaire et un régime permanent isotherme.

Au chapitre I, on peut suivre dans une étude bibliographique, l'évolution des études et des recherches entreprises sur les paliers lubrifiés hydrodynamiquement.

Au chapitre II, on présente les équations fondamentales de la

lubrification hydrodynamique ainsi que, les hypothèses de base par le biais desquelles, ces équations ont été établies.

Au chapitre III, on applique la théorie de la lubrification hydrodynamique au palier considéré tout en tenant compte de l'échauffement dans ce dernier. On exprime ainsi, les équations permettant le calcul des caractéristiques de ce mécanisme. On étudie par ailleurs, les limites de validité de cette théorie à la lumière des considérations : palier non lisse et écoulement non laminaire.

Au chapitre IV, on élabore un algorithme de calcul permettant la détermination des caractéristiques du contact cylindrique cité au préalable. Pour ce fait, on discrétise les équations et on entame une étude sur l'évolution des paramètres mis en jeu dans la lubrification du palier hydrodynamique. En outre, à la lumière d'une présentation de l'algorithme classique par le biais duquel, ont été calculées jusqu'à lors les caractéristiques de ce dernier, on peut voir la nécessité de l'élaboration d'un autre algorithme de calcul. Par la suite, on présente et on discute les résultats donnés par le programme de calcul mis au point sur la base de celui-ci.

En fin, une conclusion générale portant sur les performances du logiciel conçu et les améliorations qu'on y peut apporter.

CHAPITRE I

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE I

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

En matière d'études et de recherches, la lubrification hydrodynamique des paliers a connu trois étapes cruciales. Ainsi, au cours de la seconde moitié du dixneuvième siècle et suite à de fructueux travaux portant sur l'étude du frottement, le phénomène de lubrification hydrodynamique fut découvert; c'est alors que fut établie la théorie de la lubrification hydrodynamique. Au début du vingtième siècle, on commença à utiliser cette dernière dans le calcul des paliers lisses fonctionnant en régime permanent. Ce n'est que depuis la fin des années cinquantes qu'on s'intéressa au fonctionnement des paliers hydrodynamiques en régime transitoire et à l'influence des défauts de forme sur leur caractéristiques.

Les travaux entrepris sur la lubrification hydrodynamique des paliers au cours des deux premières étapes de l'évolution de cette dernière, sont brièvement décrits dans l'aperçu historique d'un ouvrage [1] des plus récents en tribologie. D'ailleurs, on retrouve ces travaux clairement explicités par L. Leloup le long de son ouvrage s'intitulant "Etude de la lubrification et calcul des paliers" [2]. Quant à la dernière étape, on peut suivre le reste des études et recherches faites sur les paliers hydrodynamiques dans une étude bibliographique faite par Fantino B. [3] et l'aperçu historique cité au préalable.

Au début du siècle dernier, on croyait encore que les lois de Coulomb, relatives au frottement de glissement, étaient applicables aux paliers. En effet, on utilisait des lubrifiants afin de réduire le coefficient de frottement mais, on était lié

plus à la notion : coefficient de frottement dépendant exclusivement de l'état des surfaces du contact.

En 1847, Gustave Adolph Hirn réalise les premières expériences en lubrification sur un coussinet de 180 degrés. En présence d'un fluide lubrifiant, il constate que pour une charge donnée, le couple de frottement à faible vitesse présente des fluctuations et est relativement élevé, lorsque la vitesse augmente le couple devient stable, passe par un minimum puis, à température constante est proportionnel à la vitesse de rotation. Il montre aussi que le couple dépend directement de la viscosité du fluide. Il distingue ainsi le "frottement médiat" lorsqu'un film fluide sépare les surfaces, du "frottement immédiat" lorsque le film est rompu.

Les résultats obtenus par Hirn sur le frottement hydrodynamique sont en opposition totale avec les lois de Coulomb; ainsi, ils ne furent publiés qu'en 1854 dans le bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse.

En 1879, Robert Henry Thurston publie les résultats de ses études sur le frottement et la lubrification. Il montre que lorsque la vitesse augmente le coefficient de frottement d'un palier lubrifié décroît au dessous de la valeur statique, passe par un minimum puis augmente ensuite avec la vitesse. Il remarque aussi que la vitesse qui correspond au minimum de frottement dépend de la charge appliquée au palier.

En 1883, Nikolai Pavlovich Petrov a le premier traité par le calcul le problème du frottement dans les paliers en tenant compte des forces de viscosité, et ce dans le Bulletin de l'Académie des Sciences de Saint-Petersbourg. Il a précisé qu'un film liquide sépare totalement les surfaces de l'arbre et du coussinet et que dans ce film doit régner une pression qu'il suppose constante. Il a démontré que le frottement du palier est proportionnel à la vitesse de rotation à la surface du contact et

à la viscosité. En outre il a démontré, à l'aide d'une analyse thermique globale que pour un palier, une vitesse et un lubrifiant donnés le frottement dépend directement de la température et qu'il peut être calculé pour n'importe quelle température si l'on connaît la courbe viscosité-température du fluide et le frottement à une température donnée.

Au cours de la même année (1883), Beauchamp Tower présente dans un premier rapport les résultats déjà obtenus sur le frottement et constate, qu'ils correspondent mieux aux lois du frottement liquide qu'à celles du frottement solide. En effet le frottement varie peu avec la charge, il augmente avec la vitesse et diminue rapidement lorsque la température augmente. Il montre par ailleurs la présence d'un film de lubrifiant entre les surfaces de l'arbre et du coussinet ainsi que l'existence d'une génération de pression dans ce film. En fait, la mise en évidence de cette génération de pression dont l'importance est capitale, a été fortuite du moment qu'elle résulte d'un accident de laboratoire.

En 1886, Osborne Reynolds publie son ouvrage célèbre "On the theory of lubrication and its application to Mr Beauchamp Tower's Experiments", dans lequel il établit les bases de la lubrification hydrodynamique. Dans la première partie de cet ouvrage O.Reynolds discute les résultats de B. Tower. Il montre les surfaces, le frottement n'est pas proportionnel à la vitesse car l'élévation de température dans le film entraîne une diminution de la viscosité et donc du frottement. Il suggère que dans les expériences réalisées par B. Tower les rayons de l'arbre et du coussinet sont différentes et que l'épaisseur minimale du film est située en aval de la ligne de charge. Par ailleurs il note que lorsque la charge augmente la pression dans la zone de sortie du film devient négative ce qui entraîne la rupture du film. Dans une seconde partie de son étude, O. Reynolds analyse les écoulements simples entre deux plaques parallèles puis inclinées. Il donne une explication physique du phénomène de

portance dû à la conservation du débit dans le coin d'huile. Enfin, il explique la nécessité du rodage par l'existence des rugosités qui jouent un rôle dans la zone où l'épaisseur du film est la plus faible. Dans la dernière partie de son travail, O. Reynolds présente les hypothèses de base de la lubrification hydrodynamique par le biais desquelles, en usant des équations de Navier-Stokes, il parvient à l'équation de base de la lubrification hydrodynamique, connue sous le nom d'équation de Reynolds. En outre, il propose une solution dans le cas du palier infiniment long en utilisant des développements en série. Cependant, l'intégration est très laborieuse et la solution n'est acceptable que dans le cas des paliers peu chargés.

En 1904, Arnold Johannes Wilhelm Sommerfeld utilise un changement de variable judicieux et présente une solution analytique de l'équation de Reynolds dans le cas du palier infiniment long. Cependant les conditions aux limites proposées ne tiennent pas compte de la rupture du film dans le palier et la pression ainsi obtenue est négative dans la zone divergente, ce qui ne correspond pas à la réalité physique.

En 1914, Ludwig Karl Friedrich Gumbel propose pour le calcul de la charge dans le palier de ne prendre en compte que la partie positive de la pression et de négliger toute la zone où la pression est négative. La charge ainsi calculée est évidemment erronée.

En 1931, Albert Kingsbury obtient une solution approchée à l'équation de Reynolds en utilisant une méthode analogique basée sur la similitude existante entre l'équation de Reynolds et l'équation qui décrit à la loi de variation de la tension électrique dans un milieu résistif.

En 1932 Herbert Walker Swift puis W. Steiber en 1933 présentent indépendamment des conditions aux limites à la sortie du film

plus représentatives de la réalité. Ils écrivent que dans la zone divergente du palier le film se rompt le long d'une frontière déterminée par les conditions supplémentaires suivantes : le long de la frontière la pression prend la valeur de la pression saturante du fluide et le gradient de pression s'annule. Ces conditions respectant la continuité du débit à la sortie du film sont dites conditions aux limites de Reynolds et sont utilisées universellement aujourd'hui pour le calcul des paliers soumis à des charges constantes.

Au cours de l'année 1933, A. Kingsburg effectue la première approche théorique tenant compte des effets thermiques en lubrification hydrodynamique.

En 1941, Christopherson propose une méthode numérique de résolution de l'équation de Reynolds utilisant les conditions aux limites dites de Reynolds.

En 1950, Donald Wilcock met en évidence le changement de régime dans l'écoulement du film lubrifiant dans le palier.

En 1953, Fred William Ocvirk présente une méthode approchée pour le calcul des paliers courts. Il propose de négliger dans l'équation de Reynolds le gradient de pression circonférentiel devant le gradient de pression axial. La solution est analytique et utilise les conditions aux limites de Gumbel. Les résultats obtenus sont pratiquement exacts pour des paliers dont le rapport de la largeur au diamètre est inférieur à 0,25.

Enfin, les premières solutions numériques ont été proposées par Cameron et Wood en 1949 puis par Pinkus, Raimondi et Boyd en 1958.

Quant à l'étude des paliers hydrodynamiques en régime transitoire, les premiers travaux ont eu lieu dès le début des années cinquante.

En 1957, Hahn met au point une méthode permettant la détermination de la trajectoire du centre de l'arbre pour un diagramme de charge quelconque. Il a utilisé les conditions initiales de demi-Sommerfield sans tenir compte de l'alimentation. Du point de vue mathématique, Hahn après discrétisation du problème a calculé indépendamment les pressions dues à l'effet d'écrasement et à l'effet d'entraînement; pour la résolution des équations du mouvement, il a employé la méthode de Rünge-Kutta.

En 1963, Horsnell et Mc Callion publient une méthode dans laquelle ils proposent de tenir compte à la fois de des conditions aux limites de Reynolds et de l'alimentation (rainure circonférentielle). Utilisant la technique des différences finies, cette méthode nécessite le calcul des caractéristiques du film de fluide pour un grand nombre de valeurs de l'excentricité et des composantes radiales et tangentielles de la vitesse du centre de l'arbre. Néanmoins, cette méthode possède un certain nombre de limitations pratiques.

En 1964, Carl et Radermacher présentent les résultats de leurs études expérimentales. Parmi les nombreuses constatations qu'ils font, on peut citer deux des plus importantes : les excentricités mesurées sont plus faibles que celles calculées; les résultats pratiques et théoriques sont qualitativement proches.

En 1965, Booker publie une autre méthode d'étude du palier en régime transitoire, basée sur la théorie qu'il a développée et qui s'intitule "la méthode de la mobilité". Dans celle-ci, on décompose le vecteur vitesse du centre de l'arbre, une en supposant que l'arbre a une vitesse de rotation nulle, la seconde qui tient compte des vitesses angulaires de l'arbre et de la charge. Les conditions aux limites utilisées sont celles de demi-Sommerfield. La résolution du problème dans ce cas, peut être faite graphiquement ou numériquement.

En vue de surmonter les limitations pratiques de la méthode publiée en 1963, les auteurs de cette dernière et Lloyd développent une méthode qu'ils publient en 1966. Néanmoins, ils n'ont pas pu conserver les conditions aux limites de Reynolds; ils ont utilisé les conditions aux limites de demi-Sommerfeld avec pression de dégazage au lieu de pression nulle. Ainsi, pour une alimentation circonférentielle; cette méthode permet d'obtenir, la trajectoire du centre de l'arbre, la zone de rupture du film et la valeur du débit.

Au cours de la même année (1966) Middleton, Dudley et Mc Callion présentent les résultats de leur étude expérimentale montrant alors, un bon accord de l'expérience avec la théorie sauf pour des charges faibles où l'excentricité calculée est trop forte.

En 1967, Block a considéré que l'excentricité maximale apparaissait lorsque l'effet d'écrasement est prépondérant et a donné alors une approximation de l'excentricité maximale directement à partir du diagramme de charge sans avoir à calculer toute la trajectoire de l'arbre.

En 1969, ROSS J.M. et SLAYMAKER R.R., déterminent par analyse théorique en "infiniment court" puis par un programme de calcul, la trajectoire du centre de l'arbre, dans un moteur thermique.

En 1971, Booker donne le détail de la procédure numérique, dans le cas d'un palier de tête de bielle lisse, soumis à un diagramme de charge réelle (celui d'un moteur diesel). Il considère ainsi la méthode de mobilité dans le cas d'un palier de longueur finie et d'un palier court.

En 1973, Hiruma M. et Furuhamas S. déterminent expérimentalement (visualisation), la trajectoire du centre de l'arbre d'un

palier de tête de bielle, d'un moteur à essence dans le cas d'un diagramme de charge dynamique.

Enfin en 1974, un article de Bayada G. et Du parquet J. met en évidence les phénomènes de cavitation dans les paliers travaillant en régime dynamique. Ils déterminent les critères donnant la frontière de cavitation pour des conditions de fonctionnement données, dans le cas d'un palier "court" chargé dynamiquement.

Concernant l'hydrodynamique des surfaces rugueuses, les premières études ont eu lieu à la fin des années soixante.

Parmi les études les plus importantes, on peut citer celles de Christensen H. et Tonder K. en 1970, 1971 et 1973. Ces derniers ont appliqué aux cas des paliers le concept du modèle stochastique (statistique) introduit par Tzeng et Saibel en 1967 dans le cas d'un blochet pour tenir compte d'une rugosité de surface unidirectionnelle dans la direction transversale au glissement. Ce concept consiste à écrire et à résoudre dans des cas simplifiés, l'équation de Reynolds généralisée en variables moyennes pour des rugosités de surface unidirectionnelles soit transversales, soit longitudinales. Pour résoudre le problème de cette manière les auteurs doivent faire l'hypothèse d'indépendance statistique des variables épaisseur réelle du film et du gradient de pression circonférenciel.

En 1978, Elrod H. g. propose une méthode dite de perturbations. Dans cette étude, l'auteur utilise la transformation de Fourier, ce qui impose un certain nombre d'hypothèses sur la fonction d'auto-corrélation des hauteurs des rugosités pour avoir une solution analytique simple.

Au cours de la même année (1978), Patir N. et Cheng H. s. publient une autre méthode numérique sur ce sujet, consistant à définir des coefficients de débit sur des éléments de surface et à

résoudre l'équation de Reynolds localement, puis à assurer la continuité du débit moyen dans chaque direction.

CHAPITRE II

LUBRIFICATION HYDRODYNAMIQUE

CHAPITRE II

LUBRIFICATION HYDRODYNAMIQUE

II.1- PRINCIPE

La lubrification d'un contact consiste à intercaler un film de fluide entre les surfaces en présence afin, de les séparer totalement.

La formation et le maintien du film de fluide impose l'existence d'une pression dans ce film en vue, d'équilibrer la charge appliquée entre les deux surfaces en présence.

En lubrification hydrodynamique, cette pression est engendrée par le déplacement relatif des surfaces du contact.

II.2- PROBLEME

La pression engendrée dans le film de fluide est, étroitement liée aux conditions de fonctionnement du mécanisme, notamment au mouvement relatif des surfaces du contact.

Le problème qui se pose alors est : dans quelles conditions, la charge appliquée entre les deux surfaces du contact est équilibrée par la pression dans le film de fluide alors que, ce dernier est maintenu ?

La résolution de ce problème nécessite tout d'abord, la détermination de la pression dans le film. Pour ce fait, on utilise les équations de la Mécanique des Milieux Continus.

II.3- EQUATIONS DE LA MÉCANIQUE DES MILIEUX CONTINUS

Le comportement d'un milieu continu est décrit par [4,5,6] :

- La loi de conservation de la masse, ou équation de continuité,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (\text{II.1})$$

- La loi fondamentale de la dynamique,

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \rho f_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad (\text{II.2})$$

- La loi de conservation d'énergie,

$$\rho \frac{dE}{dt} = \frac{\partial}{\partial u_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (\text{II.3})$$

- La loi de comportement rhéologique, qui pour un fluide newtonien s'écrit :

$$\sigma_{ij} = (-p + \lambda \vartheta) \delta_{ij} + 2\mu \varepsilon_{ij} \quad (\text{II.4})$$

Dans ces expressions x_i et t sont les variables d'espace et du temps, u_i les composantes de la vitesse, ρ la masse volumique du fluide, ρf_i la densité des forces massiques extérieures, σ_{ij} le tenseur des contraintes, E l'énergie interne, K le coefficient de conductibilité thermique du fluide, T sa température, p la pression, ε_{ij} le tenseur du taux de déformations, ϑ le taux de dilatation cubique, δ_{ij} le symbole de Kronecker et où λ et μ , les coefficients de Navier, sont des fonctions de l'espace et du temps.

Le système des équations (II.1), (II.2), (II.3) et (II.4) est complexe. On retient un ensemble d'hypothèses afin de le simplifier et on en formule d'autres pour pouvoir l'intégrer. Faite en tenant compte des conditions aux limites sur la vitesse du fluide lubrifiant, cette intégration nous permet d'écrire les

équations de base en lubrification hydrodynamique.

II.4- HYPOTHESES

selon [6 à 10], on a :

II.4.1- Hypothèses retenues

- La dimension dans le sens de l'épaisseur du film est très petite devant les autres dimensions. C'est l'une des hypothèses fondamentales en lubrification hydrodynamique. Il découle de cette hypothèse que la pression ne varie pas suivant le sens de l'épaisseur du film.

- Les forces massiques extérieures sont négligeables.

- Les forces d'inertie sont négligeables devant les forces de pression et de viscosité. Ce qui est vérifié pour autant que l'écoulement est laminaire.

- Le glissement entre le fluide et les parois du contact est nul. Autrement dit, sur les parois, la vitesse du fluide est égale à celle des parois.

- La courbure générale du film est négligeable : On démontre qu'en film mince, l'effet de courbure est du second ordre.

II.4.2- Hypothèses formulées

- La viscosité du fluide ne varie pas suivant l'épaisseur du contact, ce qui correspond à une température constante à travers l'épaisseur du film.

- La masse volumique est constante suivant l'épaisseur du contact.

II.4.3- Remarque

En utilisant les équations de la Mécanique des Milieux Continus en vue de résoudre le problème posé en lubrification hydrodynamique, nous avons retenu implicitement trois hypothèses fondamentales :

- Le fluide lubrifiant est un milieu continu, autrement dit les équations de la Mécanique des Milieux Continus ne s'appliquent pas dans les zones où il y a rupture du film de fluide.

- Le fluide est newtonien : les contraintes de cisaillement sont proportionnelles aux taux de cisaillement du fluide.

- L'écoulement est laminaire : vérifié dans le cas de notre fluide lubrifiant tant que les forces d'inertie sont négligeables devant les forces de viscosité.

II.5- CONDITIONS AUX LIMITES SUR LA VITESSE DU FLUIDE

Considérons les deux surfaces d'un contact et les composantes de leur vitesses, dans un repère orthonormé $Ox_1x_2x_3$ (figure II.1).

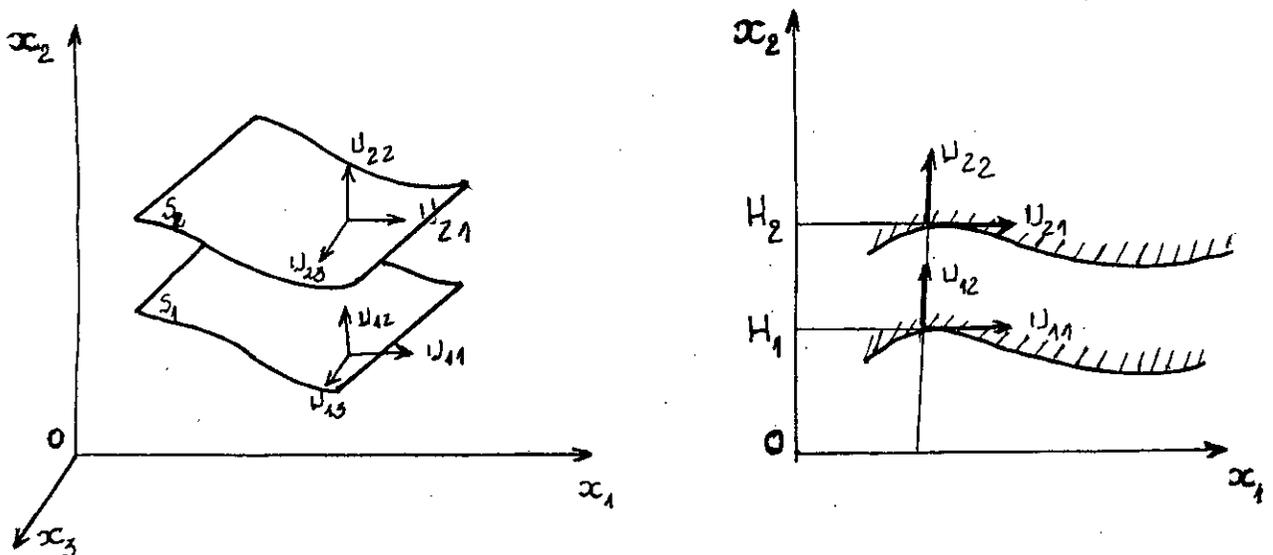


Fig II.1 : Schématisation des vitesses du contact

Le fluide s'écoulant entre les deux surfaces du contact a pour conditions aux limites sur les vitesses :

$$\left\{ \begin{array}{lll} u_1 = u_{11} & u_2 = u_{12} & u_3 = u_{13} \\ & & \text{pour } H = H_1(x_1, x_3, t) \\ \\ u_1 = u_{12} & u_2 = u_{22} & u_3 = u_{23} \\ & & \text{pour } H = H_2(x_1, x_3, t) \end{array} \right. \quad (\text{II.5})$$

Dans (I.5) les termes u_{ij} représentent les composantes des vitesses des surfaces, le premier indice se réfère aux surfaces S_1 ou S_2 , le second aux directions x_1, x_2 ou x_3 .

II.6- EQUATIONS DE BASE EN LA LUBRIFICATION HYDRODYNAMIQUE

II.6.1- Equation de la mécanique des films minces visqueux

L'équation de la mécanique des films minces visqueux (II.7), permet de calculer la répartition de pression dans un écoulement de faible épaisseur et s'écrit [6 et 11 à 13] :

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x_1} \left[\rho \frac{(H_2 - H_1)^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x_1} \right] + \frac{\partial}{\partial x_3} \left[\rho \frac{(H_2 - H_3)^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x_3} \right] = \\ & 6 \frac{\partial}{\partial x_1} \left[\rho (u_{11} + u_{21})(H_2 - H_1) \right] - 12 \rho u_{21} \frac{\partial H_2}{\partial x_1} + \\ & 12 \rho u_{11} \frac{\partial H_1}{\partial x_1} + 6 \frac{\partial}{\partial x_3} \left[\rho (u_{13} + u_{23})(H_2 - H_1) \right] \\ & - 12 \rho u_{23} \frac{\partial H_2}{\partial x_3} + 12 \rho u_{13} \frac{\partial H_1}{\partial x_3} + 12 \rho (u_{22} + u_{12}) \\ & + 12 (H_2 - H_1) \frac{\partial \rho}{\partial t} \end{aligned} \quad (\text{II.6})$$

L'équation de la mécanique des films minces visqueux, est une version intégrée de l'équation de continuité; elle traduit la loi de conservation du débit dans le contact.

Si le fluide est incompressible la masse volumique peut être éliminée de l'équation (II.7).

II.6.1.1- Equation de Reynolds

Lorsque la vitesse des parois du contact est tangente à ces parois (cas fréquent en lubrification), l'équation de la mécanique des films minces visqueux prend une forme particulière connue sous le nom d'équation de Reynolds. En effet, l'équation (II.6) se simplifie en plaçant l'origine du système d'axes sur cette paroi et en posant $H_1 = 0$ et $H_2 = h$, il vient [6,7,11 à 13] :

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_3} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x_3} \right) = \\ & 6 \rho (u_{11} - u_{21}) \frac{\partial h}{\partial x_1} + 6 \rho (u_{13} - u_{23}) \frac{\partial h}{\partial x_3} + \\ & 6 h \frac{\partial}{\partial x_1} \left[\rho (u_{11} + u_{21}) \right] + 6 h \frac{\partial}{\partial x_3} \left[\rho (u_{13} + u_{23}) \right] \\ & + 12 \rho (u_{22}) + 12 h \frac{\partial \rho}{\partial t} \end{aligned} \quad (II.7)$$

Cette équation n'est plus exacte quand le profil des surfaces en mouvement comporte des défauts de forme.

II.6.2- CHAMP DE VITESSE DANS LE FILM DE FLUIDE

Les composantes u_1 et u_3 de la vitesse du fluide s'écrivent [6,7,11,12] :

$$\left\{ \begin{array}{l} u_1 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x_1} (x_2^2 - x_2(H_1 + H_2) + H_1 H_2) \\ \quad + \frac{u_{11} - u_{21}}{H_1 - H_2} (x_2 - H_1) + u_{11} \\ \\ u_3 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x_3} (x_2^2 - x_2(H_1 + H_2) + H_1 H_2) \\ \quad + \frac{u_{13} - u_{23}}{H_1 - H_2} (x_2 - H_1) + u_{13} \end{array} \right. \quad (\text{II.8})$$

En posant $H_1 = 0$ et $H_2 = h$, les relations des composantes de la vitesse se simplifient et l'on obtient :

$$\left\{ \begin{array}{l} u_1 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x_1} x_2(x_2 - h) + \frac{h - x_2}{h} u_{11} + \frac{x_2}{h} u_{21} \\ \\ u_3 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x_3} x_2(x_2 - h) + \frac{h - x_2}{h} u_{13} + \frac{x_2}{h} u_{23} \end{array} \right. \quad (\text{II.9})$$

II.6.3- Contraintes de cisaillement dans un film de fluide

Pour un fluide newtonien, dans le cas des films minces visqueux, les contraintes de cisaillement dans le fluide sont données par :

$$\tau_{12} = \mu \frac{\partial u_1}{\partial x_2} \quad \text{et} \quad \tau_{32} = \mu \frac{\partial u_3}{\partial x_2}$$

Ces contraintes sont, dans le cas général [6,7,11,12] :

$$\left\{ \begin{array}{l} \tau_{12} = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x_1} (2x_2 - H_2 - H_1) + \frac{u_{21} - u_{11}}{H_2 - H_1} \mu \\ \\ \tau_{32} = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x_3} (2x_2 - H_2 - H_1) + \frac{u_{23} - u_{13}}{H_2 - H_1} \mu \end{array} \right. \quad (\text{II.10})$$

et dans le cas particulier ou $H_1 = 0$ et $H_2 = h$:

$$\left\{ \begin{array}{l} \tau_{12} = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x_1} (2 x_2 - h) + \frac{u_{21} - u_{11}}{h} \mu \\ \tau_{32} = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x_3} (2 x_2 - h) + \frac{u_{23} - u_{13}}{h} \mu \end{array} \right. \quad (\text{II.11})$$

II.7- CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons montré qu'en retenant et en formulant des hypothèses appropriées, on arrive aux équations de base en lubrification hydrodynamique, notamment l'équation de Reynolds.

CHAPITRE III

ETUDE D'UN PALIER HYDRODYNAMIQUE

CHAPITRE III

ETUDE D'UN PALIER HYDRODYNAMIQUE

III.1- DESCRIPTION ET MODE DE LUBRIFICATION

Un palier hydrodynamique est un contact cylindrique lubrifié hydrodynamiquement. Il est constitué d'un arbre qui tourne à l'intérieur d'un coussinet séparé de celui-ci par un film de fluide. Sous l'application d'une charge, les centres du coussinet et de l'arbre ne coïncide plus et il existe un coin convergent-divergent dans le film. La rotation de l'arbre entraîne alors, du fluide dans le coin convergent et crée un champ de pression qui s'oppose et équilibre la charge appliquée sur l'arbre.

III.2- PALIER CONSIDÉRÉ DANS LE PRÉSENT TRAVAIL

Lubrifié hydrodynamiquement, le palier considéré dans le présent travail répond automatiquement aux hypothèses retenues et formulées lors de la mise au point des équations de base en lubrification hydrodynamique.

En outre, ce palier vérifie les hypothèses suivantes :

- Régime de fonctionnement permanent : ce qui signifie que le palier fonctionne en régime établi, l'effet temps est donc éliminé.
- Fluide lubrifiant incompressible : ce qui est vérifié du moment que le lubrifiant est liquide (*l'huile*).

- Le palier est isotherme : on considère que la température est la même en tous points du film d'huile.

- L'enveloppe des surfaces du contact est parfaitement cylindrique : d'où l'appellation du palier considéré palier lisse. Cette hypothèse nous permet l'utilisation de l'équation de Reynolds.

- L'alimentation en huile du palier se fait à pression et température ambiantes par l'intermédiaire d'une rainure axiale. Cette dernière est placée sur la ligne des centres à l'endroit d'épaisseur maximale; c'est à dire à l'endroit le moins chargé du palier.

III.2.1- Remarque

La viscosité dans un fluide, dépend de la pression et la température dans celui-ci. Etant incompressible et isotherme, le fluide est isovisqueux.

III.3- CARACTÉRISTIQUES GÉOMÉTRIQUE DU CONTACT CYLINDRIQUE PARFAIT

Considérons (figure III.1) deux cylindres excentrés de centres et de rayons respectivement O_1 et O_2 et R_1 et R_2 , tous deux en rotation autour de leur axe, soient u_{11} et u_{21} leurs vitesses périphériques, $C=(R_2 - R_1)$ le jeu radial, $D=2(R_1+R_2)/2$ le diamètre moyen, e l'excentricité ou distance O_1O_2 et $\varepsilon=e/C$ l'excentricité relative, ϕ : l'angle de ligne des centres avec la ligne de charge ou angle de calage.

L'épaisseur de l'espace, ou épaisseur du film, entre les deux surfaces cylindriques se calcule aisément [ANNEXE A] et s'écrit :

$$h = C [1 + \varepsilon \cos(\vartheta)]$$

où ϑ est une coordonnée angulaire ayant son origine placée sur la

ligne des centres.

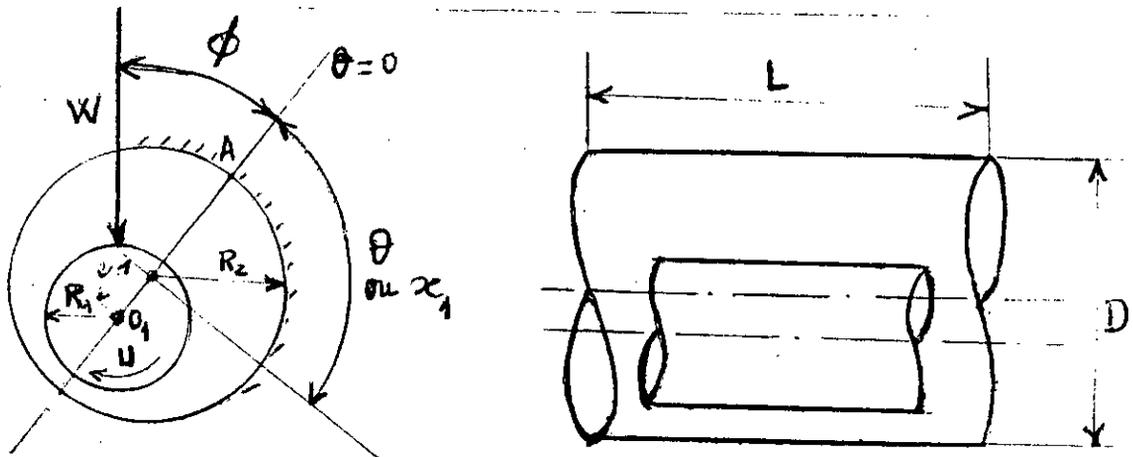


Fig III.1 : Schématisation d'un contact cylindrique parfait

Nous introduisons :

- Le rapport L/D : rapport de la largeur L du cylindre sur son diamètre.
- Le rapport C/R : rapport du jeu radial du cylindre sur son rayon moyen R .

