N° d'ordre 06/2020

THESE DE DOCTORAT

Présentée par

Melle : MOUNKID SOUKAINA

Spécialité : Génie énergétique

Sujet de la thèse : Récupération de l'Energie calorifique perdue au niveau des fours industriels de combustion ou de séchage en vue de produire de l'énergie électrique

Thèse présentée et soutenue le mercredi 29 janvier 2020 à 10h au Centre de conférences devant le jury composé de :

Nom Prénom	Titre	Etablissement	
Pr. OUAZZANI Kamar	PES	Ecole Supérieure de Technologie de Fès	Présidente
Pr. RAHMOUN Miloud	PES	Ecole Supérieure de Technologie de Meknès	Rapporteur
Pr. SAADANI Rachid	PH	Ecole Supérieure de Technologie de Meknès	Rapporteur
Pr. EL RHAFIKI Tarik	PH	Faculté Polydisciplinaire de Taza	Rapporteur
Pr. JAMIL Abdelmajid	PES	Ecole Supérieure de Technologie de Fès	Examinateur
Pr. LOUKILI Abdellatif	PES	Ecole Supérieur de Technologie de Fès	Directeur de thèse

Mr. FAHLI Mohammed	LAFARGE-HOLCIM	Invité

Laboratoire d'accueil : Technologies et ServiceIndustriels

Etablissement : Ecole Supérieure de Technologie de Fès.

Remerciements

Voici venu le moment d’écrire mes remerciements et j’espère que je ne vais oublier personne.

A l'issue de la rédaction de cette recherche, je suis convaincue que la thèse est loin d'être un travail solitaire. En effet, je n'aurais jamais pu réaliser ce travail doctoral sans le soutien d'un grand nombre de personnes.

Tout d'abord, je tiens à remercier mon encadrant de thèse, Pr. LOUKILI Abdellatif, qui m'a guidé sur le long chemin menant au métier de chercheur et de m’avoir encadré tout au long de cette thèse et de m’avoir fait confiance. Merci pour lui de m'avoir apporté son expérience et ses conseils avisés durant ces années de recherches, ce fut un réel plaisir pour moi de l’avoir à mes côtés tout au long de cette aventure scientifique.

Je tiens ensuite à exprimer ma gratitude envers les membres du jury pour avoir accepté de juger mon travail de thèse. Je tiens à remercier tout particulièrement l’ensemble des rapporteurs pour m'avoir consacré un temps plus que conséquent en acceptant le rôle de rapporteur, les membres examinateurs, pour la lecture attentive de mon manuscrit, je tiens à remercier également Madame la présidente d’avoir assuré la présidence du jury.

Je remercie également le laboratoire Procédés, Energie Renouvelable et Environnement et son directeur, Pr EL BACHTIRI Rachid pour son accueil, pour ses conseils et aides ponctuels.

J’associe à ces remerciements les membres de la filière thermique et énergie et plus particulièrement Pr. ALLOUHI Amine et Pr. JAMIL Abdelmajid que j’ai eu plaisir de côtoyer durant ces années de recherches, qui m'ont énormément aidé dans le traitement de mes résultats.

Je remercie la société LAFARGE-HOLCIM pour son accueil au cours de ma période de stage, plus particulièrement Mr FAHLI Mohammed et l’ensemble des personnes qui m’ont accueilli parmi eux et m’ont mise en confiance et leur chaleureux accueil au sein de leurs équipes.

Merci à ma famille (et belle-famille) et à mes amis pour l'intérêt qu'ils ont pu porter à mes travaux et pour leurs encouragements durant ces années. Leur présence a été déterminante dans la réussite de cette expérience. Je remercie bien évidemment tous ceux qui m'ont fait l'honneur

d’assister à la soutenance et partager un moment de convivialité qui restera gravé à jamais dans ma mémoire.

Résumé

L'importance économique de l'énergie se manifeste à l'ensemble des échelons des exploitations, la demande en énergie et est actuellement l'un des défis primordiaux des entreprises. Elle constitue un élément indispensable à toute activité de production, pour cela, l'industrie a intérêt à prévoir dans l'investissement de la performance énergétique pour retrouver le chemin de la croissance. Cette dernière représente un incroyable levier de performance et d'économie.

Le diagnostic énergétique offre la possibilité de montrer les possibles puits d'énergie et la découverte des diverses sources de pertes d'énergie au sein d'un procédé de conception ou dans tout système usagé d'énergie. L'emploi avec performance de l'énergie aide les entreprises à relever les défis de la compétitivité.

Dans le cadre de cette thèse, nous nous intéressons à l'économie de l'énergie perdue dans les fours et sécheurs industriels, en particulier, nous nous sommes intéressés à la récupération de l'énergie perdue au niveau du four de cimenterie, afin de réduire les pertes de chaleur enregistrées au niveau de sa paroi. La solution proposée permet la récupération de la chaleur perdue et son utilisation, et réduit les problèmes de surchauffe sur la paroi du four pour ne pas perturber les paramètres technologiques de fonctionnement du système. Elle peut être appliquée sur différents types de fours rotatifs présentant une distribution similaire de la température à sa surface.

Les résultats ainsi obtenus après la validation numérique d'un système nous ont permis de conclure sur l'importance à mener une étude expérimentale sur un four rotatif à l'échelle pilote afin de pouvoir disposer des ordres de grandeur des différents flux de chaleur au sein du four tournant. Les résultats obtenus nous ont également permis de nous rendre compte de la nécessité de disposer de la géométrie exacte dans le four rotatif.

Mots clés : Four rotatif, perte de chaleur, récupération de chaleur perdue, analyse énergétique, modèle mathématique**.**

SOMMAIRE

LISTE DES FIGURES **8**
LISTE DES TABLEAUX **11**
NOMENCLATURE **12**
INTRODUCTION **15**

I. Mise en contexte 16
II. Problématique de la recherche 17
III. Objectifs de la recherche 17
IV. Structure de la thèse 18

PREMIER CHAPITRE : ETAT DE L'ART DANS LA RECUPERATION D'ENERGIE 20
I.Contexte général 20
1. Sources énergétiques 20
2. Consommation énergétique dans l'industrie 21
3. La consommation énergétique dans l'industrie Marocaine 24
4. Amélioration de l'efficacité énergétique dans l'industrie 25
5. Récupération et valorisation de la chaleur fatale 26
II.Production du ciment dans le monde 33
1. Production mondiale du ciment 33
2. Consommation énergétique associé à la production de ciment 35
3. La production de ciment au Maroc 35
III.Outils dédiés à l'étude énergétique des procédés 36
1. Analyse énergétique 36
2. Théorie du pincement 37
3. Diagnostic exergétiques 38
IV.Description du procédé de production du ciment 40
1. Historique du ciment 41
2. Processus de fabrication du ciment 41
V.Conclusion 47

DEUXIEME CHAPITRE : ETAT DE L'ART ET PERIMETRE DE L'ETUDE 48
I.Introduction 49
II.Le four rotatif 49
1. Principe d'un four rotatif par voie sèche 49
a. Fours rotatif à préchauffeurs sans précalcinateur 49
b. Fours rotatifs à préchauffeurs, précalcinateur, sans air tertiaire 50
c. Fours rotatifs à préchauffeurs, précalcinateur, avec air tertiaire 51
d. Types de refroidisseurs 52
i. Refroidisseurs à ballonnets (planétaires) 52
ii. Refroidisseurs à grilles 53
iii. Refroidisseurs rotatifs 54
2. Entrées 54
3. Sorties 55
4. caractéristiques (taille, inclinaison, réfractaires, poids, …) 55
5. Niveaux de températures 56
III.Description des principaux phénomènes 56
1. Phénomènes de rayonnement au niveau du four 58
2. Phénomènes de convection au niveau du four rotatif 60
3. Transfert entre paroi et solide 62
4. Pertes thermiques 63
IV.Efficacité énergétique dans les fours de cimenterie 64
V.Etat de l'art de la récupération de la chaleur fatale sur des fours industriels 67
VI.Base de la récupération d'énergie 72
1. Introduction 72
2. Etude du modèle de Caputo et al : 73
3. Etude du modèle de Vladan Karamarkovic: 79
4. Etude du modèle d'Engin et Ari : 84
VII.Conclusion 86

TROIXIEME CHAPITRE : VALIDATION ET ETUDE NUMERIQUE D'UN FOUR ROTATIF 89
I.Introduction 89
II. Validation sur four industriel 89

1. L'acquisition des données....90
2. Bilan massique et énergétique....93
III.Développement d'un modèle mathématique de récupération d'énergie perdue :....101
1. Introduction....101
2. Définition du problème....102
3. Modèle mathématique :....104
IV.Conclusion....107

QUATRIEME CHAPITRE : RESULTATS ET SOLUTIONS PROPOSEES....109
I.Introduction....109
II.Résultats numériques....109
III.Etude paramétrique....112
1. Variation de la température....113
2. Variation de l'espace annulaire....116
IV.Solution proposée (Présentation de notre système) :....121
1. Description du système de la récupération de l'énergie perdue....121
2. Modèle mathématique :....126
3. Résultats :....128
V.Analyse économique :....130
1. Etude Technique :....131
2. Calcul :....134
3. Rentabilité de l'investissement....135
VI.Conclusion....136

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES....137
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES....140

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Production mondiale de pétrole brut en million de tonnes par an, de 1965 à 2013. 20

Figure 2: sources d'énergie. 21

Figure 3:consommation d'énergie brute par grand secteur en 2014. Source (Insee, SSP, enquêtes annuelles sur les consommations d'énergie dans l'industrie 2005 à 2014).....22

Figure 4:Consommation énergétique de l'industrie en 2010, 2030 et 2050 (Floch, 2016) 23

Figure 5: Répartition des énergies (Floch, 2016) 27

Figure 6: L'ensemble des déperditions énergétiques au niveau d'un procédé industriel (Boucher et al., 2016) 27

Figure 7:Bilan Thermique en régime permanent d'un four à combustible (Boucher et al., 2016) 28

Figure 8:Méthode de valorisation de la chaleur fatale (Boucher et al., 2016). 29

Figure 9:Cycle de Rankine (Floch, 2016).....30

Figure 10:Cycle de Kalina (Floch, 2016). 32

Figure 11:Schéma d'un circuit de pompe à chaleur (Floch, 2016) 32

Figure 12: Consommation d'énergie dans les industries cimentières canadiennes (PEEIC, 2009). 35

Figure 13: Bilan énergétique d'un procédé. 37

Figure 14:Bilan exergetique d'un procédé.....39

Figure 15:Schéma de la production de ciment (Yumpu, 2011) 42

Figure 16: Sous-processus typique de production de clinker (Ayu et al., 2015). 45

Figure 17: Clinkers chauds sortant du four tournant 46

Figure 18: Four tournant à préchauffeur à 4 étages de cyclones. 50

Figure 19: Four tournant équipé d'un précalcinateur, sans air tertiaire (Bisulandu and Marias, 2019).....51
Figure 20: Four tournant équipé d'un précalcinateur avec air 52
Figure 21: Refroidisseur à ballonnets ou planétaires (Bisulandu and Marias, 2019).....53
Figure 22: Refroidisseur à grilles inclinées, à suspension pendulaire, avec grille IKN.....53
Figure 23: Refroidisseur rotatif ou tubulaire KHD (Bisulandu and Marias, 2019). 54
Figure 24: Méthode de calcul basé sur des bilans énergétiques des différentes phases. 57
Figure 25 : Schéma du mécanisme de transfert de chaleur au niveau d'une section du four rotatif 58
Figure 26 : Four rotatif de la cimenterie HOLCIM de Settat utilisé pour la fabrication du clinker. 65
Figure 27: Schéma d'un four rotatif de cimenterie 66
Figure 28: flamme d'un bruleur à l'intérieur d'un four rotatif de cimenterie de HOLCIM Settat 67
Figure 29: Revêtement aux briques réfractaires du four de cimenterie.....67
Figure 30: Système d'échange de chaleur entre le four et les tubes d'eau 74
Figure 31: Détails de la constructition de l'échangeur de chaleur sur le four rotatif.(Caputo et al., 2011) 79
Figure 32: Processus de transfert de chaleur dans l'espace annulaire du récupérateur 81
Figure 33: Géométrie du récupérateur avec les températures de l'air préchauffé, des surfaces de récupération et de la surface du four (Karamarković et al., 2013).....83
Figure 34: Schéma de l'installation expérimentale avec les résultats des mesures (Karamarković et al., 2013).....84
Figure 35: Schéma du processus d'une application WHRSG. 86
Figure 36: Schéma de contrôle de l'unité de production.....90

Figure 37: Présentation d'une section du four 90
Figure 38: prise de température par scanner infrarouge au niveau de la surface du four.....92
Figure 39: capture d'une tache rouge (a), et croutage (b).....92
Figure 40: bilan énergétique d'entrée du système.....100
Figure 41: bilan énergétique de sortie du système 101
Figure 42: géométrie de l'échangeur de chaleur proposé sans tube 102
Figure 43: Géométrie de l'échangeur de chaleur proposée avec tube 103
Figure 44: Schéma de l'échange de chaleur entre le four et les tubes d'eau (cas à contre-courant), ...105
Figure 45: Comparaison entre co-courant et contre-courant (vitesse d'air à 0,5 m/s), ...110
Figure 46: Comparaison entre co-courant et contre-courant (vitesse d'air à 2,5 m/s) 111
Figure 47: Effet des conditions ambiantes sur la performance de l'unité de récupération 116
Figure 48:Effet de l'espace annulaire sur la performance de l'unité de récupération de chaleur 119
Figure 49: schéma du système de récupération d'énergie.....125
Figure 50: Système de récupération d'énergie 126
Figure 51: Schéma du transfert de chaleur entre la surface du four et du récupérateur. 127
Figure 52: Géométrie d'une partie du récupérateur avec les températures de l'air préchauffé dans chaque section 128

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1:Producteurs mondiaux du ciment en millions de tonnes (government publishing office, 2018). 33

Tableau 2: Caractéristiques de matériaux réfractaires du four rotatif de la cimenterie de Settat (HOCLIM) 56

Tableau 3 : Coefficients de transferts utilisés dans la modélisation 1-D des fours rotatifs 61

Tableau 4: Matériaux entrants et sortants du système 93

Tableau 5: composition de l'alimentation du four et du clinker 93

Tableau 6: suivie des températures au niveau de la surface du four et pertes au niveau de la surface du four 94

Tableau 7: bilan énergétique d'entrée 97

Tableau 8: bilan énergétique de sortie 97

Tableau 9: caractéristiques du récupérateur 104

Tableau 10: valeur de sortie des températures de l'air et de l'eau 112

Tableau 11: points faibles et points forts 121

Tableau 12 : suivie des pertes de chaleur au niveau de la coque du four et calcul des températures d'air préchauffée dans le récupérateur ainsi que la quantité d'énergie récupéré 129

Tableau 13 : Analyse économique pour le système de récupération proposé. 134

NOMENCLATURE

h : Coefficient de transfert ;

W : Travail fourni au système ;

z : Direction axiale ;

Q : Chaleur ;

$\boldsymbol{\eta_{en}}$ **:** Rendement énergétique ;

$\boldsymbol{\eta_{ex}}$: Rendement éxergétique ;

$\boldsymbol{T_f}$ **:** Température de la source froide ;

$\boldsymbol{T_c}$ **:** Température de la source chaude ;

$\boldsymbol{Q_{gs}^r}$ **:** Transfert de chaleur par rayonnement du gaz vers le solide ;

$\boldsymbol{Q_{gp}^r}$ **:** Transfert de chaleur par rayonnement du gaz vers la paroi ;

$\boldsymbol{Q_{ps}^r}$ **:** Transfert de chaleur par rayonnement de la paroi vers le solide ;

$\boldsymbol{Q_{gp}^c}$ **:** Transfert de chaleur par convection entre le gaz et la paroi ;

$\boldsymbol{Q_{gs}^c}$ **:** Transfert de chaleur par convection entre le gaz et le solide ;

$\boldsymbol{Q_{ps}^{cd}}$ **:** Transfert de chaleur par conduction entre la paroi et le solide ;

$\boldsymbol{Q_{pe}^{r,c}}$ **:** Les pertes de chaleur de la paroi extérieure du tambour avec le milieu extérieur ;

A : Surface ;

$\boldsymbol{E}$ **:** L'émissivité des gaz, des solides, et de la paroi ;

$\boldsymbol{\sigma}$ **:** Constante de Stefan–Boltzmann= 5,676 $*10^{-8}$ W/ (m^2 K^4) ;

$\boldsymbol{\varepsilon}$: Emissivité ;

$\boldsymbol{Nu}$: Nombre de Nusselt ;

Re : Nombre de Reynolds ;

Pr : Nombre de Prandlt ;

$\boldsymbol{Gr}$ **:** Nombre de Grashof ;

$\boldsymbol{Pe}$ **:** Nombre de Peclet ;

$\boldsymbol{\lambda}$ **:** Conductivité thermique ;

$\boldsymbol{Cp}$ **:** Capacité calorifique ;

$\boldsymbol{R}$ **:** Rayon ;

$\boldsymbol{D}$ **:** Diamètre du four ;

p : Paroi ;

s : Solide ;

$\boldsymbol{a_s}$ **:** La diffusivité thermique ;

$\mathbf{C_{HRE}}$ **:** L'investissement en capitale de l'échangeur de chaleur ;

$\mathbf{C_p}$ **:** Coût du faisceau de tubes ;

$\mathbf{C_B}$ **:** Coût des plaques de support des tubes ;

$\mathbf{C_{iso}}$ **:** Coût de l'isolation ;

$\mathbf{C_{pl}}$ **:** Coût de la coquille de protection cylindrique externe ;

$\mathbf{W_p}$ **:** Le poids du tube ;

$\mathbf{N_{tt}}$ **:** Le nombre de tubes ;

$\mathbf{L_{HRE}}$ **:** La longueur de l'échangeur de chaleur ;

$\mathbf{\Delta H}$ **:** Enthalpie spécifique de la composition du clinker dans le four ;

$\mathbf{Q_1}$ **:** Chaleur du combustible ;

$\mathbf{Q_2}$ **:** Chaleur sensible du combustible ;

$\mathbf{Q_3}$ **:** Chaleur sensible de la farine ;

$\mathbf{Q_4}$ **:** Chaleur sensible de l'air de refroidissement ;

$\mathbf{Q_5}$ **:** Chaleur de formation de clinker ;

$\mathbf{Q_6}$ **:** Chaleur sensible du clinker ;

$\mathbf{Q_7}$ **:** Chaleur d'évaporation de l'eau ;

$\mathbf{Q_8}$: Chaleur de l'excès d'air ;

$\mathbf{Q_9}$ **:** Chaleur des gaz d'échappement ;

$\mathbf{Q_{10}}$ **:** Chaleur perdue avec les poussières ;

$\mathbf{Q_{11}}$ **:** Chaleur perdue à cause d'une combustion incomplète ;

$\mathbf{Q_{ray}}$ **:** Chaleur perdue par radiation ;

$\mathbf{Q_{conv}}$ **:** Chaleur perdue par convection ;

$\mathbf{m_{combustible}}$**:** Masse du combustible ;

$\mathbf{m_{air}}$ **:** Débit d'air ;

m_{gas} : Débit du gaz ;

$Cp_{clinker}$: Chaleur spécifique au clinker ;

Cp_{air} : Chaleur spécifique de l'air ;

Cp_{gaz} : Chaleur spécifique au gaz ;

Cp_{dust} : La chaleur spécifique des poussières ;

PCI : Pouvoir calorifique inférieure ;

$T_{combustible}$: Température du combustible ;

T_{amb} : Température Ambiante ;

T_{four} : Température de la surface du four ;

S_{four} : Surface du four ;

hc_{evap} : Enthalpie spécifique d'évaporation ;

h_{conv} : Coefficient de transfert de chaleur par convection ;

C_T : L'investissement total en capital ;

C_{re} : Coût du système de récupération ;

C_{cp} : Coût de la coquille de protection du cylindre ;

C_{iso} : Coût d'isolation ;

C_S : Coût des souffleurs (ventilateurs) ;

C_C : Coût des conduites ;

C_V : Coût d'énergie électrique pour fonctionnement des ventilateurs ;

C_{ch} : Coût d'énergie électrique pour fonctionnement de la chaudière de récupération ;

C_{pd} : Coût d'énergie électrique pour fonctionnement du poste de détente de la vapeur ;

C_{et} : Coût d'énergie électrique pour fonctionnement de l'échangeur thermique ;

C_{ba} : Coût d'énergie électrique pour fonctionnement de la bâche d'alimentation ;

C_c , C_a : Coût d'énergie électrique pour fonctionnement du condenseur et l'alternateur ;

Bibliographie personnelle

Brevet :

41079 : Système de récupération de l'énergie thermique perdue dans les fours et sécheurs industriels et sa conversion en énergie électrique, (28 juin 2019) ;

Articles :

- Energy efficiency and recovery of heat lost in the industrial systems. IOP. Ser: Materials Science and Engineering 186 (2017) 012034.

- A new Design for Energy Saving in the Rotary Kilns of Cements Plants. Vol° 13 n°10 October 2019. International Review of Mechanical Engineering (I.RE.M.E.).

INTRODUCTION

I. Mise en contexte

La consommation d'énergie élevée, les stocks limités de combustibles fossiles et les exigences environnementales imposent une nouvelle approche de la gestion de l'énergie. Les conditions actuelles ont conduit au développement et l'application croissante de nouvelles technologies auparavant considérées comme économiquement et techniquement injustifiées. D'un autre côté, il est primordial d'augmenter l'efficacité énergétique des processus énergétiques existants.

Sur le plan énergétique, il y a un déséquilibre entre une production d'énergie basée sur des ressources fossiles limitées et une consommation croissante favorisant des tensions d'ordre économique, géographique et social. Sur le plan environnemental, les émissions de CO_2 sont essentiellement dues à l'activité humaine, du fait de la combustion des énergies fossiles dans le domaine du transport, du bâtiment et de l'industrie. La forte augmentation de ces activités génère des impacts plus ou moins significatifs à toutes les échelles (locale, régionale et globale).

En raison des conditions économiques et de l'impact environnemental croissant, l'efficacité énergétique est l'une des principales préoccupations des entreprises. Cependant, lorsque le niveau de production de l'énergie pétrolière est différent du niveau de la demande, de réelles tensions apparaissent. Ce contexte énergétique imposera aux industriels une poursuite durable des améliorations en matière d'efficacité énergétique, d'optimisation et de création de nouveaux procédés.

Ainsi, le défi des entreprises est la sobriété par une excellente gestion de l'énergie, son développement impliquera une analyse de la performance énergétique des équipements existants, une récupération et valorisation de l'énergie fatale et la mise en place de systèmes de production d'énergies renouvelables.

A l'intérieur d'un procédé de fabrication, une grande partie de l'énergie est utilisée par les équipements, principale source de chaleur fatale. Généralement, la chaleur utile est récupérée au sein du procédé, alors que la chaleur inutilisée est rejetée dans l'environnement. Cependant, le désir de récupérer ces pertes énergétiques a changé. En effet, le prix de l'énergie est de plus en plus élevé et la rationalisation de l'utilisation de l'énergie devient un enjeu important.

Dans notre étude on s'intéresse à la valorisation de la chaleur perdue dans les fours rotatifs utilisés au niveau du ciment, ces derniers se caractérisent par un long tube cylindrique, faiblement incliné, mise en rotation. Celle-ci offre la possibilité de mettre en mouvement la matière à l'intérieur du four et de renouveler les surfaces d'échange. L'enceinte du four est chauffée par des gaz de combustion utilisant un brûleur. Le four est un procédé de séchage répandu, simple et adapté au traitement de débits importants. Ces applications sont multiples dans les domaines du génie civil, de la métallurgie, de l'industrie chimique ou encore de l'agroalimentaire. Ce type d'équipement permet d'avoir un bon transfert thermique et un brassage de qualité des matériaux mais nécessite une forte demande énergétique.

II. Problématique de la recherche

Un grand nombre de travaux ont été publiés dans les dernières décennies sur la possibilité de récupérer de l'énergie au niveau des fours rotatifs de cimenterie. Plusieurs aspects ont été étudiés passants par des formes de récupérateurs maximisant les performances et permettant une amélioration de la récupération. Par contre, les études théoriques expliquant adéquatement les fondements de la récupération d'énergie sont jusqu'ici limitées à des géométries simples de récupérateurs tandis que les études sur les formes améliorant les performances tendent plutôt vers des recherches expérimentales. Ainsi, malgré le fait que les systèmes de récupération soient étudiés depuis plusieurs années, leur géométrie n'a pas été optimisée dans le but de maximiser l'énergie récupérée. Donc, les présents travaux de recherche visent à modéliser et concevoir un récupérateur d'énergie perdue au niveau du four rotatif de cimenterie dont la géométrie est optimale en regard de l'énergie récupérée.

III. Objectifs de la recherche

L'objectif général de ce projet de recherche est de concevoir un récupérateur d'énergie, le présent travail de thèse vise à valoriser la chaleur fatale perdue au niveau de la paroi des fours rotatifs utilisés dans les procédés industriels plus précisément ceux des cimenteries en développant une technologie efficace de récupérations d'énergie.

Afin d'atteindre cet objectif général et de résoudre la problématique de ce projet de recherche, les objectifs spécifiques suivants sont posés :

- Développer un modèle pour prédire les performances d'un récupérateur d'énergie ;
- Validation du modèle et détermination de l'effet des principaux paramètres qui peuvent valoriser la récupération d'énergie ;

- Conception d’un système qui maximise la récupération de l’énergie ;
- Détermination d'un système énergétique permettant la conversion de l’énergie perdue en électricité.

IV. Structure de la thèse

Le reste du mémoire est organisé de la façon suivante :

Dans un premier temps, le premier chapitre présente une revue des études les plus marquantes traitant la récupération d'énergie dans les fours de cimenteries. Cette revue est effectuée pour mettre le lecteur en contexte. En regard de ce qui a déjà été fait dans la documentation scientifique. Des constats sont effectués précisant comment l'étude du récupérateur d'énergie au niveau d’un four rotatif est axée. Cette revue couvre une étude générale sur la consommation et récupération d’énergie dans les industries, l’ensemble des outils dédiés à l’étude énergétique d’un procède, et leurs applications sur les fours de production du ciment.

Dans un second temps, l’état de l’art de la récupération d’énergie des fours industriels est présent pour situer l’ensemble des études effectuées et des géométries proposées pour récupérer l’énergie perdue au niveau d’un four de cimenterie. Une approche globale d’équipements permettant d’analyser le four dans son ensemble. Ainsi que l’ensemble des modèles énergétiques monodimensionnel permettant de décrire les phénomènes de transfert qui s’établissent dans le four. L’étude permet de déterminer la répartition des matériaux ainsi que les profils de température des gaz, des matériaux et de la paroi dans chaque section transversale du four. Ces résultats servent ensuite à l’établissement d’un bilan énergétique permettant d’analyser et d’identifier les économies d’énergie possibles sur les fours rotatifs. Une étude faite sur des modèles fréquemment utilisés dans la documentation scientifique. L’analyse fait ressortir les bases de la récupération d’énergie et les points les plus importants dans l’optimisation d’un récupérateur d’énergie au niveau d’un four de cimenterie efficace. Par la suite, le développement théorique des modèles introduisant la récupération d’énergie dans les fours rotatifs est présenté. Ces modélisations permettent de faire une analyse détaillée des performances de la récupération d’énergie et d’en tirer des conclusions précises. Enfin un modèle pouvant s’adapter aux diverses géométries de fours rotatifs est proposé. Ce dernier sera utilisé pour maximiser les performances de récupération d’énergie.

Le chapitre trois illustre une validation et étude d’un four rotatif de cimenterie. L’étude était faite par la validation sur un four de cimenterie, présentant l’aspect physique du four, le principe

général de la production, l'ensemble des données acquises, avec l'effet de chaque paramètre sur le fonctionnement normal du four. Cette étude est menée afin de déterminer les bilans massiques et énergétiques au niveau du système et de connaitre les solutions techniques qui peut être adoptées pour minimiser les pertes d'énergie au niveau du four de cimenterie. Par la suite une étude d'un modèle mathématique est développé pour prédire la récupération de chaleur d'un four rotatif dans des conditions d'équilibre. Des résultats comparatifs sont obtenus en faisant varier les dimensions du récupérateur, le débit massique du fluide de travail et également les conditions ambiantes.

Le quatrième chapitre présente l'ensemble des résultats obtenus au cours de l'étude et propose une géométrie d'un récupérateur de chaleur au niveau de la paroi du four de cimenterie, le dispositif s'inscrit dans le cadre de l'économie d'énergie et l'amélioration de l'efficacité énergétique, il s'agit d'un dispositif de récupération de l'énergie dans les fours et sécheurs industriels ou tout autre équipement présentant des pertes d'énergie et se présentant sous la forme d'une enveloppe calorifugée couvrant dans sa totalité le système concerné. De l'air y est injecté sur les deux extrémités du système sortant de ladite enveloppe transporte une grande quantité d'énergie, représentant la chaleur perdue au travers de la paroi du système. Le contact entre l'air en circulation et la paroi est rendu plus efficace par la mise en place de chicanes. Cette action permet aussi la réduction du gradient de température entre l'intérieur et l'extérieur du système. L'air chaud et chargé d'énergie passe ensuite dans un économiseur d'énergie dans lequel de la vapeur est produite, elle sera détendue dans une turbine en vue de produire de l'électricité.

Finalement une conclusion faisant ressortir les éléments clés de cette étude en regard de la modélisation et de l'optimisation est présentée avec l'ouverture sur des travaux futurs potentiels et des perspectives de recherche.

PREMIER CHAPITRE : ETAT DE L'ART DANS LA RECUPERATION D'ENERGIE

I. Contexte général

Aujourd'hui, la consommation énergétique de l'humanité est colossale et toujours en évolution depuis la découverte des premiers puits de pétrole (Figure1). Elle est essentiellement basée sur des ressources fossiles limitées, ce qui a conduit aux difficultés primordiaux d'ordre environnemental, économique et social des années en cours. En effet, les ressources fossiles telles que le pétrole, le gaz et le charbon sont encore aujourd'hui massivement utilisées.

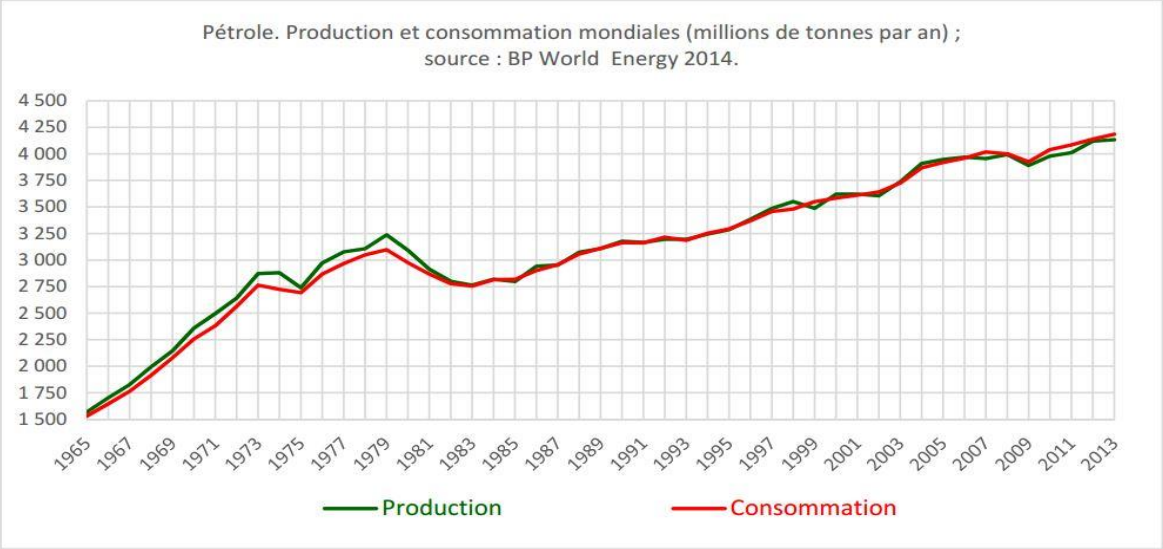


Figure 1 : Production mondiale de pétrole brut en million de tonnes par an, de 1965 à 2013. (Source BP World Energy).

1. Sources énergétiques

L'énergie est omniprésente et même si l'on peut diminuer sa consommation, elle est obligatoire pour toute activité, en rapport avec la mobilité, le logement, l'industrie ou l'agriculture, elle est fournie par des sources énergétiques primaires tels que : le solaire, l'éolien, l'hydro-énergie, la biomasse, le charbon, le pétrole, le gaz ou encore l'uranium (figure 2). Pour simplifier son usage, cette énergie primaire est transformée en énergie secondaire, généralement accompagnée par des pertes sous forme de chaleur et de pollution atmosphérique. Au niveau mondiale, 80% de l'énergie utilisée provient des combustibles fossiles, les principales sources d'énergie sont aujourd'hui le pétrole (35%), le charbon (25%) et le gaz

(20%). Les 20% restants sont répartis entre le bois, le nucléaire, l'hydroélectricité et les énergies renouvelables.

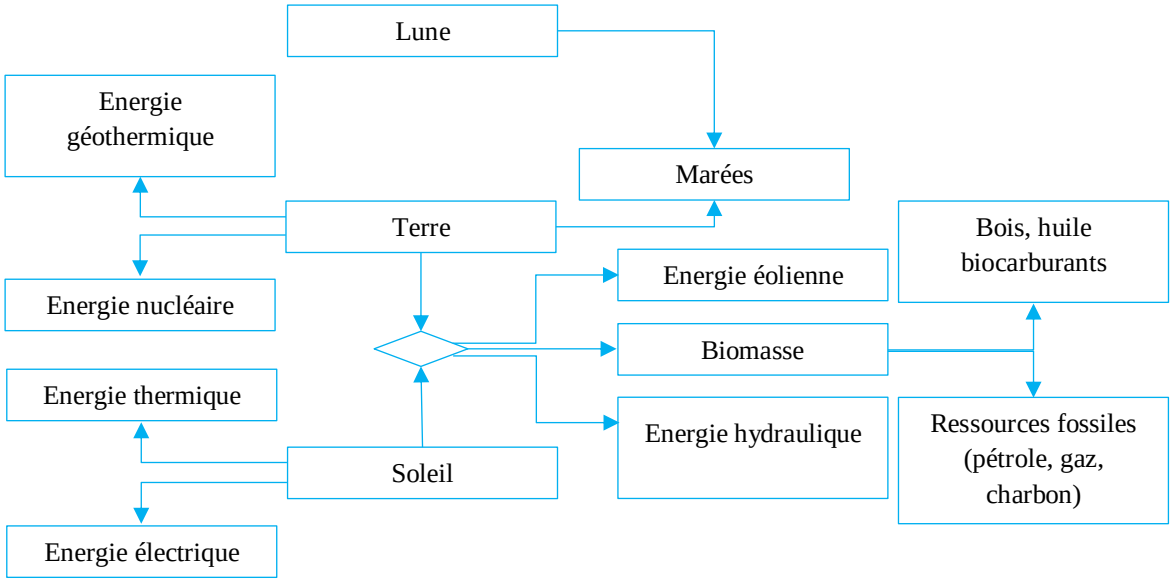


Figure 2: Sources d'énergie.

Les énergies renouvelables demeurent souvent moins polluantes et plus distribuées que les énergies fossiles. Elles se présentent parmi les énergies les moins produites au monde, à peu près 20%. En effet, plusieurs sources renouvelables, à l'exception de l'hydraulique et du bois qui ont du mal à s'implanter en raison de leurs prix élevés par rapport aux énergies fossiles. Cependant, pour l'hydraulique, les sites doivent être favorables, ce qui n'est pas le cas dans tous les pays du monde. Pour répondre aux besoins énergétiques d'une manière durable, il est essentiel de diminuer la consommation. Cette condition induit la baisse du gaspillage et l'efficacité énergétique des équipements industriels et des bâtiments.

2. Consommation énergétique dans l'industrie

En fait la consommation énergétique est divisée en 4 domaines : le transport, le bâtiment, l'agriculture et l'industrie (figure 3), au niveau mondial l'utilisation énergétique dans l'industrie est répartie comme suit : 29.5 % en chimie et parachimie, 25% en métallurgie et produits métallique, 13% industrie agroalimentaire, et 2.5% pour les autres industries.

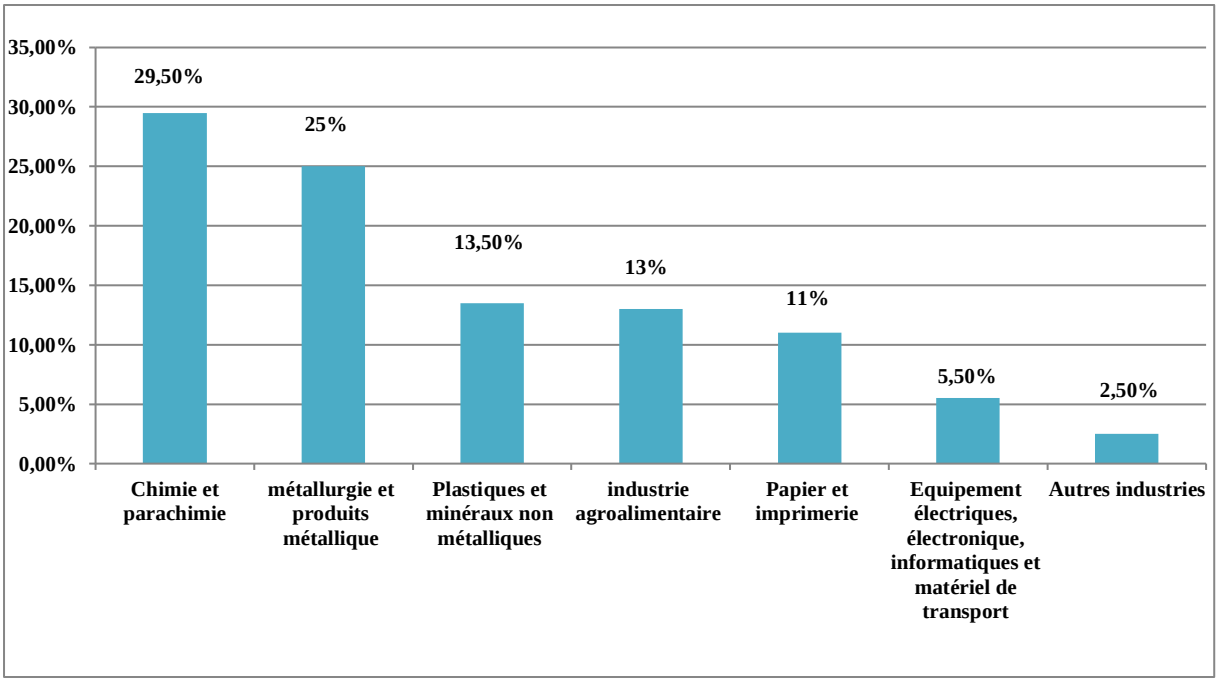


Figure 3: Consommation d'énergie brute par grand secteur en 2014. Source (Insee, SSP, enquêtes annuelles sur les consommations d'énergie dans l'industrie 2005 à 2014).

L'industrie est multiforme, chaque entreprise est unique à travers les produits qu'elle fabrique et ses marchés. Cependant il est possible, de déterminer trois catégories d'industrie :

- Les entreprises produisant des produits semi-finis, situées en amont de la chaîne industrielle (dite industrie lourde) : métallurgie (production d'acier, d'aluminium, etc.), clinker, papier-carton, chimie, verre plat, etc. Ces produits sont destinés être transformés dans le processus de production pour fabriquer des biens de consommation ;
- Les fabricants de biens d'équipements industriels (machines-outils, séchoirs, fours, etc.). Ces équipements sont utilisés pour produire d'autres biens ;
- L'industrie des biens de consommation (automobile, textile, produits agroalimentaires). Elle est située en aval de la chaîne industrielle. Par exemple, le secteur automobile génère beaucoup d'activités pour produire les composants suivants : aluminium, acier, machines, pièces usinées, pièces plastiques, etc.

Jusqu'à présent, la plupart des usines et leurs processus ont été conçus et construits en tenant compte principalement du coût des équipements et des installations. Cependant, en raison des changements liés à l'augmentation des coûts énergétiques, l'optimisation énergétique devrait être un autre indicateur clé à prendre en compte dans le calcul des coûts global.

Pour réaliser cette optimisation, l'énergie doit être mesurée localement et en temps réel, tandis que les activités de contrôle de fabrication doivent également être informées des énergies consommées.

Ces contrôles et les outils décisionnels doivent être réalisés en définissant la consommation énergétique globale de chaque procédé. Ces objectifs sont soutenus par l'augmentation de l'automatisation dans les usines, ce qui peut offrir une meilleure visibilité et assurer une efficacité maximale dans la société.

En 2007, la part de l'industrie dans la consommation énergétique finale française s'est élevée à 23%. Grâce aux efforts consentis et à la modification des activités industrielles, ce pourcentage a diminué depuis les années 1970 (le monde industriel représentait alors 36% de la consommation). Cette consommation est arrivée à un palier, car le pourcentage n'a pratiquement pas diminué depuis le début des années 2000.

En effet, en 2014, ce pourcentage est passé à 21%. Cependant, les efforts dans l'industrie doivent se poursuivre afin d'atteindre les objectifs à l'horizon 2030/2050.

Même si la part industrielle dans la consommation énergétique nationale baisse, elle reste importante.

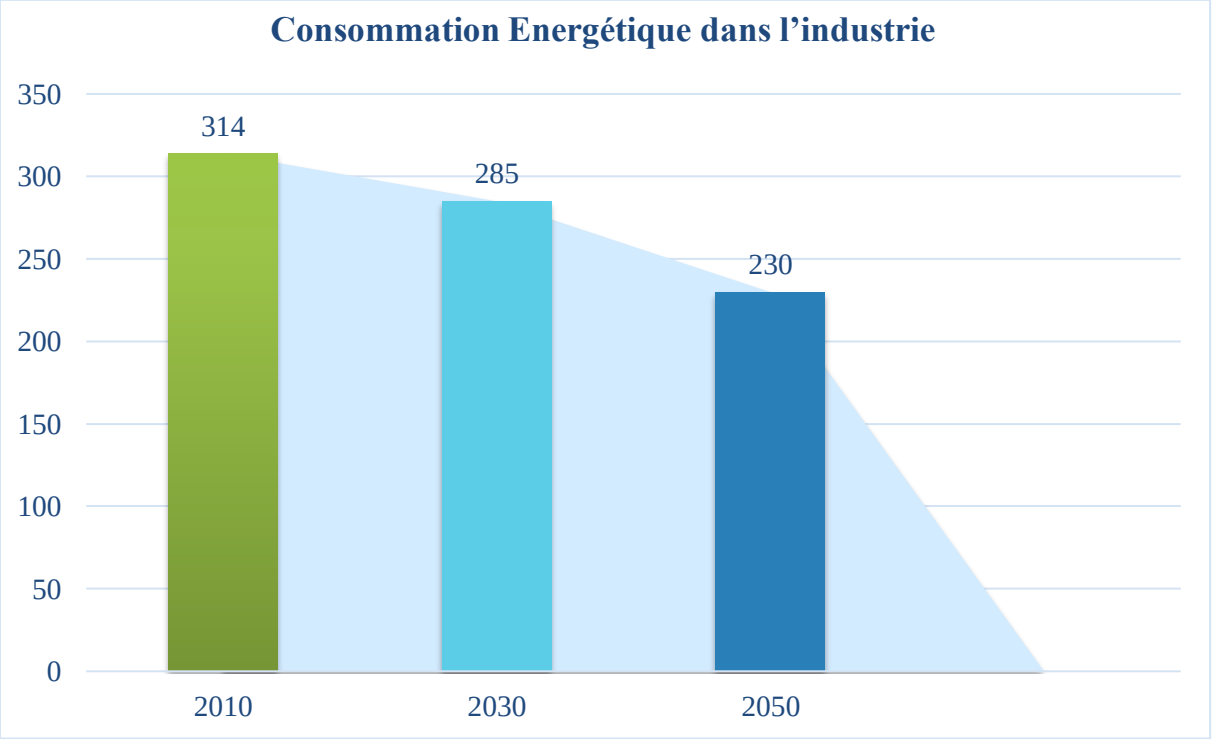


Figure 4: Consommation énergétique de l'industrie en 2010, 2030 et 2050 (Floch, 2016).

Afin de réaliser les gains d'efficacité énergétique dans l'industrie (84TWh), de nouvelles voies doivent être trouvées pour économiser l'énergie, et limiter les émissions de gaz à effet de serre. L'AIE (Agence Internationale de l'Energie) estime que 870 millions de tonnes de CO_2 n'ont pas été émises en 2014 grâce aux efforts d'efficacité énergétique.

3. La consommation énergétique dans l'industrie Marocaine

Trop souvent considérée comme une contrainte, l'efficacité énergétique constitue la première source potentielle d'énergie d'ici 2020. D'après les souhaits des acteurs, des autorités et de la société dans sa globalité, l'efficacité énergétique est devenue un marché clé pour l'avenir et un secteur créateur d'innovation et d'emploi. Le Maroc a fait de l'efficacité énergétique une priorité nationale dans l'ensemble des secteurs économiques et sociaux. C'est sans aucun doute l'un des secteurs pour lesquels le Maroc doit être novateur. Les secteurs les plus concernés par l'utilisation de l'énergie sont principalement le bâtiment, les transports et l'industrie.

De nombreuses grandes industries opérant dans divers secteurs d'activité ont déjà investi à l'amélioration de l'efficacité énergétique, mais ce n'est pas le cas pour les petites et moyennes entreprises qui peinent à faire face à l'augmentation de leur facture énergétique, ce qui affecte leur compétitivité déjà endommagée par l'ouverture de l'économie marocaine. La stratégie adoptée dans ce sens permettra une économie d'énergie de 12% à 15% à l'horizon 2020, et de 20% à l'horizon 2030 (l'AMEE), (LE MATIN), soit une réduction de 500 milliards de dirhams sur la facture énergétique, la création de 500 000 emplois, ainsi qu'une baisse d'émissions de 300 millions de tonnes de CO_2.

Les mesures recommandées visent à mieux utiliser l'énergie et à maîtriser sa demande dans ses différentes utilisations afin de :

- Consommer mieux tout en répondant aux besoins croissants ;
- Optimisation de la courbe de charge électrique ;
- Maîtriser les coûts énergétiques pour améliorer la compétitivité de la production nationale.

L'enjeu de l'efficacité énergétique est un pilier de la stratégie énergétique industrielle, et une voie de redécouverte pertinente. Le défi est de mettre la main sur les bons leviers et processus incitatifs pour aider les entreprises à augmenter cette opportunité pour construire la

compétitivité de demain. L'intégration du défi de l'efficacité énergétique par les entreprises ne peut être envisagée que s'il existe une offre industrielle compétitive d'équipements, de services, d'ingénierie, combinant l'efficacité énergétique, productivité, qualité, et sécurité.

4. Amélioration de l'efficacité énergétique dans l'industrie

L'efficacité énergétique est définie comme le rapport entre la production industrielle et la consommation finale d'énergie, elle est exprimée en pourcentage. Par conséquent, à production constante, l'amélioration de l'efficacité énergétique concorde avec une réduction de la consommation énergétique pour un même service rendu. L'industrie constitue un secteur innovant en matière d'amélioration de l'efficacité énergétique.

a. L'efficacité énergétique dans l'industrie

L'efficacité énergétique représente l'état de fonctionnement d'un système dans lequel la consommation d'énergie pour un service fourni est minimisée. En Europe, une directive de 2006 la définit comme « le rapport entre les résultats, le service, la marchandise ou l'énergie que l'on obtient et l'énergie consacrée à cet effet ». Pour le même service, l'efficacité énergétique d'un système peut être calculée en fonction du rapport entre l'énergie directement consommée (dite énergie utile) et l'énergie consommée. Elle s'applique à certains systèmes énergétiques, par exemple une chaudière ou une pompe à chaleur. Elle relève des qualités intrinsèques de cet équipement.

Il existe deux façons pour augmenter l'efficacité énergétique :

- Augmenter la part de l'énergie fatale valorisée dans l'énergie utile ;
- Réduire la consommation d'énergie.

