



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
La République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère d'Enseignement Supérieur et de la Recherches Scientifiques

جامعة وهران 02 محمد بن احمد
Université d'Oran 02 Mohamed ben Ahmed

معهد الصيانة والامن الصناعي
Institut de maintenance et sécurité industrielle

Département de Maintenance en Electromécanique

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master
Filière : Electromécanique industrielle
Spécialité : Electromécanique industrielle

Thème

Etude thermomécanique de contact bandage galet d'un four rotatif en utilisant Fortran

Présenté et soutenu publiquement par :

Ouahrani Ghada

Slami Hanene Karima

Devant le jury composé de :

| Nom et Prénom | Etablissement | Qualité |
|------------------------|-------------------------|-------------|
| BOUHAFS Mohammed | IMSI-université d'Oran2 | Encadrant |
| Lalaoui Mohammed Amine | IMSI-université d'Oran2 | Président |
| Adjloua Abdelaziz | IMSI-université d'Oran2 | Examinateur |

2022/2023

Remerciement

Je tiens avant tout à remercier Le miséricordieux tout puissant,
Car sans son aide et sa bienveillance,
Rien de cela n'aura pu être possible.
Tout d'abord, on souhaite remercier notre encadreur,
MR. Bouhafs Mohammed,
Pour sa guidance précieuse, sa patience, et son expertise inestimable.
Votre mentorat nous a éclairés tout au long de ce parcours académique,
Et on est reconnaissante de l'opportunité que vous nous avez offerte de développer nos
compétences en recherche.
Un grand merci à nos **familles** pour leurs soutiens indéfectibles.
Votre amour et votre encouragement nous ont permis de persévérer,
Même lorsque les défis semblaient insurmontables.
On vous est profondément reconnaissante pour votre soutien constant.
À nos **amis**, on tient à exprimer notre gratitude pour votre présence
Réconfortante et vos encouragements constants.
Vos mots d'encouragement et vos moments de détente ont été essentiels pour
Maintenir notre équilibre tout au long de cette période intense.
Enfin, on remercie tous les participants à cette étude,
Dont la contribution a été essentielle pour la collecte de données.
Votre temps et votre engagement envers ce projet sont hautement appréciés.
Ce mémoire a été une expérience enrichissante et formatrice,
Rendue possible grâce à la bienveillance et au soutien de ces personnes exceptionnelles.
Merci du fond du cœur pour avoir fait partie de ce voyage académique.
Avec toute notre gratitude

Ghada et Hanene.

Dédicace

Dans ce chapitre de ma vie qui se referme, vous avez été les étoiles qui ont illuminé mon ciel sombre. À travers les hauts et les bas, vous étiez là, votre amour et votre soutien, un trésor sans égale, vous avez été ma force, ma source d'inspiration dans cette quête de connaissance, cette détermination. Pour chacun de vous, je dédie cette mémoire et ce travail

- A ma mère **MRS. Ghernati Nadia**, depuis le premier jour où j'ai vu la lumière du monde, tu as été mon phare dans la nuit. Ton sourire a chassé mes peurs, et ta sagesse a illuminé ma route. Tu m'as appris la persévérance. C'est grâce à toi que j'ai trouvé la force d'aller de l'avant quand tout semblait sombre. Tu es mon modèle, ma source d'inspiration, et chaque succès que j'atteins est un hommage à ton amour infini.
- A mon père **MR. Ouahrani Abdelkader**, tu m'as montré le pouvoir de la persévérance et de la détermination. Ta force, ton travail acharné et ta sagesse ont été mes guides tout au long de ma vie. Tu m'as appris à viser toujours plus haut, à ne jamais abandonner et à embrasser chaque défi comme une opportunité. Ton soutien indéfectible et ta foi en moi ont été les fondations sur lesquelles j'ai construit mon parcours académique. Chaque accomplissement est également le tien, car tu m'as montré le chemin de l'excellence.
- A mon encadreur **MR. Mohamed Bouhafs**, je tiens à exprimer ma gratitude la plus profonde envers vous. Votre rôle dans la réalisation de ce projet de fin d'étude a été essentiel, et votre soutien inestimable a été la clé de ma réussite académique. Votre expertise, votre patience et votre engagement envers mon apprentissage ont fait de cette expérience une aventure exceptionnelle. Vous m'avez guidé à travers les méandres de la recherche, éclairant le chemin avec votre sagesse et votre expérience. Votre passion pour le savoir a été une source d'inspiration constante pour moi, me poussant à donner le meilleur de moi-même.
- A l'homme exceptionnel **MR. Bousmaha Sofiane**, en ce jour où je célèbre la réalisation de mon projet de fin d'étude, il est impossible pour moi de ne pas reconnaître le rôle essentiel que tu as joué dans cette réussite. Tu es bien plus qu'un bienfaiteur, tu es un pilier sur lequel je me suis appuyé pour atteindre ce sommet académique. Tu as investi en moi, en mes rêves et en mon avenir, et je ne saurais jamais exprimer à quel point cela signifie pour moi. Ta générosité m'a ouvert des portes et m'a donné la liberté de me concentrer pleinement sur mes études. Grâce à toi, j'ai pu acquérir les ressources nécessaires pour mener à bien ce projet avec succès.
- À mon cher frère que la vie m'a offert **MR. Zoubai Abderezak**, je souhaite mettre en lumière la personne extraordinaire que tu es pour moi. Bien que nous ne partagions pas le même sang, tu es devenu bien plus qu'un frère de cœur, et je ne

pourrais être plus reconnaissant pour toute l'aide que tu m'as porté, tu as été un modèle d'altruisme, de générosité et de solidarité. Tu m'as rappelé que la famille ne se limite pas au lien du sang

- À celui qui a éclairé mon chemin dans le monde de la programmation **MR. Saran Mukul**, je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance envers toi, un mentor et un ami exceptionnel. Ton soutien inestimable et ta guidance éclairée ont été les clés de la réalisation de mon projet de programmation logicielle. Ton expertise et ta passion pour le domaine de la programmation ont été une source constante d'inspiration pour moi. Tu m'as ouvert les portes d'un univers complexe, tu as partagé ton savoir-faire, tes compétences et tes astuces précieuses. Chaque ligne de code que j'ai écrite porte l'empreinte de ton enseignement.
- À mon binôme et sœur **Mrs. Slami Hanene Karima**, Ensemble, nous avons parcouru un chemin de découvertes, de défis et de réussites tout au long de notre projet de fin d'étude. Ta détermination, ton travail acharné et ta créativité ont été une source d'inspiration constante. Nous avons surmonté des obstacles, partagé des moments de joie et d'accomplissement, et construit ensemble quelque chose dont nous pouvons être fiers.
- À mes chers frères et sœurs, Aujourd'hui, je veux prendre un moment pour exprimer ma profonde gratitude et mon amour pour chacun d'entre vous. Alors que je franchis cette étape importante de ma vie académique avec la réalisation de mon projet de fin d'étude, je tiens à vous dédier ces mots sincères.

Ghada Ouahrani.

Dédicace

Louange à Dieu tout puissant, Qui m'a permis d'arriver à cette fin tant attendue. Merci à toutes les personnes qui m'ont soutenue durant mon parcours et qui m'ont aidé à atteindre mon objectif. C'est avec amour, respect et gratitude que Je dédie ce modeste travail.

- **À Mes Très Chers Parents,**

Tous les mots du monde ne sauraient exprimer l'immense amour que je vous porte, ni la profonde gratitude que je vous témoigne pour tous les efforts et les sacrifices que vous n'avez Jamais cessé de consentir pour mon instruction et mon bien-être. Je vous rends hommage par ce travail en guise de ma reconnaissance éternelle et de mon Amour infini. Que Dieu tout-puissant vous garde et vous procure santé, bonheur et longue vie pour que vous demeuriez le flambeau illuminant le chemin de vos enfants.

- **À a chère sœur Halima,**

Vous m'aviez toujours aidé et ces quelques lignes sont insuffisantes pour exprimer mon Profond amour et ma reconnaissance pour vos précieux conseils et encouragements que dieu bénisse tes petits morceaux de sucre Daniyah et Rayan.

- **A MES CHERS AMIS,** Ça me fait un très grand plaisir de vous connaître toutes ces longues années de l'université, j'ai appris beaucoup de chose grâce à vous je ne suis qui je suis en ce moment-là donc merci à vous tous je vous aime trop.

- **A mon binôme Ghada**

Ce fut un grand plaisir de participer à ce travail en votre aimable compagnie pleine de bons moments. Une fille en or qui mérite tout le bonheur ainsi pour sa petite famille que j'apporte un immense amour envers eux

Slami Hanene Karima

Résumé :

Cette mémoire présente une étude approfondie de la distribution des contraintes à la surface externe du bandage d'un four rotatif utilisé dans l'industrie du ciment. L'analyse se concentre sur le cycle de fonctionnement du four et vise à comprendre les contraintes résultant de la combinaison des sollicitations thermiques et mécaniques. Pour atteindre cet objectif, la méthode théorique ainsi que la simulation par fortran ont été utilisées.

Les contraintes totales sont déterminées en combinant les contraintes de flexion, thermiques et de contact. La méthode de Castigliano est appliquée pour calculer les contraintes de flexion en considérant le four comme une poutre indéterminée simplement supportée soumise à des charges statiques et symétriques. Les contraintes thermiques sont obtenues en supposant une distribution de température linéaire et non linéaire sur l'épaisseur du bandage. La théorie du contact de Hertz est employée pour déterminer les contraintes de contact entre le bandage et les galets de support.

En parallèle, des simulations sur l'outil fortran distinctes sont effectuées pour obtenir les contraintes de flexion, thermiques et de contact, en imitant les conditions spécifiées dans la partie théorique. Les résultats des simulations convergent parfaitement avec les résultats théoriques.

Mots clés :

Cimenterie, four rotatif, galet, bandage, contact, contrainte de flexion, simulation, programmation

Abstract :

This thesis presents an in-depth study of stress distribution on the outer surface of the rotary kiln tire used in the cement industry. The analysis focuses on the kiln's operational cycle and aims to understand the stresses resulting from the combination of thermal and mechanical loads. To achieve this goal, both theoretical methods and Fortran simulations were employed.

Total stresses are determined by combining bending, thermal, and contact stresses. The Castigliano method is applied to calculate bending stresses, considering the kiln as a simply supported indeterminate beam subjected to static and symmetric loads. Thermal stresses are obtained by assuming both linear and non-linear temperature distributions across the tire's thickness. Hertz contact theory is used to determine contact stresses between the tire and the support rollers.

Simultaneously, separate Fortran simulations are performed to obtain bending, thermal, and contact stresses, mimicking the conditions specified in the theoretical part. The simulation results align perfectly with the theoretical findings.

Keywords:

Cement industry, rotary kiln, roller, tire, contact, bending stress, simulation, programming

Table des matières

| | |
|---|-----------|
| I. INTRODUCTION | 15 |
| I.1 LE CIMENT | 15 |
| I.1.1 Rappel historique | 15 |
| I.1.2 Qu'es que le ciment ? | 15 |
| I.2 LES ETAPES DE FABRICATION DU CIMENT : | 15 |
| I.2.1 Extraction des matières premières : | 16 |
| I.2.2 Préparation des matières premières : | 16 |
| I.2.3 Broyage du cru : | 17 |
| I.2.4 Préchauffage et pré-calcination : | 17 |
| I.2.5 Formation du clinker | 18 |
| I.2.6 Broyage du clinker : | 19 |
| I.2.7 Stockage et conditionnement : | 19 |
| I.2.8 La salle de contrôle et le contrôle qualité : | 20 |
| I.3 LES FOURS ROTATIFS : | 20 |
| I.3.1 Historique des fours rotatif de cimenterie : | 21 |
| I.3.2 Les fonctions principales du four rotatif : | 21 |
| I.3.3 Four rotatif et atelier de cuisson : | 22 |
| I.3.4 Le four de cimenterie : | 23 |
| I.3.5 Les différents types de tube rotatif : | 24 |
| I.3.6 Description des composants du four rotatif : | 24 |
| I.3.7 La virole : | 25 |
| I.3.8 Station de galet : | 26 |
| I.3.9 Station de bandage : | 28 |
| I.3.10 Groupe d'entraînement du four : | 29 |
| I.3.11 Les joints du four : | 30 |
| I.3.12 Les briques réfractaire : | 31 |
| I.3.13 La butée hydraulique : | 32 |
| I.3.14 Réglage des axes des galets par rapport à celui du bandage : | 32 |
| I.3.15 Les bruleurs : | 33 |
| II. INTRODUCTION : | 36 |
| II.1 MECANIQUE DU FOUR A CIMENT : | 36 |
| II.2 STATION DES GALETS : | 37 |
| II.2.1 Palier de galet : | 37 |
| II.2.2 Calcul le diamètre de l'axe du galet : | 38 |
| II.3 STATION DE BANDAGE : | 39 |
| II.3.1 Dimensionnement des bandages : | 39 |
| II.3.2 Contraintes de flexion dans la section du bandage | 39 |
| II.3.3 Ovalisation du bandage : | 40 |
| II.4 LA CONTRAINTE DE FLEXION DUE A UNE CHARGE CONTINUE : | 43 |

| | | |
|---------------|--|-----------|
| II.5 | LA CONTRAINTE THERMIQUE DANS LE BANDAGE : | 46 |
| III. | INTRODUCTION | 49 |
| IV. | INTRODUCTION | 59 |
| IV.1 | PRESENTATION DU LOGICIEL : | 59 |
| IV.2 | GENERALITES SUR LE LANGAGE FORTRAN : | 59 |
| IV.3 | ORGANISATION DE L'INTERFACE : | 60 |
| IV.3.1 | Différente fonction de fortran : | 60 |
| IV.3.2 | Organigramme de travail avec fortran : | 62 |
| IV.4 | CONCEPTION DU PROGRAMME FORTRAN : | 64 |
| IV.4.1 | Architecture globale du programme pour l'étude : | 64 |
| | La méthode analytique proposée est basée sur un programme établi sous FORTRAN, qui est représenté par un organigramme (figure IV.4) et (figure IV.5). | 64 |
| IV.4.2 | Choix des structures de données pour le stockage des informations nécessaires : | 65 |
| IV.5 | OUTIL DE VISUALISATION DES RESULTATS : | 66 |
| V. | INTRODUCTION | 69 |
| V.1 | DONNEE DU FOUR | 69 |
| V.2 | INTERPRETATION DES RESULTATS DE LA SIMULATION | 69 |
| V.2.1 | Contraintes maximales de flexion dans la section du bandage. | 69 |
| V.2.2 | VALIDATION : | 72 |
| V.2.3 | Variation des cas : | 73 |
| V.2.4 | calcul de contrainte thermique : | 78 |
| V.2.5 | calcul de contrainte de contact : | 79 |
| V.3 | IMPORTANCE DES RESULTATS : | 82 |
| V.4 | IMPLICATIONS INDUSTRIELLES : | 82 |
| V.4.1 | Amélioration de la Durabilité et de la Fiabilité des Fours | 82 |
| V.4.2 | Optimisation de la Conception des Fours Rotatifs | 83 |
| V.4.3 | Sélection de Matériaux et de Méthodes de Fabrication Optimaux | 83 |
| V.4.4 | Réduction des Coûts de Maintenance et d'Exploitation. | 83 |
| V.4.5 | Amélioration de la Sécurité des Opérations | 83 |
| V.5 | LIMITATIONS ET PERSPECTIVES FUTURES : | 83 |
| V.5.1 | Limitations de l'Étude | 84 |
| V.5.2 | Perspectives Futures | 84 |

Liste des figures

| | |
|---|-------------------------------------|
| Figure (I-1) : Description des étapes de fabrication du ciment de portland.[2]..... | 16 |
| Figure (I-2) : Exemples de mise en tas [3]..... | 17 |
| Figure (I-3) : le schéma de fabrication du ciment..... | 18 |
| Figure (I-4) : cheminement dans le four. [6] | 19 |
| Figure (I-5) : cheminement dans le four. [7] | 20 |
| Figure (I-6) : four rotatif de la cimenterie de Zahana. | 21 |
| Figure (I-7) : les cinq opération principale réalisé dans l'atelier cuisson [9]..... | 22 |
| Figure (I-8) : procédé par voie humide..... | 22 |
| Figure (I-9) : procédé par vois semi-sèche. | 23 |
| Figure (I-10) : Exemple de fours rotatifs à vois sèche [9]..... | 23 |
| Figure (I-11) : composant du four rotatif. [3] | 25 |
| Figure (I-12) : l'épaisseur de la virole..... | 25 |
| Figure (I-13) : station galet. | 26 |
| Figure (I-14) : différentes catégories des galets..... | 27 |
| Figure (I-15) : différents types de galets..... | 27 |
| Figure (I-16) : Bandage d'un four rotatif. | 28 |
| Figure (I-17) : types de bandages. | 29 |
| Figure (I-18) : Bandage Flottant. | 29 |
| Figure (I-19) : groupe d'entrainement..... | 30 |
| Figure (I-20) : joint amont. | 31 |
| Figure (I-21) : joint aval..... | 31 |
| Figure (I-22) : Brique réfractaire. | 31 |
| Figure (I-23) : les composants de la butée hydraulique..... | 32 |
| Figure (I-24) : galet pousseur..... | 33 |
| Figure (I-25) : le bruleur. | 34 |
| Figure (II-1) : station de roulement (bandage, galets). | 36 |
| Figure (II-2) : montage le moins contraignant, à prévoir lors de la conception. | 37 |
| Figure (II-3) : station des galets avec les réactions..... | 37 |
| Figure (II-4) : assemblage de galet dans les paliers..... | 38 |
| Figure (II-5) : assemblage du galet..... | 39 |
| Figure (II-6) : courbe des moments fléchissant. | 40 |
| Figure(II-7) : déformation du bandage | 41 |
| Figure(II-8) : Ovalisation du bandage ou de la virole. | 41 |
| Figure (II-9) : déformation..... | 42 |
| Figure (II-10) : le bandage du four sous la charge..... | 44 |
| Figure (II-11) : la distribution de température à travers l'épaisseur de la bague. | 46 |
| Figure (II-12) : Butée hydraulique de retenue du four..... | Error! Bookmark not defined. |
| Figure (IV-1) : Exemples de contenu de lignes en Fortran 'ftr 2' | 60 |
| Figure (IV-2) : interface fortran..... | 60 |
| Figure (IV-3) : Organigramme du travail avec fortran. | 63 |
| Figure (IV-4) : Organigramme calcul de la contrainte de flexion. | 64 |
| Figure (IV-5) : Organigramme calcul thermique..... | 65 |

| | |
|--|----|
| Figure (V-1) : four rotatif de Kakanj | 69 |
| Figure(V-2) : la contrainte de flexion dans le bandage. | 70 |
| Figure (V-3) : la charge continue F | 71 |
| Figure (V-4) : moment de flexion Mb | 71 |
| Figure (V-5) : moment de la charge distribuée..... | 72 |
| Figure (V-6) : graphe de validation de la contrainte de flexion..... | 73 |
| Figure (V-7) : la charge repartie dans le four pour les 3 stations. | 74 |
| Figure (V-8) : La contrainte de flexion du bandage avec l'effet des différentes charges. | 75 |
| Figure (V-9) : La contrainte de flexion du bandage avec l'effet de l'angle du position entre galet-bandage..... | 76 |
| Figure (V-10) : La contrainte de flexion du bandage avec la variation d'épaisseur du bandage..... | 77 |
| Figure (V-11) : contrainte thermique sur le bandage..... | 79 |
| Figure (V-12) : la contrainte de contact en fonction de chargement. | 80 |
| Figure (V-13) : l'effet de variation d'angle galet -bandage sur la contrainte de contact en fonction de chargement..... | 81 |
| Figure (V-14) : l'effet de variation d'épaisseur de bandage sur la contrainte de contact en fonction de chargement..... | 81 |
| Figure (V-15) : l'effet de variation de type de matériaux sur la contrainte de contact en fonction de chargement..... | 82 |

Nomenclature

Q_g : la charge sur les galets en tonnes.

Q : la charge radiale du four en tonnes.

Q_f : poids total du four en N.

q : La charge continue agit par ϕ

M_f : moment fléchissant N.m.

M_q : Le moment de la charge distribuée

M_b : Le moment de flexion

M_0 : N_0 : force interne du bandage

W : Le module de flexion en mm^3 .

μ : Coefficient de frottement entre bandage et galets (Surfaces sèches : $\mu = 0,3$ à $0,35$ surface lubrifiée $\mu = 0,1$ à $0,13$).

μ' : Le coefficient de Poisson

E : module d'élasticité en N/mm^2 .

J : Le moment d'inertie mm^3 .

F : la charge radiale du four en tonnes

P_s : la poussé en N

P_1 : la charge de la station en N.

F_f : La force de frottement entre bandages et galets en N.

σ_{Hc} : contrainte de la pression sur le coussinet en N/mm^2 .

σ_G : contrainte de la pression sur le galet en N/mm^2 .

σ_f : contrainte de flexion en N/mm^2 .

σ_b : contrainte de flexion du bandage en MPa

σ_t : La contrainte de contact maximale au milieu de la zone de contact en MPa

b : largeur du bandage en mm.

d_g : diamètre de l'axe de galet en mm.

D_g : diamètre du galet en mm.

D_{bi} : diamètre intérieur du bandage mm.

D_s : diamètre de virole non déformée en m.

D_L : diamètre interne du bandage non déformé en m.

D_V : diamètre vertical interne du bandage déformé en m.

D_h : diamètre horizontal interne du bandage déformé en m.

A : surface du bandage en mm^2

h : épaisseur de bandage en mm.

α_f : facteur de correction $\approx 1,4$.

α : l'angle de rotation degré

αl : Le coefficient de dilatation linéaire

β_f : facteur de correction du déséquilibre des charges sur les deux galets $\approx 1,7$.

δ_b : la déformation de bandage.

δ : la déformation de vérole.

ω_b : ovalité de bandage en %.

$\Delta_{b \max}$: déformation maximale du bandage en mm.

i : inclinaison (%).

R_b : rayon moyen du bandage en m.

R_{avg} : Le rayon moyen de l'anneau en mm.

R_1 : Le rayon intérieur en mm

R_2 : Le rayon extérieur en mm

R_n : est la distance de l'axe neutre de la section du bandage du centre de l'axe central du bandage

m : Le rapport entre le rayon extérieur et le rayon intérieur du bandage en mm

a : Une demi-largeur de la zone de contact en mm

B : La largeur de contact en mm

S : jeu réel en mm.

C : Jeu à froid « initial » en mm.

U : Le pliage

δ'' : Le déplacement horizontale du bandage en mm

T : La distribution de température sur l'épaisseur de bandage

T_i : La température intérieure en °C

T_0 : La température extérieure en °C

$\Delta T = T_i - T_0$: La différence de température en °C

Introduction générale

Les fours rotatifs jouent un rôle essentiel dans de nombreuses industries, notamment dans la production de ciment. Ces équipements complexes sont soumis à des conditions de fonctionnement extrêmes, caractérisées par des températures élevées, des charges mécaniques importantes et des cycles de fonctionnement répétitifs. La performance et la durabilité de ces fours dépendent en grande partie de la capacité à comprendre et maîtriser les contraintes thermomécaniques qui se développent au niveau du contact entre le bandage et les galets de support.

La présente thèse s'inscrit dans le contexte de l'optimisation et de la fiabilisation des fours rotatifs utilisés dans l'industrie du ciment. Elle vise à approfondir notre compréhension des contraintes qui se développent au niveau du contact bandage/galet pendant le cycle de fonctionnement du four. Pour cela, une approche combinant méthodes théoriques et simulations sur l'outil fortran est adoptée.

Le contact entre le bandage et les galets est une zone critique, où les contraintes mécaniques et thermiques interagissent de manière complexe. Cette interaction peut entraîner des déformations excessives, des défaillances prématurées ou des dommages structurels irréversibles. Afin d'éviter de tels problèmes, il est impératif de disposer d'une analyse approfondie et précise des contraintes dans cette zone critique.

Dans cette optique, la présente thèse se fixe comme objectif principal d'étudier de manière approfondie la distribution des contraintes à la surface externe du bandage du four rotatif pendant son cycle de fonctionnement. Les contraintes résultent principalement des sollicitations thermiques et mécaniques qui s'exercent sur le bandage. Pour obtenir une vision complète de la situation, nous considérons une approche pluridisciplinaire qui prend en compte les contraintes de flexion, les contraintes thermiques et les contraintes de contact.

Afin d'atteindre cet objectif, la méthodologie adoptée comprend deux volets complémentaires une analyse théorique et des simulations sur logiciel. Dans la partie théorique, nous appliquerons la théorie de Castigliano pour évaluer les contraintes de flexion en considérant le four comme une poutre indéterminée simplement supportée. Les contraintes thermiques seront obtenues en supposant une distribution de température linéaire et non linéaire à travers l'épaisseur du bandage. Pour les contraintes de contact, nous utiliserons la théorie du contact de Hertz, qui est couramment employée pour des problèmes d'interférence mécanique.

Les simulations nous permettront de reproduire de manière réaliste les conditions de fonctionnement du four et d'obtenir des résultats plus détaillés et précis. Ces simulations seront réalisées en utilisant le langage de programmation Fortran, réputé pour sa puissance de calcul et sa capacité à résoudre des problèmes complexes.

Cette thèse vise à apporter une contribution significative à la compréhension et à l'analyse des contraintes thermomécaniques au niveau du contact bandage/galet d'un four rotatif utilisé dans l'industrie du ciment. Les résultats obtenus auront des implications importantes pour l'optimisation de la conception, l'amélioration des performances et la fiabilisation de ces équipements essentiels à la production de ciment.