III.4- EQUATION DE REYNOLDS ET CONDITIONS AUX LIMITES

les rayons R_1 et R_2 étant très voisins [$R_1/(R_2 - R_1) \cong 1000$], on peut, en négligeant la courbure du film développer le palier tout en assimilant le coussinet à un plan (figure III.2).

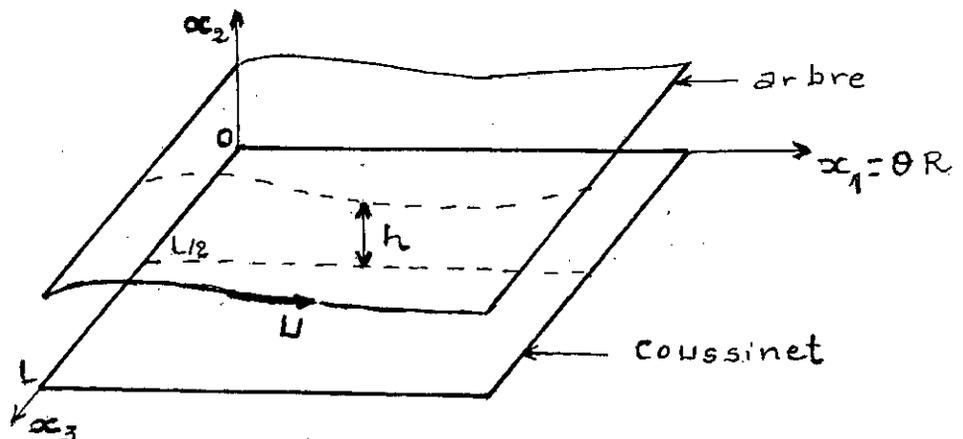


Fig III.2 : Palier développé

On distingue ainsi deux régions dans le palier : une région active où la pression est positive et le film complet pour des valeurs de x_1 comprises entre 0 et x_s et une région inactive à pression nulle dans laquelle peut apparaître de la cavitation pour $x_s < x_1 < 2\pi R$. Cette dernière région est partiellement remplie de fluide et il faut en tenir compte lors du calcul du couple de frottement.

La résolution dans un repère $Ox_1x_2x_3$ de l'équation (III.3), compte tenu des conditions aux limites, ne peut être réalisée analytiquement : on a recourt aux méthodes numériques.

III.5- DÉTERMINATION DES CARACTÉRISTIQUES DU PALIER

III.5.1- La charge

La valeur de la charge W que peut supporter le contact cylindrique est obtenue par intégration du champ de pression. Comme le palier n'est pas un contact plan, on projète la pression sur les axes OX_1 et OX_2 (figure III.3).

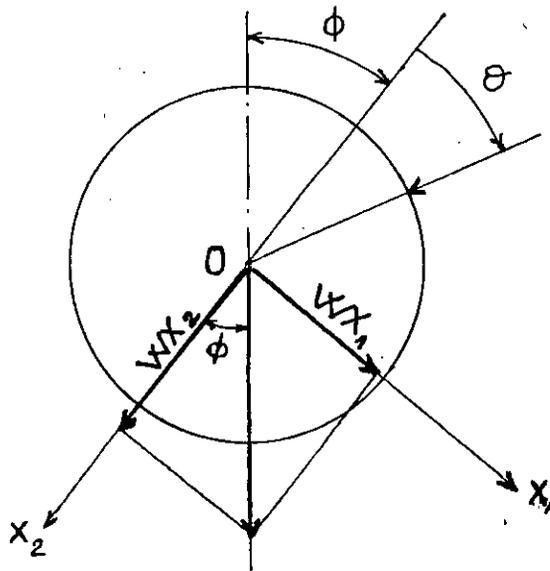


Fig III.3 : Schématisation des composantes de la charge

Les composantes WX_1 et WX_2 de la charge sont ainsi données par :

$$WX_1 = \int_{(s)} p \sin \vartheta \, ds \qquad WX_2 = - \int_{(s)} p \cos \vartheta \, ds$$

L'intégration se fait sur l'enveloppe (s) d'un cylindre telle que $s = 2\pi RL$, $ds = dx_1 dx_3$ est un élément de surface de cette enveloppe et $\vartheta = x_1/R$ la coordonnée angulaire déjà mentionnée.

La valeur de la pression étant nulle dans la zone inactive du film, on écrit :

$$\begin{cases} WX_1 = R \int_0^L \int_0^{\vartheta_s} p \sin(\vartheta) \, d\vartheta \, dx_3 \\ WX_2 = -R \int_0^L \int_0^{\vartheta_s} p \cos(\vartheta) \, d\vartheta \, dx_3 \end{cases} \qquad (III.4)$$

$\vartheta_s = x_s/R$: étant l'angle de rupture.

On en tire immédiatement la charge :

$$W = (WX_1^2 + WX_2^2)^{1/2} \qquad (III.5)$$

III.5.2- Le débit axial

On cherche à déterminer le débit sortant des deux faces latérales du palier. Ce débit trouve son importance dans le fait que sa valeur est la même que celle du débit alimentant le palier.

Vu la symétrie du mécanisme, les débits volumiques q_1 et q_2 sortant des deux faces du palier sont égaux. Ainsi, on ne détermine que le débit q_2 sortant de la face correspondant à l'abscisse $x_3 = L$. En intégrant la composante u_3 de la vitesse du fluide suivant la surface $x_3 = L$, on obtient :

$$q_2 = \int_0^{2\pi R} \int_0^h u_3 \Big|_{x_3=L} dx_2 dx_1$$

Le débit axial total q vaut donc, le double de q_2 .

En utilisant les conditions aux limites sur la vitesse du fluide (III.1) dans les expressions (II.9) relatives aux composantes de la vitesse, on détermine u_3 :

$$u_3 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x_3} x_2(x_2 - h)$$

Ainsi q_2 s'écrit :

$$q_2 = \int_0^{2\pi R} \int_0^h \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x_3} \Big|_{x_3=L} x_2(x_2 - h) dx_2 dx_1$$

Par suite, on détermine le débit total q :

$$q = 2 q_2 = \int_0^{2\pi R} \int_0^h \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x_3} x_2(x_2 - h) dx_2 dx_1 \quad (\text{III.6})$$

III.5.3- Le couple de frottement

On s'intéresse particulièrement au couple de frottement sur l'arbre, puisqu'il nous permet de déterminer la puissance dissipée par le palier.

L'état de contraintes de cisaillement permettant le calcul du couple de frottement sur l'arbre, s'obtient à partir des équations (II.11). En remarquant que la somme des contraintes tangentielles τ_{32} est nulle, en raison de la symétrie du contact, et en tenant compte des conditions aux limites sur la vitesse du fluide (III.1), il vient :

$$\tau_{12}(x_2 = h) = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x_2} + \mu \frac{u}{h}$$

Dans la partie active du film, c'est à dire jusqu'à l'abscisse $\vartheta = \vartheta_s$ où la répartition devient nulle, le couple résistant s'écrit :

$$C_{act} = \int \int_{\text{région active}} R \tau_{12} ds = R \int_0^L \int_0^{\vartheta_s} \left[\frac{1}{2R} \frac{\partial p}{\partial \vartheta} h + \mu \frac{u}{h} \right] R d\vartheta dx_3$$

où $x_1 = R\vartheta$

Il faut donc calculer deux intégrales :

$$I_1 = \int_0^L \int_0^{\vartheta_s} \frac{R}{2} \frac{\partial p}{\partial \vartheta} h d\vartheta dx_3$$

$$I_2 = \mu R^2 u \int_0^L \int_0^{\vartheta_s} \frac{1}{h} d\vartheta dx_3$$

où $h = c(1 + \varepsilon \cos\vartheta)$

La première intégrale I_1 se calcule analytiquement par parties :

$$\begin{aligned} I_1 &= \frac{R}{2} \int_0^L \int_0^{\vartheta_s} \left(h \frac{\partial p}{\partial \vartheta} \right) d\vartheta dx_3 \\ &= \frac{R}{2} \int_0^L \left[(ph)_0^{\vartheta_s} - \int_0^{\vartheta_s} p \frac{\partial h}{\partial \vartheta} \right] dx_3 \end{aligned}$$

Comme $p = 0$ aux frontières de la partie active, il vient :

$$\begin{aligned} I_1 &= -\frac{R}{2} \int_0^L \int_0^{\vartheta_s} p \frac{\partial h}{\partial \vartheta} d\vartheta dx_3 \\ &= \frac{\varepsilon R}{2} \int_0^L \int_0^{\vartheta_s} p \sin\vartheta d\vartheta dx_3 = \frac{C\varepsilon W x_1}{2} \end{aligned}$$

$$\text{Car } Wx_1 = R \int_0^L \int_0^{\vartheta_s} p \sin \vartheta \, d\vartheta \, dx_3$$

On a donc :

$$C_{\text{act}} = \frac{C\varepsilon Wx_1}{2} + \mu R^2 u \int_0^L \int_0^{\vartheta_s} \frac{1}{h} \, d\vartheta \, dx_3$$

L'épaisseur du film h étant indépendante de x_3 , on écrit :

$$C_{\text{act}} = \frac{C\varepsilon Wx_1}{2} + \mu R^2 u L \int_0^{\vartheta_s} \frac{1}{h} \, d\vartheta$$

Dans la partie inactive du film, la pression est nulle et par conséquent $\frac{\partial p}{\partial \vartheta} = 0$; toute fois, on ne peut pas considérer que $\tau_{12} = \frac{\mu u}{h}$ car cela suppose le film complet dans la partie inactive ce qui n'est vérifié expérimentalement que pour des pressions d'alimentation importantes. Dans cette portion de l'écoulement le gradient de pression circonférentiel est nul; le débit est dû à la rotation du cylindre intérieur. Vu qu'il n'y a pas d'écoulement axial, ce débit est supposé constant. On peut poser donc, selon [6,18,19] :

$$uhL = uh^*L$$

où h^* est la hauteur du film d'huile au début de la zone inactive, et L la longueur équivalente du coussinet $L = L (h^*/h)$. Le couple de frottement dans la partie inactive s'écrit alors :

$$C_{\text{inact}} = \int_0^L \int_0^{2\pi} \frac{R^2 \mu u}{h} \, d\vartheta \, dx_3 = \int_0^L \int_0^{2\pi} \frac{R^2 \mu u h^*}{h^2} \, d\vartheta \, dx_3$$

Dans l'expression de C_{inact} seul h dépend de ϑ . D'où on a :

$$C_{inact} = \mu R^2 u h^* \int_0^L dx_3 \int_{\vartheta_s}^{2\pi} \frac{1}{h^2} d\vartheta$$

Autrement :

$$C_{inact} = \mu R^2 u h^* L \int_{\vartheta_s}^{2\pi} \frac{1}{h^2} d\vartheta \quad (III.8)$$

Etant la somme de C_{act} et C_{inact} , le couple de frottement sur l'arbre s'écrit :

$$C_a = \frac{c \varepsilon W x_1}{2} + \mu R^2 u L \int_0^{\vartheta_s} \frac{1}{h} d\vartheta + \mu R^2 u h^* L \int_{\vartheta_s}^{2\pi} \frac{1}{h^2} d\vartheta \quad (III.9)$$

III.5.4- La température dans le film d'huile

La substitution du frottement sec par un frottement fluide en lubrification hydrodynamique, ne peut éliminer totalement les pertes d'énergie par frottement. L'énergie dissipée par le cisaillement du fluide conduit alors à un chauffage du palier.

Suite à cet échauffement, la température dans le film d'huile croîtera jusqu'à ce que l'on atteigne l'équilibre thermique. Ce dernier aura lieu au moment où, la quantité de chaleur produite dans un temps donné pourra être dissipée dans le même temps. La température dans le film se stabilise alors; autrement, elle reste constante dans le temps. La température atteinte est dite température de régime [20].

De toute évidence, La température de régime n'est pas la même en tous points du film d'huile. L'hypothèse palier isotherme est donc altérée. En vue de retenir cette hypothèse tout en considérons l'élévation de température dans le palier, On définit une température moyenne constante pour tout le film d'huile.

III.5.4.1- Détermination de la température moyenne

Le couple de frottement sur l'arbre permet de déterminer la puissance dissipée \mathcal{P} dans le palier et par suite, si l'on suppose que toute cette puissance est évacuée par le lubrifiant, de calculer l'élévation moyenne de température de l'huile, il vient :

$$\mathcal{P} = C_a \omega = \rho c_p q \Delta t \quad (\text{III.10})$$

Où ω vitesse angulaire de l'arbre, ρ masse volumique de l'huile, C_p sa capacité thermique massique, et q le débit sortant du palier.

On détermine ainsi la température moyenne t_s du fluide à la sortie du palier :

$$t_s = t_a + \Delta t \quad (\text{III.11})$$

Où t_a température de l'huile à l'alimentation.

La température moyenne t_m du lubrifiant dans le palier est alors donnée par la *relation empirique* [20,21,22] :

$$(t_m - t_a) = \gamma (t_s - t_a) \quad (\text{III.12})$$

Où γ coefficient dont la valeur est comprise entre 0.5 et 1.0 selon les conditions d'alimentation et les dispositions de construction du palier.

Des relations (III.10), (III.11) et (III.12) on déduit :

$$t_m = t_a + \gamma \frac{C_a \omega}{\rho c_p q} \quad (\text{III.13})$$

La viscosité de l'huile diminue avec l'augmentation de température. On comprend donc qu'à la température t_m correspond une viscosité dont la valeur est inférieure à celle de la viscosité

d'huile à l'entrée du palier.

La viscosité correspondant à t_m est dite viscosité moyenne de fonctionnement. D'ailleurs, c'est cette viscosité que l'on considère dans l'équation de Reynolds et le calcul des caractéristiques du palier.

III.5.4.2- Détermination de la viscosité moyenne de fonctionnement

On détermine la viscosité moyenne de fonctionnement en relevant directement sa valeur sur la courbe de viscosité pour la température t_m , ou en connaissant la loi de variation de viscosité en fonction de la température.

Cependant, si on anamorphose la courbe de viscosité de n'importe quelle huile, en posant $w = \log \log(c + 0.6)$, c étant la viscosité cinématique en centistokes à la température T exprimée en degrés centigrades, elle peut être représentée par une droite d'équation [23] :

$$w = a \log(T) + b \quad (\text{III.14})$$

Où a et b sont des valeurs particulières à chaque huile.

Les coefficients a et b peuvent être déterminés en appliquant l'équation (III.14) à la courbe de viscosité considérée en deux de ses points.

Il est à remarquer que le coefficient 0.6 ci-dessus est valable pour autant que la viscosité cinématique ne descend pas en dessous de 1.5 centistokes [23].

Concernant la viscosité cinématique c exprimée en centistokes, on peut dire qu'on l'obtient à partir de la viscosité cinématique $\nu = \mu/\rho$ exprimée en unités SI par le biais de la relation

suivante :

$$c = \nu \cdot 981.10^4 \quad (III.15)$$

La viscosité dynamique μ s'écrit alors :

$$\mu = \frac{c \cdot \rho}{981.10^4} \quad (III.16)$$

III.5.4.3- Température moyenne et classification de paliers

Ayant induit le coefficient γ en déterminant la température moyenne de fonctionnement, il est donc important de connaître de quoi dépend ce coefficient.

La valeur de γ est étroitement liée au mode d'alimentation, la forme plus ou moins ramassée du palier et surtout au mode de liaison du coussinet au palier. Ainsi, pour un palier à rainure circonférencielle $\gamma = 0.5$, alors que pour un palier à rainure axiale la valeur de γ est comprise entre 0.8 et 1.0. En outre, plus les liaisons sont développées et plus, la valeur de γ est élevée [20].

Les résultats d'essais sur différents paliers à rainure axiale, ont conduit à la classification suivante :

Palier de forme ramassée, coussinet fixe à très fortes liaisons	$\gamma = 1.00$
Palier de construction courante, coussinet fixe	$\gamma = 0.90$
Palier à rotules extérieures	$\gamma = 0.85$
Palier à rotules intérieures	$\gamma = 0.80$

III.5.4.4- Température moyenne maximale tolérée

Au cours du fonctionnement, la température du palier n'est autre que la température moyenne (t_m) dans le film d'huile, ou du moins s'approche de celle-ci. Ainsi une température t_m importante induit des effets néfastes compromettant le bon fonctionnement du palier. Elle provoque une dilatation importante qui engendre de nouveaux défauts de forme sur les surfaces portantes ou amplifie ceux déjà présents. L'hypothèse du palier lisse est alors altérée.

On considère généralement que pour une température ambiante normale (20°C), il est souhaitable que la température du palier ne dépasse pas 50°C et des températures de 70 à 80°C ne doivent jamais être dépassées sauf cas spéciaux [20].

III.6- LIMITES DE VALIDITÉ DE LA THÉORIE DE LA LUBRIFICATION HYDRODYNAMIQUE CLASSIQUE

III.6.1- Régime non laminaire

La théorie classique de la lubrification hydrodynamique suppose qu'à l'intérieur du film de fluide les forces d'inertie sont négligeables devant les forces de viscosité et de pression; or, dans un palier hydrodynamique ces forces deviennent prépondérantes lorsque les jeux de fonctionnement sont importants, la viscosité cinématique faible, ou la vitesse linéaire de l'axe en rotation élevée. La présence des forces d'inertie dans le film ne permet plus, en toute rigueur d'utiliser l'équation de Reynolds pour le calcul des paliers. Par ailleurs, lorsque les forces d'inertie atteignent une certaine valeur, elles modifient la structure de l'écoulement qui devient graduellement turbulent. En effet, lorsque le nombre de Reynolds ou de Taylor caractéristiques du palier augmente, on rencontre le régime des tourbillons de Taylor et le régime turbulent [24,25].

On sait que le rapport entre les forces d'inertie et les forces

de viscosité dans un palier, est donné par le nombre sans dimension [24,25] :

$$\frac{\rho u C}{\mu} \frac{C}{R} = \mathcal{R}_o \frac{C}{R} \quad (\text{III.17})$$

Où ρ et μ respectivement masse volumique et viscosité dynamique du fluide, R et C rayon moyen et jeu radial du palier, u vitesse linéaire de l'axe de rotation, et \mathcal{R}_o nombre de Reynolds moyen du palier.

Lorsque ce nombre (III.17) est de l'ordre de 1, les forces d'inertie dans le film sont du même ordre que les forces de viscosité et de pression. On comprend donc qu'on assiste à un écoulement à régime laminaire pour des nombres (III.17) inférieurs à 1.

Voulant plus de précision sur la modification du régime d'écoulement de fluide dans le palier, on a défini un nombre adimensionnel dit de Taylor par [24,25] :

$$\mathcal{T} = \frac{\rho u C}{\mu} \left(\frac{C}{R} \right)^{1/2} \quad (\text{III.18})$$

Ainsi, on admet maintenant que la transition entre le régime laminaire et le régime des tourbillons de Taylor s'effectue localement desque le nombre de Taylor atteint la valeur critique donnée par la relation semi-empirique [25] :

$$\mathcal{T}_c = 63.3 \varepsilon^2 - 38 \varepsilon + 41.2 \quad (\text{III.19})$$

ε étant l'excentricité relative.

Finalement, l'équation de Reynolds (III.2) n'est valable que pour des nombres de Taylor inférieurs à la valeur critique \mathcal{T}_c .

III.6.2- Palier non lisse

L'utilisation de l'équation de Reynolds dans le calcul du palier hydrodynamique, suppose les surfaces du contact parfaitement cylindriques. Cependant, si ces dernières comportent des défauts de forme, ce qui est pratiquement le cas, l'équation de Reynolds n'est plus exacte [5]. On cherche alors à trouver les limites au delà desquelles, on peut appliquer l'équation de Reynolds sans grande marge d'erreur.

Au frottement fluide conditionné par les équations de la lubrification hydrodynamique, se superpose un frottement provenant des efforts tangentiels qui naissent de l'interpénétration des irrégularités des surfaces portantes et, surtout ceux nécessaires pour cisailer les zones de jonction produites par adhérence consécutivement aux hautes pressions qui s'établissent aux sommets des aspérités. Ce frottement additionnel devient prépondérant avec la diminution de la distance séparant les surfaces portantes [26].

En vue d'éviter la prépondérance du frottement additionnel, beaucoup d'auteurs ont proposé d'imposer que se soit au moins réalisée une épaisseur limite h_l de film d'autant plus grande que les défauts de forme des surfaces portantes sont plus marquées.

Pour déterminer h_l un raisonnement mathématique basé sur la connaissance de la hauteur des aspérités fut adapté. Ce raisonnement fut aussitôt abandonné puisqu'il n'est pas susceptible de faire connaître les conditions de fonctionnement empêchant la prépondérance du frottement additionnel lorsqu'on évalue des épaisseurs de l'ordre de la somme des hauteurs des aspérités des surfaces en présence. Ainsi on a eu recours aux essais.

Les essais entrepris sur divers paliers hydrodynamiques et dans des conditions de fonctionnement variées ont conduit aux résultats

suivants [26] :

a- On peut regrouper les paramètres dont dépendent les frottements fluide et additionnel dans une même variable V telle que :

$$V = 10^5 \frac{\mu u}{(W D/L)^{3/4}} \quad (\text{III.20})$$

Où $W = W/L$ charge par unité de largeur du palier, les paramètres μ , u , W , D et L exprimés en unités SI.

b- Pour des faibles valeurs de V , le frottement dû aux défauts de forme est prépondérant; le frottement résultant est dit onctueux. Par contre, pour des valeurs importantes de V , le frottement fluide est prépondérant.

c- En représentant de façon symbolique (figure III.4), pour un état de surfaces portantes donné le frottement fluide, le frottement dû aux actions des défauts de forme et par suite le frottement résultant en fonction de la variable V , on voit que la courbe de ce dernier admet un minimum dit point critique. Le point critique délimite deux domaines : au delà, celui du frottement fluide et en deça celui du frottement onctueux.

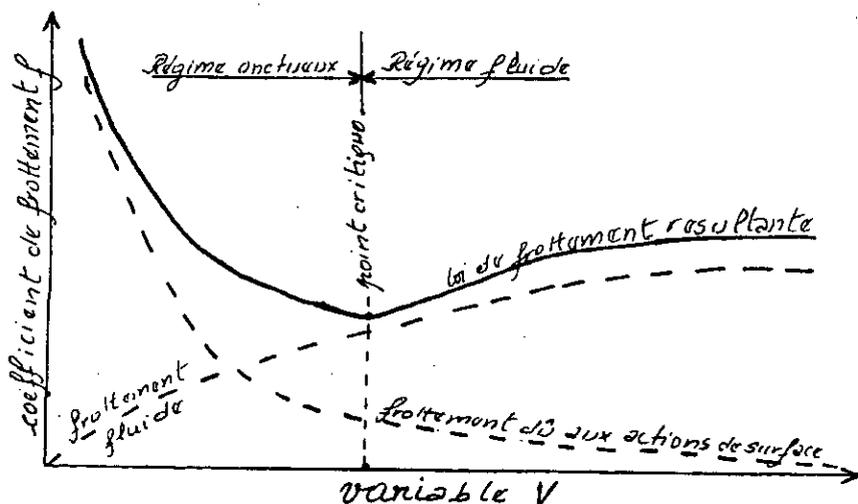


Fig III.4 : Représentation symbolique de la loi de frottement.

d- La valeur V_c de la variable V , correspondant au point critique, dépend exclusivement de l'état de surface du palier :

-pour le plus bon état de surface qu'on peut atteindre . $V_c = 5$

-pour un état de surface relativement soigné $V_c = 18.5$

-pour un état de surface peu soigné $V_c > 30$

e- pour être sur que le fonctionnement d'un palier hydrodynamique a lieu en régime fluide de lubrification, on s'imposera de réaliser :

$$V \geq k V_c \quad \text{ou bien} \quad \frac{V}{k} \geq V_c \quad (\text{III.21})$$

Où k coefficient de sécurité.

En conclusion, pour un état de surface et un coefficient de sécurité k donnés, l'application de l'équation de Reynolds au palier n'est valable qu'en régime fluide; c'est à dire pour des valeurs de V supérieures ou égales au produit ($k V_c$).

III.7- CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons appliqué la théorie de la lubrification hydrodynamique au palier lisse isotherme en régime laminaire. Comme nous avons montré les limites de validité de cette théorie à la lumière des hypothèses régime laminaire et palier lisse.

CHAPITRE IV

CALCUL DU PALIER HYDRODYNAMIQUE

CHAPITRE IV

CALCUL DU PALIER HYDRODYNAMIQUE

IV.1- POSITION DU PROBLEME

Connaissant les caractéristiques géométriques et constructives du palier, la nature de son huile lubrifiante et ses conditions de fonctionnement, on cherche à déterminer :

- La position d'équilibre de l'arbre par rapport au coussinet (excentricité relative ε)
- La position de la rainure axiale d'alimentation (angle de calage ϕ)
- La quantité d'huile par unité de temps nécessaire à l'alimentation du palier (débit axial q)
- Le couple de frottement sur l'arbre (C_a)
- La température moyenne de fonctionnement (t_m)

En outre, on s'assure que le palier fonctionne en régime d'écoulement laminaire et on définit l'état de surface du palier donnant lieu à un fonctionnement en régime de frottement fluide pour un coefficient de sécurité donné.

IV.2- PRÉVISIONS ET CONTRAINTES DE RÉOLUTION

Le calcul des paramètres ci-dessus, fait intervenir la variable

pression, la résolution de l'équation de Reynolds s'avère donc nécessaire. Or, on ne peut résoudre cette équation analytiquement que, pour deux cas particuliers de paliers : palier de longueur infinie $\left(\frac{\partial p}{\partial x_3} = 0 \right)$ et palier infiniment court $\left(\frac{\partial p}{\partial x_1} = 0 \right)$. Pour surmonter cette contrainte, on prévoit une résolution numérique.

L'équation de Reynolds fait intervenir l'épaisseur h du film et la viscosité μ de l'huile; h et μ dépendent respectivement de l'excentricité relative ε et de la température moyenne de fonctionnement t_m . Par suite, dans l'équation de Reynolds s'ajoutent à l'inconnue principale pression p , deux inconnues h et μ . Ainsi, nous sommes amenés à résoudre l'équation de Reynolds pour différentes valeurs de ε et t_m .

Le couple (ε, t_m) solution de l'équation de Reynolds, correspond à l'équilibre dynamique et thermique du palier. Autrement dit, le champ de pression équilibre la charge et la chaleur par unité de temps dissipée dans le palier est entièrement évacuée de celui-ci dans le même temps.

le nombre de valeurs qu'on peut affecter aux variables ε et t_m est infini. Le domaine de la variation de ε étant limité $[0,1]$, il est donc utile de voir l'évolution des paramètres mis en jeu dans le problème posé et ce en fonction de ε . Dès lors, on envisage un processus itératif permettant la détermination du couple (ε, t_m) solution du problème.

La résolution du problème posé exige de longs calculs. Par suite l'élaboration d'un logiciel pour le calcul du palier s'avère d'une extrême importance.

Pour des raisons liées à la complexité des calculs nous serons amenés à introduire des variables sans dimensions.

IV.3- RÉSOLUTION DE L'ÉQUATION DE REYNOLDS

L'équation (III.2) est une équation du deuxième ordre de type elliptique; elle n'a pas de solution analytique. On a donc recours aux techniques d'analyse numérique : la méthode des différences finies est bien adaptée à ce problème.

III.2.1- Equation de Reynolds simplifiée

En vue de simplifier la résolution numérique de l'équation de Reynolds, nous allons introduire les variables sans dimensions suivantes [27] :

$$\bar{h} = h/C \quad ; \quad \bar{x}_1 = x_1/\pi R \quad ; \quad \bar{x}_3 = x_3/L \quad \text{et} \quad \bar{p} = p/12\mu\omega(R/C)^2$$

Où h l'épaisseur du film d'huile, R rayon moyen du contact, L sa largeur, C le jeu radial et ω la vitesse angulaire de l'arbre.

L'équation de Reynolds (III.2) devient alors :

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}_1} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}_3} \right) + \left(\frac{\pi R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{x}_3} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}_3} \right) = \frac{\pi}{2} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}_1} \quad (\text{IV.1})$$

$$0 \leq \bar{x}_1 \leq 2 \quad \text{et} \quad 0 \leq \bar{x}_3 \leq 1$$

L'épaisseur h du film étant indépendante de x_3 , l'équation (IV.1) s'écrit finalement :

$$\frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{x}_1^2} + \left(\frac{\pi R}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{x}_3^2} + \frac{3}{\bar{h}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}_1} = \frac{\pi}{2 \bar{h}^3} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}_1} \quad (\text{IV.2})$$

$$0 \leq \bar{x}_1 \leq 2 \quad \text{et} \quad 0 \leq \bar{x}_3 \leq 1$$

III.2.2- Discrétisation de l'équation de Reynolds

L'emploi de la méthode des différences finies impose le quadrillage du contact et la discrétisation de l'équation de Reynolds.

Le contact développé étant un rectangle de longueur $2\pi R$ et de largeur L , le domaine d'intégration de l'équation (IV.2) est donc un rectangle de longueur 2 et de largeur 1.

Le quadrillage du domaine d'intégration se fait en le découpant en un certain nombre de rectangles élémentaires; les variables continues \bar{x}_1 et \bar{x}_3 sont alors remplacées par des variables discrètes i et j (figure IV.1).

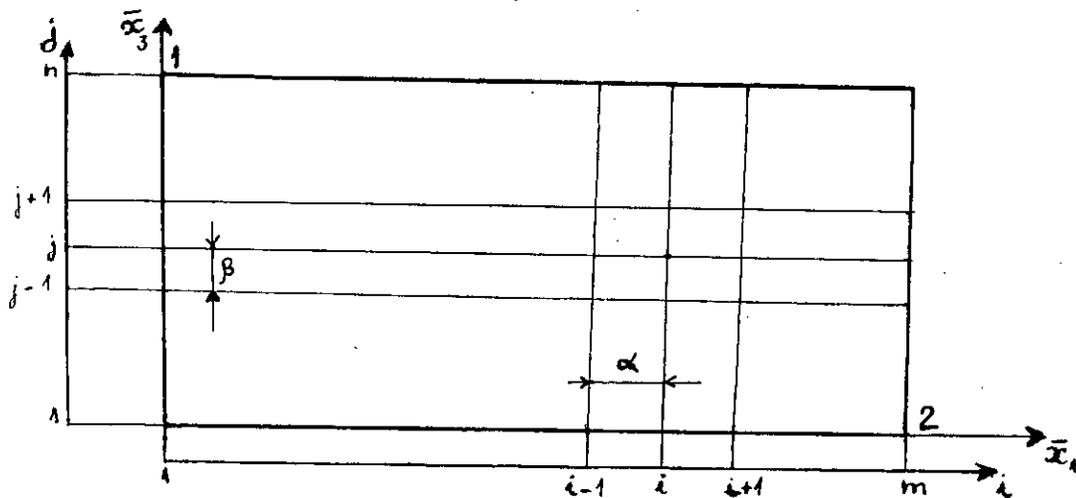


Fig IV.1- Quadrillage du domaine d'intégration

La valeur de la pression \bar{p} au point de coordonnées i et j est fonction des valeurs de \bar{p} aux points situés au voisinage de celui-ci. On a les relations :

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}_1}(i, j) = \frac{\bar{p}(i+1, j) - \bar{p}(i-1, j)}{2 \alpha}$$

$$\frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{x}_1^2}(i, j) = \frac{\bar{p}(i+1, j) - 2 \bar{p}(i, j) + \bar{p}(i-1, j)}{\alpha^2}$$

$$\frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{x}_3^2}(i, j) = \frac{\bar{p}(i, j+1) - 2 \bar{p}(i, j) + \bar{p}(i, j-1)}{\beta^2}$$

Où α et β pas, c'est à dire distances séparant deux points consécutifs, respectivement suivant \bar{x}_1 et \bar{x}_2 .