L'importance de l'efficacité énergétique des processus est devenue évidente dans les années 70 grâce à la prise en conscience du gaspillage d'une ressource énergétique primaire précieuse. Le prix a été un moteur majeur des améliorations de l'efficacité énergétique, en particulier à partir du premier choc pétrolier de 1973. Cependant, l'effet de ces efforts a ensuite été réduit par « l'effet rebond » (moins de consommation par produit ou unité produite mais plus de produits, ce qui augmente globalement la consommation d'énergie). Une machine plus économe est plus efficace : elle peut alors accomplir d'avantage le travail.

Déjà au milieu du XIXe siècle, un économiste britannique a introduit ce paradoxe sur l'efficacité énergétique, « le paradoxe de Jevons », baptisé du nom de son auteur Stanley JEVONS. Ce paradoxe stipule que l'introduction de technologies plus économes en énergie

peut augmenter la consommation globale de l'énergie. Publié dans son ouvrage Sur la question du charbon Jevons, (1866), il a observé que la consommation anglaise du charbon a considérablement évolué après que James Watt aie introduit la machine à vapeur, qui était beaucoup plus efficace que celle de Thomas Newcomen.

b. Objectif :

Bien qu'émis dans des quantités majeures par les industries, le dioxyde de carbone n'était pas considéré comme un problème environnemental en premier jusqu'à la signature du protocole de Kyoto en 1997 (Unies, 1998), ce dernier est entré en application le 16 février 2005 il fixe l'obligation pour les pays signataires de réduire leurs émissions de CO_2 de 5,2 % pour l'horizon 2008-2012, par rapport à leurs émissions de 1990. Ainsi les 15 pays européens qui l'ont ratifié doivent diminuer en moyenne leurs émissions de 8%. Il constitue une première étape dans la lutte contre le réchauffement climatique, les objectifs d'émissions après 2012 ne faisant pas encore l'objet de traités internationaux contraignants. Selon les experts, les émissions de CO_2 de la planète devraient être divisées par 2 à l'horizon 2050 pour limiter le réchauffement climatique à +2°C et limiter ainsi les dommages. Cette division par 2 ne peut être uniforme sur toute la planète et doit être effectuée de façon à laisser une marge aux pays en voie de développement.

Différents scénarios ont été élaborés quant à la mise en œuvre de cette réduction. En France, le gouvernement s'est engagé à une division par 4 des émissions de CO_2 d'ici 2050 (France et al., 2007), cet objectif a été repris par plusieurs états européens.

Au Maroc d'après le ministre délégué à l'environnement, il a annoncé qu'il s'engagera dans une politique pour réduire de 25 % les émissions de CO_2 à l'horizon 2020 ("L'ENGAGEMENT DU MAROC DANS LA LUTTE CONTRE LES EFFETS DU CHANGEMENT CLIMATIQUE | Centre de Compétences Changement Climatique du Maroc," n.d.).Afin de répondre aux objectifs fixés, l'étude de l'efficacité énergétique des procédés est un enjeu économique et environnemental primordial.

5. Récupération et valorisation de la chaleur fatale

Beaucoup d'énergie doit être utilisée dans chaque processus industriel. Cependant, l'efficacité d'une transformation d'énergie n'est jamais de 100%. Seule une partie de l'énergie convertie peut réellement être utilisée dans un but final. L'énergie qui est inutilisée ou

inutilisable parce qu'elle est piégée dans des matériaux ou perdue dans des flux incontrôlés, est dite « fatale » représentant 65% et le reste représente 35 % dite énergie utile (Floch, 2016).

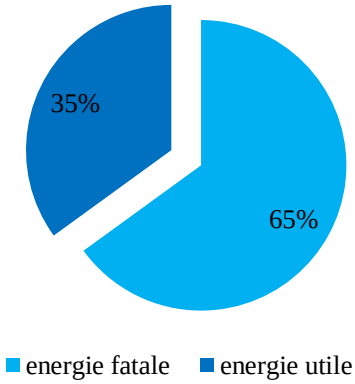


Figure 5: Répartition des énergies (Floch, 2016).

On pourrait également dire que l'énergie fatale est la part de l'énergie consommée pour un but spécifique et qui est incapable d'être utilisée directement à cet effet et se trouve perdue (figure 6).

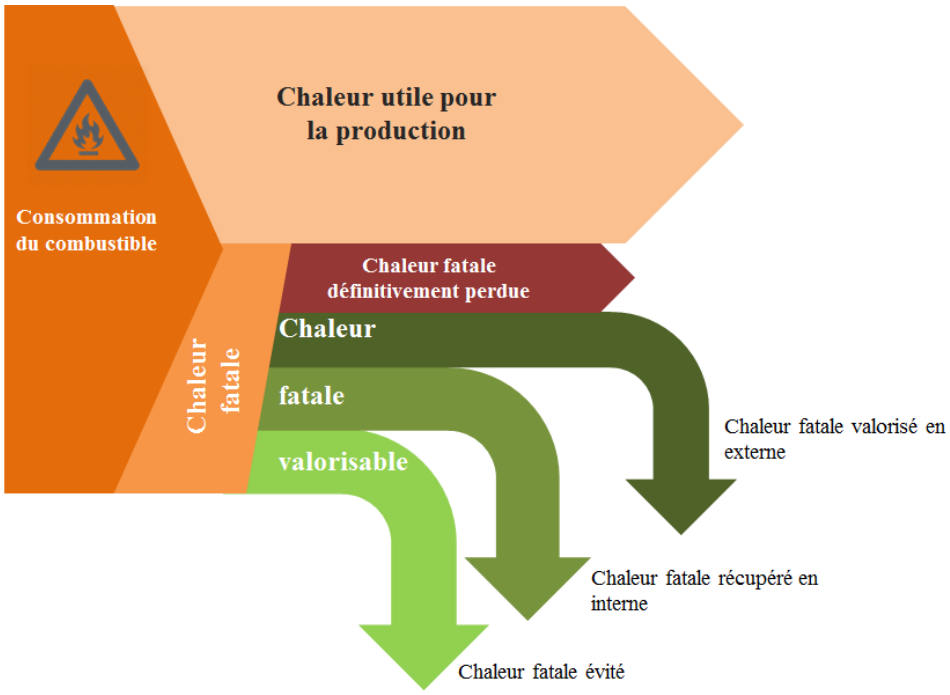


Figure 6: Ensemble des déperditions énergétiques au niveau d'un procédé industriel (Boucher et al., 2016).

Les pertes d'énergie de chaque processus sont diverses, mais la majorité se produisent sous forme de chaleur. La chaleur dégagée peut être dissipée dans les fumées, au niveau des matériaux des parois, et dans les ouvertures, comme illustré ci-dessous figure 7.

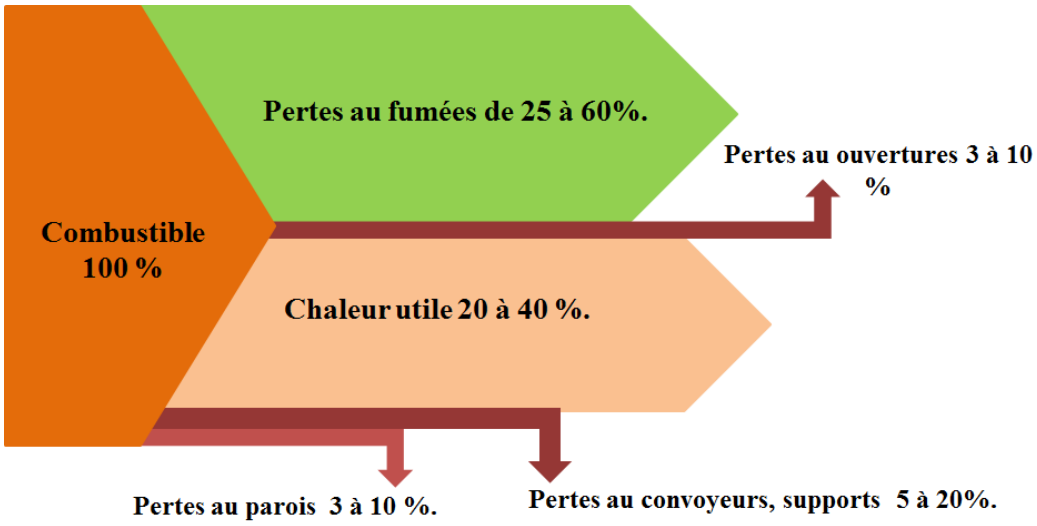


Figure 7: Bilan Thermique en régime permanent d'un four à combustible (Boucher et al., 2016).

Il est à noter que l'impact majeur de la récupération de la chaleur émise (qu'elle soit fatale ou utile) réside dans la réduction des émissions de gaz à effet de serre qu'elle provoque. En effet, l'impact direct de chaleur émise est 100 fois moins important que celui des gaz à effet de serre émis par les activités humaines.

Pourtant, il faut savoir que la chaleur perdue ne se produit pas seulement dans l'industrie. Cette chaleur peut généralement être issue de l'industrie, de la pétrochimie, des sites de production d'électricité, mais aussi de sites tertiaires tels que les hôpitaux ou les data center.

a) Formes de la chaleur fatale :

La chaleur fatale est caractérisée selon plusieurs critères à savoir la température, la qualité et la composition des rejets thermiques, l'étude de ces paramètres permet de déterminer la stratégie de récupération à mettre en œuvre dans le procédé en fonction de la demande énergétique lors de l'utilisation directe de la chaleur, ou un stockage par chaleur latente.

Parlant des rejets thermiques, nous constatons que la chaleur perdue est constituée de rejets sous différentes formes : rejets gazeux, rejets liquides et rejets diffus. Par ordre d'importance, les pertes dans les fumées des fours représentent 40% des pertes de chaleur dans l'industrie, suivies par les buées des séchoirs (32%), et enfin les fumées des chaudières (28%) (Floch, 2016).

Le captage de ces rejets est plus ou moins facile : par exemple, les rejets liquides dans les purges de chaudières sont les plus faciles à récupérer, suivis des rejets gazeux dans les fumées

des fours et chaudières, les rejets diffus sont logiquement plus difficiles à récupérer(Boucher et al., 2016).

Selon le niveau de température auquel la chaleur est disponible dans le processus et la nature du besoin, l'énergie peut être récupérée soit sous forme de chaleur, soit sous forme d'énergie mécanique ou électrique (figure 8). Il est possible de récupérer la chaleur :

- Par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur afin de transférer la chaleur à un autre fluide, un procédé ou la stocker ;
- Via une pompe à chaleur. Ce procédé permet la récupération de la chaleur contenue dans des effluents à basse température pour une utilisation à un niveau de température plus élevé.
- En convertissant la chaleur en énergie mécanique ou électrique, grâce à un cycle thermodynamique tel que le cycle organique de Rankine ;
- Par un stockage de l'énergie.

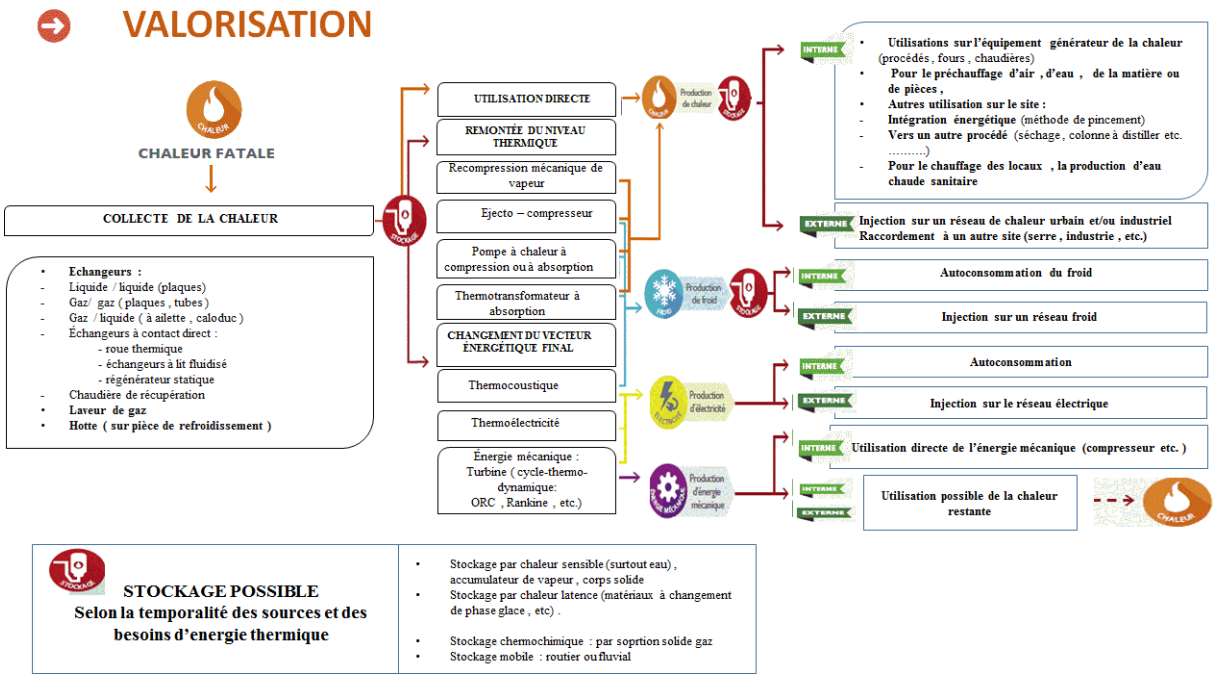


Figure 8: Méthode de valorisation de la chaleur fatale (Boucher et al., 2016).

b) Valorisation de la chaleur fatale

Dans la littérature il existe de nombreuses technologies pour récupérer les pertes d'énergie. En premier, les échangeurs de chaleur s'avèrent souvent indispensables à la récupération de la « chaleur fatale ». Ensuite, la chaleur collectée par l'échangeur peut soit être intégrée

directement au niveau du processus de fabrication, soit être injectée dans un réseau de chaleur urbain ou industriel. Si aucune de ces solutions n'est possible, la chaleur récupérée peut être utilisée pour alimenter une pompe à chaleur, pour produire de l'énergie mécanique, ou encore pour produire de l'électricité à l'aide de cycles thermodynamiques.

La récupération électrique est une solution qui devrait être envisagée pour de multiples raisons. Cependant, cette valorisation électrique nécessite des niveaux de températures assez élevées (T > 150°C).

L'utilisation des machines à cycle organique de Rankine (ORC) ont été mises au point afin de permettre la génération de l'électricité à partir de la chaleur à des températures plus basses que celles des cycles utilisant la vapeur d'eau.

William John Macquorn Rankine (1820-1872)(Boucher et al., 2016), ingénieur écossais est l'inventeur de ce cycle thermodynamique. Quelques prototypes furent construits dans les années 1880, et ce n'est que dans les années 1970 que des équipes de recherche au Politecnico di Milano ont développé des versions industrielles, qui seront commercialisées par la société Turboden.

En ajustant les propriétés du fluide organique utilisé au niveau du cycle, on peut optimiser la récupération de chaleur aux conditions de récupération de chaleur fatale.
Le cycle de Rankine se décompose en 4 phases :

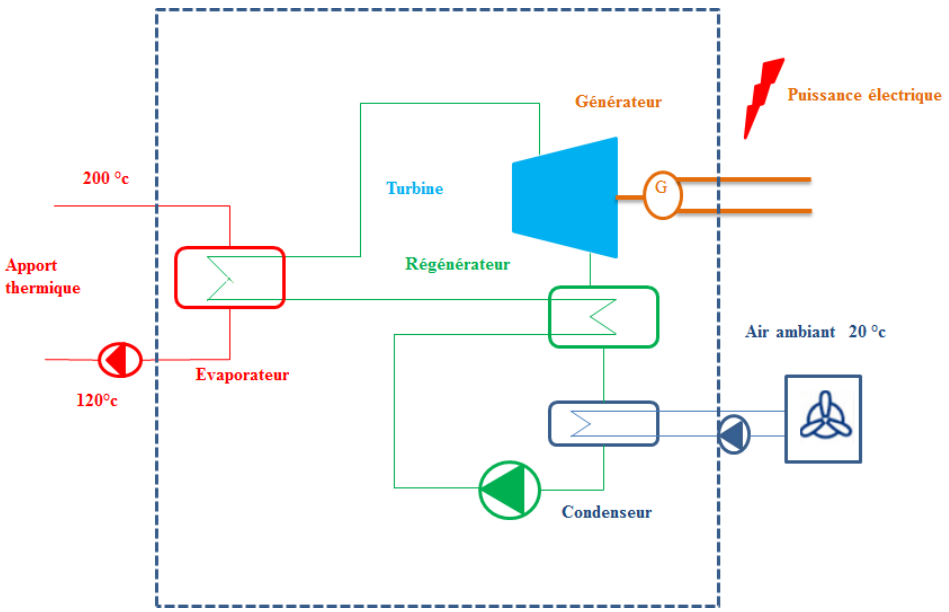


Figure 9: Cycle de Rankine (Floch, 2016).

Dans ces cycles, un fluide est refroidi à une température suffisamment basse pour qu'il soit entièrement liquéfié avant de passer dans une pompe pour être comprimé. Le fluide comprimé est vaporisé par la source chaude dans un échangeur de chaleur, puis détendu dans une turbine produisant un travail mécanique (Figure 9).

Les machines ORC sont parfois automatiquement disqualifiées pour leurs rendements compris entre 5 et 8%. Malgré tous, leur facilité de fonctionnement, leur fiabilité permettent d'avoir des retours sur investissements courts. La limite est le coût d'investissement par rapport au gain attendu. L'objectif est d'arriver à une rentabilité sur investissement inférieur à 10 ans.

D'un autre côté on trouve le cycle Kalina, procédé breveté et inventé en 1983 par Mr Kalina (Floch, 2016), utilise deux fluides en mélange, avec des températures d'ébullition différentes, contre un seul dans le cas des ORC. En raison de l'évaporation progressive du mélange de fluide, une plus grande proportion de chaleur peut être extraite sur une large gamme de température. Le mélange est en général composé d'eau et d'ammoniac avec des proportions variables en fonction de la température de la source chaude à récupérer. Le cycle thermodynamique est composé de 7 éléments majeurs.

Il est un peu plus complexe que les cycles des ORC, mais présente l'avantage que le mélange eau/ammoniac peut être ajusté lorsque la température de la source chaude change, afin de maximiser l'efficacité du système.

Il consiste à envoyer le fluide dans l'évaporateur, où sa température s'élève au contact de la source chaude. Il y a alors évaporation partielle du fluide. En passant dans le séparateur, les phases gazeuses et liquides sont séparées. La partie gazeuse (riche en ammoniaque) est envoyée vers la turbine ou elle produit de l'électricité. La partie liquide (riche en eau) part vers le régénérateur (récupérateur) ou elle est refroidie. Le liquide refroidit est envoyé vers le condenseur et mélangé aux vapeurs de la turbine. Le mélange est encore refroidi dans le condenseur et repasse sous phase liquide. La pompe hydraulique (6) renvoie le fluide dans l'évaporateur d'où le cycle peut recommencer (figure10).

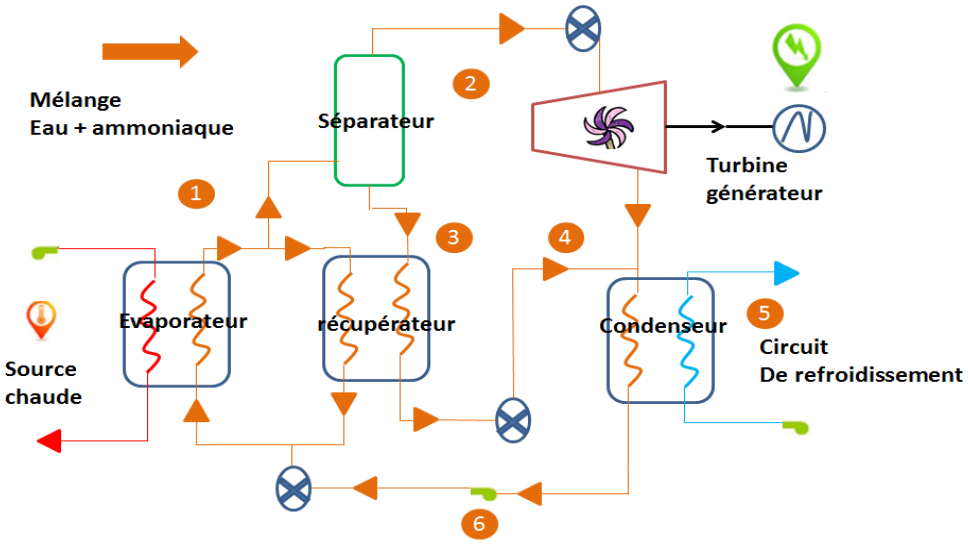


Figure 10: Cycle de Kalina (Floch, 2016).

Pour la chaleur fatale de faible qualité, $T < 100°C$, une valorisation peut être réalisée à partir d'une pompe à chaleur. Malgré d'elle est très peu utilisée dans l'industrie. L'origine de la source froide au niveau du condenseur correspond à la chaleur fatale récupérée. La pompe à chaleur permet d'élever la température de la chaleur récupérée, et ainsi satisfaire des besoins en chaleur à des températures plus élevées. La pompe à chaleur prélève la chaleur à une source froide au niveau de l'évaporateur afin de vaporiser le fluide frigorigène. Ensuite, un compresseur permet d'élever la pression et la température du fluide frigorigène en le comprimant. Enfin, le fluide frigorigène libère sa chaleur dans le condenseur en passant de l'état gazeux à l'état liquide avant d'être détendu par un réducteur de pression (Figure11).

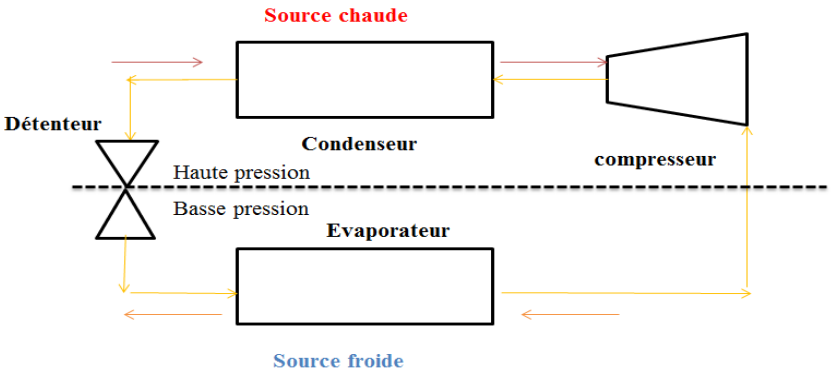


Figure 11: Schéma d'un circuit de pompe à chaleur (Floch, 2016).

II. Production du ciment dans le monde

La production du ciment constitue le centre de l'industrie de la construction. Il s'agit d'un indicateur économique, lié au nombre d'habitants d'une part, et à la croissance de chaque pays pour une période bien déterminée d'une autre part (Charron, 2008). Les demandes en ciment ont augmenté d'une manière significative en raison du développement rapide dans le secteur de la construction au niveau mondial, et plus particulièrement en raison du boom de la construction dans les pays émergents.

1. Production mondiale du ciment

Au cours des dernières décennies, La production mondiale du ciment a augmenté, elle est passée de 2,6 milliards de tonnes en 2006 (Cembureau, 2015), à 4,2 milliards de tonnes en 2016 (GOVERNMENT PUBLISHING OFFICE, 2018). La majeure partie de la production se situe en Asie, où la Chine restant de loin le premier producteur de ciment, avec une production estimée à environ 57,5 % de la production mondiale (Tableau 1). En Europe, c'est la Turquie qui vient en première position, avec une production de 70 millions de tonnes en 2013, soit 1,75 % de la production mondiale, et en Afrique c'est l'Egypte qui est en tête, avec une production de 46 millions de tonnes, soit 1,15 % de la production mondiale (GOVERNMENT PUBLISHING OFFICE, 2018). Le Tableau 1 ci-dessous liste les principaux producteurs mondiaux. La majeure partie de la production mondiale de ciment est partagée entre quelques grandes sociétés ou firmes multinationales, qui sont les véritables acteurs et décideurs dans le monde du ciment : Lafarge-Holcim (Suisse), Anhui Conch (Chine), CNBM (Chine), Heidelberger Cement (Allemagne), China Ressources (Chine), Cemex (Mexique), Taïwan Cement (Taïwan), Bila (Inde), Votorantim (Brésil), Eurocement (Russie).

L'exode rural massif de la population mondiale vers les centres urbains est également l'une des causes de l'augmentation de la production du ciment dans le monde au cours des deux dernières décennies.

Tableau 1 : Producteurs mondiaux du ciment en millions de tonnes.

(GOVERNMENT PUBLISHING OFFICE, 2018)

Pays	2006	2008	2012	2013	2016
Chine	1237	1400	2210	2300	2410
Inde	160	185	270	280	290

Etats-Unis	99,7	87,6	74,9	77,8	85,9
Iran	33	44,4	70	75	-
Brésil	39,5	52	68,8	70	60
Turquie	47,5	54	63,9	70	77
Russie	54,7	53,5	61,5	65	56
Vietnam	32,7	40	60	65	70
Japon	69,9	62,8	51,3	53	56
Arabie Saoudite	27,1	31,8	50	50	61
Corée de sud	54	51,7	48	49	55
Egypte	36,2	39,8	46,1	46	55
Mexique	40,4	37,1	35,4	36	-
Indonésie	35	36	32	35	63
Thaïlande	39,4	31,7	37	35	-
Allemagne	33,6	33,6	32,4	34	-
Pakistan	20,7	30,8	32	32	-
Italie	47,8	43	33	29	-
Autres pays	491,8	535,2	524	598,2	-
Total mondial	2600	2850	3800	4000	4200

Dans la plupart des cas, le ciment produit est consommé au niveau du site. Il est utilisé dans le secteur de la construction comme un liant hydraulique, matériau de confection du béton (béton armé, scellement, dalles, cales, poutres, etc.).

L'industrie du ciment est considérée comme une industrie capitaliste. Les coûts d'investissement jouent un rôle exceptionnel dans l'industrie mondiale du ciment : pour la construction d'une installation industrielle d'une capacité annuelle de 1 million de tonnes, il faut près de 150 millions EUR (Offre publique d'achat Ciments du Maroc, 2017). Les fabricants du ciment peuvent être amenés à améliorer les rendements des nouvelles installations construites, juste après sa mise en fonctionnement, pour rester compétitif sur le marché du ciment. D'où des investissements dans les nouvelles technologies (changement du système de pré calcination, ou du type de refroidisseurs, etc…), et aussi sur la protection de l'environnement. Ce qui nécessitera un investissement supplémentaire.

2. Consommation énergétique associé à la production de ciment

Traditionnellement le mélange énergétique utilisé dans les fours de cimenterie est constitué de ressources fossiles. Ce mélange d'énergies offre la possibilité de produire le clinker après la préparation et broyage de matières premières. Dans une cimenterie, la cuisson de la farine pour produire du clinker reste l'étape la plus énergivore.

La production du clinker nécessite des températures trop élevées, de l'ordre d'environ 1450 °C pour initier la réaction de changement de phase requise pour le clinker et la formation de composés minéraux du clinker, qui donnent au ciment ses propriétés uniques (Mokrzycki, 2003).

Les besoins énergétiques en voie sèche sont globalement à peu près de l'ordre de 3200 kJ/kg de clinker (Charron, 2008). Cette dernière valeur correspond à un site industriel de capacité journalière de 3270 tonnes de clinker (IEPF, 2008), avec un débit moyen en combustible de 540 t/jr de charbon.

Les besoins énergétiques mondiaux pour la fabrication du ciment sont estimés à environ 6x109 GJ/an pour les combustibles et 200 TWh/an pour l'électricité (IEPF, 2008). En 2006, les industries canadiennes du ciment ont consommé plus de 61 000 Téra Joules d'énergie, dont 95 % était de l'énergie thermique et 5 % de l'énergie électrique (Programme d'économie d'énergie dans l'industrie canadienne and Association canadienne du ciment, 2009) (PEEIC, 2009), Figure 12.

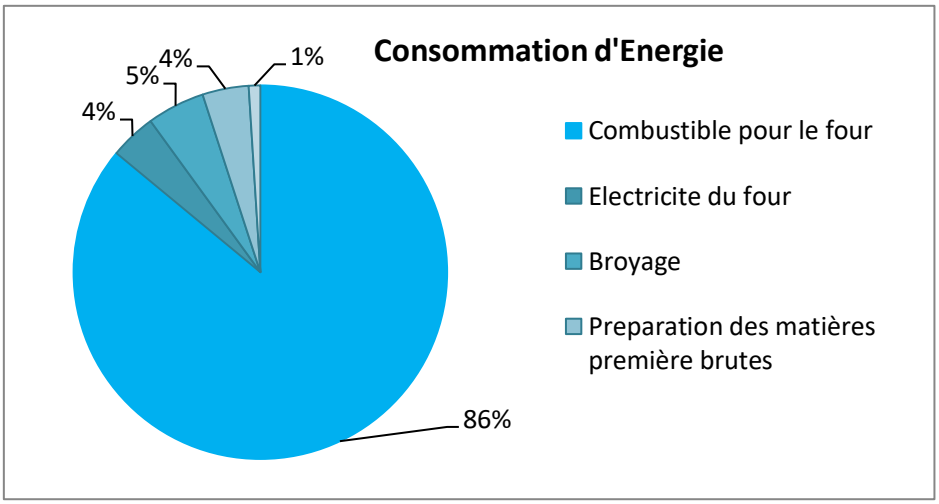


Figure 12: Consommation d'énergie dans les industries cimentières canadiennes (PEEIC, 2009).

3. La production de ciment au Maroc

La capacité de production de l'industrie cimentière marocaine s'est régulièrement améliorée. En effet, entre 2006 et 2009, la capacité de production du secteur est passée de 12,5Mt à 18Mt*, avec une augmentation de 30,5%.

La capacité de production de Lafarge est passée de 5,3 MT en 2006 à 6,7MT en 2009, avec une augmentation de 26,5%. Celle des ciments du Maroc a augmenté de 60% passant à 5,6MT en 2009. Entre 2006 et 2009, Holcim a augmenté sa capacité de production de 80%, passant de 2,5 Mt à 4,5 Mt. L'essentiel de cette augmentation a été réalisé entre 2006 et 2007 avec 72%. La capacité de production de Asment Temara quant à elle n'a pas changé depuis son doublement en 2005 à 1,25 Mt.

La répartition des parts de marché se fera exclusivement sur la base de l'implantation géographique, de la maîtrise des coûts de fabrication et de la qualité du personnel d'encadrement et du service. Jusqu'en 2009, le marché est dominé par Lafarge avec 41%, suivi par Holcim et Ciments du Maroc avec à peu près 25% chacun et les 9% restants pour Asment Temara. Au vu de ces résultats on peut sans hésitation parler de tendance oligopolistique dans le secteur du ciment.

III. Outils dédiés à l'étude énergétique des procédés

De nos jours, sur les procédés, les industriels cherchent à maximiser leurs profits en utilisant le moins de ressources. Cette hypothèse implique une meilleure efficacité du processus pour les raisons suivantes : utilisation efficace des matières premières, émissions réduites, des opérations unitaires plus efficaces, et efficacité énergétique élevée afin de réduire la consommation du processus.

La comparaison quantitative de la production et de la consommation du procédé nécessite la définition de critères permettant de comparer les qualités respectives des différentes solutions technologiques envisagées. Les procédés peuvent être comparés sous divers aspects. Dans la littérature, plusieurs méthodes existent sur l'évaluation de l'efficacité et la comparaison des différents processus énergétiques. Ces méthodes s'appuient sur les deux principes fondamentaux de la thermodynamique : le premier et le second principe.

1. Analyse énergétique

L'analyse énergétique du procédé est basée sur le principe de conservation de l'énergie, ou plus généralement le premier principe de la thermodynamique. Il montre que l'énergie ne peut être ni créée, ni détruite mais peut être maintenue pendant la transformation ou d'un transfert

(Lechatellier, (1884)) (Piton, 2015). Les deux formes d'énergie retrouvées sont le travail W et la chaleur Q. Plus généralement, le premier principe s'énonce de la manière suivante : « *Au cours d'une transformation quelconque d'un système non réactif fermé, la variation de son énergie est égale à la quantité d'énergie échangée avec le milieu extérieur, sous forme d'énergies thermique et mécanique* » :

$$\Delta U + \Delta E_{cin} + \Delta E_{pot} = W_{1\to2}^{reçu} + Q_{1\to2}^{reçu} \qquad (1)$$

Dans une machine thermique en système ouvert non réactif le 1er principe s'exprime de façon suivante :

$$\dot{m}\left(\left(h_j + \frac{V_j^2}{2} + gz_j\right) - \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right)\right) = \sum W + \sum Q \qquad (2)$$

Le bilan énergétique du procédé est basé sur le premier principe de thermodynamique. Il permet une analyse quantitative du flux d'énergie dans un système thermodynamiquement ouvert, mais ne peut pas distinguer la qualité des différentes formes d'énergie. Il traduit le rapport de l'énergie utile au système et l'énergie consommée dans une transformation ou un transfert (Figure 13) :

$$\eta_{en} = \frac{Energie\ utile}{Energie\ consommée} \qquad (3)$$

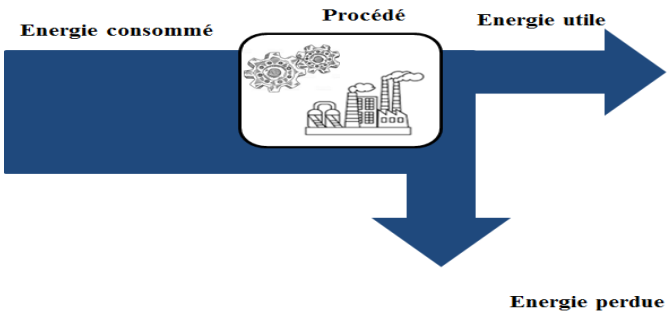


Figure 13: Bilan énergétique d'un procédé

2. Théorie du pincement :

La méthode du pincement a été proposée en 1979 par Linnhoff (1979) (Piton, 2015) pour les industries chimiques et pétrochimiques. Aujourd'hui, son utilisation s'est étendue à tous les secteurs consommatrice d'énergie. La méthode consiste à analyser systématiquement l'ensemble du processus pour déterminer les meilleures possibilités de récupération de chaleur entre les différentes opérations unitaires. L'objectif est d'identifier les opportunités de récupération de la chaleur en ajoutant un réseau d'échangeurs de chaleur au procédé afin de

minimiser sa consommation d'énergie. L'utilisation de cette méthode nécessite une connaissance des différences de températures, des débits et des propriétés des fluides. L'optimisation du procédé est effectuée sur le réseau d'échangeurs de chaleur par une recherche judicieuse de leur emplacement et de la source énergétique.

Cette méthode est basée sur les principes de la thermodynamique et permet de caractériser un réseau d'échangeurs de chaleur autour du processus. Elle analyse les échanges de chaleur possibles entre le fluide froids (nécessitant un apport de chaleur), et les fluides chauds (pouvant dégager de la chaleur) pour minimiser les irréversibilités.

Les principaux avantages de cette méthode sont :

- Méthode graphique permettant d'enregistrer physiquement les phénomènes alors que très souvent les méthodes d'optimisation sont purement numériques.
- Minimisation de l'énergie (ou de l'éxergie) consommée est effectuée sans connaissance préalable du réseau d'échange, défini que dans un second temps.
- Prise en compte de l'ensemble du processus voire de l'ensemble du site permet une approche systémique au lieu de se concentrer sur un équipement ou une unité spécifique.
- Réduction des investissements et des coûts d'exploitation. Les émissions sont minimisées en conséquence.

Il est très clair d'utiliser cette approche d'ingénierie dans l'intégration d'un nouveau procédé avec de multiples opérations unitaires, dont beaucoup ont de nombreux flux « chauds » à refroidir et de nombreux flux « froids » à réchauffer. Pour cette raison, la méthode est largement utilisée à travers le monde dans le cadre de l'industrie chimique et pétrolière riche en opérations unitaires. Cependant, pour les processus avec peu d'opérations unitaire, la mise en œuvre de cette méthode est encore plus compliquée.

3. Diagnostic exergétiques

L'éxergie s'appuie sur le second principe de la thermodynamique, ou principe de Carnot, permettant de quantifier la qualité de l'énergie. L'éxergie peut se définir comme la fraction d'énergie mécanisable. Le second principe établit l'irréversibilité des phénomènes physiques, en particulier lors des échanges thermiques. Ce principe d'évolution fut énoncé pour la première fois par un jeune polytechnicien français, Sadi Carnot (1796-1832) en 1824 (Piton, 2015), et consolidé quelques années plus tard en 1865 par un physicien allemand, Rudolf Clausius (1822-1888) (Piton, 2015) par une fonction d'état nommée « entropie ». Le second principe de la

thermodynamique indique que pour tout phénomène physique, l'énergie se dissipe de façon irréversible sous forme de chaleur, passant d'un état ordonné exploitable à un état désordonné à peu près inutilisable pour l'homme. L'irréversibilité est due à la dissipation de l'énergie.

D'après le rendement de Carnot, il est possible de transformer la chaleur en travail mais seule une fraction de la chaleur η peut être convertie en énergie mécanique.

$$\boldsymbol{\eta = 1 - \frac{T_f}{T_c}} \qquad \textbf{(3)}$$

Où, T_f représente la température de la source froide et T_c la température de la source chaude.

Le second principe introduit la fonction d'état entropie S, usuellement assimilée à la notion de désordre qui peut décroître au cours d'une transformation réelle. Cette fonction d'état donne une information sur la production d'énergie mécanique d'un système.

Il existe deux catégories d'énergie : l'énergie noble telle que l'énergie électrique et mécanique et l'énergie dégradée en chaleur. L'éxergie est généralement définie comme l'énergie « utile », c'est-à-dire l'énergie pouvant être entièrement transformée par un système idéal en n'importe quelle autre forme d'énergie.

Par conséquent, toutes les formes d'énergie ne sont pas créées de manière égale. L'exergie permet de quantifier cette différence en introduisant les notions de « qualité » et d'énergie « utile ». Le rendement exergétiques prend en compte non seulement des flux énergétiques perdus, mais également la diminution en « qualité » des flux énergétique (Figure 14). Le terme « qualité » de l'énergie est introduite par le deuxième principe de la thermodynamique. Il traduit les irréversibilités des phénomènes physiques, notamment dans les échanges thermiques.

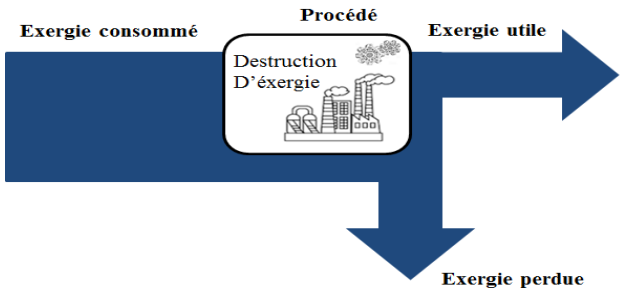


Figure 14:Bilan exergétique d'un procédé

Le bilan exergétique permet d'estimer le rendement exergétique du processus étudié :

$$\boldsymbol{\eta_{ex} = \frac{\text{Exergie utile}}{\text{Exergie consommée}}} \qquad \textbf{(4)}$$

Les bénéfices de l'analyse exergétiques sont nombreux car elle permet :

- De quantifier la « qualité » de l'énergie dans l'évaluation des performances du système énergétique ;
- D'identifier clairement la cause et les sources des pertes exergétiques par rapport à un système idéal.

Cette analyse permet de réaliser un diagnostic précis des limites du processus. Cependant, le diagnostic exergétiques est une généralisation de la méthode du pincement pour tous les types du processus.

IV. Description du procédé de production du ciment

Pendant le fonctionnement du four, seulement 20 à 40% de l'énergie du combustible est disponible pour le procédé, soit une grande quantité de chaleur fatale, dont 60 à 80% de l'énergie combustible récupérable (Boucher et al., 2016). La récupération de la chaleur perdue doit s'inscrire dans un concept d'efficacité énergétique cohérent en réduisant la consommation de l'énergie en amont consommée et en valorisant la chaleur récupérée. Une grande partie de ces pertes de chaleur peut être utilisée :

- Soit directement au niveau du processus,
- Soit par une récupération de la chaleur sur le site de production,
- Soit par une valorisation à l'extérieur du site de production.

L'objectif commun de toute industrie souhaitant utiliser la chaleur perdue est de trouver des moyens de tirer au mieux l'énergie disponible. Cependant, la production de ciment est particulièrement affectée par ces pertes d'énergie. En effet, l'utilisation des fours rotatifs est très répandue dans les secteurs industriels, notamment dans les industries du ciment, de la métallurgie ou encore de la céramique.

Dans le contexte énergétique et environnemental actuel, les industries de construction sont particulièrement concernées par les économies d'énergie et de matières premières. Plus particulièrement les industries concernées par la production du ciment.

Le ciment constitue une substance qui durcit, et peut lier d'autres matériaux ensemble. Il est utilisé pour fabriquer du mortier et du béton. Ils sont classés en hydrauliques ou non hydrauliques. Les ciments hydrauliques se fixent et durcissent après avoir été combinés avec de l'eau. Ils gardent alors leurs forces, même s'ils se mouillent. D'autre part on trouve les

ciments non hydrauliques antérieurs, qui doivent être secs après le réglage afin de garder leur force.

Le ciment hydraulique remonte à l'époque romaine, lorsqu'il a été fabriqué à partir de chaux brûlée mélangée à de la pouzzolane naturelle (une cendre volcanique riche en silice réactive). La chaux brûlée était faite de calcaire, de craie ou d'une autre source de carbonate de calcium, comme les coquillages. Ce mélange pourrait s'établir en l'absence d'air, ce qui permettrait des fondations sous-marines et des applications massives en béton.

Cependant, cette connaissance a été perdue au moyen âge. Les pouzzolanes ont été oubliées, de même que le besoin de brûler de la chaux à une température suffisamment élevée pour obtenir une bonne réactivité.

1. Historique du ciment

L'histoire du ciment a commencé avec John Smeaton Eddystone Lignthouse en 1756, qui a mélangé un ciment en calcaire gallois mélangé avec de la pouzzolane italienne. Le calcaire contient naturellement de l'argile qui a amélioré la résistance du ciment et a permis de découvrir la technologie perdue des romains.

En 1850, trois autres types de ciments étaient disponibles : le ciment naturel, artificiel et le ciment portland.

En 1824 Joseph Aspdin a breveté un nouveau matériau, appelé ciment portland, car le rendu fabriqué à partir de celui-ci était en couleur similaire de la prestigieuse pierre de portland.

En 1845 les vrais ciments portlands étaient disponibles avec Isaac Charles Johnson, qui nécessitait des températures autour de 1370 °C pour permettre une réaction aussi complète que possible entre la chaux et la silice.

Les premiers fours de production du ciment étaient en fonctionnement intermittent ou discontinue, avec le premier four continu venant d'Allemagne en 1880. Le premier four réussi basé sur la voie humide n'était en service qu'en 1900, et il a fallu attendre la fin des années 1960 pour que le processus « sec » moins énergivore puisse être mis en œuvre.

2. Processus de fabrication du ciment

Le processus de production du ciment est généralement regroupé en six sous-processus majeurs (figure 15), à savoir l'exploitation minière, la préparation des matières premières

(broyage, et récupération des matières premières), le traitement des farines brutes (broyage brut, broyage et homogénéisation), clinkerisation, broyage, stockage du ciment et conditionnement (Taylor et al., 2006).

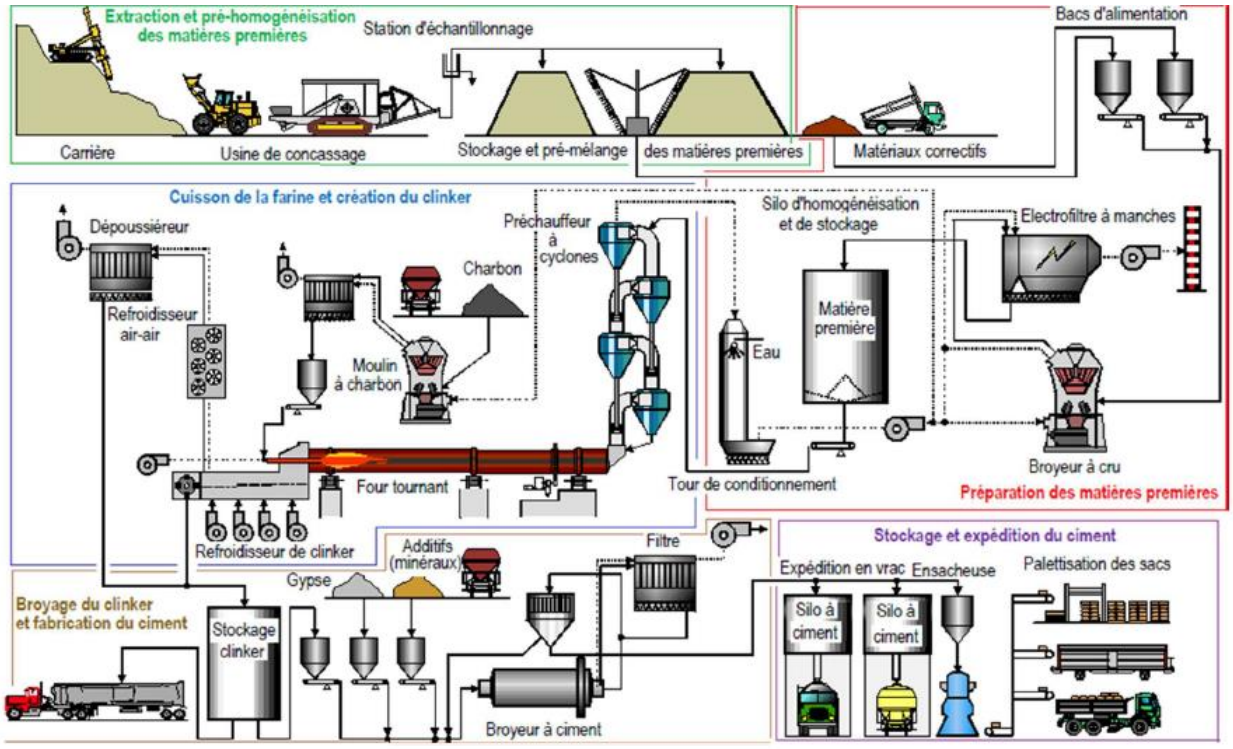


Figure 15:Schéma du procédé de fabrication du ciment (Yumpu, 2011)

a. Mines et carrières :

La plupart des matières premières utilisées pour la production du ciment sont le calcaire, la craie et l'argile. La principale composante de la matière première, le calcaire ou la craie, est généralement extraite d'une carrière située à proximité ou très près de l'usine. Le calcaire fournit l'oxyde de calcium et d'autres oxydes, tandis que l'argile, schiste et d'autres matériaux fournissent la plupart du silicium, de l'aluminium et les oxydes de fer nécessaires à la fabrication du ciment. Le calcaire est le plus souvent extrait des carrières ouvertes mais l'extraction souterraine peut être employée. Les matières premières sont sélectionnées, broyées et proportionnées de sorte que le mélange résultant ait la finesse et la composition chimique désirées pour la livraison aux systèmes de traitement pyrotechnique (la figure 14). Il est souvent

nécessaire d'augmenter le contenu des oxydes de silicium ou d'oxydes de fer par l'ajout de sable de quartz et de minerai de fer, respectivement.

Le matériau extrait est de taille réduite par le traitement au moyen d'une série de concasseurs. Les matériaux concassés sont tamisés et les pierres sont retournées. Dans l'industrie du ciment, le concassage primaire des matières premières a lieu dans un seul ou deux concasseurs à marteaux rotor (moulins) ou concasseurs à percussion. L'utilisation de concasseurs à mâchoires dans les cimenteries a diminué et sont aujourd'hui principalement utilisés dans les petites usines de ciment en combinaison avec le rouleau ou concasseurs giratoires, pour le broyage de matériaux durs et abrasifs. La consommation énergétique moyenne pour le broyage est estimée entre 0,5 et 0,9 kWh/tonne de matière première. Le concasseur giratoire a une consommation d'énergie de 0,34 à 0,50 kWh/tonne de matière première, et est actuellement reconnu comme la meilleure technologie disponible.