Chapitre 1 :

GENERALITE

SUR LES FOURS

ROTATIFS DE

I. Introduction

Dans ce premier chapitre introductif, afin de faciliter la compréhension de la suite de la thèse, nous abordons les bases liées au processus de fabrication du ciment en général, et en particulier les concepts de base liés aux fours associés impliqués dans le processus de production ciment.

I.1 Le ciment

I.1.1 Rappel historique

Le ciment est un matériau de grande diffusion, connus de longue date. Les Romains ont mélangé de la chaux et des cendres volcaniques de Pouzzoles pour la construction du Panthéon. Le ciment industriel date du siècle dernier après que Vicat eut fixé la composition des matières premières à savoir 80% de carbonate de calcium, 20% de silice [MOR 97].

Le ciment n'a pris sa forme actuelle qu'au 19^{ème} siècle :

- En 1759, l'Anglais John Smeaton produit un mortier aussi dur que de la pierre en mélangeant des chaux hydrauliques et des cendres volcaniques.
- En 1817, le Français Louis Vicat découvre les principes chimiques des ciments et définit les règles de fabrication du ciment hydraulique. Il est considéré comme l'inventeur du ciment moderne.
- En 1824, l'Ecossois Joseph Aspdin fait breveter le ciment « Portland », obtenu à partir d'un procédé de calcination combinant la cuisson de calcaire et d'argile dans des fours alimentés au charbon. La dénomination « Portland », s'explique dans sa similarité de couleur et de dureté avec la pierre de Portland située dans le sud de l'Angleterre.
- En 1872, Messieurs Dufosse et Henry établirent la première usine de production de ciment Portland à Cronfestu.
- Dès la fin du 19^{ème} siècle, le béton moderne à base de ciment Portland devient un matériau de construction largement répandu.

I.1.2 Qu'es que le ciment ?

Le ciment (en latin caementum, signifiant pierre non taillée) est une poudre minérale fine, est fabriqué en augmentant la température jusqu'à 1500°C, un mélange spécifique broyé en fine particules de calcaire, de marne (ou argile) et un pourcentage de produits d'addition (oxyde de fer, alumine, silice) dans un four rotatif, se transformant en farine s'appelant clinker.

Pour obtenir un ciment aux propriétés hydrauliques actives, le clinker doit être broyé très finement (de granulométrie comprise entre 1 et 150 µm) et pendant le broyage que l'on ajoute le gypse qui est indispensable à la régulation de la prise du ciment.

I.2 Les étapes de fabrication du ciment :

Voici les étapes de fabrication du ciment :



Figure (I-1) : Description des étapes de fabrication du ciment de portland.[2]

I.2.1 Extraction des matières premières :

Le calcaire, la marne, le sable et le minerai de fer sont les principales matières premières utilisées. Elles sont extraites de carrières ou de mines à l'aide d'explosifs ou d'équipements d'extraction mécaniques tels que des pelles et des chargeuses. [3]

I.2.2 Préparation des matières premières :

a. Concassage et broyage :

Les matières premières extraites sont généralement de grande taille, donc elles sont d'abord concassées à l'aide de concasseurs à mâchoires ou à percussion. Ensuite, elles sont broyées dans des broyeurs à boulets ou des broyeurs verticaux pour obtenir une taille de particules plus fine.

b. Mélange du cru :

On appelle cette étape, la pré homogénéisation, une opération qui consiste à assurer une composition chimique régulière du mélange des matières premières, Le calcaire et l'argile ou la marne, Des échantillons du mélange des matières premières sont prélevés lors de la constitution des tas dans une station d'échantillonnage ou manuel, ces échantillons sont analysés au niveau du laboratoire de l'usine. Les résultats de ces analyses permettent de définir les corrections nécessaires à apporter au mélange des matières premières, ce mélange est dénommé en cimenterie par le cru.[3]

La méthode de hall de pré homogénéisation comprend deux phases principales; à savoir:

- La mise en tas, il existe plusieurs façons de faire la mise en tas la figure 2 montre quelque exemple.
- La reprise.

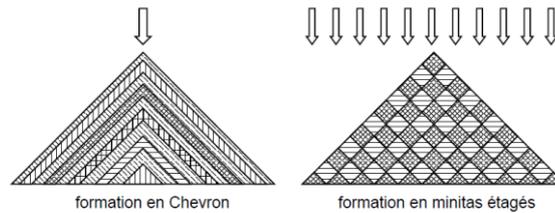


Figure (I-2) : Exemple de mise en tas [3]

I.2.3 Broyage du cru :

Le broyage de cru est une opération qui consiste à préparer un mélange homogène avec une bonne répartition granulométrique pour assurer les meilleures conditions de cuisson de la farine. [3]

I.2.4 Préchauffage et pré-calcination :

IL existe 4 méthodes de fabrication du ciment résume dans la figure 4.

- Fabrication du ciment par voie humide (la plus ancienne).
- Fabrication du ciment par voie semi-humide (en partant de la voie humide).
- Fabrication du ciment par voie sèche (la plus utilisée).
- Fabrication du ciment par voie semi-sèche (en partant de la voie sèche). [4]

a. Préchauffage : Le cru est préchauffé dans un préchauffeur à cyclones. Dans ce dispositif, le cru est chauffé en utilisant la chaleur des gaz d'échappement du four à ciment. Le préchauffage permet de réduire la consommation d'énergie nécessaire dans les étapes suivantes.

b. Pré-calcination : Le cru préchauffé est ensuite introduit dans un four rotatif, également appelé four à calcination. À l'intérieur du four, le mélange subit une pré-calcination à une température d'environ 850 à 900 degrés Celsius. Cela aide à la décarbonatation du calcaire, où le dioxyde de carbone (CO_2) est libéré, et prépare le matériau pour la formation de clinker. [4]

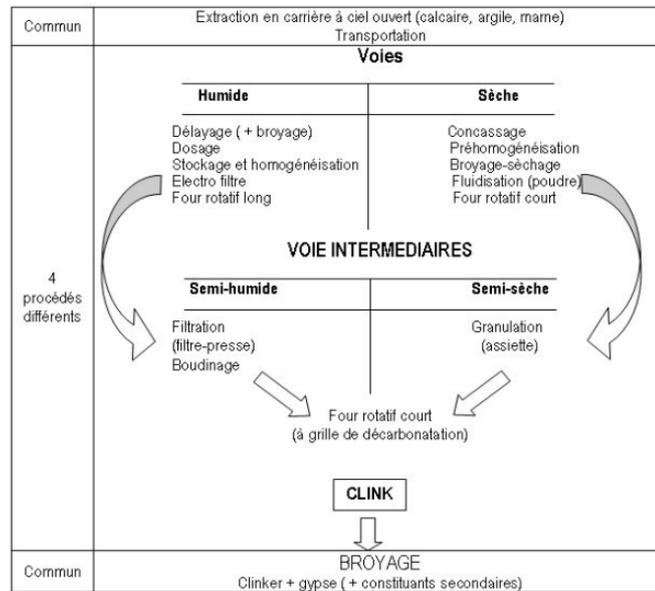


Figure (I-3) : Le schéma de fabrication du ciment.[4]

I.2.5 Formation du clinker

a. Cuisson : Le cru pré-calciné est acheminé vers le four à ciment principal où il est soumis à une température élevée d'environ 1450 degrés Celsius voir la figure (I-4). À ces températures, les réactions chimiques se produisent, transformant le mélange en clinker. Les réactions principales incluent la formation de silicates de calcium, d'aluminates de calcium et de ferrites de calcium.

b. Refroidissement : Le clinker se présente sous forme de boules de taille allant de 0 à 100 mm. La température de la matière atteint 1450°C en sortie de four. Il faut alors la refroidir pour lui donner ses caractéristiques hydrauliques en fixant sa structure cristalline et faciliter son stockage dans des conditions plus sûres. Le refroidisseur est composé d'un ensemble de grilles à travers lesquelles l'air soufflé permet de baisser la température de matière en dessous de 100°C. [5]

I.2.8 La salle de contrôle et le contrôle qualité :

Les pilotes de la salle de contrôle conduisent l'usine depuis leurs écrans où s'affiche toutes les informations. Des échantillons sont prélevés et analysés d'une façon rigoureuse à chaque étape de transformation de la matière.

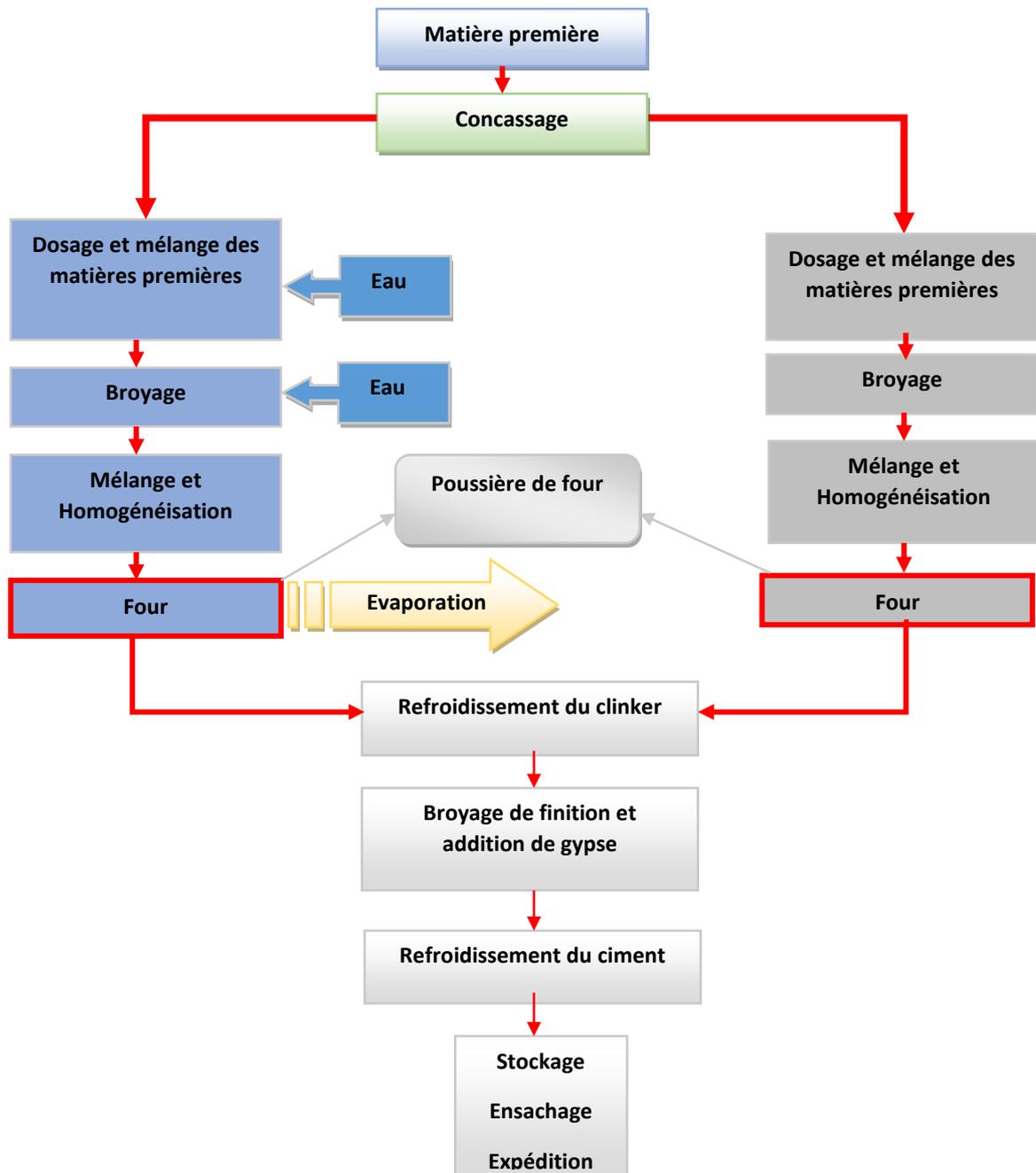


Figure (I-5) : Organigramme des procédés typiques de fabrication du ciment.[7]

I.3 Les fours rotatifs :

les fours rotatifs (tournant) sont souvent utilisés dans l'industrie du ciment comme un moyen principale de la production du clinker le four rotatif est de forme cylindrique

allongé qui tourne autour de son axe avec une inclinaison de 3° par rapport le plan horizontal pour assurer l'écoulement de la charge ce dernier est fabriqué suivant des procédés dont la matière première est le calcaire tout en ajoutant des produits d'addition (de la silice ,du fer et de l'alumine) qui seront ensuite chauffée à 1500 °C. Ce procédé de fabrication nécessite un contrôle très précis essentiellement pour la qualité du ciment au but de ne pas laisser des particules de calcaire dans le clinker en cas d'une chaleur insuffisante même un excès de chaleur peut diminuer la solidité des briques réfractaires du four rotatif. Le four est entraîné en rotation par un moteur et un réducteur, agissant sur un pignon engrainé avec la couronne d'entraînement.[8]



Figure (I-6) : four rotatif de la cimenterie de Zahana.

I.3.1 Historique des fours rotatif de cimenterie :

Les premiers fours rotatifs réussis ont été développés en Pennsylvanie en 1890, et ont été d'environ 1,5 x 15 m. Un tel four fait environ 20 tonnes de clinker par jour. En 1905, les plus grands fours étaient de 2,7 x 60 m en taille, et fait 190 tonnes par jour. Les grands fours à voie humide (exemple : capacité 3000 t/j et ont été d'environ 6,3 x 227 m, reposant sur huit appuis) ont fait place dans les années 1980, aux fours à voie sèche reposant sur trois appuis et les plus grands fours aujourd'hui produisent environ 10000 tonnes par jour. Les fours rotatifs fonctionnent sans arrêt, et ils ne sont arrêtés que durant la période d'entretien annuel.[7]

I.3.2 Les fonctions principales du four rotatif :

- obtenir décarbonations finale de la farine chaude.

- Cuisson de la matière.
- Assurer la bonne combustion du charbon.
- Permettre le transfert thermique (gaz/solide).
- Transport de la matière. [8]

I.3.3 Four rotatif et atelier de cuisson :

L'évolution de la technologie du procédé de clinkerisation a conduit à une diminution de l'importance relative du four rotatif à l'intérieur de l'atelier de cuisson. Les cinq opérations essentielles à réaliser dans l'atelier de cuisson sont :

- Le séchage,
- Le préchauffage jusqu'à 500 °C,
- La décarbonatation de 700 à 1050 °C,
- La clinkerisation de 1200 à 1450 °C,
- Le refroidissement de 1450 à 80 °C.

Ces opérations sont effectuées totalement ou partiellement dans le four rotatif.

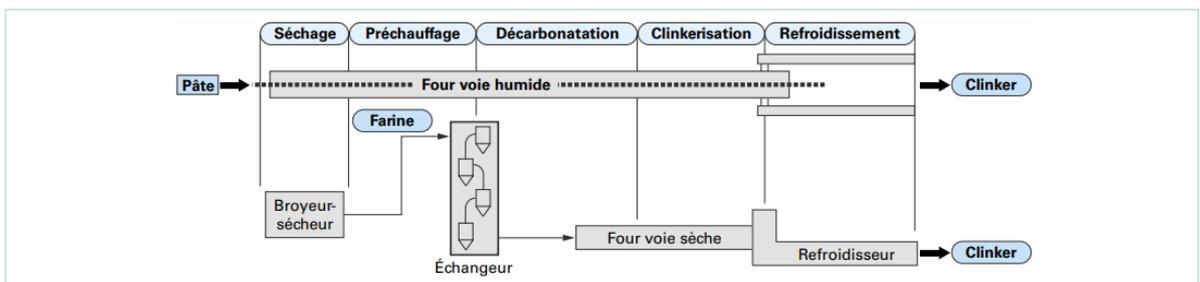


Figure (I-7) : Les cinq opérations principales réalisées dans l'atelier cuisson [9]

Ainsi, les premiers fours rotatifs des ateliers de cuisson dits à « voie humide », alimentés en pâte, équipés d'un refroidisseur à satellites embarqués réalisent ces cinq opérations et représentent donc 100 % de l'atelier de cuisson. Les dimensions de ces fours sont très importantes eu égard à la capacité de production journalière.. (BGi1)

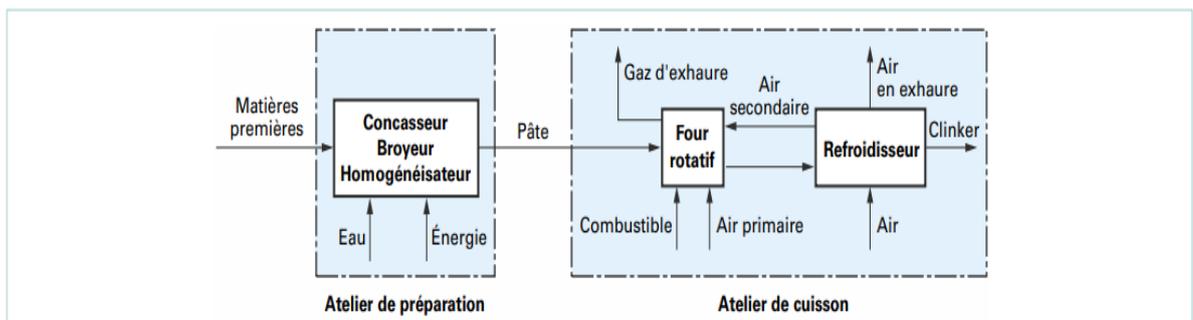


Figure (I-8) : Procédé par voie humide.[9]

En revanche, les fours rotatifs récents des ateliers de cuisson dits à « voie sèche », alimentés en farine sèche, possédant un broyeur-sécheur, un préchauffeur, un précalcinateur et un refroidisseur indépendant sont désormais de dimensions beaucoup plus modestes pour des capacités de production plus élevées. Ces fours rotatifs ne réalisent plus les opérations de séchage, de préchauffage et de refroidissement qui sont en quelque sorte délocalisées dans d'autres secteurs de l'atelier de cuisson. Ces nouveaux fours ne réalisent, dans leur partie rotative, que la fin de la décarbonatation (10 %) et la phase de clinkerisation.

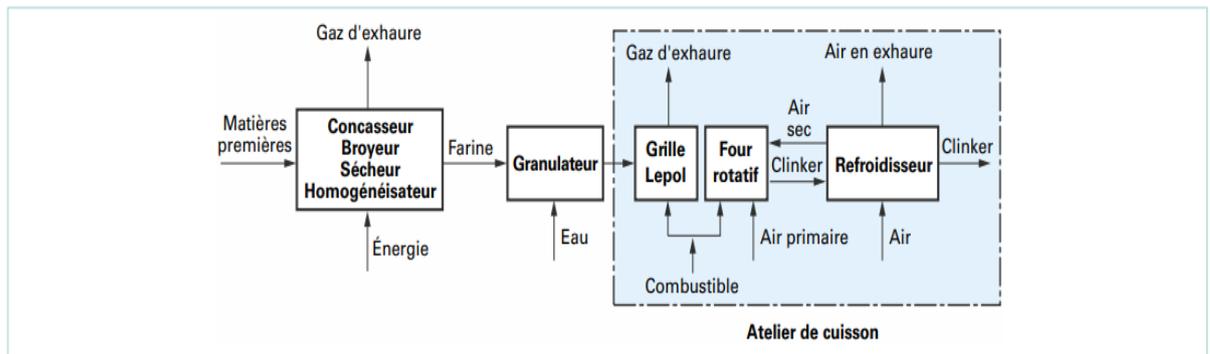


Figure (I-9) : procédé par vois semi-sèche. [9]

I.3.4 Le four de cimenterie :

Le four de cimenterie est un tube en appui sur des stations de roulement (deux jusqu'à huit) ayant une inclinaison de l'ordre de 3,5 % par rapport à l'horizontale et tournant à des vitesses de rotation comprises entre 1,8 et 3,5 tr/min.

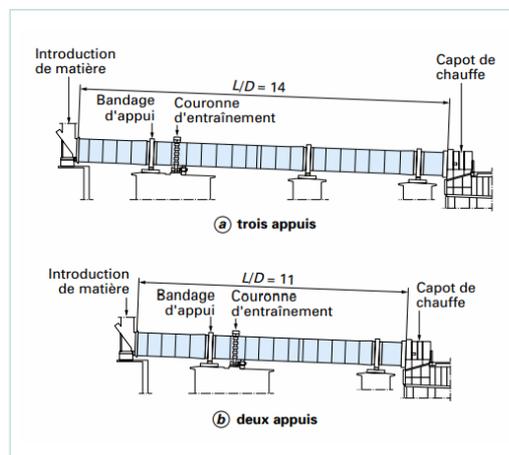


Figure (I-10) : Exemple de fours rotatifs à vois sèche [9]

Les fours rotatifs se retrouvent dans beaucoup de processus qui comportent le traitement de solides. Ceux-ci incluent le séchage, l'incinération, le mélange, le chauffage, le refroidissement, l'humidification, la calcination, la réduction, l'agglomération et la

réaction gaz-solide. Une des plus importantes utilisations industrielles est la production du ciment.

Les fours rotatifs sont populaires pour ce rôle en raison de leur flexibilité. Ils peuvent manipuler une grande variété de matériaux d'alimentation, avec des valeurs calorifiques variables, le déplacement du solide de rebuts jusqu'à la sortie ne présentent aucun problème. Typiquement, les déchets dangereux fonctionnent avec des lits relativement profonds et ont une chambre de combustion secondaire après le four rotatif pour améliorer la combustion hétérogène des déchets.

Les fours rotatifs peuvent être employés pour 03 raisons distinctes : chauffage, récréation et séchage de matériaux solide, et dans beaucoup des cas sont employés pour réaliser une combinaison de ces objectifs.

Dans la conception des fours, il y'a 04 aspects importants à considérer d'un point de vue de technologie de processus, à savoir le transfert thermique, l'écoulement des matériaux solides granulaires à travers le four, le transfert de masse gaz-solide et les réactions [7]

I.3.5 Les différents types de tube rotatif :

La géométrie du four tournant (diamètre et longueur) est particulièrement importante sur le plan des débits de solide que peut charrier le four et sur le plan de temps de séjour. La gamme des diamètres des fours tournants est comprise entre une dizaine de centimètres jusqu'à 7 m. Quant à la longueur, il existe des fours mesurant 1 m qui sont plutôt des fours tournants de laboratoires et de vitesse de rotation jusqu'à 30 tr/min, mais aussi des fours mesurant jusqu'à 100 m. Des fours tournants de grande longueur et de grands diamètres seront privilégiés pour des applications nécessitant de longs temps de séjour et des débits massiques importants. C'est le cas par exemple des fours tournants de cimenterie ou de métallurgie.[10]

I.3.6 Description des composants du four rotatif :

Les principaux composants du four rotatif sont :

- Joint amont (1)
- Joint aval (2)
- Virole (partie rotatif) (3)
- Groupe de commande (4)
- Couronne dentée/pignon (5)
- Station de galet et de bandage (6-7-8)
- Butée hydraulique et butée mécanique (6-7) [3]

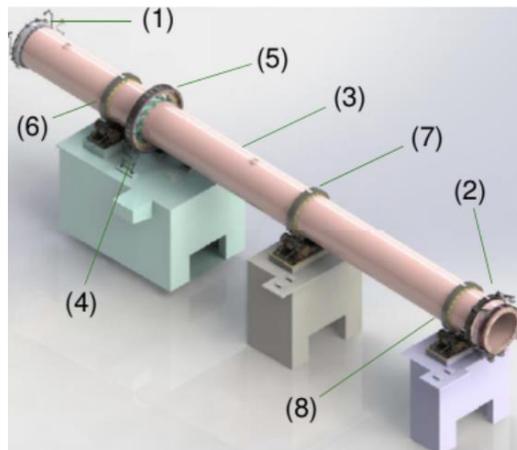


Figure (I-11) : Composant du four rotatif.[3]

I.3.7 La virole :

Le tube est constitué par un assemblage d'éléments soudés appelés viroles. Elles sont fabriquées à partir de tôles en acier de qualité E 24.2 ou A42 CP. Les tôles d'une largeur de 2200 mm environ sont arrondies au diamètre intérieur du four ; les demi-viroles ainsi obtenues sont ensuite soudées suivant leurs deux génératrices.

L'assemblage des viroles bout à bout s'effectue en quinconce de manière à ne pas avoir un alignement des soudures longitudinales. On distingue trois catégories de viroles en fonction de leur position sur l'axe du four :

- Les viroles courantes dont l'épaisseur varie de 22 à 36 mm ;
- Les viroles intermédiaires de 40 à 60 mm ;
- Les viroles porteuses ou sous bandage de 70 à 110 mm

La déformation de la virole due à l'ovalisation est perceptible jusqu'à une distance de $1.5 D_s$ de part et d'autre du bandage. Or, la jonction entre virole courante et viroles intermédiaires se situe à moins de $1.5 D_s$ du bandage où se combinent contraintes axiales et contraintes tangentielles, donc on porte un soin particulier aux contrôles des soudures dans cette zone.[10]

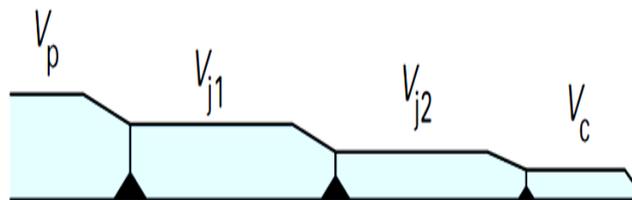


Figure (I-12) : L'épaisseur de la virole.[10]

Les valeurs limites admissibles communément admises sur les viroles sont :

- Contrainte pour une virole courante : $\leq 2 \text{ daN/mm}^2$;
- Contrainte pour une virole intermédiaire ou porteuse : $\leq 1.5 \text{ daN/mm}^2$;
- Variation de contrainte au changement d'épaisseur des viroles : $\leq 0.8 \text{ daN/mm}^2$;

- Flèche : 10^{-4} de la portée.