En reportant ces expressions dans l'équation (IV.2) on obtient au point (i, j) la relation :

$$\begin{aligned}
 -2 \left[\frac{1}{\alpha^2} + \left(\frac{\pi R}{L} \right)^2 \frac{1}{\beta^2} \right] \bar{p}(i, j) + \frac{1}{\alpha} \left[\frac{1}{\alpha} + \frac{3}{2 \bar{h}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}_1} \right] \bar{p}(i+1, j) + \\
 \frac{1}{\alpha} \left[\frac{1}{\alpha} - \frac{3}{2 \bar{h}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}_1} \right] \bar{p}(i-1, j) + \frac{1}{\beta^2} \left(\frac{\pi R}{L} \right)^2 \left[\bar{p}(i, j+1) + \bar{p}(i, j-1) \right] = \\
 = \frac{\pi}{\bar{h}^3} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}_1} \quad \text{(IV.3)}
 \end{aligned}$$

Remarquons que les coefficients de cette équation sont indépendants de \bar{x}_2 , vu que h en est indépendant. Ils ne sont fonction que de \bar{x}_1 , c'est à dire de i .

On peut ainsi écrire en chaque noeud situé à l'intérieur du domaine d'intégration la relation précédente. On obtient alors un système de $(m-2)(n-2)$ équations à mn inconnues, si m et n sont les nombres de points respectivement suivant \bar{x}_1 et \bar{x}_2 . Les $[2(m+n) - 4]$ équations restantes sont obtenues en écrivant les conditions aux limites sur la pression p en chaque point de la frontière.

IV.3.3- Résolution de l'équation discrétisée

Le système de mn équations n'est généralement pas résolu par une méthode directe car, d'une part la taille du système est importante et d'autre part, il est impossible d'appliquer les conditions aux limites de Reynolds; on choisie donc une méthode itérative.

On utilise généralement la méthode de Gauss-Seidel avec coefficient de sur-relaxation. Pour appliquer cette méthode, il

suffit d'écrire l'équation aux différences finies (IV.3) sous la forme [28] :

$$\bar{p}(i,j)^{r+1} = (1-\lambda) \bar{p}(i,j)^r + \lambda \left[A_1(i) \bar{p}(i-1,j)^{r+1} + \right. \\ \left. + A_2(i) (\bar{p}(i,j-1)^{r+1} + \bar{p}(i,j+1)^r) + A_3(i) \bar{p}(i+1,j)^r + A_4(i) \right] \quad (\text{IV.4})$$

Où λ coefficient de sur-relaxation ($1 < \lambda < 2$) ; $A_1(i), A_2(i), A_3(i)$ et $A_4(i)$ coefficients de l'équation aux différences finies ; et r nombre d'itérations qu'on limite volontairement à 100.

Une méthode dite de Carré nous permet d'approcher par l'intermédiaire d'un processus itératif le coefficient de sur-relaxation λ . On remarque qu'il est essentiellement fonction du maillage considéré. C'est pourquoi, comme première approche on peut utiliser d'après [29] la relation :

$$\lambda = 2 - \pi \left[\frac{2}{m^2} + \frac{2}{n^2} \right]^{1/2}$$

(Valable si m et n sont grands)

Les coefficients $A_1(i), A_2(i), A_3(i)$ et $A_4(i)$ sont donnés par :

$$A_1(i) = \frac{\left[\frac{1}{\alpha} - \frac{3}{2\bar{h}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_1} \right]}{2\alpha \left[\frac{1}{\alpha^2} - \frac{1}{\beta^2} \left(\frac{\pi R}{L} \right)^2 \right]}$$

$$A_2(i) = \frac{\frac{1}{\beta^2} \left(\frac{\pi R}{L} \right)^2}{2 \left[\frac{1}{\alpha^2} - \frac{1}{\beta^2} \left(\frac{\pi R}{L} \right)^2 \right]}$$

$$A_3(i) = \frac{\left[\frac{1}{\alpha} + \frac{3}{2\bar{h}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}_1} \right]}{2\alpha \left[\frac{1}{\alpha^2} + \frac{1}{\beta^2} \left(\frac{\pi R}{L} \right)^2 \right]}$$

$$A_4(i) = \frac{-\pi \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}_1}}{4\bar{h}^3 \left[\frac{1}{\alpha^2} + \frac{1}{\beta^2} \left(\frac{\pi R}{L} \right)^2 \right]}$$

L'application de la méthode de Gauss-Seidel avec coefficient de sur-relaxation [30] consiste au début, à choisir un ensemble de valeurs $\bar{p}(i,j)^0$ qu'on affecte aux variables $\bar{p}(i,j)$ correspondant aux noeuds de l'intérieur du domaine d'intégration; les valeurs $\bar{p}(i,j)^0$ à la frontière de ce dernier sont données par les conditions aux limites. Par suite, en reportant les valeurs $\bar{p}(i,j)^0$ dans le second membre de l'équation (III.4) pour tout $i=\overline{2,m-1}$ et $j=\overline{2,n-1}$, on obtient les valeurs $\bar{p}(i,j)^1$; le nombre 1 correspondant à la première itération. On refait la même opération jusqu'à ce que les valeurs $\bar{p}(i,j)^r$ et $\bar{p}(i,j)^{r+1}$ en chaque noeud soient suffisamment voisines; autrement dit, le système converge. Ainsi, on arrête le processus itératif pour la condition :

$$| \bar{p}(i,j)^{r+1} - \bar{p}(i,j)^r | \leq \epsilon \bar{p}$$

$$i=\overline{2,m-1} \quad \text{et} \quad j=\overline{2,n-1}$$

où \bar{E}_p marge d'erreur tolérée sur \bar{p} .

Ce processus itératif nécessite la connaissance de l'excentricité relative ε , le rapport L/D et l'erreur tolérée sur \bar{p} . Il est représenté par un organigramme (figure IV.2).

III.3.4- Introduction des conditions aux limites

La condition aux limites $p = 0$ sur les quatre cotés du contact développé est facilement introduite :

$$\begin{aligned} \bar{p}(1,j) = \bar{p}(m,j) = 0 & \quad \text{pour } j = \overline{1,n} \\ & \text{et} \\ \bar{p}(i,1) = \bar{p}(i,n) = 0 & \quad \text{pour } i = \overline{1,m} \end{aligned}$$

L'introduction des conditions aux limites $p(x_s) = \frac{\partial p}{\partial x_s} = 0$ et $p = 0$ pour $x_1 < x_s < 2\pi R$ nécessite la détermination de l'abscisse de rupture x_s .

Vu qu'on use de variables sans dimensions, on cherche à déterminer l'abscisse de rupture sans dimension \bar{x}_s . L'abscisse x_s et l'angle ϑ_s de rupture sont donnés alors par :

$$x_s = \pi R \bar{x}_s \quad \text{et} \quad \vartheta_s = \pi \bar{x}_s$$

En cherchant à déterminer \bar{x}_s , nous avons utilisé trois méthodes dont la dernière est la plus efficace et celle dont nous userons par la suite.

IV.3.4.1- Première méthode

Il s'agit de l'Algorithme de Christopherson [29], qui consiste à annuler toute pression négative $\bar{p}(i,j)$ calculée lors du processus itératif de Gauss-Seidel. La convergence de ce dernier nécessite alors un nombre d'itérations élevé; autrement dit un temps de calcul important.

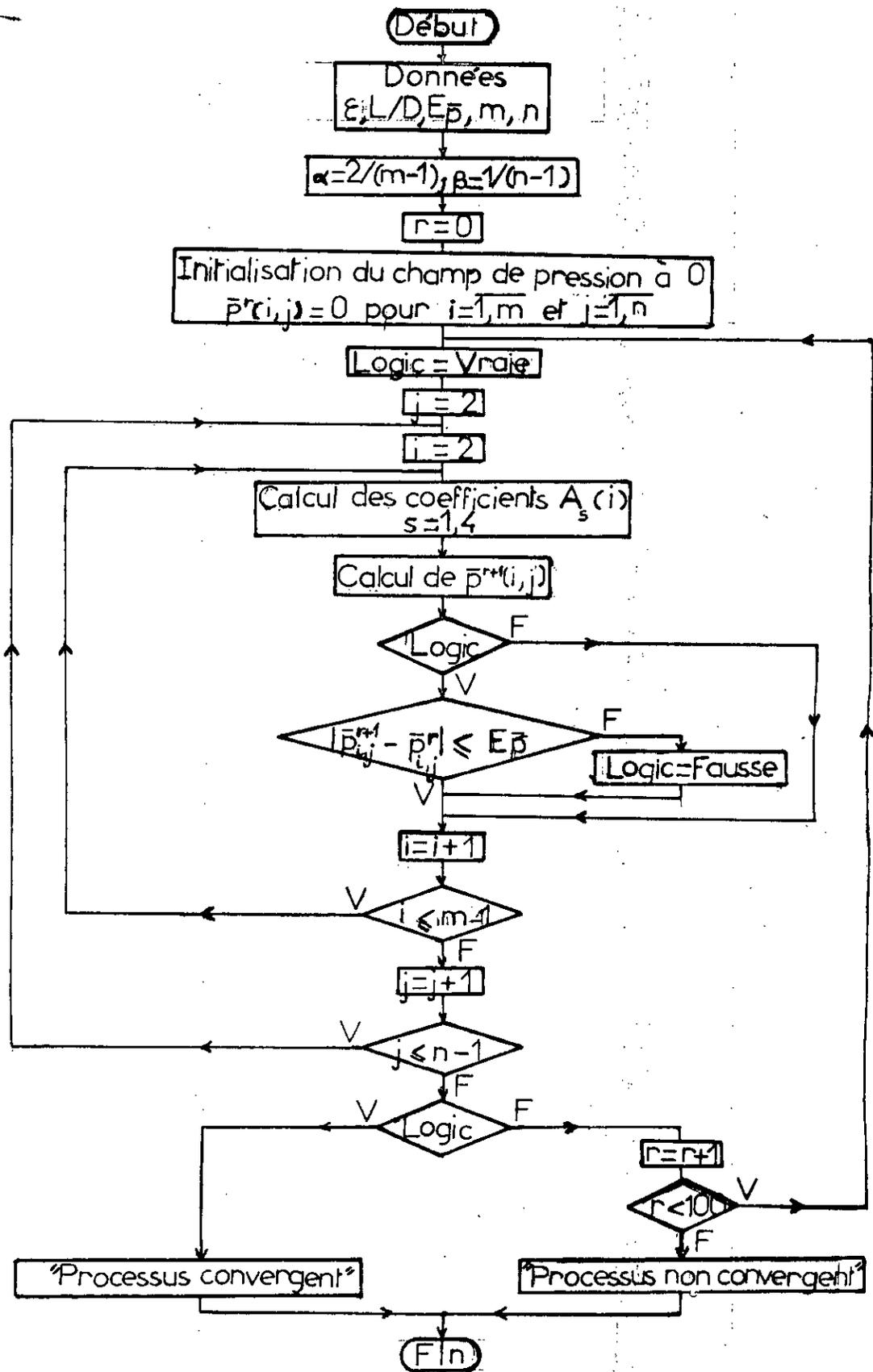


Fig IV.2 : Processus itératif de Gauss-Seidel

IV.3.4.2- Seconde méthode

Elle consiste à introduire une nouvelle variable i_s à laquelle on affecte successivement les valeurs décroissantes de i , en commençant par $i_s = m$. Ainsi, pour une valeur de i_s donnée, la longueur du domaine d'intégration est $(i_s - 1)\alpha$, avec $\alpha = 2/(m-1)$. Les pressions $\bar{p}(i, j)$ tel que $i = i_s$ et $j = \overline{2, n-1}$ sont automatiquement annulées pour $i_s = m$ car, la condition aux limites sur la frontière du domaine d'intégration avant sa réduction assure l'annulation des pressions considérées. Lorsqu'on atteint le domaine réduit sur lequel le processus itératif a donné un champ de pression entièrement positif ou non nul, on écrit : $\bar{x}_s = (i_s - 1)\alpha$. Cette méthode est schématisée par un organigramme (figure IV.3).

Hormis le problème du temps de calcul important mis en utilisant cette méthode, celle-ci présente l'inconvénient du grand pas suivant \bar{x}_1 . En effet la précision dans le calcul du champ de pression et l'abscisse de rupture dépendent de la grandeur du pas [31].

IV.3.4.3- Troisième méthode

Nous avons été amenés à utiliser cette méthode en vue d'avoir, un pas fin ainsi qu'un temps de calcul modéré. Pour sa mise au point, nous nous sommes inspirés de la méthode de dichotomie [32]. En effet, connaissant la limite inférieure \bar{x}_{s1} et la limite supérieure \bar{x}_{s2} du domaine de variation de \bar{x}_s , on détermine le champ de pression sur le domaine de longueur $\bar{x}_s = (\bar{x}_{s1} + \bar{x}_{s2})/2$. Si le champ de pression est entièrement positif, \bar{x}_{s1} prend la valeur de \bar{x}_s ; alors que s'il existe la moindre pression négative, on affecte \bar{x}_s à \bar{x}_{s2} . Ce processus ne s'arrête que lorsque la valeur \bar{x}_s donne un champ de pression entièrement positif ou nul et la différence entre \bar{x}_s et \bar{x}_{s1} n'exède pas une marge d'erreur tolérée $E\bar{x}_s$ sur \bar{x}_s . Il est clair que le pas d n'est plus constant; sa valeur dépend de \bar{x}_s : $d = \bar{x}_s / (m-1)$. On comprend donc que cette fois-ci le nombre maximum de points m suivant \bar{x}_1 correspond à l'abscisse \bar{x}_s et non pas à $\bar{x}_1 = 2$. Par ailleurs, la

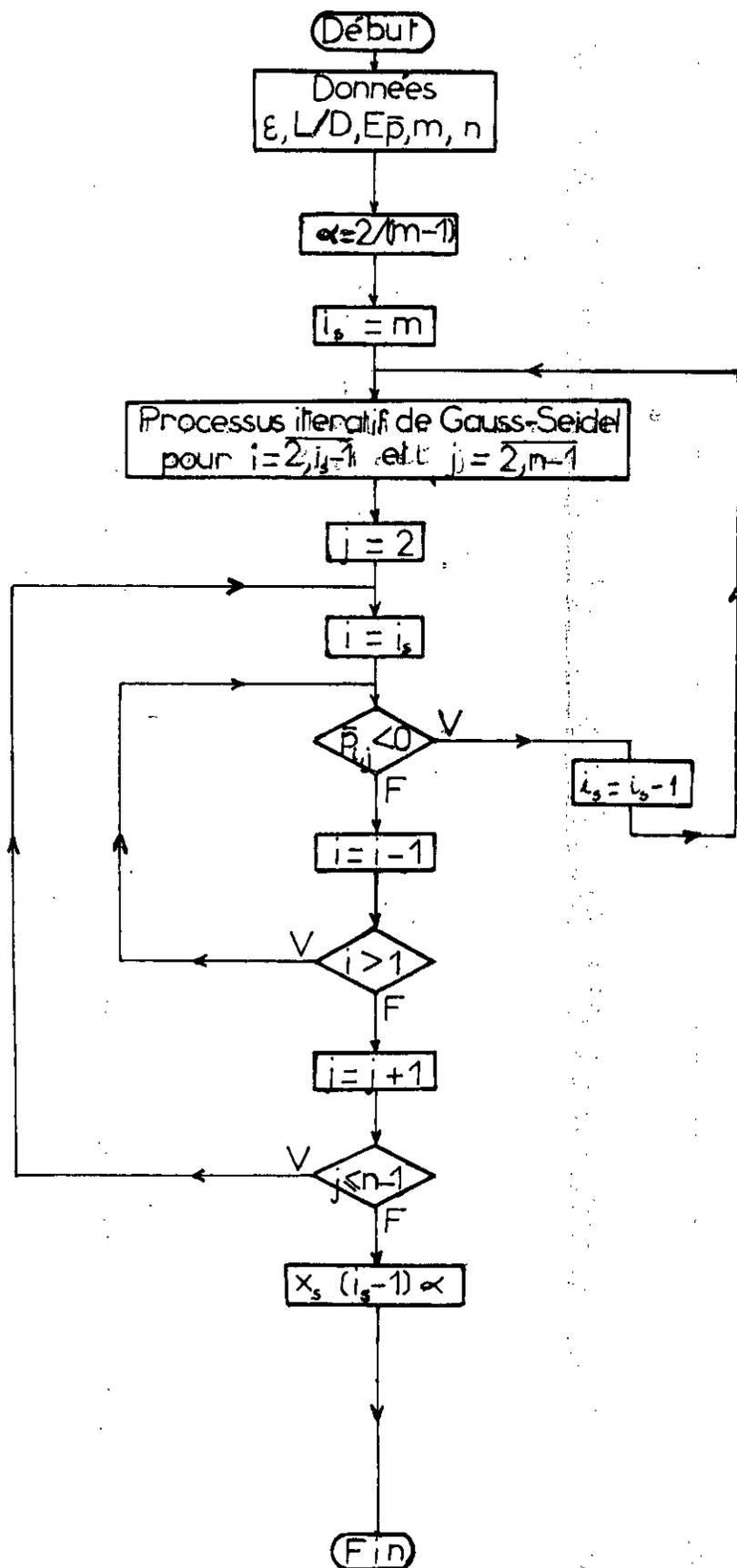


Fig IV.3 : Détermination du champ de pression adimensionnelle et de l'abscisse de rupture (2^{ème} Méthode)

manière par laquelle a été introduite la condition aux limites $p=0$ sur les quatre cotés du contact, assure une pression nulle sur la frontière libre \bar{x}_s . Cette méthode est représentée par un organigramme (figure IV.4).

IV.4- ANGLE DE CALAGE

Selon la figure (III.4), l'angle de calage est donné par la relation :

$$\phi = \text{arctg}(WX_1 / WX_2) \quad (\text{IV.5})$$

Où WX_1 et WX_2 composantes de la charge, obtenues par projection et intégration du champ de pression.

En introduisant les variables adimensionnelles (IV.3.1) dans les relations (III.4) donnant WX_1 et WX_2 , on obtient :

$$\begin{cases} WX_1 = 12\mu\omega(R/C)^2\pi RL \int_0^1 \int_0^{\vartheta_s} \bar{p} \sin(\vartheta) \frac{d\vartheta}{\pi} d\bar{x}_3 \\ WX_2 = -12\mu\omega(R/C)^2\pi RL \int_0^1 \int_0^{\vartheta_s} \bar{p} \cos(\vartheta) \frac{d\vartheta}{\pi} d\bar{x}_3 \end{cases}$$

On peut ainsi écrire :

$$\begin{cases} WX_1 = 12\mu\omega(R/C)^2\pi RL \bar{WX}_1 \\ WX_2 = 12\mu\omega(R/C)^2\pi RL \bar{WX}_2 \end{cases}$$

avec :

$$\begin{cases} \bar{WX}_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^1 \int_0^{\vartheta_s} \bar{p} \sin(\vartheta) d\vartheta d\bar{x}_3 \\ \bar{WX}_2 = -\frac{1}{\pi} \int_0^1 \int_0^{\vartheta_s} \bar{p} \cos(\vartheta) d\vartheta d\bar{x}_3 \end{cases} \quad (\text{IV.6})$$

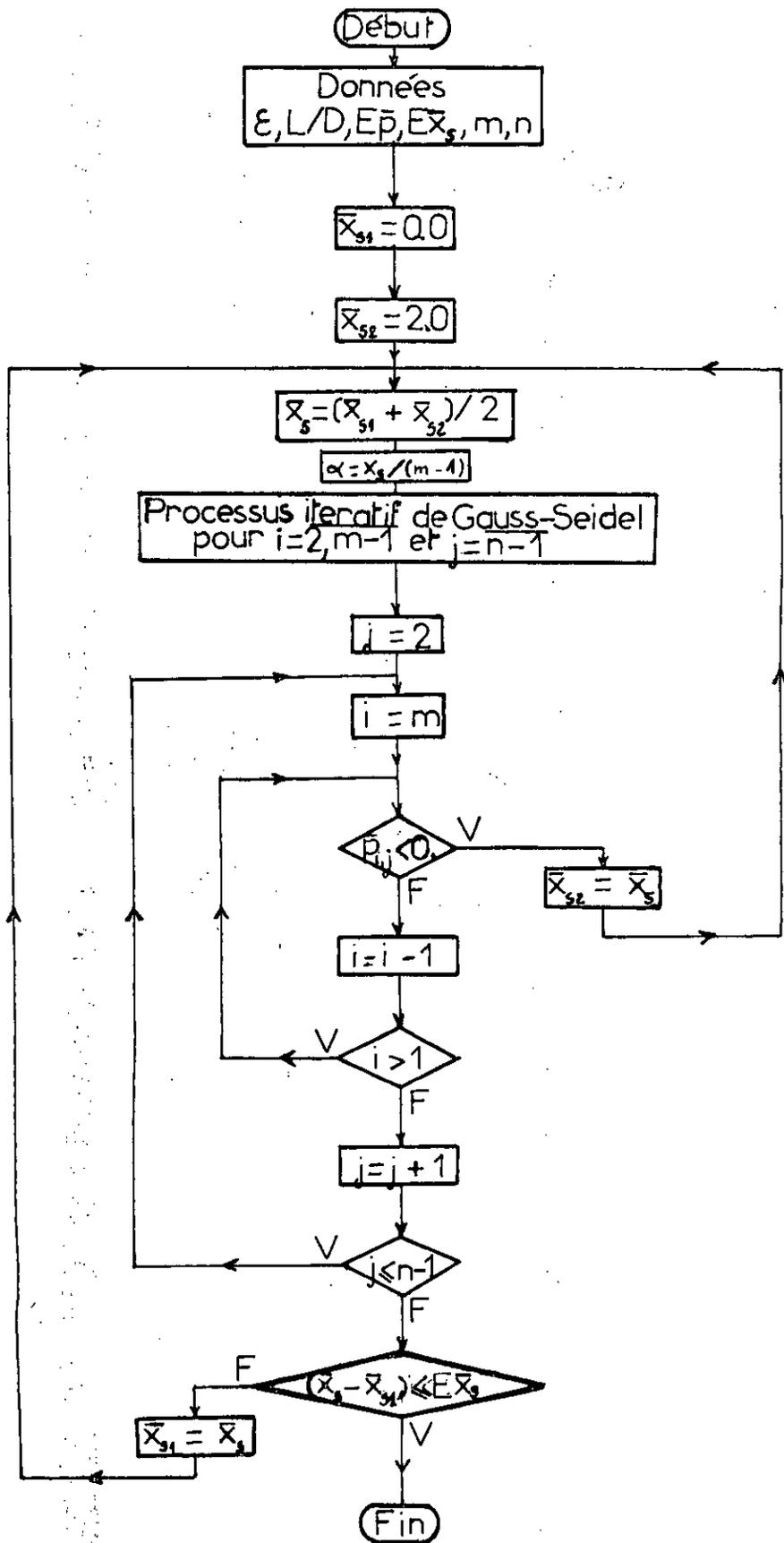


Fig. IV.4 : Détermination du champ de pression adimensionnelle et de l'abscisse de rupture (3^{ème} Méthode)

On définit $\bar{W}X_1$ et $\bar{W}X_2$ comme composantes de la charge réduite \bar{W} qui s'écrit alors :

$$\bar{W} = (\bar{W}X_1^2 + \bar{W}X_2^2)^{1/2} \quad (IV.7)$$

Ainsi la charge W s'exprime en fonction de la charge réduite \bar{W} :

$$W = 12\mu\omega(R/C)\pi RL \bar{W}^2 \quad (IV.8)$$

La résolution de l'équation de Reynolds étant numérique, le champ de pression est discret; par conséquent, son intégration est numérique. On appliquera dans ce cas, deux fois une méthode d'intégration dite méthode composite [33] : une fois en discrétisant en x_3 puis une fois en x_1 .

IV.4.1- Méthode d'intégration : Méthode composite

soit une fonction $f(x)$ considérée entre deux points d'abscisses a et b (figure IV.5).

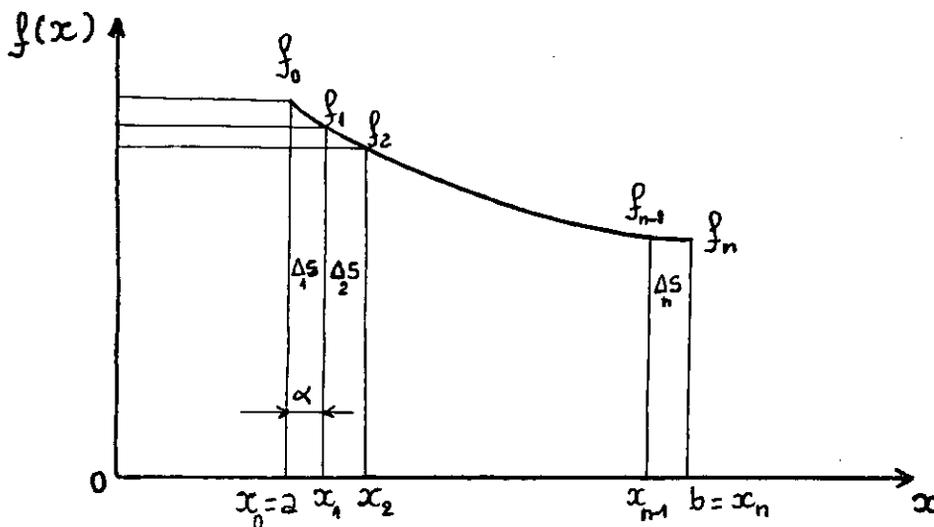


Fig IV.5

La méthode composite consiste à faire passer un polynôme dit de Lagrange, par les valeurs de la fonction $f(x_i)$ définies aux points x_i , puis d'intégrer ce polynôme. L'intégrale totale est la somme

des éléments d'aire $\Delta_i S$. On a :

$$\int_b^a f(x) dx = \alpha \sum_i \Delta_i S$$

α étant le pas entre deux points x_i et x_{i+1} .

Ainsi, en approchant la fonction $f(x)$ sur chaque intervalle $[x_i, x_{i+1}]$ par un polynôme de degré 5, on aboutit à :

$$\frac{1}{\alpha} \int_b^a f(x) dx = \frac{1}{2} f_0 + f_1 + f_2 + \dots + f_{n-1} + \frac{1}{2} f_n$$

IV.4.2- Intégration numérique des composantes de la charge

Comme nous l'avons signalé (IV.3.4), la valeur maximale m de i correspond à l'abscisse de rupture ϑ_s (ou \bar{x}_s). Par suite, en discrétisant et en utilisant la méthode composite d'intégration, il vient :

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{W}X_1 = \sum_{i=2}^{m-1} \sin(\vartheta_i) \left[\beta \sum_{j=2}^{n-1} \bar{p}(i,j) \right] \\ \bar{W}X_2 = - \sum_{i=2}^{m-1} \cos(\vartheta_i) \left[\beta \sum_{j=2}^{n-1} \bar{p}(i,j) \right] \end{array} \right.$$

On a donc :

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{W}X_1 = \alpha\beta \sum_{i=2}^{m-1} \sin(\vartheta_i) \left(\sum_{j=2}^{n-1} \bar{p}(i,j) \right) \\ \bar{W}X_2 = -\alpha\beta \sum_{i=2}^{m-1} \cos(\vartheta_i) \left(\sum_{j=2}^{n-1} \bar{p}(i,j) \right) \end{array} \right. \quad (\text{IV.9})$$

avec α pas en \bar{x}_1 , β celui en \bar{x}_3 , et $\vartheta_i = (i-1) \pi \alpha$.

La pression étant nulle sur les 4 cotés du contact et sur la frontière libre de ce dernier, l'intégration du champ de pression se fait pour $i = \overline{2, m-1}$ et $j = \overline{2, n-1}$.

IV.5- LE DÉBIT AXIAL

Vu que la pression p est indépendante de la coordonnée x_3 , la relation (III.6) s'écrit :

$$q = \frac{1}{\mu} \int_0^{2\pi R} \left[\left. \frac{\partial p}{\partial x_3} \right|_{x_3=L} \int_0^h x_2(x_2-h) dx_2 \right] dx_1$$

avec :

$$\int_0^h x_2(x_2-h) dx_2 = -\frac{h^3}{6}$$

d'où :

$$q = -\frac{1}{6\mu} \int_0^{2\pi R} \left. \frac{\partial p}{\partial x_3} \right|_{x_3=L} h^3 dx_1$$

En utilisant les variables sans dimensions (III.3.1), et vu qu'il n'y a pas un écoulement axial au delà de l'abscisse de

rupture, on a :

$$q = -\frac{2 \pi \omega C R^3}{L} \int_0^{\vartheta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}_3} \bigg|_{\bar{x}_3=1} \bar{h}^3 \frac{d\vartheta}{\pi}$$

Pour calculer le gradient de pression à la frontière du contact correspondant à $x_3 = L$ ($\bar{x}_3=1$ ou $j=1$), on suppose que le champ de pression est une fonction du second degré dans la direction orthogonale à cette frontière. D'où il vient :

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}_3}(j=1) = \frac{3 \bar{p}(i,1) - 4 \bar{p}(i,2) + \bar{p}(i,3)}{2 \beta}$$

avec β pas en x_3 .

Or $\bar{p}(i,1)=0$ (pression nulle à la frontière du contact), donc :

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}_3}(j=1) = \frac{-4 \bar{p}(i,2) + \bar{p}(i,3)}{2 \beta}$$

Ainsi, en utilisant la méthode composite d'intégration, on obtient :

$$q = \frac{\pi \omega C R^3}{L} \sum_{i=2}^{m-1} \frac{[4 \bar{p}(i,2) - \bar{p}(i,3)] \bar{h}^3}{\beta}$$

où $\bar{h} = [1 + \varepsilon \cos((i-1)\pi\alpha)]$.

Finalement :

$$q = \frac{\pi \omega C R^3}{L} \bar{q} \tag{IV.10}$$

avec :

$$\bar{q} = \frac{\alpha}{\beta} \sum_{i=2}^{m-1} [4 \bar{p}(i,2) - \bar{p}(i,3)] \bar{h}^3 \quad (\text{IV.11})$$

La variable \bar{q} ainsi définie est dite : débit axial adimensionnel.

IV.6- LE COUPLE DE FROTTEMENT

En introduisant les variables sans dimensions (III.3.1) et la composante de la charge réduite $\bar{W}X_1$ dans l'expression (III.7) du couple de frottement (partie active), tout en intégrant par la méthode composite, on obtient :

$$C_{\text{act}} = \frac{\mu\omega LR (6\pi\varepsilon\bar{W}X_1)}{C} + \frac{\mu\omega LR^3 \pi}{C} \left[\frac{\alpha}{2 \bar{h}(i=1)} + \sum_{i=2}^{m-1} \frac{\alpha}{\bar{h}(i)} + \frac{\alpha}{2\bar{h}(i=m)} \right]$$

avec $\bar{h}(i) = \bar{h}((i-1) \pi \alpha) = 1 + \varepsilon \cos((i-1) \pi \alpha)$; ou α pas en \bar{x}_1 et $\alpha = \bar{x}_s / (m-1)$.