Les matières premières écrasées sont transportées vers le stockage des matières premières où la station de chargement des matières premières, les filtres et les stocks séparément. La machine de dosage des matières premières (récupération) permet leurs charges, elles sont ensuite proportionnées est séchées, homogénéisées et finement broyées afin d'obtenir de la farine crue. Avant l'introduction dans le four, la farine est préchauffée dans un préchauffeur à cyclone, (Sattari et al., 2007).

Avant l'introduction dans le four les cimenteries ont recours à quatre grands procédés ou types de technologie de production du clinker qui sont :

- La voie humide, le plus ancien des procédés, les matières premières sont broyées dans l'eau pour former une pâte pouvant être pompée. Cette pâte liquide contenant 28 à 40% d'eau est ensuite introduite directement dans le four long. Toutefois, cette pâte peut alimenter un four court si elle est débarrassée de son eau puis acheminée dans le préchauffeur ou le précalcinateur, les fours à voie humide sont caractérisés par des capacités de production journalière de 250 à 3600 tonnes ;
- La voie sèche est le procédé le plus utilisé, ici les matières premières sont broyées puis séchées pour obtenir une farine ou un cru de matière (poudre fluide). Le cru est ensuite introduit dans le préchauffeur ou le précalcinateur situé en amont du four court. Le cru peut aussi directement alimenter le four long ;

- La voie semi-sèche, en partant de la voie sèche, où la farine est humidifiée pour en faire des granules qui sont introduits dans un préchauffeur situé en amont du four court ou directement dans un four long ;
- La voie semi-humide, à partir de la voie humide, on sèche la pâte liquide, puis cette dernière est introduite dans un préchauffeur pour alimenter le four court ou est directement introduite dans le four long.

b. Production du clinker

Le quatrième sous-processus dans le processus de fabrication du ciment est la production du clinker. La production du clinker est l'étape la plus énergivore de la production du ciment, représentant plus de 90% de la consommation totale d'énergie de l'industrie et la quasi-totalité de l'utilisation de carburant. C'est une étape qui a pour but d'évaporer l'eau inhérente à la farine crue, calcinent les constituants carbonatés (calcination) et forment des minéraux de ciment (clinkérisation). Ce sous-procédé constitue un préchauffeur à cyclones à plusieurs étages, une calcination (chambre de combustion), un four rotatif et un refroidisseur à grille, comme le montre la figure 16. Le gaz chaud provenant du calcinateur et du four à une température d'environ 800 °C préchauffe l'alimentation dans les préchauffeurs à cyclones à plusieurs étages. La charge préchauffée commence sa première calcination dans le calcinateur alors qu'une calcination complète est atteinte dans le four. Le type de four principal utilisé dans la production du ciment est le four rotatif. Dans ces derniers la matière première moulue est introduite dans le haut du four, descend le tube à contre-courant du flux de gaz vers l'extrémité de flamme du four rotatif, où la farine crue est séchée, calcinée et pénètre dans la zone de frittage (ou clinkerisation). Dans cette zone, le gaz de combustion atteint une température de 1800-2000 °C (3300-3600 °F). Alors que de nombreux combustibles différents peuvent être utilisés dans le four, le charbon a été le principal combustible depuis les années 1970.

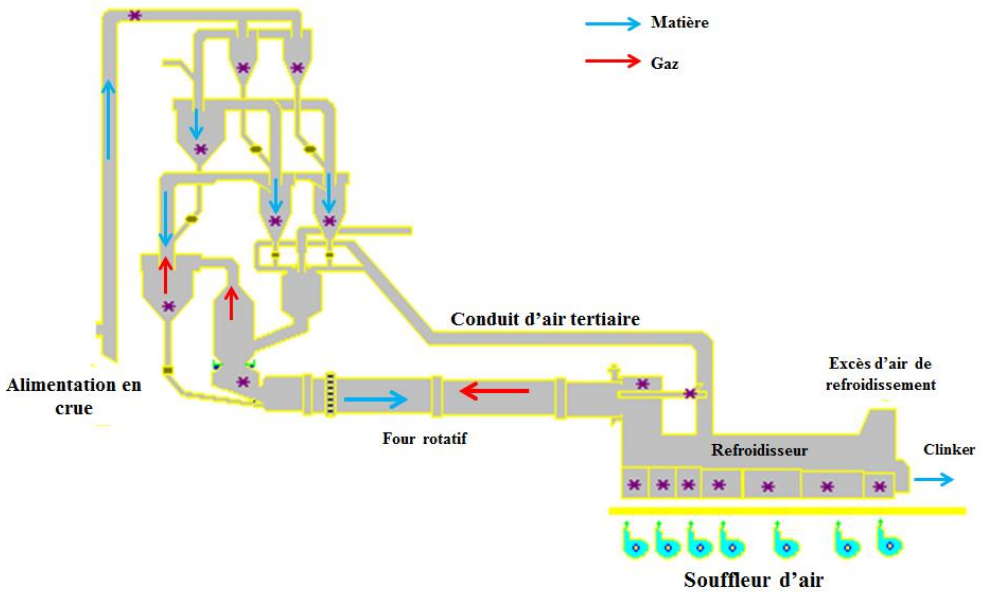


Figure 16: Sous-processus typique de production du clinker (Ayu et al., 2015).

Dans les fours rotatifs humides, la farine crue contient généralement environ 28 et 36 % d'humidité. Ces fours ont été conçus à l'origine pour améliorer l'uniformité chimique dans le cru. L'eau (due à la teneur élevée en humidité du cru) est d'abord évaporée dans le four dans la zone à basse température. L'étape d'évaporation nécessite un long four, avec des longueurs allant jusqu'à 230 mètres. La capacité des grandes unités peut aller jusqu'à 3600 tonnes de clinker par jour. La consommation d'énergie dans les fours humides varie entre 4,9 et 8,8 MBtu/tonne de clinker.

Dans un four rotatif sec, on utilise un matériau d'alimentation ayant une teneur en humidité beaucoup plus faible (0,5%), ce qui réduit le besoin d'évaporation et réduit la longueur du four. Les séchoirs longs ont des besoins thermiques significativement plus faibles que les fours humides, avec une consommation moyenne de clinker de 4,5 MBtu/tonne.

Une fois le clinker formé dans le four rotatif, il est refroidi rapidement pour minimiser la formation d'une phase vitreuse et assurer le rendement maximum de formation d'alite (silicate tricalcique), élément important pour les propriétés de durcissement du ciment. Les principales technologies de refroidissement utilisées, sont soit le refroidisseur à grille, soit le tube ou le refroidisseur planétaire. Dans le refroidisseur à grille, le clinker est transporté sur une grille à mouvement alternatif à travers laquelle l'air s'écoule perpendiculairement à l'écoulement du clinker. Dans le refroidisseur planétaire (une série de tubes entourant l'extrémité de décharge du four rotatif), le clinker est refroidi dans un courant d'air à contre-courant, l'air de

refroidissement est utilisé comme air de combustion secondaire pour le four. La Figure 17 montre les clinkers chauds sortant du four.

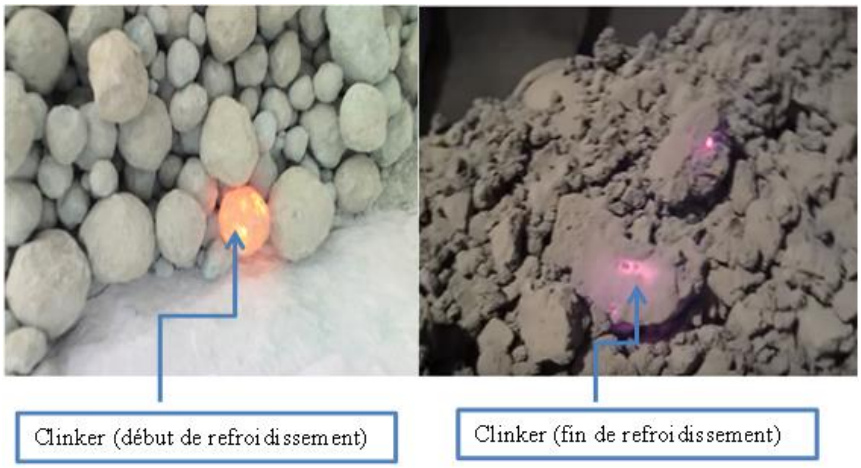


Figure 17: Clinkers chauds sortant du four tournant (Myrran McKeen, n.d.), (JESSICA MCMATHIS, 2015, n.d.)

c. Broyage, Stockage, conditionnement, Expédition

Après refroidissement, le clinker peut être stocké dans les silos, les bacs ou à l'extérieur. L'équipement de manutention utilisé pour transporter le clinker des refroidisseurs de clinker au stockage puis à l'usine de finition est similaire à celui utilisé pour transporter les matières premières (par exemple convoyeurs à bande, convoyeurs à godets profonds et élévateurs à godets). Pour produire du ciment en poudre, les nodules de clinker de ciment sont broyés à la consistance de la poudre voulue. Le broyage du clinker ainsi que des ajouts (3-5% de gypse pour contrôler les propriétés de prise du ciment) peuvent être effectués dans des broyeurs à boulets, des broyeurs à boulets en combinaison avec des presses à rouleaux, des broyeurs à rouleaux ou des presses à rouleaux. Actuellement, la plupart des nouvelles usines adoptent les broyeurs à rouleaux verticaux pour le broyage du ciment. Le matériau grossier est séparé dans un classificateur qui est recyclé et renvoyé au broyeur pour un broyage supplémentaire afin d'assurer une surface uniforme du produit final.

Le ciment fini est stocké dans des silos, testé et versé dans des sacs ou expédié en vrac dans des camions à ciment, des wagons, des barges ou des navires. Une puissance supplémentaire est consommée pour les bandes transporteuses et l'emballage du ciment. La consommation totale est généralement faible et ne dépasse pas 5% de la consommation totale d'énergie. La consommation totale d'énergie des auxiliaires est estimée à environ 10 kWh / tonne de clinker (9 kWh / tonne de clinker) (R. J.J. Heijningen et al., 1992). L'énergie utilisée pour les bandes transporteuses est estimée à 1-2 kWh / tonne de ciment (0,8-1,8 kWh / tonne de ciment). La

consommation d'électricité pour l'éclairage et autres équipements divers est estimée à environ 1,2% de la consommation totale d'électricité (R. J.J. Heijningen et al., 1992). La consommation d'énergie pour l'emballage dépend de la part de ciment emballé dans des sacs.

V. Conclusion

La production du ciment est au cœur de l'industrie de la construction. Il s'agit d'un indicateur économique, lié d'une part au nombre d'habitants et d'autre part à la croissance de chaque pays sur une période déterminée (Bisulandu and Marias, 2019). La demande de ciment a considérablement augmenté en raison du développement rapide du secteur de la construction dans le monde entier, en particulier du fait du boom de la construction dans les pays émergents. La production mondiale du ciment a augmenté au cours des dernières décennies. Elle est passé de 2,6 milliards de tonnes en 2006 à 4,2 milliards de tonnes en 2016 (Bisulandu and Marias, 2019). La majeure partie de la production se situe en Asie, la Chine demeurant de loin le plus gros producteur de ciment, avec une production estimée à environ 57,5% de la production mondiale. En Europe, la Turquie occupe la première place avec une production de 70 millions de tonnes en 2013, soit 1,75% de la production mondiale. En Afrique, l'Égypte est en tête avec une production de 46 millions de tonnes, soit 1,15% de la production mondiale. L'objectif principal de l'industrie du ciment est de produire du ciment à grande échelle tout en consommant le moins d'énergie. Les mesures de la consommation d'énergie dans une cimenterie et dans l'ensemble de l'industrie du ciment sont généralement exprimées en énergie par poids de clinker, ce qui est la pierre angulaire du processus (Csernyei and Straatman, 2016). La production du clinker nécessite des températures très élevées, de l'ordre de 1450 °C, pour déclencher les réactions de clinkerisation et de changement de phase nécessaires à la formation de composés minéraux du clinker, qui confèrent au ciment ses propriétés uniques (Mokrzycki, 2003),(Radwan, 2012). Les besoins en énergie dans le procédé à sec sont de l'ordre de 3200kJ/kg de clinker (dont 86% pour la production de clinker). Cette dernière valeur correspond à une installation d'une capacité journalière de 3270 tonnes de clinker, ayant un flux de combustible moyen de 540 t/jour de charbon.

Dans le monde actuelle le ciment est considéré comme le produit le plus énergivore, pour produire un kilogramme de clinker de ciment, il faut environ 1674-1799 kJ d'énergie sans tenir compte des pertes de chaleur (Luo et al., 2015). Le four constitue la partie la plus importante du processus. L'efficacité énergétique d'un four de production du ciment est relativement faible en raison des pertes de chaleur importantes du système. D'une autre part l'augmentation des

pertes de chaleur augmentent les besoins en énergie jusqu'à 2750-4500 kJ/kg (Luo et al., 2015). Tandis que la consommation d'énergie électrique est d'environ 147 kWh/t) (Caputo et al., 2011). De ce faite la récupération de cette chaleur perdue peut être utilisée pour réduire les consommations d'énergie et améliorer l'efficacité du système. En conséquence, un certain nombre de mesures d'économie d'énergie, telles que la récupération de la chaleur sensible perdue au niveau des fumées et des équipements de production du ciment, ont été proposées dans la littérature et largement appliquées (Caputo et al., 2011). Cependant, une opportunité la plus intéressante, bien que rarement pratiquée, est la récupération de l'énergie thermique gaspillée à partir de la surface externe du four rotatif par transfert de chaleur vers l'environnement. En effet, la surface externe du four atteint facilement des températures de l'ordre de 400°C et en raison de leur grande taille (une longueur qui peut dépasser 250m, avec un diamètre de 4 à 6m), les pertes de chaleur de la surface sont très élevées (environ 4 à 15% de l'apport total de chaleur).

DEUXIEME CHAPITRE : ETAT DE L'ART ET PERIMETRE DE L'ETUDE

I. Introduction

Au cours des trois dernières décennies, le procédé de fabrication du ciment par voie sèche s'est beaucoup développé, notamment en ce qui concerne le four de cuisson. Plusieurs types de fours tournants ont vu le jour : fours à préchauffeurs (le premier dès l'avènement du procédé), fours à préchauffeurs à précalcinateur, sans air tertiaire, et fours à préchauffeurs à précalcinateur, avec air tertiaire. Ces fours tournants sont équipés de différents types de refroidisseurs : à grilles, à ballonnets (ou planétaires), et rotatifs. Dans ce chapitre, nous présentons le schéma de principe des différents types de fours tournants du procédé sec. Nous donnons également quelques informations sur les entrées, les sorties, les caractéristiques géométriques et les niveaux de température de ces fours. Avant d'entamer, l'état de l'art de la récupération d'énergie dans les fours industriels pour voir l'ensemble des études effectuées et des géométries proposées pour récupérer l'énergie perdue au niveau d'un four de cimenterie.

Ce chapitre a pour objectif de décrire les différents phénomènes tant physiques, chimiques, ainsi que thermiques dans le four tournant. Ainsi que l'ensemble des modèles énergétiques monodimensionnel permettant de décrire les phénomènes de transfert qui s'établissent dans le four. L'étude permet de déterminer la répartition des matériaux ainsi que les profils de température des gaz, des matériaux et de la paroi dans chaque section transversale du four. Ces résultats servent ensuite à l'établissement d'un bilan énergétique permettant d'analyser et d'identifier les économies d'énergie possibles sur les fours rotatifs.

Dans un second temps, l'état de l'art de la récupération d'énergie des fours industriels est présenté pour voir l'ensemble des études effectuées et des géométries proposées pour récupérer l'énergie perdue au niveau d'un four de cimenterie. Enfin une étude des modèles fréquemment utilisés dans la documentation scientifique. L'analyse fait ressortir les bases de la récupération d'énergie et les points les plus importants intervenant dans l'optimisation d'un récupérateur d'énergie au niveau d'un four de cimenterie efficace. Par la suite, le développement théorique des modèles introduisant la récupération d'énergie dans les fours rotatifs est présenté.

II. Le four rotatif :

1. Principe d'un four rotatif par voie sèche

a. Fours rotatif à préchauffeurs sans précalcinateur

Les fours rotatifs équipés d'un préchauffeur sans pré calcination ont été les premiers fours à sortir du processus par voie sèche. Malgré qu'ils fonctionnent encore jusqu'à maintenant, ces fours sont généralement équipés de plusieurs tours de préchauffage, ont été développés afin de résoudre les problèmes énergétiques. Avec un nombre d'étages assez élevé, le cylindre rotatif (four rotatif) peut être court. Le nombre d'étages dépend fortement de l'humidité des matières premières. Par conséquent, le four à préchauffeur permet d'atteindre un équilibre entre la chaleur disponible dans les fumées sortant de l'échangeur, et la chaleur nécessaire pour évaporer l'humidité des matières premières souvent de 8 à 9% à des températures de 350 à 380 °C. La figure 18 illustre les fours à préchauffeurs, avec 4 étages.

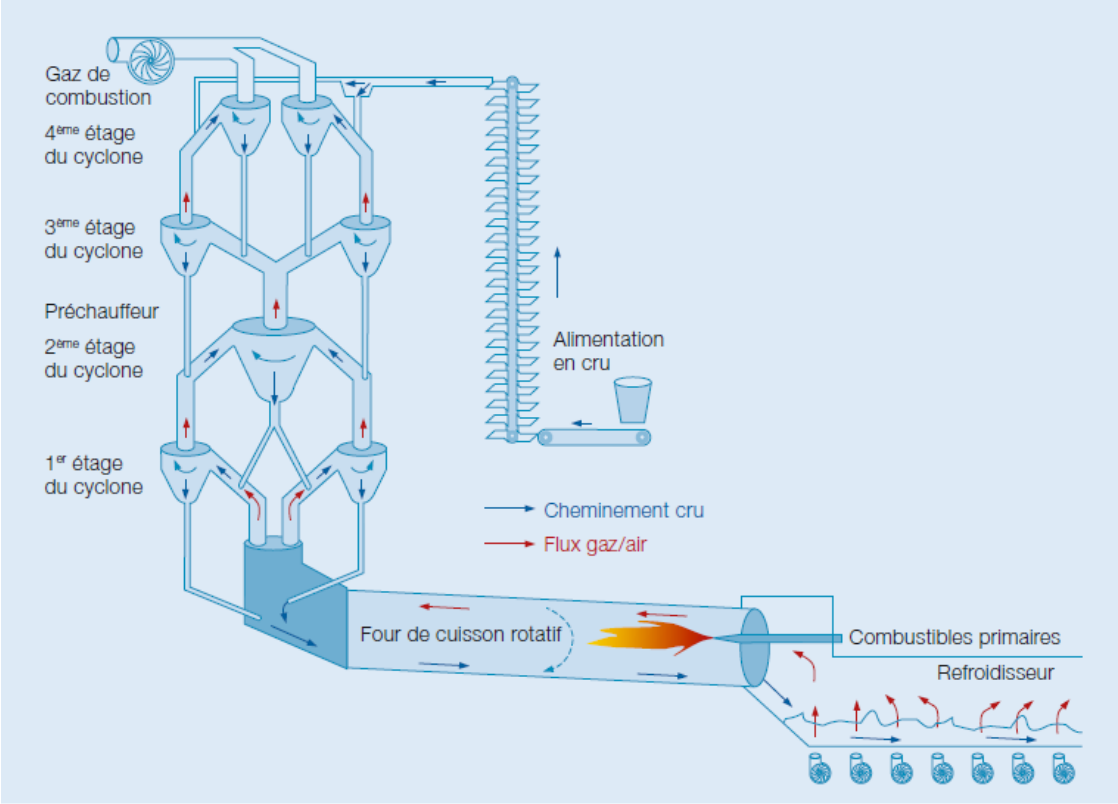


Figure 18: Four tournant à préchauffeur à 4 étages de cyclones

("ABB, Croissance verte, Groupe ABB.," 2009).

Ces fours rotatifs à préchauffeurs, sans précalcinateur sont équipés des refroidisseurs à ballonnets (planétaires), des refroidisseurs à grilles, ou encore de refroidisseurs rotatifs.

b. Fours rotatifs à préchauffeurs, précalcinateur, sans air tertiaire

Ce type de four a été développé par l'industrie japonaise du ciment dans les années 1970 pour améliorer les performances thermiques et de production des usines existantes. Les fours équipés de précalcinateur présentent une faible consommation spécifique et une grande capacité

de production du fait de la qualité d'échange thermique. Parlant de l'augmentation de production avec un facteur de 2 à 2,3 comparé aux autres types de fours. L'air utilisé pour la combustion du combustible injecté au niveau du foyer de précalcination provient de l'excès d'air du brûleur du four rotatif. Au niveau de ce procédé, un grand excès d'aire est nécessaire au niveau du brûleur principal du four afin d'obtenir de meilleurs rendements de combustion dans le précalcinateur. Le taux de précalcination est limité à 20 %, pour ne pas refroidir la flamme générée par le brûleur principal du four. La Figure 19 illustre les fours tournants à précalcinateur, sans air tertiaire.

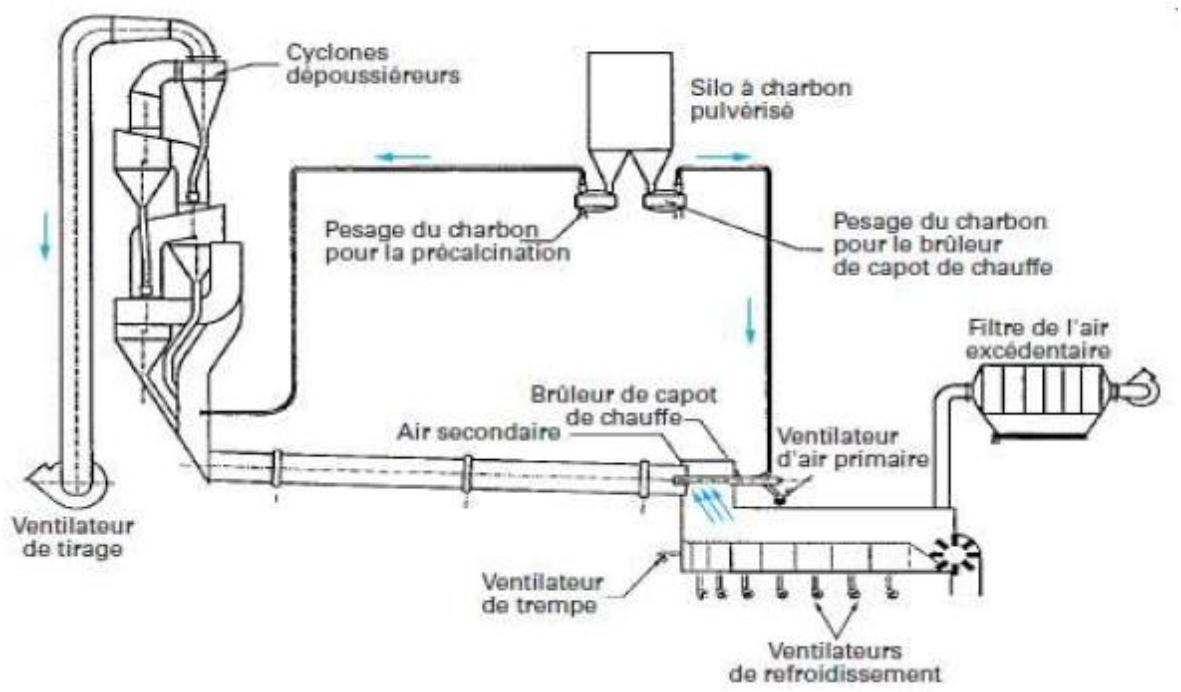


Figure 19: Four tournant équipé d'un précalcinateur, sans air tertiaire (Bisulandu and Marias, 2019)

c. Fours rotatifs à préchauffeurs, précalcinateur, avec air tertiaire

Toutes allégations concernant le four à précalcinateur sans conduite d'air tertiaire sont toujours valables, la différence est que le taux de précalcination peut atteindre 95 %. Comme le montre la figure 20, l'air utilisé pour la combustion injecté dans le précalcinateur est directement extrait de l'air du refroidisseur du clinker (refroidisseur à grilles). Un excès d'air n'est plus nécessaire au niveau du brûleur principal du four. Les fours rotatifs à précalcination avec air tertiaire sont équipés dans la plupart des cas de refroidisseurs à grilles.

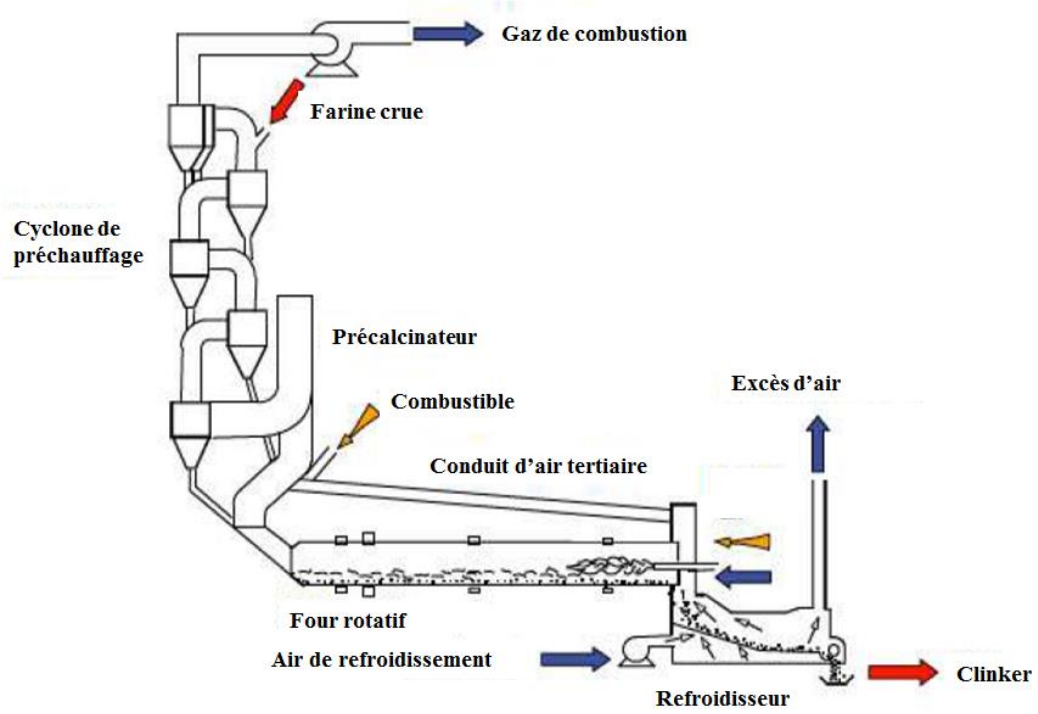


Figure 20: Four tournant équipé d'un précalcinateur avec air ("Global CCS Institute, Deployment of CCS in the cement industry," 2013)

d. Types de refroidisseurs

i. Refroidisseurs à ballonnets (planétaires)

Avec ces types de refroidisseurs, le clinker produit dans le four est reparti d'une façon équitable au niveau des différents tubes planétaires, généralement à un nombre de 10 (figure 21). Ces tubes sont équipés de releveurs, qui améliorent le transfert de chaleur entre le clinker et l'air. Cet air (air secondaire) est ensuite envoyé au four rotatif sous forme d'air de combustion. Les besoins en air dans les fours équipés de refroidisseurs planétaires sont estimés à 0,899 Nm^3/kg de clinker (soit 1,16 kg/kg de clinker), pour des fours de consommation spécifique de 3450 kJ/kg. Les clinkers sont produits généralement à des températures supérieures à 150 °C (Bisulandu and Marias, 2019).

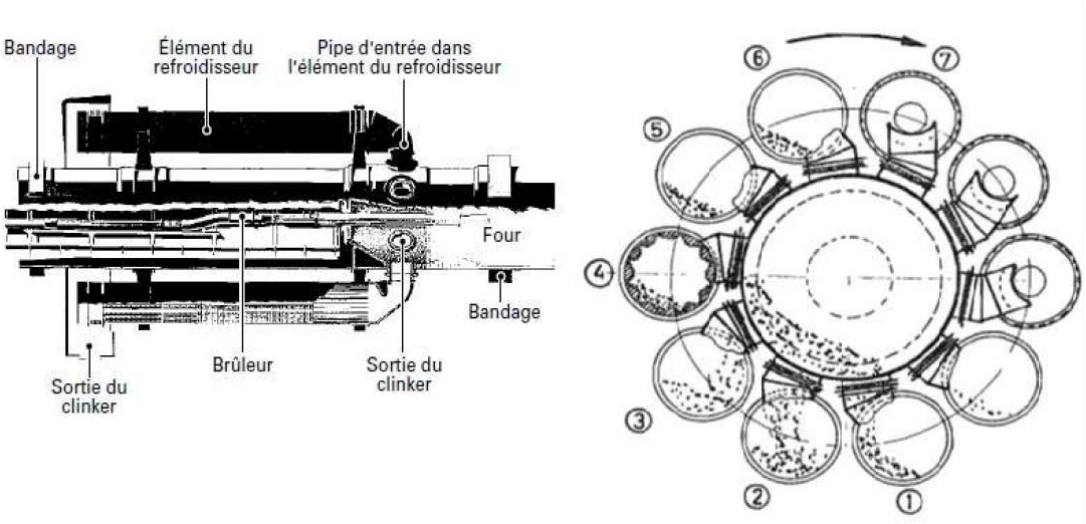


Figure 21: Refroidisseur à ballonnets ou planétaires (Bisulandu and Marias, 2019)

ii. Refroidisseurs à grilles

Pour ce type de refroidisseur, il est facile d'atteindre une température finale entre 75°C et 80°C pour refroidir le clinker. Ceci est rendu possible grâce à la présence des batteries de ventilateurs, qui sont disposées sous les grilles, et envoient de l'air en flux croisés lors de passage du clinker chauds sur la grille, comme le montre la figure 22.

Avec ces refroidisseurs, la consommation de l'air de refroidissement peut atteindre de 1,4 à 1,8 Nm^3/kg de clinker. Ces chiffres expliquent la meilleure efficacité thermique des fours équipés d'un refroidisseur à grilles. La température de l'air secondaire entrant dans le four peut facilement être atteindre.

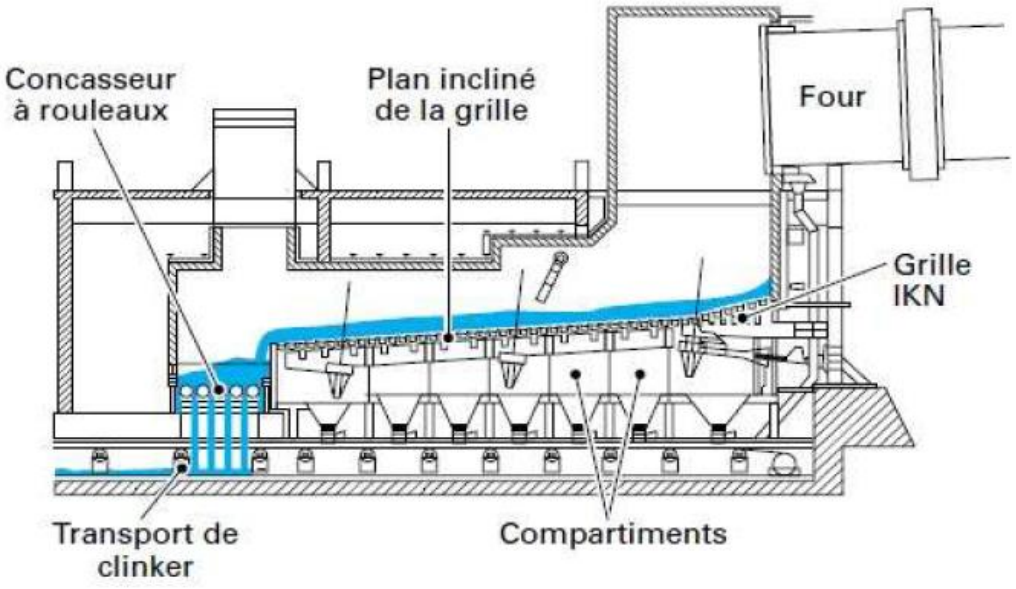


Figure 22: Refroidisseur à grilles inclinées, à suspension pendulaire, avec grille IKN et concasseur à rouleaux(Bisulandu and Marias, 2019).

iii. Refroidisseurs rotatifs

Les refroidisseurs rotatifs sont des anciens systèmes. Ils sont généralement utilisés dans les fours de grande capacité. Leurs dimensions sont presque égales à celles d'un four rotatif, comme le montre la figure 23. Prenant l'exemple d'un four rotatif d'une capacité journalière de 3200 tonnes, la longueur et le diamètre du refroidisseur rotatif font respectivement 54 et 5,6 mètres. La température des clinkers sortant du refroidisseur est de l'ordre de 180 à 300 °C.

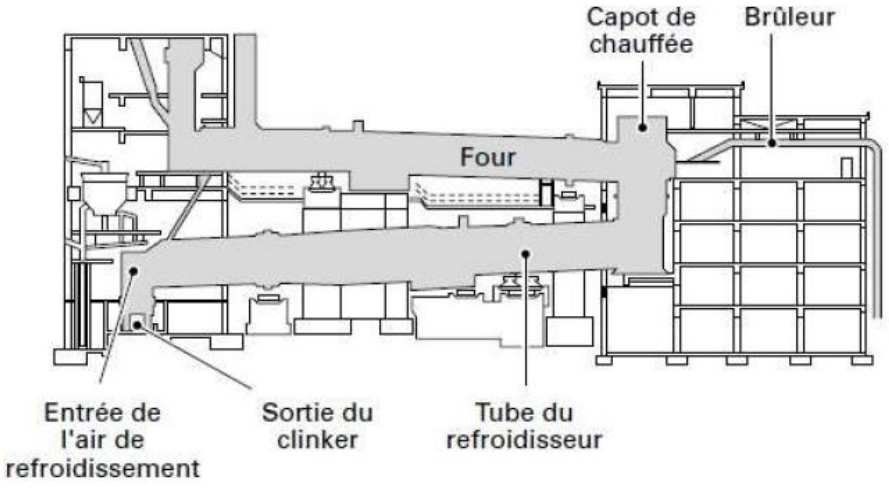


Figure 23: Refroidisseur rotatif ou tubulaire KHD (Bisulandu and Marias, 2019).

2. Entrées

Les principaux intrants au niveau de ce type de fours sont la farine, les combustibles fossiles et/ou alternatifs et l'air (primaire et secondaire). L'entrée principale de la farine dans le circuit du four rotatif est située au dernier étage de la tour de préchauffage. Dans la partie tournante, il pénètre par un canal de dérivation (quelle que soit la sortie de gaz des fumées du four) situé directement sous le dernier séparateur cyclonique (premier étage). Les combustibles fossiles (charbon, fuel lourd, ou gaz naturel) sont introduits au moyen de circuit d'alimentation vers le brûleur principal. Pour les combustibles alternatifs, ils sont soit introduits dans la même entrée que la farine (en dessous du dernier cyclone), soit introduits dans le brûleur principal (brûleur spécifique), en même temps que les combustibles fossiles. Enfin, l'air primaire est introduit par des ventilateurs d'air primaire, qui envoient de l'air vers le brûleur. L'air primaire est également utilisé pour alimenter le four en combustible. Lorsque l'air secondaire est introduit par le ventilateur, ce dernier envoie l'air au refroidisseur de clinker avant d'entrée dans la partie rotative.

3. Sorties

Les sorties principales sont le clinker et les gaz d'échappement. Le clinker sortant du cylindre rotatif après quelques mètres de la tête du brûleur principal. A la sortie du refroidisseur le clinker quitte le circuit du four rotatif. Les gaz quittent le four rotatif par le tuyau montant, reliant le cylindre rotatif au dernier cyclone de la tour de préchauffage.

4. Caractéristiques (taille, inclinaison, réfractaires, poids, …)

Les propriétés des fours rotatifs dépendent également de leurs types. Nous ne fournissons ici que les informations des fours à voie sèche. Les principales dimensions sont les suivantes :

- Longueur : 50 – 100 m ;
- Diamètre intérieur : 3,15 – 6,60 m ;
- Inclinaison : 3,5 – 6 % ;
- Vitesse de rotation : 1,5 – 3,48 tr/min ;
- Poids du cylindre rotatif : 310 tonnes (pour un four de 60 m) (Source CINAT) ;
- Epaisseur de la tôle : 28 – 75 mm ;

Dans un four rotatif, chaque zone correspond à un matériau réfractaire spécifique. Cela se justifie par le fait que les réactions physicochimiques et les températures de fonctionnement varient d'une zone à l'autre. Ainsi, nous donnons un exemple des caractéristiques du revêtement du four tournant de la Cimenterie se Settat (HOLCIM) dans le Tableau 2.

Tableau 2: Caractéristiques des matériaux réfractaires du four rotatif de la cimenterie de Settat (HOCLIM)

Point (m)	**0.6→10.6**	**10.6→ 25.4**	**25.4→ 30.4**	**30.4→ 46**	**46→ 58**	**58→ 67**
Type de brique	ALMAG 85	REFRAMAG AF	ALMAG A1	REFRAMAG AF	KRONEX 60	KRONEX 30
Constitution	Magnésie-spinelle	Magnésie-spinelle	Magnésie-spinelle fusé	Magnésie-spinelle	Bauxite, chamotte	Chamotte spéciale résistante aux alcalis
Coefficient de conductivité thermique (W/m K)	2.7	2.8	2.7	2.8	1.6	1.2
Utilisation	Zone de de transition inférieure	Zone de transition inférieure et supérieure et de cuisson	Zone de transition supérieure et de bandage	Zone de transition inférieure et supérieure et de cuisson	Zone de sécurité	Zone d'entrée, zone de chaine, zone de préchauffage, préchauffeur, refroidisseur.
Composé majoritaire (%)	85-89 MgO	82-87 MgO	80-84 MgO	82-87 MgO	58-62 Al_2O_3	30-34 Al_2O_3

5. Niveaux de températures

Les fours rotatifs sont des équipements à hautes températures. La flamme générée par le brûleur principal du four peut atteindre 2000 °C. Les gaz quittent la partie rotative à des températures autour de 900°C. A la sortie de la tour à préchauffeurs (dernier étage), les gaz n'ont plus que 350°C en moyenne. La farine entre au tour de préchauffage entre 60 et 80°C, et le quitte presque à 900°C avant d'être mis dans le four rotatif. A l'entrée du refroidisseur, le clinker est à 1200 °C. Il en sort à une température entre 100 et 300 °C selon le type de refroidisseur utilisé.

III. Description des principaux phénomènes

L'objectif général de ce travail est d'examiner numériquement les différents aspects du processus : aspects du transport des matériaux solides, avec en particulier l'écoulement des solides et les aspects thermiques, avec une étude détaillée des bilans thermiques.

Le modèle du four rotatif proposé est basé sur la détermination de la surface de transfert dans une section transversale du four en fonction des caractéristiques du matériau, de la géométrie du four, et des paramètres de fonctionnement. Un modèle de transfert thermique est appliqué pour déterminer les différents équilibres thermiques de l'ensemble du four. La méthode de calcul est montrée par la Figure 24.

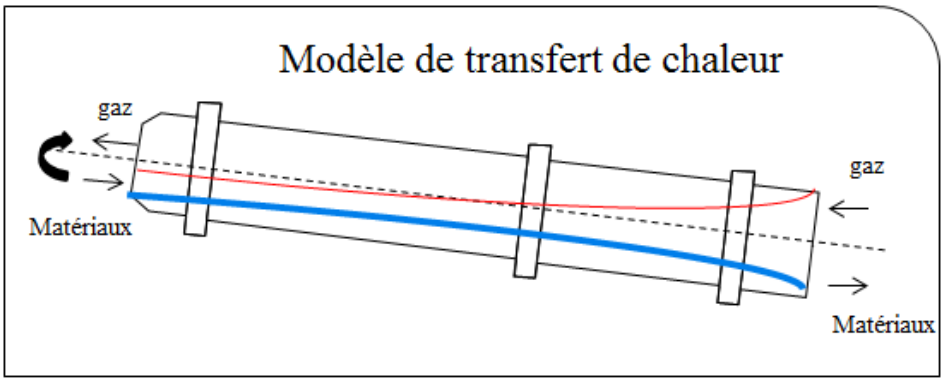


Figure 24: Méthode de calcul basé sur des bilans énergétiques des différentes phases.

Los de la modélisation des fours rotatifs quatre processus de transfert doivent être pris en compte : les transferts de chaleur, de matière, de quantité de mouvement et la réaction chimique. En effet, on trouve que le transfert de chaleur est l'opération la plus importante parce que les phénomènes de transfert sont des facteurs limitant dans de nombreux processus.

Les échanges thermiques jouent un rôle important dans le procédé de fabrication de ciment au niveau d'un four rotatif. Du point de vue des transferts de chaleur, le four rotatif peut être considéré comme un échangeur gaz-solide à contre-courant. Sur la plus grande partie du four le gaz constitue la source de chaleur, chauffant à la fois le solide et la paroi du four. La paroi joue alors le rôle de régénérateur : au cours de la rotation, elle se réchauffe au contact du gaz et restitue une partie de cette énergie en passant sous le solide. Sur la deuxième partie du four, la charge constitue la source d'énergie et chauffe à la fois le gaz et la paroi interne. Tout le long du cylindre, une partie de la chaleur reçue par la paroi est dissipée dans l'air ambiant.

Les transferts de chaleur entre le gaz, le solide et la paroi s'effectuent par rayonnement, convection et conduction (figure 25). Compte tenu de la température élevée du gaz (supérieure à 1500°C sur une grande partie du four), le rayonnement du gaz vers le solide (Q_{gs}^{r}) constitue une source importante d'énergie. Il faut également tenir compte du rayonnement gaz-paroi (Q_{gp}^{r}) et paroi-solide (Q_{ps}^{r}), les transferts par convection comprennent les échanges gaz-paroi (Q_{gp}^{c}) et gaz-solide (Q_{gs}^{c}). Enfin, le phénomène de régénération s'effectue par conduction et rayonnement de la

paroi vers le solide qui est à son contact (Q_{ps}^{cd}). Les pertes thermiques sont dues à la conduction à travers le béton réfractaire. Elles sont dissipées dans l'atmosphère par convection et rayonnement vers l'environnement ($Q_{pe}^{r,c}$)

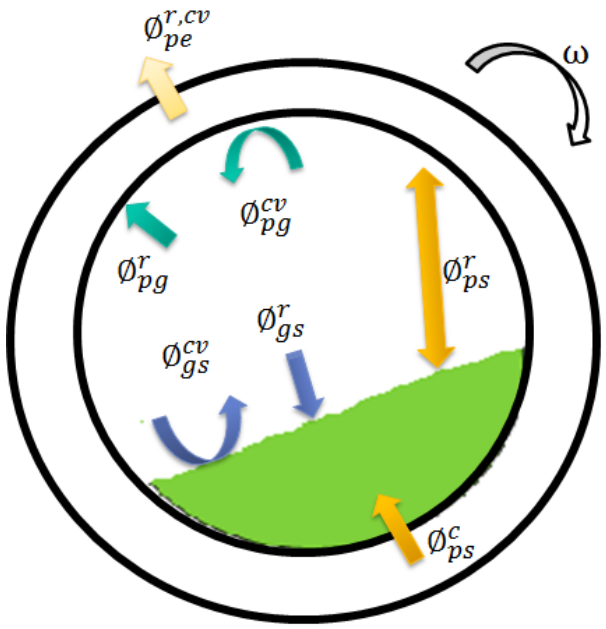


Figure 25 : Schéma du mécanisme de transfert de chaleur au niveau d'une section du four rotatif

Ce chapitre a pour objectif l'élaboration d'un modèle de transfert de chaleur suffisamment complet pour prendre en compte tous les phénomènes qui viennent d'être cités, tout en restant relativement simple pour permettre son exploitation dans le cadre du modèle global de four tournant.

1. Phénomènes de rayonnement au niveau du four

Pour les transferts de chaleur par rayonnement, l'importance des échanges dépend fortement du niveau de la température. Les transferts de chaleur par rayonnement thermique sont liés aux ondes caractéristiques et à la direction de l'émission.

Le rayonnement constitue un mode d'échange de chaleur par émission et absorption de radiation électromagnétique. La détermination des flux de chaleur échangés par rayonnement nécessite de comprendre des propriétés radiatives, en particulier l'émissivité, des solides, de la paroi du tambour et des gaz ainsi que le choix d'un modèle de rayonnement.

Les auteurs ont de nombreux travaux sur la description complète des transferts par rayonnement dans la littérature, (Gorog et al., 1981); (Barr et al., 1989) ont donné une description détaillée des transferts de chaleur entre les gaz, les matériaux et la paroi du four en

employant la méthode de décomposition par zone proposée par (Hottel and Sarofim, 1970). Ces auteurs ont montré que la majeure partie de la transmission du rayonnement se situe dans la section transversale du four.

La plupart des équations proposées dans la littérature définissent les transferts par rayonnement de la façon suivante :

$$\boldsymbol{dQ^r_{ps}} = \boldsymbol{\sigma}\, \boldsymbol{A^r_{ps}}\, \boldsymbol{E_{ps}}\, (\boldsymbol{T_p^4}\text{-}\boldsymbol{T_s^4})\, \mathrm{dz} \qquad (5)$$

$$\boldsymbol{dQ^r_{gs}} = \boldsymbol{\sigma}\, \boldsymbol{A^r_{gs}}\, \boldsymbol{E_{gs}}\, (\boldsymbol{T_s^4}\text{-}\boldsymbol{T_g^4})\, \mathrm{dz} \qquad (6)$$

$$\boldsymbol{dQ^r_{gp}} = \boldsymbol{\sigma}\, \boldsymbol{A^r_{gp}}\, \boldsymbol{E_{gp}}(\boldsymbol{T_p^4}\text{-}\boldsymbol{T_g^4})\, \mathrm{dz} \qquad (7)$$

Où $\boldsymbol{dQ^r_{ij}}$ représente le flux par rayonnement par unité de longueur de four dz, $\mathbf{A}\boldsymbol{ij}$ est la surface par unité de longueur, σ est la constante de Stefan, Tg, Ts et Tp sont respectivement les températures des gaz, des matériaux solides et de la paroi intérieure du tambour exposée au gaz, les coefficients $\boldsymbol{E}$ sont fonction de l'émissivité des gaz, des solides, et de la paroi.

Il existe dans la littérature des modèles radiatifs complets (Gorog et al., 1981). Ils sont lourds à mettre en œuvre et nécessitent la connaissance de nombreux paramètres souvent inaccessibles comme par exemple l'influence des fines se trouvant dans la phase gazeuse sur l'émissivité des gaz.

Dans ce modèle, les transferts par rayonnement sont estimés par une modélisation simplifiée proposée par (Manitius et al., 1974) et souvent utilisée par les auteurs dans la description des transferts radiatifs au niveau d'un four rotatif (Patisson et al., 2000a) (Patisson et al., 2000b) ; (Debacq, 2001).

$$Egs = \varepsilon g\ \varepsilon s \qquad (8)$$

$$Egp = \varepsilon g\ \varepsilon p \qquad (9)$$

$$Esp = \varepsilon p\ (1 - \varepsilon g) \qquad (10)$$

Dans la littérature, le modèle de (Manitius et al., 1974)a été comparé par (Patisson et al., 2000a) (Patisson et al., 2000b) au modèle radiatif plus rigoureux de Gorog *et al.*,(Gorog et al., 1981). Cette étude montre une faible différence entre les deux modèles, moins de 5%.

L'évaluation de l'émissivité des corps mise en jeu au cours de l'échange thermique dépend de leur nature physico-chimique et de l'état de surface. Elle peut varier avec la longueur d'onde, la direction et la température. L'émissivité des solides durant leur phase de chauffage est

difficile à déterminer. Dans les fours rotatifs, les gaz chauds sont souvent fournis par la combustion de gaz naturel ou de fioul, ε_g dépend principalement de la concentration des espèces chimiques susceptibles d'être absorbantes telles que H_2O, CO_2, CO et CH_4, ou des fines particules présentes dans les gaz chauds. Dans le cas d'un mélange $H_2O + CO_2$, l'émissivité du mélange est calculée à partir de la formule présentée par (Hottel and Sarofim, 1970):

$$\varepsilon g = \boldsymbol{C_{CO_2}\varepsilon_{CO_2}} + \boldsymbol{C_{H_2O}\varepsilon_{H_2O}} - \Delta\varepsilon \qquad (11)$$

Où l'émissivité de chaque composant ε_{CO2} et ε_{H2O} est déterminée à partir des pressions partielles et corrigée par les coefficients C_{CO_2} et C_{H_2O}, et $\Delta\varepsilon$ correspondant à la correction due au chevauchement des spectres de radiation des deux gaz.