Le choix des différentes épaisseurs de viroles (forcément discontinues) doit être tel qu'il permette une variation des contraintes avec un minimum de discontinuité.[10]

I.3.8 Station de galet :

Le couple à transmettre demande un contact parfait entre les galets et le bandage. Toute incidence résultant d'une déformation thermique de la virole ou d'un tassement des fondations, doit être compensée par les galets, sans que la stabilité du four en soit diminuée pour autant. Pour concilier ces exigences contraires (contact optimal entre les surfaces de roulement des galets et du bandage et supportée isostatique fiable de la virole). Ces rotules reprennent les forces d'appui du four et peuvent suivre n'importe quel voile du bandage. Ce système garantit dans tous les cas de charge une portée régulière sur la génératrice. Pour éviter une usure des surfaces de roulement, les axes de rotation du galet et du bandage sont toujours parallèles pendant la marche du four.

Ceci est obtenu par un mécanisme de réglage automatique qui contrôle et ajuste en permanence la position relative des galets et du bandage. Ce mécanisme sert également au guidage longitudinal des galets avec le même effet qu'une butée hydraulique conventionnelle. Le four est maintenu en position par un simple galet de butée fixe [7].



Figure (I-13) : station galet.

■ Catégories de stations des galets

On distingue quatre catégories de stations des galets : rigide, rigide rotule, autoalignante, autoalignante rotule. Les stations des galets autoalignantes rotules (Figure I.7d) sont recommandées pour les fours à deux appuis. En cas de déformation accidentelle du four (mise en vilebrequin), il n'y aura pas de perte de surface de contact entre bandage et galets évitant ainsi les contraintes excessives qui auraient causé des fissures et la formation de petites cavités (pitting). Ces stations sont calculées pour une pression d'Hertz supérieure de 25 % à celle qui est prise en compte pour les stations de roulement traditionnelles [7].

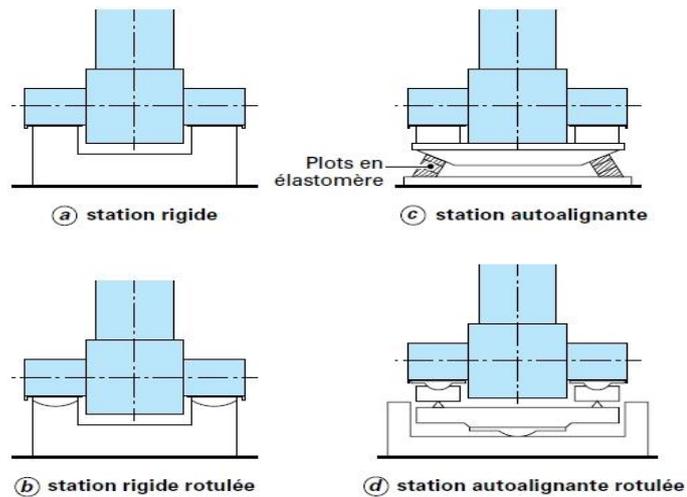


Figure (I-14) : différentes catégories des galets.[9]

Différents types de galet :

Les galets sont du type plein, la tendance étant d'abandonner les galets type creux pour des raisons de fragilité. Ils ont, en général un diamètre extérieur compris entre 1 et 2 m.

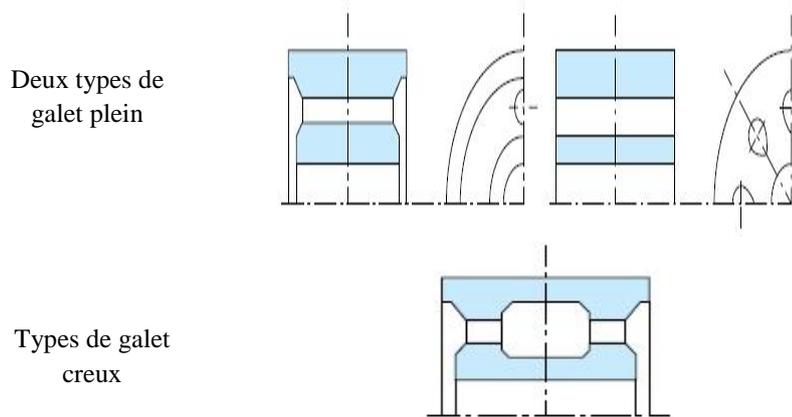


Figure (I-15) : Différents types de galets.[9]

Le matériau employé pour la réalisation des galets est un acier moulé ayant subi un traitement thermique de normalisation, puis un revenu. Les caractéristiques mécaniques ainsi obtenues sont :

- Résistance maximale à la rupture : $R_r \geq 650 \text{ MPa}$
- Résistance élastique : $R_e \geq 380 \text{ MPa}$
- Allongement : $A \geq 14 \%$
- Résilience : $KCU \geq 3.5 \text{ daJ/cm}^2$

Du fait de la dilatation du four, il est nécessaire de prévoir une largeur des galets supérieure à celle des bandages de 40 à 80 mm [10]

I.3.9 Station de bandage :

Le bandage est un anneau métallique à section rectangulaire, installé sur la virole du four dans les zones des paliers, leurs nombres diffèrent d'un four à un autre selon sa conception, notre four possède trois station de roulement et donc trois bandages.

Rôle du bandage :

Le rôle principal du bandage est de protéger la virole du four de l'usure, de minimiser le frottement entre le four et ses paliers tout en conservant la forme cylindrique de la virole pour éviter les fissurations et la détérioration des briques réfractaires.

Le bandage permet aussi de diminuer le flux de chaleur transmis de la virole aux galets supports.



Figure (I-16) : Bandage d'un four rotatif.

Conception des bandages

Le diamètre intérieur du bandage est légèrement supérieur au diamètre extérieur de la virole du four, ceci permet un jeu fonctionnel. En effet, la dilatation thermique du four est supérieure à celle du bandage du fait de la différence de température et la nature du matériau, elle se répercute sur l'évolution du jeu entre virole et bandage, ainsi, un jeu faible présente un risque potentiel de déformation à chaud, de même, un jeu très important permet à la virole de se déformer et perdre de sa qualité et celle des briques internes. Il existe deux types de bandage :

- Le bandage flottant et le bandage cranté

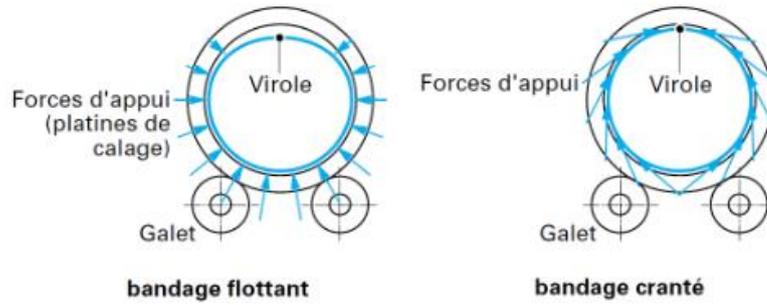


Figure (I-17) : types de bandages.

I.3.9.2.1 Le bandage flottant :

La virole du four repose sur le diamètre intérieur du bandage par l'intermédiaire de platine de calage, il en découle que les forces d'appui sont appliquées selon le rayon de la virole. Il doit être assez rigide pour limiter l'ovalisation de la virole.

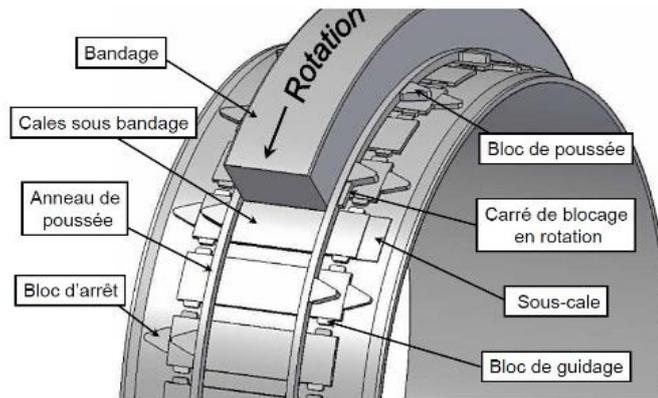


Figure (I-18) : Bandage Flottant.

I.3.9.2.2 Le bandage cranté :

La virole du four et le bandage sont positionnés de manière quasi concentrique, l'effort d'appui est tangentiel à la circonférence du four, et s'appuie sur les dents taillées à l'intérieur du bandage cranté. La limitation d'ovalisation pour ce type de bandage est plus efficace que le cas du bandage flottant, par contre le coût est plus élevé d'environ 40% du bandage flottant.

Notre four est équipé par des bandages flottants, leur fixation axiale est réalisée par des cerces ou anneaux de poussée des deux côtés du bandage s'appuyant sur des taquets (bloc) d'arrêts soudés sur la virole du four.

I.3.10 Groupe d'entraînement du four :

La rotation du four est assurée par un groupe d'entraînement principal comprenant :
Un moteur électrique AC, un réducteur, une rallonge, un groupe de virage, deux dispositifs de freinage et d'embrayage et un groupe de secours, une couronne dentée

entraînée et un pignon La couronne dentée est fixée sur la virole, à l'aval de la station, par des raidisseurs inclinés, ce qui permet d'absorber les vibrations et les déformations de la virole.

Le groupe de virage permet de virer le four à faible vitesse en cas d'arrêt pour éviter la déformation de la virole, de chauffe et pendant les travaux. Le virage du four peut être assuré également par un groupe de secours en cas de coupure de l'alimentation électrique.

Pendant sa marche, le four descend sous l'effet de sa rotation et de son inclinaison. Pour cela, deux butées hydrauliques sont installées à l'aval des bandages des stations 1 et 2 pour faire remonter le four. De même, une butée mécanique fixe de sécurité est installée à l'amont du bandage de la station 1 pour bloquer la montée du four en cas de poussée anormale suite à une défaillance des butées hydrauliques.[3]

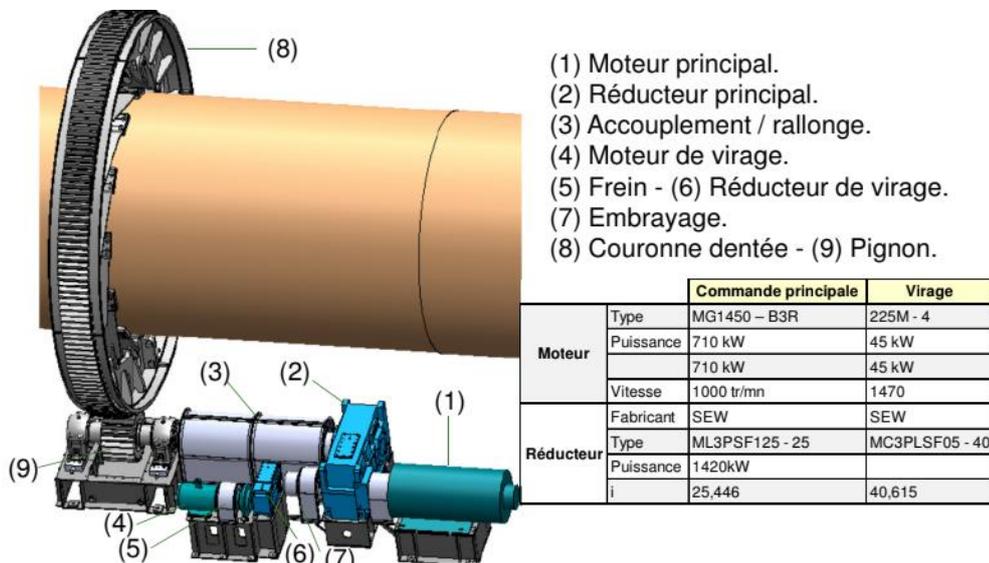


Figure (I-19): Groupe d'entraînement.[3]

I.3.11 Les joints du four :

Il existe deux joints dans le four, on trouve à l'entrée le joint amont et à la sortie le joint aval. Leur rôle est d'assurer l'étanchéité du four face à l'entrée d'air faux qui peut créer des problèmes de la matière à cuire.[8]

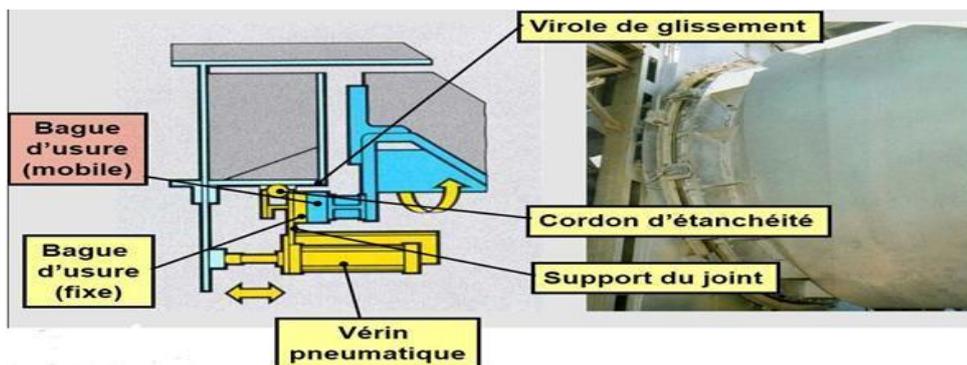


Figure (I-20) : Joint amont.[3]

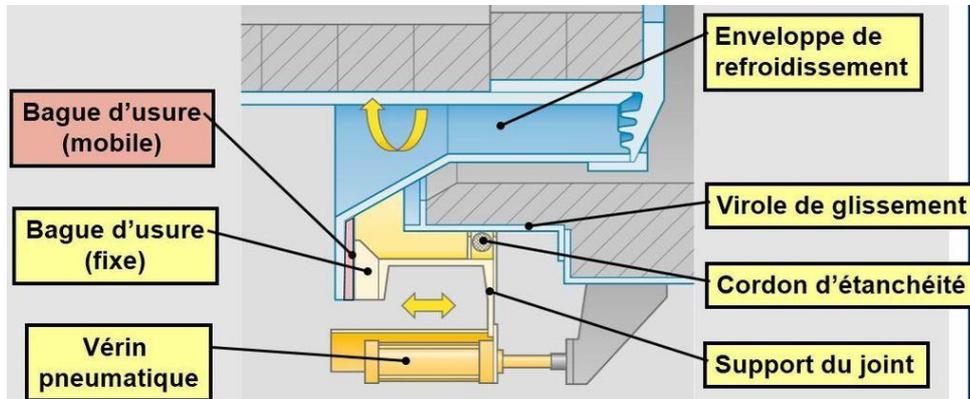


Figure (I-21) : Joint aval.

I.3.12 Les briques réfractaire :

Sont des briques en céramique réfractaire, qui peuvent résister à des hautes températures, la nature du matériau des briques change selon leur position dans le four, c'est-à-dire les briques à l'entrée peuvent résister à une température jusqu'à 900 °C et celle de la sortie peut résister à la flamme de 1500 °C.

Les briques réfractaires permettent de protéger la virole et limiter le Transfer de chaleur et diminuer les pertes de chaleur pour préserver l'efficacité énergétique. Il y'a trois types de briques utilisés dans le four selon sa zone où l'on pose

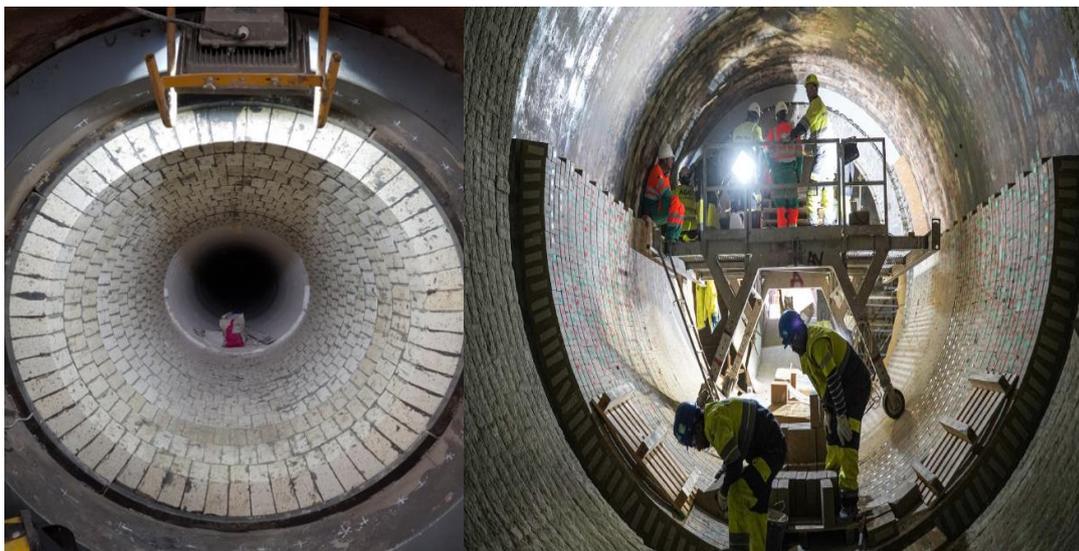


Figure (I-22) : Brique réfractaire.[7]

I.3.13 La butée hydraulique :

La butée hydraulique est un ensemble vérin hydraulique et butée, qui a pour but soit de garder la position axiale du four, soit de permettre la translation longitudinale du four. La translation longitudinale du four est nécessaire pour assurer le bon fonctionnement et une bonne durée de vie des bandages et galets. Le bandage et le galet sont toujours en contact, la translation en continue du bandage par rapport au galet permet de répartir l'usure de surface et donc d'assurer un bon état de surface et un contact optimal du galet/bandage. Le mouvement axial du four est périodique, il est composé : d'un mouvement de montée, assuré principalement par la butée qui est entraînée par le vérin hydraulique, lequel est relié à une centrale hydraulique, sa durée nominale est quatre heures, puis d'un mouvement de descente dont la durée est huit heures. Le déclenchement de la pompe hydraulique permet l'accumulation de débit dans le vérin, ainsi la montée de pression dans la chambre du piston augmente la force de poussé qui est transmise par le galet de poussée au bandage du four. Le four commence à translater et le galet de poussée le suit grâce au guidage sur les deux tiges. Quand la fin de course est déclenchée, la pompe est à l'arrêt, le four commence son cycle de descente pour atteindre la fin de course de descente et relancer le cycle de nouveau. [8]

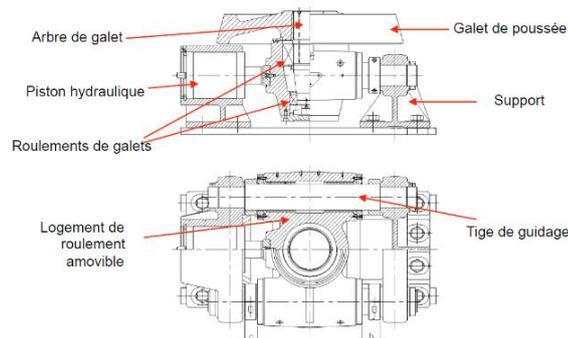


Figure (I-23) : Les composants de la butée hydraulique.

I.3.14 Réglage des axes des galets par rapport à celui du bandage :

Les axes des galets, du bandage et du four peuvent être parallèles ; le four restera en place, pour que la matière à cuire avance dans le four qui est incliné de quelque degrés, il faut donc compenser les parties tendant à faire descendre le four en appliquant un bandage en sens inverse. A condition que cet effort : soit par galet pousseur (la butée) soit par le braquage du galet.

L'ajustement entre le bandage et galet doit permettre au four de se déplacer de 40 à 60 mm dans les deux sens ; le four a un temps de montée de 24h et un temps de descente de 4 à 8h. Par conséquent, l'usure sera uniformément répartie sur toute la surface du galet d'appui. Le principe de réglage diffère selon que le four est équipé ou non de galet pousseur. En l'absence de butée, l'axe des galets est orienté par rapport à l'axe du four de façon à ce que le four soit relevé ; parvenu en position haute .la figure ci-dessous

illustre la direction de déviation des galets pour un four à droite pour permettre au four de monter. [8]



Figure (I-24) : Galet pousseur.[8]

I.3.15 Les bruleurs :

Le bruleur dans un four rotatif a un rôle d'un injecteur .sa conception est en fonction :

- Du combustible et de la façon qu'on fait le mélange combustible-comburant
- L'espace où se fait la combustion
- La forme de la flamme souhaitée

Il existe deux types de bruleur pour faire le mélange combustible _comburant :

- Les bruleurs à pré mélangent : ce type de bruleur est uniquement à combustible gazeux utilisé pour faire le mélange combustible comburant à l'introduction du four qui produise des flammes courtes permettant d'obtenir des températures très élevées.
- Les bruleurs à flamme de diffusion : ces bruleurs concernent les combustibles gazeux liquides et solides, à la sortie de ce bruleur se fait le mélange entre le combustible et comburant. Les bruleurs à combustible multiple n'existent pas en Algérie vu à la disponibilité du gaz naturel à bas prix
- Le bruleur qui est utilisé pour la zone de cuisson doit avoir les conditions suivantes : Le bruleur doit être capable de réaliser la combustion de gaz naturel de charbon de gasoil ou n'importe quel mélange qui doit assurer aussi une combustion complète Il doit produire une courte flamme étroite pour avoir un excellent transfert thermique de flamme aux matériaux en écoulement de la zone de cuisson. [8]



Figure (I-25) : Le bruleur.[8]

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons appris le concept du processus de fabrication du ciment et une introduction au four rotatif. Ce dernier est un élément central du processus de production du ciment car il constitue l'étape décisive pour la qualité du ciment. C'est le siège de réactions chimiques, opérant dans des conditions de pression et de température très élevés.

Par conséquent, la recherche sur le four rotatif a suscité de l'intérêt. Les contraintes mécaniques et thermiques auxquelles ce four est soumis sont abordées dans le chapitre suivant.

Chapitre 2 : Modèle Mathématique Des Contraintes Thermiques et Mécanique

II. Introduction :

Pour situer le présent chapitre, il est important de récapituler brièvement les principaux points abordés dans le chapitre précédent qui présente une vue d'ensemble du four rotatif et ces composants, celui-ci est soumis à des sollicitations ayant pour origine les charges mécaniques mises en œuvre ou appliquées, la charge thermique et des défauts de géométrie.

Afin de rester dans les limites acceptables c'est déformation sont évaluées par le calcul lors de la conception.

Les charges sont présentées sous deux formes :

- Les charges mécaniques : soit mise en œuvre soit appliquées.
 - o Uniformément réparties : poids propre de la virole, poids du réfractaire, poids de la matière ;
 - o Concentrées : poids de la couronne, poids sur les extrémités du four (joints, satellites), force et couple d'entraînement ;
 - o Évolutives : croûtage, anneaux.
- Les charges thermiques sont : La variation de température sur la longueur du four ; Une distribution de température non homogène dans une section transversale.

II.1 Mécanique du four à ciment :

Les charges radiales de la virole sont transmises aux fondations par l'intermédiaire des bandages, galets et paliers ; les stations de roulement supportent le poids de four, chaque station comporte trois éléments principaux, deux galet chaque galet fixe par deux palies et bandage Figure (II-1). [9]

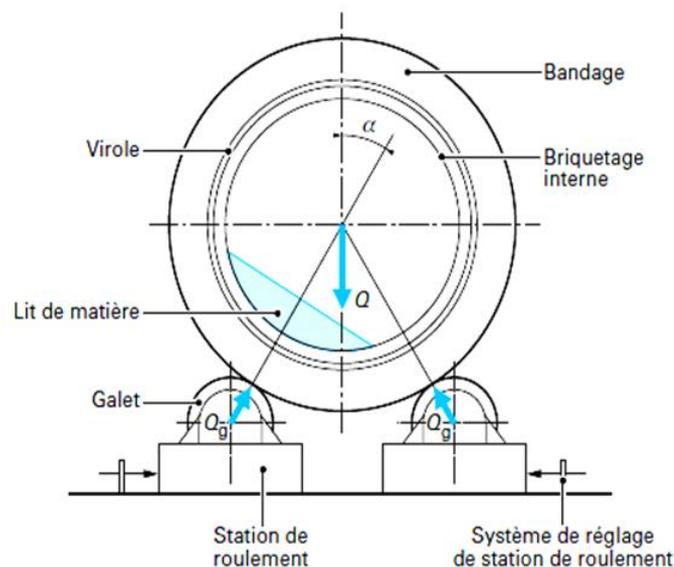


Figure (II-26) : Station de roulement (bandage, galets).[9]

II.2 Station des galets :

Les galets de four sont exécutés en deux pièces, un cylindre plein dans lequel est emmanché un axe (fusée de galet). Cet emmanchement est réalisé avec serrage, ou l'ajustage doit être compris entre 0,07 et 0,1 %. Des valeurs plus élevées impliquent le risque de déplacement relatif de l'arbre par rapport au galet dont la conséquence inévitable est la cassure de l'arbre

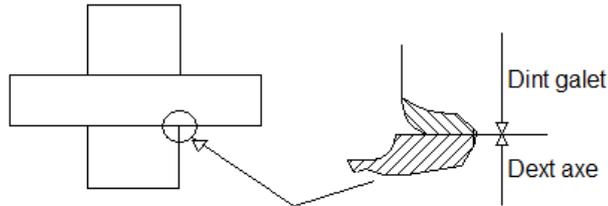


Figure (II-2) : Montage le moins contraignant à prévoir lors de la conception.