Pour calculer le couple de frottement C_{inact} dans la partie inactive du film d'huile, nous introduisons le pas α' en \bar{x}_1 tel que la valeur de α' s'approche de celle de α déjà définie.

On obtient α' en écrivant :

$$\alpha' = (2 - x_s) / k$$

sachant que :

$$k \cong (2 - x_s) / \alpha$$

Ainsi, en utilisant les variables sans dimensions, C_{inact}

s'écrit :

$$C_{inact} = \frac{\mu \omega L R^3 \pi \bar{h}^*}{C} \left[\frac{\alpha}{2 \bar{h}^{*2}} + \sum_{i=1}^{k-1} \frac{\alpha}{\bar{h}^2(i)} + \frac{\alpha}{2\bar{h}^2(i=k)} \right]$$

Dans ce cas :

$$\bar{h}(i) = \bar{h}((m-1)\pi\alpha + i\pi\alpha) = 1 + \varepsilon \cos((m-1)\pi\alpha + i\pi\alpha)$$

Ainsi, le couple de frottement sur l'arbre peut s'écrire :

$$C_a = \frac{\mu \omega L R^3 \pi}{C} \bar{C}_a \quad (IV.12)$$

avec :

$$\begin{aligned} \bar{C}_a = 6\pi\varepsilon\bar{W}X_1 + \alpha \left[\frac{1}{2 \bar{h}(\vartheta=0)} + \sum_{i=2}^{m-1} \frac{1}{\bar{h}((i-1)\pi\alpha)} + \frac{1}{2\bar{h}((m-1)\pi\alpha)} \right] \\ + \alpha \bar{h}^* \left[\frac{1}{2 \bar{h}^{*2}} + \sum_{i=1}^{k-1} \frac{1}{\bar{h}^2(\vartheta_s + i\pi\alpha)} + \frac{1}{2\bar{h}^2(\vartheta_s + k\pi\alpha)} \right] \end{aligned} \quad (IV.13)$$

IV.7- LA TEMPÉRATURE MOYENNE DE FONCTIONNEMENT

En exprimant la température moyenne de fonctionnement t_m en fonction des débit axial et couple de frottement adimensionnels \bar{q} et \bar{C}_a , la relation (III.13) devient :

$$t_m = t_a + \gamma \frac{\mu \omega L^2}{\rho C_p C^2} \frac{\bar{C}_a}{\bar{q}} \quad (IV.14)$$

Etant constante dans le temps et l'espace, la viscosité μ peut s'exprimer, pour une charge W donnée et compte tenu de (IV.8),

comme suit :

$$\mu = \frac{W}{12 \omega \pi R L (R/C)^2 \bar{W}}$$

En introduisant l'expression de μ dans (IV.14), on obtient :

$$t_m = t_a + \gamma \frac{W L}{12 \pi R^3 \rho C_p} \frac{\bar{C}_a}{\bar{q} \bar{W}} \quad (IV.15)$$

IV.6- PREMIERS RESULTATS : Constatations et interprétations

Dans un premier temps, nous avons mis au point un programme de calcul à la lumière de l'algorithme (figure IV.4). Ainsi, pour différentes valeurs de l'excentricité relative ε et du rapport L/D du palier, nous avons déterminé le champs de pression, les caractéristiques adimensionnel \bar{W}, \bar{q} et \bar{C}_a et le rapport $\bar{C}_a / (\bar{q} \bar{W})$. Les résultats obtenus nous ont permis de faire des constatations que nous discuterons par la suite.

IV.8.1- Constatations

IV.8.1.1- Symétrie et évolution du champs de pression

Pour la valeur zéro de ε , la frontière libre \bar{x}_s se situe à la limite supérieure du contact développé ($\bar{x}_s = 2.0$ pour $\varepsilon = 0.0$).

Pour des valeurs croissantes de ε , le champs de pression se présente sous la forme d'une crête dont le sommet s'élève de plus en plus et dont la frontière libre \bar{x}_s s'approche du milieu du contact développé ($\bar{x}_s = 1.0$ pour $\varepsilon = 1.0$).

Deux points du domaine d'intégration, situés à la même distance par rapport à la droite d'équation $\bar{x}_s = 1/2$, ont même pression; on dit que le champ de pression est symétrique par rapport au plan

d'équation $\bar{x}_3 = 1/2$.

On peut voir ces constatations sur les figures IV.6-7.

IV.8.1.2- Évolution des caractéristiques adimensionnelles du palier en fonction de l'excentricité relative

Quelque soit le rapport (L/D) qu'on considère et pour des valeurs croissantes de ε , on constate : une augmentation des caractéristiques adimensionnelles \bar{W} , \bar{q} et \bar{C}_a (figures IV.8-9-10) et une diminution du rapport $\bar{C}_a/\bar{q} \bar{W}$ (figure IV.11) que nous introduisons.

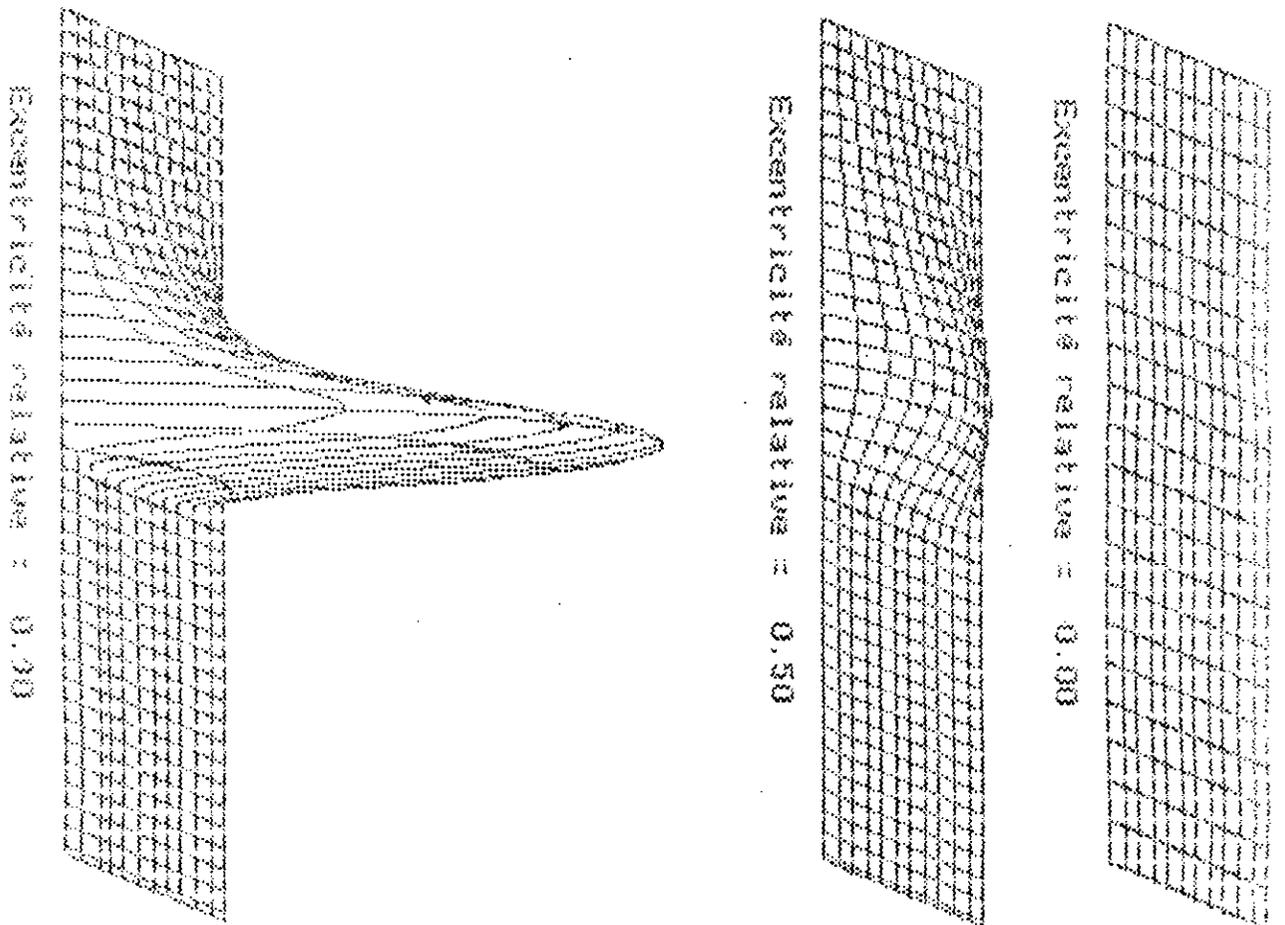
Pour la valeur particulière de l'excentricité relative $\varepsilon = 0.0$, on a : une charge et un débit adimensionnels nuls, un couple de frottement non nul et un rapport $(\bar{C}_a/\bar{q} \bar{W})$ infini.

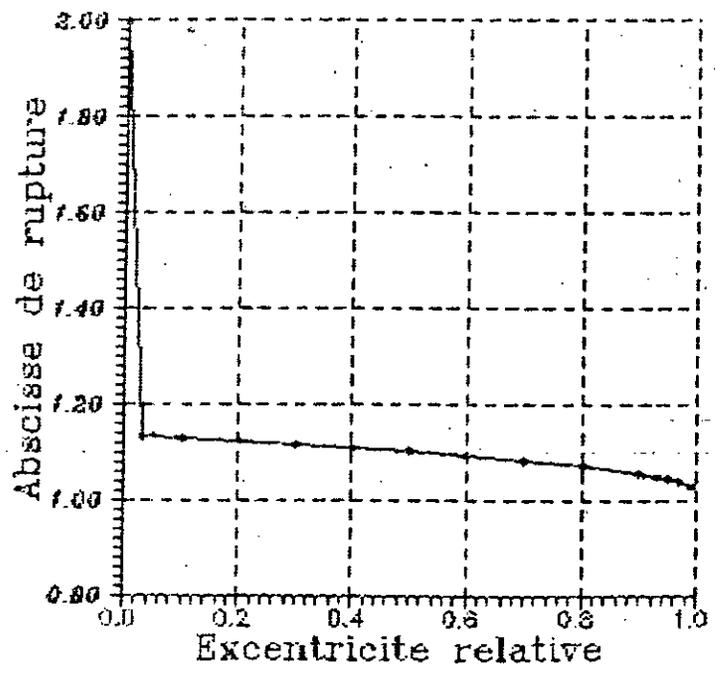
IV.8.2- Interprétations

Nous avons vu au (III.1) que, la génération de pression dans le palier hydrodynamique est due au coin convergent : plus s'accroît sa convergence (excentricité relative croît) et plus la génération de pression est grande (élévation du sommet de la crête). Le coin divergent par contre, provoque dans ce cas, une annihilation graduelle de la pression ramenant cette dernière à la valeur zéro en un lieu du contact dit abscisse de rupture. Cette dernière voit sa valeur diminuer avec l'excentricité relative, suite au gradient de pression négatif qui gagne d'ampleur avec l'élargissement du coin divergent, du moment qu'on ne peut avoir dans le contact une pression inférieure à la pression zéro (ou pression de saturation).

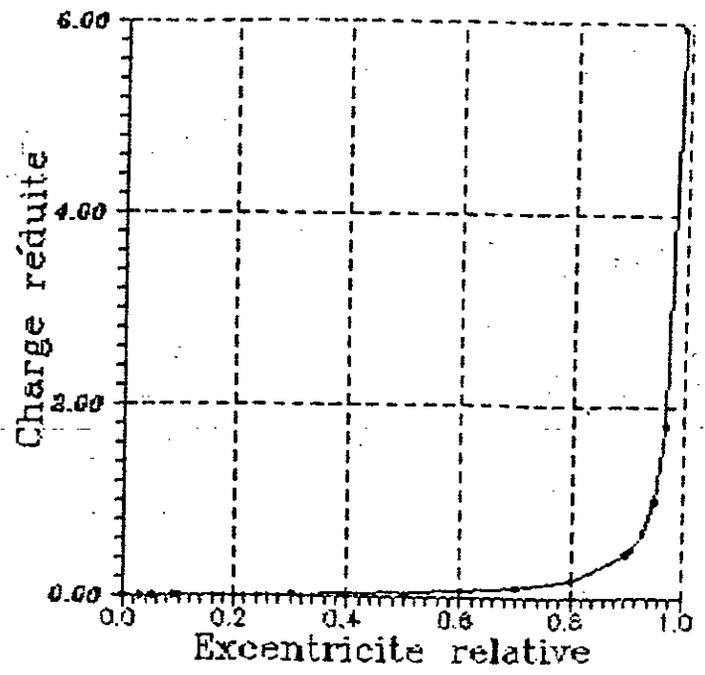
La variation de la charge réduite \bar{W} en fonction de l'excentricité peut être explicitée en raisonnant par récurrence : une augmentation de la valeur de charge adimensionnelle \bar{W} entraîne un déplacement de l'arbre par rapport au coussinet (augmentation de l'excentricité relative) ce qui induit une génération

Fig10. 6 - Evolution du Champ de pression
adimensionnelle en fonction de
l'excentricité relative
 $L / D = 1.0$

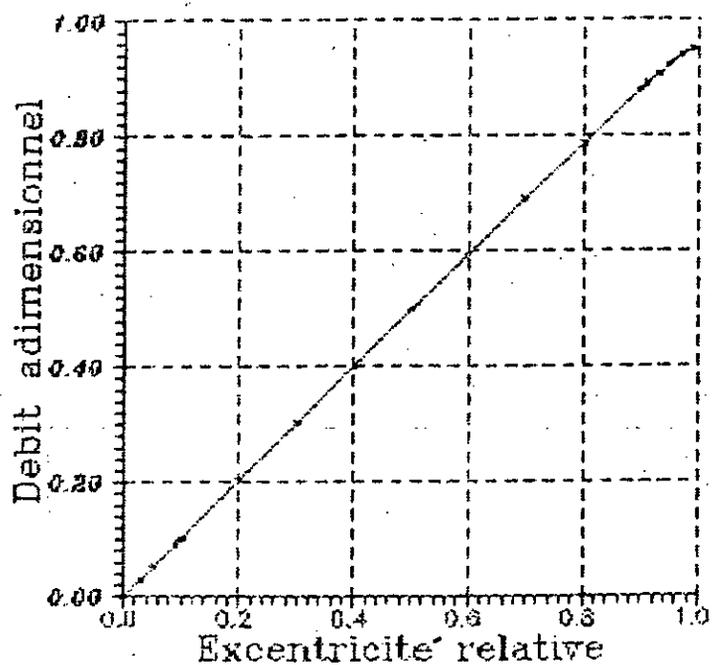




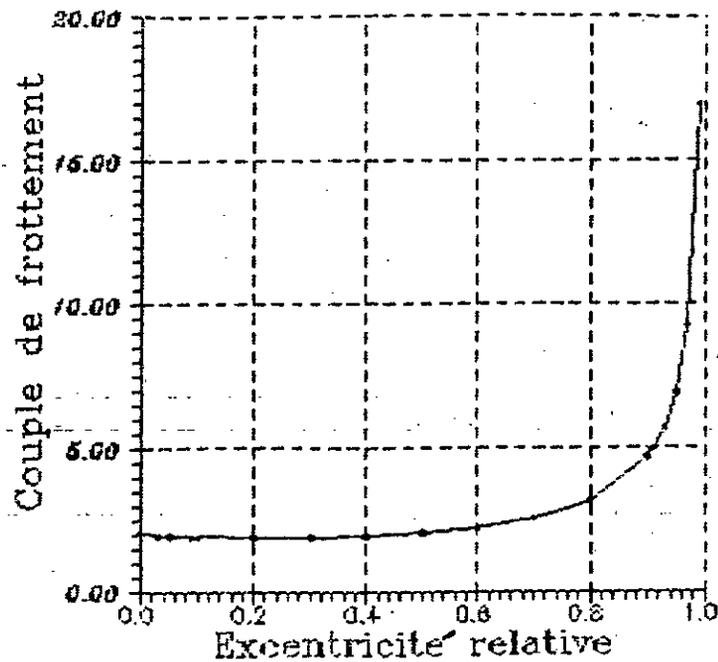
FigIV.7—Evolution de l'abscisse de rupture adimensionnelle en fonction de l'excentricité relative



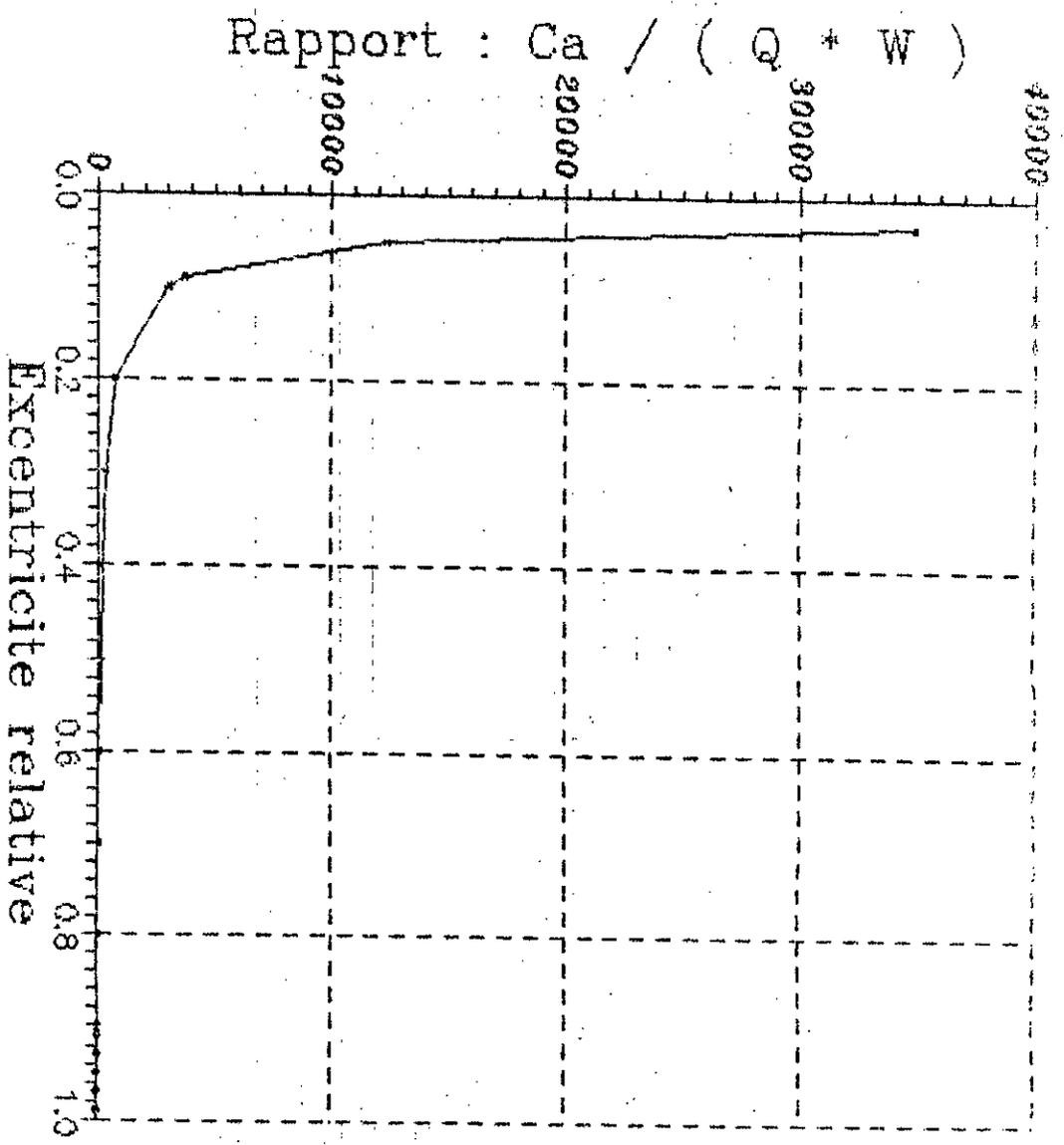
FigIV.8—Evolution de la charge réduite en fonction de l'excentricité relative



FigIV.9—Evolution du débit adimensionnel en fonction de l'excentricité relative



FigIV.10—Evolution du couple de frottement adimensionnel en fonction de l'excentricité relative



FigIV. 11 - Evolution du rapport adimensionnel $(C_a / (Q + W))$ en fonction de l'excentricite relative

supplémentaire de pression afin de compenser le surplus de charge.

La différence entre la pression générée et la pression régnant aux surfaces latérales du contact, entraîne une fuite axiale du fluide. Cette fuite s'accroît avec l'élévation de ce gradient de pression, donc avec l'excentricité relative ; chose que nous pouvons confirmer sachant que, la quantité de fluide entraînée à l'entrée du contact augmente avec $\epsilon \left(\frac{u \bar{h}(\vartheta=0)}{2} = \frac{u (1+\epsilon)}{2} \right)$.

Le couple de frottement sur l'arbre résulte de l'effort de résistance qu'oppose le fluide à l'entraînement de l'arbre : grande est l'excentricité relative, grande est la quantité d'huile entraînée et grand est le couple de frottement sur l'arbre.

Pour la valeur particulière de l'excentricité relative $\epsilon = 0.0$, le contact se présente sous la forme de deux surfaces planes parallèles (pas de coin convergent-divergent) ce qui ne permet pas la génération de pression. Ainsi, charge et débit adimensionnels sont nuls. Toutefois, il y a circulation d'une quantité d'huile donnée à l'intérieur du contact et par conséquent, le couple de frottement adimensionnel sur l'arbre n'est pas nul.

En ce qui concerne la symétrie du champ de pression, elle est due à la symétrie du contact par rapport au plan d'équation $\bar{x}_3 = 1/2$ en matière de géométrie et de conditions aux limites sur la pression (pression nulle sur les surfaces latérales du palier). En outre la symétrie du champ de pression par rapport à ce plan entraîne l'égalité des deux débits de fuites axiales.

IV.8.3- Remarques

* Nous avons établi les champs de pression adimensionnelle de la figure IV.6 pour un palier de rapport $L/D = 1.0$ en considérant les données suivantes :

Nombre de points suivant \bar{x}_1 ($0 \leq \bar{x}_1 \leq \bar{x}_8$) : $m = 22$,

Nombre de points suivant \bar{x}_s ($0 \leq \bar{x}_s \leq 1$) : $m = 12$,

Erreur tolérée sur p : $E\bar{p} = 0.0001$,

Erreur tolérée sur \bar{p} : $E\bar{x}_s = 0.0010$.

* Nous avons représenté les courbes des figures IV.7-8-9-10-11 pour un palier de rapport $L/D = 1.0$ et pour les données ci-dessus sauf que $m = 40$, $n = 30$ et $E\bar{p} = 0.00001$.

* Les courbes des figures IV.8.9.10 coïncident à des erreurs près de quelques pourcents avec les courbes de même nature dans différentes publications [34,35].

* Concernant la détermination de l'abscisse de rupture, la limite inférieure que nous pouvons utiliser est $\bar{x}_{st} = 1.0$ et ce conformément à la courbe de la figure IV.7.

IV.9- RÉSOLUTION DU PROBLEME POSÉ

Le calcul des caractéristiques du palier nécessite, la détermination du couple (s, t_m) correspondant aux équilibre dynamique et thermique de ce mécanisme. Pour ce fait, on peut utiliser deux algorithmes.

IV.9.1- Algorithme classique

A partir d'une viscosité μ^0 donnée pour une température t^0 choisie supérieure à la température t_a d'alimentation ($t^0 = t_a + \Delta t$), on détermine le débit axial q et le couple de frottement sur l'arbre C_a , ce qui permet de calculer la température moyenne t_m du lubrifiant. Si $t^0 = t_m$ à une erreur près E_t , le calcul est correct; si $t^0 \neq t_m$, on pose $t^1 = (t^0 + t_m)/2$ et l'on détermine une nouvelle viscosité afin de calculer de nouvelles valeurs des caractéristiques. On refait ce procédé jusqu'à ce que l'on obtienne à l'itération r , une température t^r telle que $t^r = t_m$ à une erreur près [21,35].

Ce processus itératif est simple mais coûteux, en matière de temps de calcul. En effet, pour chaque température t^r , on fait un balayage sur domaine de variation $[0,1]$ de l'excentricité relative ε , afin de trouver la charge réduite \bar{W} correspondant à la viscosité $\mu(t^r)$ telle que $W = 12 \mu \omega (R/C)^2 \pi R L \bar{W}$ (W étant la charge donnée). En outre, pour chaque ε on résoud l'équation de Reynolds plusieurs fois : on fait un balayage sur le domaine d'intégration afin de déterminer l'abscisse de rupture adimensionnelle \bar{x}_g ; et pour chaque valeur de \bar{x}_g , le processus itératif de Gauss-Seidel donnant le champ de pression adimensionnelle est utilisé jusqu'à ce qu'il y ait convergence.

Cet algorithme est illustré par l'organigramme de la figure IV.12.

IV.9.2- Algorithme conçu dans ce présent travail

La mise au point de cet algorithme est basée sur la considération "charge W constante" et la constatation faite quant à l'évolution de la charge réduite \bar{W} et du rapport $(\bar{C}_a / q \bar{W})$ en fonction de l'excentricité.

La relation (III.8) montre que pour tout ε non nul, on peut déterminer une viscosité μ telle que : $\mu = W / 12 \omega (R/C)^2 \pi R L \bar{W}$. Déduite d'une relation d'équilibre entre charge et champ de pression, cette viscosité correspond à une température dite température d'équilibre dynamique t_{ed} .

La température moyenne de fonctionnement t_m est déduite d'un bilan thermique; par conséquent, elle est appelée température d'équilibre thermique t_{et} .

D'après la relation (IV.8) et compte tenu du fait que la charge W est constante, la charge réduite \bar{W} croît avec ε et la viscosité d'un fluide diminue avec l'augmentation de la température; on conclut que la température d'équilibre dynamique t_{ed} croît avec l'excentricité relative ε .

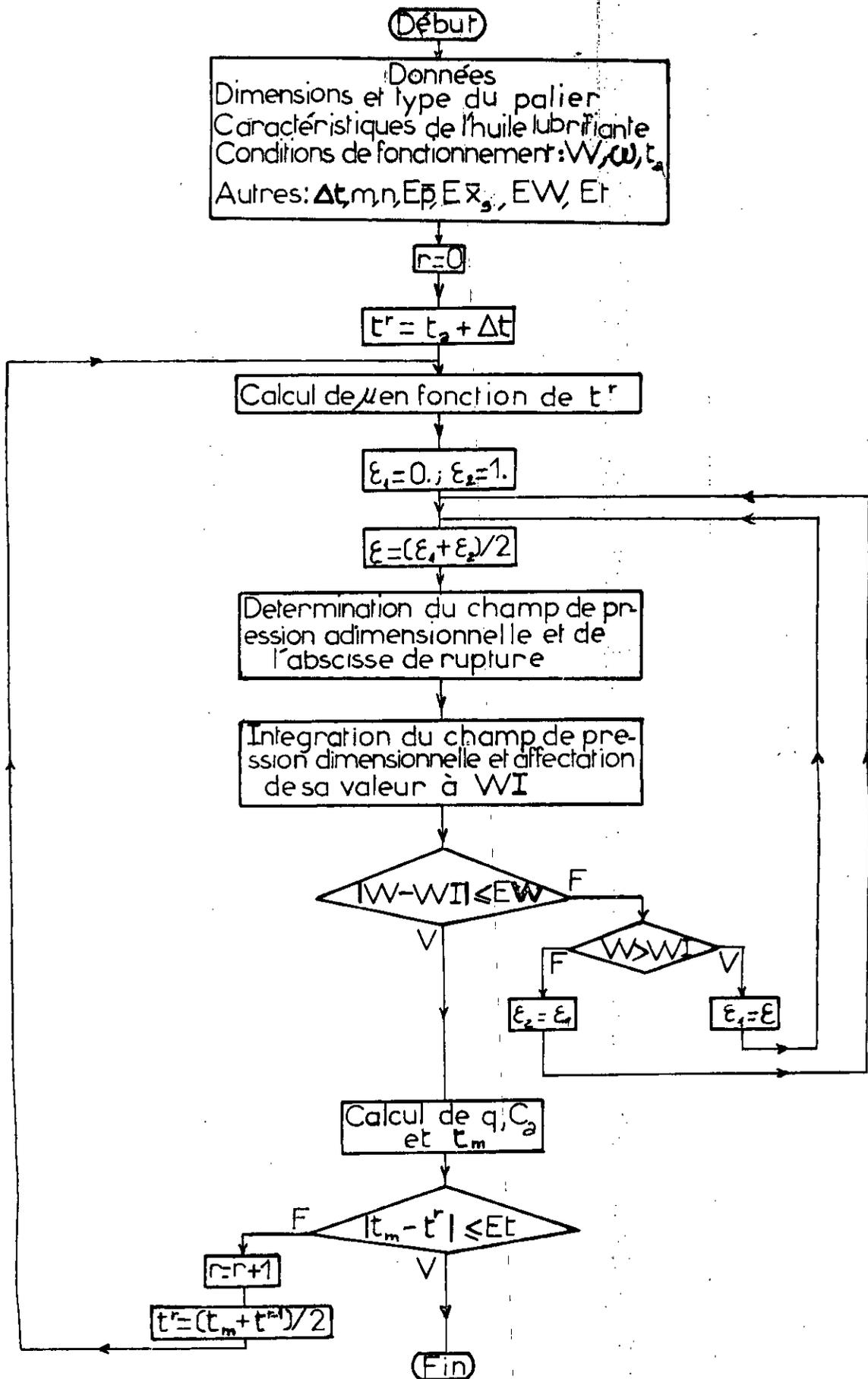


Fig IV.12 : Algorithme classique

Contrairement à t_{ed} , la température d'équilibre thermique t_{et} diminue en fonction de ε . Ceci est dû à l'évolution du rapport $(\bar{C}_a / \bar{q} \bar{W})$ en fonction de ε (figure IV.11) et dont dépend t_{et} (IV.15).

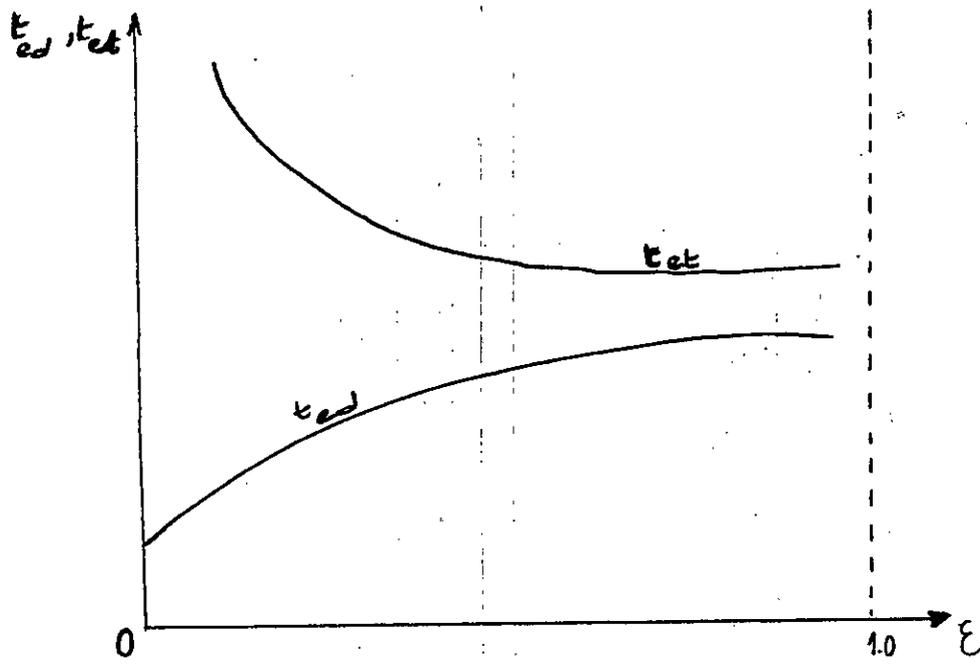
La représentation de l'évolution de t_{ed} et t_{et} en fonction de ε nous révèle deux dispositions possibles : la première est celle où la courbe $t_{et}(\varepsilon)$ reste au dessus de la courbe $t_{ed}(\varepsilon)$ pour toutes valeurs de ε (figure IV.13.a) ; la seconde est celle où les deux courbes se coupent (figure IV.13.b).