Une connaissance précise de l'émissivité des matériaux $\boldsymbol{\varepsilon_S}$ au cours du chauffage est difficile à définir. Dans la littérature, des auteurs l'a estimée à 0,9. Les parois du four en acier peuvent être assimilées à un corps gris (Gorog et al., 1981). L'émissivité de l'acier $\boldsymbol{\varepsilon_P}$ a donc été estimée à 0,6.

2. Phénomènes de convection au niveau du four rotatif

Comme pour la conduction, les transferts de chaleur par convection résultent d'une différence de température mais ne dépendent pas de son niveau. L'étude des transferts de chaleur par convection permet de caractériser les échanges entre un fluide et un solide. Quel que soit le régime d'écoulement du fluide, le flux de chaleur transmis est établi par la loi de Newton :

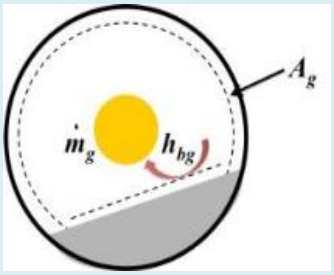
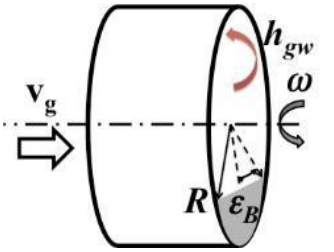
$$\boldsymbol{\frac{dQ}{dt} = h\,(T_s - T_\infty)dS} \qquad \textbf{(12)}$$

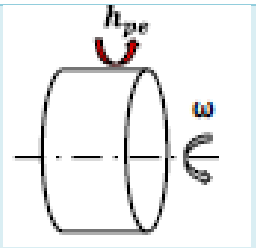
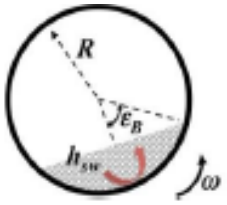
Cette loi permet de quantifier la chaleur échangée par unité de temps, elle est liée à plusieurs paramètres : la différence de température entre le solide et le fluide ($T_s - T\infty$), la surface d'échange dS, et un coefficient d'échange h. L'un des problèmes majeurs dans la détermination du flux convectif consiste à déterminer ce coefficient d'échange h qui est le résultat de différents mécanismes de transfert à l'interface liés à de nombreux paramètres tels que : la température, la vitesse du fluide, la capacité thermique du fluide, l'état de surface du solide et la géométrie. Ces paramètres sont inclus dans le coefficient d'échange, déterminé à partir du nombre sans dimension de Nusselt :

$$\boldsymbol{Nu = \frac{hL_c}{\lambda}} \qquad \textbf{(13)}$$

Dans la littérature, de nombreuses corrélations empiriques permettent de déterminer le nombre de Nusselt. La corrélation de McAdams $h = 0.023(\lambda_g / D_h)\ Re^{0.8}\ Pr^{0.3}$ est l'une des plus classiques pour un écoulement turbulent établi dans une conduite fixe. Cependant, cette corrélation n'est pas optimale pour la détermination des coefficients de transfert dans les fours rotatifs. Dans ces derniers, les transferts thermiques convectifs sont représentés par trois coefficients de transfert : h_{sg} entre les gaz et les solides, h_{gp} entre les gaz et la paroi du four exposée, et h_{pe} entre la paroi extérieure du four et l'environnement extérieur, tableau 3.

Tableau 3 : Coefficients de transferts utilisés dans la modélisation 1-D des fours rotatifs

Corrélation	Domaine de validité	Schéma de transfert de chaleur
$\boldsymbol{h_{sg} = 0.4\left(\frac{3600\dot{m}_g}{A_g}\right)^{0,62}}$	Selon (Gorog et al., 1982) la valeur de hsg doit être comprise entre 50 à 100W/m^2/K	
$\boldsymbol{h_{gp} = \frac{\lambda_g}{D_h}\left(0,02Re_{a,four}^{0,93} + 8.5.10^{-6}Re_t^{1,45}\right)}$	Cette corrélation de (Seghir-Ouali et al., 2006) peut être utilisée pour : $1.1 \times 10^3 < Ret(\omega) < 5.8 \times 10^4$ $0 < Rea, four(vg) < 3 \times 10^4$	 $D_h = \frac{R(2\pi - \varepsilon_B + sin\varepsilon_B)}{\pi - \frac{\varepsilon_B}{2} + \frac{sin\varepsilon_B}{2}}$
(Seghir-Ouali et al., 2006)		

$h_{pe} = 0,135\ (0,5Re_t^2 + Re_\infty^2 + Gr)^{1/3}$	pour: $1.1 \times 10^3 < Ret\ (\omega) < 5.8 \times 10^4$	
$h_{sp} = \frac{\lambda_s}{2\varepsilon_B R}\ 11,6\left(\frac{2\varepsilon_B R^2 \omega}{a_s}\right)^{0,3}$	Selon (Tscheng and Watkinson, 1979) la valeur de ω doit être compise entre 3.5 rad. s−1 à 10 rad. s−1. Avec as = $\lambda s\ \rho s Cps$	

3. Transfert entre paroi et solide

La quantité de chaleur échangée entre la paroi et le solide est représentée dans une section transversale dz par $dQ_{ps}^c = h_{ps}^c A_{ps}^c (Tp - Ts)$. Le coefficient de transfert h_{sp} joue un rôle important dans la modélisation des transferts de chaleur dans les fours rotatifs. Dans la littérature, la détermination de ce coefficient de transfert h_{sp} est basée sur des modèles de pénétration développés et utilisés par de nombreux auteurs (Piton, 2015). Les auteurs (Lebas, 1995)ont été les premiers à introduire une équation semi-empirique pour une large gamme de données. (Lebas, 1995) introduit une fine couche limite de gaz entre le point de contact du solide et la paroi glissante au modèle de pénétration afin de déterminer précisément les transferts de chaleur dans un lit fluidisé ou un milieu poreux.

Récemment, dans une étude expérimentale (Herz et al., 2012) ont comparé plusieurs modèles disponibles dans la littérature. Il en ressort que le modèle de (Lebas, 1995) semble mieux adapté pour de faibles vitesses de rotation ($\omega < 6\ tr/min$) tandis que le modèle de (Tscheng and Watkinson, 1979) semble adapté à des vitesses de rotation plus importantes $3.5 < \omega < 10\ tr/min$.

Ainsi, le modèle de (Lebas, 1995) est donné par :

$$h_{sp} = 2\lambda_s \left(\frac{1}{a_s t_{contact}}\right)^{0,5} \qquad (14)$$

Où le temps de contact dépend du taux de remplissage du solide et de la vitesse de rotation avec :

$$t_{contact}=\frac{2\varepsilon_l}{\pi\omega} \qquad (15)$$

Tandis que le modèle de (Tscheng and Watkinson, 1979)est donné par :

$$Nu_{sp}=\frac{h_{sp}2\,\varepsilon_l R}{\lambda_s}=11.6Pe^{0,3} \qquad (16)$$

Avec :

$$Pe=2\varepsilon_B R^2 n/a_s \qquad (17)$$

Où Pe est le nombre de Péclet, n la vitesse de rotation du four en $tr.s^{-1}$ et as la diffusivité thermique des granulats avec:

$$a_s=\lambda_s/\rho_s Cp_s \qquad (18)$$

L'approche de (Tscheng and Watkinson, 1979)est fréquemment utilisée dans la littérature. Elle se retrouve dans plusieurs modèles (Barr et al., 1989) ; (Patisson et al., 2000a) (Patisson et al., 2000b) ; (Ding et al., 2001) ; (Li et al., 2005) ; (Mujumdar and Ranade, 2006) ; (Boateng, 2008) décrivant les transferts thermiques entre la paroi intérieure du tambour et les matériaux en mouvement.

4. Pertes thermiques

Le transfert radiatif paroi extérieure-air ambiant a une importance capitale pour l'estimation des pertes thermiques du four tournant vers l'extérieur. (Nørskov, 2012) propose la relation pour le calcul du flux de chaleur échangé par rayonnement entre la paroi du four tournant et l'air ambiant :

$$Q_{pa}^r=\sigma A_{pa}^r \varepsilon_p \varepsilon_s (T_{pa}^4-T_a^4) \qquad (19)$$

Avec :

$$A_{pa}^r=2\pi R_{pa} \qquad (20)$$

La paroi extérieure du four rotatif est constituée d'acier fortement oxydé. Or l'émissivité d'un métal se rapproche de 1 lorsque son oxydation augmente. L'émissivité de la paroi extérieure (ε_p) peut donc être estimée à une valeur comprise entre 0,9 et 1 (Lebas, 1995).

(Fan et al., 2013); (Liu et al., 2016) proposent la relation suivante donnant le coefficient d'échange radiatif h^r entre la paroi extérieure du four tournant et le milieu ambiant :

$$h_{pa}^r=\sigma\varepsilon\frac{T_{pe}^4-T_a^4}{T_{pe}-T_a} \qquad (21)$$

Pour les pertes thermiques par convection à la paroi se calculent par :

$$\boldsymbol{Q_{pe}^{c}} = \boldsymbol{h_{pe}^{c}}\, \boldsymbol{A_{pe}^{c}}(T_p - T_e). \qquad \textbf{(22)}$$

Avec : $$\boldsymbol{A_{pa}^{r} = A_{pa}^{c} = 2\pi R_{pe}} \qquad \textbf{(23)}$$

IV. Efficacité énergétique dans les fours de cimenterie

Le thème de l'efficacité énergétique des fours rotatifs pour la production du ciment dans les cimenteries était discuté par (Engin and Ari, 2005); (Atmaca and Yumrutaş, 2014a) ; (Mujumdar et al., 2006). Il a été fondé en 1900 lorsque les fours rotatifs et les nouveaux combustibles ont été introduits, le fioul. Ce dernier qui a remplacé le charbon broyé fournissant une flamme de 1500°C pour initier la réaction entre la chaux et l'argile et permettant la fabrication du « clinker ». De nos jours, l'efficacité énergétique est largement discutée dans la littérature en raison des exigences énergétiques élevées du processus de production du ciment et de son impact environnemental significatif.

Généralement, on trouve que 30 à 40% du coût de production total dans les industries du ciment représente les coûts énergétiques (Madlool et al., 2011),(Zeeshan and Arbab, 2015). Ce coût est estimé de 50 à 60% du coût total par (Panicker and Sandhya, 2013). Cette demande d'énergie élevée est principalement due au besoin en calcination pour la formation du clinker à température plus élevée (Wang and Han, 2012). Le rapport entre la consommation de combustibles fossiles et la consommation d'énergie électrique dans les technologies modernes du ciment est de 4 à 1 (Madlool et al., 2011), (Khurana et al., 2002), (Nawi et al., 2015). Alors que la calcination et la formation du clinker sont les procédés les plus intensifs en énergie thermique, les matières premières, les moulins à ciment et les équipements auxiliaires occupent la majeure partie de la consommation d'énergie électrique. Sur les 75% d'énergie thermique consommée dans le processus de fabrication du ciment (Zeeshan and Arbab, 2015), 35% de cette dernière est perdue dans l'environnement sous forme de chaleur perdue ("HANDY MANUAL CEMENT INDUSTRY.," 1994) (Khurana et al., 2002), (Nawi et al., 2015). Cette énergie est perdue avec les poussières, le refroidissement du clinker, les préchauffeurs et au niveau du four rotatif (Karellas et al., 2013). Pour cette raison l'amélioration de l'efficacité d'utilisation de l'énergie est d'une grande importance dans l'industrie du ciment.

Afin de réduire la consommation d'énergie dans la production du ciment, certains chercheurs ont conçus des procédés pour l'utilisation de ces pertes, par exemple les gaz d'échappement pour la production d'électricité (Engin and Ari, 2005), (Khurana et al., 2002), la chaleur perdue

pour préchauffer les farines crues (Madlool et al., 2011),(Rasul et al., 2005), et (Mujumdar et al., 2007). En outre, certains chercheurs ont étudié la consommation d'énergie de chaque composant dans les usines de production du ciment en utilisant des analyses énergétiques et exergétiques (Karellas et al., 2013), (Engin and Ari, 2005), (Kabir et al., 2010), et (Kolip and Savas, 2010). Ils ont montré que le four rotatif, le préchauffeur et le refroidisseur de clinker avaient la plus grande partie des pertes d'énergie (Khurana et al., 2002), (Atmaca and Yumrutaş, 2014b), et (Çamdali et al., 2004). (Atmaca and Yumrutaş, 2014b) et (Atmaca and Yumrutaş, 2014a) ont constaté une quantité de perte d'énergie au niveau du four rotatif, donc, l'amélioration de l'efficacité énergétique du four rotatif est un moyen profond d'économiser l'énergie. Cette perte de chaleur au niveau de la surface du four représente une certaine proportion de la consommation d'énergie (Yin et al., 2014), et (Gürtürk and Oztop, 2014). Certaines chercheurs (Engin and Ari, 2005), (Atmaca and Yumrutaş, 2014b), (Atmaca and Yumrutaş, 2014c), et (Karamarković et al., 2013) ont suggéré que ces pertes sont d'environ 6 à 15% de l'énergie totale apportée au système. Par conséquent, la récupération de la chaleur perdue au niveau de la surface du four est toujours une solution efficace pour économiser l'énergie dans l'industrie du ciment.



Figure 26 : Four rotatif de la cimenterie HOLCIM de Settat utilisé pour la fabrication du clinker.

La production du ciment est réalisée dans des fours rotatifs (Figure 26), ces derniers se présentent généralement sous forme cylindrique allongée, légèrement inclinée par rapport à l'horizontal et tournant autour de son axe, l'inclinaison des fours rotatifs est en générale

comprise entre 1° et 5°. Les vitesses de rotation sont comprises entre 0.5 tr/min et 30 tr/min. l'écoulement de la matière dans un four rotatif est assuré par la double action de l'inclinaison et de sa vitesse de rotation. La gamme des diamètres des fours rotatifs est comprise entre une dizaine de centimètres et 7 mètres. La longueur, elle varie de 15 à 75 m pour les fours rotatifs courts et de 90 à 120 m pour les fours longs généralement privilégiés pour les applications nécessitant des débits massiques importants, c'est le cas par exemple des fours rotatifs de métallurgie ou de cimenterie.

L'apport de l'énergie dans le four peut se faire par deux méthodes : le chauffage direct qui consiste à envoyer directement des gaz chauds issus de la combustion dans le four, ces derniers circulent à contre-courant par rapport au sens de circulation de la matière et sont en contact direct avec elle. Dans le cas d'un chauffage indirect, la chaleur est transférée par conduction à travers l'épaisseur de la paroi du four tournant. Dans le cas de la fabrication du ciment l'apport d'énergie se fait par chauffage direct avec circulation de la matière à contre-courant des gaz chauds (figure 27), lors de son écoulement à travers le four la matière est soumise à un profil de température qui peut être régulé sur les quatre zones du four (calcination, transition, combustion et refroidissement) figure (27). La combustion peut se faire par différents types de combustibles à savoir : le charbon pulvérisé, le coke de pétrole, et le fuel ou gaz naturel.

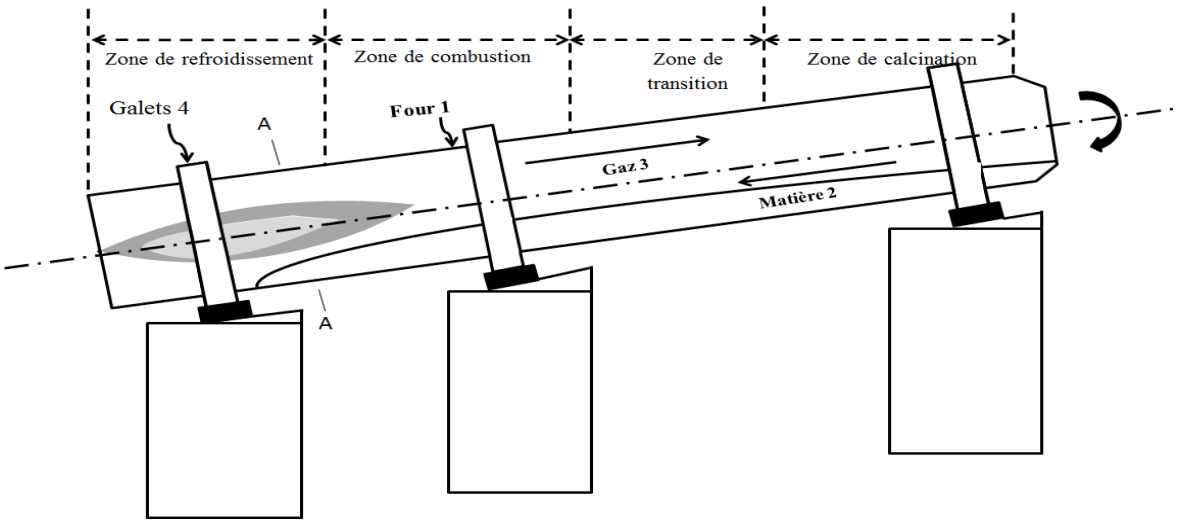


Figure 27: schéma d'un four rotatif de cimenterie

Le four est équipé d'un brûleur, l'élément chauffant principal situé au font du four et génère une flamme à une température d'environ 2000°C (figure 28). La présence de cette flamme permet d'obtenir un gradient thermique de 800 à 1500°C entre l'entrée et la sortie du four. Ce gradient permet à diverses réactions chimiques de se produire, entrainant la formation du « clinker ».

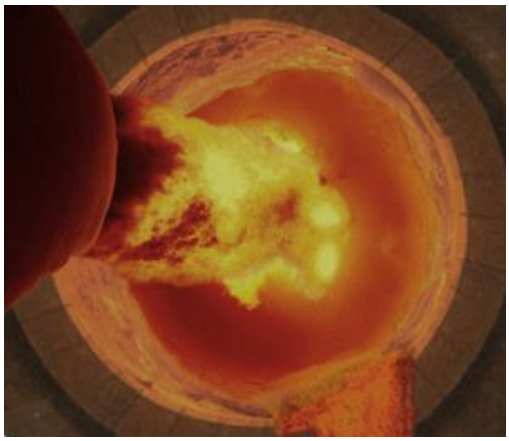


Figure 28: flamme d'un bruleur à l'intérieur d'un four rotatif de cimenterie de HOLCIM Settat

La coque du four se compose de plusieurs tronçons de différentes tailles assemblées par soudage, pour la protéger ainsi et pour éviter des pertes de chaleurs excessives, le four est revêtu par des briques réfractaires (figure 29) spéciales dans chacune des zones qui le composent.

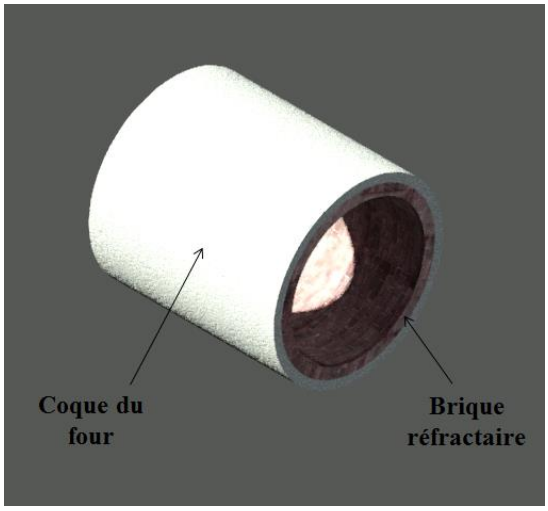


Figure 29: Revêtement aux briques réfractaires du four de cimenterie

Malgré l'utilisation de toute sorte d'isolation, la température au niveau de la paroi du four reste trop élevée dans une marge de plus de 5 % de la chaleur apportée à la production du clinker. Pour cette raison la récupération et la réutilisation de cette chaleur offrent la possibilité de réduire les coûts énergétiques et d'améliorer la rentabilité des entreprises.

V. Etat de l'art de la récupération de la chaleur fatale sur des fours industriels

Sur les fours rotatifs utilisés dans le domaine de la cimenterie, la majeure partie de la chaleur perdue se trouve au niveau des fumées et sur la paroi. Afin de récupérer ces pertes énergétiques,

un échangeur de chaleur peut être appliqué sur la paroi du four. L'idée d'utiliser une isolation au niveau de la paroi peut entrainer une forte augmentation de la température. Pour conserver les propriétés recherchées du clinker à la sortie du four, la température au niveau de la paroi doit-être maintenue entre 200 et 450°C. Il en résulte que l'utilisation d'un échangeur permettrait de maintenir une température de paroi proche de celle observée sans échangeur et de récupérer la chaleur fatale au niveau de cette dernière.

Dans la littérature certains chercheurs ont inventé différents types de système pour récupérer la chaleur perdue au niveau de la surface du four rotatif, Weinet (1990) (Sirchis, 1990) a été le premier à proposer l'utilisation d'échangeur de chaleur au niveau de la paroi d'un four rotatif industriel pour la fabrication du "clinker". Plusieurs auteurs ont ensuite proposé un système de récupération de l'énergie perdue au niveau des parois des fours de ciment. Ils ont montré qu'il est possible de récupérer 15% de l'énergie totale apportée à l'entrée du four (Engin and Ari, 2005) (Söğüt et al., 2010).

En effet plusieurs système ont été proposé dans le but de récupérer la chaleur perdue au niveau du four de ciment, d'après (Zhang Gaozuo, 2006) l'utilité du modèle se rapporte à une unité de récupération de chaleur sur la surface d'un four de ciment, le dispositif est caractérisé en ce que la surface de ce dernier est munie d'une enveloppe de récupération de chaleur, la surface du four et l'enveloppe forme deux cercles concentriques. L'espace entre les deux surfaces forme un intervalle d'écoulement de l'air. Selon(Huang Hua, 2007), l'invention concerne un dispositif de récupération de la chaleur résiduelle au niveau de la surface du four à ciment rotatif par voie sèche. Le dispositif se compose de capteurs de chaleur composés d'un boîtier creux étanche utilisé comme un évaporateur et une surchauffeur entourant la surface extérieure du four rotatif. Le dispositif est conçu de telle sorte qu'il puisse surchauffer de l'eau entrante à travers des tuyaux disposés sur la partie intérieure du boitier, la vapeur générée par les collecteurs de chaleur peut être introduite dans la turbine à vapeur pour produire de l'énergie ou réutilisée dans d'autres appareils utilisant la vapeur. L'invention de (Liu Xuemin and Wang Changyuan, 2008) décrit un dispositif d'utilisation de la chaleur perdue au niveau de la surface du four rotatif pour le chauffage de l'eau, elle se présente sous forme d'échangeur absorbant la chaleur perdue au niveau de la surface du four, déposé sur un support pour maintenir la surface de l'échangeur et celle du four à une position relative stable. L'échangeur comporte une pluralité d'unité, chacune d'entre elles est reliée à un tube de raccordement, formant une structure de type tubulure ondulée. L'alimentation en eau de l'échangeur de chaleur est assurée par une pompe et la sortie de l'eau alimente un réservoir d'eau chaude. La température de l'eau

est mesurée automatiquement par un contrôleur de température électronique, le dispositif permet d'absorber la chaleur dégagée à la surface du four et de fournir une température de l'eau relativement stable.

L'invention de (Qian Jianrong, 2008) décrit un dispositif de récupération de chaleur en surface du four de ciment qui comprend une pluralité de segment disposés sur sa surface. Un autre dispositif de (Li Wenbo et al, 2011), permet l'utilisation de la chaleur résiduelle dans une ligne de production de ciment par voie sèche, plus précisément la conversion thermoélectrique de la chaleur perdue à travers la surface du four rotatif pour produire de l'électricité. Il s'agit d'un générateur qui peut tourner avec le four rotatif et produire de l'énergie en utilisant la chaleur perdue au niveau de sa surface, cette dernière est collectée puis transférée à l'extrémité chaude d'un module de génération à l'extrémité froide duquel est placé un radiateur, ceci permet de créer une différence de température entre l'extrémité chaud et froide de ce module permettant de générer une force électromotrice sous l'action de l'effet de Seebeck. Le système présente une composante de génération d'énergie de sorte que la chaleur initialement perdue au niveau du four soit directement convertie en énergie électrique.

(Li Wenbo et al, 2012) Ont présenté un dispositif qui a pour but de fournir un procédé de récupération de chaleur perdue à travers la surface du four de ciment par séchage sec, ce dispositif est constitué d'une section à plusieurs parties composant la paroi cylindrique fixée sur le côté extérieur du four de ciment, un espace est maintenu entre le corps du four et la paroi extérieure du cylindre et un canal d'écoulement du fluide de travail est formé. La paroi est pourvue au milieu d'un orifice permettant la sortie du fluide, chauffée à réutiliser dans un système externe.

L'invention décrit par (Wang Nengwei, 2013) concerne un dispositif de récupération de l'énergie perdue à travers la paroi extérieure du four rotatif plus précisément ceux à ciment. Il comprend des collecteurs de chaleur, une canalisation d'arrivée de l'eau et une autre pour sa sortie, le collecteur est disposé à l'extérieur de la surface du four avec un espace vide entre eux. L'arrivée et sortie de l'eau sont reliées respectivement aux deux extrémités du collecteur de chaleur. Ce système de récupération, agencé à l'extérieur de la paroi du four rotatif de ciment a pour but l'utilisation de la chaleur dissipée à l'extérieur de la paroi du four pour le chauffage de l'eau.

L'invention de (Cheng Lin and Du Wenjing, 2013) concerne un dispositif de récupération de chaleur perdue en surface du four rotatif à ciment, de forme hexagonale, le dispositif dispose d'une paroi dans laquelle circule l'eau et une couverture, l'espace prévu entre la paroi du four rotatif et celle de l'eau permet le passage d'une quantité d'air, à l'intérieur et à l'extérieur de la conduite d'air plénum communicant au-dessus et au-dessous du logement. D'après (Zhang Tongwei, 2012) L'invention concerne un dispositif de récupération de chaleur résiduelle de la surface d'un four rotatif avec une structure en tube à ailettes de convection, la solution est principalement constituée d'une surface de chauffage à ailettes en serpentin, et d'une isolation, la surface de chauffage en forme d'ailettes en serpentin de l'échangeur de chaleur fait une pièce semi-circulaire recouvrant le haut du cylindre du four rotatif, le dispositif est déposé sur un support de panneau en U fixé en dessus de l'isolant. Un passage d'air chaud en écoulement est formé entre le boitier et l'isolant.

Récemment (Yin et al., 2017) ont présenté un système de récupération de la chaleur perdue en surface du four rotatif en utilisant un système composé de neuf échangeurs de chaleur reliés en série et parallèle, l'eau froide d'une pompe d'alimentation s'écoule dans chaque branche et absorbe la chaleur de trois échangeurs de chaleur puis s'écoule dans un système de cogénération.

Des études énergétiques et exergétiques des systèmes innovés ont été effectuées afin de connaitre la faisabilité de chaque dispositif. Les auteurs (Engin and Ari, 2005) ont proposé des méthodes d'audit énergétique pour les fours rotatifs utilisés en cimenterie en cherchant les différentes voies possibles pour la récupération des pertes énergétiques. Les auteurs ont montré que 40% de l'énergie fournie en entrée est perdue dans les fumées, 5% dans l'échangeur « ciment-air » et 15% en paroi. Afin de récupérer cette chaleur piégée dans les fumées, les auteurs proposent d'utiliser un cycle thermodynamique permettant de générer de l'électricité. Pour les pertes observées en paroi du four, les auteurs recommandent de les récupérer en utilisant une seconde enveloppe permettant de réduire de 12% la consommation de combustible. Cependant, leurs calculs étaient basés sur une étude globale du procédé possédant une température de paroi de 290°C, et une perte en paroi constante de 147 kW.

Les auteurs (Mujumdar et al., 2006) ont présenté un modèle monodimensionnel permettant la modélisation de la fabrication du « clinker » dans une cimenterie avec l'ajout d'une seconde paroi sur le procédé de fabrication. Cet espace entre la surface du four et l'enveloppe est utilisé pour récupérer la chaleur s'échappant de la surface du four afin de minimiser les pertes vers le

milieu extérieur. Les travaux de (Mujumdar et al., 2006) présentent une étude sur la configuration de la double enveloppe et sur l'impact du débit d'air circulant dans l'espace annulaire entre la surface du four et l'enveloppe. Les simulations montrent que la température à la surface du four est principalement contrôlée par le débit massique d'air. Les températures à la paroi observées par la modélisation de (Mujumdar et al., 2006) sont assez proches des prédictions réalisées par (Mastorakos et al., 1998) à partir de simulations CFD. Les auteurs (Mujumdar et al., 2006) constatent que l'ajout de l'enveloppe sur le four augmente considérablement la température à la surface du four, passant de 550 K à 1000 K. Cependant, le fonctionnement des fours à ciment à de si hautes températures n'est pas réalisable. Par conséquent, il est essentiel de refroidir la paroi du four par convection forcée. L'augmentation du débit permet de réduire la température à la paroi du four, et ainsi d'accroitre la récupération de chaleur.

Le modèle 1-D présenté par (Mujumdar et al., 2006) permet d'estimer les performances des fours rotatifs de cimenterie, et de dimensionner l'échangeur afin de réduire la consommation énergétique du procédé. D'après les auteurs, il est possible de récupérer 80% de la chaleur perdue dans l'environnement en réalisant un choix judicieux sur le design de la double enveloppe et sur le débit d'air afin d'éviter de dégrader la qualité de la chaleur fatale récupérée. En effet, avec l'absence d'enveloppe, l'énergie perdue vers le milieu extérieur équivaut à 150kJ/ (kg de clinker). L'ajout de la seconde enveloppe sans aucun flux gazeux dans l'espace annulaire réduit ces pertes à 10kJ/ (kg de clinker). Cependant, la paroi et les matériaux traversant le four se trouvent détériorés dans cette gamme de température.

Les auteurs (Söğüt et al., 2010), ont proposé une étude exergétique d'une cimenterie en Turquie. Ils ont montré que 51% de l'énergie fournie au procédé est perdue dans l'environnement. Ils ont ainsi proposé d'utiliser une enveloppe pour récupérer l'énergie perdue. Dans l'entrefer, un réseau de faisceau tubulaire est ajouté permettant de faire circuler de l'eau et possédant une meilleure capacité calorifique que l'air. Dans cette configuration du four, l'énergie perdue à la paroi par rayonnement est transférée vers le fluide circulant dans les tubes et l'énergie perdue par convection est transférée vers le flux d'air. La chaleur transmise au fluide caloporteur dans les tubes est essentiellement fournie par rayonnement de la paroi du four. Une autre partie est fournie par le flux d'air sous forme de convection. Les résultats obtenus par la modélisation ont montré qu'il est possible de récupérer 3044 kW, soit 73% de la chaleur fatale du four. En revanche, l'auteur ne présente pas l'impact de l'échangeur sur les températures de paroi ainsi que sur les transferts thermiques dans le four.

(Karamarković et al., 2013) a conçu un dispositif de récupération de la chaleur pour absorber la chaleur perdue en surfaces du four, pour le préchauffage de l'air, l'échangeur de chaleur utilisé est disposé le long de la surface externe du four, formant une coque secondaire. Le passage de l'air entre la coque secondaire et la surface extérieure du four permet d'absorber la chaleur et de l'utiliser pour la combustion.

D'autre part (Caputo et al., 2011) ont proposé une relation mathématique pour analyser la performance en fonction de la longueur de l'échangeur de récupération de chaleur, et ils ont constaté que la performance du transfert de chaleur serait améliorée en augmentant la longueur des faisceaux tubulaires.

De l'autre côté, (Luo et al., 2015)ont proposé une unité de récupération de chaleur résiduelle thermoélectrique permettant de produire de l'électricité directement à partir de la différence de température entre la surface du four rotatif et la température ambiante. Ils ont développé un modèle mathématique pour prédire la production et les économies d'énergie possibles en utilisant une unité de récupération de chaleur perdue sur un four rotatif de 4,8 m de diamètre et de 72 m de long. L'unité proposée produit environ 221 kW d'électricité, ce qui correspond à près de 32% de la perte de chaleur à la surface du four.

Ces discussions ont été axées sur la régulation des paramètres opérationnels et structurels des dispositifs de récupération de chaleur pour augmenter les vitesses de transfert de chaleur. Cependant, la perte de chaleur de la coque du four devrait être à des valeurs appropriées. (Yin et al., 2016a), (Yin et al., 2017),(Yin et al., 2016b)ont proposé un modèle mathématique pour analyser les vitesses de transfert de chaleur requises d'un système de récupération de chaleur avec neuf échangeurs de récupération. Un cas d'optimisation a également été formulé pour optimiser les paramètres structurels permettant de minimiser les zones de transfert de chaleur requises. La recherche a été basée sur les analyses du système connecté en parallèle dans une cimenterie pratique. En outre, les méthodes analytiques similaires pourraient être appliquées à d'autres formes de systèmes de récupération de la chaleur.

VI. Base de la récupération d'énergie :

1. Introduction :

Dans cette partie, nous verrons tout d'abord une analyse des différents modèles de récupération de l'énergie thermique perdue au niveau des fours rotatifs du ciment présentés dans la littérature. A travers cette analyse nous mettrons en exergue les différents systèmes de

récupération d'énergie et ferons ressortir les éléments clés de chaque système avec les équations et les modèles de transferts de chaleur utilisés pour une récupération efficace.

Un premier modèle présentant un échangeur de chaleur au niveau d'un four rotatif disposé sous la forme d'un réseau de tubes longitudinaux sur la longueur du four, dans lesquels circule de l'eau sous pression. Le modèle est établi pour mettre en évidence le processus de transfert de chaleur et son impact sur la conception. Un modèle économique a aussi été développé (Caputo et al., 2011).

Un deuxième modèle mathématique définit la géométrie d'un échangeur de chaleur installé au niveau d'un four rotatif de telle sorte que la chaleur récupérée avec ce système sur la surface du four est utilisée pour le préchauffage de l'air de combustion. Cette chaleur doit être égale à celle dissipée à travers la surface du four sans ledit système (Karamarković et al., 2013). Une analyse de l'audit énergétique d'un système de four rotatif dans une cimenterie en Turquie est aussi présentée (Engin and Ari, 2005). Ces modèles permettent de faire une analyse détaillée des performances de récupération de l'énergie et d'en tirer des conclusions pertinentes. Enfin un modèle pouvant s'adapter à diverses géométries de fours rotatifs est proposé. Ce dernier sera utilisé pour maximiser les performances de récupération d'énergie.

2. Etude du modèle de Caputo et al :

Dans une première approche, il est trop intéressant de développer un modèle permettant d'approcher les performances d'un récupérateur d'énergie et de faire ressortir les éléments clés d'une bonne modélisation.

En effet l'idée de récupérer la chaleur perdue au niveau de la surface des fours rotatif a été proposée depuis quelque temps, Weinert (Sirchis, 1990)a été l'un des premiers auteurs à suggérer d'utiliser une seconde enveloppe extérieure sur la coquille du four, ensuite différents modes de réalisation de ce concept ont été présentés par (Caputo et al., 2011). Cependant, récemment, (Caputo et al., 2011)ont été les premiers auteurs qui ont présenté un modèle mathématique pour analyser la performance des systèmes de récupération de chaleur pour les fours rotatifs, l'équipement a été configuré comme un faisceau de tubes disposés longitudinalement sur la surface de la coque cylindrique du four et dans lesquels circule de l'eau . Ils ont effectué une analyse paramétrique pour explorer les performances des différents équipements, par la suite ils ont examiné la faisabilité économique de l'utilisation de ce type de système pour récupérer l'énergie d'un four de ciment et alimenter un réseau de chauffage.

Ce type d'agencement a été présenté comme deux cylindres coaxiaux, ils ont supposé que le transfert de chaleur entre les tubes et l'environnement extérieur est nul, un espace annulaire rempli d'air ambiant existe entre les deux surfaces d'échange de chaleur concentriques (surface du faisceau de tubes et surface de la coque du four). En outre, la température de la paroi du four a été supposée constante, et que l'eau est le fluide de transfert qui s'écoule dans les tubes. Cependant les tubes ne seront disposés que sur la section du four présentant une forte température, en général la section utile pour la récupération de chaleur est en correspondance avec la section d'entrée du four qui représente seulement quelques dizaines de mètres de longueur.

La modélisation est illustrée sur la figure 40, avec 'x' qui représente la coordonnée de longueur parallèle à l'axe du four, avec des valeurs croissantes passant de l'extrémité chaude à l'extrémité froide du four. Ici on suppose que l'air circule de l'entrée du four vers les sections de sortie, et que l'eau circule soit dans la même direction (co-courant) ou dans le sens opposé (contre-courant) du flux d'air. Le modèle à contre-courant est représenté dans ce cas (figure 30).

En considère un élément différentiel du four de longueur dx, ils ont considéré d$q_a^{c\prime}$ comme le flux de chaleur convectif échangé entre la surface du four et l'air, d$q_a^{c\prime\prime}$, le flux de chaleur par convection échangé entre l'air et les tubes et d$q_{H_2O}^{i}$, le flux transféré par rayonnement entre le four et la surface des tubes.

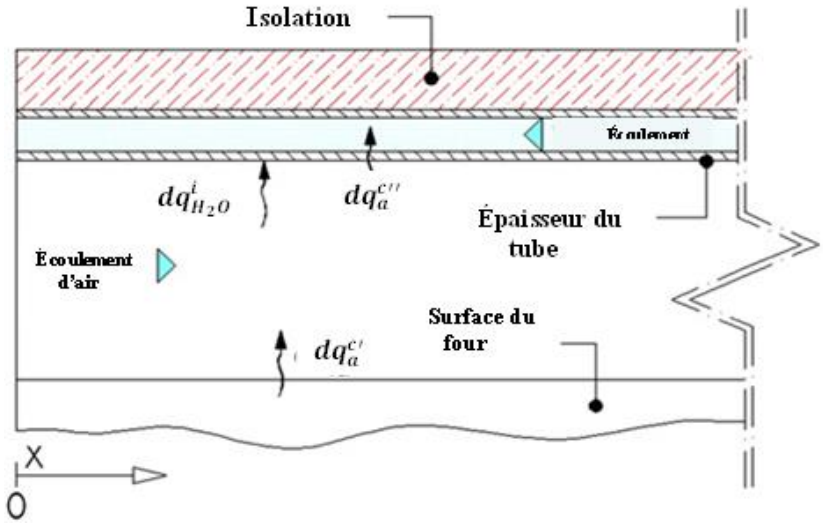


Figure 30: Système d'échange de chaleur entre le four et les tubes d'eau (cas à contre-courant) (Caputo et al., 2011).

Les bilans énergétiques pour l'air et l'eau à travers l'élément différentiels peuvent être écrits respectivement comme suite :

$$\boldsymbol{m_a . C_{p,a} . dT_a = dq_a^{c\prime} - dq_a^{c\prime\prime}} \quad (24)$$

$$\boldsymbol{-m_{H_2O} . C_{p,H_2O} . dT_{H_2O} = dq_a^{c\prime\prime} + dq_{H_2O}^{i}} \quad (25)$$

Avec :

- m_a : le débit massique d'air ;
- cp_a la chaleur spécifique de l'air à pression constante ;
- T_a la température de l'air ;
- m_{H2O} le débit massique de l'eau ;
- cp_{H2O} la chaleur spécifique de l'eau à pression constante et
- T_{H2O} la température de l'eau.

Les flux de chaleur correspondants sont :

$$\boldsymbol{dq_a^{c\prime} = h_a . dA_s . (T_{k,avg} - T_a(x))} \quad (26)$$

$$\boldsymbol{dq_a^{c\prime\prime} = H . dA_t . (T_a(x) - T_{H_2O}(x))} \quad (27)$$

Où :

- ha est le coefficient d'échange thermique convectif de l'air ;
- H le coefficient global de transfert de chaleur air-eau ;
- dAs et dAt, les surfaces superficielles différentielles du four et des tubes respectivement ;
- $T_{k,avg}$ La température moyenne de la paroi de la coque du four.

Les coefficients de transfert de chaleur sont calculés selon des corrélations établies dans la littérature (VDI e. V., 2010), en supposant la convection forcée.

En négligeant les résistances d'encrassement et la résistance conductive des parois tubulaires, on peut supposer que H= ha en tant que coefficient de convection, cela permet de réécrire l'équation (27) comme suit :

$$\boldsymbol{dq_a^{c\prime\prime} = h_a . dA_t . (T_a(x) - T_{H_2O}(x))} \quad (28)$$

Le flux de chaleur rayonnant transféré à l'eau est définie par (Yunus A Cengel, 2017):

$$\mathbf{dq^{i}_{H_2O}} = \frac{\mathbf{dA_s.\sigma.(T^4_{k,avg} - T^4_{H_2O}(x))}}{\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{a_s}} + \frac{\mathbf{1-a_t}}{\mathbf{a_t}}.\left(\frac{\mathbf{A_s}}{\mathbf{A_t}}\right)} \qquad (29)$$

Où σ est la constante de Stefan Boltzmann, tandis que 'a_s' et 'a_t' représentent l'émissivité des surfaces du four et des tubes respectivement. Si dA = A' dx est la surface de transfert de chaleur élémentaire (A' représente la surface par unité de longueur de la surface cylindrique de transfert de chaleur, s et t correspondent respectivement à la coque du four et aux tubes), les équations du bilan massique deviennent :

$$\boldsymbol{m_a.c_{p,a}.\frac{dT_a}{dx} = h_a.A'_s.\left(T_{k.avg} - T_a(x)\right) - h_a.A'_t.(T_a(x) - T_{H_2O}(x))} \qquad (30)$$

$$\boldsymbol{-m_{H_2O}.C_{p,H_2O}.\frac{dT_{H_2O}}{dx} = h_a.A'_t.(T_a(x) - T_{H_2O}(x)) + \frac{dA_s.\sigma.(T^4_{k,avg} - T^4_{H_2O}(x))}{\frac{1}{a_s} + \frac{1-a_t}{a_t}.\left(\frac{A_s}{A_t}\right)}} \qquad (31)$$

Dans le cas où le flux co-courant est supposé, l'équation (8) est écrite sans le signe moins à gauche. Après quelques manipulations algébriques, le système résultant des équations différentielles peut être défini finalement par :

$$\begin{cases} \frac{dT_a(x)}{dx} = -(K_1 + K_2).T_a(x) + K_2.T_{H_2O}(x) + K_1.T_{k,avg} \\ \frac{dT_{H_2O}(x)}{dx} = -K_3.T_a(x) + K_3 T_{H_2O}(x) + K_4.T^4_{H_2O}(x) - K_4.T^4_{k,avg} \end{cases} \qquad (32)$$

Avec :

$$K_1 = \frac{h_a.A'_s}{m_a.c_{p,a}} \quad ; \quad K_2 = \frac{h_a.A'_t}{m_a.c_{p,a}} \quad ; \; K_3 = \frac{h_a.A'_t}{m_{H_2O}.C_{p,H_2O}} \; ; K_4 = \frac{1}{m_{H_2O}.C_{p,H_2O}} \cdot \frac{A'_s.\sigma}{\frac{1}{a_s} + \frac{1-a_t}{a_t}.\left(\frac{A'_s}{A'_t}\right)}$$

Le système a été résolu en utilisant le solveur Runge-Kutta de la Matlab ODE Toolbox permettant de calculer les profils de température de l'air et de l'eau le long de la longueur axiale du four. Dans le cas d'un écoulement à contre-courant, les conditions aux limites suivantes sont appliquées :

$$T_a(x_0) = T_a(0) = T_{in,a}$$

$$T_{H2O}(x_0) = T_{H2O}(0) = T_{out,H2O}$$

Où $T_{in,a}$, et $T_{out,H2O}$ sont respectivement la température d'entrée de l'air et la température de sortie de l'eau, alors que dans le cas du co-courant les conditions aux limites deviennent :

$$T_{a}(x_0) = T_{a}(0) = T_{in,a}$$

$$T_{H2O}(x_0) = T_{H2O}(0) = T_{in,H2O}$$

Où $T_{in,H2O}$ étant la température d'entrée de l'eau.

Afin de montrer les capacités du modèle à évaluer les performances de l'échangeur de chaleur, il a été appliqué sur un four rotatif réel, ayant une température au niveau de la surface constante. La longueur totale du four n'a pas été spécifiée, des simulations ont été effectuées pour des longueurs allant de 0 à 20 m.

A partir du modèle mathématique, les résultats montrent que les performances de la récupération de chaleur dépendent de certains paramètres de conception et d'autres liés aux fluides qui peuvent être mis en œuvre par le concepteur.

En raison du rôle du transfert de chaleur par rayonnement, dans le cas d'un four froid avec une température inférieure à 250 °C, le transfert d'énergie en convection est supérieur au transfert par rayonnement, cela implique que ce type d'échangeur est plus adapté pour être appliqué aux zones où la température de la paroi est assez élevée, tandis que les zones froides du four pourraient être utilisées pour préchauffer l'air.

(Caputo et al., 2011)ont montré que lors d'une modification du débit d'eau, le mécanisme de transfert de chaleur n'est pas affecté de manière significative, car la récupération de chaleur consiste principalement en un échange radiant, mais la température de l'eau est grandement affectée. Une augmentation du débit d'eau provoque évidemment une réduction de la température de l'eau de sortie jusqu'à ce que sa valeur ne soit plus adaptée aux besoins des utilisateurs.

Par la suite (Caputo et al., 2011)ont discuté la faisabilité économique de ce mode de récupération en développant un modèle de cout de l'échangeur et en analysant ses performances économiques en fonction de la longueur d'équipement, afin de définir les conditions d'une maximisation de la valeur nette de la récupération de chaleur.

L'étude a été basée sur une estimation de l'investissement en capitale de l'échangeur de chaleur (C_{HRE}, €), ce dernier a été exprimé par la somme du coût du faisceau de tubes (C_p, €), du coût des plaques de support des tubes (C_B, €), du coût d'isolation (C_{iso}, €), et du coût de la coquille de protection cylindrique externe (C_{pl}, €) avec :

$$\boldsymbol{C_{HRE} = C_p + C_B + C_{iso} + C_{pl}} \qquad (33)$$

En se référant aux détails constructifs de la figure 31, le coût du faisceau de tubes est donné par :

$$\boldsymbol{C_p = W_p . L_{HRE} . N_{tt} . C_{up}} \qquad (34)$$

Avec C_{up} (€ /kg) le coût spécifique du matériau de construction adopté, W_p le poids du tube par unité de longueur (kg /m), N_{tt} le nombre de tubes et L_{HRE} (m) la longueur du HRE.

Le coût des plaques de support des tubes est :

$$\boldsymbol{C_B = (t_B . \pi . D_B . S_B . \rho_M)\, N_B C_{uB}} \qquad (35)$$

C_{uB} Étant le coût spécifique (€/ kg) du matériau des plaques de support, t_B l'épaisseur de plaque (m), D_B le diamètre moyen de la plaque de support (m) correspondant au diamètre de la circonférence de la colonne de tubes, S_B la largeur de la plaque (m) (une forme annulaire est supposée), et ρ_M la densité du matériau (kg / m^3). Le nombre de plaques de support nécessaires pour maintenir le faisceau de tubes est :

$$\mathbf{N_B = int\left(\frac{L_{HRE}}{MUS}\right) + 1} \qquad (36)$$

Où MUS (m) est l'espacement entre deux plaques de support consécutives. Le coût d'isolation est donné par :

$$\mathbf{C_{ins} = \left[\frac{t_{ins}}{1000} . \pi . \left(D_{int} + \frac{d_0 + t_{ins}}{1000}\right) . L_{HRE}\right] C_{uins}} \qquad (37)$$

Avec :

- C_{uins} (€ /m^3) le coût de l'isolation spécifique,
- t_{ins} (mm) l'épaisseur de la couche isolante,
- le terme entre crochets représente le volume d'isolation global, étant donné que le matériau isolant est placé entre la circonférence du banc de tubes et la coque cylindrique externe.