La charge radiale du four Q se répartit par hypothèse uniformément sur les deux galets, soit une charge par galet de :

$$Q_g = \frac{Q}{\cos\alpha} \quad (\text{II-1})$$

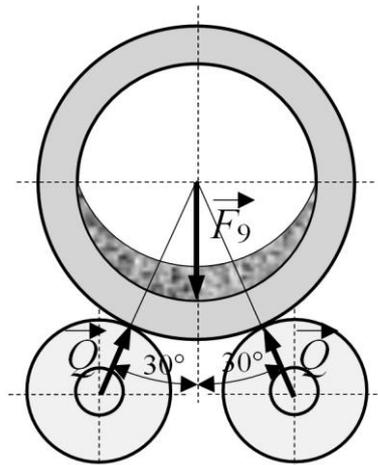


Figure (II-27) : Station des galets avec les réactions.

Généralement, on prend l'angle « α » qui vaut 30° pour l'alignement de four. La valeur de 30° est communément admise comme le compromis entre une charge acceptable sur les galets et la stabilité du four sur ses appuis. [8]

II.2.1 Palier de galet :

Les galets de four sont fixés par des paliers lisses ou paliers à coussinet en alliages de bronze ou de métal blanc (antifriction). Les alliages en bronze sont plus utilisés, du fait

de leur meilleure aptitude à supporter des conditions de travail plus contraignantes, telles que mauvaise lubrification, des températures plus élevées et des surcharges mécaniques plus importantes.

La bonne tenue du palier lisse, est conditionnée par une lubrification adéquate, assurant la présence d'un film d'huile, dont la viscosité permet son adhésion, contre les surfaces en mouvement

Étant donné que l'axe du galet est surtout soumis à un effort de flexion, et que la contrainte en flexion se déduit de :

$$\sigma_{fmax} = \frac{M_{fmax} \cdot \alpha_f \cdot \beta_f}{10^{-1} d_g^{-3}} \quad (\text{II-2})$$

et

$$M_{fmax} = \frac{P_1 \cdot 0.577 \cdot L_f}{12} \quad (\text{II-3})$$

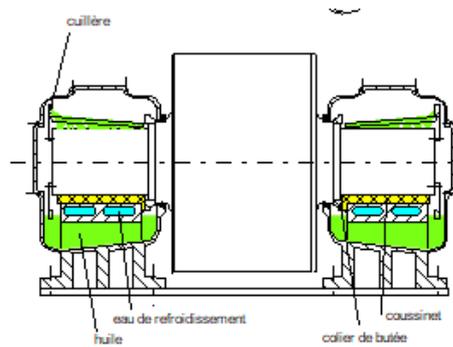


Figure (II-4) : Assemblage de galet dans les paliers.

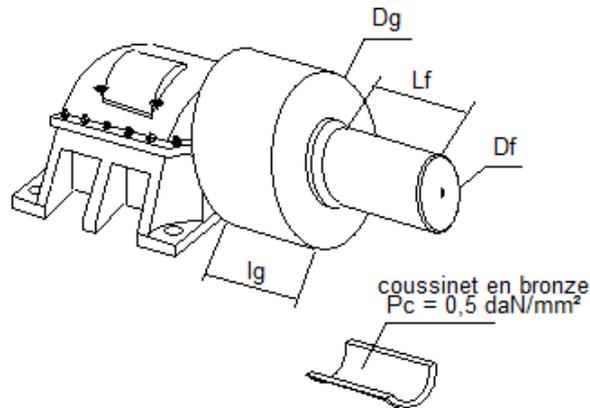
II.2.2 Calcul le diamètre de l'axe du galet :

Le diamètre de l'axe du galet se calcule en définitif par [9] :

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot 0.577 \cdot l' \cdot 1.4 \cdot 1.7}{12 \cdot 10^{-1} \cdot \sigma_{fmax}}} = \sqrt[3]{\frac{1.14 \cdot P_1 \cdot l'}{\sigma_{fmax}}} \quad (\text{II-2})$$

Une fois le diamètre trouvé, il y a lieu de vérifier la contrainte de pression (pression de Hertz) qui se divise sur les deux coussinets :

$$\sigma_{Hc} = \frac{P_1 \cdot 0.577 \cdot 0.5}{d_g \cdot l'} = \frac{P_1 \cdot 0.22}{d_g^2} \quad (\text{II-4})$$



(3)

Figure (II-5) : Assemblage du galet.

Le dimensionnement adéquat du système "bandage-galet", c'est-à-dire le diamètre du galet permet d'éviter les déformations dont l'origine est une trop forte pression d'Hertz. Cette pression d'Hertz qui ne doit pas dépasser 42 daN/mm²[9], s'exprime comme suit :

$$\sigma_G = 0.449 * \sqrt{\frac{QE}{b} \left(\frac{D_{bi}+2h+D_g}{(D_{bi}+2h).D_g} \right)} \leq 42 \text{ daN/mm} \quad (\text{II-4})$$

Après transformation, le diamètre du galet se calcule alors par la formule suivante :

$$D_g = 2.4 * \frac{Q' . (D_{bi}+2h)}{b . (D_{bi}+2h) - 2.4 * Q'} \quad (\text{II-5})$$

II.3 Station de Bandage :

II.3.1 Dimensionnement des bandages :

Les bandages doivent être assez rigides, pour cela, leur ovalisation relative ω_b est généralement comprise entre 0,18 et 0,2 %.

La contrainte à la flexion σ_{fmax} est de l'ordre de 5 daN/mm², alors que la pression hertzienne σ_{Hmax} doit être inférieure à 42 daN/mm².

- Contrainte de flexion : $\sigma_{fmax} \leq 5.5 \text{ daN/mm}^2$.
- Pression d'Hertz : $\sigma_{Hmax} \leq 42 \text{ daN/mm}^2$.
- Ovalité : $\omega_b \leq 0.18 \%$.

II.3.2 Contraintes de flexion dans la section du bandage

Le principe du calcul consiste à considérer un bandage comme une poutre circulaire fermée sur deux appuis en tenant compte de la symétrie verticale et à analyser cette structure par la méthode des déplacements [9].

On détermine, en chaque point de la structure, les valeurs de l'effort tranchant, du moment fléchissant et de la contrainte de flexion. En prendre les mesures des différents

moments fléchissant, avec une valeur α de 30° entre chaque point de mesure, prennent les valeurs suivantes :

$$\begin{aligned} M_I &= -0.056QR_b ; \\ M_{Ia} &= -0.031QR_b ; \\ M_{Ib} &= +0.024QR_b ; \\ M_{II} &= +0.066QR_b ; \\ M_{IIa} &= +0.041QR_b ; \\ M_{III} = M_{\max} &= -0.086QR_b ; \\ M_{IV} &= -0.024QR_b . \end{aligned}$$

On en déduit la courbe représentée sur la figure (II-6).

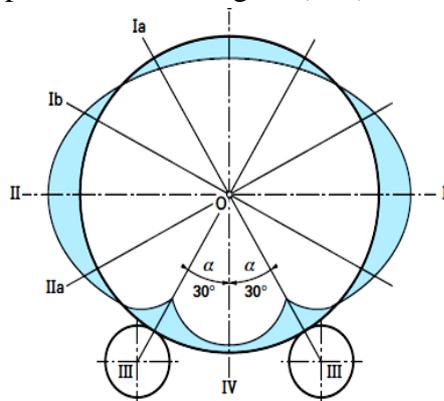


Figure (II-6) : Courbe des moments fléchissant.[9]

La contrainte de flexion maximale (en daN/mm^2) a pour valeur :

$$\sigma_{f_{\max}} = \frac{M_{III}}{W} = 0.086 \frac{Q.R_b}{W} \quad (\text{II-6})$$

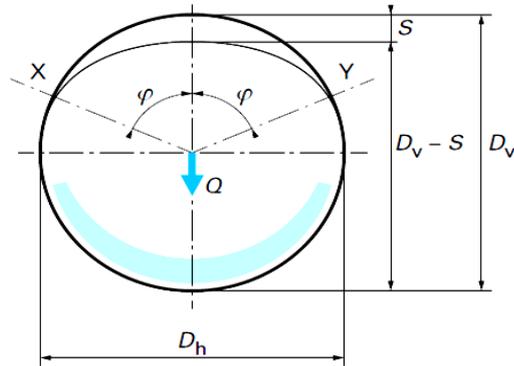
Le module de flexion W (mm^3) d'un bandage à section rectangulaire, de largeur b (mm) et épaisseur h (mm), est donné par :

$$W = \frac{bh^2}{6} \quad (\text{II-7})$$

II.3.3 Ovalisation du bandage :

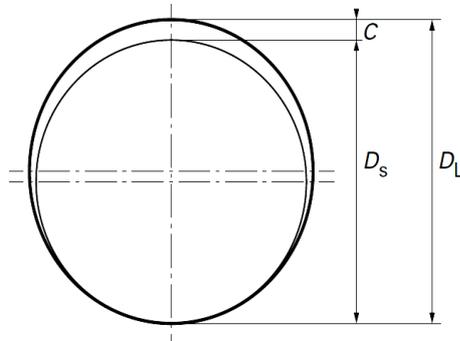
L'espace entre virole et bandage peut être apprécié : [9]

- Soit en considérant que les deux cylindres restent parfaits (6), C'étant la distance théorique entre deux cylindres parfaits de diamètres différents reposant sur une génératrice commune ou jeu théorique ;



(b) cylindres déformés

Figure (II-7) : déformation du bandage



(a) cylindres parfaits

Figure (II-28) : Ovalisation du bandage ou de la virole.

Avec :

D_s : diamètre de virole non déformée ;

D_L : diamètre interne du bandage non déformé ;

D_V : diamètre vertical interne du bandage déformé : $D_V < D_L$;

$D_V - S$: diamètre vertical interne de la virole déformée : $D_V - S < D_s$;

D_h : diamètre horizontal interne du bandage déformé : $D_V > D_L > D_h$.

- Soit en considérant que les deux cylindres sont déformés (Figure II-34), « S » étant le jeu réel entre deux corps déformés de manière plus ou moins elliptique.

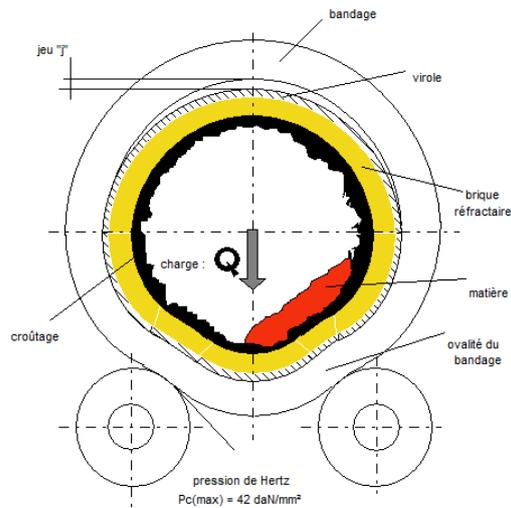


Figure (II-9): Déformation.

La valeur du jeu réel « S » et de l'angle « φ » entre la verticale et les points de contact X et Y des platines sous bandage et de la surface interne du bandage dépendent de :

- La distance théorique C ;
- La température ;
- La rigidité de la virole ;
- L'effet de raidissement de la virole dû au réfractaire et au croûtage ;
- La déformation du bandage.

Des mesures ont montré que l'angle φ a une valeur comprise entre 70 et 90 °, tandis que S prend des valeurs entre 1.5C et 2C.

Le bandage se déforme sous l'action de son propre poids, de sorte que le diamètre horizontal D_h est plus grand que le diamètre vertical D_v . La déformation du bandage est :

$$\delta_b = D_h - D_v \quad (\text{II-8})$$

Et l'ovalité du bandage :

$$\omega_b(\%) = \frac{\delta_b}{D_L} 100 \quad (\text{II-9})$$

L'ovalisation du bandage peut être approchée par le calcul en utilisant la formule de NIES qui donne une estimation de la déformation maximale du bandage :

$$\Delta_{bmax}(mm) = 0.0208 \frac{QR_b^3}{EJ} \quad (\text{II-10})$$

Dans le cas d'un bandage à section rectangulaire, de largeur « b » et d'épaisseur « h », on a :

$$J = \frac{bh^3}{12} \quad (\text{II-11})$$

D'où :

$$\Delta_{bmax}(mm) = 0.25 \frac{QR_b^3}{Ebh^3} \quad (\text{II-12})$$

L'ovalisation et la déformation maximale du bandage sont reliées, selon Nies, par la formule suivante :

$$\omega_b(\%) = 4 \frac{\Delta_{bmax}}{D_L} 100 \quad (\text{II-13})$$

II.4 La contrainte de flexion due à une charge continue :

Afin d'obtenir une répartition des contraintes de flexion, il est nécessaire de calculer les moments de flexion dans chaque section transversale du bandage. A cet effet, trois régions du bandage peuvent être distingués, comme représenté sur la Fig. II.7 (seulement la moitié du bandage est considéré dans l'analyse en raison de la symétrie) : région I pour, l'angle vaut $0 \leq \varphi \leq \pi/2$, la région II, elle est prise $\pi/2 \leq \varphi \leq 5\pi/6$ et enfin la région III, $5\pi/6 \leq \varphi \leq \pi$. On suppose ici que la charge continue agit par $\varphi = \pi/2$, et est décrite par la fonction suivante de φ : [11]

$$F = \frac{2Q}{R_1\pi} \cos \varphi \quad (\text{II-15})$$

Or, d'après la Figure 8, nous avons des moments de flexion :

a) La région I :

$$M_b = M_0 + N_0 R_{avg} (1 - \cos \varphi) \quad (\text{II-16})$$

b) Région II :

$$M_b = M_0 + N_0 R_{avg} (1 - \cos \varphi) + M_q \quad (\text{II-17})$$

c) Région III :

$$M_b = M_0 + N_0 R_{avg} (1 - \cos \varphi) + M_q - Q R_{avg} \sin \left(\varphi - \frac{5\pi}{6} \right) \quad (\text{II-18})$$

Où le moment de la charge distribuée M_q , est donnée par :

$$M_q = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\varphi} q \cdot R_1 d\psi \cdot R_{avg} \sin(\varphi - \psi) = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\varphi} \frac{2F}{R_1 \pi} (\cos \psi) R_1 \cdot R_{avg} \sin(\varphi - \psi) d\psi \quad (\text{II-19})$$

$$M_q = \frac{QR_{avg}[-2 \cos \varphi + (\pi - 2\varphi) \sin \varphi]}{2\pi} \quad (\text{II-20})$$

Et $R_{avg} = 0,5 \cdot (R_1 + R_2)$ est le rayon moyen du bandage, et R_1 et R_2 sont respectivement les rayons intérieur et extérieur de bandage.

Moment de flexion M_0 et force horizontale N_0 peuvent être obtenus en utilisant le théorème de Castigliano, à savoir par l'intermédiaire de dérivés partiels de l'énergie de déformation dans le bandage par rapport à M_0 et N_0 . Ici, l'énergie de déformation peut être considérée comme une fonction du moment de flexion seulement, étant donné que la contribution de la traction directe et les forces de cisaillement peuvent être négligées, en présence de pliage [12], et est donnée par

$$U = \frac{R_{avg}}{EI} \int_0^{\pi} M_b^2 d\varphi \quad (\text{II-21})$$

Or, en appliquant le théorème de Castigliano, l'angle de rotation α , et le déplacement horizontal, δ , de la section A du bandage égal à zéro, nous avons

$$\alpha|_{\varphi=0} = \frac{\partial U}{\partial M_0} \Big|_{\varphi=0} = \frac{R_{avg}}{EI} \int_0^{\pi} 2M_b \frac{\partial M_b}{\partial M_0} d\varphi = 0 \quad (\text{II-22})$$

Et

$$\delta|_{\varphi=0} = \frac{\partial U}{\partial N_0} \Big|_{\varphi=0} = \frac{R_{avg}}{EI} \int_0^{\pi} 2M_b \frac{\partial M_b}{\partial N_0} d\varphi = 0 \quad (\text{II-23})$$

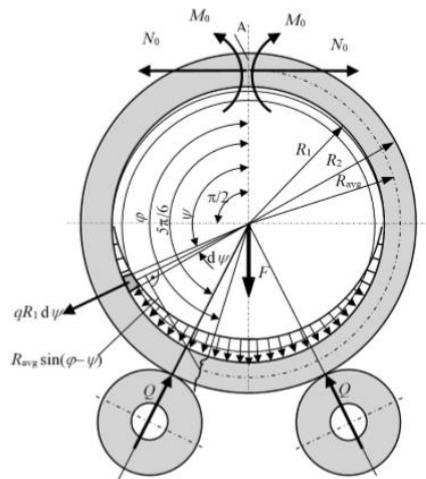


Figure (II-29) : le bandage du four sous la charge.

Après l'intégration, les équations (22) et (23), on aura :

$$M_0\pi + N_0R_{avg}\pi + F\left(\frac{2R_{avg}}{\pi} - \frac{R_{avg}}{\sqrt{3}}\right) = 0 \quad (\text{II-14})$$

Et

$$M_0\pi + \frac{3R_{avg}\pi}{2} + \frac{FR_{avg}}{72}\left(9 - 24\sqrt{3} + \frac{144}{\pi} - \sqrt{3}\pi\right) = 0 \quad (\text{II-15})$$

Par la résolution d'équations (24) et (25), on obtient :

$$N_0 = \frac{Q(\sqrt{3}\pi-9)}{36\pi} \quad (\text{II-16})$$

$$M_0 = -\frac{QR_{avg}(72-9\pi-12\sqrt{3}\pi+\sqrt{3}\pi^2)}{36\pi^2} \quad (\text{II-17})$$

Afin d'obtenir des contraintes circonférentielles à la surface extérieure, le bandage peut être considérée comme une barre incurvée et l'expression suivante peut être appliquée [13]:

$$\sigma_b = \frac{M_b(R_n-R_2)}{AR_2(R_{avg}-R_n)} \quad (\text{II-29})$$

Où

$$R_n = (R_2-R_1) / \ln (R_2 / R_1) \quad (\text{II-28})$$

R_n : est la distance de l'axe neutre de la section du bandage du centre de l'axe central du bandage et A est la surface de la section du bandage.

Il est intéressant de noter que, dans la littérature, le four est généralement considéré comme une poutre droite et une expression simplifiée,

$$\sigma_b = M_b / W \quad (\text{II-18})$$

Est utilisé pour obtenir des contraintes de flexion, Où

$$W = B \cdot H^2 / 6 \quad (\text{II-19})$$

La différence entre les deux méthodes est de 5 % dans le cas considéré. Maintenant, en utilisant les équations (II-16), (II-17) et (II-18) on peut obtenir une répartition de la contrainte circonférentielle à la surface extérieure du bandage de four en fonction de φ , Comme on peut le voir, dans un cycle complet du bandage passe deux fois à travers deux contraintes de traction extrêmes, à environ 107 ° et 180 °, et deux fois à travers

deux contraintes de compression extrêmes, à 0 ° et à la région de contact avec les rouleaux (150 °), avec la contrainte de traction maximale à 107 ° C et la contrainte maximale de compression dans la zone de contact avec le galet. Toutefois, l'ampleur de ces contraintes est bien en deçà des valeurs critiques.[32]

II.5 La contrainte thermique dans le bandage :

L'expression générale de contrainte circonférentielle dans le bandage due au champ de température est obtenue à partir de [18]:

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu'} \left[\frac{1}{r^2} \int_{R_1}^r \alpha_l T \cdot r dr + \frac{r^2 + R_1^2}{r^2(R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha_l T \cdot r dr - \alpha_l T \right] \quad (\text{II-20})$$

Où : α_l est le coefficient de dilatation thermique linéaire, T est la distribution de température sur l'épaisseur de bandage, E est le module d'élasticité et μ' est le coefficient de Poisson. ($T_i >$ pour, figure II.11)

Pour un bandage à paroi mince avec T_i température à l'intérieur et T_0 température extérieure, la température à l'état stable sur l'épaisseur est presque linéaire et peut être approchée par :

$$T = T_0 + \Delta T \frac{R_2 - r}{R_2 - R_1} \quad (\text{II-21})$$

En substituant l'équation (II-23) dans l'équation (II-22), on peut obtenir l'expression finale pour la distribution de contrainte circonférentielle à travers l'épaisseur du bandage. Pour la surface extérieure, $r = R_2$, la contrainte circonférentielle est positive et peut être calculée en utilisant l'expression suivante [15]:

$$\sigma_T = \frac{E \cdot \alpha_l \cdot T}{3(1-\mu)} \cdot \frac{m+2}{m+1} \quad (\text{II-22})$$

$$m = R_2/R_1$$

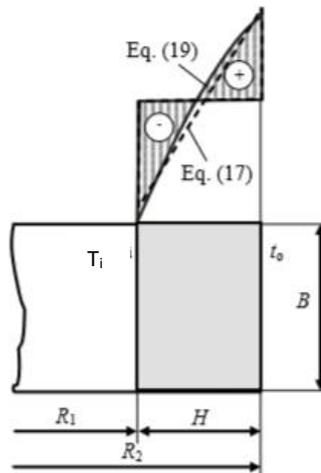


Figure (II-11) :La distribution de température à travers l'épaisseur de la bague.

Selon les hypothèses retenues, la contrainte thermique à la surface extérieure est constante, et est égal à 175 MPa. D'autre part, si l'épaisseur de la paroi n'a pas été considéré comme faible, la répartition de la température est non linéaire et peut être représentée par la fonction :

$$T = \frac{\Delta T}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \cdot \ln \frac{R_2}{r} + T_0 \quad (\text{II-23})$$

Conduisant à l'expression suivante pour la contrainte thermique :

$$\sigma_t = \frac{E\alpha_1 \cdot \Delta T}{2(1-\mu)} \cdot \frac{1+m^2+2 \ln m}{(1-m^2) \cdot \ln m} \quad (\text{II-24})$$

La répartition de la pression due au contact entre le bandage et le galet, pris ici comme un cercle complet, a une distribution semi elliptique, avec la contrainte de contact maximale au milieu de la zone de contact [20]:

$$\sigma_{c \max} = \frac{2Q}{\pi aB} \quad (\text{II-25})$$

$$a = \sqrt{\frac{4QR}{\pi B E^*}} \quad (\text{II-26})$$

$$1/R = (1/R_1 + 1/R_2) \quad (\text{II-27})$$

$$1/E^* = ((1 - \mu^2)/E_1 + (1 - \mu^2)/E_2) \quad (\text{II-28})$$

Les indices 1 et 2 se rapportent au bandage et le galet, respectivement.

Conclusion

Une fois les différentes contraintes rencontrées par le four identifié, elles sont considérées à un niveau mathématique et primordial pour déterminer les types de matériaux utilisés pour construire les principaux éléments du four rotatif et pour maintenir la durée de vie de ces éléments.

Chapitre 3 : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

III. Introduction

Dans ce chapitre, tous les résumer des articles et études de référence qui ont été réalisés par différents chercheurs sont regrouper.

○ Recherche bibliographique :

[17] M. Alhajjaji, B. Boubeker, M. Idiri, S. Eljoumani, A. Zamma, « **Développement d'une nouvelle solution de maintenance préventive dans l'industrie du ciment** »,

Dans l'étude de M. Alhajjaji et all [17], ils se sont intéressés à l'optimisation des politiques de maintenance préventive pour le système axe du galet. Pour ce faire, ils ont proposé une approche novatrice en deux parties distinctes.

La première partie de leur travail consiste en une nouvelle conception de l'axe, prenant en compte l'effet de la maintenance préventive. Ils ont exploré spécifiquement les contraintes imposées à l'axe complet du rouleau dans le contexte des axes des galets des fours rotatifs de cimenterie. Ils ont identifié que la méthode traditionnelle de contrôle par ultrasons de l'axe plein présente des inconvénients majeurs, tels que l'arrêt de l'installation et la difficulté de détecter et de dimensionner les défauts, comme les fissures.

C'est là que la deuxième partie de leur recherche intervient. Ils ont élaboré une nouvelle technique de contrôle adaptée à leur nouvelle conception d'axe. Leur approche novatrice consiste à préconiser l'utilisation d'un axe creux au lieu d'un cylindre plein, avec un diamètre minimal qui permet au système de contrôle de pénétrer l'axe creux et d'effectuer un contrôle par ultrasons. Cette approche leur permet d'effectuer un contrôle préventif tout en maintenant le fonctionnement de l'installation grâce à la technique non destructive des ultrasons.

Pour évaluer l'efficacité de leur proposition, ils ont réalisé une analyse comparative approfondie entre l'axe de cylindre plein et l'axe creux, en prenant en compte les mêmes dimensions et le même matériau. Les résultats obtenus ont démontré que l'axe creux présente les mêmes performances de fonctionnement que l'axe de cylindre plein, mais offres-en plus les avantages significatifs d'un contrôle préventif et d'une détection plus facile des défauts, grâce à la technique des ultrasons.