La première disposition des courbes s'interprète par le fait que la chaleur produite par frottement reste supérieure à ce que le palier peut évacuer, et ce pour toutes les positions que peut prendre l'arbre par rapport au coussinet.

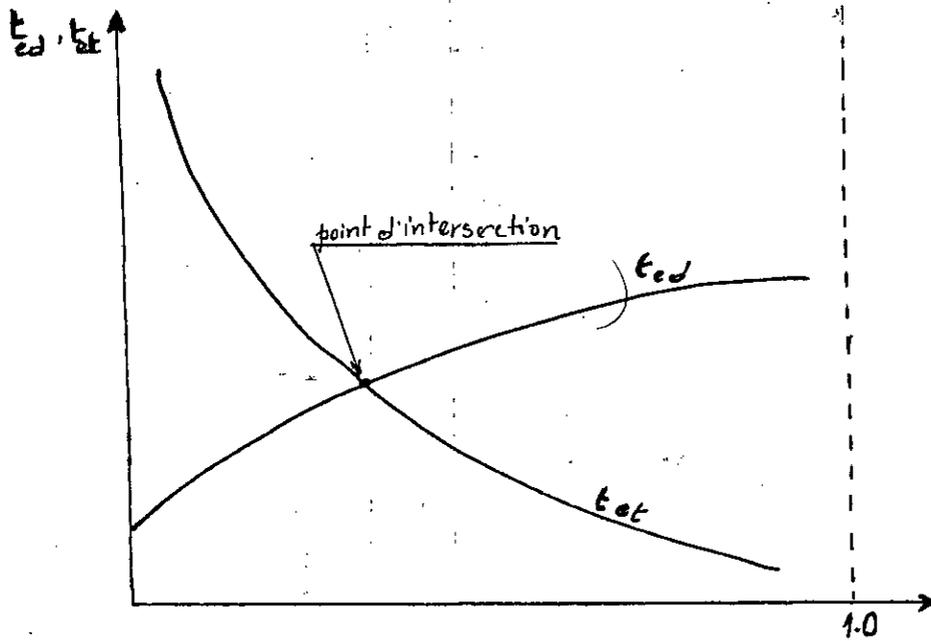
La deuxième disposition des courbes met en évidence un point d'intersection, qui correspond à une excentricité relative ε donnant lieu à un équilibre dynamique et thermique du palier. En ce point nous avons $t_{ed} = t_{et}$.

Ceci dit, le problème posé serait résolu si, on arrivait à déterminer la valeur de ε pour laquelle $t_{ed} = t_{et}$. En effet, l'algorithme conçu dans ce présent travail, se base sur cette condition.

Pour la valeur 0.5 de ε , correspondant au milieu de l'intervalle $[0,1]$, on détermine le champ de pression adimensionnelle, les caractéristiques adimensionnelles \bar{W} , \bar{q} et \bar{C}_a , la température d'équilibre dynamique t_{ed} , la température d'équilibre thermique t_{et} et finalement Δt la différence entre ces dernières ($\Delta t = t_{ed} - t_{et}$). Si $\Delta t = 0$ à une erreur près ϵ_t , le calcul est correct et l'excentricité relative prise au début du processus correspond bien à l'équilibre dynamique et thermique du palier. Dans le cas contraire, on détermine les paramètres déjà cités pour une nouvelle valeur de ε qu'on choisit en fonction du signe de Δt : pour un $\Delta t < 0$, on prend une excentricité de valeur



- a -



- b -

Fig IV.13- Evolution de t_{ed} et t_{et} en fonction de ε

inférieure à celle des précédents calculs; alors qu'on prend une valeur supérieure à cette dernière pour un $\Delta t > 0$. Suivant que la valeur de Δt calculée pour la nouvelle valeur de ε est nulle ou non, on arrête ce procédé de calcul ou on le reprend jusqu'à l'obtention d'un Δt nul. Toutefois dans certains cas, ce processus itératif ne donne pas de Δt nul, même au voisinage de $\varepsilon = 1$; il s'agit en effet du cas où, pour toute valeur de ε prise dans le domaine $[0,1]$, les courbes $t_{et}(\varepsilon)$ et $t_{ed}(\varepsilon)$ n'ont pas de point d'intersection.

Le choix des valeurs de ε dans ce processus itératif peut être fait de deux méthodes :

a- Méthode de dichotomie [32] : On se fixe au début du calcul deux excentricités relatives ε_1 et ε_2 tels que $\varepsilon_1 = 0.0$ (minimum du domaine $[0,1]$) et $\varepsilon_2 = 1.0$ (maximum du domaine $[0,1]$); On calcule les paramètres su-définis pour $\varepsilon = (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)/2$; dans le cas où $\Delta t \neq 0.0$ et pour une nouvelle valeur de ε qu'on prend supérieure à cette dernière (c.a.d on a $\Delta t > 0.0$), on affecte la valeur précédente de ε à ε_1 ($\varepsilon_1 = \varepsilon$), alors qu'on affecte ε à ε_2 ($\varepsilon_2 = \varepsilon$) dans le cas où $\Delta t < 0.0$; par la suite on reprend le calcul des caractéristiques du palier de nouveau pour un nouvel ε tel que $\varepsilon = (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)/2$ et ce jusqu'à ce qu'il y ait convergence du processus itératif. On retrouve cette méthode schématisée dans l'organigramme (figure IV.10) de l'algorithme de calcul classique.

b- Méthode de la sécante [36] : Elle se fonde sur le fait que Δt varie de façon monotone et croissante en fonction de ε (figure IV.14); ainsi ayant deux valeurs Δt_1 et Δt_2 de Δt correspondant respectivement à deux valeurs ε_1 et ε_2 de ε ($\Delta t_1 < 0.0$ et $\Delta t_2 > 0.0$), on peut joindre les points $(\varepsilon_1, \Delta t_1)$ et $(\varepsilon_2, \Delta t_2)$ par une droite dont on sait déterminer les coefficients c_1 et c_2 de son

équation $\Delta t = c_1 \varepsilon + c_2$, où $c_1 = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}$ et $c_2 = \frac{\varepsilon_2 \Delta t_1 - \varepsilon_1 \Delta t_2}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}$;

l'excentricité qu'on prend pour le prochain calcul correspond alors à $\Delta t = 0.0$ d'où l'on tire $\varepsilon = (\varepsilon_1 \Delta t_2 - \varepsilon_2 \Delta t_1) / (\Delta t_2 - \Delta t_1)$;

toutefois au début du processus itératif, la connaissance de deux points $(\varepsilon_1, \Delta t_1)$ et $(\varepsilon_2, \Delta t_2)$ est nécessaire afin de pouvoir utiliser la méthode de la sécante, pour ce fait on emploie dans un premier temps la méthode de dichotomie afin de déterminer ces deux points.

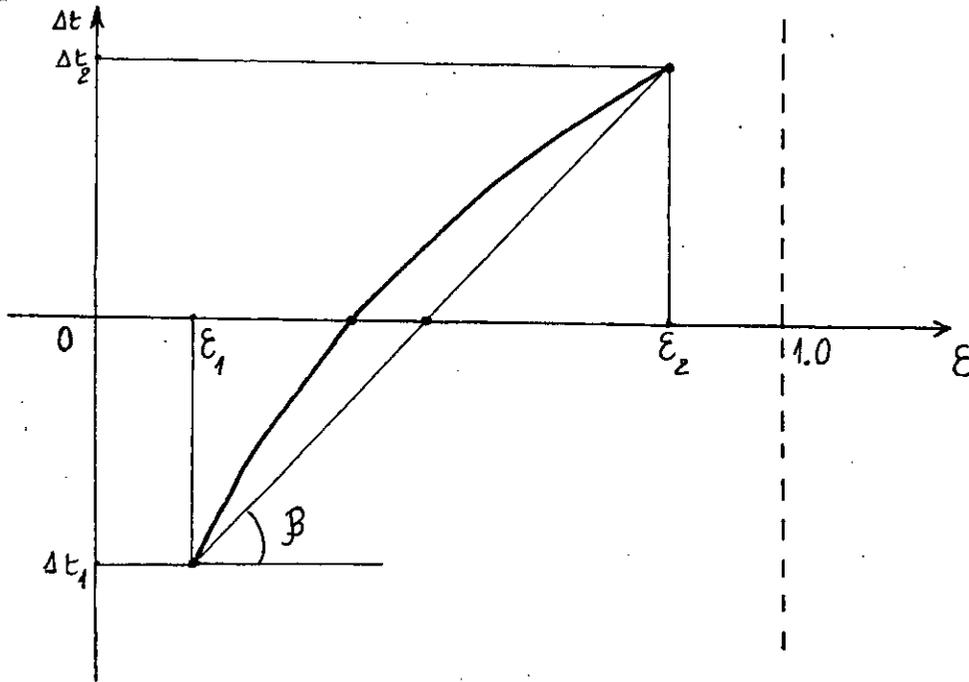


Fig IV.14- Evolution de Δt en fonction de ε

Ayant déterminé le point d'équilibre dynamique et thermique du palier (excentricité relative ε et température moyenne de fonctionnement t_m), on calcule alors l'angle de calage ϕ et les caractéristiques dimensionnelles du palier q et C_a et ce après avoir vérifié que le fonctionnement du palier a lieu en régime d'écoulement laminaire et on définit l'état de surface donnant lieu à un régime de frottement fluide.

Cet algorithme est illustré par l'organigramme de la figure (IV.15).

IV.9.3- Remarque

La température d'équilibre dynamique t_{ed} est déterminée à

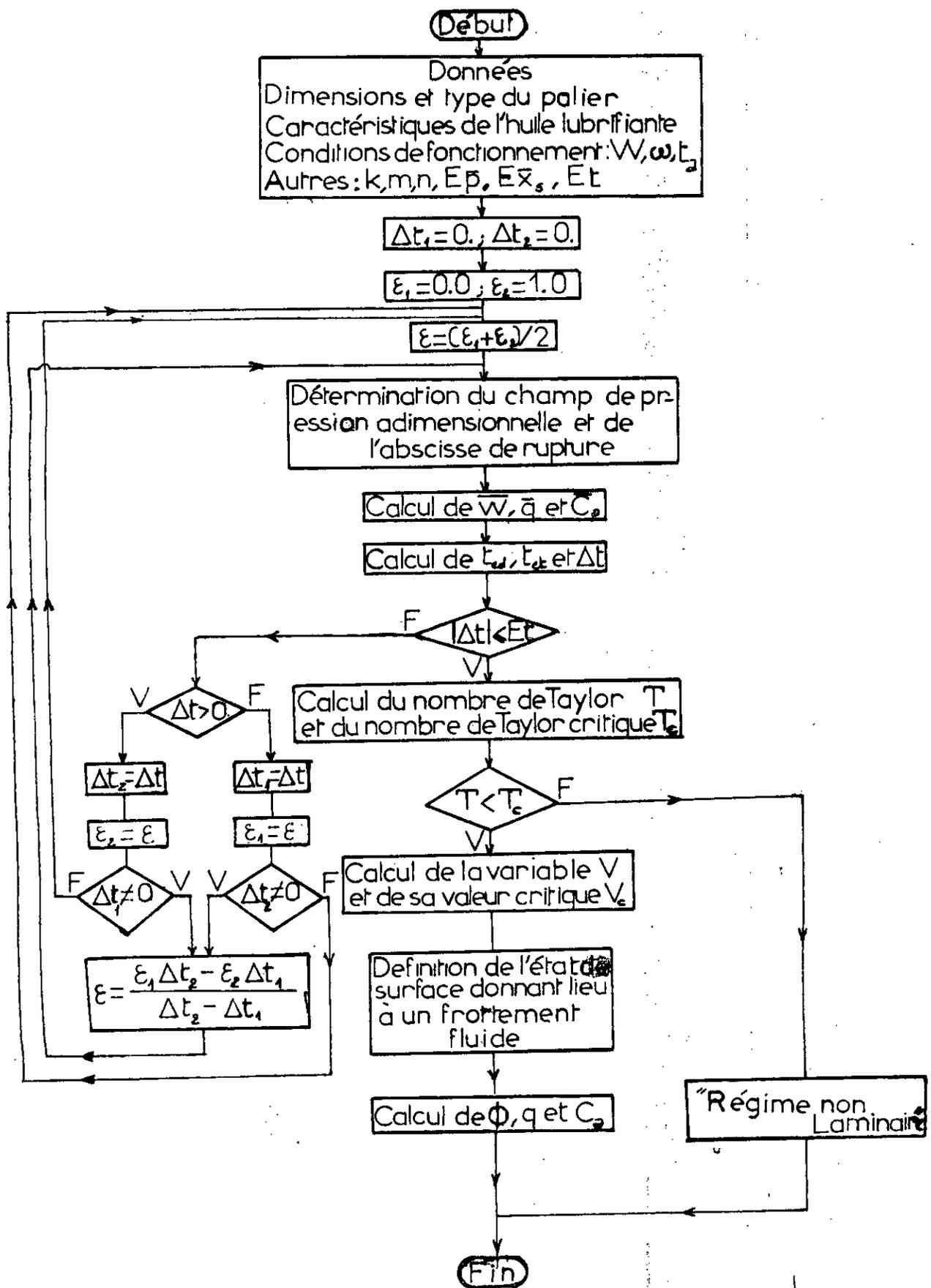


Fig IV.15: Algorithme conçu dans le présent travail

partir des relations (III.14) et (III.16) :

$$t_{ed} = 10^{[\text{Log Log}(981.10^4 \mu/\rho + 0.6) - b] / a}$$

IV.10- STRUCTURE DU LOGICIEL

Sur la base de l'algorithme conçu dans ce présent travail (IV.9.2), nous avons élaboré un logiciel dont nous présentons la structure globale par l'organigramme de la figure (IV.16).

IV.10.1- Remarques

a- L'état de surface du palier pour lequel on a un frottement fluide est défini suivant la valeur de V_c (III.6.2).

b- Nous avons élaboré ce logiciel en usant du compilateur TURBO-PASCAL version 5.5 [37.38].

c- La représentation du champ de pression en trois dimensions est assurée par un programme que nous avons mis au point à la lumière des notions élémentaires en graphisme sur micro-ordinateur [38].

IV.11- PRÉSENTATION ET DISCUSSION DES RESULTATS

Comme illustration du logiciel mis au point, nous présentons dans cette partie du travail quelques résultats que nous discuterons par la suite .

L'ensemble des résultats des variations des paramètres du même type (caractéristiques constructives du palier ou bien, caractéristiques de l'huile lubrifiante ou bien encore, conditions de fonctionnement du palier) sont regroupés dans des annexes.

Lecture des données

— Caractéristiques du palier

- ~ R_2 : rayon intérieur du coussinet
- ~ R_1 : rayon de l'arbre
- ~ L : longueur du palier
- ~ Type de palier

— Caractéristiques de l'huile

- ~ a, b : coefficients de la loi de variation viscosité-température
- ~ ρ : masse volumique
- ~ c_p : chaleur spécifique à pression constante

— Conditions de fonctionnement

- ~ W : charge appliquée sur l'arbre
- ~ ω : vitesse de rotation de l'arbre
- ~ t_a : température ambiante
- ~ k : coefficient de sécurité pour un fonctionnement en régime fluide

— Données nécessaires au programme

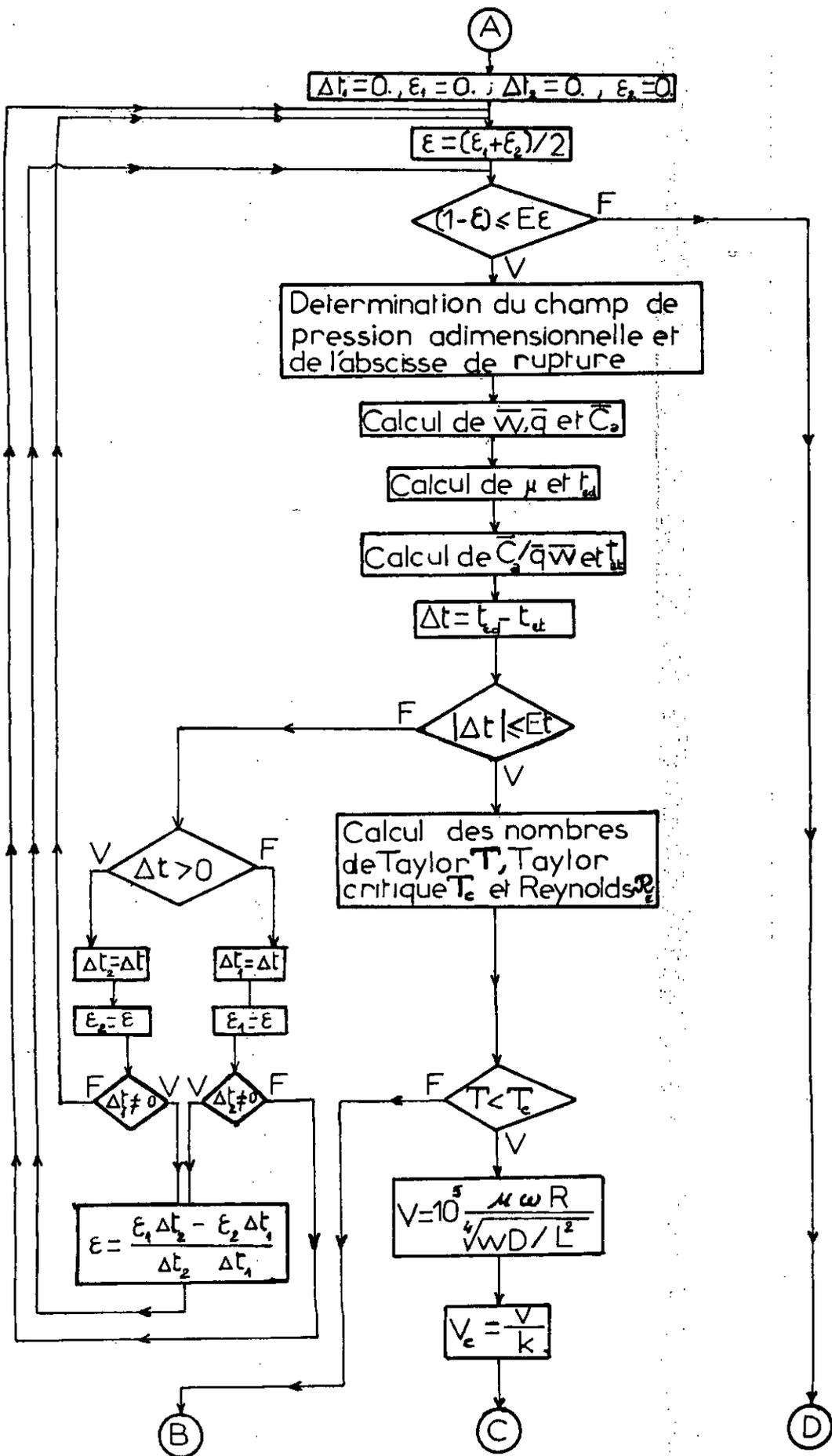
- ~ m : nombre de points suivant \bar{x}
- ~ n : nombre de points suivant \bar{x}'
- ~ $E_{\bar{p}}$: erreur tolérée sur \bar{p}
- ~ $E_{\bar{x}}$: erreur tolérée sur \bar{x}
- ~ E_t : erreur tolérée sur $\Delta t = t_{at} - t_a$
- ~ $E_{\varepsilon} = \varepsilon_{\max} (1) - \varepsilon_{\min}$: excentricité limite de calcul

Détermination du coefficient γ de la loi de dissipation

$$R = (R_1 + R_2) / 2$$

$$D = 2R$$

(A)



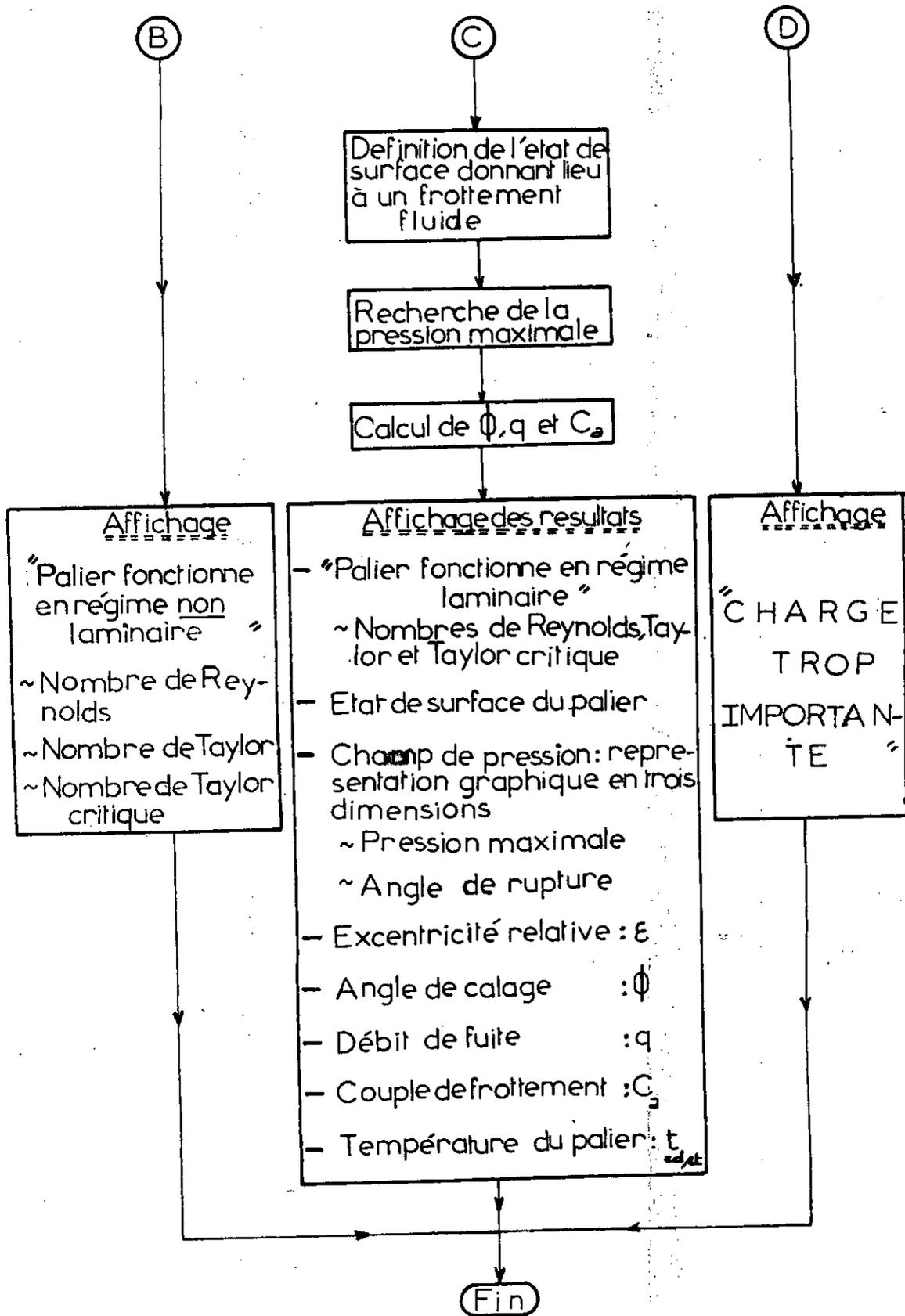


Fig IV.16 : Structure du logiciel

IV.11.1- Resultats d'une variation des caractéristiques constructives du palier [Annexe B]

IV.11.1.1- Rapport largeur au diamètre du palier

Pour des valeurs décroissantes du rapport (L/D) du palier, on constate une élévation de la valeur de l'excentricité relative ϵ et celle du débit de fuite q , une diminution de la valeur du couple de frottement sur l'arbre C_a et finalement une diminution dans un premier temps puis une élévation de la température moyenne t_m .

Pour les valeurs décroissantes du rapport (L/D), on a une diminution de la surface du contact et par la suite, la pression moyenne due à la charge constante W croit en valeur; une génération supplémentaire de pression dans le film d'huile s'avère nécessaire pour qu'on puisse avoir l'équilibre charge-champ de pression. Cette génération supplémentaire de pression suscite une élévation de la valeur de l'excentricité relative ϵ .

La surface transversale du contact au niveau de la rainure axiale diminue suite à la diminution du rapport (L/D) et croit suite à l'augmentation de ϵ . Néanmoins, cette surface augmente globalement. Ainsi, la quantité d'huile précipitée à l'intérieur du palier (c.a.d le débit de fuite q) augmente aussi.

Le couple de frottement sur l'arbre C_a se trouve en regression puisque la surface de cisaillement (surface circonferencielle du contact) diminue.

Il est à constater qu'on ne peut réduire le rapport (L/D) indéfiniment car, l'équilibre charge-champ de pression n'est atteint alors que pour des valeurs de l'excentricité relative tendant vers 1 et correspondant à une lubrification semi-fluide qu'on cherche à éviter. Ainsi, pour de faibles valeurs du rapport (L/D), le palier ne peut supporter la charge imposée tout en ayant une lubrification hydrodynamique, on dit alors que la charge est

"trop importante".

IV.11.1.2- Jeu radial du palier

Pour des valeurs croissantes du jeu radial C du palier, on constate une diminution de la valeur de la température moyenne t_m et une élévation de celle de l'excentricité relative ε , du débit de fuite q et du couple de frottement sur l'arbre C_a .

On a vu que la génération de pression dans le palier est dûe essentiellement au coin convergent (III.1) et que l'importance de celle-ci est étroitement liée à l'importance de la convergence de ce coin (IV.8.2). Toute fois, l'augmentation du jeu radial du palier fait que la convergence de la partie amont du contact [$h = C (1 + \varepsilon \cos \vartheta)$] soit moins importante, ce qui provoque une baisse en matière de génération de pression. Cette dernière devant être compensée afin de rétablir l'équilibre charge-champ de pression, l'excentricité relative ε du palier augmente.

La quantité d'huile précipitée par l'arbre en rotation à l'intérieur du palier au niveau de la rainure axiale [$q = C L (1+\varepsilon)/2$] est d'autant plus grande que le sont le jeu radial C et l'excentricité relative ε : l'augmentation du débit de fuite est donc évidente.

Pour une même vitesse de rotation, le couple de frottement sur l'arbre est d'autant plus grande que l'est la quantité entraînée par ce dernier (IV.8.2); ce qui explique l'augmentation du couple de frottement dans le cas où le jeu radial croit en valeur .

La variation en fonction du jeu radial du débit de fuite, est netement grande relativement à celle du couple de frottement. Ainsi, la chaleur produite par frottement se trouve évacuée dans un intervalle de temps de plus en plus court; la puissance dissipée est donc de plus grande, la température moyenne de fonctionnement décroît donc en valeur.

Il est à remarquer qu'on ne peut élever indéfiniment la valeur du jeu radial du palier du moment que, ceci peut donner lieu à partir d'une certaine valeur de C " un régime d'écoulement non laminaire ". En effet, ce resultat confirme ce qui a été dit au préalable (III.6.1).

IV.11.1.3- Type de palier

Pour les même dimensions, même huile lubrifiante et même conditions de fonctionnement, selon qu'on choisit un type de palier ou un autre, les resultat obtenus changent peu, exceptée la température moyenne de fonctionnement du palier. En effet, pour des liaisons coussinet-palier de moins en moins développées (γ diminue), la température moyenne de fonctionnement du palier diminue.

Le facteur γ affecte directement bien que faiblement ($0.80 \leq \gamma \leq 1.00$), la puissance dissipée dans le palier : selon (III-13), la diminution de la valeur de γ entraîne une augmentation de la puissance évacuée et par conséquent la diminution de la valeur de la température moyenne de fonctionnement du palier.

IV.11.2- Resultats d'une variation des caractéristiques de l'huile lubrifiante [Annexe C]

Pour avoir des resultat rigoureux pouvant être facilement discutés, nous avons considéré dans ce cas une catégorie d'huiles telle que : plus l'huile est visqueuse et plus sa masse volumique et sa chaleur spécifique sont importantes.

Cette considération nous a permis de constater que, pour des huiles de moins visqueuses, l'excentricité augmente, le couple de frottement et la température moyenne de fonctionnement du palier diminuent alors que le débit reste constant.

De toute évidence, plus l'huile lubrifiante est visqueuse et plus son opposition à l'entraînement de l'arbre est grande; autrement dit le couple de frottement sur l'arbre est élevé. Le débit de fuite étant constant (ou plus exactement variant faiblement), la puissance évacuée est donc faible. Ainsi, la température moyenne de fonctionnement est élevée.

Le champ de pression dépend de la viscosité de l'huile lubrifiante. Cette dernière change peu avec la température pour une huile très visqueuse et considérablement pour une huile peu visqueuse. Ainsi, l'équilibre thermique et dynamique pour une huile très visqueuse s'établit pour une faible valeur de l'excentricité relative alors que, pour une huile peu visqueuse cet équilibre s'établit pour une excentricité plutôt élevée.

IV.11.3- Résultats d'une variation des conditions de fonctionnement du palier [Annexe D]

IV.11.3.1- Charge imposée

Pour des valeurs croissantes de la charge, on remarque que les paramètres excentricité relative, couple de frottement et température moyenne croient, tandis que le débit de fuite reste constant.

Il est évident que le débit de fuite doit augmenter avec l'excentricité relative, toute fois dans ce cas, la grandeur de la vitesse de l'arbre fait que la variation de ce débit avec la charge ne soit pas appréciable. Par ailleurs, suite à cette variation du débit de fuite soit elle minime, son entraînement engendre une élévation du couple de frottement sur l'arbre.

L'augmentation de l'excentricité relative avec la charge s'explique par la nécessité d'une génération supplémentaire de pression afin de compenser le surplus de charge.

Concernant la température moyenne de fonctionnement, son

élévation est due à la puissance dissipée qui ne fait qu'augmenter avec le couple de frottement alors que, le débit d'évacuation reste presque constant.

Si le contact ne peut supporter une charge imposée pour de faibles rapports (L/D) tout en ayant une lubrification hydrodynamique, il ne pourra le faire (rapport L/D constant) pour des charges élevées; on dit alors que la charge considérée est "trop importante".

IV.11.3.2- Vitesse de rotation de l'arbre

On peut voir clairement qu'une augmentation de la vitesse de rotation de l'arbre provoque une diminution de l'excentricité relative et une augmentation du débit de fuite, du couple de frottement et de la température moyenne de fonctionnement du palier.

L'augmentation de la vitesse de rotation de l'arbre implique une quantité d'huile entraînée à l'intérieur du palier (au niveau de la rainure axiale) de plus en plus grande; d'où l'augmentation du débit de fuite.