Enfin, le coût de l'enveloppe protectrice C_{pl} (€) est :

$$\boldsymbol{C_{pl} = \left[t_{pl}.\pi.\left(\mathbf{D_{int}} + \frac{\mathbf{d_0+2t_{ins}}}{\mathbf{1000}}\right).\mathbf{L_{HRE}}\rho_M\right]C_{upl}} \quad (38)$$

Où C_{upl} (€/ kg) est le coût spécifique du matériau de construction adopté, le terme entre crochets représente le poids total de la coquille, et t_{pl} (m) l'épaisseur de la plaque de la coque.

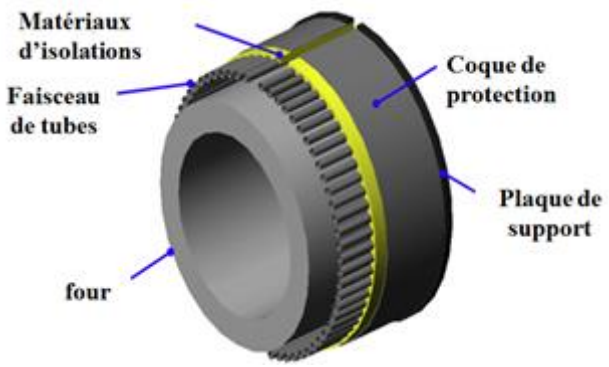


Figure 31: Détails de la construction de l'échangeur de chaleur sur le four rotatif.(Caputo et al., 2011)

L'analyse a montré que l'échangeur de chaleur considéré n'est efficace que sur la première partie du four, correspondant à la zone à température plus élevée.

Le modèle intégré a permis de trouver des conditions de rentabilité de l'échangeur de chaleur déterminant également la longueur optimale de l'échangeur. Les résultats de l'analyse ont confirmé la faisabilité technique et économique de la récupération de la chaleur en surface du four par utilisation de ce modèle d'échangeur de chaleur.

3. Etude du modèle de Vladan Karamarkovic:

Le modèle est consacré à l'amélioration de l'efficacité énergétique d'un four rotatif par utilisation des pertes de chaleur en surface. L'objectif de la récupération de toute la chaleur perdue est sa réutilisation pour préchauffer l'air utilisé dans la combustion au sein du four.

Le système proposé se présente sous la forme d'une grande conduite de plusieurs mètres, formant un espace annulaire avec le four, dans lequel un courant d'air circule pour en extraire la chaleur dissipée du four à travers sa surface dans l'air ambiant. L'air s'écoulant dans l'espace annulaire est préchauffé puis extrait par un ventilateur et sert d'air de combustion à l'intérieur du four.

Le système se compose de deux couvercles semi-cylindriques mis en contact par une force constante de vérins hydrauliques, la surface extérieure du récupérateur est isolée par la laine minérale, l'air ambiant entre par les côtés dans l'espace annulaire formé entre la surface extérieure du four et la surface du récupérateur. Un ventilateur extrait l'air préchauffé à travers une conduite flexible isolée. Le récupérateur est appliqué seulement sur les premiers mètres du four où les températures de surface sont plus élevées. Cette zone est décomposée en plusieurs sections en fonction de la température de surface.

Pour déterminer la validité de cette solution un modèle mathématique est développé, il donne la géométrie du récupérateur et permet à l'air traversant l'espace annulaire de soustraire la chaleur perdue dans chaque section. Une analyse énergétique et exégétiques a été réalisée pour connaitre les avantages de cette solution.

Le four rotatif, pour lequel la mise en œuvre du récupérateur examiné est proposée constitue un four de calcination de la dolomite dans une entreprise de production du magnésium. Le bilan énergétique du four a identifié 26,35% d'énergie à l'entrée et 18,95% des gaz d'échappement sont les principales sources de pertes de chaleur, ces dernières correspondent aux données de (Chakrabarti, 2002) pour le même type de four. Pour diminuer ces pertes, un échangeur de chaleur sous la forme d'une enveloppe circulaire présentant un espace annulaire sur la zone de calcination a été utilisé pour préchauffer l'air de combustion L'échangeur utilise au même temps la chaleur perdue par convection et par rayonnement au niveau de la surface du four.

Afin d'évaluer la validité du système un modèle mathématique a été établi, il permet de déterminer les caractéristiques géométriques de l'échangeur.

La figure 32 illustre le modèle du récupérateur étudié par (Karamarković et al., 2013) :

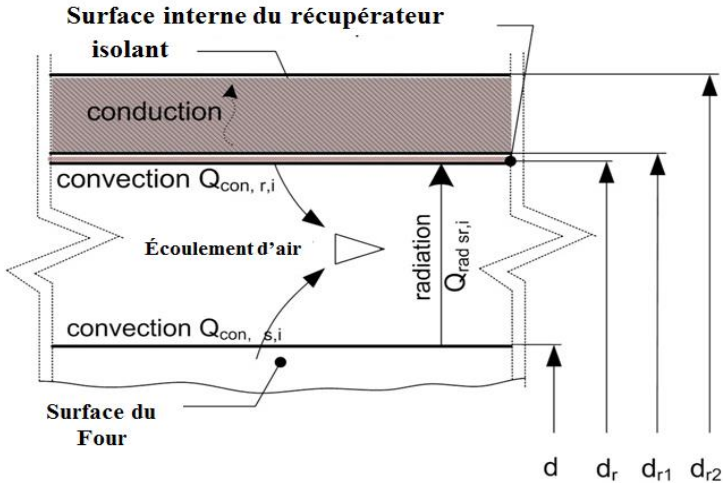


Figure 32: Processus de transfert de chaleur dans l'espace annulaire du récupérateur (Karamarković et al., 2013).

Ce dispositif utilise un récupérateur de chaleur dont le diamètre change tout au long de la longueur du four, le principe du modèle consiste à calculer le diamètre du récupérateur et la température de l'air. Deux équilibres énergétiques sont utilisés (équation 39 et 40) :

$$\dot{Q}_{conv\ s,i} + \dot{Q}_{conv\ r,i} = \frac{\dot{m}_a}{2} c_{p,a}(t_{a\ out,i} - t_{a\ in,i}) \quad (39)$$

$$\dot{Q}_{rad\ sr,i} = \dot{Q}_{conv\ r,i} + 0.03\dot{Q}_{s,i} \quad (40)$$

L'équation (39) indique que l'air circulant à travers l'anneau concentrique dans la section 'i' du récupérateur, est chauffé par le flux de chaleur convectif à partir des deux surfaces : du four ($Q_{conv,si}$) et du récupérateur ($Q_{conv,ri}$), ($\frac{\dot{m}_a}{2}$) représente la moitié du débit massique d'air utilisé pour la combustion à l'intérieur du four car le flux d'air est divisé en deux composantes égales circulant des deux extrémités du récupérateur. $t_{a\ out,i}$, $t_{a\ in,i}$ sont les températures de l'air à la sortie et à l'entrée de la section 'i' du récupérateur, où :

$$t_{a\ in,4} = t_{a\ in,10} = t_0 \text{ et } t_{a\ out,7.1} = t_{a\ out,7.2} = t_p.$$

L'équation (40) est le bilan énergétique par unité de temps pour la surface intérieure du récupérateur et indique qu'une partie du débit de chaleur rayonnante reçue de la surface extérieure du four est transférée à l'air par convection alors que l'autre est transférée à l'environnement par conduction à travers l'isolation du récupérateur. L'épaisseur de l'isolant et le diamètre extérieur du récupérateur sont déterminés à partir du fait que 3 % de la perte de chaleur initiale du four est éliminée par isolation du récupérateur (0.03 Q_{si} dans l'équation (40)). Q_{si} est le débit total de chaleur dans la section i du four égal à la perte de chaleur initiale de la section du four sans enveloppe :

$$\dot{Q}_{s,i} = \dot{Q}_{conv\ s,i} + \dot{Q}_{rad\ sr,i} \quad (41)$$

Où $\dot{Q}_{conv\ s,i}$ est le débit de chaleur par convection à l'air circulant dans l'anneau concentrique dans la section 'i' du four et $\dot{Q}_{rad\ sr,i}$ est le débit de chaleur rayonnante de la section 'i' du four à la surface du récupérateur. Ce dernier est déterminé pour le cas de deux tubes concentriques par (VDI e. V., 2010):

$$\dot{Q}_{rad\ sr,i} = \frac{A_{s,i}.\sigma.(T_{s,i}^4 - T_{r,i}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{s,i}} + \left(\frac{A_{s,i}}{A_{r,i}}\right)\left(\frac{1}{\varepsilon_{r,i}} - 1\right)} \quad (42)$$

Où $\varepsilon_{s,i}$= $\varepsilon_{r,i}$=0,8 sont les degrés d'émissivité, $T_{s,i}$ et $T_{r,i}$ sont les température et $A_{s,i}$;$A_{r,i}$ les surfaces de la section 'i' du four et du récupérateur respectivement.

Le modèle donné calcule le transfert de chaleur dans des conduits annulaires concentriques pour un écoulement turbulent totalement développé, il permet de déterminer le débit de chaleur par convection dans chaque section du four et récupérateur. L'utilisation dans le modèle, des nombres sans dimensions pour la section 'i' du récupérateur $Nu_i = \alpha_i {}^{d_{h,i}}/_{\lambda}$ et $Re_i = W_i {}^{d_{h,i}}/_{\nu}$ permet la détermination du diamètre hydraulique, donné par :

$$\boldsymbol{d_{h,i} = d_{r,i} - d} \qquad (43)$$

Où $d_{r,i}$ est le diamètre intérieur du récupérateur dans la section 'i' et 'd' le diamètre extérieur du four. Les propriétés physiques sont rapportées à la température moyenne de l'air dans le récupérateur.

$$\boldsymbol{t_{a,m} = (t_0 + t_p)/2} \qquad (44)$$

Où t_0 est la température de l'air ambiant et t_p est la température de l'air préchauffé. Pour un débit turbulent le nombre de Reynolds Re> 10^4 dans un conduit annulaire concentrique, l'équation indiquée dans (Gnielinski, 2010) est utilisée :

$$\boldsymbol{Nu_{m,i} = \frac{(\xi_{ann,i}/8).R_{e,i}.P_{r,i}}{k_{1,i}+12.7\sqrt{\xi_{ann,i}/8}.\left(P_{r,i}^{2/3}-1\right)} \times \left[1 + \left(\frac{d_{h,i}}{l_i}\right)^{2/3}\right].F_{ann,i}} \qquad (45)$$

Avec :

$$\mathbf{k_{1,i} = 1,07 + \frac{900}{R_{e,i}} - \frac{0.63}{(1+10.P_{r,i})}} \qquad (46)$$

Le facteur $\boldsymbol{\xi_{ann}}$ dépend du ratio $a_i = d/d_{r,i}$ déterminé par (Gnielinski, 2010).

$$\boldsymbol{\xi_{ann,i} = \left(1.8.log_{10}\left(R_{e,i}^{*}\right) - 1.5\right)^{-2}} \qquad (47)$$

Avec

$$\mathbf{R_{e,i}^{*} = R_{e,i}.\frac{[1+a_i^2].lna_i+[1-a_i^2]}{[1-a_i]^2.lna_i}} \qquad (48)$$

$\boldsymbol{F_{ann,i}}$ dans l'équation (45) est déterminé par (Gnielinski, 2010):

$$\boldsymbol{F_{ann,i} = 0.75.a_i^{-0.17}} \qquad (49)$$

Le modèle présenté ci-dessus permet de déterminer la température de préchauffage de l'air, la température de la paroi intérieure et le diamètre de chaque section du récupérateur.

La température à l'extérieur de la section 'i' du récupérateur et l'épaisseur de l'isolant sont déterminées par :

$$\mathbf{0.03\dot{Q}_{s,i}} = \frac{\mathbf{T_{r2,i} - T_0}}{\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2\pi\lambda_{acier}}}\mathbf{\ln\frac{d_{r1,i}}{d_{r,i}}} + \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2\pi\lambda_{isolant}}}\mathbf{\ln\frac{d_{r2,i}}{d_{r1,i}}}} \qquad (50)$$

La figure 33 représente schématiquement la géométrie et la distribution des températures du récupérateur.

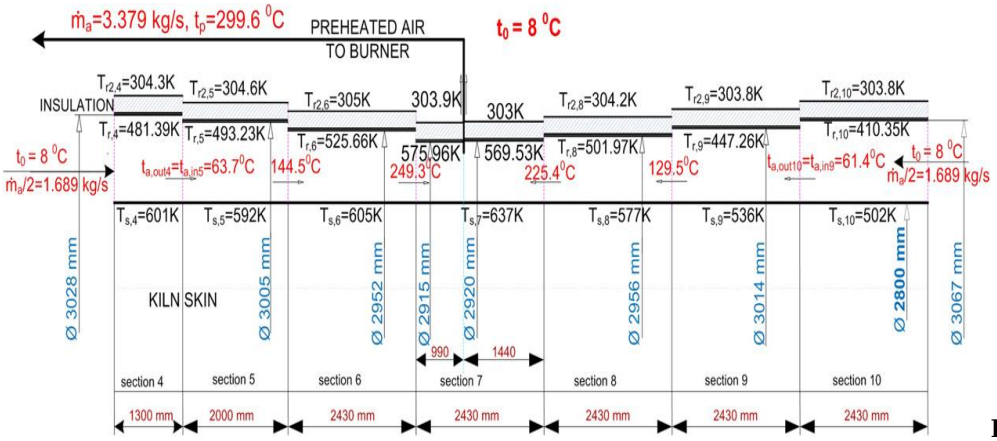


Figure 33: Géométrie du récupérateur avec les températures de l'air préchauffé, des surfaces de récupération et de la surface du four (Karamarković et al., 2013).

Les résultats obtenues ont été étudiés expérimentalement sur un four rotatif dont le diamètre est de 0.808 m, contrairement au récupérateur examiné, le récupérateur expérimental avait un diamètre intérieur constant de 0.86 recouvert d'une couche isolante en laine minérale de 0.06m d'épaisseur, afin de conserver la similarité géométrique avec le récupérateur proposé, le diamètre intérieur du récupérateur expérimental a été prélevé dans la plage des rapports de diamètre ai=d/$d_{r,i}$ représenté sur la figure 33. L'expérience dont les résultats moyens et les équipements de mesure sont représentés sur la figure 34.

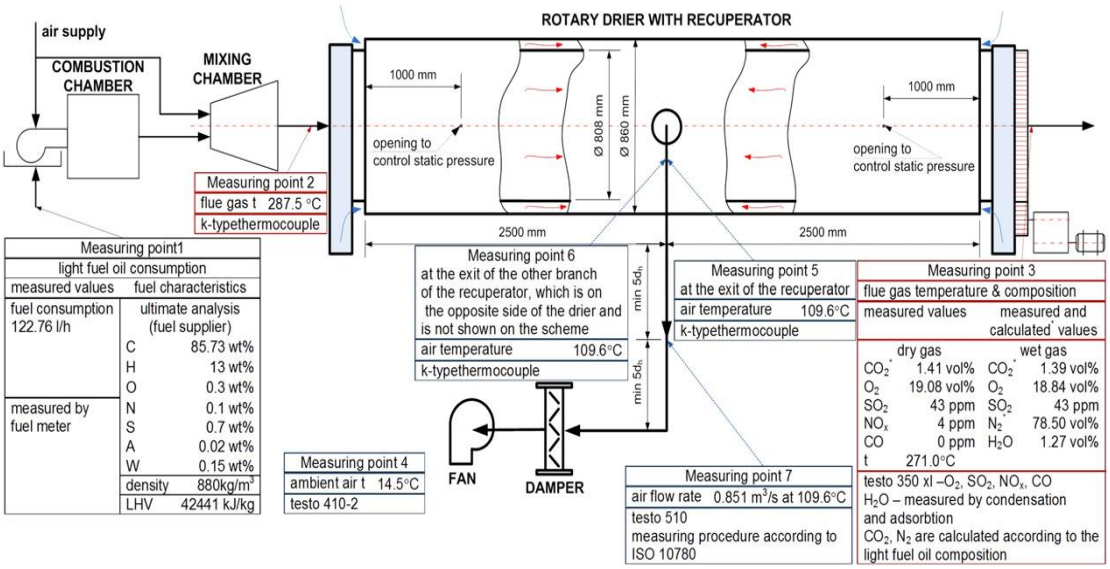


Figure 34: Schéma de l'installation expérimentale avec les résultats des mesures (Karamarković et al., 2013).

La solution proposée permet de réduire plusieurs sources d'irréversibilités dans le four, telles que l'énergie dissipée vers l'extérieure dans l'atmosphère de façon à permettre sa réutilisation comme source de chaleur utilisée pour la combustion dans le four.

Une analyse économique a été effectuée sur le récupérateur elle a montré une diminution de la consommation en carburant de 12 % et une augmentation de l'efficacité énergétique de 7,35%.

Pour obtenir une meilleure performance, le flux d'air et la géométrie du récupérateur devraient être arrangés pour obtenir la plus petite différence de température possible entre la surface du four et l'air de préchauffage, dont la valeur doit toujours être maintenue à l'optimum de la quantité de combustible utilisé (Karamarković et al., 2013).

4. Etude du modèle d'Engin et Ari :

Dans les sections précédentes ils ont montré la possibilité de modéliser un récupérateur d'énergie au niveau d'un four rotatif et de voir le taux de consommation d'énergie possible à son niveau. (Engin and Ari, 2005) proposent un audit énergétique qui est une des procédures les plus efficaces pour un programme efficient de gestion de l'énergie. Le principal objectif des audits énergétiques est de fournir un compte exact sur la consommation d'énergie, sur l'analyse de l'utilisation de ses différentes composantes et de révéler les informations détaillées nécessaires pour déterminer les possibilités de son économie. La récupération de la chaleur

résiduelle provenant des gaz chauds et au niveau de la surface de four - dans un système de fours - est connue comme un moyen potentiel d'améliorer l'efficacité globale du four. Cet article se concentre sur l'audit énergétique d'un système de four rotatif horizontal, qui a été utilisé dans une usine de ciment en Turquie. Une analyse thermodynamique détaillée du système est d'abord donnée, puis des approches possibles de la récupération de la chaleur perdue dans certaines sources majeures de perte de d'énergie.

Afin d'analyser thermodynamiquement le système du four, les hypothèses suivantes sont formulées :

1. Conditions de travail stables ;
2. Le changement de la température ambiante est négligeable ;
3. La fuite d'air froid dans le système est négligeable ;
4. Les matières premières et les compositions de charbon restent constantes ;
5. Les températures moyennes de la surface du four ne changent pas.

L'analyse énergétique du système a permis l'identification d'un taux de pertes de chaleur qui était considérée pour la récupération de la chaleur. Ces pertes étaient partagées entre les pertes par la cheminée d'échappement des gaz de combustion du four (19.15 %), l'air chaud perdu du refroidisseur (5.61%), et les pertes à travers la surface du four (10.47%)(Mujumdar et al., 2006).

La récupération de la chaleur perdue dans l'atmosphère permet entre autre de générer de l'énergie électrique. (Engin and Ari, 2005)ont travaillé sur les pertes les plus rentables qui sont la décharge de l'air évacué par le refroidisseur du clinker à une température de 215 °C et les gaz d'échappement du four à 315 °C. Ces deux courants seraient dirigés à travers un générateur de vapeur de récupération de chaleur perdue (WHRSG). La figure 35 montre le schéma de principe du générateur WHRSG. L'énergie résiduelle disponible permet la génération de la vapeur, qui sera utilisée pour alimenter une turbine à vapeur qui permet l'entrainement d'un générateur électrique. L'électricité produite remplacerait une partie de l'électricité achetée, réduisant ainsi la demande en énergie électrique.

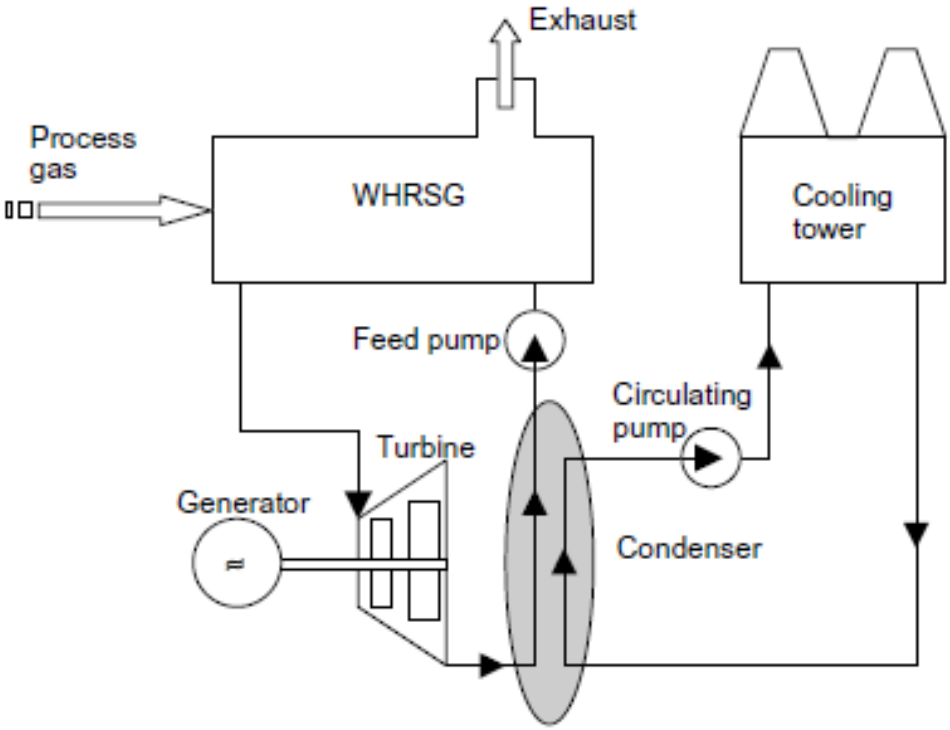


Figure 35: Schéma du processus d'une application WHRSG.

Pour dimensionner le générateur, il faut calculer l'énergie disponible à partir des courants gazeux, qui une fois déterminée, une approximation sur le taux de vapeur pour une pression spécifiée peut être obtenue. Après estimation du rendement globale du générateur de 85 %, une pression de 8 bars à l'entrée de la turbine et une pression au condenseur de 10 kPa, la puissance obtenue au niveau de la turbine est de 1000 kW.

D'autre part l'utilisation des pertes d'énergie par convection et rayonnement au niveau de la surface du four en utilisant une coque secondaire permettrait d'économiser au moins 3 MW, qui représentent 11,7 % de l'énergie totale à l'entrée. On peut conclure que l'économie totale pour l'ensemble du système a été estimée à près de 4 MW, ce qui indique une récupération d'énergie de 15,6 % de l'énergie d'entrée totale.

VII. Conclusion :

Dans ce chapitre, une étude des modèles de (Caputo et al., 2011) a d'abord été présentée. C'est l'un des premiers auteurs qui a présenté un modèle mathématique pour analyser la performance

des systèmes de récupération de chaleur pour les fours rotatifs. L'équipement est présenté sous la forme d'un réseau de tubes de circulation d'eau, disposés sur la longueur de la surface d'une coque cylindrique du four rotatif, il a effectué une analyse paramétrique pour explorer les performances de différents équipements, par la suite il a examiné la faisabilité économique de l'utilisation de ce type de système pour récupérer l'énergie d'un four de ciment et alimenter un réseau de chauffage.

Ensuite le modèle de Vladan Karamarkovic est utilisé pour l'amélioration de l'efficacité énergétique d'un four rotatif, par utilisation des pertes de chaleur à sa surface, le but d'utiliser toute la perte de chaleur était de la réutiliser pour préchauffer l'air de combustion du combustible dans le four.

La solution proposée consistant en un conduit cylindrique enveloppant le four sur toute sa longueur, laissant un espace annulaire dans lequel s'écoule l'air qui permet l'extraction de la chaleur perdue à travers la surface du four. L'air circulant dans l'espace annulaire est alimenté aux extrémités est préchauffé puis extrait par un ventilateur pour une utilisation comme air de combustion à l'intérieur du four.

Le système est composé de deux parties semi-cylindriques couvrant le four, elles sont mises en contact par la force constante de vérins hydrauliques. La surface extérieure du récupérateur est isolée de l'extérieure par la laine minérale, l'air ambiant entre par les deux extrémités dans l'espace annulaire formé entre la surface extérieure du four et la surface du récupérateur. Ce dernier est disposé uniquement sur les premiers mètres du four où les températures de surface sont plus élevées. Cette zone est décomposée en plusieurs sections en fonction de la température de surface.

L'approche de (Engin and Ari, 2005) propose un audit énergétique qui est une des procédures les plus efficaces pour un programme de gestion de l'énergie efficace. Le principal objectif des audits énergétiques est de fournir un compte exact de la consommation d'énergie et de l'analyse de l'utilisation de l'énergie des différentes composantes et de révéler les informations détaillées nécessaires pour déterminer les possibilités d'économies d'énergie. La récupération de chaleur résiduelle provenant de gaz chauds au niveau de la surface du four est connue pour être un moyen potentiel d'amélioration de l'efficacité globale du four. Cette étude est basée sur l'audit énergétique d'un système de four rotatif horizontal, qui a été utilisé dans l'usine de ciment en Turquie. Une analyse thermodynamique détaillée du système du four est

effectuée, puis des approches possibles sont discutées concernant la récupération de chaleur perdue pour certaines sources majeures de perte de cette dernière.

Le modèle proposé pour effectuer la simulation dans le cadre de ce projet de recherche illustre une validation et une étude d'un four rotatif de cimenterie. L'étude était faite par la validation sur un four de ciment dans une société marocaine, présentant ses caractéristiques physiques, le principe général de la production, l'ensemble des données acquises, avec l'effet de chaque paramètre sur son fonctionnement normal. Cette étude est conduite, afin d'établir les bilans massiques et énergétiques au niveau du système et déterminer les solutions techniques à adopter pour minimiser les pertes d'énergie.

Un modèle mathématique est développé pour prédire la récupération de chaleur d'un four rotatif dans des conditions normales de fonctionnement. Des résultats comparatifs sont obtenus en faisant varier les dimensions du récupérateur, le débit massique du fluide de travail et également les conditions ambiantes.

TROIXIEME CHAPITRE : VALIDATION ET ETUDE NUMERIQUE D'UN FOUR ROTATIF

I. Introduction

Le troisième chapitre présente de façon détaillée l'étude faite au niveau d'un four industriel utilisé pour la fabrication du ciment, l'étude reflète une analyse approfondie de l'industrie du ciment et identifie les potentiels des économies possibles dans ce domaine, plus particulièrement au niveau du four rotatif. Dans un premier temps, nous présentons le modèle monodimensionnel, l'ensemble de données récupérées au cours d'un suivi sur le terrain dont des mesures de température prises sur le four rotatif de la cimenterie. Par la suite, un bilan énergétique est réalisé et les principales pertes d'énergie qui pourraient être utiles à la conception d'un système de récupération de chaleur ont été identifiées.

Dans ce travail, un dispositif de récupération de chaleur a été proposé pour récupérer les pertes de chaleur enregistrées au niveau du four de cimenterie. Pour résoudre les équations d'équilibre un modèle mathématique est développé en utilisant le solveur Matlab. Enfin, des résultats paramétriques ont été obtenus en faisant varier les conditions ambiantes et les paramètres de fonctionnement du système.

II. Validation sur four industriel

Le modèle numérique a été validé sur un four rotatif industriel utilisé pour la fabrication du ciment (Figure 36). Au cours du processus de fabrication, les matériaux sont transportés au four rotatif où ils sont chauffés à des températures comprises entre 1500°C et 2000°C.

Le four de forme cylindrique est revêtu sur sa face intérieure d'éléments réfractaires (voir figure 37), d'un diamètre de 4,6 m et d'une longueur de 68 m, il est incliné par rapport à l'horizontal d'une inclinaison de 3,5 %, il est entrainé en rotation à une vitesse de 3,8 à 4,5tr/min.

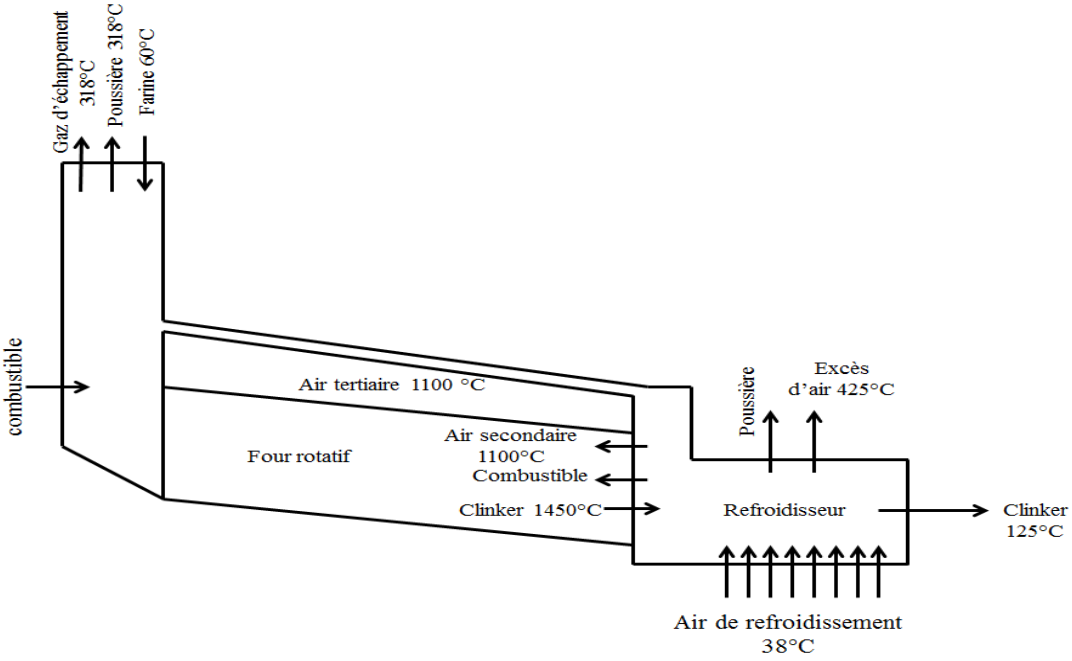


Figure 36: Schéma de contrôle de l'unité de production

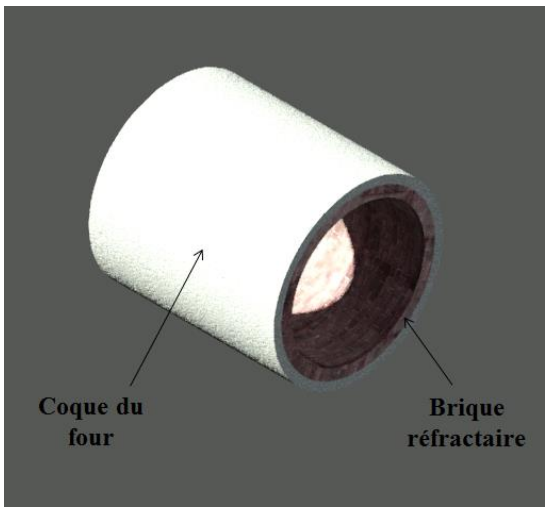


Figure 37: Présentation d'une section du four

1. L'acquisition des données

Le principe général du procédé commence par l'alimentation dans un cyclone de la farine brute avec un courant de gaz d'échappement du four, ces derniers cèdent une partie de leur chaleur à la matière qui est dans se trouve séchée à la sortie du cyclone. La température du matériau séché et préchauffé peut atteindre les 350 °C.

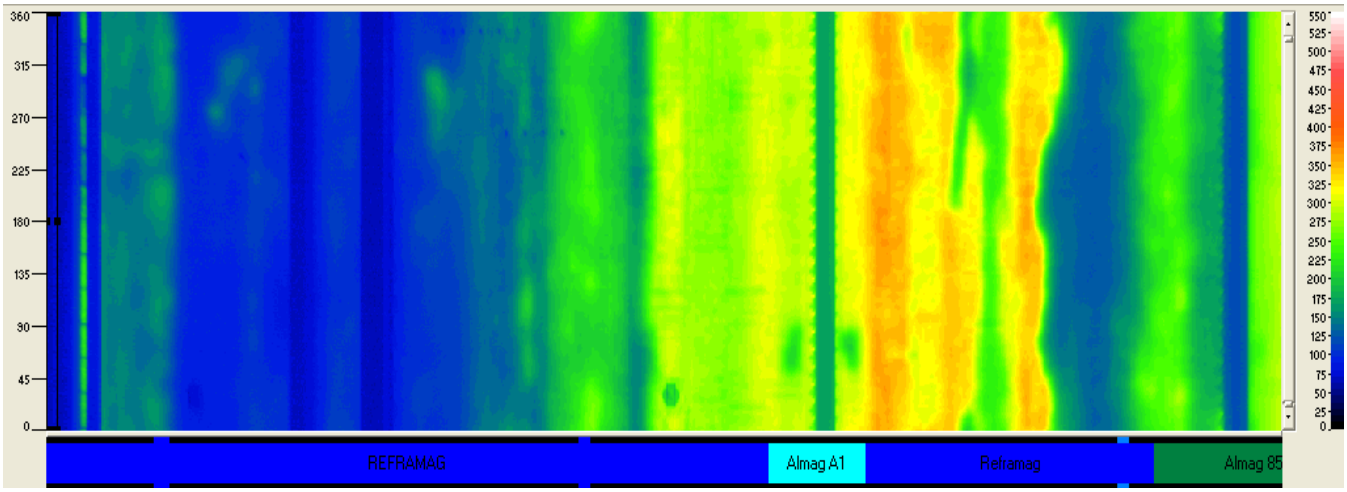
La deuxième étape du procédé correspond à la précalcination qui a lieu dans un dispositif secondaire entre le préchauffeur et le four, les matériaux préchauffés atteignent une température

de 900 °C, ensuite ils pénètrent dans le four rotatif pour la calcination à l'extrémité supérieure du four, le mouvement de la matière se fait de l'extrémité supérieure à l'extrémité inférieure du fait de l'inclinaison et de la rotation lente du four. A l'autre extrémité de ce dernier, il est disposé un bruleur avec alimentation en air secondaire provenant du refroidisseur et un combustible (mélange entre le coke de pétrole et une faible teneur en huile) fournissant la chaleur requise pour les réactions dans le four rotatif.

Dans la zone la plus chaude du four rotatif, le matériau atteint des températures avoisinant les 1450°C. À sa sortie du four le matériau est refroidi rapidement dans un refroidisseur à grille avec de l'air ambiant provenant des ventilateurs, engendrant l'air secondaire qui pénètre dans le four et l'air tertiaire utilisé dans le précalcinateur puis l'excès d'air rejeté dans l'atmosphère.

Les données enregistrées sont fournies par les enregistrements de l'usine. Ces données comprennent la plupart des entrées et de sorties nécessaires à l'analyse énergétique. Certaines données ont été directement enregistrées à partir des contrôles, elles ont lieu uniquement pendant la période d'étude en raison des contraintes de temps. Les lectures ont été effectuées à plusieurs reprises pour minimiser les erreurs.

Les mesures de températures au niveau de la surface du four ont été déterminées en utilisant un scanner infrarouge pour contrôler la température de la coque (figure 38). Cette technique permet de prévenir les risques d'apparition de taches rouges sur la virole (figure 39 (a)), de détecter les chutes de briques réfractaires et de déterminer l'épaisseur de croutage (collage du clinker sur les parois du four (figure 39 (b)).



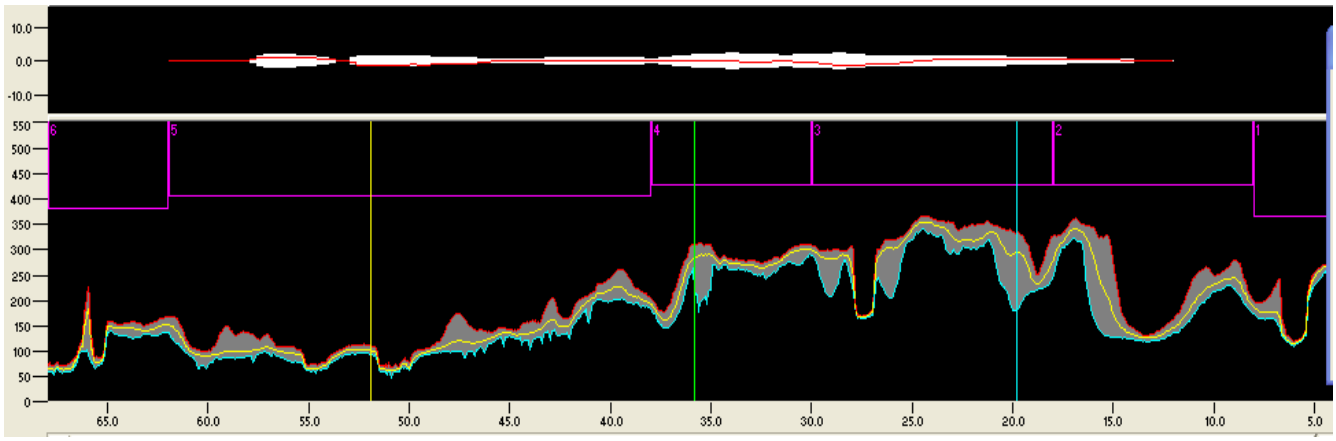
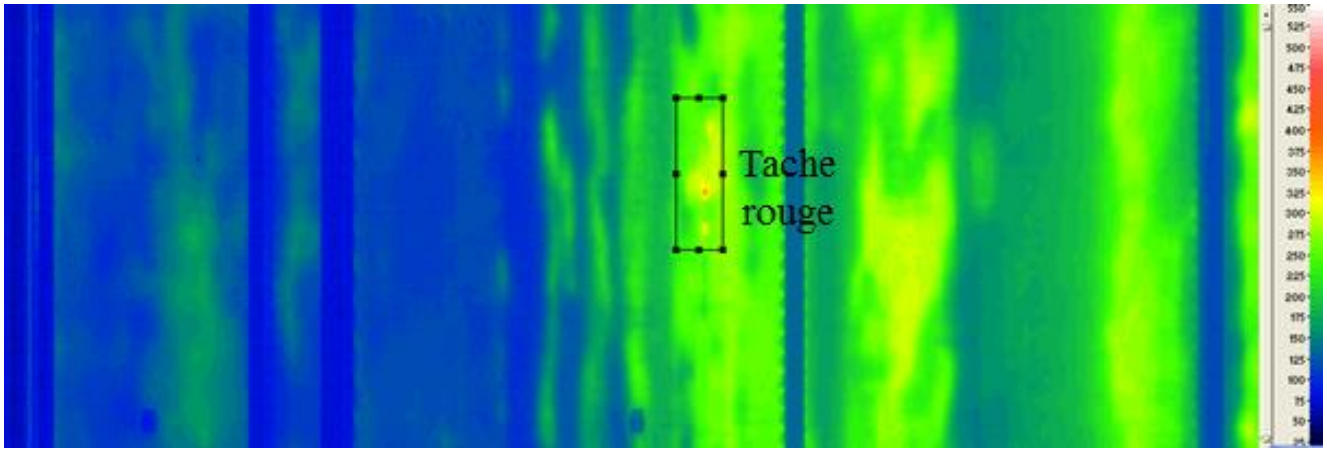
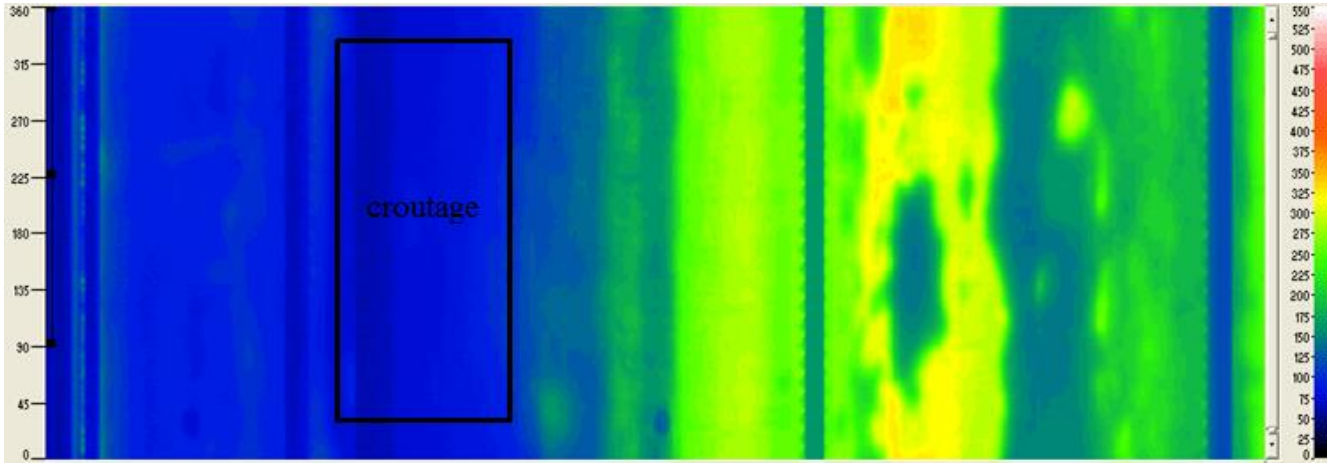


Figure 38: prise de température par scanner infrarouge au niveau de la surface du four



(a)



(b)

Figure 39: capture d'une tache rouge (a), et croutage (b)

2. Bilan massique et énergétique

L'établissement du bilan massique, nécessite la connaissance de toutes les données de fonctionnement et de contrôle du système, pour cela, nous avons procédé à l'identification des différents flux entrants et sortants avec leur valeur, un suivi des paramètres du système a été effectué sur une durée d'un mois en 2015. Les paramètres d'entrée et de sortie sont convertis en kilogramme de clinker.

Les différents flux de matières considérés sont constitués de matière première, de combustible et d'air de refroidissement. Un bilan a été effectué, ses détails sont présentés dans le tableau 4. Côté production, nous avons considéré le clinker, l'excès d'air de refroidissement, les poussières au refroidisseur, les gaz chauds au refroidisseur et les poussières au réchauffeur.

La composition de l'alimentation du four et du clinker est indiquée dans le tableau 5.

Tableau 4: Matériaux entrants et sortants du système

Matériaux entrant		Matériaux sortant	
	Masse en kg/kg clinker		Masse en kg/kg clinker
Farine crue	1.626	Clinker	1
Combustible	0.1305	Excès d'air de refroidissement	0.697
Air de refroidissement	1.387	Gaz d'échappement du préchauffeur	1.317
		Poussière du préchauffeur	0.0813
		Poussière du refroidisseur	0.0482
Total	3.1435	**Total**	3.1435

Tableau 5: Composition de l'alimentation du four et du clinker

Composant	ΔH (kJ)	Alimentation (%)	Clinker (%)
SiO_2	2140	13,3	21,38
Al_2O_3	1720	3,93	5,38
Fe_2O_3	250	2,1	3,3
CaO	3200	42,5	65,92
MgO	2710	0,6	0,84
Reste	_	1,88	3,18
Perte au feu	_	35,5	0
Humidité	_	0,19	_
Total	_	100	100

La chaleur apportée au système par kilogramme de clinker a été calculée sur la base des paramètres d'entrée, comme la chaleur sensible de l'air, la chaleur de combustion, la chaleur sensible du combustible et la farine brute.

Pour le calcul de la chaleur de sortie, nous disposons de la chaleur de formation du clinker, de la chaleur latente d'évaporation de l'humidité, des pertes de chaleur avec les gaz s'échappant du préchauffeur et l'excès d'air du refroidisseur et les pertes de chaleur par rayonnement et convection au niveau de la surface du four. Ces dernières ont été mesurées de par un suivi des températures de la coque du four capturées par le scanner infrarouge (tableau 6).

Tableau 6: suivie des températures au niveau de la surface du four et pertes au niveau de la surface du four

Points de mesure (m)	Température (°C)	h_r (w/m^2 °K)	h_c (w/m^2 °K)	Ø (w)	Ø (kJ/kg clinker)
1	290	18,5	9,16	100539,87	2,18
2	360	24	9,52	1555819,34	3,38
3	337	22	9,41	135883,33	2,95
4	260	16,4	8,97	81384,59	1,76
5	150	10,3	7,97	29610,32	0,64
6	300	19,2	9,22	107490,64	2,33
7	345	22,7	9,45	142609,36	3,09
8	330	21,5	9,38	130174,69	2,82
9	389	26,6	9,65	183693,26	3,98
10	380	25,7	9,61	174701,74	3,79
11	340	22,3	9,43	138380,09	3,00
12	260	16,4	8,97	81384,59	1,76
13	205	13,1	8,54	52215,55	1,13
14	214	13,6	8,62	56506,17	1,22
15	315	20,3	9,30	118479,91	2,57
16	330	21,5	9,38	130174,69	2,82
17	290	18,5	9,16	100539,87	2,18
18	380	25,7	9,61	174701,74	3,79
19	380	25,7	9,61	174701,74	3,79
20	360	24	9,52	155819,34	3,38
21	200	12,8	8,50	49907,93	1,08

22	185	12	8,36	43300,27	0,94
23	210	13,4	8,59	54577,25	1,18
24	280	17,7	9,10	93878,19	2,03
25	390	26,7	9,66	184711,82	4,00
26	366	24,5	9,55	161328,54	3,50
27	350	23,1	9,48	146924,76	3,18
28	190	12,3	8,40	45451,19	0,99
29	363	24,2	9,54	158557,56	3,44
30	380	25,7	9,61	174701,74	3,79
31	415	29,1	9,76	211488,02	4,58
32	404	28	9,71	199391,14	4,32
33	390	26,7	9,66	184711,82	4,00
34	394	27	9,67	188825,65	4,09
35	360	24	9,52	155819,34	3,38
36	360	24	9,52	155819,34	3,38
37	328	21,3	9,37	127573,40	2,79
38	247	15,6	8,88	73829,13	1,60
39	132	15	7,73	30847,37	0,67
40	145	10,1	8,52	39005,03	1,85
41	180	11,8	8,31	41199,81	0,89
42	170	11,3	8,20	37146,87	0,81
43	150	10,3	7,97	29610,32	0,64
44	150	10,3	7,97	29610,32	0,64
45	151	10,4	7,98	29969,69	0,65
46	158	10,7	8,07	32536,03	0,71
47	178	11,7	8,29	40373,56	0,88
48	174	11,5	8,24	38744,66	0,84
49	158	10,7	8,07	32536,03	0,71
50	145	10,1	7,91	27840,37	0,60
51	130	9,4	7,70	22793,49	0,49
52	115	8,8	7,47	18128,38	0,39
53	122	9,1	7,58	20258,87	0,44
54	128	9,4	7,67	22149,75	0,48

55	165	11,0	8,15	35192,74	0,76
56	155	10,6	8,03	31425,22	0,68
57	160	10,8	8,09	33285,78	0,72
58	234	14,8	8,78	66696,44	1,45
59	228	14,4	8,73	63541,86	1,38
60	154	10,5	7,26	29780,42	0,65
61	180	11,8	8,31	41199,81	0,89
62	165	11	7,86	34670,01	0,75
63	163	10,9	8,12	34424,34	0,75
64	198	12,7	8,48	48999,81	1,06
65	198	12,7	8,48	48999,81	1,06
66	225	14,2	8,71	61996,31	1,34
67	74	7,3	6,61	7234,00	0,16
68	76	7,4	6,67	7703,29	0,17

Un bilan énergétique a été par conséquent réalisé et les principales pertes d'énergie qui pourraient être utiles à la conception d'un système de récupération de chaleur ont été identifiées. Le tableau 7 montre les résultats du bilan énergétique avec les pourcentages d'entrée de chaleur du système par kilogramme de clinker (figure 40). Le tableau 8 illustre les pertes de chaleurs majeures qui sont les gaz d'échappement du préchauffeur (17,176%), l'excès d'air du refroidisseur (11,069%) et les pertes au niveau de la surface du four (3,8%) (figure 41). Ces pertes si importantes, justifient la possibilité de leur utilisation dans un système de récupération.