En conclusion, les chercheurs ont apporté une contribution majeure en proposant une nouvelle politique optimisée de maintenance préventive pour le système axe du galet. Leur approche novatrice, qui intègre une conception d'axe creux et une technique de contrôle par ultrasons, présente des avantages significatifs par rapport aux méthodes traditionnelles. Leurs résultats de recherche soulignent l'importance de cette approche pour améliorer la maintenance préventive des axes des galets des fours rotatifs de cimenterie.

[15] E. Alan Bowen, B. Saxer « **Causes and Effets of Kiln Tire Problems** »,

Les contraintes auxquelles sont soumis les galets des fours rotatifs sont discutées. Ces contraintes sont causées en partie par les forces agissant sur les anneaux et en partie par les gradients thermiques. Les contraintes sont de nature statique et dynamique. Une attention particulière est accordée à la pression hertzienne, qui doit être considérée comme le facteur de charge le plus significatif, car, en plus des contraintes de surface, d'autres contraintes se produisent légèrement en dessous de la surface. Ces contraintes et

les résistances correspondantes ont été étudiées statistiquement, sur la base de 125 galets, et les résultats sont illustrés graphiquement. En se référant au schéma de rupture spectaculaire d'un cas d'endommagement du galet, les facteurs qui l'ont causé et le mécanisme de défaillance sont expliqués. Des indications sont données sur la manière de dimensionner de manière raisonnable les galets .

[18] J.J. del Coz Diaza, F. Rodriguez Mazona, P.J. Garcia Nietob, F.J. Suarez Domingueza « **Design and finite element analysis of a wet cycle cement rotary kiln** »

La méthode des éléments finis (MEF) est appliquée à l'analyse non linéaire d'un four rotatif à ciment de l'usine Rais Hamidou (Algérie). La non-linéarité est due aux conditions de contact entre le corps du four, les galets et les fondations. La MEF est d'abord utilisée dans un modèle réduit du four afin d'obtenir le critère de maillage pour le modèle global. Ensuite, une analyse globale par MEF est réalisée pour les différentes charges de fonctionnement et charges dynamiques à différentes positions du four rotatif. Les composantes de contrainte et de déplacement sont évaluées selon les règles de l'ASME (Asme Boiler and Pressure Vessel Code. VIII. Division 2—Alternative Rules. The American Society of Mechanical Engineers, 1995). Enfin, dans cette étude, le principal critère de conception est la valeur de la déformation circulaire de la coque du four, de sorte que l'épaisseur de la coque du four soit plus faible dans la section de flexion centrale que les valeurs au niveau des galets.

[19] V. Deshpande, A. Dhekhane « **Contribution to Kiln Tyre Contact Stress Analysis** »

Dans cet article, une analyse des contraintes de contact des bandages de four est présentée. Les contraintes de contact jouent un rôle clé dans la formation de pitting sur les bandages. Dans certains cas, les contraintes de contact peuvent causer des fissures dans les bandages. La valeur maximale des contraintes de contact n'est pas située en surface, mais légèrement en dessous.

Les bandages sont soutenus par des galets et la disposition du motif de contact entre le bandage et le galet est similaire à celle de deux cylindres en contact, dont les axes sont parallèles. La charge sur le bandage est calculée en considérant que le four est simplement supporté. L'analyse des contraintes de contact est réalisée à l'aide de simulations analytiques et par éléments finis.

[20] P. Ingawale, K. Narkar « **Contact stress analysis of kiln tyre and thrust roller by using normal loading** »

Cet article présente une analyse de la distribution des contraintes de contact entre la surface extérieure du bandage d'un four rotatif à ciment et la butée hydraulique pendant le cycle de travail, en utilisant à la fois la théorie et la simulation par éléments finis. Dans l'analyse théorique, la contrainte totale est obtenue par les contraintes de contact. La contrainte de contact entre le bandage du four et la butée hydraulique de soutien est

obtenue en utilisant la théorie du contact de Hertz. L'expression analytique existante pour la pression de contact en roulement pur dans un cylindre de section transversale uniforme est modifiée pour déterminer la zone de contact, la pression de contact et la distribution des contraintes dans le bandage conique du four et la butée sous charge normale. Les contraintes de contact hertzien sont déterminées pour la distribution modifiée de la pression de contact en roulement pur.

De plus, un modèle de bandage de four plus réaliste soumis à toutes les charges simultanément est également simulé. Les résultats théoriques sont comparés à l'analyse par éléments finis utilisant ABACUS, pour différents angles de sommet, matériaux et charges.

Les résultats du modèle théorique se sont révélés cohérents avec la simulation par éléments finis dans la prédiction de la pression de contact, de la distribution de pression et des contraintes dans le galet. Ces résultats ont montré une légère divergence par rapport à la théorie dans la région de contact, principalement en raison du contact glissant entre la butée hydraulique et le bandage du four, mais l'accord global était bon.

[21] K. Zheng, Y. Zhang, H. Xiao, J. Luo, S. Zuqiang, Y. Zhiyong « **Crank Identification of the Rotary Kiln Based on WTD-EEMD Using Vibration Monitoring of the Supporting Rollers** »

Il est crucial d'identifier la déformation du four rotatif, car cela influe grandement sur son fonctionnement sécuritaire. Dans cet article, une nouvelle stratégie basée sur la méthode WTD-EEMD est proposée pour extraire les informations pertinentes des charges cycliques induites par la déformation du four dans les signaux de vibration des paliers de support. Tout d'abord, le modèle de vibration des galets de support est établi en se basant sur le principe de fonctionnement du four rotatif, et les fréquences caractéristiques des charges cycliques sont obtenues. Ensuite, la méthode WTD-EEMD est utilisée pour filtrer les signaux de vibration, et les composantes sensibles des fonctions intrinsèques de mode (IMFs) contenant les informations riches sur les charges cycliques sont sélectionnées. Enfin, les nouveaux signaux sont construits à partir des composantes IMF sélectionnées, et le degré de déformation du four dans les stations de support est évalué par l'énergie du signal construit. La méthode proposée est vérifiée avec un système de mesure conçu sur le terrain industriel. Les résultats expérimentaux indiquent que la méthode proposée est efficace pour identifier la déformation du four rotatif.

[22] K. Zheng, Y. Zhang, C. Zhao, L. Tianliang « **Fault diagnosis for supporting rollers of the rotary kiln using the dynamic model and empirical mode decomposition** »

Le four rotatif est un équipement clé largement utilisé dans l'industrie du ciment, de la métallurgie et de la protection de l'environnement. L'état de fonctionnement du four rotatif est largement déterminé par l'état de fonctionnement des galets de support. Cet article modélise le mécanisme de vibration des galets de support sous l'effet de la déformation du four rotatif causée par le processus thermique interne. Sur la base de

l'analyse numérique, une méthodologie basée sur la décomposition en mode empirique (EMD) pour le diagnostic des défauts des galets de support est proposée. En utilisant l'EMD, le signal de vibration complexe du four peut être décomposé en plusieurs fonctions de mode intrinsèque (IMFs). Une analyse a été réalisée sur le moment énergétique des composantes IMF pour indiquer la variation d'énergie de l'harmonique du four et de l'harmonique du galet dans les signaux de vibration. Les résultats de simulation et les expériences sur le terrain ont prouvé que la méthode proposée offre une validité pour la surveillance de l'état et le diagnostic des défauts des machines à basse vitesse telles que le four rotatif.

[23] S. Krishnan « ACHIEVING MECHANICAL STABILTY OF ROTARY KILN BY FEM »

Les fours rotatifs sont utilisés dans de nombreux processus impliquant le traitement des solides, tels que le séchage, l'incinération, le mélange, le chauffage, le refroidissement, l'humidification, la calcination, la réduction, le frittage et les réactions gaz-solide (Jauhari et al., 1998). L'application la plus courante et la plus importante industriellement des fours rotatifs est la production de ciment ; tous les principaux producteurs utilisent le four rotatif comme équipement de choix.

Les fours rotatifs sont parmi les opérations unitaires les plus anciennes de l'industrie des procédés, mais aussi parmi les moins bien comprises. Ils peuvent être utilisés à trois fins : le chauffage, la réaction et le séchage de matériaux solides, et dans de nombreux cas, ils sont utilisés pour atteindre une combinaison de ces objectifs. Dans la conception des fours, il y a quatre aspects importants à prendre en compte d'un point de vue de l'ingénierie des procédés, à savoir le transfert de chaleur, l'écoulement des matériaux à travers le four rotatif, le transfert de masse gaz-solide et la réaction.

Les rouleaux et les arbres des rouleaux de support des fours rotatifs à ciment sont soumis à de fortes contraintes dans des conditions de travail intensives. Les grandes dimensions du four entraînent des contraintes élevées qui endommagent les rouleaux et les arbres des mécanismes de support. Il est nécessaire de réduire les contraintes pour prolonger la durée de vie des rouleaux et des arbres des rouleaux de support, tout en tenant compte des propriétés des matériaux et des conditions de travail.

La recherche et le développement actifs des mécanismes des équipements des usines de ciment ne sont pas étudiés dans l'industrie du ciment. La recherche sur les rouleaux et les arbres des rouleaux de support serait utile dans l'industrie du ciment, mais elle n'est pas un bon candidat pour l'expérimentation en raison de raisons économiques. Cependant, les ingénieurs utilisent des modèles dans des programmes d'analyse informatique avec les dimensions originales des sujets, et ils effectuent une analyse complexe avec l'aide de l'ordinateur. Les propriétés des matériaux et les situations de travail sont entrées dans le programme d'analyse informatique de manière véritable. Un modèle de rouleau et d'arbre est dessiné et une analyse est réalisée pour obtenir les résultats des contraintes critiques.

[24] H. Long Li ,P. Papalambros, « A CONTRIBUTION TO THE OPTIMAL DESIGN OF RIDE-RINGS FOR INDUSTRIAL ROTARY KILNS »

La conception des bandages, ou des pneus, des fours rotatifs industriels est étudiée comme un problème de programmation non linéaire. La méthode de l'analyse de monotonie est utilisée pour obtenir des résultats suffisamment généraux et utiles pour le concepteur. Un algorithme spécifique pour la localisation de l'optimum global est présenté. Une étude paramétrique fournit des données de conception montrant la plage de criticité pour les différentes exigences de conception.

Cet article présente le type d'analyse de modélisation et la solution ultérieure, adaptés aux problèmes de conception qui doivent être résolus de nombreuses fois avec des variations de paramètres plus importantes que celles qui peuvent être traitées avec l'analyse de sensibilité habituelle.

[25] M. Maziarz, E. Tasak « Case study of fatigue failures in the support rings of a cement kiln »

Cet article présente une analyse de résistance des galet de support dans les fours à ciment. Il est essentiel de déterminer la taille maximale des défauts dans les galets qui ne se propageront pas sous des charges données. En utilisant la mécanique des fissures, les dimensions seuil et critiques des défauts ont été déterminées, puis comparées aux défauts apparents de coulée. Un galet reconditionné en utilisant les résultats développés ici fonctionne maintenant avec succès depuis plusieurs années.

[26] H. Al Kurayshi, « The Effects of Excessive Weight of cement Kiln on the Resistance of Rollers Baseécrit »

La détérioration des bases de galets dans les fours rotatifs est l'un des problèmes les plus complexes auxquels sont confrontées les cimenteries. Cela est dû aux contraintes induites dans la zone de contact, qui entraînent des fractures et des défaillances de ces éléments. Dans cet article, ces contraintes sont étudiées et calculées à l'aide de la méthode des éléments finis dans les bases de rouleaux de la nouvelle usine de ciment de Kufa, en raison d'un poids excessif et d'un état thermique stable pendant le fonctionnement du four. Les charges réparties sur toute la longueur du four ont été calculées et les réactions au niveau de ces supports ont été déterminées à l'aide du logiciel (Staad Pro. V.8i). Un modèle du deuxième rouleau du four a été construit à l'aide du logiciel (Pro-Engineer). La température de travail a été fixée à l'aide d'un scanner de la coque du four et les données totales de charge du support ont été entrées dans le programme, y compris les réactions, le poids du galet et les charges thermiques. Les résultats obtenus dans cette étude montrent qu'une augmentation du poids cumulé dans le deuxième galet de plus de 380 tonnes, avec une température limitée à 250 °C, entraînera un début de défaillance.

[27] S. Yi-ping, S. Wang, L. Xue-jun , B.S. Dhillon, « Multiaxial fatigue life prediction of kiln roller under axis line deflection »

Cet article étudie la durée de vie en fatigue multiaxiale du galet lors du laminage contact avec les roues par rapport au débattement de l'axe. Les critères de fatigue multiaxiale proposé par Wang et Brown, ainsi que la méthode de comptage des flux de pluie et Miner- La règle de Palmgren, sont appliquées à l'estimation des dommages cumulés et à la prédiction de la durée de vie. Comme la déviation de la ligne d'axe des fours trop longs entraîne généralement une répartition asymétrique de la charge sur chaque galet, le rapport de charge est introduit pour décrire la déflexion pour analyses de stress. Les analyses de contraintes sont réalisées au sein du code éléments finis ANSYS. La contrainte de frottement tangentiel est calculée en fonction de l'état du contact roulant zone. En prenant un galet comme exemple, la courbe tracée de la durée de vie en fonction du rapport de charge découvre comment la déviation de la ligne d'axe affecte la durée de vie en fatigue. Cette étude est importante pour prévenir la défaillance par fatigue du galet et peut fournir une base pour ajuster et optimiser le ligne d'axe du four rotatif.

[28] R.R. Patil, B.M. Shinde, « Design and Analysis of Rotary Kiln Tyre Rigging System Using FEA »

Bandage de four lourd Le levage, l'accrochage et l'assemblage avec virole de four peuvent être gérés en toute sécurité par la suspension de bandage de four équipée de quatre mâchoires. Dans ce document de recherche, un mécanisme de maintien est utilisé pour l'auto-ajustement dans la plage définie de l'épaisseur du galet. Le modèle proposé de poutre de suspension de bandage de four est composé de quatre mâchoires couplées par un mécanisme à câble d'acier à la poutre d'écartement et d'un écarteur couplé par un câble d'acier au crochet de la grue. Le mécanisme de chaîne de traction est utilisé pour convertir en force de serrage entre les mâchoires par le système de serrage. Le modèle CAO 3D du système de levage des bandages de four est réalisé à l'aide du logiciel CATIA. De plus, l'analyse par éléments finis est effectuée à l'aide du logiciel FEA. Les résultats obtenus valident avec le résultat expérimental tant les résultats montrent une ressemblance étroite.

[29] S.U. Potdar ,V.J. Khot, « Analysis of Roller Unit Assembly of Calcination Drum »

La gestion des déchets solides pose un grand problème car la population augmente de jour en jour. les déchets municipaux doivent être éliminés correctement sinon cela conduira à la pollution de l'air et causera la effets graves sur la santé des êtres humains. Le plus la pratique courante adoptée consiste à générer du méthane à partir de Déchets solides municipaux. A cet effet il faut que les déchets solides municipaux qui sont envoyés vers d'autres le traitement doit être sous forme de masse homogène. Dans pour former la masse homogène il faut qu'elle doivent être séparés en dégradables et non dégradables.Ces déchets dégradables sont ensuite transformés en fines particules. Pour accomplir cette tâche, les ingénieurs ont a conçu un instrument spécial nommé Calcination Drum. Habituellement, le tambour de calcination est également connu sous le nom de fours rotatifs. Au stade primaire lorsque le tambour de calcination a été mis

en œuvre, il a été constaté que certains problèmes étaient rencontrés. L'objectif principal de ce projet est de résoudre les problèmes liés à la bague de guidage et à l'arbre du galet de support de Tambour de calcination. L'arbre est repensé en changeant son matériau et compte tenu de toutes les forces agissant sur elle. De même le processus de fabrication est également suggéré pour la butée de guidage. Dans cet article l'analyse de l'arbre du galet, du rouleau et de la calcination tambour est effectuée et la contrainte et la déformation sont découvertes dans des conditions statiques et dynamiques. Pour la théorie des calculs de l'arbre dont les données standard sont extraites, la théorie de la conception et pour la butée de guidage la théorie du contact Hertz est utilisée.

[30] W. Gebhart, K. Phillips , « **Rotating kiln tyres: lubricating between the tyre and shell** »

Lubrifier ou ne pas lubrifier ? La zone en question est la surface de contact entre l'alésage d'un bandage de four migrant et la coque ou les barres de coque sur lesquelles repose le bandage. Cette question est controversée depuis quelques années maintenant. Pour être parfaitement clair, cette discussion n'implique pas la lubrification de la surface du bandage. Cette surface qui entre en contact avec la face des galets ne devrait voir que du graphite sec comme lubrifiant et constitue un problème distinct. Bien que la lubrification de l'alésage du bandage puisse sembler être une exigence naturelle du bon fonctionnement du four rotatif, certains experts de l'industrie le déconseillent. Leur cas est présenté avec l'article de M. Robert P. Chapman. Ses arguments sont qu'un lubrifiant de type "graisse" attire la poussière et d'autres débris qui agissent comme un composé de meulage qui accélère l'usure. Deuxièmement, un argument est avancé selon lequel un lubrifiant favorise le glissement et le fluage, ce qui provoque lui-même plus d'usure puisque l'usure est supposée être proportionnelle au fluage et au glissement. La promotion de ces idées a suscité une controverse considérable parmi ceux qui ont été confrontés à la décision d'appliquer ou non un lubrifiant. Si l'action entre le bandage et la coque qu'il supporte était une action de roulement pur, c'est-à-dire la coque roulant à l'intérieur du bandage, alors les arguments de Chapman auraient un certain mérite. Cet article soutient cependant que ce n'est clairement pas le cas et ne pourra jamais l'être. La nature de l'écrasante majorité des conceptions de four dicte cela comme on le verra. On pense qu'il n'y a jamais eu d'enquête statistique ou scientifique sur ce sujet. Cependant, l'auteur pense que l'action et la réaction entre l'alésage du pneumatique et ses éléments de support, que ce soit la coque ou les entretoises intermédiaires, n'est qu'une variation de l'action combinée de roulement et de glissement entre des surfaces de métaux similaires. Les connaissances courantes associées au roulement et au glissement sont appliquées et les circonstances spéciales imposées par un bandage de four sont discutées. Les incidents anecdotiques et les expériences personnelles suivants, bien qu'ils ne soient pas une preuve en eux-mêmes, aident à illustrer le problème.

[31] X. You-gang, P. Di-fu, L. Xian-ming. « **Contact pressure distribution and support angle optimization of kiln tyre** »

Selon le caractère de la force de cisaillement et la condition de coordination de la déformation de la coque à la station des supports, les modèles mathématiques pour calculer l'angle de contact et la répartition de la pression de contact entre le bandage et la coque ont été mis en place, les formules du moment de flexion et de la contrainte de flexion du bandage ont été obtenues. Prenant le maximum de la durée de vie en fatigue des bandages comme objectif optimal, le modèle d'optimisation de l'angle d'appui des bandages a été construit. Le calcul des résultats montrent que lorsque l'angle d'appui du pneu est de 30° , la durée de vie du bandage est bien inférieure à celle lorsque l'angle d'appui du pneu est optimal, qui est de $35,6^\circ$, et il est inapproprié de stipuler que l'angle de support du pneu est de 300 dans la conception traditionnelle. Le plus grand la charge, plus l'incrément d'amplitude de contrainte nominale du pneu est faible, plus la durée de vie du bandage en fatigue est favorable lorsque le bandage l'angle d'appui est optimal.

[32] A. Žiga, A. Karač, D. Vukojević « ANALYTICAL AND NUMERICAL STRESS ANALYSIS OF THE ROTARY KILN RING »

Cet article présente une analyse de la distribution des contraintes sur la surface extérieure de bandage du four à ciment rotatif pendant le cycle de travail en utilisant à la fois la théorie et la simulation par éléments finis. Dans l'analyse théorique, la contrainte totale est obtenue comme une combinaison des contraintes de flexion, thermiques et de contact. Pour obtenir une contrainte de flexion, le four est considéré comme une poutre simplement supportée, indéterminée, soumise à des charges statiques et symétriques et le théorème de Castigliano est utilisé. Les contraintes thermiques sont obtenues en supposant à la fois une distribution de température linéaire et non linéaire sur l'épaisseur du bandage. La contrainte de contact entre le bandage et les galets de support est obtenue à l'aide de la théorie des contacts de Hertz. Les contraintes de flexion, thermiques et de contact sont également obtenues numériquement dans des simulations séparées, imitant les conditions supposées dans la partie théorique. Tous les résultats sont en excellent accord. De plus, un modèle d'anneau plus réaliste soumis à toutes les charges simultanément est également simulé. Ces résultats ont montré un léger désaccord avec la théorie dans la région de contact, principalement en raison du contact glissant entre le galet et le bandage, mais l'accord global était bon.

[33] A. Žiga, J. Kačmarčik « NAPONSKO STANJE U NOSEĆIM VALJCIMA ROTACIONE PEĆI STRESS STATE IN ROTARY KILN SUPPORT ROLLERS »

Dans le papier, une analyse des contraintes des galets de support du four rotatif est effectuée. L'état de contrainte dans les galets de support est causé par le gradient de température, le rétrécissement connexion entre l'arbre et le bandage et par le contact avec le bandage du four. L'analyse des contraintes est faite analytiquement et numériquement, et les résultats obtenus sont comparés.

[34] A. Žiga, A. Karač, D.Vukojević. « THE CONTACT STRESSES BETWEEN CEMENT KILN TYRE AND SUPPORTING ROLLERS »

Cet article présente une analyse du champ de contraintes provoqué par le contact entre le bandage du four et ses galets de support. L'analyse est simplifiée au problème du contact entre des corps cylindriques pleins ayant des axes parallèles, et réalisée en utilisant à la fois une solution analytique et une simulation par éléments finis. La force de contact est calculée en supposant que le four est une poutre indéterminée simplement supportée soumise à des charges statiques et symétriques. Les résultats obtenus donnent un signe prometteur pour prédire le champ de contraintes dans des situations plus complexes comme dans la réalité (conditions dynamiques, environnement chauffé, propagation de fissures, etc.)

[35] A.Žiga , F. Hadžikadunić, N. Vukojević. « THEORETICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH ON STRESSES OF A KILN RING »

Dans cet article, les contraintes dans le bandage du four rotatif à ciment sont discutées à la fois théoriquement et par approche expérimentale. Ces contraintes sont de nature alternée et sont causées par des forces agissant sur l'anneau et par gradients thermiques. Les contraintes les plus importantes sont causées par le contact hertzien pression entre le bandage et le galet de support. Leur valeur la plus élevée n'est pas en surface mais légèrement dessous. Ces contraintes sont responsables des fissures souterraines et des dommages par piqûres de bandage du four et galet. Dans le bandage, la contrainte de flexion et la contrainte due au gradient de température le long de la hauteur de la section existe aussi. La valeur théorique des contraintes sera comparée aux valeurs expérimentales, obtenues pour les plus chargées, bandage central dans la cimenterie de Kakanj.

[36] M. Bouhafis , Y. Belhadadji « SIMULATION DU COMPORTEMENT MECANIQUE D'UN FOUR ROTATIFS »

Les fours sont des machines très utilisés dans l'industrie surtout celle des ciment .ils sont souvent sollicités à de forte contrainte mécanique et thermique .le présent travail ,consiste à la modélisation du comportement mécanique d'un four rotatif en régime stationnaire . le cas étudié est celui de la cimenterie LAFARGE Oggaz.Mascara ,Algérie .elle a pour but la détermination des conditions optimales de fonctionnement sous des charges mécaniques variables .les deux cas de chargement considérés sont la traction et de la compression de la mise en place d'un modèle de prédiction de zones fortement sollicitées et par conséquence améliore les paramètres de conception des fours notamment e phases de dimensionnement .la méthode numérique utilisée est celle des éléments finis tel qu'elle est implémentée dans le code de calcul ANSYS Workbench

Chapitre IV :

PRESENTATION DU

LOGICIEL DE

PROGRAMMATION

IV. Introduction

Dans le premier chapitre, une introduction générale aux fours rotatifs est fournie, tandis que le deuxième chapitre présente les outils mathématique nécessaire pour effectuer des calculs physiques relatifs aux fours.

Le présent chapitre se concentre sur l’outil utilisé dans cette thèse. En outre, il présente l’interface du logiciel FORTRAN, qui est utiliser pour étudier les phénomènes physiques abordes dans celle-ci. Ce logiciel présente plusieurs avantages, notamment une grande facilité d’utilisation et un fort développement dans le domaine de la mécanique. [37]

IV.1 Présentation du logiciel :

Fortran (abréviation de Formula Translation) est un langage de programmation de haut niveau conçu pour le calcul scientifique et l’ingénierie. Il a été créé dans les années 1950 par IBM pour les calculateurs scientifiques de la série IBM 704.

Fortran est devenu populaire dans les domaines de la simulation, de la modélisation numérique, de l’optimisation et de la programmation parallèle. Il offre des fonctionnalités avancées pour le traitement de données numériques et est utilisé dans divers domaines tels que la physique, la mécanique des fluides, la chimie, la biologie, l’astronomie et bien d’autres encore.