Le couple de frottement élémentaire sur l'arbre dépend du gradient de vitesse sur l'arbre. Ce dernier se voit croissant avec l'augmentation de la vitesse périphérique de l'arbre, d'où l'élévation de la valeur du couple de frottement sur l'arbre avec cette dernière.

Suite à l'élévation de la valeur du couple de frottement et de la vitesse de rotation de l'arbre, la puissance dissipée par frottement ($C_a \omega$) dans le palier augmente également; ce qui induit une élévation de la température dans le film d'huile.

La diminution de la valeur de l'excentricité relative avec la vitesse de rotation de l'arbre n'est que la conséquence de l'établissement de l'équilibre dynamique et thermique du palier.

Enfin, il est important de remarquer qu'à des vitesses de rotation élevées, le régime d'écoulement dans le palier n'est plus laminaire (prépondérance des forces d'inertie sur les forces de viscosité). On confirme ainsi, la remarque citée au (III.6.1).

IV.11.3.3- Coefficient de sécurité

Un fonctionnement du palier avec un coefficient de sécurité k élevé exige un état de surface idéal pour que ça soit en régime de frottement fluide. Cependant, si k est faible ($k \approx 1$) un très bon état de surface suffit.

IV.12- CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons élaboré un algorithme de calcul par le biais duquel, il nous est possible de déterminer les caractéristiques d'un palier hydrodynamique fonctionnant en régime d'écoulement laminaire. Nous avons par ailleurs, discuté quelques résultats donnés par le programme mis au point à la lumière de cet algorithme et ce pour, montrer l'efficacité et la justesse de ce dernier.

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION GÉNÉRALE

Cette étude nous a permis de mettre au point un logiciel de calcul. Par le biais de ce dernier, il nous est possible de déterminer toutes les caractéristiques d'un palier lisse hydrodynamique isotherme, fonctionnant en régime d'écoulement permanent laminaire et ayant une alimentation à l'huile par une rainure axiale.

cette application a été conçue sur la base d'un algorithme de calcul que nous avons élaboré au cours de ce travail. Cet algorithme nous offre une grande performance en matière de temps de calcul; chose qui suscite la généralisation de son utilisation à d'autres contacts lubrifiés hydrodynamiquement et ce, tout en faisant les adaptations nécessaires ou en suivant l'analyse qui a servi à sa mise au point.

Cet algorithme sera d'une grande utilité si nous venons à établir un algorithme de calcul pour le palier cité au préalable mais, fonctionnant en régime non laminaire. En effet, le premier nous renseignera si le fonctionnement a lieu ou non en régime d'écoulement laminaire et calculera les caractéristiques du mécanisme dans le cas affirmatif; le second entreprendra ce calcul dans le cas contraire. Un logiciel regroupant ces deux algorithmes, englobera le calcul du palier considéré en tous régimes d'écoulement tout en ayant, un temps de calcul modéré.

L'algorithme que nous avons conçu, prouvera son efficacité plus particulièrement si, nous considérons une charge non point statique, mais plutôt dynamique. La valeur de cette dernière étant

connue à des intervalles réguliers de temps, la position de l'arbre par rapport au coussinet (excentricité relative) est donc définie par notre algorithme ainsi que, les caractéristiques du palier et ce, pour les même intervalles de temps; le parcourt du centre de l'arbre sera donc prévu dans le cas ou l'on connaît la variation de la charge en fonction du temps.

Enfin, il est important de remarquer la concordance des résultats que nous avons obtenus avec ceux de l'expérience et des études déjà entreprises (Etude Bibliographique).

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- [1] FRÈNE J., NICOLAS B., DEGUEURCE B., BERTHE D., GODET M.
"Lubrification hydrodynamique : Paliers et Butées" .
Edition Eyrolles 1990, pp.12-21.
- [2] LELOUP L.
"Etude de la lubrification et calcul des paliers : Lois théoriques et expérimentales" .
Edition Dunod 1962.
- [3] FANTINO B.
"Influence des défauts de forme et des déformations élastiques des surfaces en lubrification hydrodynamique sous charges statiques dynamiques" .
Thèse Doctorat és-Sciences Appliquées, Université Claude Bernard, Lyon 1981, pp.9-20.
- [4] FRÈNE J., NICOLAS B., DEGUEUCE B., BERTHE D., GODET M.
"Lubrification hydrodynamique : Paliers et Butées" .
Edition Eyrolles 1990, pp.49-50.
- [5] FANTINO B.
"Influence des défauts de forme dans la lubrification hydrodynamique" .
Thèse Doctorat de Spécialité, Université Claude Bernard, Lyon 1973, pp.5-6.
- [6] BELHANECHÉ H.
Cours de Tribologie.
Ecole Nationale Polytechnique, 1991-1992.
- [7] FRÈNE J.
"Paliers hydrodynamiques" .
Techniques de l'ingénieur, B 671-2, 198.
- [8] LELOUP L.

"Etude de la lubrification et calcul des paliers : Lois théoriques et expérimentales ".

Edition Dunod 1962, pp.52-53.

[9] FRENE J., NICOLAS B., DEGUEURCE B., BERTHE D., GODET M.

"Lubrification hydrodynamique : Paliers et Butées".

Edition Eyrolles 1990, pp.55-56.

[10] FANTINO B.

"Influence des défauts de forme dans la lubrification hydrodynamique ".

Thèse Doctorat de Spécialité, Université Claude Bernard, Lyon 1973, pp.11.

[11] FRENE J., NICOLAS B., DEGUEURCE B., BERTHE D., GODET M.

"Lubrification hydrodynamique : Paliers et Butées".

Edition Eyrolles 1990, pp.58-62.

[12] FANTINO B.

"Influence des défauts de forme dans la lubrification hydrodynamique ".

Thèse Doctorat de Spécialité, Université Claude Bernard, Lyon 1973, pp.9-12.

[13] FANTINO B.

"Influence des défauts de forme et des déformations élastiques des surfaces en lubrification hydrodynamique sous charges statiques dynamiques".

Thèse Doctorat és-Sciences Appliquées, Université Claude Bernard, Lyon 1981, pp.21-22.

[14] FRENE J.

"Paliers hydrodynamiques".

Techniques de l'ingénieur, B 671,1-1-2.

[15] LELOUP L.

"Etude de la lubrification et calcul des paliers : Lois

théoriques et expérimentales ".
Edition Dunod 1962. pp.176-178.

- [16] FRÈNE J., NICOLAS B., DEGUEURCE B., BERTHE D., GODET M.
"Lubrification hydrodynamique : Paliers et Butées".
Edition Eyrolles 1990, pp.63-65, pp.70, pp 130.
- [17] FANTINO B.
"Influence des défauts de forme dans la lubrification hydrodynamique ".
Thèse Doctorat de Spécialité, Université Claude Bernard,
Lyon 1973, pp.12-13, pp.18.
- [18] LELOUP L.
"Etude de la lubrification et calcul des paliers : Lois théoriques et expérimentales ".
Edition Dunod 1962, pp.132-133.
- [19] FANTINO B.
"Influence des défauts de forme dans la lubrification hydrodynamique ".
Thèse Doctorat de Spécialité, Université Claude Bernard,
Lyon 1973, pp.26-27.
- [20] LELOUP L.
"Etude de la lubrification et calcul des paliers : Lois théoriques et expérimentales ".
Edition Dunod 1962, 264-268.
- [21] FRÈNE J.
"Paliers hydrodynamiques".
Techniques de l'ingénieur, B 671,1-22.
- [22] FRÈNE J., NICOLAS B., DEGUEURCE B., BERTHE D., GODET M.
"Lubrification hydrodynamique : Paliers et Butées".
Edition Eyrolles 1990, pp.142-143.

- [23] GROFF J. L. E.
"A B C du graissage".
 Editons Technip 1961, pp.24-62.
- [24] FRÈNE J.
"Paliers hydrodynamiques".
 Techniques de l'ingénieur, B 671,1-23.
- [25] FRÈNE J.,NICOLAS B.,DEGUEURCE B.,BERTHE D.,GODET M.
"Lubrification hydrodynamique : Paliers et Butées".
 Edition Eyrolles 1990, pp.363-383.
- [26] LELOUP L.
"Etude de la lubrification et calcul des paliers : Lois théoriques et expérimentales".
 Edition Dunod 1962, pp.231,263.
- [27] FANTINO B.
"Influence des défauts de forme dans la lubrification hydrodynamique".
 Thèse Doctorat de Spécialité, Université Claude Bernard, Lyon 1973, pp.68.
- [28] FRÈNE J.
"Paliers hydrodynamiques".
 Techniques de l'ingénieur, B 671-8.
- [29] FRÈNE J.,NICOLAS B.,DEGUEURCE B.,BERTHE D.,GODET M.
"Lubrification hydrodynamique : Paliers et Butées".
 Edition Eyrolles 1990, pp.67-70.
- [30] BOUMAH RAT M.,GOURDIN A.
"Méthodes Numériques Appliquées".
 Office des Publications Universitaires:10/91; pp.244-249.
- [31] CROUZEIX M.
"Analyse Numérique des problèmes aux limites elliptiques".

Ecole Polytechnique de Paris.

- [32] BOUMHRAT M., GOURDIN A.
"Méthodes Numériques Appliquées".
Office des Publications Universitaires: 10/91; pp.91-92.
- [33] FANTINO B.
"Influence des défauts de forme dans la lubrification hydrodynamique".
Thèse Doctorat de Spécialité, Université Claude Bernard,
Lyon 1973, pp.72-75.
- [34] FRÈNE J.
"Paliers hydrodynamiques".
Techniques de l'ingénieur, B 671,1-3.
- [35] FRÈNE J., NICOLAS B., DEGUEURCE B., BERTHE D., GODET M.
"Lubrification hydrodynamique : Paliers et Butées".
Edition Eyrolles 1990, pp.139-149.
- [36] BOUMHRAT M., GOURDIN A.
"Méthodes Numériques Appliquées".
Office des Publications Universitaires :10/91; pp.41-45.
- [37] TISCHER M.
"La Bible Turbo Pascal : Version 5.0 et 5.5".
Edition Micro Application 1990.
- [38] MAILLE D.
"Le Language Pascal".
Berti Edition 1990.

ANNEXES

ANNEXE A

RPAISSEUR DU FILM LUBRIFIANT

Considérons une section droite du palier (figure A.1). Un point M appartenant à la surface du coussinet sera repéré par la coordonnée angulaire $\vartheta = (\overrightarrow{O_2A}, \overrightarrow{O_2M})$; l'épaisseur du film d'huile est :

$$h = O_2M - O_2M'$$

$$h = R_2 - O_2M' = R_1 + e - O_2M'$$

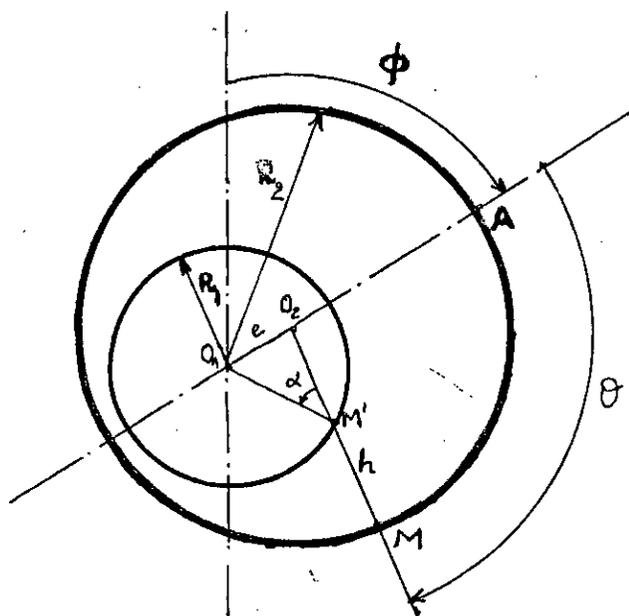


Fig A.1- Section droite du palier

En appliquant la règle des sinus au triangle $O_1M'O_2$ il vient :

$$\frac{O_1M'}{\sin(O_1O_2M')} = \frac{e}{\sin \alpha} = \frac{R_1}{\sin(M'O_1O_2)} = \frac{R_1}{\sin(\pi - \vartheta)} = \frac{R_1}{\sin \vartheta}$$

d'où

$$\sin \alpha = \frac{e}{R_1} \sin \vartheta$$

et

$$O_2M' = \frac{R_1}{\sin \vartheta} \sin(O_2O_1M')$$

or

$$(O_2O_1M') = \vartheta - \alpha = \vartheta - \arcsin\left(\frac{e}{R_1} \sin \vartheta\right)$$

donc

$$O_2M' = \frac{R_1}{\sin \vartheta} \sin\left[\vartheta - \arcsin\left(\frac{e}{R_1} \sin \vartheta\right)\right]$$

en développant le sinus nous obtenons :

$$O_2M' = R_1 \left[1 - \left(\frac{e}{R_1} \sin \vartheta\right)^2 \right]^{1/2} - e \cos \vartheta$$

la quantité (e/R_1) est très petite devant l'unité (de l'ordre de 10^{-9}), on peut donc négliger le terme $\left(\frac{e}{R_1} \sin \vartheta\right)^2$ devant 1.

Il vient alors :

$$h = C (1 + \varepsilon \cos \vartheta)$$

où l'excentricité relative : $\varepsilon = e/C$ varie de 0 à 1.

ANNEXE B

RESULTATS D'UNE VARIATION DES CARACTERISTIQUES

CONSTRUCTIVES DU PALIER

Dans cette partie du travail, nous utilisons le logiciel mis au point en vue, d'avoir les resultats d'une variation des paramètres :

- rapport largeur au diamètre (L/D) du palier
- jeu radial C du palier
- type du palier

B.1- RAPPORT LARGEUR AU DIAMETRE DU PALIER

***** DONNEES *****

* Caracteristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	180.00
Palier de construction courante à coussinet fixe	

* Caracteristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température: [$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]	
Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

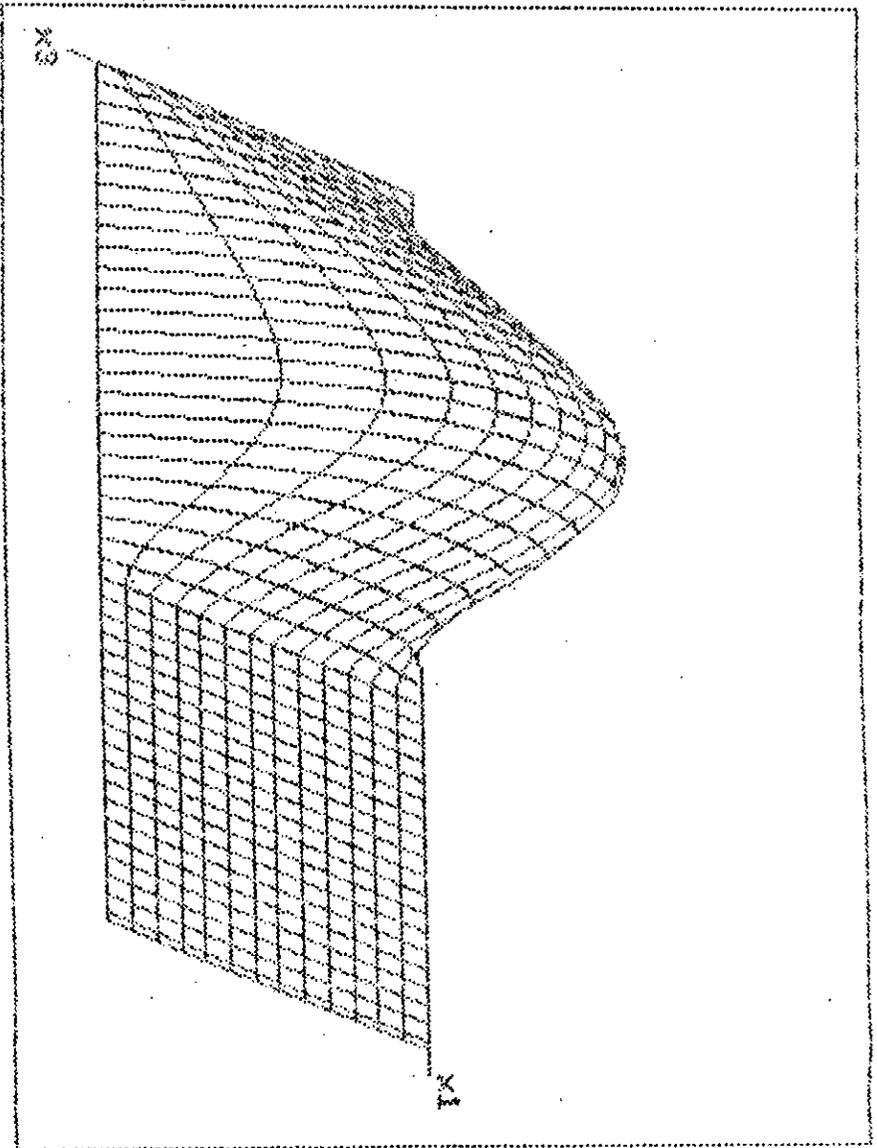
* Conditions de fonctionnement *

Temperature ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	1000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ..	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonferentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

Champ de pression



Excentricité relative	0.30
Angle de collage (°)	66.62
Débit de fuite (l/min)	0.000024
Couple de frottement (N.m)	0.0232
Température moyenne (°C)	30.275

Le Palier fonctionne en régime laminaire	
- Nombre de Reynolds :	0.0797
- Nombre de Taylor :	0.2794
- Nombre de Taylor Critique :	35.4972
Le Palier fonctionne en Régime Hydrodynamique	
pour :	
un Etat de Surfaces lésé	
-Angle de Rupture (°)	214.53
-Pression Maximale (Pa)	22625.94

***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	40.00

Palier de construction courante à coussinet fixe

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
 [$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

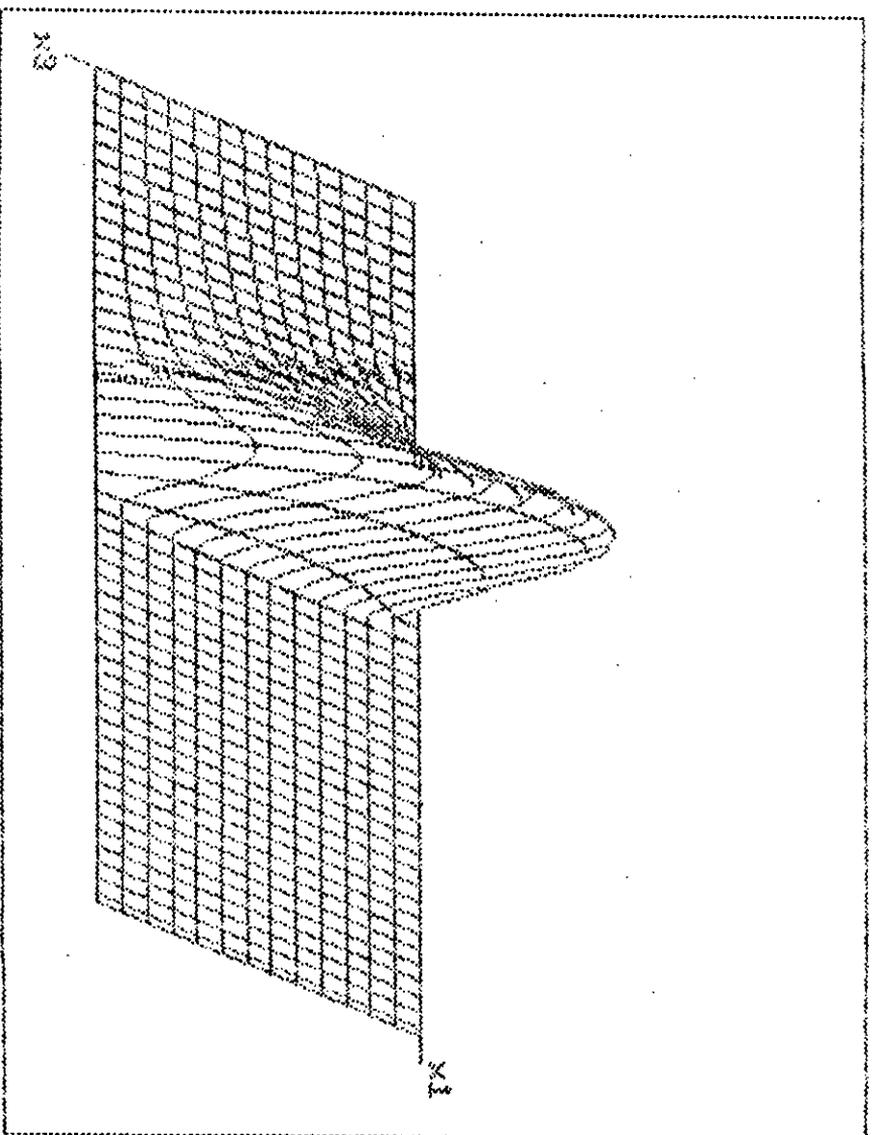
* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	1000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ..	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonferentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

Chano de pression



Excentricité relative	0.55
Angle de calage (°)	30.30
Débit de fuite (Min)	0.000109
Couple de frottement (N.M)	0.0107
Température moyenne (°C)	20.035

Le palier fonctionne
en régime laminaire

- Nombre de Reynolds :

0.0714

- Nombre de Taylor :

0.2556

- Nombre de Taylor

Critique :

55.3703

Le palier fonctionne en
régime hydrodynamique

pour :

un Etat de Surfaces

Idéal

-Angle de Rupture (°)	191.25
-Pression Maximale (Pa)	229570.09

***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	8.00

Palier de construction courante à coussinet fixe

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
 [$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{ Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

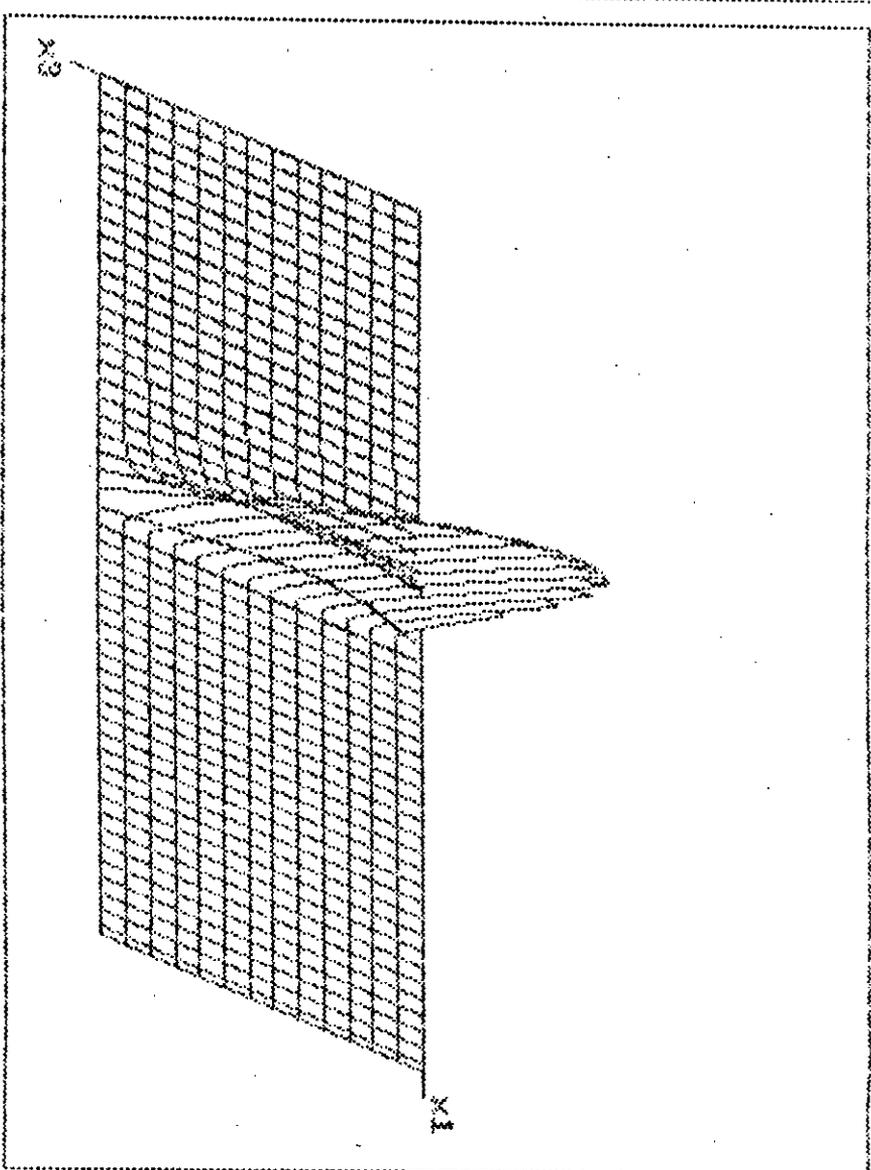
* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	1000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ..	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonférentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

Champ de pression



Excentricité relative	0.93
Angle de calage (°)	9.52
Débit de fuite (l/min)	0.000544
Couple de frottement (N.m)	0.0057
Température moyenne (°C)	20.103

Le Pailier fonctionne

en régime laminaire

- Nombre de Reynolds :

0.0742

- Nombre de Taylor :

0.2533

- Nombre de Taylor

Critique :

65.0528

Le Pailier fonctionne en

Régime Hydrodynamique

pour :

un Etat de Surfaces

Idéal

-Angle de Rupture (°)

197.93

-Pression Maximale (Pa)

4436773.95

***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	5.00
Palier de construction courante à coussinet fixe	

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
[$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{ Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	1000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ..	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonférentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

B.2- JEU RADIAL DU PALIER

```

***** DONNEES *****
*****
* Caracteristiques constructives du palier *
*****
Rayon du Coussinet (mm) ..... 100.00
Rayon de l'Arbre (mm) ..... 99.90
Largeur du Palier (mm) ..... 80.00
Palier de construction courante à coussinet fixe

* Caracteristiques de l'huile lubrifiante *
*****
Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
[ Log(Log(c+0.6))= a LogT + b ]
Coefficient a ..... -0.3565
Coefficient b ..... 0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube) ..... 903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s) ..... 3500.00

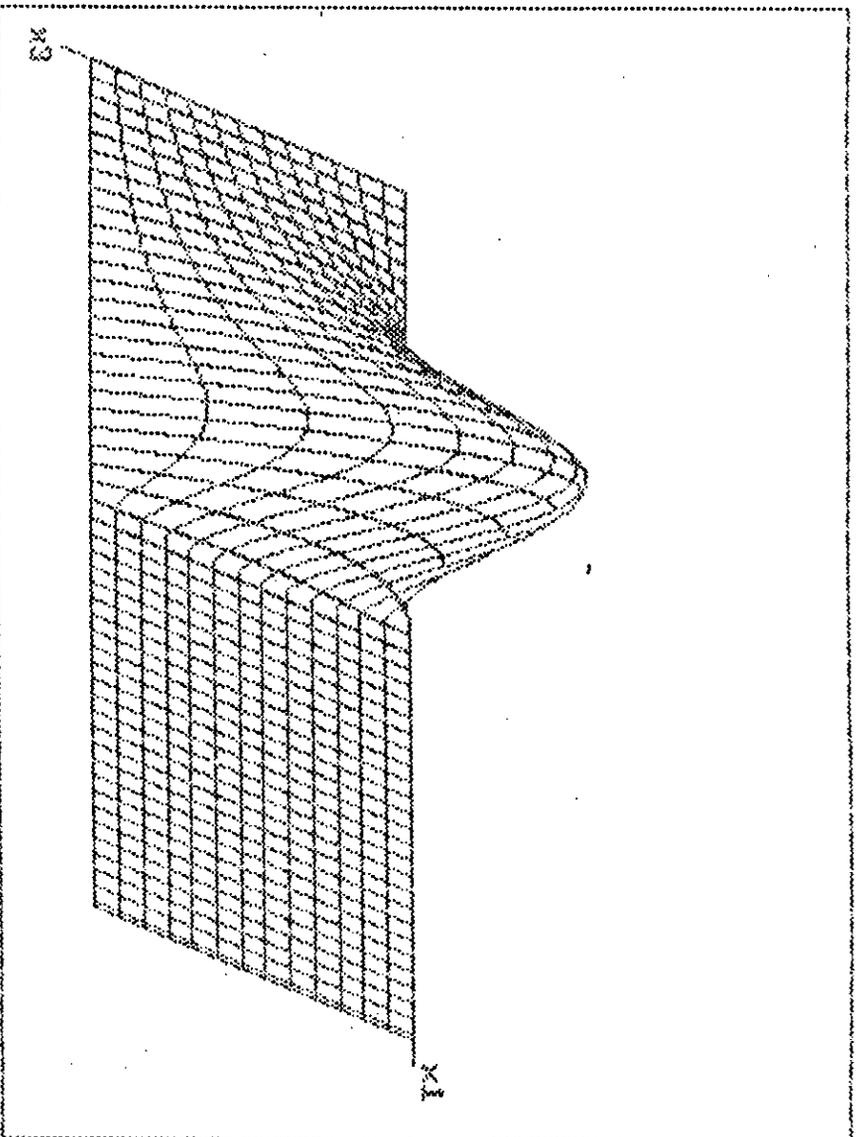
* Conditions de fonctionnement *
*****
Température ambiante (°c) ..... 20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min) ..... 35000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N) ..... 5000.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide .. 3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *
*****
Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonferentielle . 26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier ..... 14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa) ..... 0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture ..... 0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative ..... 0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct ..... 0.05

*****

```

Champ de pression



Excentricité relative	0.50
Angle de calage (°)	34.72
Débit de fuite (l/min)	0.239527
Couple de frottement (N.M)	7.3735
Température moyenne (°C)	25.537

Le Palier fonctionne en régime laminaire

- Nombre de Reynolds : 50.1333
- Nombre de Taylor : 25.3594
- Nombre de Taylor critique : 37.9128