Les bilans sont obtenus par des calculs basés sur les hypothèses suivantes :

- Le four fonctionne à l'état stationnaire ;
- La composition, indiquée dans le tableau 4 et la température d'entrée du combustible sont constantes ;
- Les compositions du clinker dans le tableau 5 sont constantes ;
- La température de surface du four varie le long du four qui est divisé en section d'un mètre de longueur, tableau 6 ;
- La température ambiante est constante tout au long des essais ;
- Les températures des gaz d'échappement du préchauffeur et du refroidisseur sont constantes.

Tableau 7: bilan énergétique d'entrée

	Equation	Résultats (kJ/kg de clinker)	Pourcentage (%)
Chaleur du combustible	$Q_1 = PCI \times m_{\text{combustible}}$	3351,337	98,03
Chaleur sensible du combustible	$Q_2 = C_p \times m_{combustible} \times \Delta T$	4	0,12
Chaleur sensible de la farine	$Q_3 = C_p \times m_{farine} \times \Delta T$	56,21	1,64
Air de refroidissement	$Q_4 = C_p \times m_{air} \times \Delta T$	7,2	0,21
Total	_	3418,75	100

Tableau 8: bilan énergétique de sortie

	Equation	Résultats (kJ/kg clinker)	Pourcentage (%)
Chaleur de formation de clinker	$Q_5 = 5,38\% \times \Delta H_{\text{Al2O3}} + 0,84\% \times \Delta H_{\text{MgO}} + 65,92\% \times \Delta H_{\text{CaO}} - 21,38\% \times \Delta H_{\text{SiO2}} - 3,3\% \Delta H_{\text{Fe2O3}}$	1758,958	51
Chaleur sensible de clinker	$Q_6 = m_{clinker} \times Cp_{clinker} \times \Delta T$	84,53	2,47
Chaleur d'évaporation d'eau	$Q_7 = m_{clinker} \times humidité \times h_{evap}$	7,97	0,23
Chaleur d'excès d'air	$Q_8 = m_{air} \times Cp_{air} \times \Delta T$	378,41	11,069
Chaleur des gaz d'échappement	$Q_9 = m_{gaz} \times Cp_{gaz} \times \Delta T$	587,2	17,18
Perte par poussière	$Q_{10} = m_{poussière} \times C_{poussière} \times \Delta T$	24,2	0,71
Perte à cause d'une combustion incomplète	$Q_{11} = m \times PCI$	3,040	0,09
Pertes par rayonnement et convection	$Q_{rayo} = \sigma \times \varepsilon \times S_{four} \times (T_{four}^4 - T_{amb}^4) \times 24/(m_{clinker} \times 10^3)$ $Q_{conv} = h_{conv} \times S_{four} \times (T_{four} - T_{amb}) \times 24/(m_{clinker} \times 10^3)$	128,34	4
Reste des pertes	_	263	7.69
Total	_	3235,65	94,64

Où PCI est le pouvoir calorifique inférieur, $m_{combustible}$ est la masse du combustible, $T_{combustible}$ est la température du combustible, m_{air} est le débit d'air, m_{gaz} est le débit des gaz.

Les pertes thermiques sont dues aux transferts radiatifs et convectifs de la paroi extérieure vers l'air ambiant. Le calcul de ces pertes à la surface d'un four rotatif dépend de plusieurs paramètres qui sont :

- Emissivité de la virole et du revêtement réfractaire.
- Conductivité des matériaux réfractaires.
- Epaisseur de la virole et des briques réfractaires.
- Fonctionnement du four en continu ou par intermittence
- Température à l'intérieur.
- Température de l'air extérieur.
- Vitesse de l'air extérieur.
- Configuration du revêtement réfractaire.

Les pertes par convection et par radiation :

Ces pertes sont exprimées sous la forme suivante :

$$Q_t = Q_r + Q_{cv}$$

- Rayonnement paroi/air ambiant:

$$Q_r = \varepsilon\sigma S\,(T^4 - T_a^4)$$

σ : Constante de Sptéphan Boltzmann 5.67 10-8 $W.m^{-2}K^{-4}$

S : surface d'échange (m^2)

ε : Coefficient d'émission de la surface ($\varepsilon = 1$ pour un corps noir, $\varepsilon << 1$ corps brillant

T : température de surface du corps

Ta : température ambiante.

On effet on peut écrire la relation comme suite :

$$Q = \varepsilon\sigma S.\,(T^3 + TT_a^2 + T^2T_a + T_a^3)\,(T - T_a)$$

Si on fait l'approximation : $TT_a^2 = T_a^3$ et $T^2T_a = T^3$

En introduisant de plus la température moyenne : $\mathbf{T_m = \frac{T_s + T_a}{2}}$

Par corrélation la relation sensiblement devient :

$$Q = 4\,\varepsilon\sigma S.\,T_m^3\,(T - T_a) = 0{,}04\,\sigma\varepsilon S\,(Tm/100)^3\,[1 + (\Delta T/2T)^2] = h_r\,S\,(T - T_a)$$

Avec : $h_r = 4\,\varepsilon\sigma.\,T_m^3 = 0{,}04\,\sigma\varepsilon\,(T_m/100)^3\,[1 + (\Delta T/2T)^2]$

- Convection paroi/air ambiant:

$$Q_c = h_c\,S\,(T - T_s)$$

$$h_c = \left(h_l^2 + h_f^2\right)^{1/2}$$

– Calcule des coefficients de transfert :

Calcul de h_c:

Convection libre : est due toujours à la différence de densité entre l'air chaud au voisinage de la virole et l'air ambiant.

Pour l'évaluation du coefficient convectif, la corrélation suivante peut être utilisée :

$$Nu = 0.13\ (Pr\ Gr)^{1/3} \qquad Pr\ Gr > 10^9.$$

Avec :

$Gr = \frac{D^3 g \rho^2 \Delta T}{\eta^2 T_0}$ = Le nombre de Grashof

$Pr = \frac{\eta}{\lambda} Cp$ = le nombre de Prandlt

$Nu = \frac{h}{\lambda} D$ = le nombre de Nusselt

$Re = v\ D/\eta$ = Le nombre de Reynolds

La relation devient :

$$h_l = 1.4 \left(\rho^2 \times \frac{(T_a + 273{,}16)}{T_m} \times \Delta T\right)^{1/3}$$

Convection forcée : se produit pour des vitesses de vent non nulles. Pour le calcul du coefficient de transfert par convection forcée h**f** on applique les formules ci-dessous :

$$Nu = 0.0239\ Re^{0.805} \quad \text{pour } 40000 < Nu < 400000$$
$$Nu = 0.00672\ Re^{0.905} \quad \text{pour } Nu > 400000$$

On obtient : $h_f = 0.00672\ \lambda \left(\frac{\rho v}{\mu}\right)^{0.905} D^{-0.095}$

h_l : Coefficient de transfert de chaleur par convection libre en (w/m^2K).
h_f : Coefficient de transfert de chaleur par convection forcée en (w/m^2K).
D : Diamètre caractéristique, étant le diamètre extérieur de la virole (m).
Cp: Chaleur spécifique (J/Kg K).
g : Constante de gravité = **9.81** m/s^2.
ρ : Densité du gaz (Kg/m3).
λ : Conductivité thermique (w/m K).
η : Viscosité dynamique de l'air (Kg/m s).
Δ**T** : Différence de température = T – Ta.
Les pertes sont exprimées sous la forme suivante :

$$Q\ (\text{Pertes par conv et rad}) = h_{tot}\ S\ (T - Ta)$$

h_{tot} : Coefficient global de transfert. Ce coefficient est donné par

$$h_{tot} = h_{conv} + h_{rad}$$

Après avoir calculé les divers variables d'entrée et de sortie du refroidisseur et du préchauffeur du four, nous trouvons que l'analyse d'erreur est de 2,1% du côté du refroidisseur et de 5% du côté du préchauffeur du four.

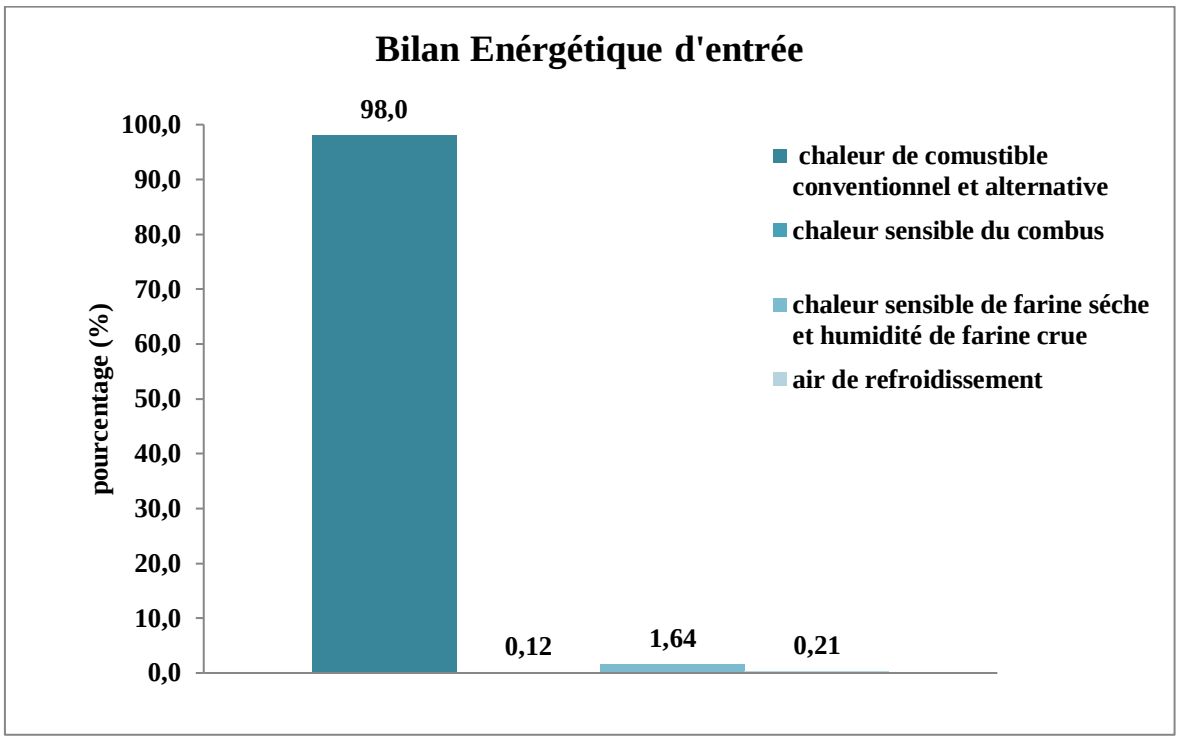


Figure 40: Bilan énergétique d'entrée du système.

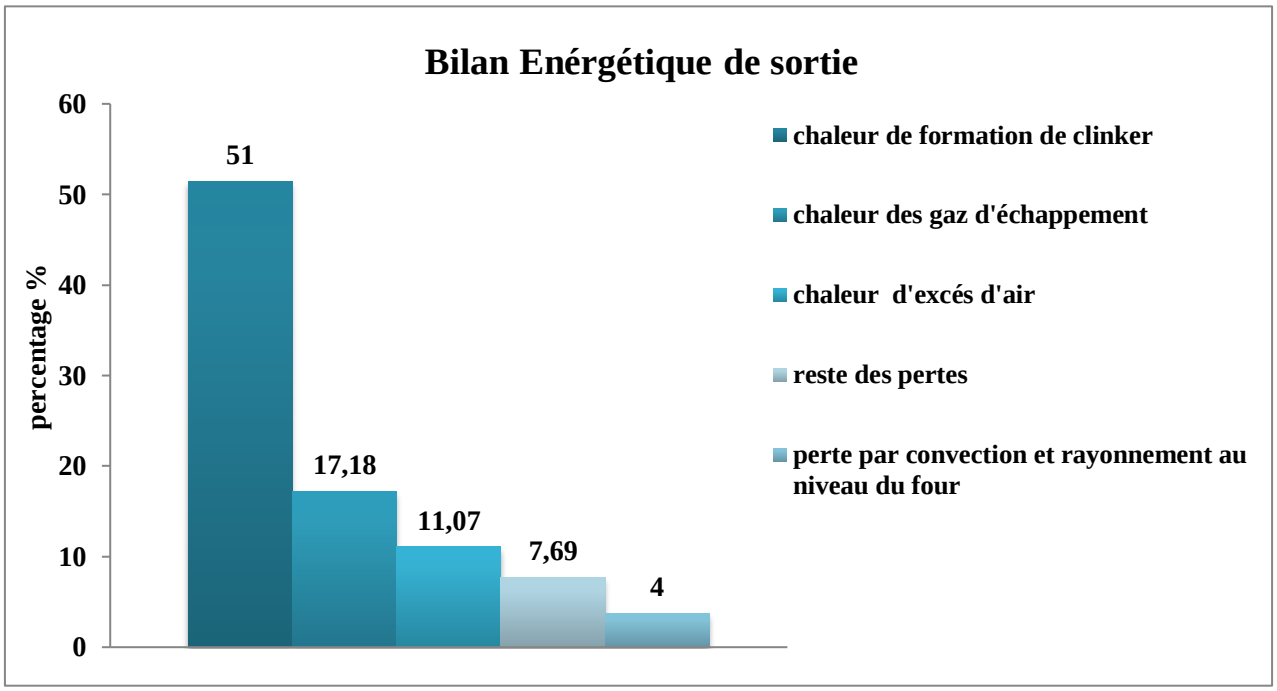


Figure 41: Bilan énergétique de sortie du système.

Les résultats du bilan énergétique de l'unité sont représentés respectivement dans les tableaux, les équations utilisées pour évaluer les différentes composantes de transfert de chaleur du bilan énergétique du système sont indiqués dans les tableaux 5 et 6. Les données et les constantes sont obtenues à partir des mesures sur site. Les résultats présentés dans le tableau montrent que la combustion d'un combustible génère 98%, les chaleurs sensibles de la matière première, combustible et l'air entrant dans le refroidisseur sont relativement faibles. Le total des chaleurs sensibles est d'environ 2% de la chaleur totale apportée au système. Par conséquent, un apport calorifique total de 3418,75 kJ/kg clinker est nécessaire pour maintenir la température de clinkerisation dans le four. L'apport calorique est généré par la chaleur de combustion, la chaleur sensible totale et la chaleur de la matière première.

Durant la formation du clinker, 1758,958 kJ/kg clinker de chaleur calorifique sont libérés, environ 51,45 % de la chaleur totale absorbée.

Le bilan énergétique montre que le rendement énergétique est de 54,94 %, un résultat inférieur à 58 % rendement des cimenteries modernes aux USA, en Inde et en Chine, rapporté par (Sattari et al., 2007), il montre que la perte de chaleur dans l'atmosphère et celle contenue dans les gaz d'échappement sont les principaux contributeurs à l'inefficacité du four.

III. Développement d'un modèle mathématique de récupération d'énergie perdue :

1. Introduction

Comme cité plus haut, actuellement le ciment est considéré être le produit le plus énergivore, la production d'un kilogramme de clinker de ciment, nécessite environ 1674 à 1799 kJ d'énergie sans tenir compte des pertes de chaleur (Luo et al,, 2015), D'autre part l'augmentation des pertes de chaleur augmentent les besoins en énergie jusqu'à 2750 à 4500 kJ / kg (Luo et al,, 2015), tandis que la consommation d'énergie électrique avoisine les 147 kWh / t (Caputo et al,, 2011). De ce fait, la récupération de la chaleur perdue peut contribuer à la réduction de la consommation d'énergie et l'amélioration de l'efficacité énergétique du système. Par conséquent, un certain nombre de mesures d'économie d'énergie, telles que la récupération de la chaleur sensible perdue au niveau des fumées et des équipements de production de ciment, ont été proposées dans la littérature et largement appliquées (Caputo et al,, 2011), Cependant, une opportunité la plus intéressante, bien que rarement pratiquée, est la récupération de l'énergie thermique gaspillée à travers la surface externe du four rotatif par transfert de chaleur vers

l’environnement, En effet, la surface externe du four atteint facilement des températures de l'ordre de 400 ° C et en raison de la grande taille de ces fours (une longueur qui peut dépasser 250 m, avec un diamètre de 4 à 6 m), les pertes de chaleur de la surface sont très élevées (environ 4 à 15% de l'apport total de chaleur).

Dans cette étude, un modèle mathématique est développé pour prédire la récupération de chaleur d'un four rotatif dans des conditions d'équilibre. Des résultats comparatifs sont obtenus en faisant varier les dimensions du récupérateur, le débit massique du fluide de travail et également les conditions ambiantes.

2. Définition du problème

Dans le travail actuel, les données relatives à la variation de la température en surface d'un four rotatif sont obtenues à partir d'une usine de production du ciment au Maroc. Le diamètre extérieur et la longueur totale du four sont respectivement de 4,6 m et 68 m. la longueur de l'échangeur de chaleur est estimé à 17 m. On sait que la température de surface du four varie le long du four. Les analyses paramétriques sont effectuées en faisant varier la condition de limite thermique sur le four de sorte que l'influence de la température de surface sur la chaleur utile (récupérée) soit obtenue. La géométrie de l'échangeur de chaleur proposée est donnée sur la figure (42).

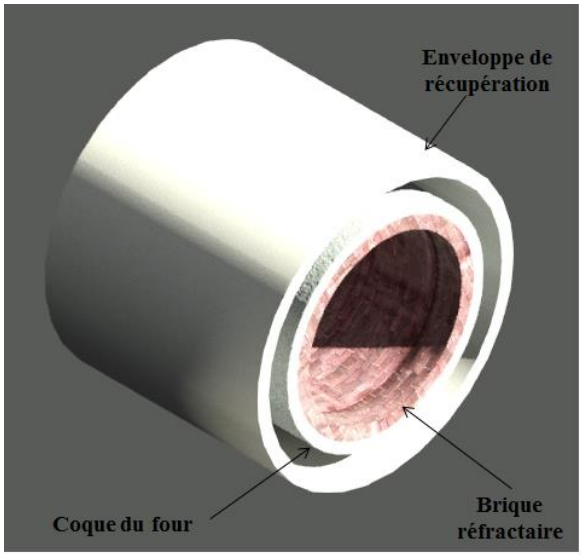
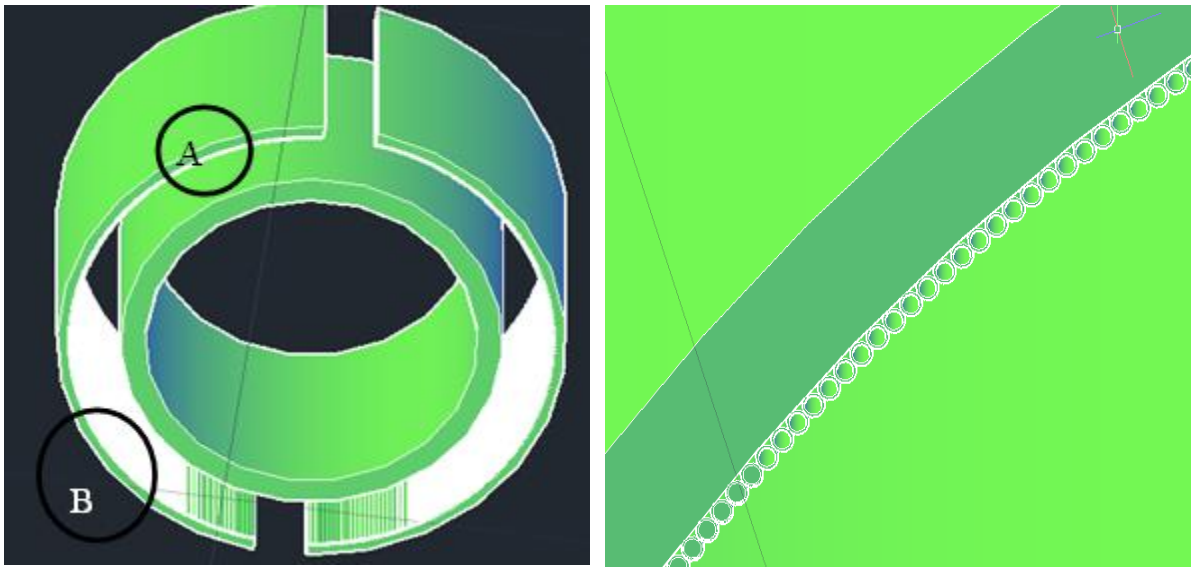
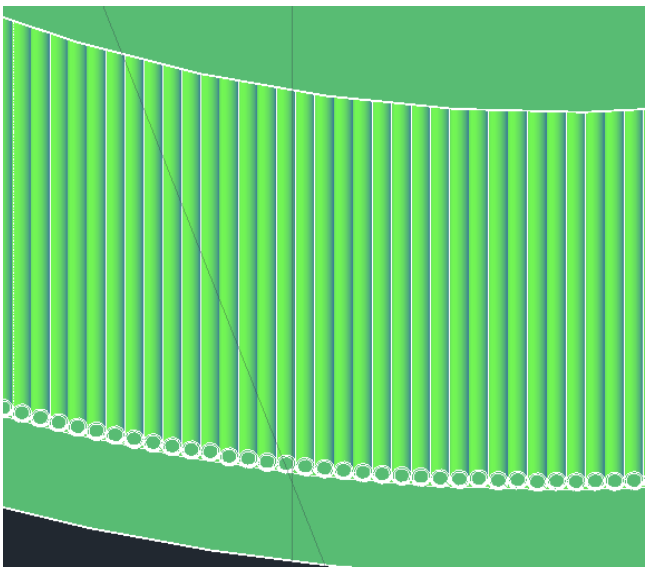


Figure 42: Géométrie de l'échangeur de chaleur proposé sans tube.



a) Vue Générale b) vue A



c) vue B

Figure 43: Géométrie de l'échangeur de chaleur proposée avec tube

L'échangeur de chaleur est conçu sous forme de deux demi-cylindres, positionnés autour du four. Les ouvertures de chaque côté de l'échangeur de chaleur sont intentionnellement conçues pour empêcher la surchauffe du four. La température de la surface peut être contrôlée à distance à partir de l'ouverture latérale, si la température atteint la limite supérieure, les ventilateurs à proximité du four sont mis en marche pour réduire la température.

Il y a un total de 150 tuyaux avec un diamètre intérieur Dint = 30 mm et un diamètre extérieur Dext=34mm (figure 43), Il est proposé qu'il existe deux collecteurs pour alimenter et collecter le fluide caloporteur (eau) vers les tuyaux, Le débit massique total du fluide caloporteur varie

de 1 kg/s à 4kg/s. Le diamètre du récupérateur est estimé à Dr=5,2m. Le tableau 9 représente les valeurs paramétriques du four, La face extérieure des tubes est isolée pour éviter les pertes de chaleur à travers l'environnement.

Tableau 9: caractéristiques du récupérateur

Caractéristiques	Valeurs
D_f	4,6 m
D_r	5,2 m
T_f	400 °C
T_{eau}	60 °C
T_{air}	25 °C
m_{eau}	4 kg/s
L_r	18 m
D_{int}	30 mm
D_{ext}	34 mm

3. Modèle mathématique :

Le modèle de l'échangeur de chaleur est configuré comme un réseau de tubes porteurs du fluide caloporteur sous pression disposés selon un motif longitudinal sur la surface d'un four rotatif, ce type d'agencement se présente sous forme de deux cylindres coaxiaux, on suppose que le transfert de chaleur des tubes à l'environnement extérieur est nul, un espace annulaire rempli d'air ambiant existe entre les deux surfaces d'échange de chaleur concentriques. En outre, la température de la paroi du four est supposée être variable selon la configuration des 4 zones composant le four, et que l'eau est le fluide caloporteur qui s'écoule dans le réseau de tubes. Cependant l'échangeur sera appliqué sur toutes les sections avec une température qui varie sur la longueur du four.

La modélisation est illustrée à la figure (44) avec x qui représente les coordonnées le long de l'axe du four, avec des valeurs croissantes passant de l'extrémité chaude à l'extrémité froide du four. Ici on suppose que l'air circule de l'entrée du four vers les sections de sortie, et que l'eau circule soit dans la même direction (co-courant) du flux de l'air ou a (contre-courant). Le modèle est représenté pour le cas à contre-courant.

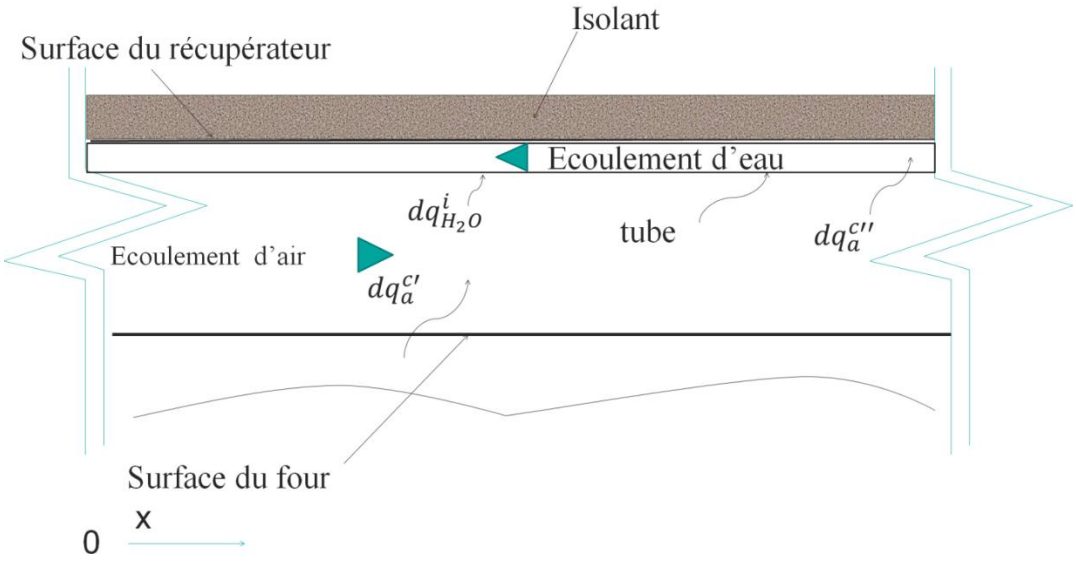


Figure 44: Schéma de l'échange de chaleur entre le four et les tubes d'eau (cas à contre-courant).

En considère un élément différentiel de four de longueur dx, d$q_a^{c'}$ et le flux de chaleur convectif échangé entre la surface du four et l'air, d$q_a^{c''}$ est le flux de chaleur par convection échangé entre l'air et les tubes et d$q^{i}_{H_2O}$ est le transfert par rayonnement entre le four et la surface des tubes,

Les bilans énergétiques pour l'air et l'eau à travers l'élément différentiels peuvent être écrits respectivement comme :

$$\boldsymbol{m_a, C_{p,a}, dT_a = dq_a^{c'} - dq_a^{c''}} \qquad (51)$$

$$\boldsymbol{-m_{H_2O}, C_{p,H_2O}, dT_{H_2O} = dq_a^{c''} + dq^{i}_{H_2O}} \qquad (52)$$

Avec m_a est le débit massique d'air, cp_a la chaleur spécifique de l'air à pression constante, T_a la température de l'air, m_{H2O} le débit massique de l'eau, cp_{H2O} sa chaleur spécifique à pression constante et T_{H2O} sa température. Les flux de chaleur correspondants sont :

$$\boldsymbol{dq_a^{c'} = h_a, dA_s, (T_k - T_a(x))} \qquad (53)$$

$$\boldsymbol{dq_a^{c''} = H, dA_t, (T_a(x) - T_{H_2O}(x))} \qquad (54)$$

Avec ha coefficient d'échange thermique convectif de l'air, H le coefficient global de transfert de chaleur air-eau, dA_s et dA_t sont les surfaces superficielles différentielles du four et des tubes respectivement, $T_{k,avg}$ la température moyenne de la paroi de la coque du four.

Les coefficients de transfert de chaleur sont calculés selon des corrélations établies dans la littérature (VDI e, V, 2010), en supposant la convection forcée.

En négligeant les résistances d'encrassement et la résistance conductive des parois tubulaires, on peut supposer que H= h_a en tant que coefficient de convection, cela permet de réécrire l'équation (54) comme suit :

$$\boldsymbol{dq_a^{c\prime\prime} = h_a, dA_t, (T_a(x) - T_{H_2O}(x))} \qquad (55)$$

Le flux de chaleur rayonnant transféré à l'eau est :

$$\mathbf{dq^i_{H_2O} = \frac{dA_s,\sigma,(T_k^4 - T_{H_2O}^4(x))}{\frac{1}{a_s} + \frac{1-a_t}{a_t},\left(\frac{A_s}{A_t}\right)}} \qquad (56)$$

Où 'σ' est la constante de Stefan Boltzmann, tandis que 'a_s'et 'a_t' représentent l'émissivité des surfaces du four et des tubes respectivement, Si $d_A = A'.dx$ est la surface de transfert de chaleur élémentaire (A' représente la surface par unité de longueur de la surface cylindrique de transfert de chaleur, 's'et 't'correspondent respectivement à la coque du four et aux tubes), les équations du bilan massique deviennent :

$$\boldsymbol{m_a, c_{p,a}, \frac{dT_a}{dx} = h_a, A'_s, \left(T_k - T_a(x)\right) - h_a, A'_t, (T_a(x) - T_{H_2O}(x))} \quad (57)$$

$$\boldsymbol{-m_{H_2O}, C_{p,H_2O}, \frac{dT_{H_2O}}{dx} = h_a, A'_t, (T_a(x) - T_{H_2O}(x)) + \frac{dA_s,\sigma,(T_k^4 - T_{H_2O}^4(x))}{\frac{1}{a_s} + \frac{1-a_t}{a_t},\left(\frac{A_s}{A_t}\right)}} \qquad (58)$$

Dans le cas où le flux à co-courant est supposé, l'équation (58) est écrite sans le signe moins à gauche, Après quelques manipulations algébriques, le système résultant des équations différentielles peut être finalement défini par :

$$\begin{cases} \boldsymbol{\frac{dT_a(x)}{dx} = -(K_1 + K_2), T_a(x) + K_2, T_{H_2O}(x) + K_1, T_k} \\ \boldsymbol{\frac{dT_{H_2O}(x)}{dx} = -K_3, T_a(x) + K_3 T_{H_2O}(x) + K_4, T_{H_2O}^4(x) - K_4, T_k^4} \end{cases} \qquad \textbf{(59)}$$

Avec :

$$K_1 = \frac{h_a, A'_s}{m_a, c_{p,a}};\quad K_2 = \frac{h_a, A'_t}{m_a, c_{p,a}};\quad K_3 = \frac{h_a, A'_t}{m_{H_2O}, C_{p,H_2O}} \quad ; K_4 = \frac{1}{m_{H_2O}, C_{p,H_2O}}, \frac{A'_s, \sigma}{\frac{1}{a_s} + \frac{1-a_t}{a_t},\left(\frac{A'_s}{A'_t}\right)}$$

Le système a été résolu en utilisant le solveur Matlab permettant de calculer les profils de température de l'air et de l'eau le long de la longueur du four, Dans le cas d'un écoulement à contre-courant, les conditions aux limites suivantes sont appliquées :

$$T_a\ (x_0)\ =\ T_a\ (0)\ =\ T_{in,a}$$

$$T_{H_2O}\ (x_0)\ =\ T_{H_2O}\ (0)\ =\ T_{out,H_2O}$$

Où $T_{in,a}$, et T_{out,H_2O} sont respectivement la température d'entrée de l'air et la température de sortie de l'eau, alors que dans le cas du co-courant les conditions aux limites deviennent:

$$T_a\ (x_0)\ =\ T_a\ (0)\ =\ T_{in,a}$$

$$T_{H_2O}\ (x_0)\ =\ T_{H_2O}\ (0)\ =\ T_{in,H_2O}$$

Où T_{in,H_2O} étant la température d'entrée de l'eau.

Le modèle ci-dessus représente le cas général où la convection forcée de l'air se produit dans l'anneau entre la surface du four et la circonférence des tubes, le coefficient de transfert thermique étant calculé selon une vitesse d'écoulement de l'air définie par l'utilisateur. Cependant, si une vitesse de l'air nulle dans l'espace annulaire est spécifiée, le coefficient de transfert de chaleur par convection prendra la valeur de la convection libre (c'est-à-dire environ 5 W/m^2 K). La même valeur de convection libre est également supposée lorsque la valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection forcée est inférieure à 5 W/m^2 K avec une vitesse de l'air non nulle spécifiée par l'utilisateur.

IV. Conclusion

Cette étude reflète une analyse approfondie de l'industrie du ciment et identifie les potentiels d'économie possibles dans l'industrie du ciment, plus particulièrement au niveau du four rotatif. Généralement on trouve que les coûts de l'énergie thermique dans l'industrie du ciment représentent une part considérable du coût de production total (environ 30%). Même si de grands efforts ont été faits dans le passé pour réduire la consommation d'énergie thermique, les pertes de chaleur à travers la coquille du four rotatif représentent jusqu'à présent une proportion considérable de la perte totale d'énergie.

En effet, récupérer et valoriser ces pertes de chaleur requiert une bonne connaissance du procédé de fabrication du ciment, ainsi que des technologies de valorisation à mettre en œuvre et des savoir-faire pour sélectionner et dimensionner les meilleures solutions sur la base de critères techniques, économiques et environnementaux. Or une grande partie de ces connaissances et savoir-faire sont aujourd'hui présents dans le monde, mais diffusent peu vers

l'industrie qui éprouve beaucoup de difficultés à s'engager sur les voies de la récupération de chaleur dans le domaine de cimenterie.

Le modèle mathématique est établi pour prédire le transfert de chaleur d'une unité de récupération de chaleur dans un four rotatif de cimenterie, le système est présenté sous forme d'un faisceau de tubes transportant un fluide caloporteur. Le modèle a permis la résolution des équations différentielles décrivant l'échange de chaleur cote tube et cote paroi du four, afin d'obtenir le profil de température de sortie de l'eau pour un débit, évaluant également la quantité de chaleur récupérable.

QUATRIEME CHAPITRE : RESULTATS ET SOLUTIONS PROPOSEES

I. Introduction

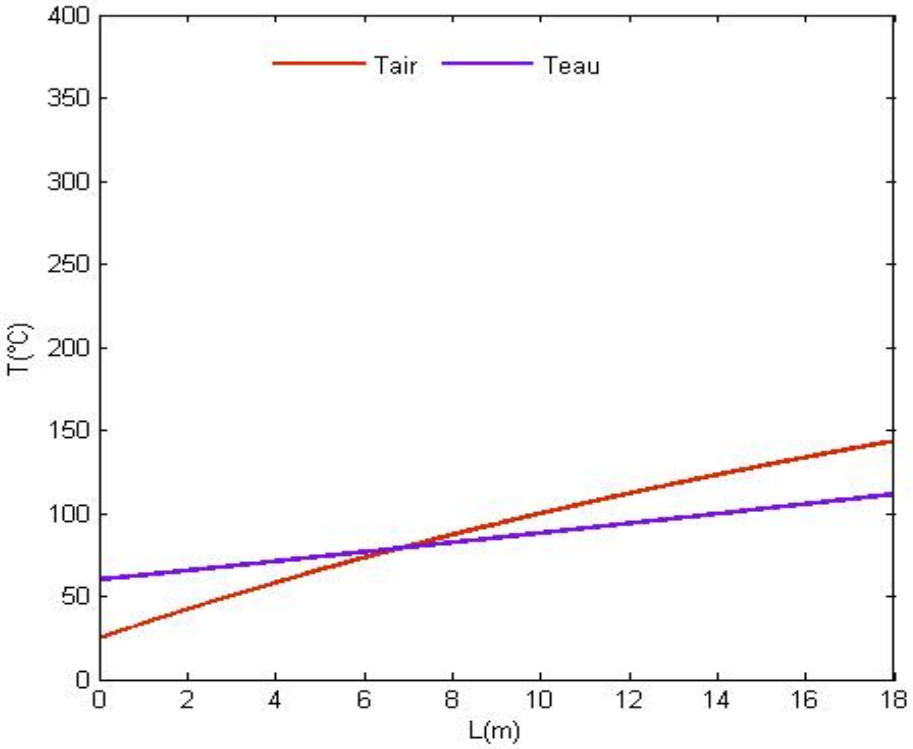
Le quatrième chapitre de cette thèse est dédié à la présentation des résultats obtenus grâce au modèle étudié. Dans un premier temps une comparaison de la variation des températures de l'eau et de l'air lorsqu'une architecture à contre-courant et à co-courant est adoptée, par la suite une variation de l'ensemble des paramètres de fonctionnement du système est effectuée afin de connaitre son influence sur le taux d'énergie récupérée.

Enfin une solution est présentée avec l'ensemble des améliorations ajoutées au système dans le but de récupérer l'énergie. L'ensemble des travaux effectués ont conduit au dépôt d'un brevet d'invention qui s'inscrit dans le cadre de l'économie d'énergie et l'amélioration de l'efficacité énergétique. Il s'agit d'un dispositif de récupération de l'énergie dans les fours et sécheurs industriels ou tout autre équipement présentant des pertes d'énergie, se présentant sous la forme d'une enveloppe calorifugée couvrant dans la totalité du système concerné (le four de cimenterie en a fait l'exemple). Un espace annulaire entre la paroi interne de cette enveloppe et la paroi externe du système (surface enregistrant la déperdition de la chaleur) représenté dans le cas de la cimenterie par le four rotatif.

II. Résultats numériques

Les figures 45 et 46 illustrent une comparaison entre la variation de température de l'air et celle de l'eau le long de la longueur axiale du four lorsqu'une architecture à co-courant ou à contre-courant est adoptée, pour une température de paroi du four constante T_k = 400°C et une température ambiante à l'entrée de l'eau. La figure 45 se réfère à une vitesse de l'air dans l'espace annulaire de 0,5 m/s alors que la figure 46 se réfère à une vitesse d'environ 2,5m/s. Dans les calculs, nous supposons que la longueur de l'échangeur est variable et est considérée en abscisse sur les graphes. Par conséquent, sur les figures 45 et 46, la valeur de l'abscisse courante représente chaque fois la longueur totale de l'échangeur, pour un four de longueur >> 18 m, et les valeurs reportées représentent celles prises par les paramètres de récupération de chaleur à la sortie. L'air entre dans l'échangeur du même côté du matériau entrant dans le four, tandis que l'eau peut entrer dans l'échangeur du même côté (arrangement à co-courant) ou du côté opposé (arrangement à contre-courant).

(Co-courant)



(Contre-courant)

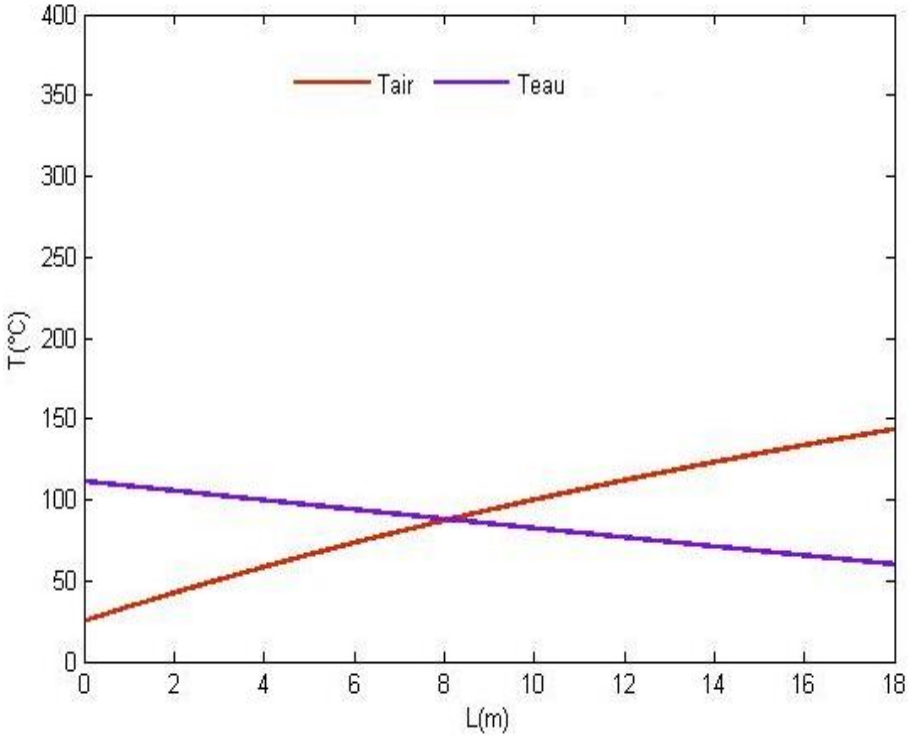
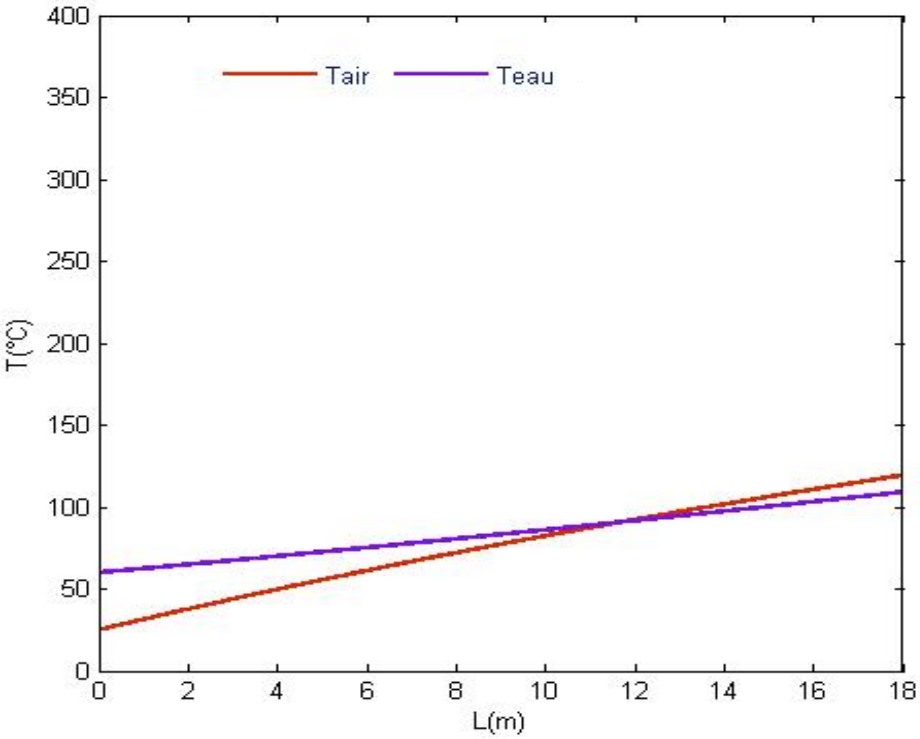


Figure 45: Comparaison entre le fonctionnement à co-courant et à contre-courant (vitesse de l'air à 0,5 m/s).

Co-courant



Contre-courant

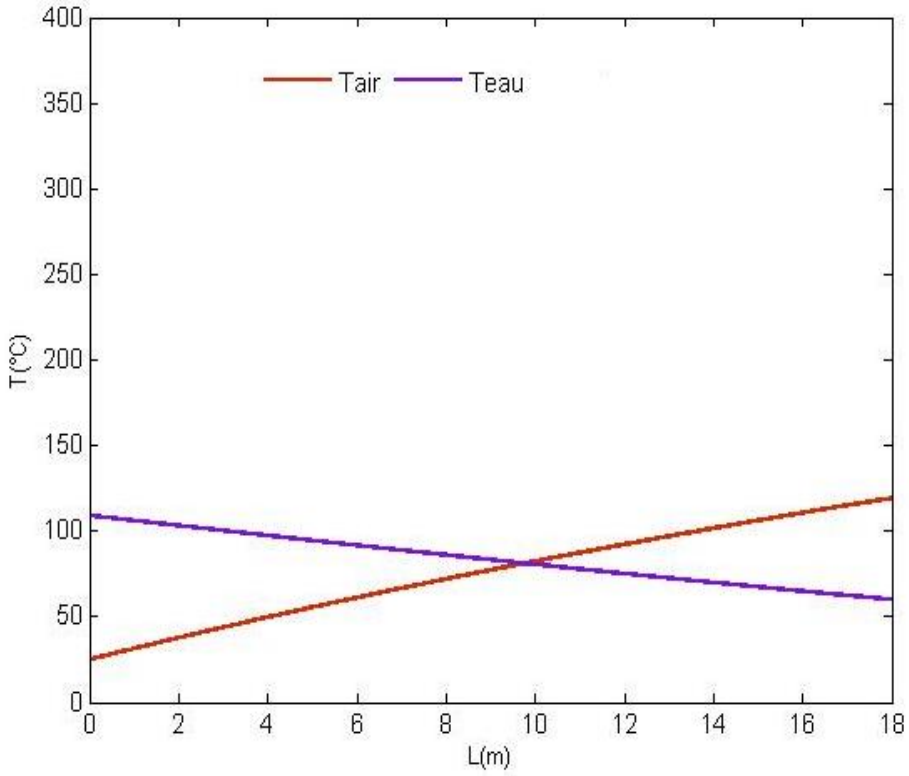


Figure 46: Comparaison entre le co-courant et le contre-courant (vitesse d'air à 2,5 m/s)

Tableau 10: valeurs de sortie des températures de l'air et de l'eau

Paramètres	Co-courant	Contre-courant	Co-courant	Contre-courant
V_{air} (m/s)	0,5	0,5	2,5	2,5
T_{air} (sortie) °C	140	138	120	130
T_{eau}(sortie) °C	115	120	110	110

Cependant, pour comparer les arrangements à co-courant et à contre-courant, on suppose la même température d'entrée de l'eau, le tableau 10 montre les performances dans les deux cas. Les deux courants augmentent monotoniquement leur température à mesure qu'ils progressent de l'entrée à la sortie de l'échangeur, cependant, bien que le comportement dans les deux cas soit similaire, on observe que dans la solution à contre-courant, la température des deux fluides atteint respectivement des températures de 120°C pour l'eau et 138°C pour l'air, lorsque la vitesse d'écoulement de l'air est de 0,5 m/s. Le transfert de chaleur radiante avec les parois du four, et passant d'un arrangement à co-courant à un dispositif à contre-courant, on trouve que la température de sortie de l'eau n'est que marginalement affectée tandis que l'air chaud évacué ne constitue pas une récupération de chaleur. La vitesse de l'air a plutôt un impact plus important, En fait, lorsque la vitesse du flux d'air augmente, la chaleur globale qu'il transporte augmente également. Au contraire, la température globale de chaleur et de sortie du courant d'eau diminue en raison de l'augmentation du flux de chaleur soustraite par le courant d'air. En effet, alors que le flux d'air est toujours chauffé par le four, il ne contribue qu'au réchauffement du courant d'eau. Étant donné que l'augmentation de la vitesse de l'air réduit le taux de croissance de sa température et augmente la quantité de chaleur transférée à l'eau, la convection forcée est alors préjudiciable à la récupération de la chaleur. La convection libre devrait donc être préférée pour ce type d'équipement de récupération de chaleur. Néanmoins, les conditions de convection libre, comme cela a déjà été souligné, se rencontrent difficilement en pratique en raison de la présence fréquente de soufflantes auxiliaires pour le refroidissement du four.

III. Etude paramétrique

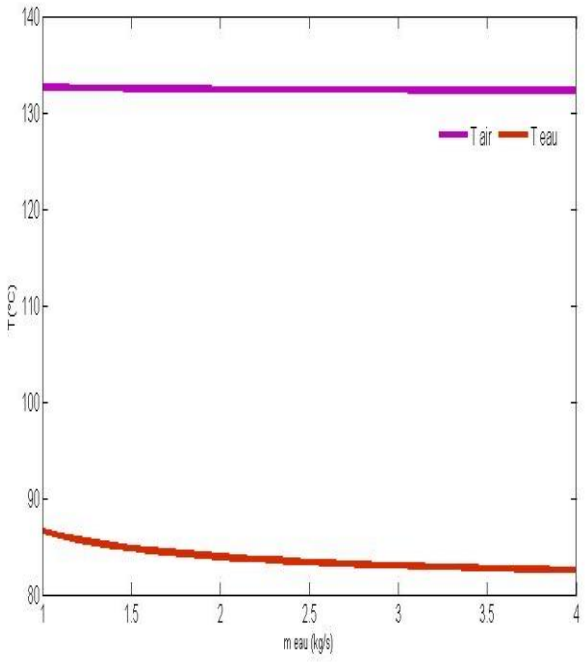
Les réactions chimiques à l'intérieur du four rotatif affectent de manière significative sa température de surface. Les mesures expérimentales indiquent qu'il existe quatre zones de température différentes sur la longueur du four : T_f = 100°C : 244°C : 300°C et 400°C, la température ambiante varie tout au long de l'année, et selon la température moyenne de la

région de Settat au Maroc au cours du suivi effectué, quatre niveaux de températures différents sont pris en compte au cours des analyses.