Avantage par rapport à un langage interprété (e.g. MATLAB)

- Nul besoin de programme annexe pour s’exécuter
- Rapidité d’exécution
- Sécurité du code exécutable
- Toutefois chaque modification du programme source requiert une recompilation[37]

IV.2 Généralités sur le langage FORTRAN :

Les contenus des lignes en Fortran doit respecter les quelques règles suivantes :

- Une ligne de commentaire doit commencer par un « c » ou une « * » en première colonne.
- Tout ce qui suit un ! dans une ligne est aussi considéré comme un commentaire.
- Les instructions :
 - o Doivent commencer à partir de la colonne 7 (ou plus) ;
 - o Se placent automatiquement avec[X]Emacs en appuyant sur la touche TAB ;
 - o Ne doivent pas dépasser la colonne 72.
- Les Labels (ou étiquettes) sont entre les colonnes 2 et 5 et gérés automatiquement avec [X]Emacs.
- Pour couper une instruction sur plusieurs lignes, on met un caractère quelconque en colonne 6 des lignes de suite [38]

```

1 2 3 4 5 6 7                                72 73 74 75 76 77 78 79 80
c   L i g n e   d e   c o m m e n t a i r e
*   I c i   a u s s i
c   C i - d e s s o u s :   i n s t r u c t i o n :
c   I c i   o n   c o u p e   e n   d e u x
e   =   a * b + ( c - d ) ** 2 . 0 + . . . . + ( t h e t a * 2
&   )   ** ( 0 . 5 )
c   L a b e l
c   1 0   c o n t i n u e

```

Figure (IV-1) : Exemples de contenu de lignes en Fortran [38]

IV.3 Organisation de l’interface :

Dans l’interface fortran on trouve trois parties principales :

- La première partie qui est une barre horizontale en haut cette barre regroupe toutes les fonctions existant dans le logiciel fortran. Voir la figure(IV-2)
- La deuxième partie est une plateforme d’écriture.
- La troisième partie est une barre d’affichage des erreurs et des avertissements.



Figure (IV-2) interface fortran.

IV.3.1 Différente fonction de fortran :

Fortran, en tant que langage de programmation, ne dispose pas d'une interface utilisateur graphique (GUI) ni d'une "barre d'outils" traditionnelle telle que vous pourriez la trouver dans des logiciels tels que les traitements de texte ou les outils de conception graphique. Au lieu de cela, Fortran est principalement un langage de programmation basé sur du texte, utilisé pour les calculs scientifiques et techniques.

Lorsque vous travaillez avec Fortran, vous utilisez généralement un éditeur de texte ou un environnement de développement intégré (EDI) pour écrire, éditer et gérer votre code Fortran. Les outils et fonctionnalités disponibles dans ces éditeurs de texte ou EDI peuvent varier, mais ils comprennent généralement :

1. Éditeur de code : C'est la principale zone où vous écrivez votre code Fortran. Il offre une coloration syntaxique pour rendre le code plus lisible, et il inclut souvent des fonctionnalités telles que l'auto-indentation et le pliage de code.
2. Compiler/Construire: Le code Fortran doit être compilé avant de pouvoir être exécuté. Les EDI offrent souvent des boutons ou des options de menu pour compiler votre code, ce qui génère un fichier exécutable.
3. Exécuter/Déboguer : Après la compilation, vous pouvez exécuter votre programme Fortran depuis l'EDI. Certaines EDI offrent également des outils de débogage pour vous aider à trouver et à corriger les erreurs dans votre code.
4. Gestion de projet : Les EDI proposent des fonctionnalités pour organiser votre code Fortran en projets ou en solutions. Vous pouvez gérer plusieurs fichiers source, bibliothèques et configurations de construction au sein d'un projet
5. Navigation dans les fichiers: Vous pouvez généralement ouvrir, enregistrer et organiser vos fichiers source Fortran à l'aide des fonctionnalités de navigation dans les fichiers de l'EDI.
6. Messages d'erreur et d'avertissement : Les EDI affichent souvent les messages d'erreur et d'avertissement générés par le compilateur, ce qui facilite l'identification et la correction des problèmes dans votre code.
7. Gestion de version : Certaines EDI sont intégrées à des systèmes de gestion de version comme Git, ce qui vous permet de suivre les modifications apportées à votre code et de collaborer avec d'autres développeurs.
8. Documentation et aide : Les EDI peuvent fournir un accès à la documentation Fortran et aux ressources d'aide pour vous aider à écrire du code et à comprendre le langage.
9. Modèles de code : Certaines EDI offrent des modèles de code ou des extraits de code pour vous aider à écrire du code Fortran de manière plus efficace en fournissant des structures de code pré-écrites. [39]

IV.3.2 Organigramme de travail avec fortran :

L'organigramme suivant est une représentation visuelle de la structure et de la logique du programme. Il permet de décomposer le code en blocs fonctionnels pour une meilleure compréhension et une gestion plus efficace.

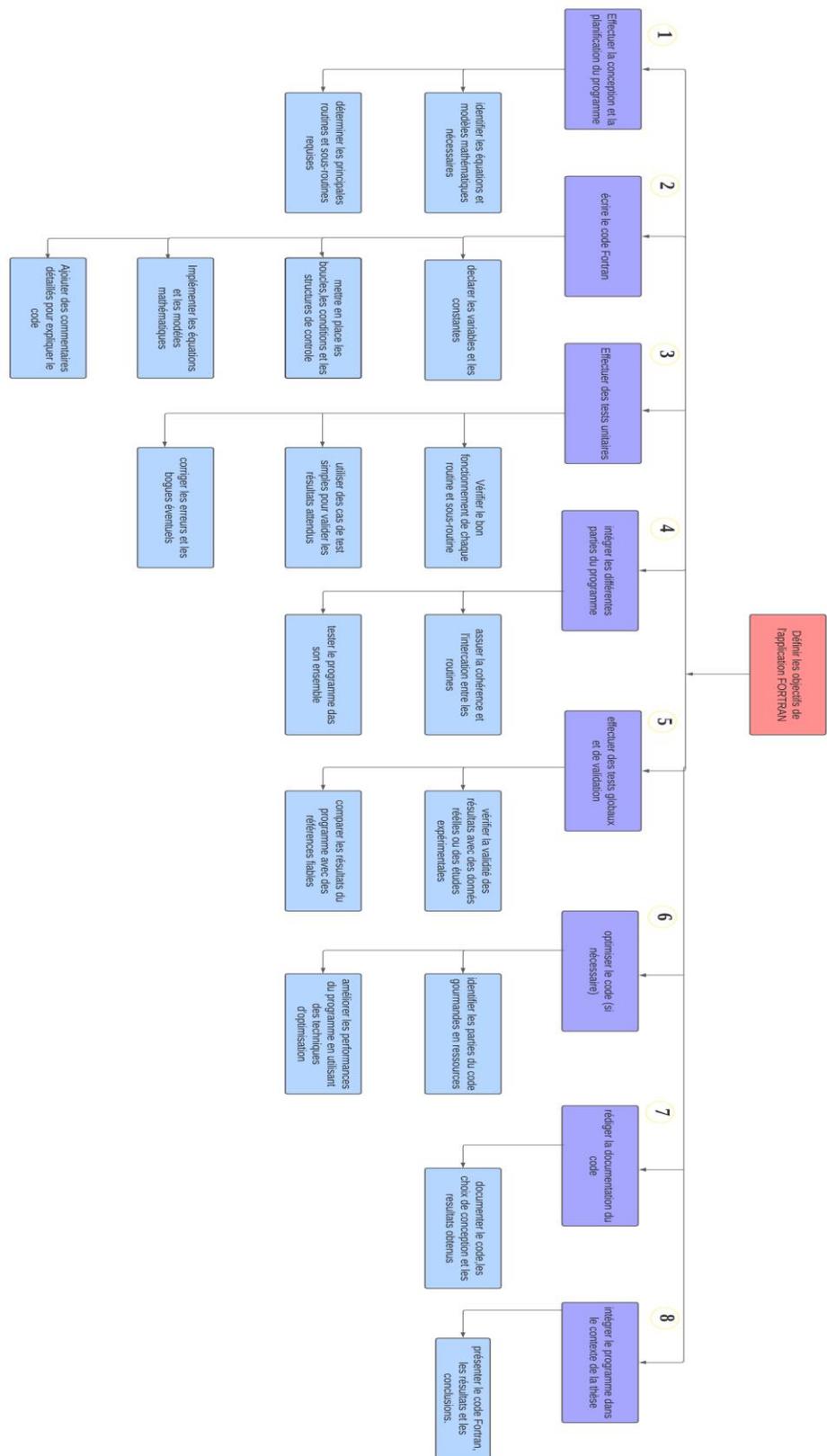


Figure (IV-30) : Organigramme du travail avec fortran.

IV.4 Conception du Programme Fortran :

IV.4.1 Architecture globale du programme pour l'étude :

La méthode analytique proposée est basée sur un programme établi sous FORTRAN, qui est représenté par un organigramme (figure IV.4) et (figure IV.5)

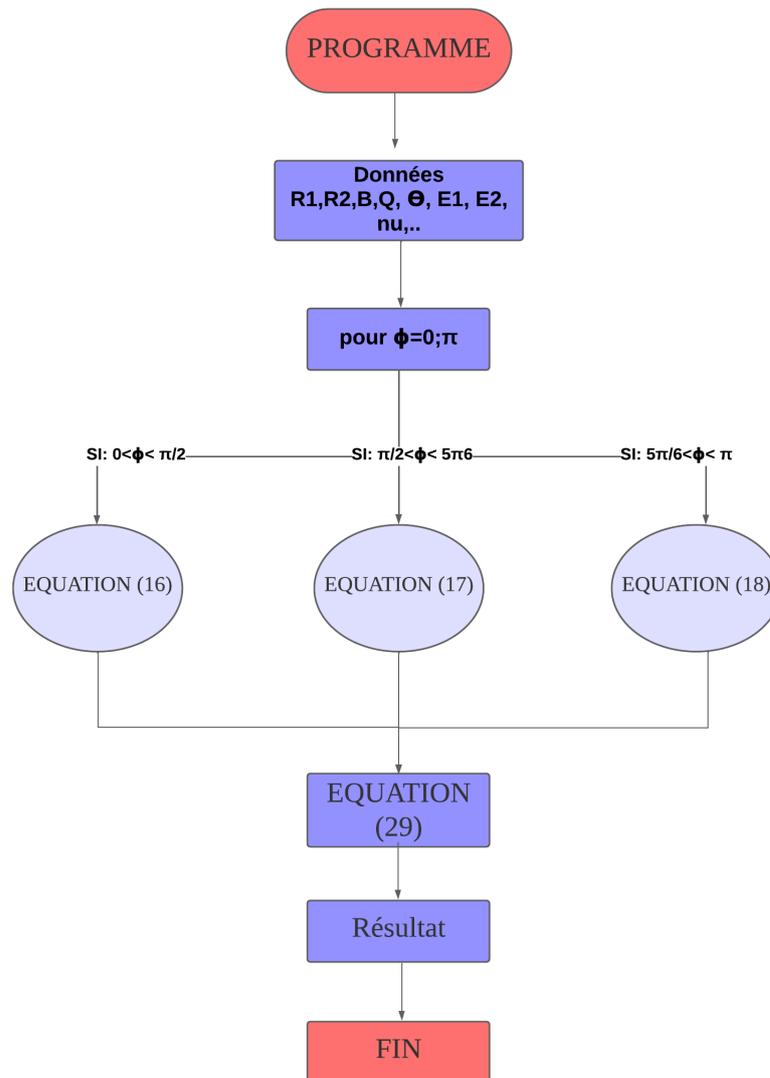


Figure (IV-4): Organigramme calcul de la contrainte de flexion.

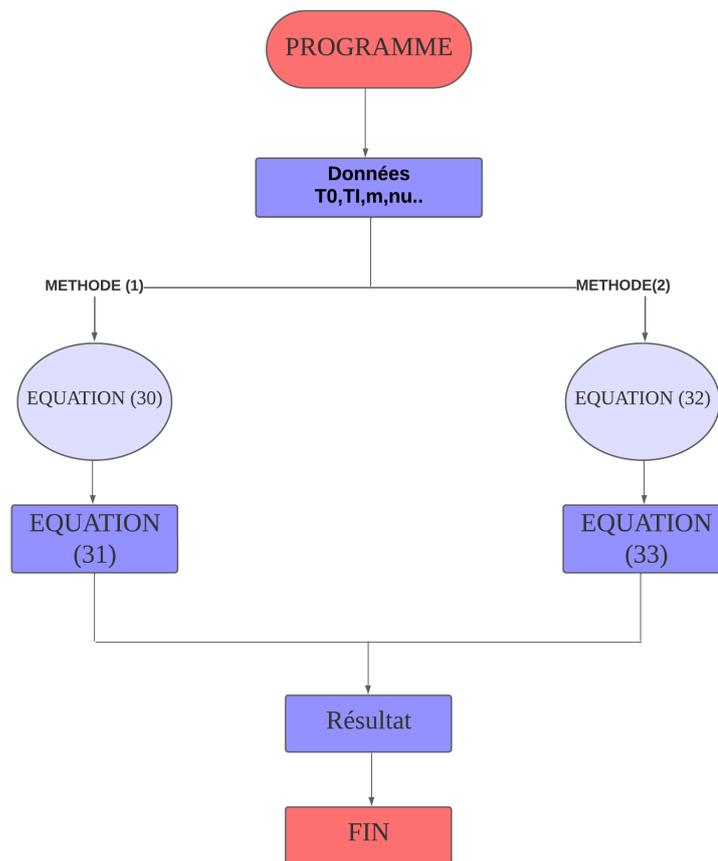


Figure (IV-5) : Organigramme calcul thermique.

IV.4.2 Choix des structures de données pour le stockage des informations nécessaires :

Pour stocker les informations nécessaires dans le programme, un choix des structures de données appropriées pour chaque type d'information a été effectué. [39]

1. Pour les paramètres du bandage :

Les paramètres du bandage, tels que Q , b , h , R_b , E , DL , R_1 , R_2 , A , T_i , T_0 , Enu , αT , E_1 , E_2 , Db_i , P_1 , RL , n , peuvent être stockés dans un module Fortran, comme nous l'avons déjà fait dans l'exemple précédent. Dans le module `Bandage Parameters`, nous définissons une structure de données sous forme de variables partagées pour stocker ces paramètres. Cette approche garantit que ces informations sont accessibles dans toutes les sous-routines du module.[39]

2. Pour les résultats des calculs :

Les résultats des calculs peuvent être stockés dans des variables spécifiques au sein des sous-routines correspondantes (par exemple, les contraintes de flexion dans `Calculate Flexural Stresses`, les contraintes thermiques dans `Calculate Thermal Stresses`, etc.). Ces variables peuvent être définies localement dans chaque sous-routine et renvoyées à l'appelant à la fin du calcul si nécessaire.

3. Pour les résultats globaux :

Si des résultats globaux doivent être utilisés dans différentes parties du programme principal (par exemple, si le résultat d'un calcul est utilisé pour effectuer un autre calcul ultérieurement), il peut être utile de les stocker dans des variables globales du programme principal. Ces variables seront accessibles à partir de toutes les sous-routines appelées dans le programme principal.

4. Pour les données d'entrée/sortie :

Vous pouvez utiliser des fichiers pour stocker les données d'entrée et de sortie. Les sous-routines de lecture/écriture des fichiers peuvent être incluses dans le module `Bandage Parameters` pour lire les données d'entrée et dans le programme principal pour écrire les résultats dans un fichier de sortie.

5. Pour les boucles itératives :

Si le programme utilise des boucles itératives pour effectuer des calculs répétitifs (comme dans le cas des angles dans l'exemple donné), vous pouvez utiliser des tableaux pour stocker les résultats à chaque itération. Les tableaux permettent de stocker des ensembles de données de manière organisée et facilitent l'accès aux valeurs à différentes étapes du calcul.

6. Pour les constantes :

Si le programme utilise des constantes spécifiques (comme pi, alfa, etc.), vous pouvez les définir comme des paramètres constants dans le programme principal ou dans un module dédié pour faciliter leur utilisation dans tout le code.

IV.5 Outil de visualisation des résultats :

OriginPro est principalement utilisé pour créer des graphiques, effectuer des analyses statistiques et visualiser des données dans divers domaines, notamment la recherche scientifique, l'ingénierie, les sciences sociales, et plus encore.

Voici quelques-unes des fonctionnalités typiques d'OriginPro:

- **Création de Graphiques :** Vous pouvez créer une grande variété de graphiques, y compris des graphiques en 2D et en 3D tels que des graphiques en courbes, des histogrammes, des nuages de points, des graphiques de contour, etc.
- **Analyse de Données :** OriginPro dispose d'outils pour effectuer des analyses statistiques avancées, des ajustements de courbes, des tests d'hypothèses et des calculs mathématiques sur vos données.
- **Visualisation de Données :** Vous pouvez personnaliser l'apparence de vos graphiques en modifiant les couleurs, les légendes, les étiquettes et d'autres attributs graphiques pour améliorer la visualisation de vos données.
- **Traitement de Données :** OriginPro permet de manipuler, filtrer et nettoyer vos données, ce qui est utile pour préparer vos données avant l'analyse.

- Importation/Exportation de Données : Vous pouvez importer des données à partir de divers formats de fichiers (Excel, CSV, etc.) et exporter vos graphiques et résultats vers d'autres applications.
- Personnalisation : L'interface d'OriginPro est généralement hautement personnalisable, ce qui vous permet d'ajuster l'environnement de travail en fonction de vos besoins.
- Traitement d'Images : Certaines versions d'OriginPro offrent également des fonctionnalités de traitement d'images pour analyser des images et extraire des données à partir d'elles.
- Analyse de Spectres : OriginPro est souvent utilisé pour l'analyse de spectres, notamment en spectroscopie, en chimie et dans d'autres domaines.
- Rapports et Documentation : Vous pouvez créer des rapports complets de vos analyses et graphiques pour la documentation et la présentation de vos résultats.
- Compatibilité avec des Langages de Programmation : OriginPro prend en charge des langages de script comme Python, ce qui vous permet d'automatiser des tâches et d'étendre les fonctionnalités du logiciel.

Conclusion

Dans ce chapitre la lumière donner sur l'utilisation du logiciel fortran pour l'exécution de programme ainsi que les fonctions requises de celui-ci et origine pour la visualisation des résultats. cette description nous sera outil pour appréhender la programmation faite à base de ce logiciel dans le chapitre V.

Chapitre V :

RESULTAT ET

DISCUSSION

V. Introduction

Le chapitre de discussion des résultats représente la phase cruciale de notre exploration approfondie sur l'étude thermomécanique du contact bandage/galet d'un four rotatif. Au cours des chapitres précédents, nous avons entrepris une analyse théorique et des simulations numériques pour comprendre les contraintes qui émergent de cette interaction complexe entre la chaleur et les forces mécaniques. Dans ce chapitre, nous franchissons la dernière étape de notre parcours en examinant de près les conclusions et les enseignements que nous pouvons tirer de ces résultats.

Les résultats obtenus ont été validés par un travail référencié (Alma Žiga) [32], ainsi, on a considéré la même géométrie et les mêmes conditions de service.



Figure (V-1) : four rotatif de Kakanj[32]

V.1 Donnée du four

Le four rotatif de l'usine de ciment de Kakanj, illustré dans la Figure (V.1), est pris en compte. Il s'agit d'un tube en acier de 70 m de long avec un diamètre intérieur de 4,6 m et une inclinaison de $3,5^\circ$, et une vitesse de rotation de 2 tours par minute. La masse du four, y compris la garniture réfractaire et les matières premières, est d'environ 1000 tonnes et est soutenue par trois stations de bagues de roulement, espacées le long de la longueur du four. Les principales dimensions et propriétés du four rotatif nécessaires pour une analyse ultérieure sont données dans le Tableau (V.1) [32]

Tableau (V-1) donnée du four de Kakanj.

| Le bandage | Rayon intérieure R_1 | Rayon extérieure R_2 | Largeur |
|--------------|------------------------|------------------------|---------|
| Bandage 1 | 2318 | 2700 | 750 |
| Bandage 2 ,3 | 2323 | 2700 | 880 |

V.2 Interprétation des Résultats de la simulation

V.2.1 Contraintes maximales de flexion dans la section du bandage

Contrainte de flexion sous fortran :

La figure (V-2) représente la variation de la contrainte flexion exercée sur la surface extérieure de bandage en fonction de l'angle de bandage. On remarque une augmentation de la contrainte de flexion sur l'intervalle (0, 2 Rad) avec une valeur maximale au point 2 rad due à une déformation de dilatation, ensuite on remarque une

chute de la contrainte de flexion jusqu'au point de contact entre galet - bandage ($5\pi/6$) pour atteindre la valeur la plus basse ce qui illustre une concentration de la contrainte de compression. À partir de la valeur $5\pi/6$ c'est à dire du point de contact jusqu'à la valeur π , on observe une augmentation de la contrainte ce qui signifie qu'il existe sur cet intervalle une déformation de traction.

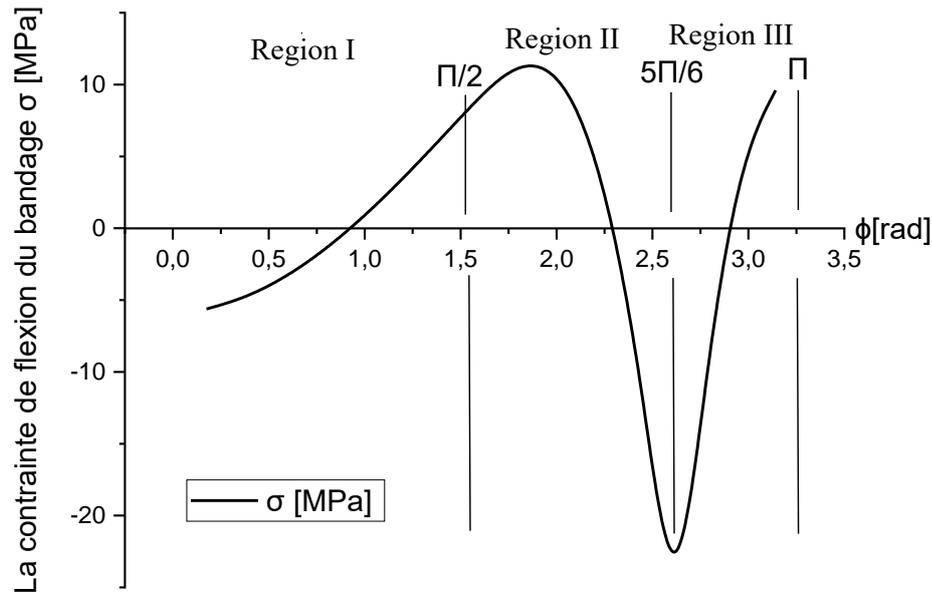


Figure (V-2) : la contrainte de flexion dans le bandage.

La charge continue F :

Les résultats de ce graphique Figure (V-3) illustrent de manière significative la variation de la charge continue dans un four sur un intervalle de Π . Initialement, la charge est positive, atteignant son maximum à 0 rad, avec une valeur de 1100.0022 . Cela indique une forte charge exercée sur le four au début. À mesure que l'angle de rotation progresse, la charge continue diminue progressivement, montrant une tendance à la baisse. Cette diminution se poursuit jusqu'à atteindre un minimum de -1100.00122 à Π , où la charge est maintenant négative.

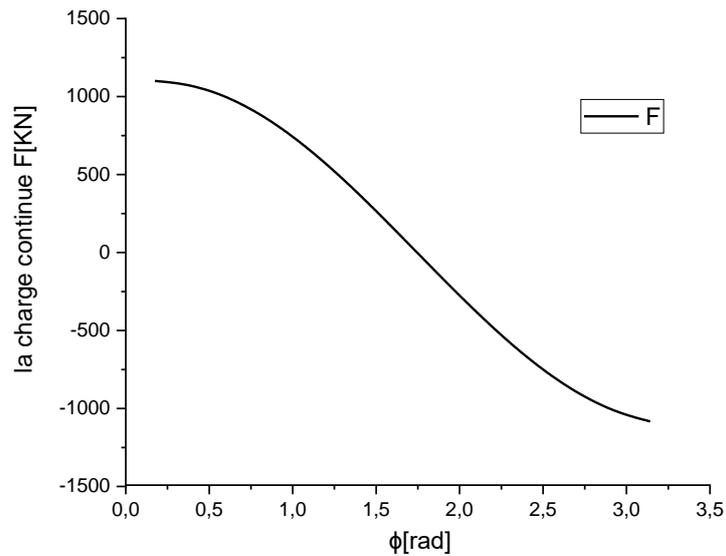


Figure (V-31) : la charge continue F

Moment de flexion Mb :

Le graphique figure (V-4) montre une grande variabilité du moment de flexion tout au long du cycle $[0-\Pi]$, passant de valeurs positives à négatives. Initialement, le moment de flexion est positif à 0 degré, avec une valeur de 127.006905. Cela indique une charge exercée dans le sens de la flexion à ce point. Quand l'angle de rotation augmente, le moment de flexion commence à diminuer progressivement, atteignant son minimum à -253.729889 à 110 degrés. À ce stade, le moment de flexion devient négatif, indiquant une flexion dans le sens opposé.