Le Palier fonctionne en Régime Hydrodynamique pour : un Etat de Surfaces idéal

-Angle de Rupture (°)	145.23
-Pression Maximale (Pa)	788656.57

```

***** DONNEES *****
*****
* Caractéristiques constructives du palier *
*****
Rayon du Coussinet (mm) ..... 100.00
Rayon de l'Arbre (mm) ..... 99.65
Largeur du Palier (mm) ..... 80.00
Palier de construction courante à coussinet fixe

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *
*****
Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
[  $\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{ Log}T + b$  ]
Coefficient a ..... -0.3565
Coefficient b ..... 0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube) ..... 903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s) ..... 3500.00

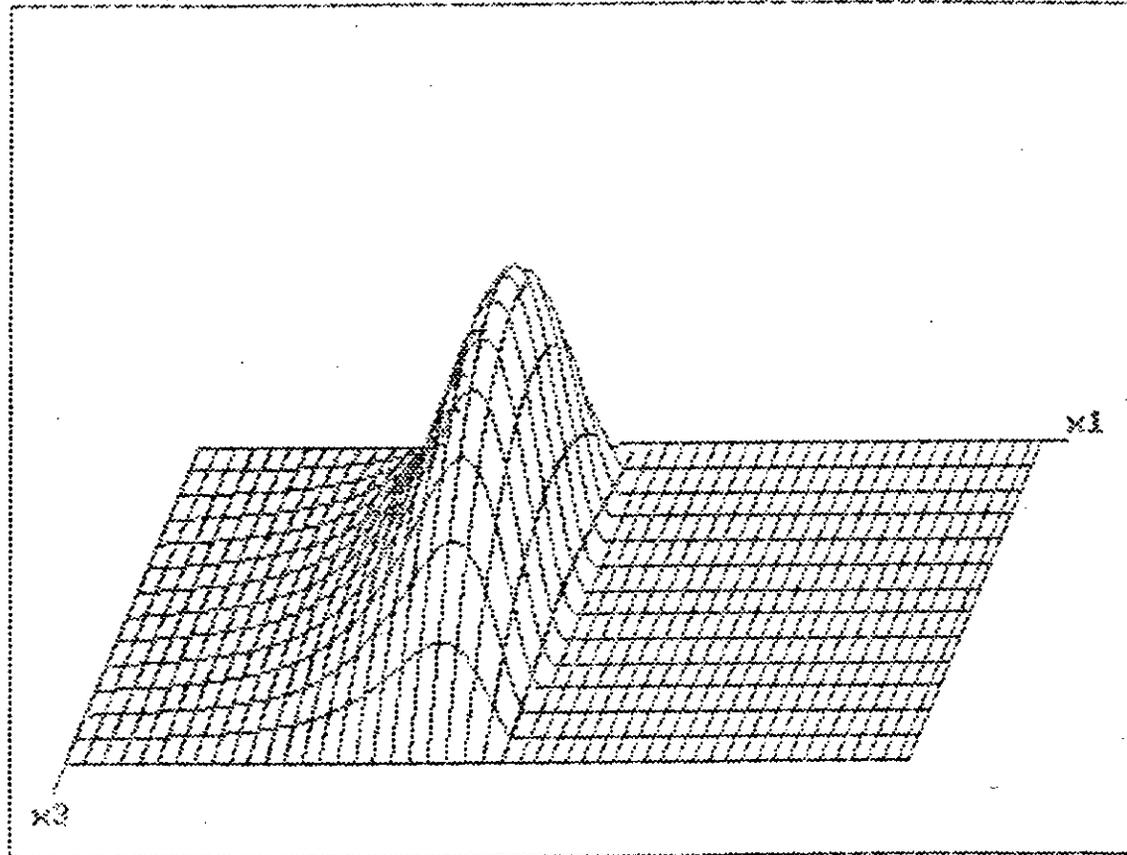
* Conditions de fonctionnement *
*****
Température ambiante (°c) ..... 20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min) ..... 35000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N) ..... 5000.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide .. 3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *
*****
Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonférentielle . 26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier ..... 14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa) ..... 0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture ..... 0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative ..... 0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct ..... 0.05

*****

```

Champ de pression



Le Palier fonctionne en régime laminaire

- Nombre de Reynolds : 75.4537
- Nombre de Taylor : 44.7564
- Nombre de Taylor Critique : 46.5579

Le Palier fonctionne en Régime Hydrodynamique

pour :

un Etat de Surfaces Idéal

Excentricité relative	0.72
Angle de calage (°)	38.68
Débit de fuite (l/min)	0.835202
Couple de frottement (N.M)	9.5288
Température moyenne (°C)	21.419

-Angle de Rupture (°)
193.81

-Pression Maximale (Pa)
1039702.83

* Restrictions imposées lors du calcul *

 Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonférentielle . 26
 Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier . 14
 Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa) . 0.0001
 Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture . 0.001
 Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative . 0.02
 Erreur permise dans le calcul de la température de fct . 0.05

* Conditions de fonctionnement *

 Température ambiante (°C) . 20.00
 Vitesse angulaire de rotation (tr/min) . 35000.00
 Charge appliquée sur l'arbre (N) . 5000.00
 Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide . 3.00

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

 Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:

$$[\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log} t + b]$$
 Coefficient a . -0.3565
 Coefficient b . 0.9034
 Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube) . 903.38
 Chaleur spécifique de l'huile (J/kg.s) . 3500.00

* Caractéristiques constructives du palier *

 Rayon du Coussinet (mm) . 100.00
 Rayon de l'Arbre (mm) . 99.60
 Largeur du Palier (mm) . 80.00
 Palier de construction courante à coussinet fixe

DONNEES

Le Palier fonctionne en Régime Non Laminaire

– Nombre de Reynolds : 79.23

– Nombre de Taylor : 50.26

– Nombre de Taylor Critique : 48.00

B.3- TYPE DE PALIER

***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	40.00
Palier de forme ramassée, coussinet fixe à très fortes liaisons	

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:

[$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

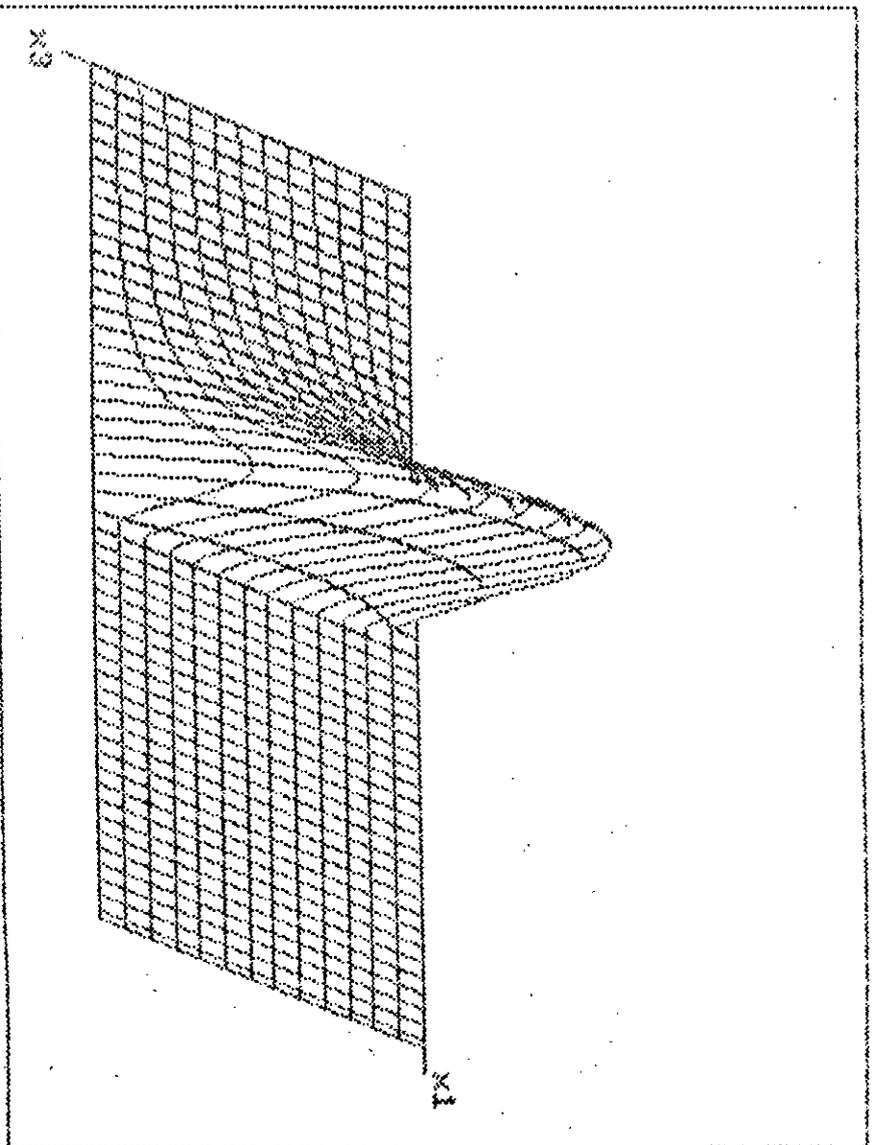
* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	1000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ...	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonférentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

Champ de pression



Excentricité relative	0.86
Angle de calage (°)	30.33
Débit de fuite (l/min)	0.000109
Couple de frottement (N.M)	0.0107
Température moyenne (°C)	20.055

Le Palier fonctionne en régime laminaire

- Nombre de Reynolds : 0.0718
- Nombre de Taylor : 0.2548
- Nombre de Taylor Critique : 55.4075

Le Palier fonctionne en Régime Hydrodynamique pour :

un Etat de Surfaces idéal

-Angle de Rupture (°)	191.23
-Pression Maximale (Pa)	228889.72

***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	40.00
Palier de construction courante à coussinet fixe	

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
[$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

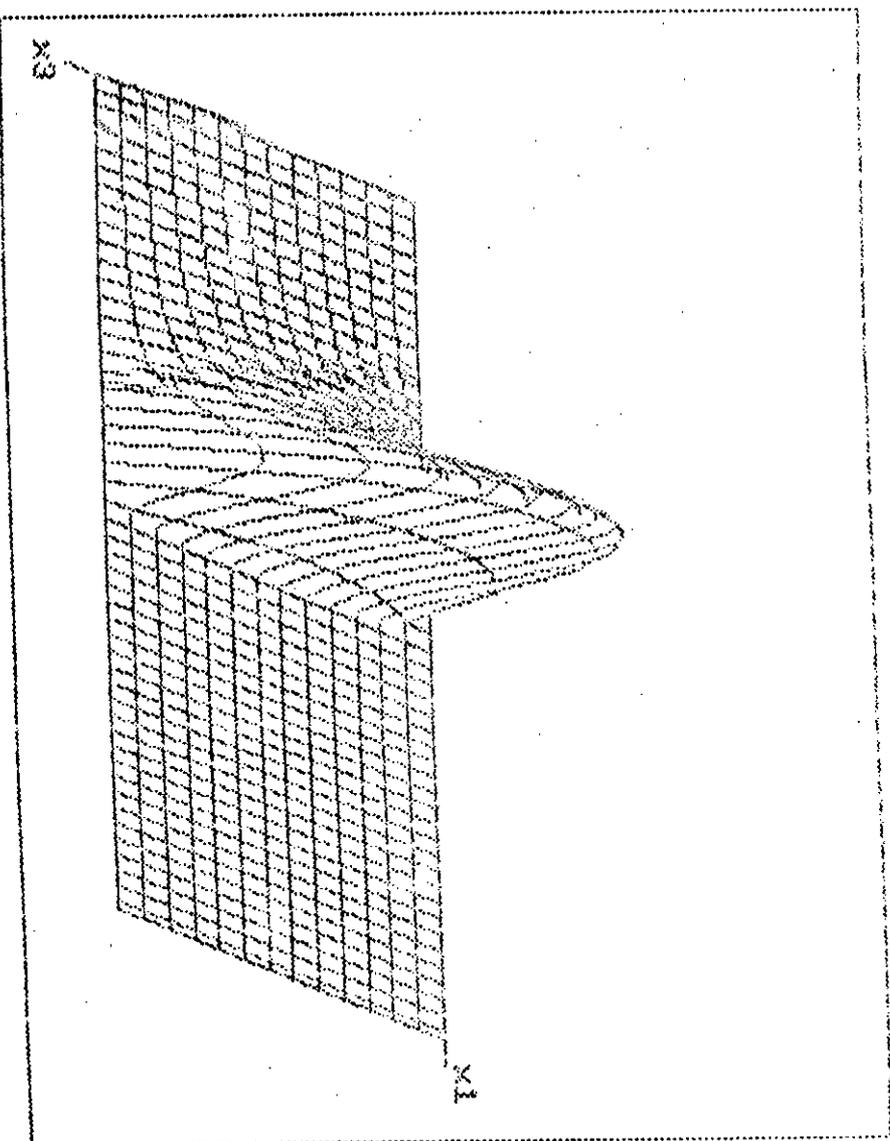
* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	1000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ..	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonferentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

Chape de pression



Excentricité relative	0,86
Angle de calage (°)	30,38
Débit de fuite (Min)	0,000109
Couple de frottement (N.M)	0,0107
Température moyenne (°C)	20,059

Le palier fonctionne
 en régime laminaire
 - Nombre de Reynolds :
 0,0714
 - Nombre de Taylor :
 0,2536
 - Nombre de Taylor
 Critique :
 55,5703

Le palier fonctionne en
 Régime Hydrodynamique
 pour :
 un Etat de Surfaces
 Idéal

-Angle de Rupture (°)
 191,25
 -Pression Maximale (Pa)
 229739,109

***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	40.00
Palier à rotules extérieures	

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
 [$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

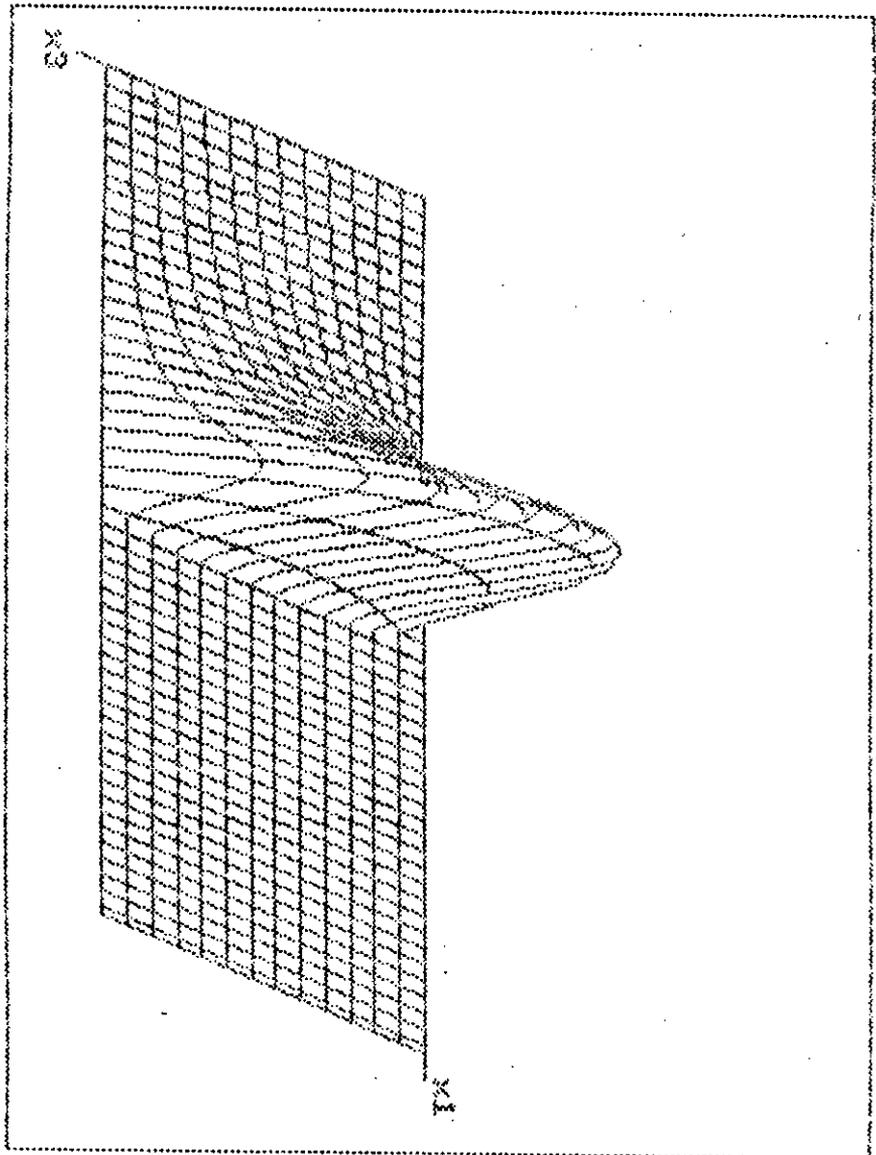
* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	1000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ...	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonférentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

Champ de pression



Le Palier fonctionne

en régime laminaire

- Nombre de Reynolds :

0.0715

- Nombre de Taylor :

0.2537

- Nombre de Taylor

Critique :

55.3743

Le Palier fonctionne en

Régime Hydrodynamique

pour :

un Etat de Surfaces

Idéal

Excentricité relative	0.96
Angle de calage (°)	30.37
Débit de fuite (l/min)	0.000109
Couple de frottement (N.M)	0.0107
Température moyenne (°C)	20.0971

-Angle de rupture (°)

194.23

-Pression Maximale (Pa)

229529.56

ANNEXE C

RESULTATS D'UNE VARIATION DES CARACTERISTIQUES

DE L'HUILE LUBRIFIANTE

Suite à la série des résultats obtenus au préalable nous recueillons ici, une autre en changeant cette fois-ci, l'huile utilisée dans la lubrification hydrodynamique du palier.

DONNEES

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	40.00
Palier de construction courante à coussinet fixe	

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
[$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]

Coefficient a	-0.4414
Coefficient b	0.9995
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	828.93
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3000.00

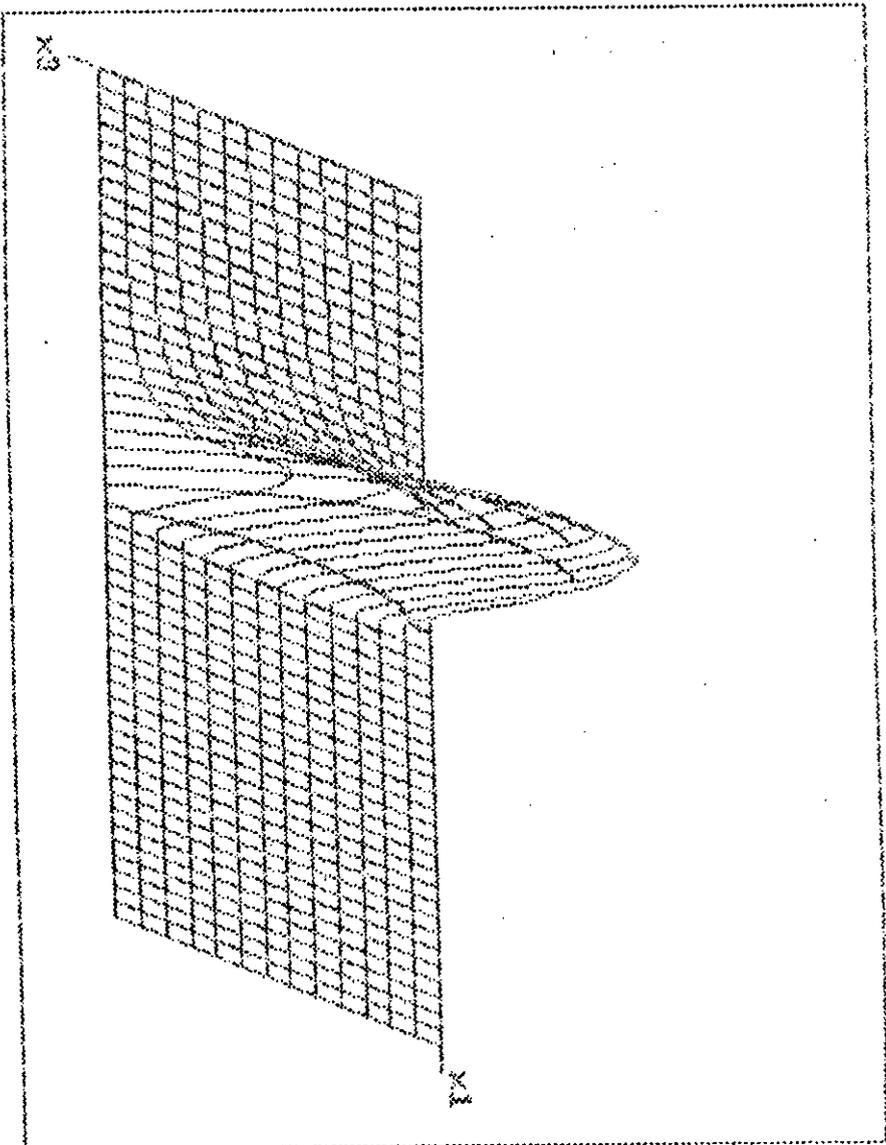
* Conditions de fonctionnement *

Temperature ambiante (°C)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	1000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ...	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonferentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

Champ de pression



Le Palier fonctionne

en régime laminaire

- Nombre de Reynolds :

0.1520

- Nombre de Taylor :

0.5393

- Nombre de Taylor

Critique :

60.6552

Le Palier fonctionne en
Régime Hydrodynamique

pour :

un Etat de Surfaces

Ideal

Eccentricité relative

0.93

Angle de calage (°)

31.94

Débit de fuite (l/min)

0.009109

Couple de frottement (N.M)

0.0070

Température moyenne (°C)

30.049

-Angle de rupture (°)

191.62

-Pression maximale (Pa)

305327.83

***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	40.00
Palier de construction courante à coussinet fixe	

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
 [$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

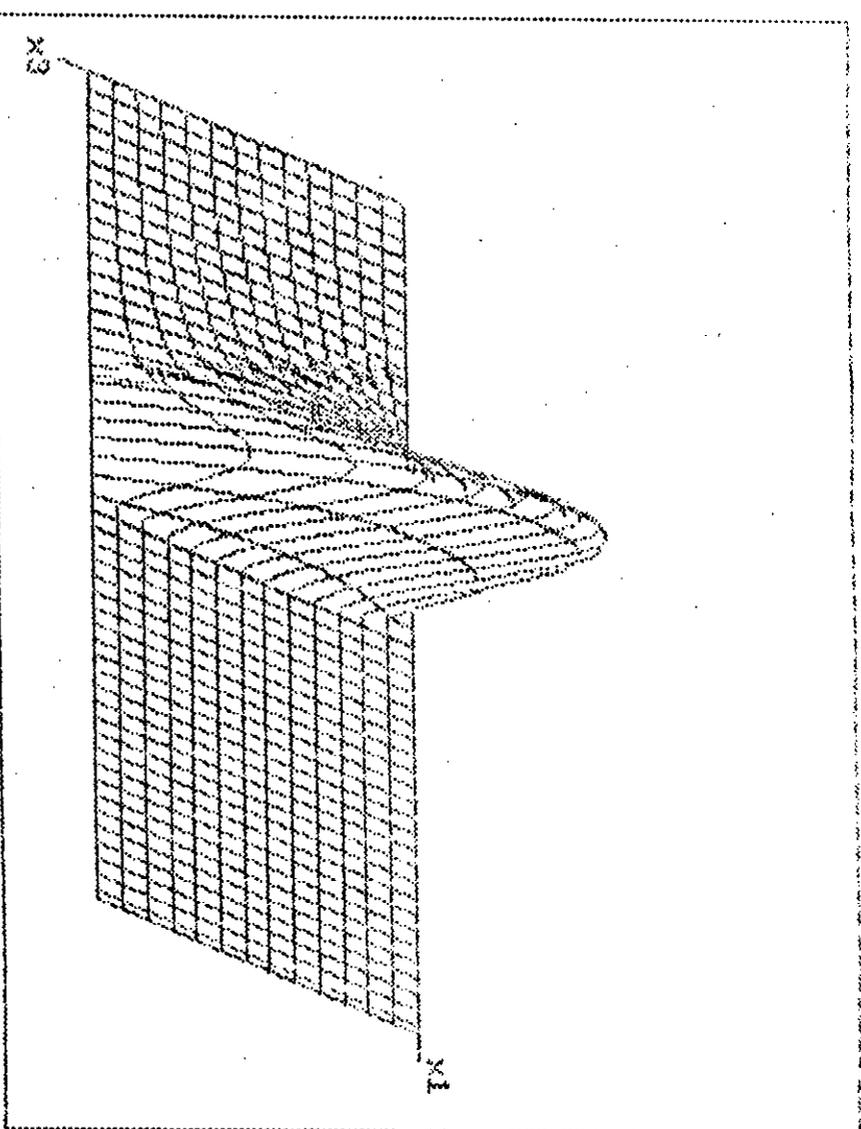
* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	1000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ..	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonferentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

Champ de pression



Excentricité relative	0.95
Angle de calage (°)	30.30
Débit de fuite (l/min)	0.000109
Couple de frottement (N.m)	0.0107
Température moyenne (°C)	20.033

Le Palier fonctionne
 au régime laminaire
 - Nombre de Reynolds :
 0.0714
 - Nombre de Taylor :
 0.2536
 - Nombre de Taylor
 Orbitique :
 55.5703

Le Palier fonctionne en
 Régime Hydrodynamique
 pour :
 un Etat de Surfaces
 Idéal

-Angle de ouverture (°)
 194.35
 -Pression Maximale (Pa)
 225598.09

 ***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

 Rayon du Coussinet (mm) 20.00
 Rayon de l'Arbre (mm) 19.90
 Largeur du Palier (mm) 40.00
 Palier de construction courante à coussinet fixe

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

 Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
 [$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]
 Coefficient a -0.3000
 Coefficient b 0.9999
 Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube) 970.00
 Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s) 4000.00

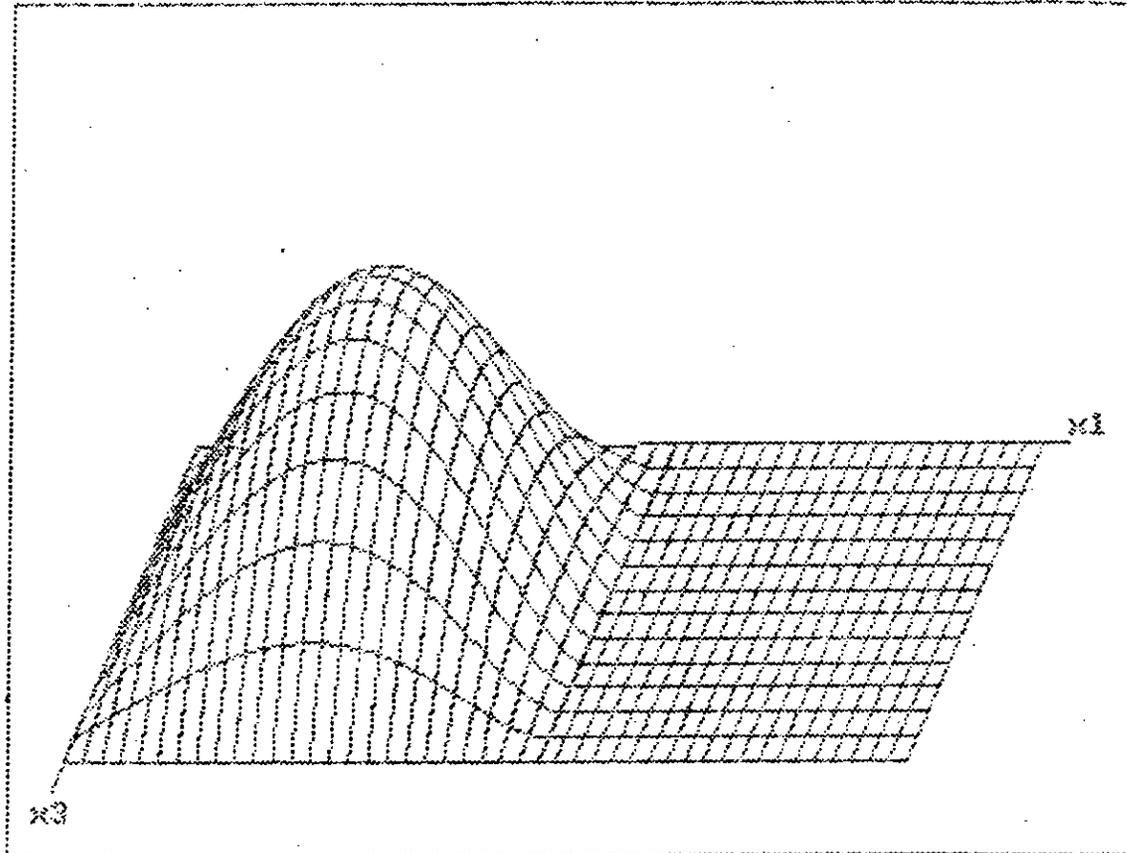
* Conditions de fonctionnement *

 Température ambiante (°c) 20.00
 Vitesse angulaire de rotation (tr/min) 1000.00
 Charge appliquée sur l'arbre (N) 100.00
 Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ... 3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

 Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonferentielle . 26
 Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier 14
 Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa) 0.0001
 Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture 0.001
 Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative 0.02
 Erreur permise dans le calcul de la température de fct 0.05

Champ de pression



Le Palier fonctionne en régime laminaire

- Nombre de Reynolds : 0.0010
- Nombre de Taylor : 0.0035
- Nombre de Taylor Critique : 39.0896

Le Palier fonctionne en Régime Hydrodynamique pour :

un Etat de Surfaces Idéal

Excentricité relative	0.06
Angle de calage (°)	91.31
Débit de fuite (l/min)	0.000109
Couple de frottement (N.m)	0.4165
Température moyenne (°C)	44.309

- Angle de Rupture (°) 203.04
- Pression Maximale (Pa) 115805.39

ANNEXE D

RESULTATS D'UNE VARIATION DES CONDITIONS

DE FONCTIONNEMENT DU PALIER

Finallement, nous faisons appel au logiciel que nous avons conçu afin, d'avoir les resultats d'une variation des paramètres :

- vitesse de rotation de l'arbre (ω)
- charge imposée à l'arbre (W)
- coefficient de sécurité (k)

D.1- LA CHARGE IMPOSEE A L'ARBRE

***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	100.00
Rayon de l'Arbre (mm)	99.90
Largeur du Palier (mm)	80.00
Palier de construction courante à coussinet fixe	

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
[$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{ Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

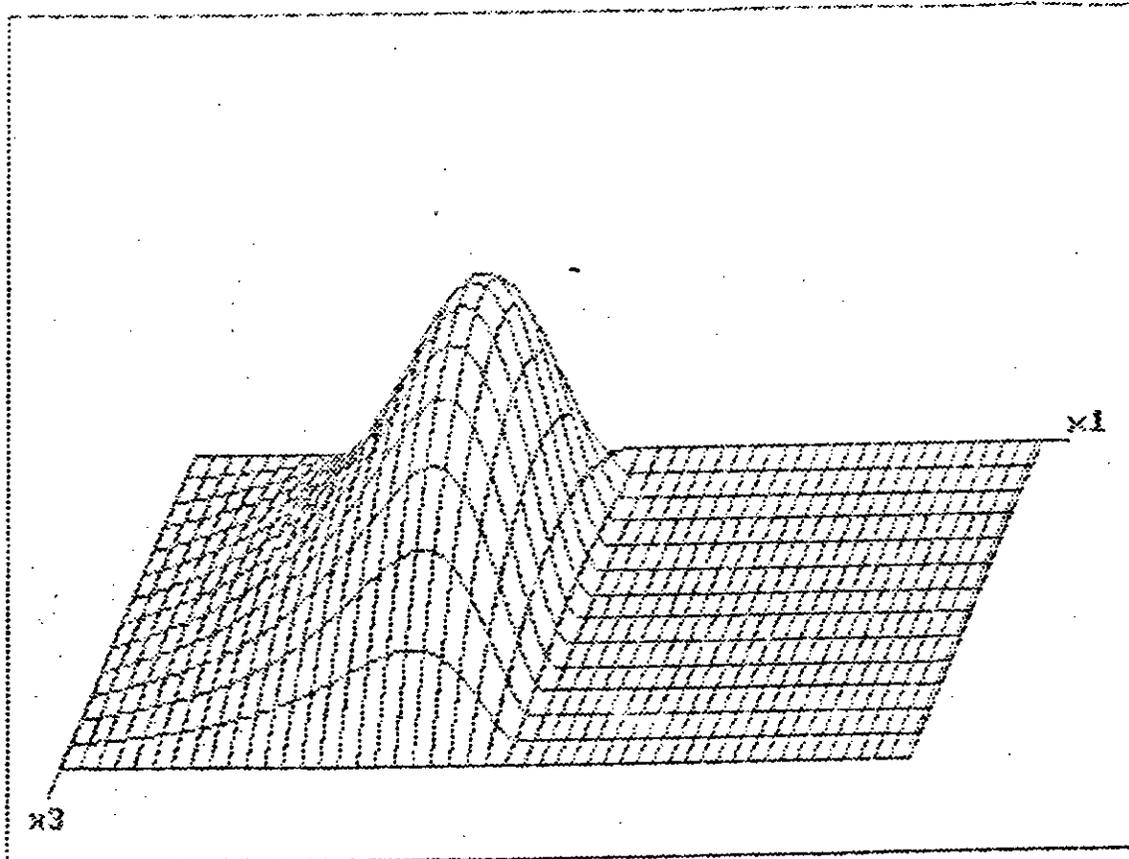
* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	3500.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	5000.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ..	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonférentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