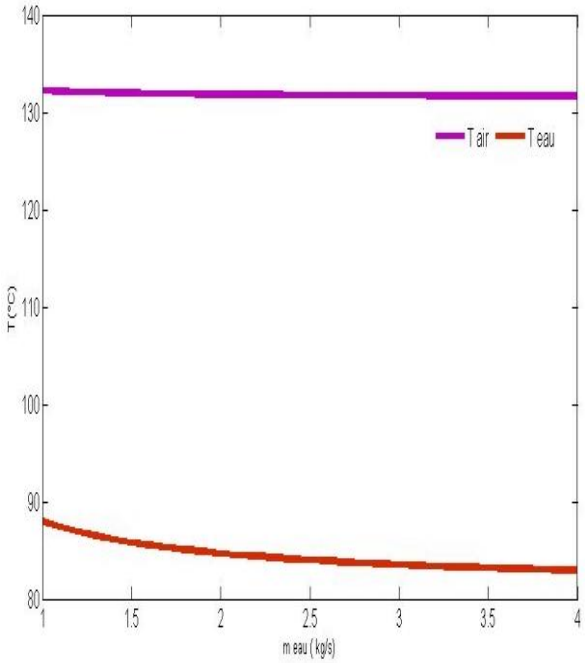
1. Variation de la température

La figure 47 représente l'influence de la température ambiante sur l'unité de récupération de chaleur pour T_{kiln} = 400 °C. Sur la figure 47(a), les variations de température de sortie du récupérateur sont données pour un débit massique et une température ambiante. Il est clair que la température diminue avec l'augmentation du débit et la température ambiante. L'abaissement de la température ambiante de 40 °C à 0°C, cause une réduction de près de 2°C de la température de sortie du fluide de récupération. Par contre la figure 47 (b) montre que le rendement passe de 92% à 98% en augmentant la température ambiante,

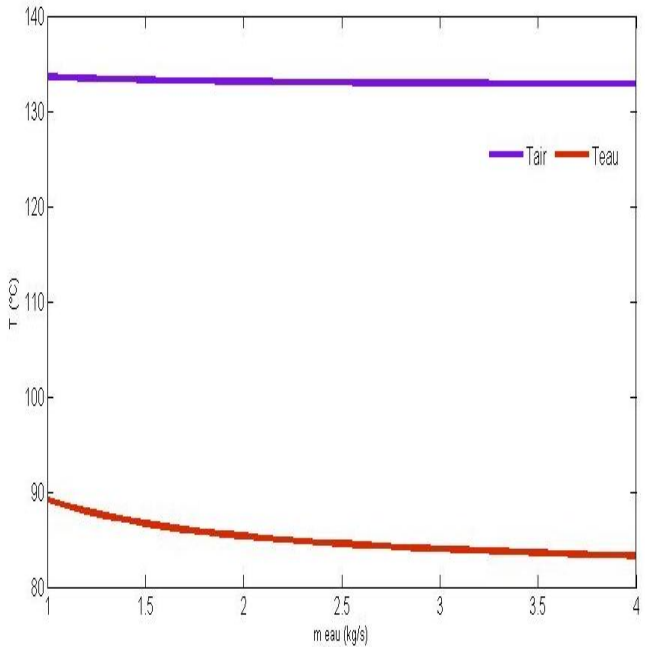
T_{air} =0°C



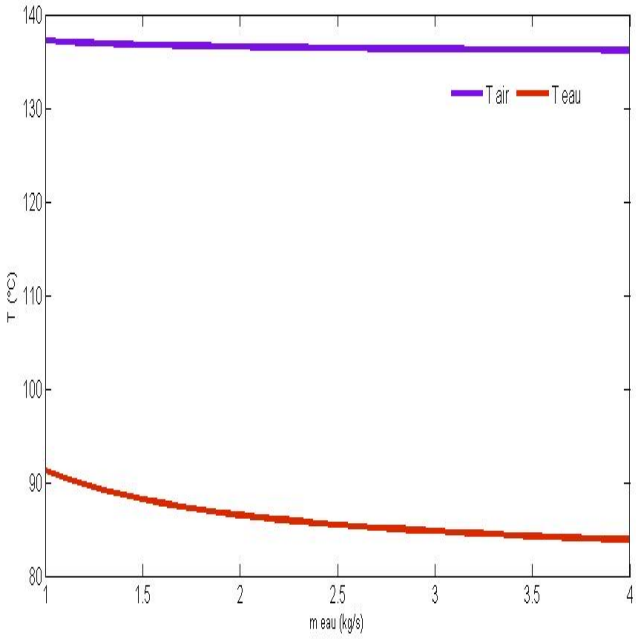
T_{air} =15°C



T_{air}=25 °C

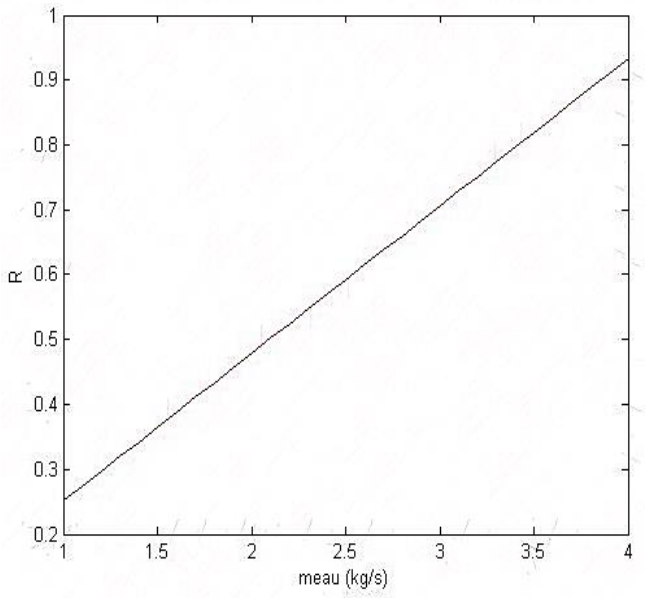


T_{air}=40 °C

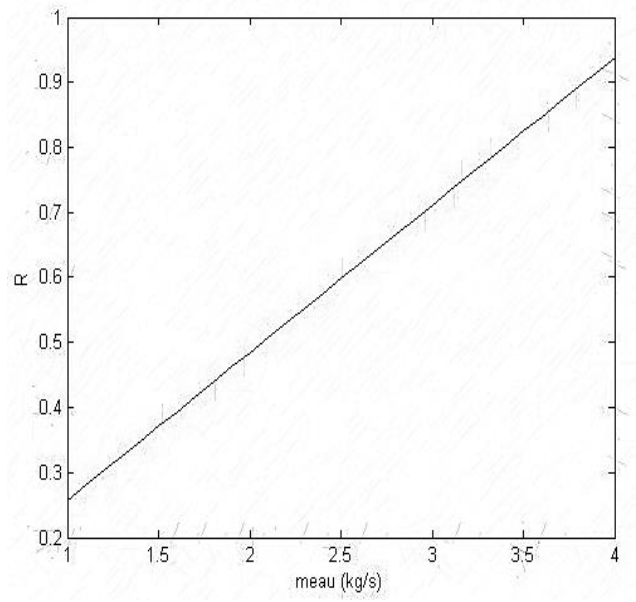


(a)Température de sortie

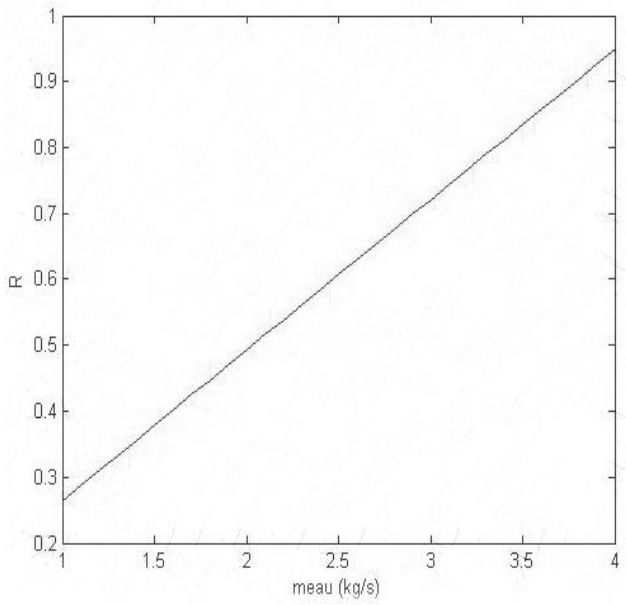
T_{air} = 0°C



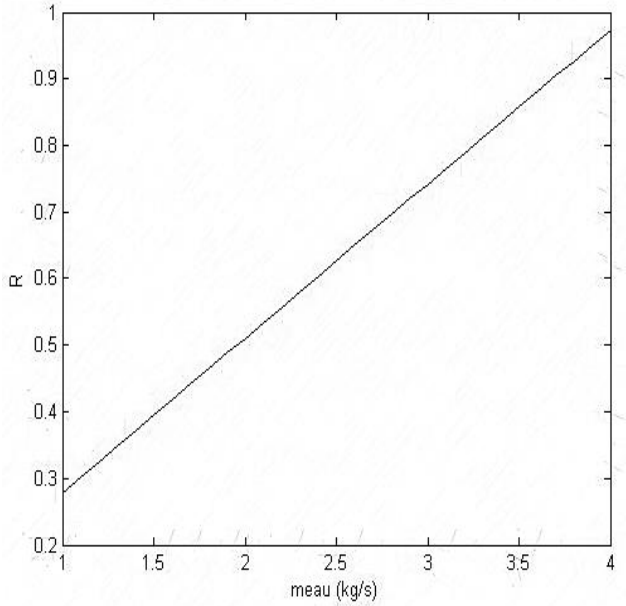
T_{air} = 15°C



T_{air}=25 °C

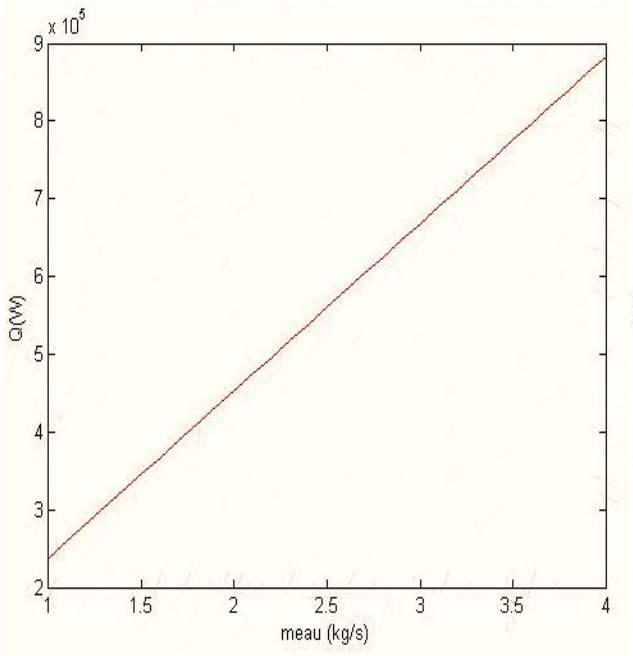


T_{air}=40 °C

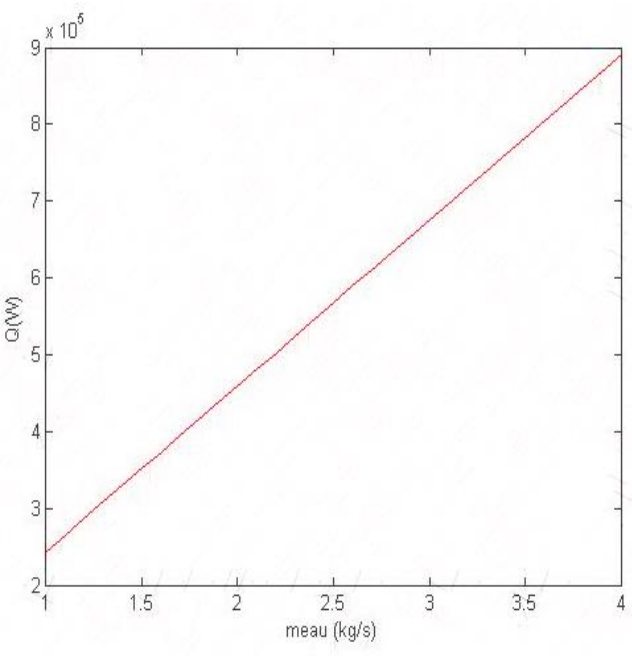


(b)Rendement du récupérateur

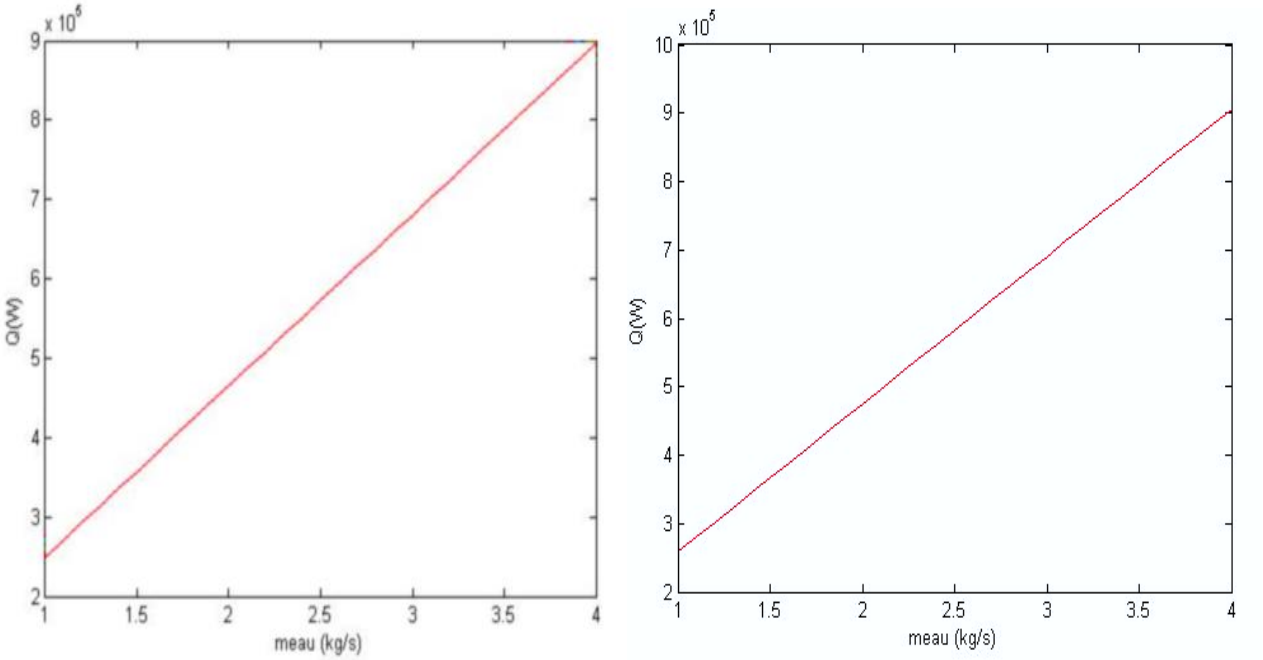
T_{air} = 0°C



T_{air} = 15°C



T_{air}=25 °C T_{air}=40 °C



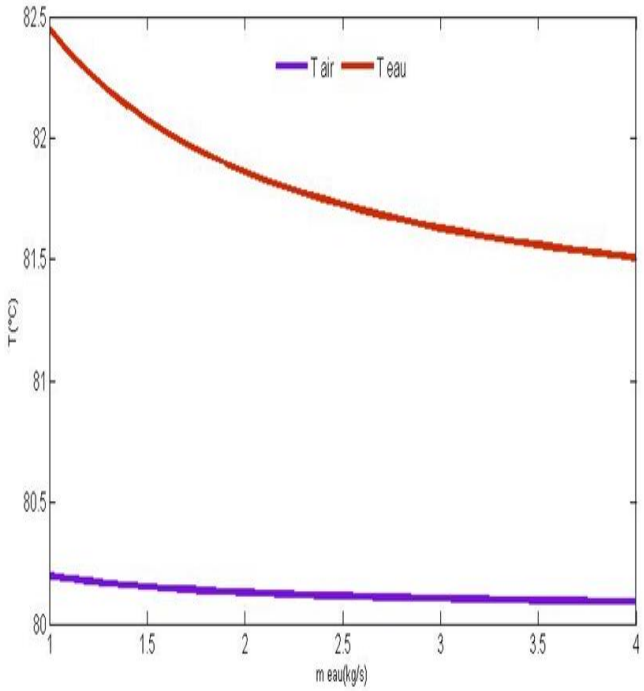
(c) Energie récupérée

Figure 47: Effet des conditions ambiantes sur la performance de l'unité de récupération de chaleur

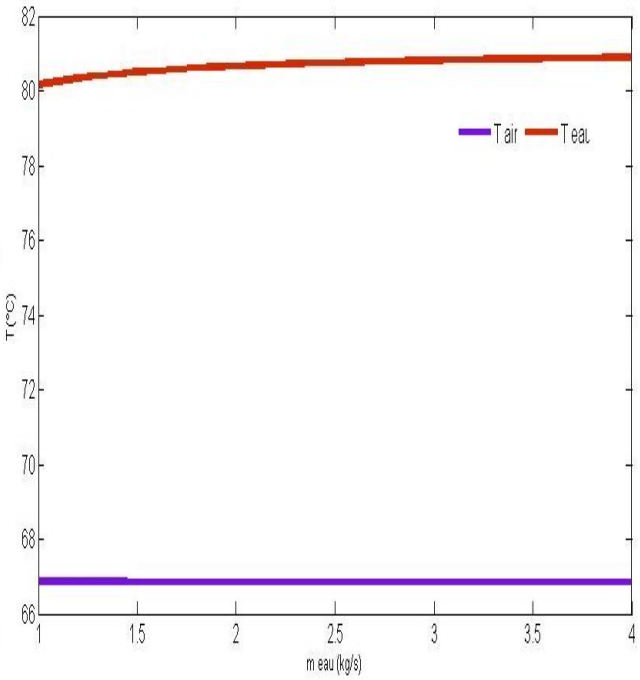
2. Variation de l'espace annulaire

La figure 48 montre l'effet de l'espace annulaire entre la paroi du four et celle du récupérateur, sur la performance de l'unité de récupération de chaleur pour une température de l'entrée de l'air T_{air}=40°C. Sur la figure 48 (a), les variations de température de sortie du récupérateur sont données en fonction du débit massique, de même que la variation de l'espace annulaire entre le four et le récupérateur. La température de sortie diminue avec la diminution du débit ou quand l'espace annulaire entre la paroi du four et celle du récupérateur augmente. L'influence de l'espace annulaire entre les deux parois devient significative pour les valeurs supérieures. À un débit de 1,5 kg/s, lorsque le diamètre de la paroi du récupérateur passe de 6m à 8m la température de sortie diminue de 4°C, à la sortie la température augmente jusqu'à 78 °C pour Dr = 8m à des débits plus faibles.

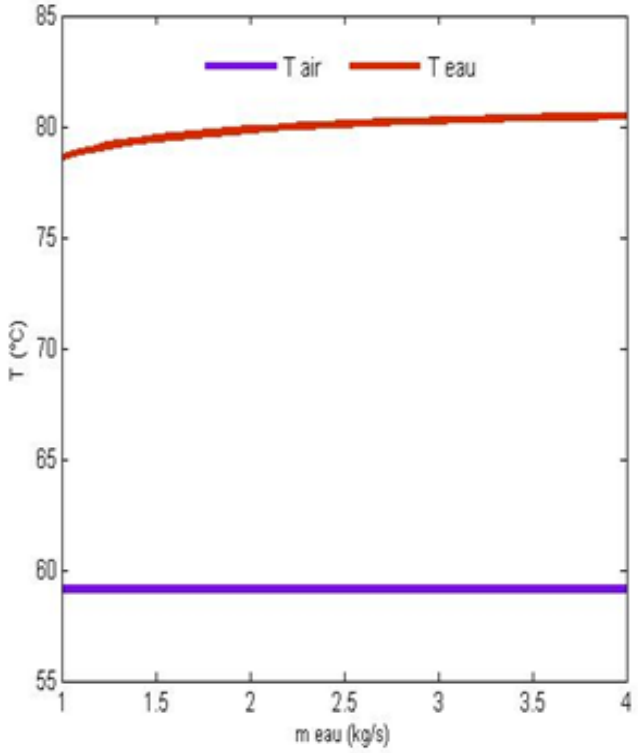
Dr =6 m



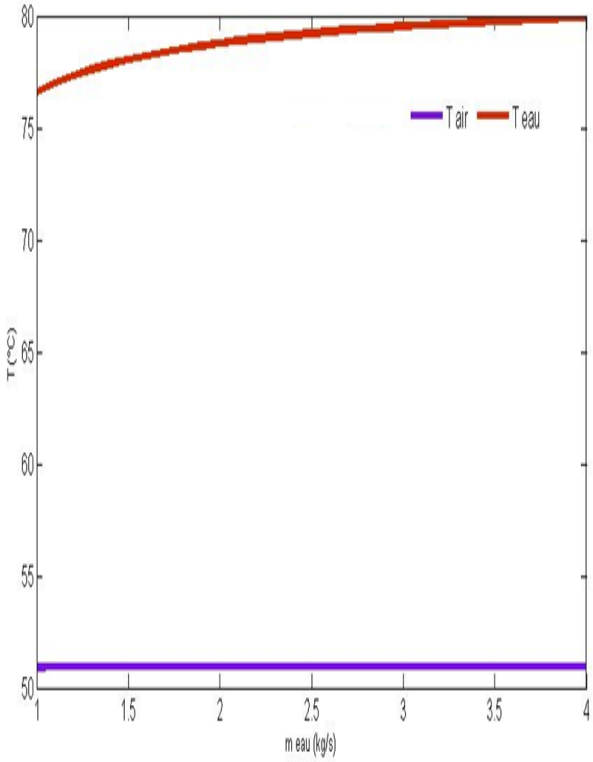
Dr =6,5 m



Dr = 7m

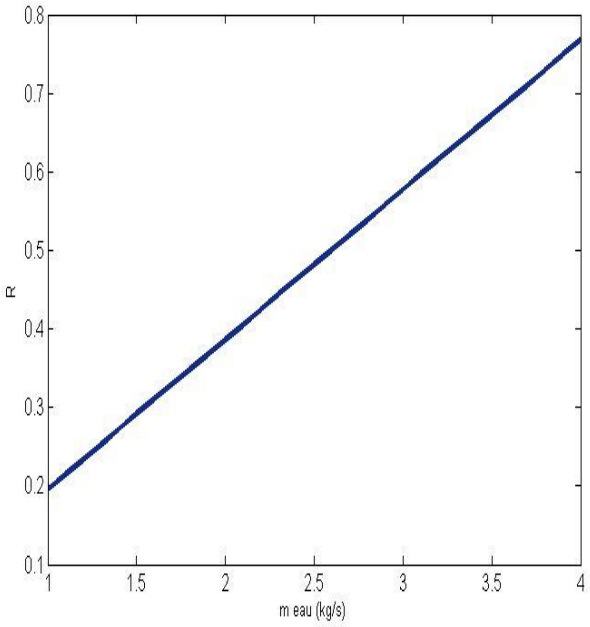


Dr = 8 m

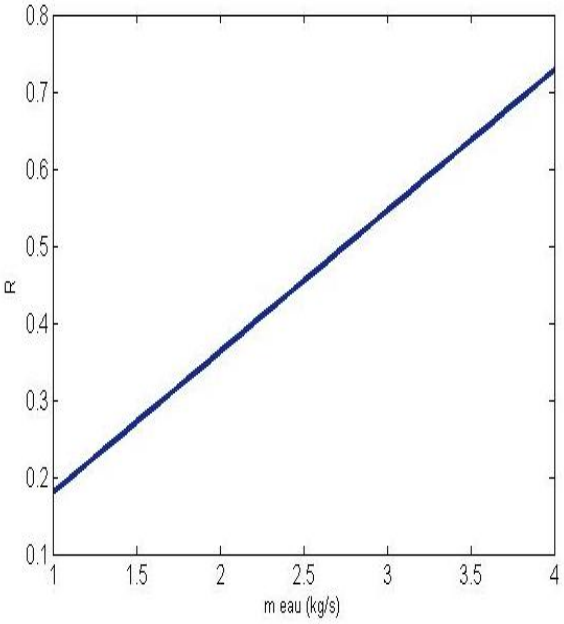


(a) Température de sortie

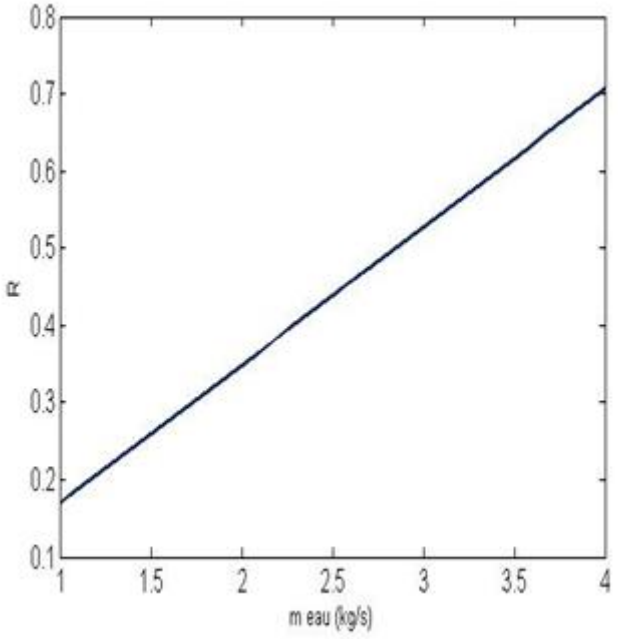
Dr=6 m



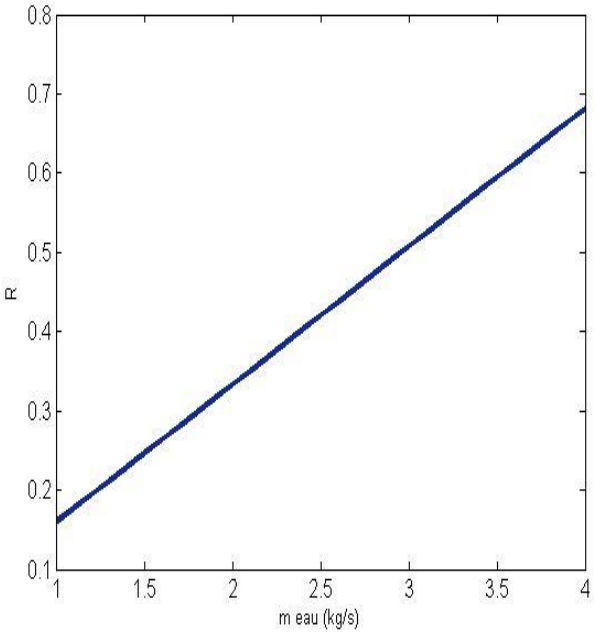
Dr =6,5 m



Dr = 7m

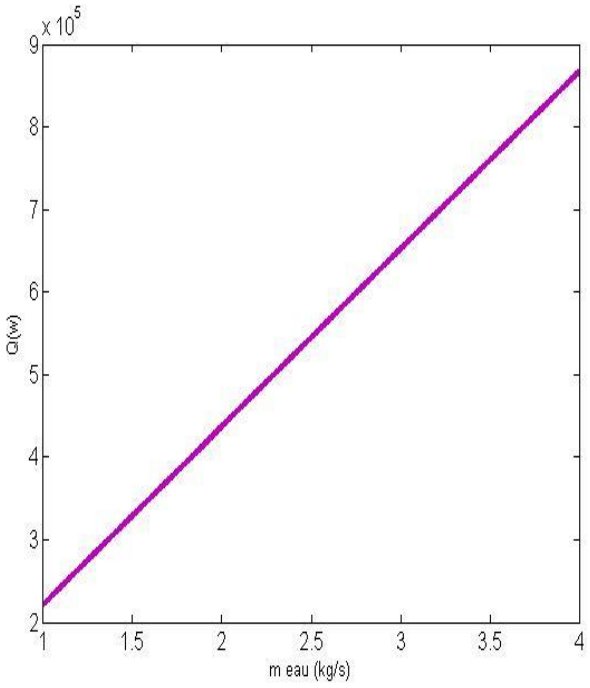


Dr = 8 m

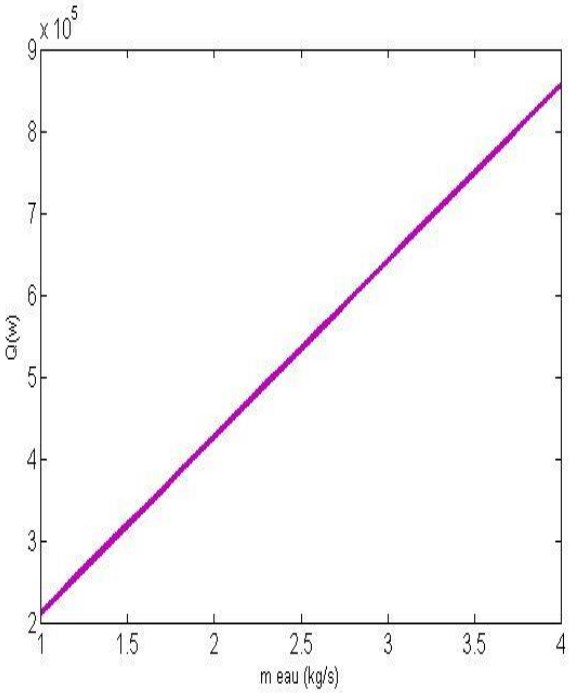


(b) Rendement du récupérateur

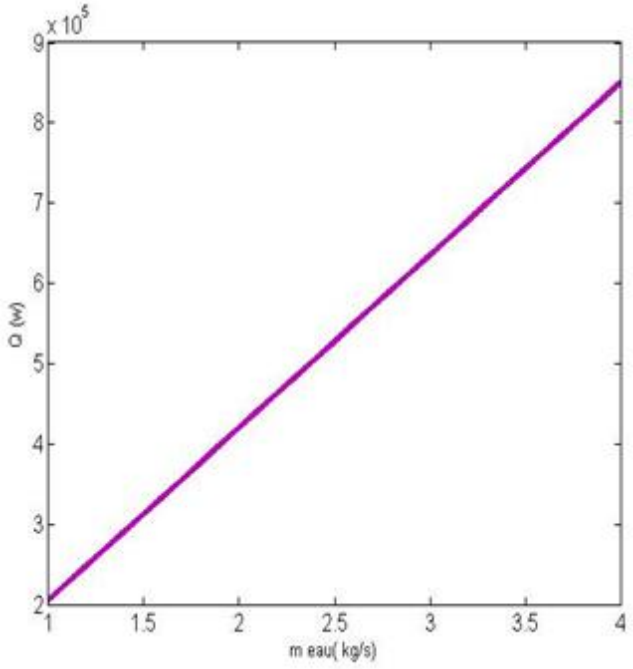
Dr=6 m



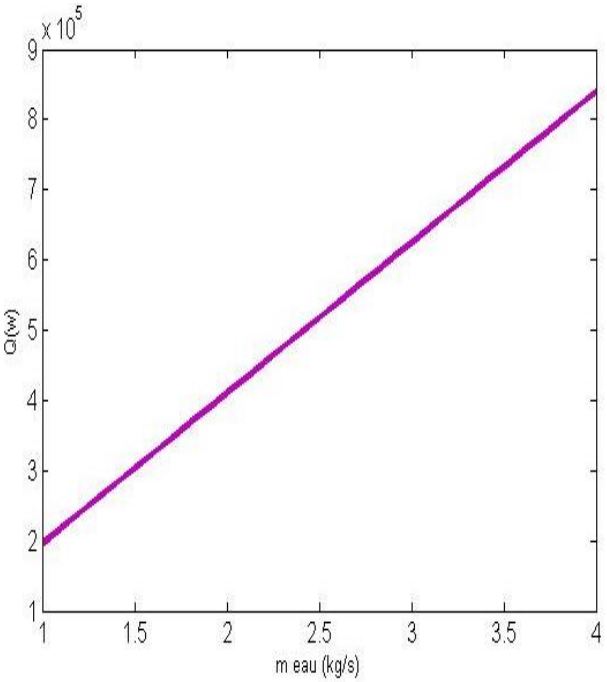
Dr =6,5 m



Dr=7m



Dr=8 m



(c) Energie récupérée

Figure 48:Effet de l'espace annulaire sur la performance de l'unité de récupération de chaleur

En ce qui concerne la température de sortie du fluide on trouve que pour un diamètre extérieur donné du récupérateur et pour des débits faibles la température atteint 82°C. L'augmentation du débit réduit l'écart de température, en outre, il est également évident que l'effet de l'espace annulaire entre la surface du four et celle du récupérateur devient significatif à des diamètres plus élevés. L'augmentation du diamètre du récupérateur réduira la température de sortie du fluide de récupération.

La figure 48(b) montre que l'efficacité change légèrement en faisant varier le débit massique, mais fortement influencé par la variation de l'espace annulaire entre la paroi du four et celle du récupérateur. A un débit de 4 kg/s, l'efficacité de l'unité de récupération de chaleur change par changement du diamètre, elle est de 78 % ; 72% ; 70% et 68 % pour Dr=6m ; 6,5 m ; 7 m et 8 m respectivement. D'autre part, la figure 48 (c) montre qu'avec l'augmentation de l'espace annulaire, le taux de chaleur utile diminue plus.

D'après l'étude paramétrique effectuée on trouve d'une part que la température ambiante affecte la performance du système de récupération, ainsi, à faible température ambiante, les pertes de chaleur vers l'environnement augmentent, d'autre part la variation de l'espace annulaire entre le four et la paroi de récupération influence également la température de sortie du fluide caloporteur, en augmentant l'espace annulaire, la température diminue, ce qui impacte la quantité de chaleur récupérée. L'étude a monté que l'on peut récupérer jusqu'à 900kW d'énergie, qui peut être utile pour être intégrée dans d'autre utilisation dans des systèmes secondaires.

Pour résoudre le problème du taux de chaleur récupérée qui reste plus ou moins insatisfaisant dans le système étudié, une solution est présentée avec toutes les améliorations ajoutées au système afin de maximiser la récupération d'énergie. Il s'agit d'un dispositif de récupération d'énergie utilisable aussi bien dans les fours industriels que dans les séchoirs ou tout autre appareil perdant de l'énergie, il consiste en une enveloppe cylindrique couvrant toute la longueur du four. Un espace annulaire est laissé entre la surface du four et la surface interne de l'enveloppe, afin que l'air puisse y circuler. L'air est alimenté aux deux extrémités du four, à l'aide de ventilateurs, les flux d'air préchauffés sont ainsi recueillis dans un conduit vertical situé au milieu du four, afin de les acheminer vers une chaudière de récupération de chaleur, dans laquelle l'eau est alimentée pour être transformée en vapeur à haute pression. Pour un meilleur échange de chaleur à l'intérieur de l'espace annulaire, des chicanes perpendiculaires sont agencées pour créer un écoulement turbulent de l'air et éviter les trajets préférentiels. La vapeur

produite sera détendue dans une turbine qui entrainera un alternateur pour la production de l'électricité.

Le tableau ci-dessous présente toutes les faiblesses des systèmes existants et les points forts du système développé (tableau 11) :

Tableau 11: points faibles et points forts

Points faibles des systèmes existants	Points forts du nouveau système	Opportunités
• Contraintes financières et sécuritaires liées à l'implémentation des systèmes • Difficultés de maintenances et de l'entretien • Récupération d'énergie perdue limité selon la géométrie utilisée • Les systèmes utilisés ne sont pas applicables à tous les formes des fours et sécheurs	• Systèmes plus fiables, plus performants et plus efficaces • L'utilisation d'un système de récupération quelle que soit sa forme permettrait de maintenir une température en parois proche de celle observée sans ledit système • Amélioration de la rentabilité des entreprises	• Facilité d'utilisation, automatisation des taches onéreuses, dangereuses et risquées • Réduction des risques d'arrêt de la production • Gains d'efficacité énergétique • Une économie d'énergie sans affectation de la qualité et du rendement de la production du procédé

IV. Solution proposée (Présentation de notre système) :

Le principal objectif de cette partie est de présenter l'ensemble des améliorations ajoutées au système dans le but de récupérer l'énergie. Ces dernières décennies avec l'augmentation du prix des énergies, différentes technologies et stratégies de surveillance peuvent être utilisées pour récupérer l'énergie provenant d'un flux, en particulier pour un procédé donné. Cette énergie perdue peut être perçue comme chaleur rejetée dans l'environnement. La récupération et la réutilisation de cette chaleur offrent la possibilité de réduire les couts énergétiques et d'améliorer la rentabilité des entreprises.

1. Description du système de la récupération de l'énergie perdue

Compte tenu de la position du four, les pertes obtenues de 3.8 % correspondent aux données de Caputo et al pour le même type de four, d'un autre coté l'étude précédente a montré que l'on peut récupérer jusqu'à 15% d'énergie correspondant au même résultat de Caputo et al. Ces

dernières décennies avec l'augmentation du prix des énergies, différentes technologies et stratégies de surveillance peuvent être utilisées pour récupérer l'énergie provenant d'un flux, en particulier pour un procédé donné. Cette énergie perdue peut être perçue comme chaleur rejetée dans l'environnement. La récupération et la réutilisation de cette chaleur offrent la possibilité de réduire les couts énergétiques et d'améliorer la rentabilité des entreprises.

L'implantation d'un récupérateur exige que la perte obtenue soit validée analytiquement et connue tout au long du four sur laquelle le récupérateur doit être monté. Pour ces raisons la surface du four est divisée en 68 sections en fonction de leurs températures indiquées dans le tableau 3. On peut voir que la température augmente dans la première moitié du four avec un pic de 415 °C puis décroit vers la deuxième moitié vers la zone de refroidissement. La chaleur échangée doit être montée tout au long du four, les pertes par convection et rayonnement sont calculées à partir des corrélations appliquées sur un cylindre horizontal.

Le travail effectué s'est achevé par un dispositif innovant ayant fait l'objet d'un dépôt de brevet. Cette invention s'inscrit dans le cadre de l'économie d'énergie et de l'amélioration de l'efficacité énergétique, il s'agit d'un dispositif de récupération de l'énergie dans les fours et sécheurs industriels ou tout autre équipement présentant des pertes de chaleur, se présentant sous la forme d'une enveloppe calorifugée couvrant dans sa totalité le système concerné. Cette dernière présente un espace annulaire par rapport au système considéré (four rotatif dans notre cas), dans lequel circule un courant d'air. L'air est alimenté sur les deux extrémités du système et se rencontrant au milieu dans un collecteur mélangeur après avoir brassé la surface du four et récupéré la chaleur qui s'en dégage. Ce courant d'air sortant de ladite enveloppe transporte une quantité d'énergie, représentant une grande partie de la chaleur perdue au travers de la paroi du système. Le contact entre l'air en circulation et la paroi est rendu plus efficace par la mise en place de chicanes. Cette action permet aussi la réduction du gradient de température entre l'intérieur et l'extérieure du système considéré. L'air chaud et chargé d'énergie, passe ensuite dans un économiseur sous la forme d'une chaudière à vapeur perdue, dans lequel de la vapeur est produite, elle sera détendue dans une turbine qui entrainera un alternateur en vue de générer de l'électricité.

Le modèle utilisé concerne un dispositif de récupération de la chaleur perdue au niveau des fours et sécheurs industriels, en particulier l'énergie perdue dans les fours rotatifs de cimenterie. L'invention s'inscrit dans le contexte de l'amélioration de l'efficacité énergétique et de la réduction des émissions des gaz à effet de serre, dont le CO_2 et leurs effets sur la couche d'ozone.

Notre dispositif très inventif comparé à l'état de l'art présente les avantages suivants :

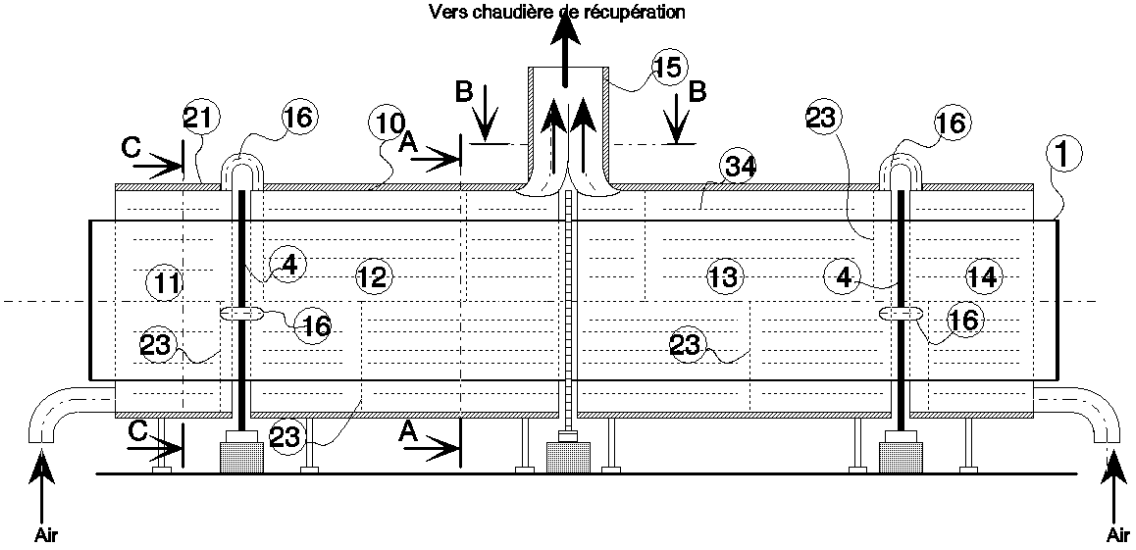
- Une construction plus simple et moins onéreuse ;
- Grande efficacité de récupération de l'énergie du fait de la séparation en compartiments équivalents à ceux du four ;
- Une optimisation de la récupération de l'énergie, d'une part par utilisation de chicanes dans l'espace annulaire et d'autre part par une alimentation mixte en air de récupération sur les deux extrémités du four ;
- Une économie d'énergie sans affectation de la qualité et du rendement de la production du ciment, utilisation uniquement de la chaleur perdue au niveau de la surface du four ;
- L'air préchauffé généré par le système de récupération est utilisé comme une source d'énergie pour produire de la vapeur à travers un économiseur ;
- La vapeur produite sera détendue dans une turbine en vue de produire de l'énergie électrique ;
- L'air injecté dans l'espace annulaire des deux enveloppes élimine la nécessité de refroidir la surface du four rotatif par les ventilateurs de refroidissement ;
- Les problèmes relatifs à la paroi du four se trouvent réduits du fait de la réduction du gradient de température entre l'intérieure et l'extérieure du four, une réduction des frais d'entretien et coûts d'arrêts sera ainsi enregistrée ;
- L'air après passage dans la chaudière à chaleur perdue est envoyé en préchauffage de la matière première à l'entrée du four ;
- L'incorporation d'un économiseur sur la cheminée du four permet de rendre plus efficace le processus de récupération de l'énergie, utilisant aussi un circuit d'air venant renforcer l'opération de sa captation.

Ce dispositif de récupération de l'énergie comprend en dehors du four tournant (1) avec ses galets (4), roues de guidage et roues d'entrainement en rotation, une enveloppe cylindrique immobile et décomposée en compartiments (11, 12, 13,14) selon les positions des galets et roues d'entrainement (figure 49). Lesdites parties composant l'enveloppe sont reliées entre-elles par des conduits (16) disposés d'une manière équilatérale pour assurer le passage de l'air de récupération de la chaleur. Ce dernier, circule dans un espace annulaire entre la paroi externe du four et la paroi interne de l'enveloppe (10). Il est alimenté sur les deux extrémités de l'enveloppe, par des souffleurs d'air (figure 49). Les sections sont isolées par une paroi métallique perpendiculaire à l'axe du four et fermant l'espace annulaire qui se termine dans le conduit collecteur vertical (15) sur une certaine longueur, empêchant de ce fait le mélange des

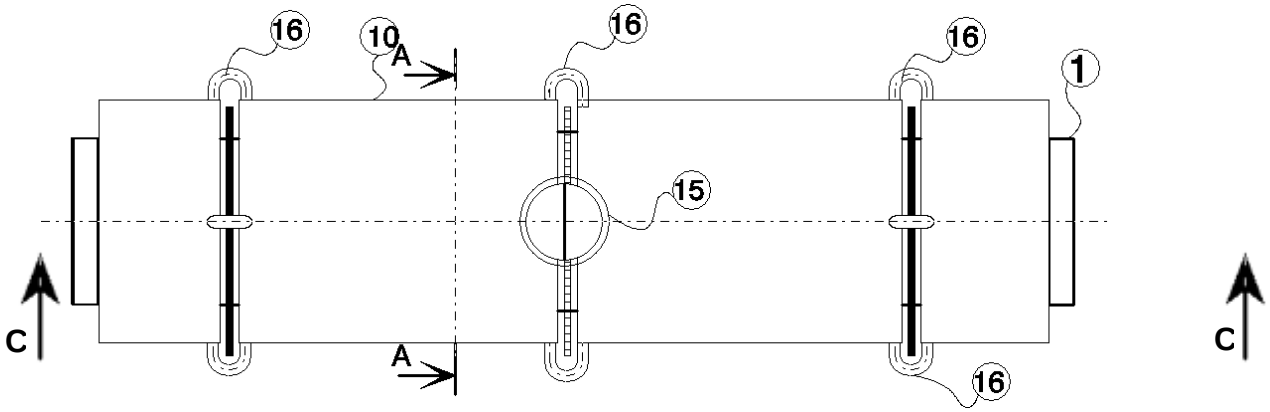
deux courants d'air au sein dudit espace annulaire. Les flux d'air préchauffés sont ainsi collectés dans le conduit vertical en vue de les acheminer dans la chaudière (figure 49).

La paroi externe de l'enveloppe de récupération en acier est recouverte d'une couche isolante (21) appliquée sur toute l'enveloppe pour réduire voire éliminer les pertes de chaleur avec l'environnement extérieur. La couche isolante et l'enveloppe de récupération sont munies d'instruments de mesure de la température.

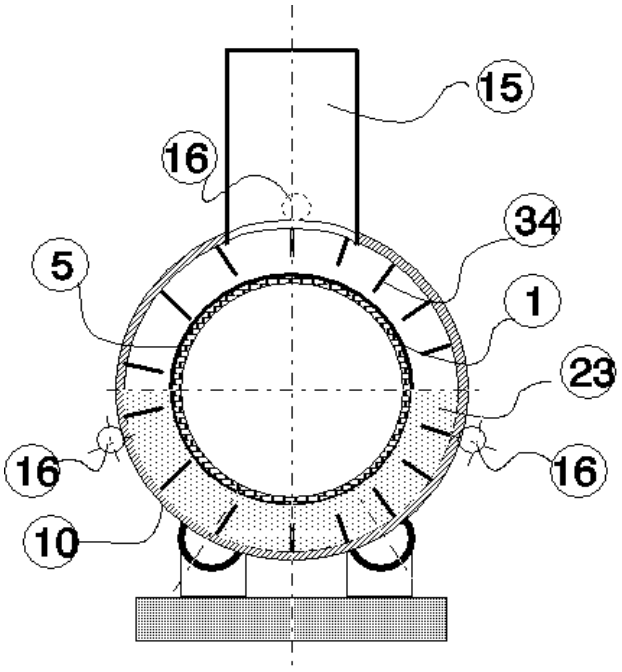
A L'intérieur de l'espace annulaire sont disposées des chicanes (23) et des ailettes (34) en vue de créer de la turbulence sur le circuit aéraulique pour éviter les chemins préférentiels et permettre un meilleur échange thermique. Lesdites chicanes sont espacées d'une certaine distance sur la longueur du tronçon, positionnées perpendiculairement aux entrées de l'air dans lesdits tronçons (figure 49).