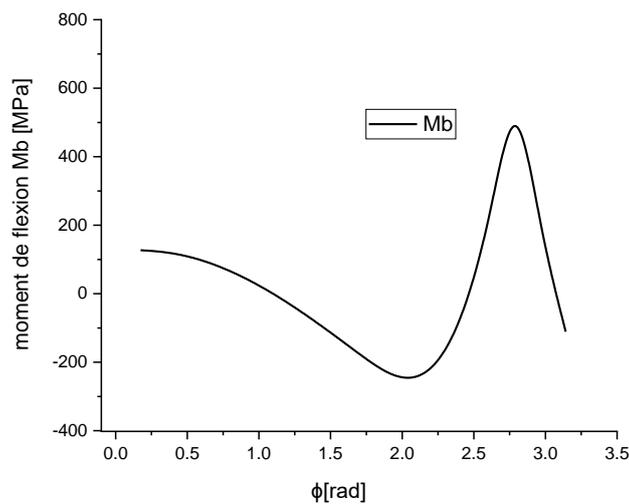


Figure (V-4) : moment de flexion Mb

Moment de la charge distribuée M_q :

L'analyse du graphique figure (V-5) montre clairement que la charge distribuée génère un moment de flexion oscillant à travers le cycle de Π Voici une analyse détaillée :

Début du Cycle (0 à $4\Pi/9$) : Le graphique commence avec un moment de charge négatif important à 0 degré, atteignant un minimum de -3208.82129 à ce point. Cette phase initiale indique une charge distribuée importante exerçant un moment de flexion défavorable sur le four. Au fur et à mesure que l'angle augmente, le moment de la charge diminue progressivement, atteignant un minimum remarquable de -5.66920519 à 80 degrés. Ce point presque nul suggère que la charge distribuée est répartie de manière symétrique par rapport à l'axe de rotation, réduisant ainsi le moment de flexion.

Point d'inflexion ($4\Pi/9$ à $\Pi/2$ degrés) : À 90 degrés, un point d'inflexion est atteint avec un moment de charge presque nul ($1.40262040E-04$). Cela signifie que la charge distribuée est équilibrée autour de l'axe de rotation à ce moment précis, et le four est soumis à des forces de torsion minimales.

Fin du Cycle ($\Pi/2$ à Π) : Après le point d'inflexion, le moment de la charge distribuée devient positif, atteignant un maximum de 3208.82153 à 180 degrés. Cette phase finale indique que la charge distribuée exerce un moment de flexion favorable, opposé à la phase initiale du cycle.

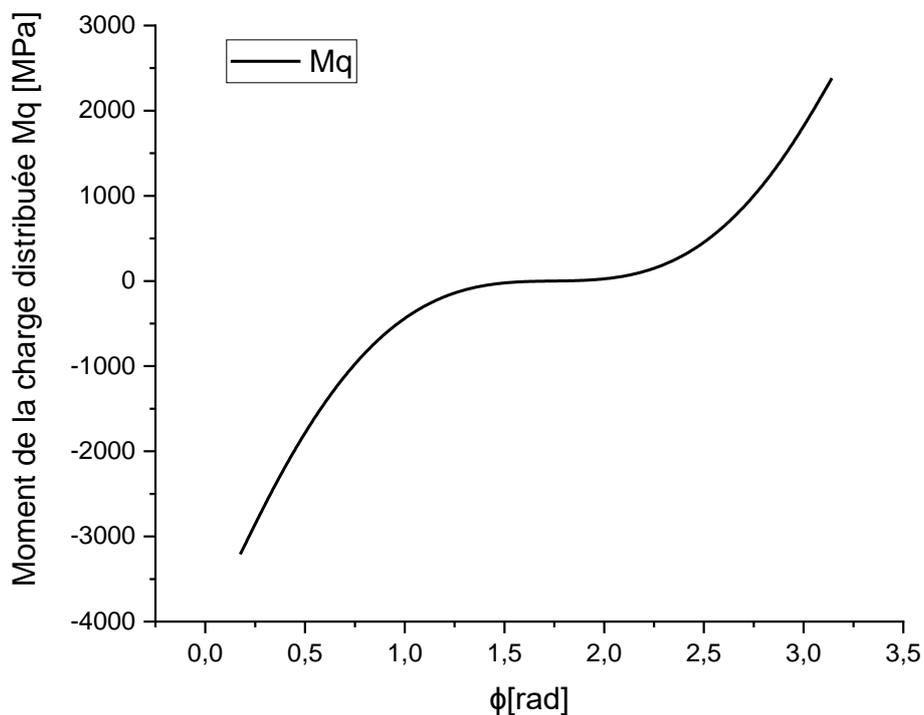


Figure (V-5) : moment de la charge distribuée.

V.2.2 VALIDATION :

Pour mettre en valeur notre de validation, on a regroupé les courbes qui sont présentés dans l'article de référence [32] et la figure (V-2) dans la figure (V-6), représentant la

contrainte de flexion au niveau de la surface extérieure du bandage, alors va faire une comparaison de nos résultats de simulation Fortran avec les résultats de Alma Žiga [32] . La première remarque qu'on peut faire c'est que le nôtre model Fortran coïncide très bien (se superposent) avec celui de l'étude de notre validation. Ce qui montre la précision et la fiabilité de notre approche de programmation.

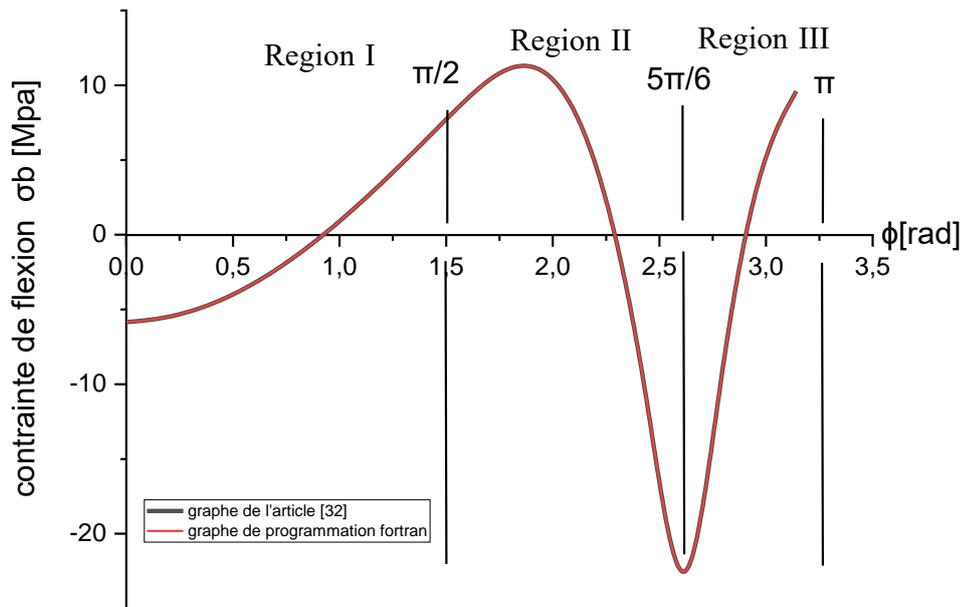


Figure (V-6) : graphe de validation de la contrainte de flexion

V.2.3 Variation des cas :

■ Comparaison entre les 3 stations :

Après avoir vérifié les résultats de notre programmation Fortran, nous avons voulu présenter quelque application. En premier lieu, on a voulu savoir le comportement de notre structure dans le cas d'une variation de la charge appliquée sur les galets, et ainsi pouvoir surveiller le comportement de la contrainte de flexion sur le bandage afin de simuler les différents scénarios lors de son fonctionnement. Pour cela, on a fait une variation de la charge répartie comme suit : $Q_1 = 2183.7 \text{ KN}$, $Q_2 = 3145 \text{ KN}$, $Q_3 = 4013.86 \text{ KN}$. Car on sait que dans un four rotatif les trois stations n'ont pas la même charge. La figure (V-7) représente les résultats obtenus.

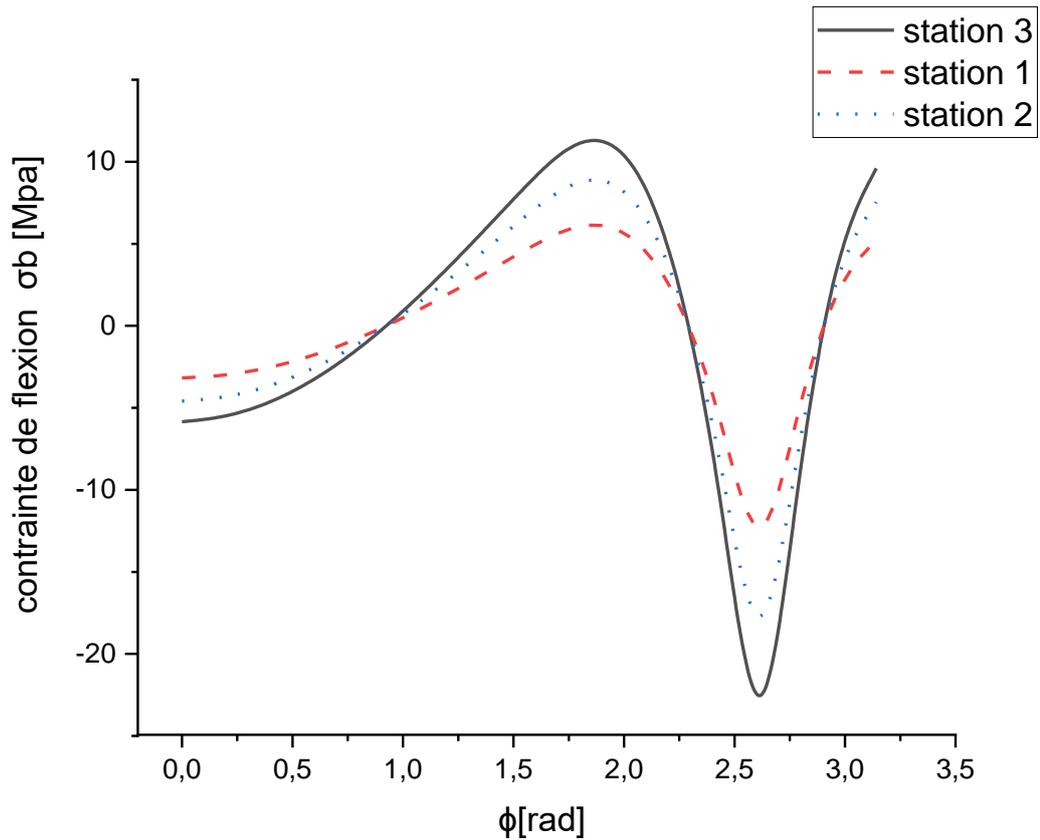


Figure (V-32): la charge répartie dans le four pour les 3 stations.

On remarque que les trois courbes obtenus de la contrainte de flexion pour une variation de la charge répartie à l'intérieur du four (les 3 stations du four) ont la même allure. On remarque une légère augmentation de la contrainte de flexion sur l'intervalle $(0, \pi)$ avec une valeur maximale au alentour de la valeur accise point π . Cette valeur est proportionnelle par rapport à la charge, ainsi pour la charge $Q1 = 2183.7$ KN, on a une valeur de la contrainte de 10MPa, tandis que pour la charge $Q3 = 4013.86$ KN, cette valeur passe à 20MPa. Ensuite, on remarque une chute drastique de la contrainte de flexion jusqu'au point de contact entre galet - bandage $(5\pi/6)$ pour atteindre la valeur la plus basse ce qui illustre une concentration de la contrainte de compression. À partir de la valeur $5\pi/6$ c'est à dire du point de contact jusqu'à la valeur π , on observe une augmentation de la contrainte ce qui signifie qu'il existe sur cet intervalle une déformation de traction.

On note que l'augmentation de la charge fait augmenter les déformations de dilatation, de traction et de compression ce qui montre que la charge $Q3 = 4013.86$ a causé les déformations les plus importantes.

Effet de la variation de la charge répartie :

Dans cette partie on a fait la même application, on a pris la station 3 et varier les charges appliquées sur les galets, Pour cela, on a fait une variation de la charge répartie comme

suit : $Q_1 = 3813.86 \text{ KN}$, $Q_2 = 3913.86 \text{ KN}$, $Q_3 = 4013.86 \text{ KN}$, $Q_4 = 4113.86 \text{ KN}$, $Q_5 = 4213.86 \text{ KN}$.

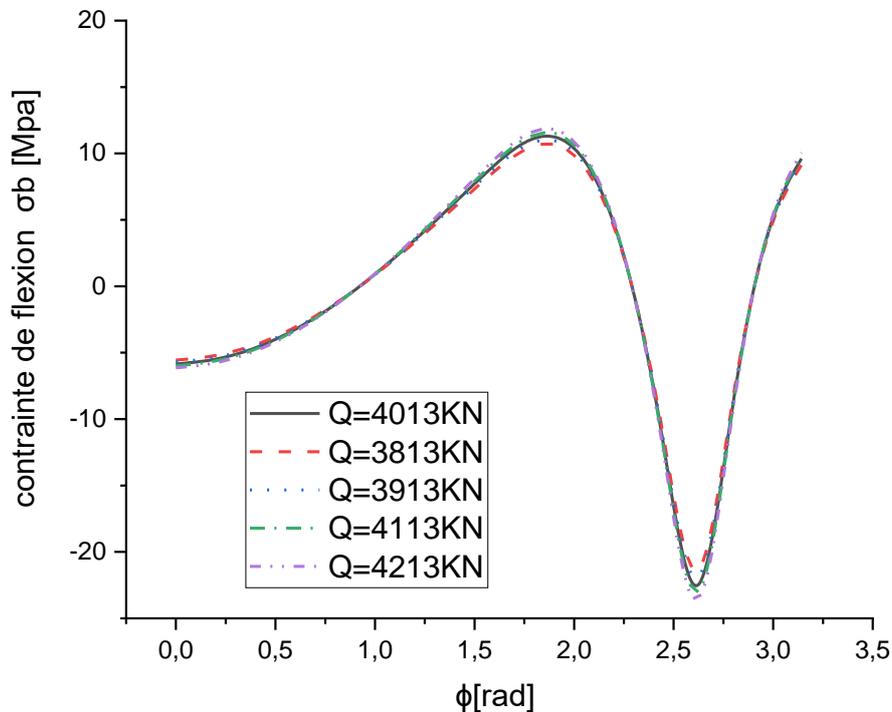


Figure (V-8) La contrainte de flexion du bandage avec l'effet des différentes charges.

La Figure (V-8) révèle des cycles répétés de contrainte de flexion, alternant entre la compression et la tension, en fonction de l'angle de bandage, à l'intervalle $[0-\pi/3]$, la contrainte de flexion est négative, avec des valeurs comprises entre $-5,84794 \text{ MPa}$ et $-0,6309 \text{ MPa}$. Cela indique que le bandage est soumis à une contrainte de flexion de compression pendant cette période. Les valeurs négatives suggèrent une déformation du matériau due à la compression. A environ $\pi/3$, la contrainte de flexion passe de négative à positive, avec des valeurs comprises entre $1,4545 \text{ MPa}$ et $11,68281 \text{ MPa}$. Ce point marque une transition significative, où la contrainte de compression cède la place à une contrainte de traction. Les valeurs positives indiquent que le bandage est soumis à une tension. $(\pi/3 \text{ à } \pi)$: Sur cette plage, la contrainte de flexion reste positive, atteignant des valeurs maximales d'environ $12,26308 \text{ MPa}$ à π . Cela signifie que le bandage subit une contrainte de traction, indiquant une déformation étirée du matériau.

Vers la fin du graphique, à (π) , la contrainte de flexion redevient négative, variant entre $-10,87363 \text{ MPa}$ et $-30,63735 \text{ MPa}$. Ce point marque une autre transition importante, avec une contrainte de traction cédant la place à une contrainte de compression, avec des valeurs allant jusqu'à $-30,63735 \text{ MPa}$.

Effet de la variation de l'angle α de la position galet-bandage :

Dans cette partie de notre travail, on a voulu savoir l'effet de la variation de l'angle α qui représente la position du galet par rapport au bandage. Ce calcul nous permet de surveiller le comportement de la contrainte de flexion sur le bandage afin de simuler les différents scénarios lors de son fonctionnement. Pour atteindre ce but, nous avons proposé une variation de cette angle comme suit : $\alpha_1 = 20^\circ$, $\alpha_2 = 25^\circ$, $\alpha_3 = 30^\circ$, $\alpha_4 = 35^\circ$, $\alpha_5 = 40^\circ$. La figure (V-9) représente les résultats obtenus.

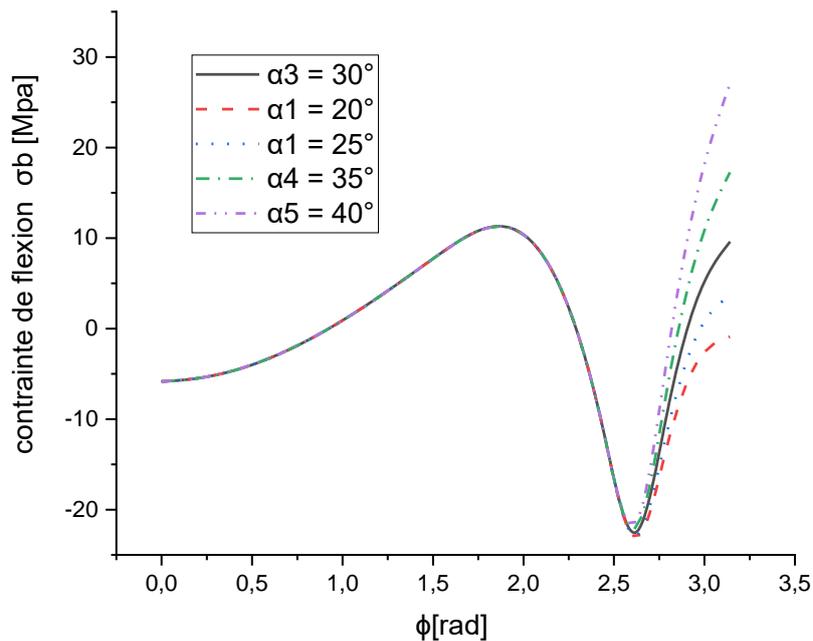


Figure (V-9) : La contrainte de flexion du bandage avec l'effet de l'angle du position entre galet-bandage.

La figure (V-9) met en évidence comment l'angle de position entre le galet et le bandage influence la contrainte de flexion. Les ajustements de l'angle peuvent avoir des effets variables sur la contrainte, allant de légères variations à des changements plus importants, avec des transitions parfois brusques.

Au départ, l'angle de position entre le galet et le bandage est maintenu à une valeur constante. avec des valeurs qui varient légèrement entre -5,84794MPa et 1,4545MPa. Cette plage initiale (0 à $\Pi/3$) représente une situation où l'ajustement angulaire n'affecte que légèrement la contrainte de flexion.

À partir d'environ $\Pi/3$, on commence à observer une légère variation de la contrainte en fonction de l'angle de position. Cependant, cette variation reste subtile, avec des valeurs de contrainte qui oscillent principalement dans une fourchette étroite. Cette phase illustre que des ajustements légèrement différents de l'angle n'ont qu'un impact limité sur la contrainte de flexion. À mesure que l'angle de position continue d'être ajusté, on observe une variation plus prononcée de la contrainte de flexion. Les valeurs de

contrainte augmentent de manière significative, passant de 1,4545MPa à 9,1803MPa. Les variations de contrainte deviennent plus sensibles à mesure que l'angle change.

Vers la fin du graphique, la contrainte de flexion subit une transition brusque et complexe. Les valeurs de contrainte varient de manière significative et, à certains points, deviennent négatives, indiquant une inversion de la flexion. Cette phase (2,79253 à 2,96706 radians) met en évidence l'importance critique de l'ajustement précis de l'angle entre le galet et le bandage, car de petites variations peuvent entraîner des changements substantiels dans la contrainte. Cette phase (2,79253 à 2,96706 radians) est notable en raison de valeurs de contrainte anormalement négatives et positives, suggérant des situations inhabituelles ou potentiellement indésirables dans le comportement du bandage. Ces variations de contrainte peuvent être le signe de problèmes de conception ou d'ajustements inappropriés de l'angle entre le galet et le bandage.

Effet de la Variation de l'épaisseur du bandage

Les résultats présentés dans cette partie sont l'effet de la variation de l'épaisseur du bandage sur le comportement de la contrainte de flexion qui sont représentés dans la figure (V-10). On a choisi plusieurs épaisseurs de bandage $h_1=200\text{mm}$, $h_2=300\text{mm}$, $h_3=374\text{mm}$, $h_4=600\text{mm}$, $h_5=800\text{mm}$, $h_6=1000\text{mm}$.

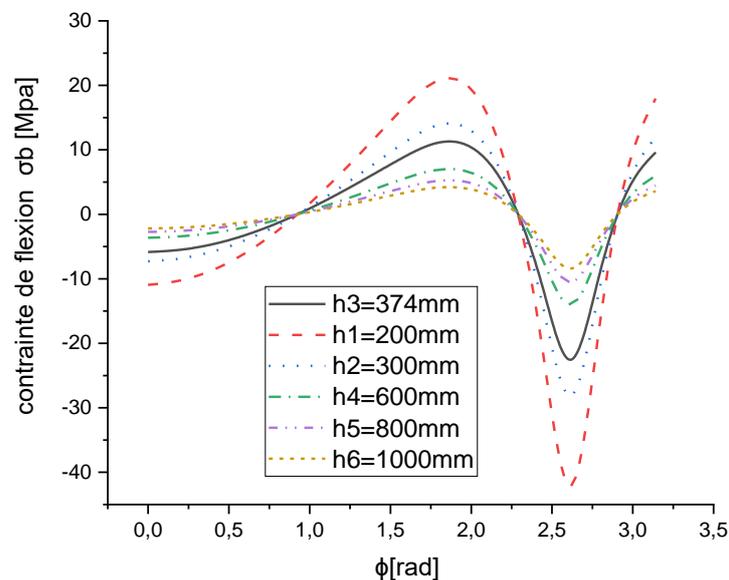


Figure (V-33) : La contrainte de flexion du bandage avec la variation d'épaisseur du bandage.

La figure (V-10) montre clairement que la variation d'épaisseur du bandage a un effet significatif sur la contrainte de flexion. Des épaisseurs plus fines entraînent généralement une augmentation de la contrainte, tandis que des épaisseurs plus épaisses

tendent à réduire la contrainte. Cependant, des variations excessives peuvent provoquer des transitions brusques et des comportements inhabituels

Au départ, lorsque l'épaisseur du bandage reste constante, la contrainte de flexion varie peu, allant de -5,84794MPa à -0,23592 MPa. Cette phase initiale démontre que l'épaisseur constante du bandage maintient une certaine stabilité dans la contrainte de flexion.

À mesure que l'épaisseur du bandage commence à diminuer progressivement, la contrainte de flexion montre une variation plus subtile mais progressive. Les valeurs de contrainte deviennent moins négatives, indiquant une tendance vers une réduction de la compression. Cette phase (0,87266 à 2,26893 radians) met en évidence l'influence graduelle de la variation d'épaisseur sur la contrainte de flexion.

À partir de 2,26893 radians, on observe une variation significative de la contrainte de flexion à mesure que l'épaisseur diminue de manière plus marquée. Les valeurs de contrainte deviennent négatives et positives, illustrant une transition brusque dans le comportement du bandage. Cette phase met en évidence l'impact considérable de la réduction de l'épaisseur du bandage sur la contrainte de flexion.

La fin du graphique est marquée par des valeurs de contrainte anormalement négatives et positives, indiquant des situations inhabituelles ou potentiellement indésirables. Cette phase (2,79253 à 2,96706 radians) suggère que la combinaison de la variation d'épaisseur du bandage et de l'angle de position entre le galet et le bandage peut entraîner des comportements non conformes ou des problèmes de conception.

V.2.4 calcul de contrainte thermique :

En utilisant les deux hypothèses celle de la paroi fine ou la température à l'état stable sur toute l'épaisseur et considérer linéaire le résultat obtenue est de 175MPa, En revanche, si l'épaisseur de la paroi n'est pas considérée comme étant petite, la distribution de la température n'est pas linéaire, Cette hypothèse engendre une contrainte thermique de 171MPa, avec une différence d'environ 2,3 % par rapport au cas de l'hypothèse de l'anneau à paroi mince.

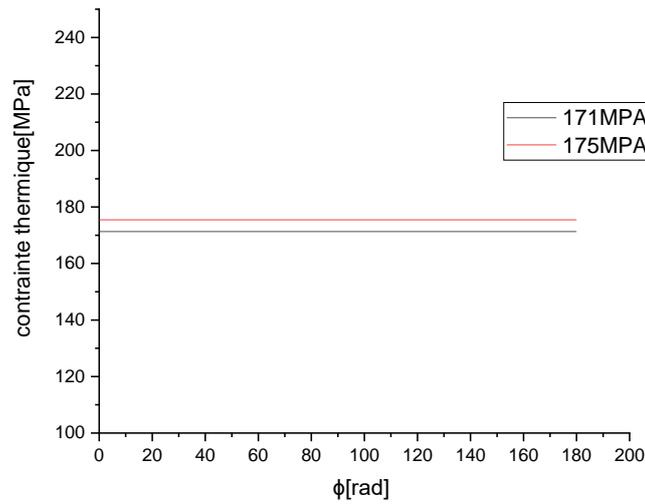


Figure (V-11) : contrainte thermique sur le bandage.

V.2.5 calcul de contrainte de contact :

Le Bandage, considéré ici comme un cercle complet, présente une distribution semi-elliptique, avec la contrainte de contact maximale au milieu de la zone de contact où Q représente la force normale agissant sur l'anneau, a est la demi-largeur de la zone de contact et R est le rayon équivalent $R=617.1\text{mm}$, E^* est le module d'élasticité équivalent $E^*=15.385\text{GP}$, La contrainte de contact maximale (en compression) se produit deux fois en une révolution et atteint 395.1978MPa . La Figure (V-54) représente le graphe de la contrainte de contact.