Champ de pression



Le Palier fonctionne
en régime laminaire

- Nombre de Reynolds :
80.1333
- Nombre de Taylor :
25.3594
- Nombre de Taylor
Critique :
37.9128

Le Palier fonctionne en
Régime Hydrodynamique
pour :
un Etat de Surfaces
Idéal

Excentricité relative	0.50
Angle de calage (°)	54.78
Débit de fuite (l/min)	0.239527
Couple de frottement (N.M)	7.3725
Température moyenne (°C)	25.337

- Angle de Rupture (°)
195.23
- Pression Maximale (Pa)
788656.57

***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm) 100.00
 Rayon de l'Arbre (mm) 99.90
 Largeur du Palier (mm) 80.00
 Palier de construction courante à coussinet fixe

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
 [$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]
 Coefficient a -0.3565
 Coefficient b 0.9034
 Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube) 903.38
 Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s) 3500.00

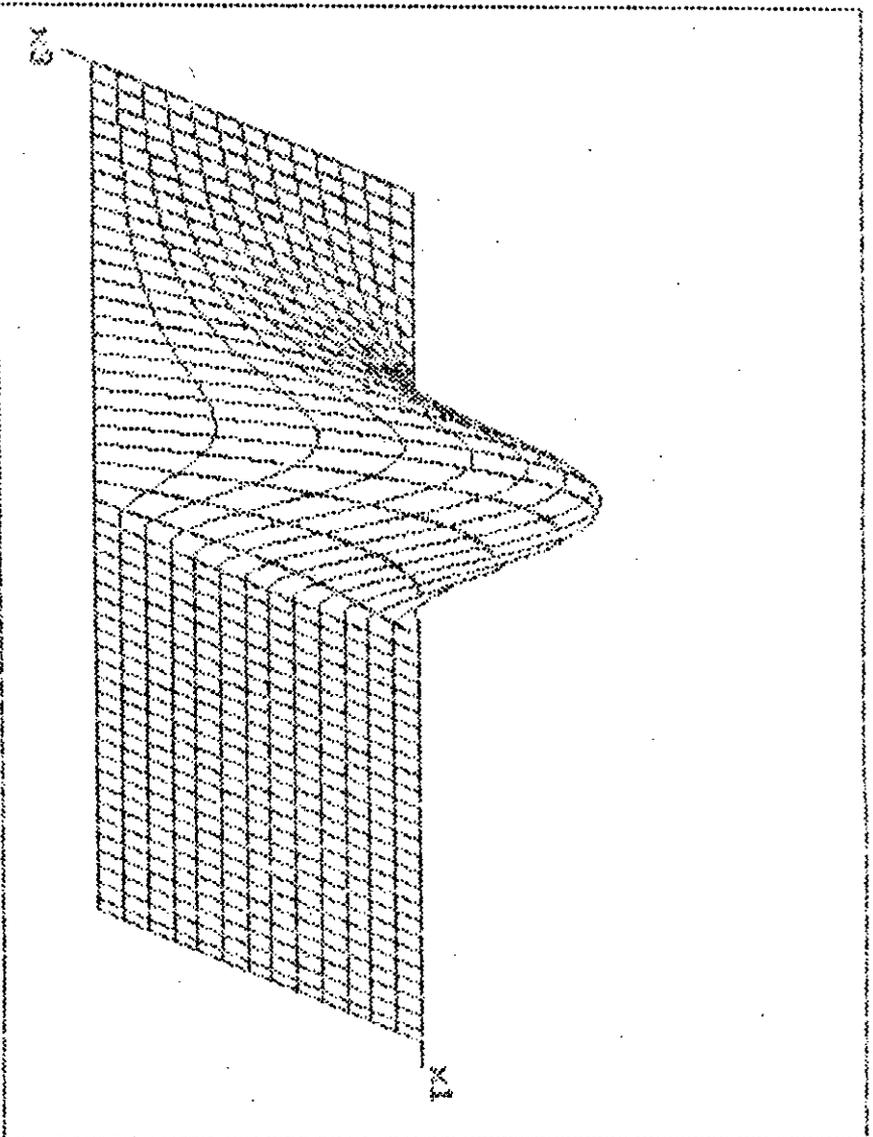
* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°c) 20.00
 Vitesse angulaire de rotation (tr/min) 35000.00
 Charge appliquée sur l'arbre (N) 10000.00
 Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide .. 3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonferentielle . 26
 Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier 14
 Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa) 0.0001
 Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture 0.001
 Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative 0.02
 Erreur permise dans le calcul de la température de fct 0.05

Champ de pression



Excentricité relative	0.62
Angle de calage (°)	49.92
Débit de fuite (l/min)	0.339327
Couple de frottement (N.m)	2.7433
Température moyenne (°C)	35.281

Le Palier fonctionne

en régime laminaire

- Nombre de Reynolds :

73.8688

- Nombre de Taylor :

23.3769

- Nombre de Taylor

Critique :

41.9770

Le Palier fonctionne en

Régime Hydrodynamique

pour :

un Etat de Surfaces

Idéal

-Angle de rupture (°)

193.91

-Pression Maximale (Pa)

1797909.95

***** DONNEES *****

* Caracteristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	100.00
Rayon de l'Arbre (mm)	99.90
Largeur du Palier (mm)	80.00

Palier de construction courante à coussinet fixe

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
 [$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

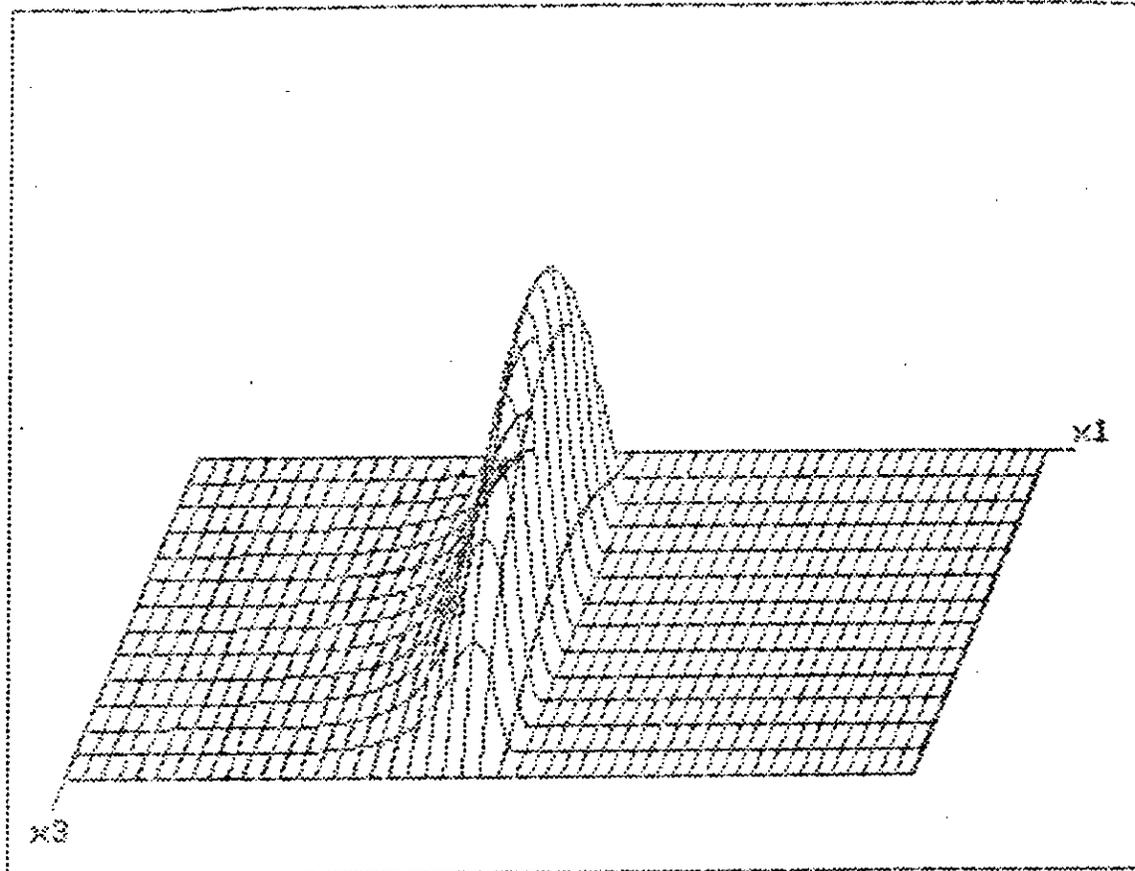
* Conditions de fonctionnement *

Temperature ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	35000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	120000.0
Coefficient de securite pour fonctionnement en regime fluide ..	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonferentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

Champ de pression



Le Palier fonctionne
 en régime laminaire
 - Nombre de Reynolds :
 91.7160
 - Nombre de Taylor :
 29.0249
 - Nombre de Taylor
 Critique :
 59.7496

Le Palier fonctionne en
 Régime Hydrodynamique
 pour :
 un Etat de Surfaces
 Idéal

Excentricité relative	0.92
Angle de calage (°)	20.34
Débit de fuite (l/min)	0.239527
Couple de frottement (N.m)	14.9954
Température moyenne (°C)	25.065

-Angle de Rupture (°)
 190.40
 -Pression Maximale (Pa)
 42299832.2

***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	100.00
Rayon de l'Arbre (mm)	99.90
Largeur du Palier (mm)	80.00
Palier de construction courante à coussinet fixe	

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
[$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	35000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	700000.0
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ..	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonférentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

CHARGE

TROP

IMPORANTE

D.2- LA VITESSE DE ROTATION DE L'ARBRE

***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm) 20.00
 Rayon de l'Arbre (mm) 19.90
 Largeur du Palier (mm) 40.00
 Palier de construction courante à coussinet fixe

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
 [$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{ Log}T + b$]
 Coefficient a -0.3565
 Coefficient b 0.9034
 Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube) 903.38
 Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s) 3500.00

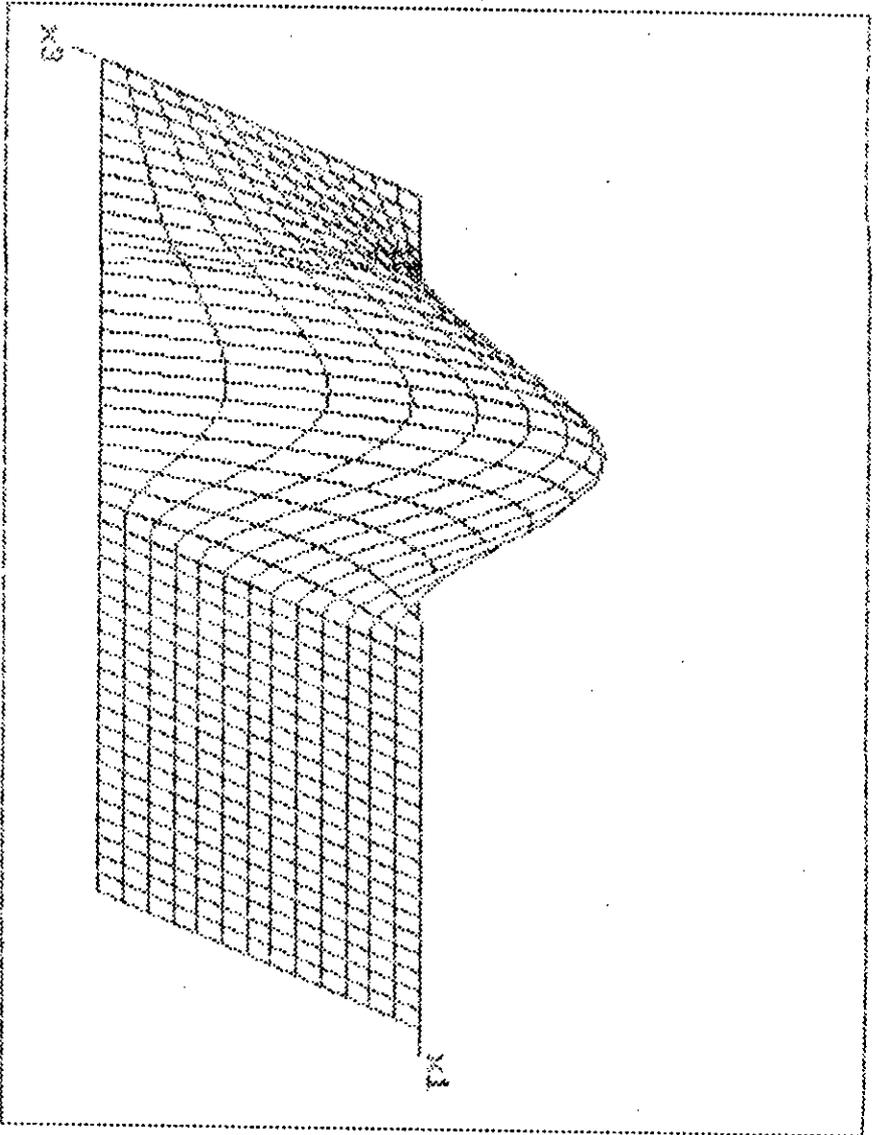
* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°c) 20.00
 Vitesse angulaire de rotation (tr/min) 10000.00
 Charge appliquée sur l'arbre (N) 100.00
 Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide .. 3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonferentielle . 26
 Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier 14
 Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa) 0.0001
 Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture 0.001
 Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative 0.02
 Erreur permise dans le calcul de la température de fct 0.05

Champ de pression



Eccentricité relative	0.43
Angle de calage (°)	60.68
Débit de fuite (l/min)	0.001033
Couple de frottement (N.m)	0.0453
Température moyenne (°C)	20.273

<p>Le Palier fonctionne en régime laminaire</p> <ul style="list-style-type: none"> - Nombre de Reynolds : 0.5555 - Nombre de Taylor : 3.0709 - Nombre de Taylor Critique : 56.5041 <p>Le Palier fonctionne en Régime Hydrodynamique pour :</p> <p>un Etat de Surfaces idéal</p>	<p>-Angle de Rupture (°) 203.04</p> <p>-Pression Maximale (Pa) 112497.93</p>
--	--

***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	40.00
Palier de construction courante à coussinet fixe	

* Caracteristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:

[$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

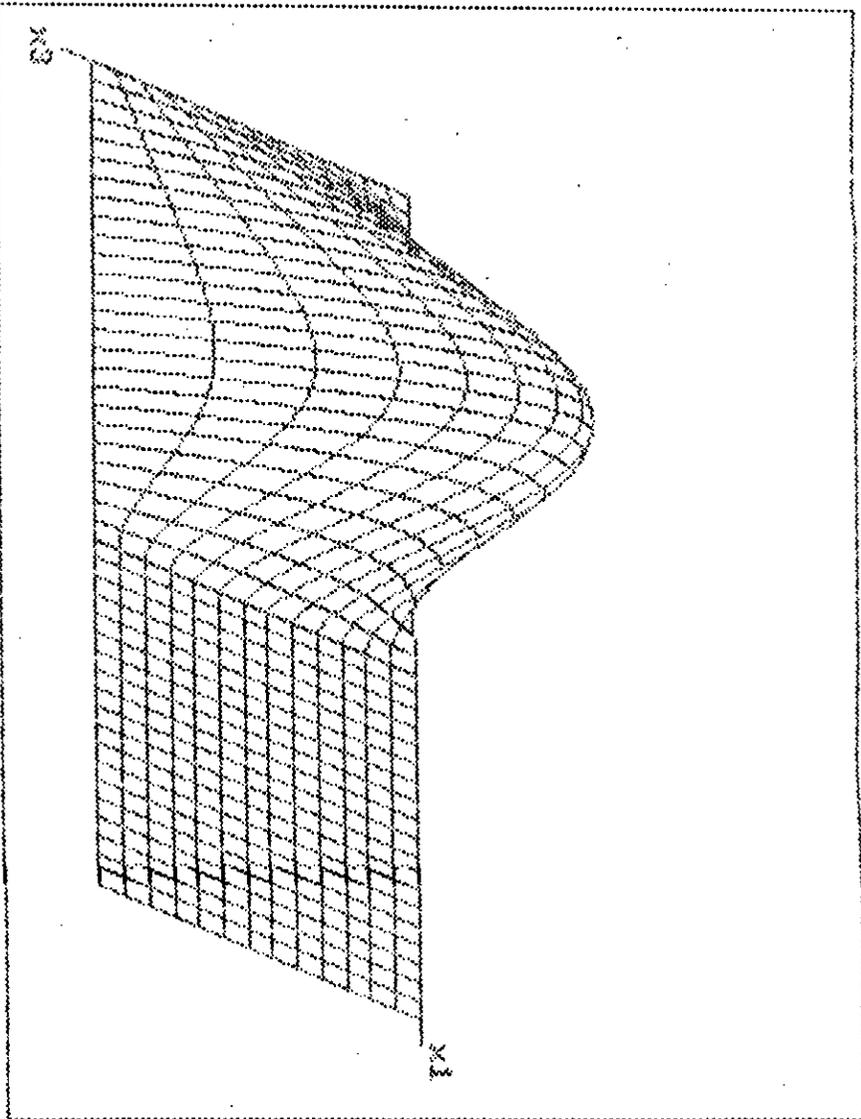
* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	5000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ..	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisée suivant l'abscisse circonferentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

Champ de pression



Excentricité relative 0.21
 Angle de calage (°) 73.18
 Débit de fuite (l/min) 0.003444
 Couple de frottement (N.M) 0.1095
 Température moyenne (°C) 22.301

Le palier fonctionne
 en régime laminaire
 - Nombre de Reynolds :
 6.5113
 - Nombre de Taylor :
 30.2052
 - Nombre de Taylor
 Critique :
 35.9559

Le palier fonctionne en
 Régime Hydrodynamique
 pour :
 un Etat de Surfaces
 idéal

-Angle de rupture (°)
 203.04
 -Pression Maximale (Pa)
 449155.98

***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	40.00
Palier de construction courante à coussinet fixe	

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
[$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{ Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

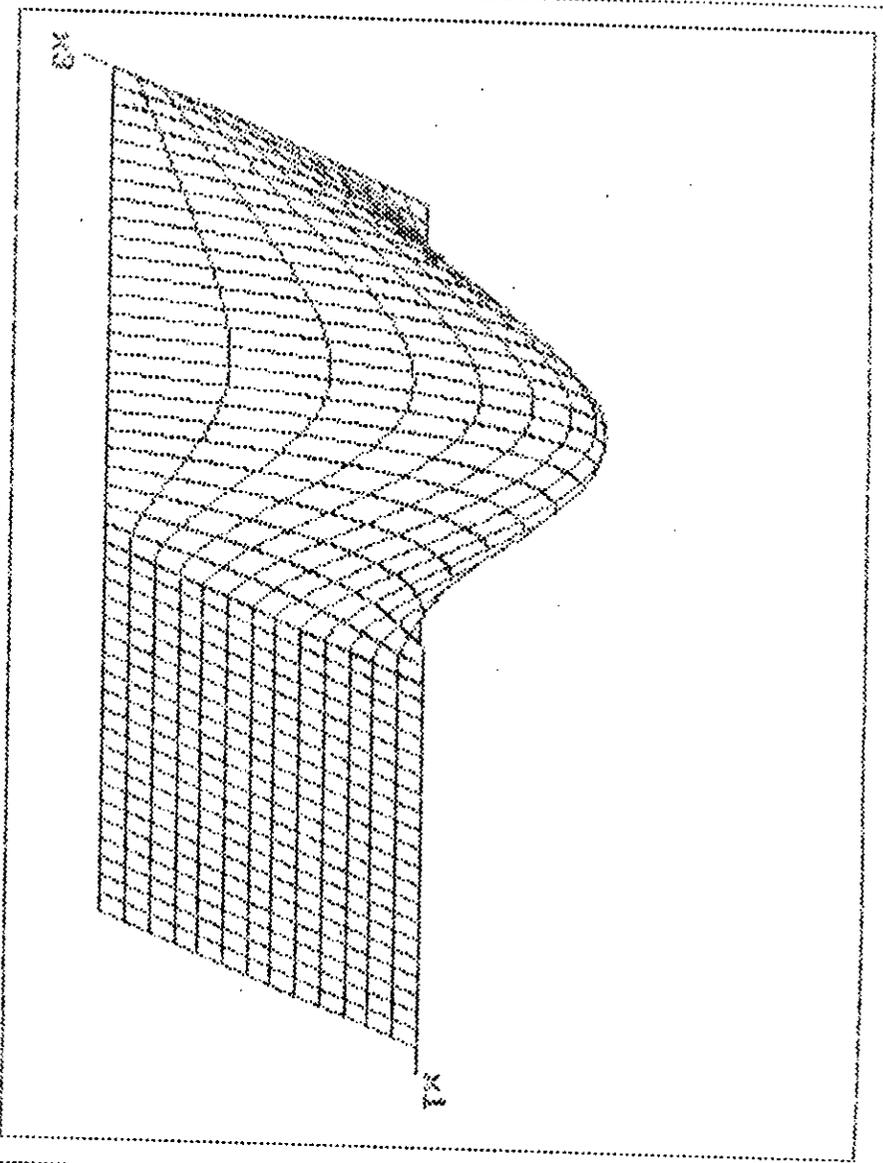
* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°C)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	50500.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ..	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonférentielle ..	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

Graph de pression



Excentricité relative 0.21
 Angle de calage (°) 79.32
 Débit de fuite (l/min) 0.005497
 Couple de frottement (N.m) 0.1100
 Température moyenne (°C) 22.521

Le Palier fonctionne en régime laminaire
 - Nombre de Reynolds : 8.6479
 - Nombre de Taylor : 30.6901
 - Nombre de Taylor Critique : 35.9771

Le Palier fonctionne en Régime Hydrodynamique pour :
 un Etat de Surfaces idéal

-Angle de rupture (°) 203.08
 -Pression Maximale (Pa) 449101.19

***** DONNEES *****

* Caracteristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	40.00
Palier de construction courante à coussinet fixe	

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:

[$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3565
Coefficient b	0.9034
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	903.38
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	3500.00

* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°C)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	56000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ..	3.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonferentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

D.3- COEFFICIENT DE SÉCURITÉ

 ***** DONNEES *****

* Caracteristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	40.00
Palier de construction courante à coussinet fixe	

* Caracteristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la temperature:
 [$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3000
Coefficient b	0.9999
Masse volumique de l'huile (kg/metre cube)	970.00
Chaleur specifique de l'huile (j/kg.s)	4000.00

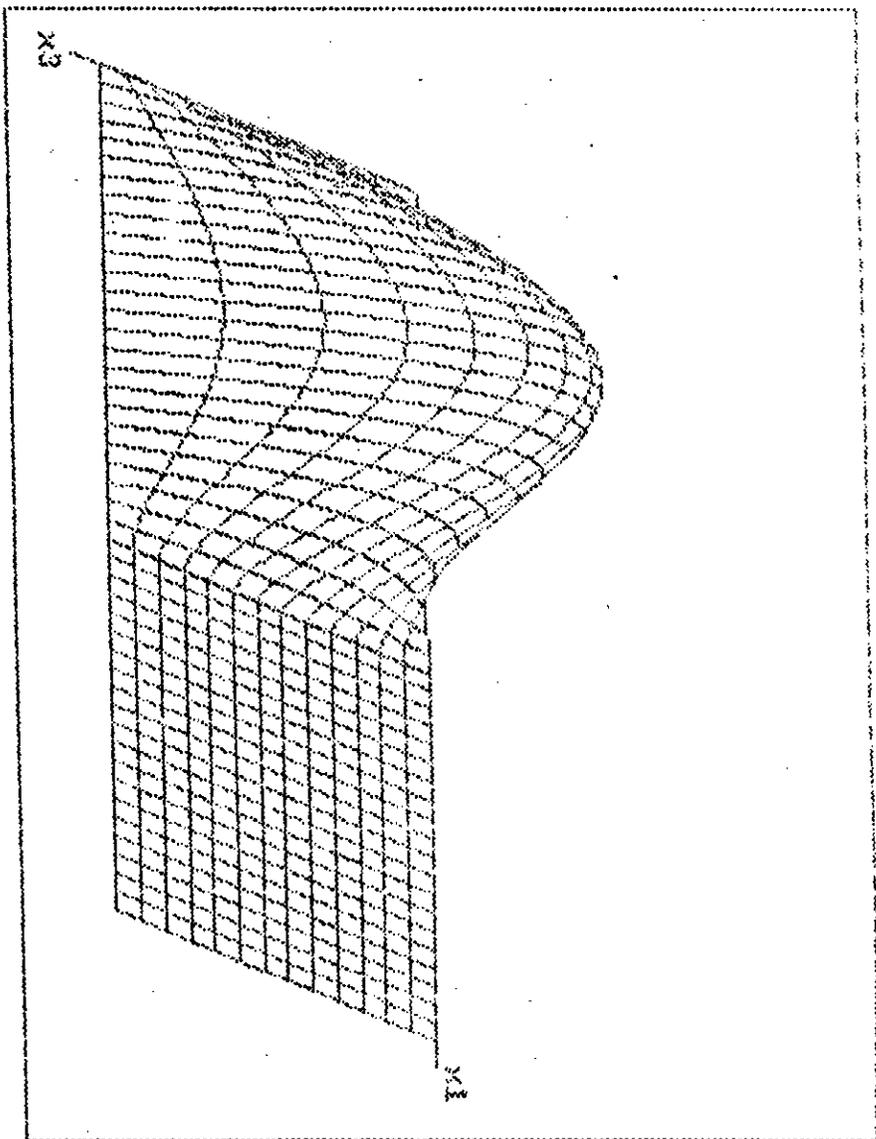
* Conditions de fonctionnement *

Temperature ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	1000.00
Charge appliquee sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de securite pour fonctionnement en regime fluide ...	3.00

* Restrictions imposees lors du calcul *

Nombre de points utilises suivant l'abscisse circonferentielle .	26
Nombre de points utilises suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricite relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la temperature de fct	0.05

Champo de pression



Le palier fonctionne

en régime laminaire

- Nombre de Reynolds :

0.0010

- Nombre de Taylor :

0.0035

- Nombre de Taylor

Critique :

39.0595

Le palier fonctionne en

Régime Hydrodynamique

pour :

un Etat de Surfaces

Idéal

Excentricité relative 0.05

Angle de calage (°) 21.21

Débit de fuite (l/min) 0.003109

Couple de frottement (N.m) 0.4165

Température moyenne (°C) 14.509

-Angle de rupture (°)

203.04

-Pression Maximale (Pa)

105505.53

 ***** DONNEES *****

* Caractéristiques constructives du palier *

Rayon du Coussinet (mm)	20.00
Rayon de l'Arbre (mm)	19.90
Largeur du Palier (mm)	40.00
Palier de construction courante à coussinet fixe	

* Caractéristiques de l'huile lubrifiante *

Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température:
 [$\text{Log}(\text{Log}(c+0.6)) = a \text{Log}T + b$]

Coefficient a	-0.3000
Coefficient b	0.9999
Masse volumique de l'huile (kg/mètre cube)	970.00
Chaleur spécifique de l'huile (j/kg.s)	4000.00

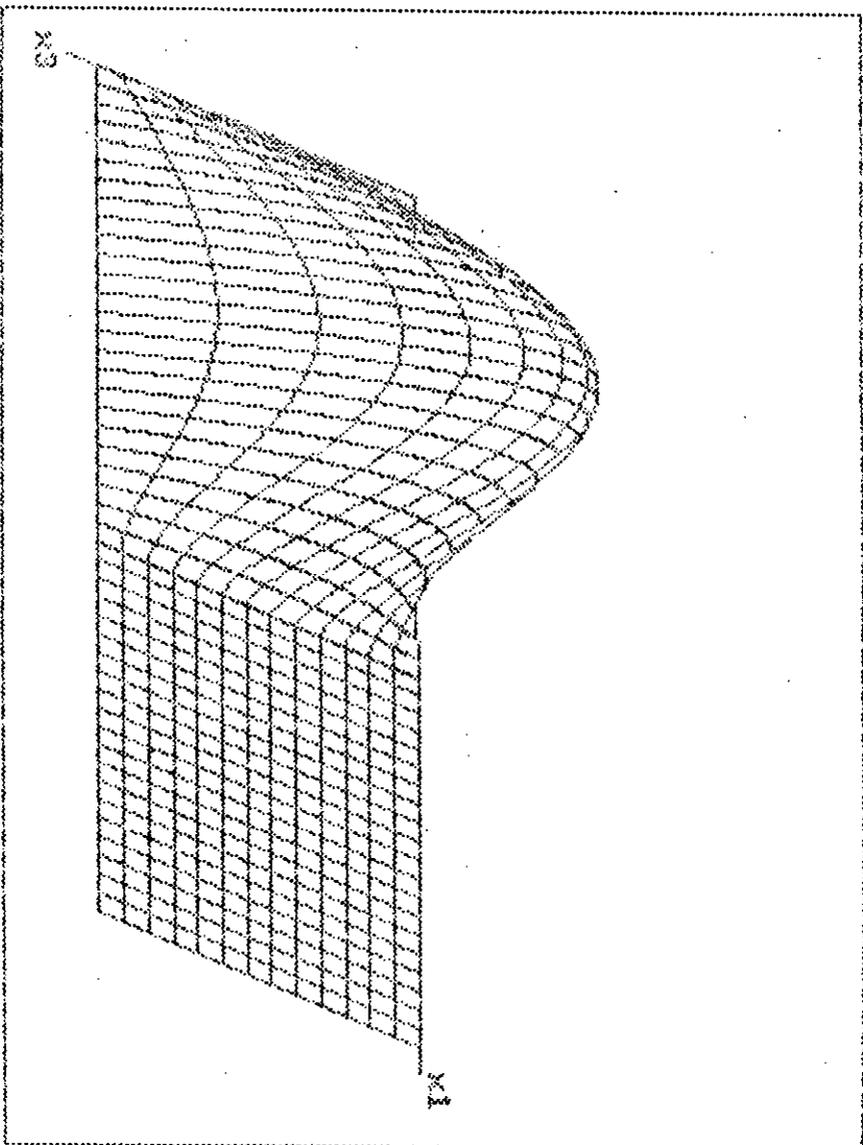
* Conditions de fonctionnement *

Température ambiante (°c)	20.00
Vitesse angulaire de rotation (tr/min)	1000.00
Charge appliquée sur l'arbre (N)	100.00
Coefficient de sécurité pour fonctionnement en régime fluide ...	1.00

* Restrictions imposées lors du calcul *

Nombre de points utilisés suivant l'abscisse circonférentielle .	26
Nombre de points utilisés suivant la largeur du palier	14
Erreur permise dans le calcul du champ de pression (Pa)	0.0001
Erreur permise dans le calcul de l'abscisse de rupture	0.001
Erreur permise dans le calcul de l'excentricité relative	0.02
Erreur permise dans le calcul de la température de fct	0.05

Champ de pression



Le Palier fonctionne

en régime laminaire

- Nombre de Reynolds :

0.0010

- Nombre de Taylor :

0.0035

- Nombre de Taylor

Critique :

39.0896

Le Palier fonctionne en

Régime Hydrodynamique

pour :

un très Bon Etat

de Surfaces

Excentricité relative 0.06

Angle de calage (°) 21.31

Débit de fuite (l/min) 0.000109

Couple de frottement (N.m) 0.4165

Température moyenne (°C) 44.309

-Angle de rupture (°)

203.04

-Pression Maximal (Pa)

443008.50