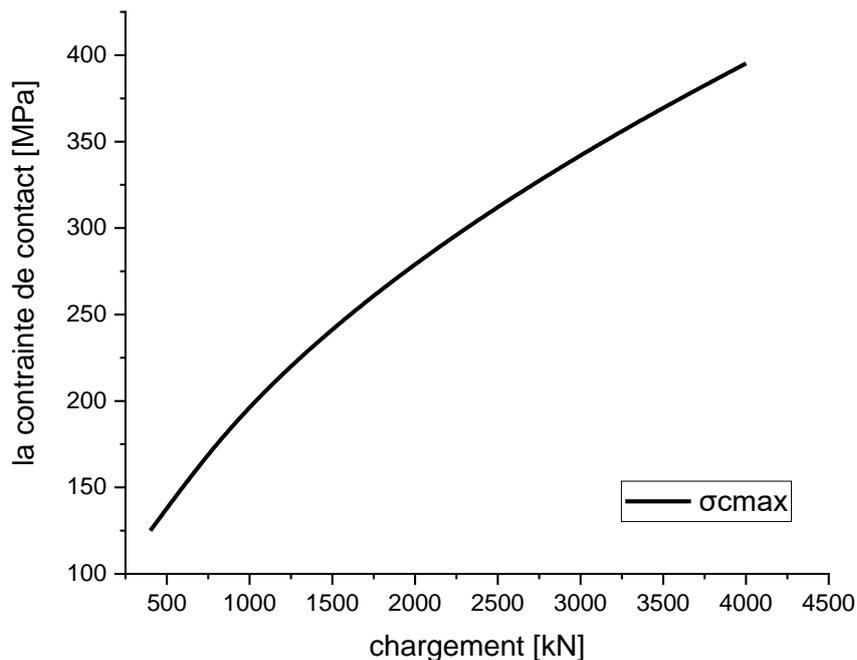


Figure (V-34) : la contrainte de contact en fonction de chargement.

Ce graphique montre une relation initialement linéaire entre la charge appliquée et la contrainte de contact, ce qui est typique d'un comportement élastique. Cependant, à mesure que la charge augmente, la contrainte de contact atteint une phase de stabilisation, suggérant une déformation élastique limitée.

Au début du graphique (400 à 1200), nous observons une augmentation progressive de la contrainte de contact à mesure que la charge augmente. Cette phase initiale reflète un comportement typique d'un contact mécanique, où la contrainte augmente à mesure que la contrainte de contact continue d'augmenter sur cette plage (1200 à 3600), mais à un rythme plus lent. Les variations deviennent moins prononcées à mesure que la charge augmente. Cette phase suggère que le contact atteint une sorte de stabilisation où l'augmentation de la charge n'entraîne que des augmentations modestes de la contrainte de contact. Cela peut être le résultat de la déformation élastique des surfaces en contact. Vers la fin du graphique, nous observons une augmentation plus rapide de la contrainte de contact à mesure que la charge augmente. Cette phase peut indiquer que les surfaces de contact atteignent une limite de déformation élastique, entraînant une augmentation plus significative de la contrainte. Cela pourrait également être le signe d'une déformation plastique des surfaces en contact

Evolution de la contrainte du contact

Pour finaliser notre travail, on s'est focalisé sur le comportement de la contrainte de contact en fonction des différents facteurs que nous avons déjà cité, à savoir l'angle de contact galet-bandage, l'épaisseur du bandage h et le choix du matériau du galet du bandage. Les résultats obtenus sont illustrés dans les figures (V-13, V-14, V-15).

On remarque que les trois graphes donnent la même allure. Une augmentation graduelle de la valeur de la contrainte de contacte en fonction du chargement pour les trois graphes tout en gardant les mêmes allures avec des écarts négligeables pour toutes les variations de l'angle de contacte α , de l'épaisseur h et de la nature des matériaux. Sur cela, on peut dire qu'il y a une influence sur le comportement de la contrainte du contacte de ces trois paramètres à savoir l'angle α , l'épaisseur B et le type des matériaux du galet et du bandage.

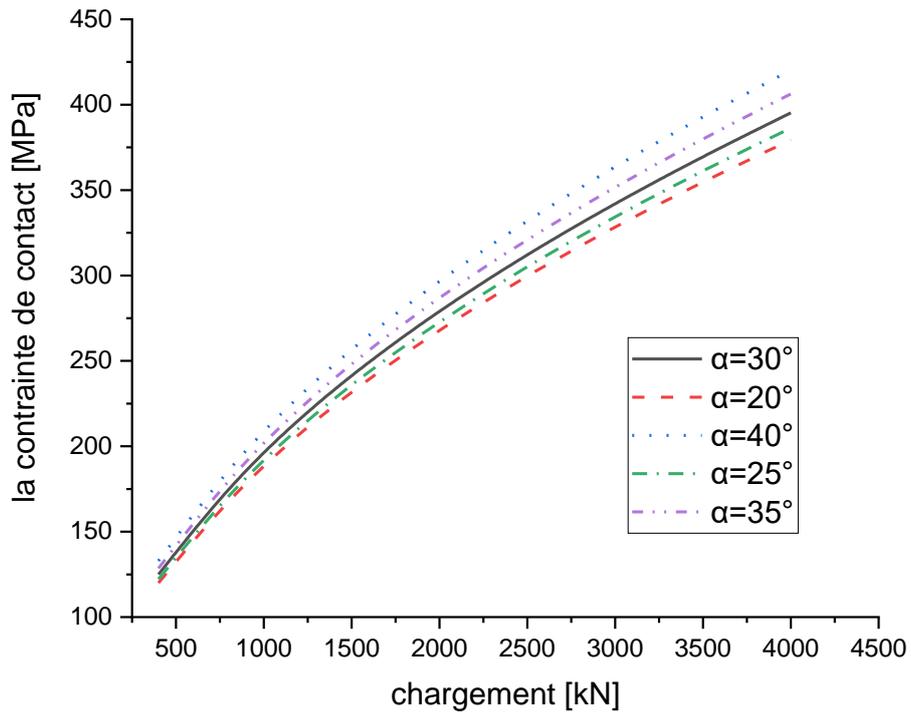


Figure (V-13) : l'effet de variation d'angle galet -bandage sur la contrainte de contact en fonction de chargement

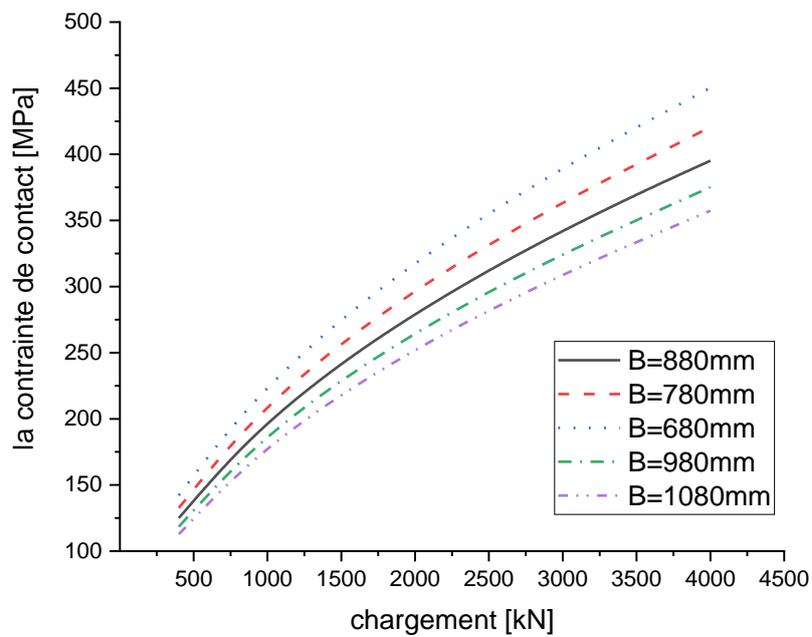


Figure (V-35) l'effet de variation d'épaisseur de bandage sur la contrainte de contact en fonction de chargement

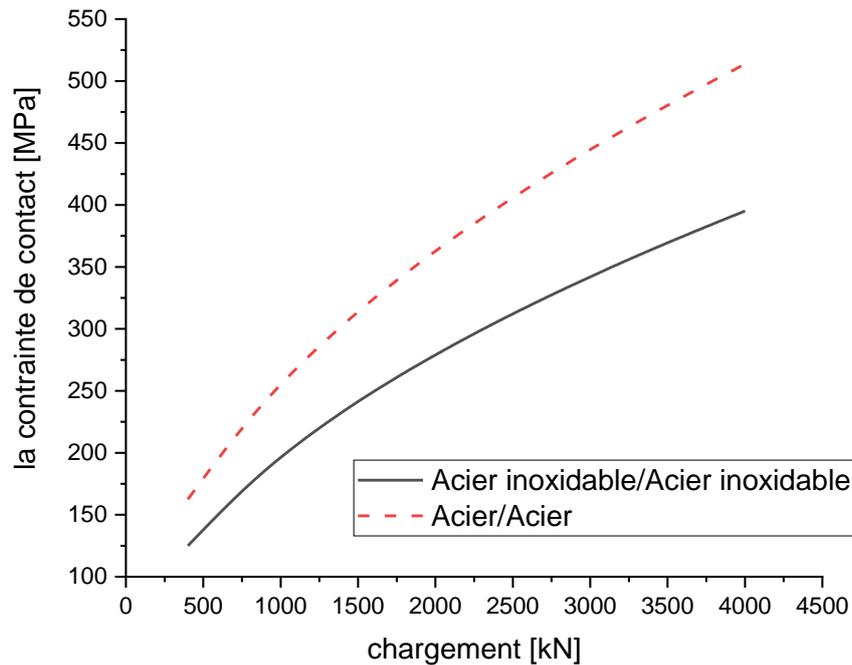


Figure (V-15) : l'effet de variation de type de matériaux sur la contrainte de contact en fonction de chargement.

V.3 Importance des Résultats :

Les contraintes thermiques dans le bandage d'un four rotatif sont d'une importance capitale pour plusieurs raisons. Tout d'abord, elles affectent directement la durabilité et la fiabilité du four. Des contraintes excessives peuvent entraîner des déformations permanentes, des fissures, voire des défaillances structurales, ce qui peut causer des temps d'arrêt coûteux pour les opérations de production. De plus, une compréhension précise de ces contraintes est essentielle pour l'optimisation de la conception des fours rotatifs. Une conception bien pensée peut réduire les contraintes thermiques et améliorer la durée de vie du four.

V.4 Implications Industrielles :

Les résultats de cette étude revêtent une importance significative pour l'industrie du ciment, où les fours rotatifs jouent un rôle central dans le processus de production. Les implications industrielles des contraintes thermomécaniques dans le contact bandage/galet d'un four rotatif sont vastes et englobent plusieurs domaines clés :

V.4.1 Amélioration de la Durabilité et de la Fiabilité des Fours

Comprendre en détail les contraintes auxquelles sont soumis les composants essentiels des fours rotatifs, tels que le bandage, est essentiel pour améliorer leur durabilité et leur fiabilité. Les contraintes excessives peuvent conduire à des déformations permanentes, à des fissures et, finalement, à des défaillances structurales. En utilisant les données issues de cette étude, les fabricants de fours et les opérateurs peuvent prendre des mesures

préventives pour renforcer les composants vulnérables, améliorant ainsi la longévité des équipements.

V.4.2 Optimisation de la Conception des Fours Rotatifs

Une conception bien pensée des fours rotatifs peut réduire les contraintes thermiques et mécaniques, contribuant ainsi à prolonger leur durée de vie utile. En utilisant les résultats de cette étude, les concepteurs peuvent affiner leurs modèles pour minimiser les contraintes tout en garantissant une performance opérationnelle optimale. Cela peut se traduire par des économies substantielles en termes de coûts de maintenance et de réparation.

V.4.3 Sélection de Matériaux et de Méthodes de Fabrication Optimaux

Le choix des matériaux et des méthodes de fabrication pour les composants du four, en particulier le bandage, est crucial pour leur performance sous contrainte. Les données fournies par cette étude peuvent guider les décisions de sélection de matériaux en tenant compte des contraintes attendues. Des matériaux et des techniques de fabrication plus adaptés peuvent être envisagés pour réduire les contraintes thermiques et mécaniques.

V.4.4 Réduction des Coûts de Maintenance et d'Exploitation

En anticipant les contraintes auxquelles sont soumis les fours rotatifs, les opérateurs peuvent mettre en place des programmes de maintenance préventive plus efficaces. Cela peut réduire les temps d'arrêt non planifiés et les coûts de maintenance, contribuant ainsi à une exploitation plus rentable.

V.4.5 Amélioration de la Sécurité des Opérations

Une meilleure compréhension des contraintes thermiques et mécaniques peut également améliorer la sécurité des opérations dans les usines de ciment. En identifiant les zones à risque élevé de défaillance, des mesures de sécurité supplémentaires peuvent être mises en place pour minimiser les dangers potentiels pour le personnel et l'environnement.

En somme, les implications industrielles de cette étude sont vastes et touchent de nombreux aspects de l'industrie du ciment. Les résultats obtenus offrent une base solide pour des améliorations significatives dans la conception, la durabilité, la performance et la sécurité des fours rotatifs, ce qui profite à l'ensemble de l'industrie.

V.5 Limitations et Perspectives Futures :

Bien que cette étude ait fourni des informations essentielles sur les contraintes thermomécaniques dans le contact bandage/galet des fours rotatifs, elle présente également certaines limitations importantes qui méritent d'être mentionnées. Comprendre ces limitations est essentiel pour interpréter correctement les résultats et envisager des domaines de recherche futurs.

V.5.1 Limitations de l'Étude

Hypothèses Simplificatrices : Cette étude repose sur certaines hypothèses simplificatrices, notamment l'hypothèse que le bandage est un matériau homogène et isotrope. Bien que ces hypothèses aient permis d'obtenir des résultats significatifs, elles ne capturent pas toutes les nuances des conditions réelles.

Modèle de Comportement Matériel : Le modèle de comportement matériel utilisé dans cette étude est basé sur des propriétés matérielles constantes. Cependant, les propriétés des matériaux peuvent varier avec la température, ce qui n'a pas été pris en compte.

Simplifications Géométriques : Certaines simplifications géométriques ont été faites pour rendre l'analyse plus réalisable. Ces simplifications peuvent influencer les résultats, en particulier dans les zones de contact critique.

V.5.2 Perspectives Futures

Modèles Plus Complexes : Les futures recherches pourraient se pencher sur des modèles plus complexes qui prennent en compte des variations de matériaux, des conditions opérationnelles plus réalistes et des géométries plus complexes. Cela permettrait de mieux capturer les interactions réelles entre le bandage et les galets.

Études Paramétriques : Des études paramétriques pourraient être entreprises pour explorer l'effet des variations de paramètres tels que la vitesse de rotation du four, la composition des matériaux, les profils de température, etc., sur les contraintes thermomécaniques.

Technologies de Surveillance en Temps Réel : Le développement de technologies de surveillance en temps réel des contraintes thermomécaniques dans les fours rotatifs pourrait contribuer à une gestion plus proactive de la maintenance et à une optimisation en continu des opérations.

Intégration de l'Intelligence Artificielle : L'intégration de l'intelligence artificielle dans la modélisation et la prédiction des contraintes thermomécaniques pourrait ouvrir de nouvelles possibilités pour la gestion préventive des fours rotatifs.

Conclusion

En conclusion, cette étude thermomécanique du contact bandage/galet d'un four rotatif a fourni des informations essentielles sur les contraintes thermiques dans cet environnement industriel exigeant. Les résultats obtenus peuvent servir de base pour améliorer la conception, la durabilité et la performance des fours rotatifs dans l'industrie du ciment. Cette recherche ouvre également la voie à de futures investigations visant à affiner notre compréhension des contraintes dans des conditions opérationnelles plus complexes.

Conclusion générale

Cette thèse représente une contribution significative à la compréhension des contraintes thermomécaniques dans le contact entre le bandage et le galet d'un four rotatif. Grâce à une approche rigoureuse basée sur le langage de programmation Fortran, nous avons pu plonger en profondeur dans l'analyse de ce contexte crucial.

Les résultats de cette étude revêtent une importance capitale pour l'industrie du ciment et ont des implications majeures pour la conception et le fonctionnement des fours rotatifs. Nous avons mis en lumière l'influence considérable des contraintes thermiques sur la performance et la durabilité de cette partie critique de l'équipement.

En particulier, l'analyse des contraintes de flexion dues à la charge continue a permis de déterminer les zones où les contraintes atteignent des valeurs maximales et minimales pendant le cycle de rotation. Cette connaissance est essentielle pour l'optimisation de la conception des fours.

De plus, l'étude des contraintes de contact entre le bandage et les galets a mis en évidence l'importance de la distribution de la pression de contact et de la géométrie des galets. Cela ouvre la voie à des améliorations potentielles dans la conception des galets pour réduire les contraintes de contact.

Les implications de cette recherche vont au-delà de l'industrie du ciment. Elle démontre la valeur de l'approche numérique, offrant un aperçu de la manière dont la modélisation informatique peut être utilisée pour résoudre des problèmes complexes dans divers domaines de l'ingénierie.

Cette thèse contribue à l'amélioration des pratiques industrielles, à l'efficacité des fours rotatifs et à la durabilité des équipements. Elle renforce la compétitivité de l'industrie du ciment tout en ouvrant la voie à de nouvelles avenues de recherche pour mieux comprendre les systèmes thermomécaniques complexes dans l'ingénierie moderne.

Référence bibliographique

- [1] D. Demailly, « Les enjeux du développement durable au sein de l'industrie du ciment réduction des émissions de CO₂ », rapport final, octobre 2005-février 2006.
- [2] D. Gonzales, Durabilité des assemblages collés du génie civil : effets du vieillissement hygrothermique aux échelles micro- et macroscopiques. Génie chimique, Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II., 2006.
- [3] K. Djoudi, FORMATION Process de fabrication du ciment Société des Ciments de ZAHANA., mascara: C.F.I.C, 2022.
- [4] B. M. Salah, Effet de l'activation du ciment avec ajout minéral par la chaux fine sur le comportement mécanique du mortier, m'sila: université de m'sila, faculte des sciences et des sciences de l'ingeniorat, département de génie civil, 2007/2008.
- [5] C. GUTIERREZ, Faisabilité de matrices emplois-expositions aux poussières en cimenterie Participation à une étude épidémiologique rétrospective de mortalité dans les cimenteries françaises, Association Technique de l'Industrie des Liants Hydrauliques, 2005/2006.
- [6] B. Nasrine, « Etude des propriétés mécaniques à court terme de béton à base de ciment pouzzolanique de synthèse », université Abdelhamid ibn badis Mostaganem : faculté des sciences et de la technologie, département de génie civil, 2012.
- [7] B. D. EDDINE, Simulation Numérique des Contrainte Mécanique et Thermique d'une Virole de Four Rotatif de Cimenterie, Oran: Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle, Département de Maintenance en Electromécanique, juin 2016.
- [8] M. H. SABAHA, Mise en place de la maintenance conditionnelle et améliorative du four rotatif de HOLCIM Ras El Ma, -B.P. 2202 –Route d'Imouzzer –FES: Faculté des Sciences et Techniques, 25/06/2015.
- [9] A. B. Gilbert, four de cimenterie, atelier de cuisson de clincker, BE 8845: Editoins techniques de l'ingénieur.
- [10] A. B. Gilbert, four de cimenterie, « four rotatif, BE 8845 », Editions techniques de l'Ingénieur.
- [11] Notes de calcul « Mécanique des équipements lourds ».
- [12] W. C. Young, R. G. Budynas, « Roark's, Formulas for Stress and Strain », Seventh Edition, McGraw-Hill, 2002.
- [13] Hibbeler, R. C, « Mechanics of Materials », eighth edition, Pearson Prentice Hall, 2011
- [14] A. Žiga, F. Hadžikadunić, N. Vukojević. « THEORETICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH ON STRESSES OF A KILN RING » 13th International Research/Expert Conference, "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology", TMT 2009, Hammamet, Tunisia, 16-21 October 2009
- [15] Bowen A. E.; Saxer, B, « Causes and effect of kiln tyre problems», IEEE transaction on industry applications. IA- 21, 2, 3(1985), pp. 344-355.
- [16] K. L. Johnson, « Contact Mechanics », Cambridge University Press, Cambridge, 1985
- [17] M. Alhajjaji, B. Boubeker, M. Idiri, S. Eljoumani, A. Zamma, « Développement d'une nouvelle solution de maintenance préventive dans l'industrie du ciment »,

Laboratoire d'Ingénierie et Matériaux (LIMAT), Faculté des sciences Ben M'Sik, Casablanca, Maroc, REINNOVA Vol 1 N°1 Mars 2016.

[18] J.J. del Coz Diaza, F. Rodriguez Mazona, P.J. Garcia Nietob, F.J. Suarez Domingueza « Design and finite element analysis of a wet cycle cement rotary kiln » Département de mathématiques, faculté de science Calvo Sotelo, Université de Oviedo, Novembre 2001

[19] V. Deshpande, A. Dhekhane « Contribution to Kiln Tyre Contact Stress Analysis » Vol. 3, Issue 2, February 2014

[20] P. Ingawale, K. Narkar « Contact stress analysis of kiln tyre and thrust roller by using normal loading » International Engineering Research Journal (IERJ) Special Issue 2 Page 2728-2732, 2015, ISSN 2395-1621

[21] K. Zheng, Y. Zhang, H. Xiao, J. Luo, S. Zuqiang, Y. Zhiyong « Crank Identification of the Rotary Kiln Based on WTD-EEMD Using Vibration Monitoring of the Supporting Rollers » Engineering Letters, 24:4, EL_24_4_08, Novembre 2016.

[22] K. Zheng, Y. Zhang, C. Zhao, L. Tianliang « Fault diagnosis for supporting rollers of the rotary kiln using the dynamic model and empirical mode decomposition » ISSN 1392–1207. MECHANIKA. 2016. Volume 22(3): 198-205.

[23] S. Krishnan « ACHIEVING MECHANICAL STABILTY OF ROTARY KILN BY FEM » International Journal of Advanced Technology in Engineering and Science, Volume No.02, Issue No. 12, December 2014.

[24] H. Long Li ,P. Papalambros, « A CONTRIBUTION TO THE OPTIMAL DESIGN OF RIDE-RINGS FOR INDUSTRIAL ROTARY KILNS » Departement de l'ingenierie mécanique, Université de Michigan,Ann Arbor , MI 48109-2125, avril 1984

[25] M. Maziarz, E. Tasak « Case study of fatigue failures in the support rings of a cement kiln » Int J Fatigue 14 No (1992) pp 84-90.

[26] H. Al Kurayshi, « The Effects of Excessive Weight of cement Kiln on the Resistance of Rollers Baseécrit » February 2013

[27] S. Yi-ping, S. Wang, L. Xue-jun , B.S. Dhillon, « Multiaxial fatigue life prediction of kiln roller under axis line deflection », Shanghai University and Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010

[28] R.R. Patil, B.M. Shinde, « Design and Analysis of Rotary Kiln Tyre Rigging System Using FEA » PG Scholar, Department of Mechanical Engineering, JSPM'S Rajarshri Shahu School of Engineering and Research, Narhe, Pune, India.

[29] S.U. Potdar ,V.J. Khot, « Analysis of Roller Unit Assembly of Calcination Drum » International Journal of Advanced Engineering Research and Science (IJAERS), [Vol-3, Issue-8, Aug- 2016]

[30] W. Gebhart, K. Phillips , « Rotating kiln tyres: lubricating between the tyre and shell »1988

[31] X. You-gang, P. Di-fu, L. Xian-ming. « Contact pressure distribution and support angle optimization of kiln tyre » Juin 2006.

[32] A. Žiga, A. Karač, D. Vukojević « ANALYTICAL AND NUMERICAL STRESS ANALYSIS OF THE ROTARY KILN RING » Tehnički vjesnik 20, 6(2013), 941-946

[33] A. Žiga, J. Kačmarčik « NAPONSKO STANJE U NOSEĆIM VALJCIMA ROTACIONE PEĆI STRESS STATE IN ROTARY KILN SUPPORT ROLLERS »Université de zenici 2017.

- [34] A. Žiga, A. Karač, D.Vukojević. « THE CONTACT STRESSES BETWEEN CEMENT KILN TYRE AND SUPPORTING ROLLERS » 12th International Research/Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology" TMT 2008, Istanbul, Turkey, 26-30 August, 2008
- [35] A.Žiga , F. Hadžikadunić,N. Vukojević. « THEORETICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH ON STRESSES OF A KILN RING » 13th International Research/Expert Conference, "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology", TMT 2009, Hammamet, Tunisia, 16-21 October 2009
- [36] M. Bouhafs , Y. Belhadadji « SIMULATION DU COMPORTEMENT MECANIQUE D'UN FOUR ROTATIFS »PhD, Dept. Electromechanical, Institute of Maintenance and Industrial Safety, Univ. Oran 2, Oran, Algeria Proceedings in Manufacturing Systems, Volume 13, Issue 3, 2018, 103-107
- [37] Initiation à Fortran,**Mehmet Ersoy**, SEATECH–Ecole d'ingénieurs de l'Université de Toulon, IMATH–Institut de Mathématiques de Toulon.
- [38] Initiation au Fortran, Olivier LOUISNARD,Jean-Jacques LETOURNEAU,Paul GABORIT(1997-2000).
- [39] Langage Fortran, Support de cours Patrick Corde ,Anne Fouilloux, Cours langage Fortran – 22 octobre 2010