Coupe C-C



Coupe B-B



Coupe A-A

Figure 49: schéma du système de récupération de l'énergie

Le modèle utilisé constitue une deuxième solution à la circulation de l'air de récupération au sein de l'espace annulaire, l'air est alimenté au niveau de la sortie de la matière correspondant à la partie, lieu où la température est relativement faible de 65°C à 230 °C et est évacué dans la partie où la température avoisine les 100°C à 290°C pour traverser les zones où la température est la plus élevée de l'ordre de 300°C à 415°C afin d'aboutir à la meilleure récupération d'énergie.

L'air chaud collecté dans le conduit vertical de sortie est acheminé vers une chaudière de récupération qui produit de la vapeur à pression importante pour actionner la turbine. L'eau d'alimentation de la chaudière provenant de la bâche d'alimentation est préalablement préchauffée par l'air sortant de la chaudière dans un échangeur avant de l'acheminer en préchauffage de la matière première à l'entrée du four.

La turbine entraine avec elle l'alternateur qui permet la génération de l'électricité d'une part, d'autre part la vapeur sortante se trouve détendue à basse pression et est alimentée dans un condenseur dans lequel circule l'eau provenant de l'échangeur comme eau de refroidissement avant son alimentation dans la chaudière. Les condensats de la vapeur obtenus sont alimentés dans une cuve tampon pour être ensuite acheminés à l'aide d'une pompe dans la bâche d'alimentation de la chaudière (figure 50).

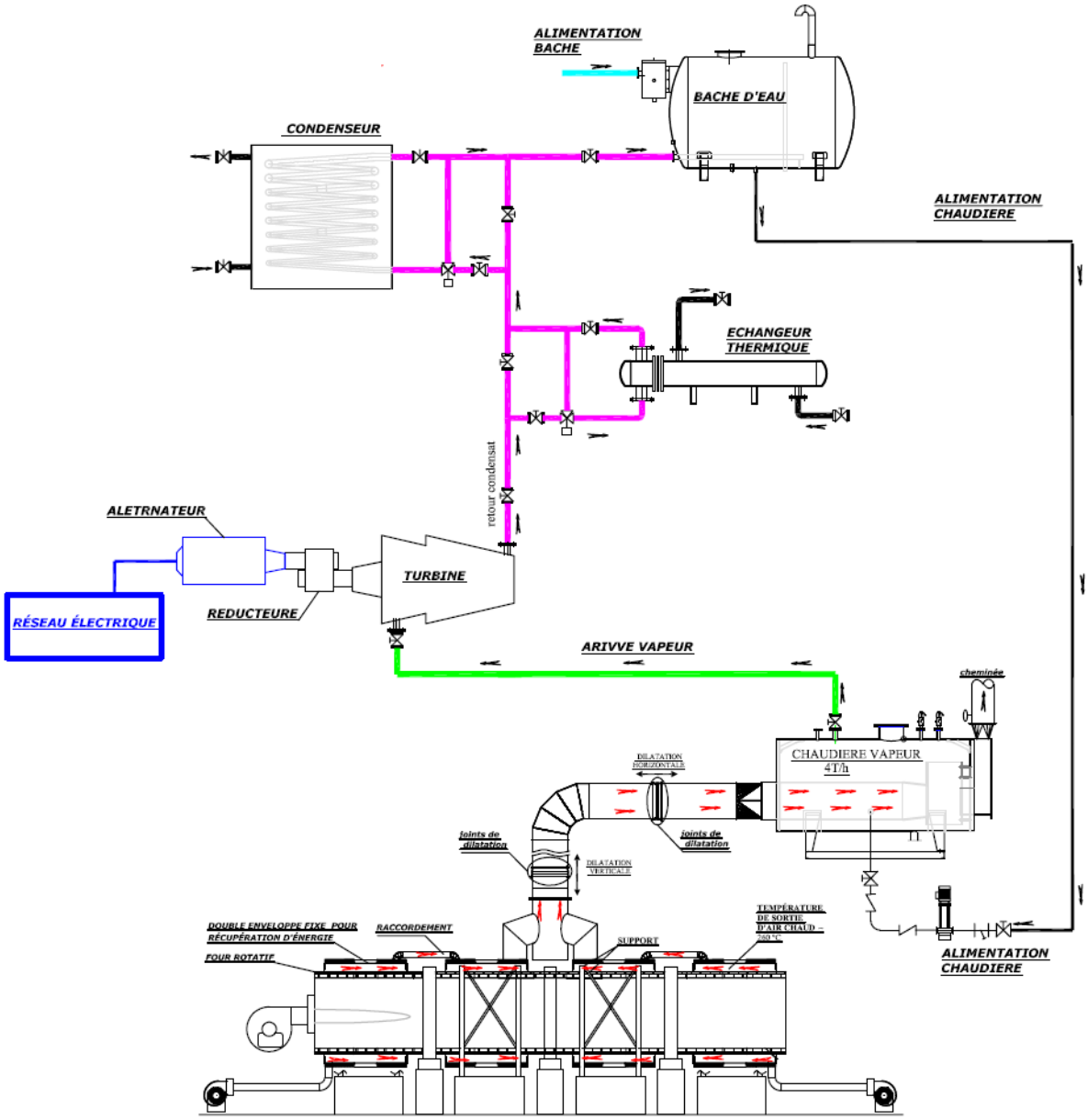


Figure 50: Système de récupération d'énergie

2. Modèle mathématique :

Un modèle mathématique qui donne la géométrie du récupérateur et permet à l'air traversant l'espace annulaire de soustraire de chacune des sections la chaleur dégagée qui est égale à la totalité des pertes (rayonnement et convection) est ainsi développé. L'objectif est de déterminer la validité de cette solution par rapport à la première et la deuxième loi de la thermodynamique.

Le diamètre du récupérateur est déterminé à partir du débit d'air imposé aux l'extrémité du récupérateur. L'air préchauffé est extrait approximativement au milieu du récupérateur, plus précisément sur la section du four avec la température la plus élevée, l'air entre où la température est plus basse et sort de là où elle est la plus haute.

Comme la température de surface du four varie le long du récupérateur et une quantité d'air s'écoule sur chaque section du four pour en extraire la chaleur perdue, qui est équivalente aux pertes de chaleur du four nu.

La figure 51 montre le principe du modèle utilisé pour calculer la température de l'air préchauffé. L'équation (28) est utilisée :

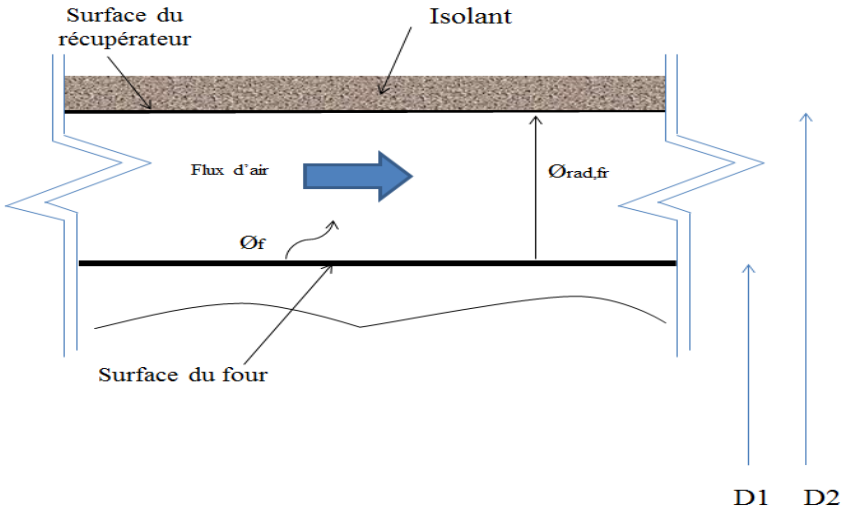


Figure 51: principe de récupération dans l'espace annulaire de la chaleur perdue à travers la surface du four

$$\emptyset_{conv\ f,i} + \emptyset_{rayonnement\ f,i} = \dot{m}_a c_{p,a}(t_{a\ out,i} - t_{a\ in,i}) \quad \textbf{(60)}$$

L'équation (60) indique que l'air circulant à travers l'anneau concentrique dans une section 'i' du récupérateur est préchauffé par le flux de chaleur perdu au niveau de la surface du four, $\dot{m}_a$ est le débit massique de l'air circulant des deux extrémités du récupérateur, $t_{a\ out,i}$ et $t_{a\ in,i}$ représentent les températures de l'air d'entrée et de sortie dans chaque section du récupérateur où $t_{sortie30} = t_{entrée31}$, $t_{sortie37} = t_{entrée36}$ (voir figure 52).

Le flux de chaleur rayonnant dans la section 'i' du four à la surface interne du récupérateur dans l'espace annulaire $\emptyset_{rad\ fr,i}$ est déterminé pour le cas de deux cylindres concentriques (équation 61) (VDI e. V., 2010) :

$$\dot{Q}_{rad\ fr,i} = \frac{A_{s,i}.\sigma.(T_{f,i}^4 - T_{r,i}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{f,i}} + \left(\frac{A_{s,i}}{A_{r,i}}\right)\left(\frac{1}{\varepsilon_{r,i}} - 1\right)} \quad \textbf{(61)}$$

Où $\sigma = 5{,}67 \,.\, 10^{-8}\ W/m^2\ K^4$ est le coefficient de Stefan Boltzmann, ε_f, ε_r, sont les degrés d'émissivité, $T_{f,i}$, $T_{r,i}$ les températures, et $A_{f,i}$, $A_{r,i}$ les surfaces d'une section du four et du récupérateur, respectivement.

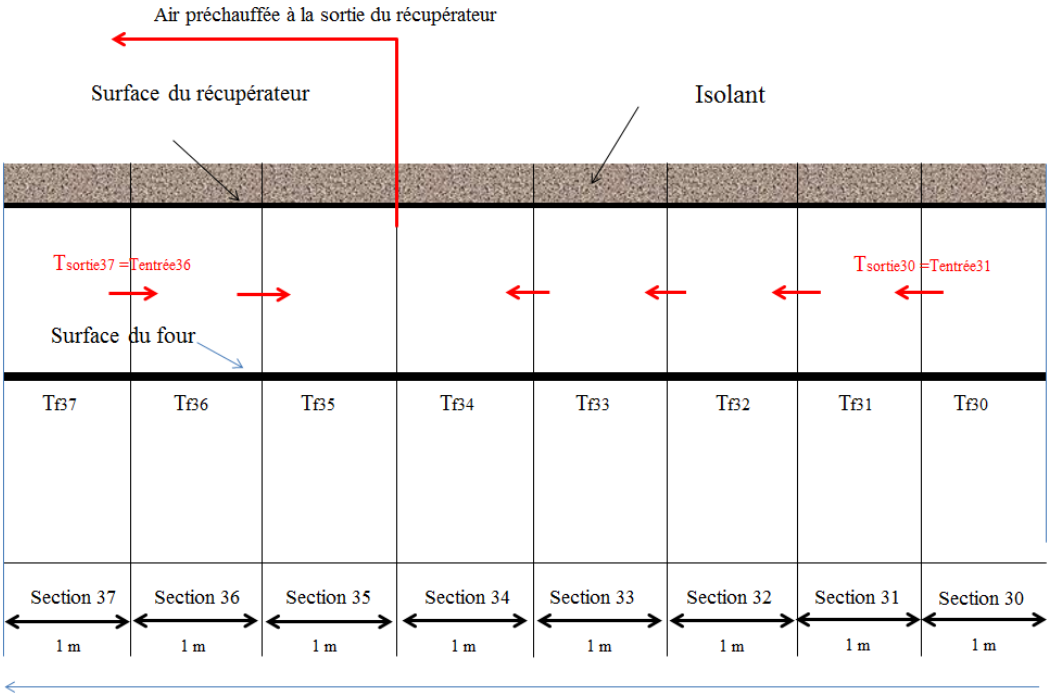


Figure 52: Géométrie d'une partie du récupérateur avec les températures de l'air préchauffé dans chaque section

La quantité de chaleur récupérée dans chaque section du four est calculée par :

$$Q_1 = \sum_{i=1}^{34} Q_i \qquad \textbf{(62)}$$

$$Q_2 = \sum_{i=68}^{35} Q_i \qquad \textbf{(63)}$$

$$Q_T = Q_1 + Q_2 \qquad \textbf{(64)}$$

Cet équilibre est développé en supposant que :

- L'air circulant dans l'espace annulaire entre à une température ambiante t_0=25°C ;
- Le débit d'air injecté par chaque ventilateur est supposé constant tout au long du four, $\dot{m}_a = 18.115\ \text{kg/s}\ \ (15.29\ \text{m}^3/\text{s})$;
- La vitesse de l'air est estimée à une vitesse moyenne V_{air} = 2.5 m/s ;
- D'après le débit d'air nous avons calculé le diamètre du récupérateur supposé constant tout au long du four $D_r = 6\ m$;

3. Résultats :

La figure 52 montre schématiquement la géométrie et la distribution de la température dans le récupérateur.

Tableau 12 : suivie des pertes de chaleur au niveau de la coque du four et calcul des températures de l'air préchauffé dans le récupérateur ainsi que la quantité d'énergie récupérée

Points de mesure (m)	Température (°C)	Ø (w)	Ø (kJ/kg clinker)	ta $_{out}$ (°C)	Qi (MW)
1	290	100539.87	2.18	30.52	0.101
2	360	1555819.34	3.38	39.07	0.156
3	337	135883.33	2.95	46.53	0.136
4	260	81384.59	1.76	50.99	0.081
5	150	29610.32	0.64	52.62	0.030
6	300	107490.64	2.33	58.51	0.108
7	345	142609.36	3.09	66.33	0.143
8	330	130174.69	2.82	73.46	0.130
9	389	183693.26	3.98	83.51	0.184
10	380	174701.74	3.79	93.07	0.175
11	340	138380.09	3.00	100.63	0.138
12	260	81384.59	1.76	105.07	0.081
13	205	52215.55	1.13	107.92	0.052
14	214	56506.17	1.22	111.01	0.057
15	315	118479.91	2.57	117.47	0.119
16	330	130174.69	2.82	124.56	0.130
17	290	100539.87	2.18	130.03	0.101
18	380	174701.74	3.79	139.54	0.175
19	380	174701.74	3.79	149.03	0.175
20	360	155819.34	3.38	157.49	0.156
21	200	49907.93	1.08	160.19	0.050
22	185	43300.27	0.94	162.54	0.043
23	210	54577.25	1.18	165.50	0.055
24	280	93878.19	2.03	170.58	0.094
25	390	184711.82	4.00	180.57	0.185
26	366	161328.54	3.50	189.28	0.162
27	350	146924.76	3.18	197.21	0.147
28	190	45451.19	0.99	199.66	0.045
29	363	158557.56	3.44	208.19	0.159
30	380	174701.74	3.79	217.58	0.175
31	415	211488.02	4.58	228.94	0.212
32	404	199391.14	4.32	239.61	0.200
33	390	184711.82	4.00	249.49	0.185
34	394	188825.65	4.09	259.56	0.189
35	360	155819.34	3.38	109.99	0.156
36	360	155819.34	3.38	101.48	0.156
37	328	127573.40	2.79	92.97	0.129
38	247	73829.13	1.60	85.94	0.074
39	132	30847.37	0.67	81.90	0.031
40	145	39005.03	1.85	80.21	0.039
41	180	41199.81	0.89	78.08	0.041
42	170	37146.87	0.81	75.82	0.037
43	150	29610.32	0.64	73.79	0.030
44	150	29610.32	0.64	72.17	0.030
45	151	29969.69	0.65	70.55	0.030
46	158	32536.03	0.71	68.91	0.033
47	178	40373.56	0.88	67.12	0.040

48	174	38744.66	0.84	64.91	0.039
49	158	32536.03	0.71	62.79	0.033
50	145	27840.37	0.60	61.01	0.028
51	130	22793.49	0.49	59.48	0.023
52	115	18128.38	0.39	58.23	0.018
53	122	20258.87	0.44	57.24	0.020
54	128	22149.75	0.48	56.13	0.022
55	165	35192.74	0.76	54.91	0.035
56	155	31425.22	0.68	52.98	0.031
57	160	33285.78	0.72	51.26	0.033
58	234	66696.44	1.45	49.44	0.067
59	228	63541.86	1.38	45.78	0.064
60	154	29780.42	0.65	42.29	0.030
61	180	41199.81	0.89	40.66	0.041
62	165	34670.01	0.75	38.40	0.035
63	163	34424.34	0.75	36.49	0.034
64	198	48999.81	1.06	34.60	0.049
65	198	48999.81	1.06	31.91	0.049
66	225	61996.31	1.34	29.22	0.062
67	74	7234.00	0.16	25.82	0.007
68	76	7703.29	0.17	25.42	0.008

Les critères utilisés pour calculer la température dans chaque section du récupérateur, qui nécessite d'utiliser la perte de chaleur par rayonnement et convection initiale à transférer à l'air injecté sont facilement réalisables et donnent les températures de l'air préchauffé indiquée sur le tableau 12. En effet le four est divisé en deux parties et la récupération a lieu au milieu du four plus particulièrement au niveau de la section ayant une température plus élevée, l'air passe par une conduite de sortie de l'air préchauffé pour permettre de récupérer une quantité de chaleur de chaque partie du four.

Pour déterminer la quantité de chaleur récupérée au niveau du récupérateur, on calcule la quantité de chaleur récupérée dans la première moitié du récupérateur qui est de 4.327 MW, et l'autre sur l'autre moitié de 1.552 MW. On trouve que le récupérateur nous a permis de récupérer 5.880 MW qui représente 98% de l'énergie perdue avant l'ajout de la seconde enveloppe. Cette quantité d'énergie peut être ajoutée à d'autre sources de perte d'énergie dans le but de produire de l'énergie électrique.

V. Analyse économique :

Une analyse économique du système de récupération de l'énergie perdue est proposée, l'investissement en capital est exprimé comme la somme du coût de la coquille de protection

du cylindre C_{cp}, le coût d'isolation C_{iso}, les souffleurs, les conduits qui relie le récupérateur et le ventilateur, et celle de sortie d'air préchauffé, l'énergie électrique utilisée pour faire fonctionner les ventilateurs, la chaudière de récupération, le poste de détente de la vapeur, l'échangeur thermique, la bâche d'alimentation, le condenseur, l'alternateur, et les frais de montage et de mise en route, il peut être exprimé comme :

$$CT = C_{re} + C_S + C_C + C_V + C_{ch} + C_{pd} + C_{et} + C_{ba} + C_c + C_a + C_m \quad \textbf{(65)}$$

$$C_{re} = C_{cp} + C_{iso} \quad \textbf{(66)}$$

1. **Etude Technique :**

- **Enveloppe de récupération :**

En se référant aux détails constructifs, le coût de l'enveloppe de récupération est :

$$C_{cp} = C_{cpc} * \rho_{cp} * N_{cp} * (A_{cp} * t_{cp} + A_{chi} * t_{chi}) \quad \textbf{(67)}$$

Où C_{cpc} est le coût spécifique de l'enveloppe, ρ_{cp} est la densité du matériau de l'enveloppe, A_{cp} est la surface, t_{cp} représente l'épaisseur du matériau de la coque, N_{cp} est le nombre d'éléments de surfaces de la coque.

- **Isolation thermique :**

Le matériau d'isolation est appliqué sur le côté extérieur de la coque, le coût d'isolation est donc :

$$C_{iso} = C_{isoc} * N_{iso} * t_{iso} * A_{iso} \quad \textbf{(36)}$$

Où C_{isoc} est le coût d'isolation spécifique, A_{iso} est la surface totale de l'isolant, t_{iso} est l'épaisseur du matériau d'isolation, N_{iso} est le nombre d'éléments de surface isolante.

- **Chaudière de récupération :**

En raison des diverses pertes et des inefficacités inhérentes dans le transfert d'énergie du flux gazeux à l'eau circulant dans la chaudière, l'énergie disponible ne sera pas toute transférée, dans ce cas une estimation raisonnable de l'efficacité de la chaudière doit être faite.

Nous supposons un rendement global de 90 % pour la chaudière à vapeur. Lorsque les gaz traversent le générateur, l'énergie sera transférée et les températures baisseront. Ciblant une pression de 10 bars à l'entrée de la turbine. Notre dispositif concerne un corps de chaudière de type à boite à feu noyé, très largement dimensionné pour assurer performance, fiabilité et longévité. Ce type de chaudière est plus coûteux mais présente des avantages par rapport à d'autres types de conceptions :

- Amélioration très sensible du rendement grâce au fait du passage des gaz de combustion dans la chaudière ;
- Augmentation importante du volume de combustion ;
- Suppression à peu près complète des fumisteries ;
- Facilité d'accès : l'ouverture complète de la chaudière côté feu s'effectue sur de petites portes amovibles ;
- Garantie totale d'étanchéité entre les parcours des fumées.

On suppose une chaudière de 4000 kg/h – 10 bars. (Selon l'énergie récupérée au niveau de l'enveloppe du four).

Surface de chauffe de 111m² comparativement à des standards de 90 à 100 m² pour chaudières de 4T/h. Plus les dimensionnements sont larges moins les matériaux sont sollicités, plus la fiabilité et la robustesse à terme sont assurés. Elle est caractérisée par les paramètres suivants :

- Puissance = 2976 kW ;
- Vaporisation horaire : 4000 kg/h ;
- Pression : 10 bars ;
- Rendement : 87% + 0,5 % ;
- Combustible : fuel ;
- Surface de chauffe : $111m^2$;
- Charge au foyer : 950 th/h/m^3 ;
- Volume total : 9329 litres ;
- Longueur : 5,5 m ;
- Diamètre hors accessoires : 2,1 m ;
- Largeur avec équipements : 2,5 m ;
- Hauteur : 2,75 m ;
- Corps : virole diamètre 1920mm ; longueur 4800mm ; épaisseur 15mm ;
- Boite à feu : diamètre 1400mm ; longueur 625mm ; épaisseur 20mm ;
- Plaques virole : diamètre 1915mm ; épaisseur 20mm ;
- Plaque boite : diamètre 1355mm ; épaisseur 20mm ;
- Tubes : Diamètre 57mm ; épaisseur 3,2mm ;

- **Poste de détente :**

Le poste de détente sert à réduire la haute pression d'une source de gaz (vapeur), à un niveau de pression qui permet d'utiliser le gaz en toute sécurité. Il ne sert qu'à régler la pression. Il peut être accompagné d'autres moyens de contrôle, de mesure et de sécurité.

- Détendeur marque ;
- Vanne vapeur ;
- Filtre vapeur ;
- Séparateur vapeur condensats ;
- Poste de purge ;
- Soupape de sécurité ;
- Manomètre plage.

- **Bach d'alimentation :**

La bâche d'alimentation pour chaudière sert pour la récupération et le stockage de l'eau condensée et d'alimentation du circuit avec une eau traitée. Sa fonction principale est d'équilibrer le débit d'eau d'alimentation de la chaudière entre les retours de condensats et l'eau d'appoint traitée, il constitue un élément de stockage thermique des calories provenant des condensats recyclés et des systèmes de récupérations de chaleur, et un préparateur de l'eau d'alimentation de la chaudière.

Par conséquent, la bâche d'alimentaire doit constituer une réserve d'eau suffisante pour prévenir l'interruption de l'approvisionnement d'eau de la chaîne de traitement. Le retour des condensats à la bâche constitue l'une des économies d'énergie potentielle la plus importante à réaliser dans une chaufferie. Le condensat retourné est de l'eau pure, cela économise donc non seulement les coûts de l'eau mais également du traitement chimique et réduit les pertes associées à la purge de la chaudière.

- **Echangeur thermique :**

Les échangeurs de chaleur (ou récupérateurs de chaleur), tel que leur nom l'indique, fonctionnent sur le principe d'échange thermique entre deux éléments. Par exemple, le transfert d'énergie peut s'effectuer entre deux fluides comme l'eau et l'air. Ces dispositifs maximisent l'efficacité énergétique en diminuant les pertes de chaleurs et offrent de bons moyens pour réaliser des économies sur les coûts de chauffage.

- **Condenseur :**

Le condenseur constitue un élément qui permet la transformation des vapeurs surchauffées par le travail de compression en liquide sous-refroidi, il est constitué d'un serpentin lié à des ailettes pour favoriser l'échange.

- **Ventilateur :**

Les ventilateurs sont conçus pour le transport d'air propre et non-abrasif à une température bien déterminée. Ils doivent être adaptés pour toutes les applications industrielles où les petits volumes d'air à des pressions élevées.

2. Calcul :

L'investissement est une décision stratégique pour l'entreprise, il est nécessaire de s'assurer de la rentabilité attendue du projet avant de prendre cette décision. Donc la rentabilité de l'investissement tient naturellement une place centrale dans les critères d'évaluation d'un projet.

En fait, notre projet n'est complet qu'avec une étude économique permettant, à travers certains indicateurs, de déterminer son degré de rentabilité.

Le tableau 13 illustre le résultat d'analyse économique du système de récupération de l'énergie proposé, le calcul était fait en prenant en considération les frais de montage et de mise en route de chaque équipement.

Tableau 13 : **Analyse économique pour le système de récupération proposé**.

Coûts	Prix (DH)
le coût spécifique de l'enveloppe C_{cpc} et raccordement	664400.00
le coût d'isolation spécifique C_{isoc}	160000.00
Bach d'alimentation :	49800.00
Chaudière de récupération	483200.00
Echangeur thermique	42500,00
Condenseur	86000
Ventilateur	22000.00
Turbine	~ 1920000.00

Après avoir pris contact avec des fournisseurs, nous avons pu déterminer le montant à investir dans un tel projet, qui est de l'ordre de 3.500.000 DH, y compris le système de sécurité, le coût d'achat et les frais d'installation des équipements.

Pour des raisons de confidentialité, les calculs contenant les détails ne peuvent pas être partagé.

On suppose que la durée de vie des équipements est de 10 ans et que la société paye pour chaque kilowatt 0,5 DH.

Nous supposons un rendement global de 90 % pour la chaudière à vapeur. Lorsque les gaz traversent la chaudière, une pression de 10 bars est ciblée à l'entrée de la turbine. L'énergie disponible dans ce cas est de :

$$\mathbf{Q_r = 4967.77kWh.}$$

Donc l'énergie qui serait transférée à travers le générateur est :

$$\mathbf{Q_r = 4470{,}993kwh}.$$

L'étape suivante consiste à trouver la puissance nette qui serait obtenue à partir de la turbine, en supposant que 50 % d'énergie transférée à travers la chaudière peut être convertie en électricité à des pressions appropriées de la turbine et du condenseur. Avec une durée d'utilisation de 8040 h utile, prenant en considérations la durée d'arrêt en cas d'un problème au niveau du procédé (10j) et la durée d'arrêt du système pour la maintenance et l'entretien (20j), nous trouvons :

$$\boldsymbol{Economie\ d'énergie} = 4470{,}993 * 8040\ h/\ an = 35{,}95 * 10^6\ kwh/\ an$$

Pour un prix unitaire au kWh de 0.5 DH/kWh, l'économie à réaliser sera :

$$\boldsymbol{Économies\ de\ coûts\ (gain\ annuel)} = 35{,}95 * 10^6 * 0.5 = 17{,}98 * 10^6\ DH/\ ans.$$

Une valeur non négligeable et pour montrer l'importance de cette solution il est nécessaire de lier le gain calculé à la somme dépensée, un aspect qui sera traité dans la partie suivante.

3. Rentabilité de l'investissement

L'investissement susmentionné aura une durée d'amortissement en considérant le gain annuel estimé de 5 ans et 1 mois.

D'après les résultats obtenus, le projet est considéré rentable puisque le temps de retour sur investissement est inférieur à notre objectif qui est de 10 ans.

VI. Conclusion

Ce chapitre s'est focalisé sur la présentation des résultats du modèle développé dans le cadre de ce travail. Dans cette partie un modèle mathématique a été développé pour estimer la performance des échangeurs à récupération de chaleur radiante appliqués aux fours rotatifs afin de réaliser une économie d'énergie. L'équipement de récupération de chaleur a été configuré en tant que réseau de tubes de transport de fluide caloporteur (eau) sous pression disposés selon un motif longitudinal à la surface d'une coque extérieure cylindrique coaxiale au four rotatif. Le modèle permet de résoudre les équations différentielles couplées décrivant les échanges convectifs et radiants côté tube et côté coque, afin de calculer des profils de température pour un débit massique d'eau et une géométrie de système donnés, tout en évaluant la quantité de chaleur récupérable. Le modèle peut servir d'outil de conception en permettant de modifier tous les paramètres pertinents du système afin d'explorer les performances de différentes configurations de l'appareil de récupération de chaleur. L'utilisation du modèle a permis d'obtenir des informations utiles sur le processus de transfert de chaleur impliqué et de déterminer certaines directives de conception, En particulier, les architectures à co-courant et à contre-courant ont été comparées, une limite supérieure à la chaleur récupérable a été définie, les forces relatives des processus d'échange de chaleur par convection et par rayonnement ont été évaluées et le rôle partiellement contre-productif joué par la convection forcée a été mis en évidence. Les résultats de l'analyse ont confirmé la faisabilité technique et économique de la récupération de la chaleur de la surface externe du four utilisant le type d'échangeur de chaleur proposé.

Pour résoudre le problème du taux de chaleur récupéré qui reste plus ou moins pas satisfaisant une solution est présentée avec l'ensemble des améliorations ajoutées au système dans le but de maximiser la récupération d'énergie. L'ensemble des travaux effectués ont fait l'objet d'un dépôt de brevet. L'invention s'inscrit dans le cadre de l'économie d'énergie et l'amélioration de l'efficacité énergétique, il s'agit d'un dispositif de récupération de l'énergie dans les fours et sécheurs industriels ou tout autre équipement présentant des pertes d'énergie, se présentant sous la forme d'une enveloppe calorifugée couvrant dans sa totalité le système concerné. Une étude économique du système est effectuée pour savoir la faisabilité du système.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Après avoir analysé les enjeux associés à la consommation énergétique impliquée dans la production du ciment et après avoir effectué un état de l'art sur la modélisation des installations dans lesquelles elle se déroule, nous avons développé un modèle mathématique permettant de décrire et comprendre les processus physico-chimiques s'y déroulant au cours de la production du ciment. A l'heure actuelle, l'augmentation de l'efficacité énergétique dans les industries à fortes consommation d'énergie est cruciale pour son développement et sa compétitivité sur le marché international, Ce travail de thèse porte sur l'analyse et l'étude d'un échangeur de chaleur en paroi des fours rotatif dédiés à la récupération de la chaleur perdue au niveau du four de cimenterie. L'étude présente et analyse une solution technique originale pour augmenter l'efficacité énergétique en utilisant la chaleur perdue au niveau de la tôle des fours rotatifs.

Afin de réduire les pertes de chaleurs au niveau du four, un échangeur de chaleur est formé. La solution proposée présente des avantages, sa mise en œuvre facile, sa rentabilité en termes de taux d'énergie récupérée, l'utilisation des pertes de chaleur au niveau de la coque du four, évite la surchauffe de ce dernier, ne perturbe pas les paramètres technologiques de fonctionnement du système, et peut être appliqué à différents système présentant des pertes de chaleur sur leurs parois, en particulier des fours rotatifs avec des distributions de températures en surface similaires. En utilisant cette solution, deux exigences contradictoires du projet sont rencontrées : l'une est l'isolation du four rotatif, l'autre est d'empêcher la surchauffe en paroi du four. La solution proposée serait appliquée au niveau de toute de la paroi du four, présentant une enveloppe cylindrique décomposée en différentes parties selon les positions des galets et roues d'entrainement, reliées entre-elles par des conduits courbés permettant le passage de l'air de récupération. Il est alimenté sur les deux extrémités par des souffleurs disposé pour l'injection de l'air dans l'espace annulaire entre la paroi du four et celle du récupérateur. Les sections sont isolées par une paroi métallique perpendiculaire à l'axe du four et fermant l'espace annulaire qui se termine dans le conduit collecteur vertical sur une certaine longueur, empêchant de ce fait le mélange des deux courants d'air au sein dudit espace annulaire. Les flux d'air préchauffés sont ainsi collectés dans le conduit vertical en vue de les acheminer dans la chaudière.

La paroi extérieure de l'enveloppe de récupération est isolée pour réduire voire éliminer les pertes de chaleur avec l'environnement extérieur. La couche isolante et l'enveloppe de récupération sont munies d'instruments de mesure de la température.

A L'intérieur de l'espace annulaire sont disposées des chicanes en vue de créer de la turbulence sur le circuit aéraulique pour éviter les chemins préférentiels et permettre un meilleur échange thermique. Ces chicanes sont espacées d'une certaine distance sur la longueur du tronçon, positionnées perpendiculairement aux entrées de l'air dans les différents tronçons.

Le modèle utilisé constitue une deuxième solution à la circulation de l'air de récupération au sein de l'espace annulaire. L'air est alimenté au niveau de la sortie de la matière correspondant à la partie où la température est relativement faible de 65°C à 230°C, suivie de la partie où la température avoisine les 100°C à 290°C pour terminer dans les zones où la température est la plus élevée de l'ordre de 300°C à 415°C afin d'aboutir à la meilleure récupération de l'énergie.

L'air chaud collecté dans le conduit vertical de sortie est acheminé vers une chaudière de récupération qui produit de la vapeur à pression importante pour actionner la turbine. L'eau alimentant la chaudière provient de la bâche d'alimentation et est préalablement préchauffée par l'air sortant de la chaudière dans un échangeur avant d'être acheminée à l'entrée de la matière première alimentant le four en préchauffage de cette dernière, avant d'être rejetée dans l'atmosphère.

La turbine entraine avec elle l'alternateur qui permet la génération de l'électricité d'une part, d'autre part la vapeur sortante se trouve détendue à basse pression et est alimentée dans un condenseur dans lequel circule l'eau provenant de l'échangeur comme eau de refroidissement avant son alimentation dans la chaudière. Les condensats de la vapeur obtenus sont alimentés dans une cuve tampon pour être ensuite acheminés à l'aide de la pompe dans la bâche d'alimentation de la chaudière.

Les résultats obtenus ne sont pas à la hauteur de nos objectifs, malheureusement le temps associé au développement et la conception d'un prototype ainsi que la validation du modèle et sa résolution sont important et ne nous ont pas permis de pouvoir tester le système en réalité. Ce travail ne constitue qu'une première étape vers la récupération de la chaleur sur les fours rotatifs industriels et de nombreuses perspectives sont ouvertes et envisagées dans ce sens.

La première perspective que nous envisageons est bien évidemment d'arriver à reproduire le fonctionnement de l'installation dans son état actuel. Pour arriver à cette fin, il faudra connaitre avec beaucoup plus de précisions les réglages géométriques relatifs au four et avoir plus d'informations sur les différents paramètres qui régissent le fonctionnement du système.

La bonne reproduction du mode de fonctionnement sera un premier pas vers la validation du modèle.

Une unité pilote serait la bienvenue pour pouvoir exécuter tous les travaux de simulation et expériences qui permettront de raffiner d'avantage les résultats attendus. Une fois les données expérimentales obtenues sur ce type d'installation, il sera alors possible de confirmer nos prédictions et donc de valider la capacité de notre système à atteindre les meilleures performances pour améliorer l'efficacité énergétique du système.

Aussi, une analyse approfondie en CFD (dynamique des fluides numérique) pour prédire les effets des écoulements à l'intérieur du récupérateur, plus particulièrement avec l'utilisation de chicanes spécialement conçues pour orienter la trajectoire d'écoulement de l'air dans l'espace annulaire.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

ABB, Croissance verte, Groupe ABB. [WWW Document], 2009.

Atmaca, A., Yumrutaş, R., 2014a. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of a cement plant: Part I – Methodology. Energy Convers. Manag. 79, 790–798. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.11.053

Atmaca, A., Yumrutaş, R., 2014b. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of a cement plant: Part II – Application. Energy Convers. Manag. 79, 799–808. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.11.054

Atmaca, A., Yumrutaş, R., 2014c. Analysis of the parameters affecting energy consumption of a rotary kiln in cement industry. Appl. Therm. Eng. 66, 435–444. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.038

Ayu, T.T., Hailu, M.H., Ethiopian Institute of Technology –Mekelle, Mekelle University, Mekelle, Ethiopia, Hagos, F.Y., Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Malaysia Pahang, 26600 Pekan, Pahang, Malaysia, Automotive Engineering Centre, 2015. Energy audit and waste heat recovery system design for a cement rotary kiln in Ethiopia: A case study. Int. J. Automot. Mech. Eng. 12, 2983–3002. https://doi.org/10.15282/ijame.12.2015.14.0249

Barr, P.V., Brimacombe, J.K., Watkinson, A.P., 1989. A heat-transfer model for the rotary kiln: Part II. Development of the cross-section model. Metall. Trans. B 20, 403–419.

Bisulandu, B.-J.R.M., Marias, F., 2019. [Modeling of cement clinker chemistry and engineering of cement manufacturing process : State of the art] 25, 25.

Boateng, A.A., 2008. Rotary kilns: transport phenomena and transport processes. Elsevier/Butterworth-Heinemann, Amsterdam ; Boston.

Boucher, M., Gosselin, D., Lab, E., 2016. Récupération de chaleur fatale Enjeux et potentiels 54.

Çamdali, Ü., Erişen, A., Çelen, F., 2004. Energy and exergy analyses in a rotary burner with pre-calcinations in cement production. Energy Convers. Manag. 45, 3017–3031. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.12.002

Caputo, A.C., Pelagagge, P.M., Salini, P., 2011. Performance modeling of radiant heat recovery exchangers for rotary kilns. Appl. Therm. Eng. 31, 2578–2589. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.04.024

Chakrabarti, B.K., 2002. Investigations on heat loss through the kiln shell in magnesite dead burning process: a case study. Appl. Therm. Eng. 22, 1339–1345.

Cheng Lin, Du Wenjing, 2013. Regular hexagon rotary cement kiln surface heat recovery device. CN103123219B.

Csernyei, C., Straatman, A.G., 2016. Numerical modeling of a rotary cement kiln with improvements to shell cooling. Int. J. Heat Mass Transf. 102, 610–621. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.06.058

Debacq, M., 2001. Étude et modélisation des fours tournants de défluoration et réduction du difluorure d'uranyle. Institut National Polytechnique de Lorraine-INPL.

Ding, Y.L., Forster, R.N., Seville, J.P.K., Parker, D.J., 2001. Some aspects of heat transfer in rolling mode rotating drums operated at low to medium temperatures. Powder Technol. 121, 168–181.

Engin, T., Ari, V., 2005. Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems––A case study. Energy Convers. Manag. 46, 551–562. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2004.04.007

Fan, X., Li, J., Chen, X., Wang, Y., Gan, M., 2013. Temperature Field Simulation Model for Rotary Kiln of Iron Ore Oxidized Pellet. J. Iron Steel Res. Int. 20, 16–19. https://doi.org/10.1016/S1006-706X(13)60076-X

Floch, A.L., 2016. ETAT DE L'ART : VALORISATION DES ENERGIES FATALES INDUSTRIELLES, CHALEUR BASSE TEMPERATURE 50.

France, Ministère de l'économie, des finances et de l'industrie, Boissieu, C. de, France, Ministère de l'écologie et du développement durable, 2007. Division par quatre des émissions de gaz à effet de serre de la France à l'horizon 2050. La Documentation française, Paris.

Global CCS Institute, Deployment of CCS in the cement industry, [WWW Document], 2013.

Gnielinski, V., 2010. G2 Heat Transfer in Concentric Annular and Parallel Plate Ducts, in: VDI Heat Atlas. Springer, pp. 701–708.

Gorog, J.P., Adams, T.N., Brimacombe, J.K., 1982. Regenerative heat transfer in rotary kilns. Metall. Trans. B 13, 153–163.

Gorog, J.P., Brimacombe, J.K., Adams, T.N., 1981. Radiative heat transfer in rotary kilns. Metall. Mater. Trans. B 12, 55–70.

GOVERNMENT PUBLISHING OFFICE, 2018. MINERAL COMMODITIES SUMMARY 2018. U S Govt. PRINTING Office, Place of publication not identified.

Gürtürk, M., Oztop, H.F., 2014. Energy and exergy analysis of a rotary kiln used for plaster production. Appl. Therm. Eng. 67, 554–565. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.03.025

HANDY MANUAL CEMENT INDUSTRY., 1994.

Herz, F., Mitov, I., Specht, E., Stanev, R., 2012. Influence of operational parameters and material properties on the contact heat transfer in rotary kilns. Int. J. Heat Mass Transf. 55, 7941–7948.

Hottel, H.C., Sarofim, A.F., 1970. Models of radiative transfer in furnaces. J. Eng. Phys. Thermophys. 19, 1102–1114.

Huang Hua, 2007. Surface afterheat utilizer of dry cement rotary kiln. CN2856904Y.

JESSICA MCMATHIS, 2015, n.d. Stressed, brittle, and reactive—Crushing clinker at its hottest provides energy and emissions savings [WWW Document]. Am. Ceram. Soc.

Kabir, G., Abubakar, A.I., El-Nafaty, U.A., 2010. Energy audit and conservation opportunities for pyroprocessing unit of a typical dry process cement plant. Energy 35, 1237–1243. https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.11.003

Karamarković, V., Marašević, M., Karamarković, R., Karamarković, M., 2013. Recuperator for waste heat recovery from rotary kilns. Appl. Therm. Eng. 54, 470–480. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.02.027

Karellas, S., Leontaritis, A.-D., Panousis, G., Bellos, E., Kakaras, E., 2013. Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the cement industry. Energy 58, 147–156. https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.097

Khurana, S., Banerjee, R., Gaitonde, U., 2002. Energy balance and cogeneration for a cement plant. Appl. Therm. Eng. 22, 485–494.

Kolip, A., Savas, A.F., 2010. Energy and exergy analyses of a parallel flow, four-stage cyclone precalciner type cement plant. Int. J. Phys. Sci. 5, 1147–1163.

Lebas, É., 1995. Étude et modélisation de la pyrolyse du charbon en four tournant.

L'ENGAGEMENT DU MAROC DANS LA LUTTE CONTRE LES EFFETS DU CHANGEMENT CLIMATIQUE | Centre de Compétences Changement Climatique du Maroc [WWW Document], n.d.

Li, S.-Q., Ma, L.-B., Wan, W., Yao, Q., 2005. A Mathematical Model of Heat Transfer in a Rotary Kiln Thermo-Reactor. Chem. Eng. Technol. 28, 1480–1489. https://doi.org/10.1002/ceat.200500241

Li Wenbo et al, 2012. Cylinder wall residual heat recovery and heat transfer device of dry method cement rotary kiln. CN102636022A.

Li Wenbo et al, 2011. Generating system using surface residual heat of dry cement rotary kiln. CN102072641A.

Liu, H., Yin, H., Zhang, M., Xie, M., Xi, X., 2016. Numerical simulation of particle motion and heat transfer in a rotary kiln. Powder Technol. 287, 239–247. https://doi.org/10.1016/j.powtec.2015.10.007

Liu Xuemin, Wang Changyuan, 2008. Rotary kiln surface residual heat utilization device. CN101187532A.

Luo, Q., Li, P., Cai, L., Zhou, P., Tang, D., Zhai, P., Zhang, Q., 2015. A Thermoelectric Waste-Heat-Recovery System for Portland Cement Rotary Kilns. J. Electron. Mater. 44, 1750–1762. https://doi.org/10.1007/s11664-014-3543-1

Madlool, N.A., Saidur, R., Hossain, M.S., Rahim, N.A., 2011. A critical review on energy use and savings in the cement industries. Renew. Sustain. Energy Rev. 15, 2042–2060. https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.01.005

Manitius, A., Kurcyusz, E., Kawecki, W., 1974. Mathematical model of the aluminum oxide rotary kiln. Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev. 13, 132–142.

Mastorakos, E., Massias, A., Tsakiroglou, C.D., Goussis, D.A., Burganos, V.N., Payatakes, A.C., 1998. CFD predictions for cement kilns including ¯ame modelling, heat transfer and clinker chemistry.

Mokrzycki, E., 2003. Alternative fuels for the cement industry. Appl. Energy 6.

Mujumdar, K.S., Arora, A., Ranade, V.V., 2006. Modeling of Rotary Cement Kilns: Applications to Reduction in Energy Consumption. Ind. Eng. Chem. Res. 45, 2315–2330. https://doi.org/10.1021/ie050617v

Mujumdar, K.S., Ganesh, K.V., Kulkarni, S.B., Ranade, V.V., 2007. Rotary Cement Kiln Simulator (RoCKS): Integrated modeling of pre-heater, calciner, kiln and clinker cooler. Chem. Eng. Sci. 62, 2590–2607. https://doi.org/10.1016/j.ces.2007.01.063

Mujumdar, K.S., Ranade, V.V., 2006. Simulation of Rotary Cement Kilns Using a One-Dimensional Model. Chem. Eng. Res. Des. 84, 165–177. https://doi.org/10.1205/cherd.04193

Myrran McKeen, n.d. Cement Clinker on the Belt.

Nawi, M.R.M., Mamat, A.M.I., Ismail, H., 2015. NUMERICAL HEAT TRANSFER ANALYSIS OF WASTE HEAT EXCHANGER FOR EXHAUST GAS ENERGY RECOVERY. J. Mech. Eng. Sci. 8, 1498–1506. https://doi.org/10.15282/jmes.8.2015.24.0146

Nørskov, L.K., 2012. Combustion of solid alternative fuels in the cement kiln burner 201.

Panicker, S.S., Sandhya, M., 2013. Mathematical Modelling of energy recovery of rotary kiln and forecasting of CO2 emission in the indian cement industry. Int. J. Eng. Res. Dev. 6, 35–46.

Patisson, F., Lebas, E., Hanrot, F., Ablitzer, D., Houzelot, J.-L., 2000a. Coal pyrolysis in a rotary kiln: Part I. Model of the pyrolysis of a single grain. Metall. Mater. Trans. B 31, 381–390.

Patisson, F., Lebas, E., Hanrot, F., Ablitzer, D., Houzelot, J.-L., 2000b. Coal pyrolysis in a rotary kiln: Part II. Overall model of the furnace. Metall. Mater. Trans. B 31, 391–402.

Piton, M., 2015. Récupération de la chaleur fatale: application aux fours rotatifs. Nantes, Ecole des Mines.

Programme d'économie d'énergie dans l'industrie canadienne, Association canadienne du ciment, 2009. Analyse comparative de la consommation d'énergie dans l'industrie canadienne du ciment: rapport sommaire. PEEIC, Ottawa.

Qian Jianrong, 2008. Cement rotary kiln barrel radiation, reclaiming and utilizing device. CN101290190A.

R. J.J. Heijningen, V., J. F.M. Castro, D., Worrell, E., 1992. Meer energiekentallen in relatie tot preventie en hergebruik van afvalstromen.

Radwan, A.M., 2012. Different possible ways for saving energy in the cement production. Adv. Appl. Sci. Res. 3, 1162.

Rasul, M.G., Widianto, W., Mohanty, B., 2005. Assessment of the thermal performance and energy conservation opportunities of a cement industry in Indonesia. Appl. Therm. Eng. 25, 2950–2965. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.03.003

Sattari, S., Avami, A., Farahandpour, B., 2007. Energy conservation opportunities: sugar industry in Iran, in: Proceedings of the WSEAS Int. Present at Conference on Energy Planning, Energy Saving, Environmental Education, Arcachon. pp. 14–16.

Seghir-Ouali, S., Saury, D., Harmand, S., Phillipart, O., Laloy, D., 2006. Convective heat transfer inside a rotating cylinder with an axial air flow. Int. J. Therm. Sci. 45, 1166–1178. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.01.017

Sirchis, J., 1990. Energy Efficiency in the Cement Industry. CRC Press.

Söğüt, Z., Oktay, Z., Karakoç, H., 2010. Mathematical modeling of heat recovery from a rotary kiln. Appl. Therm. Eng. 30, 817–825. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.12.009

Taylor, M., Tam, C., Gielen, D., 2006. Energy Efficiency and CO2 Emissions from the Global Cement Industry.

Tscheng, S.H., Watkinson, A.P., 1979. Convective heat transfer in a rotary kiln. Can. J. Chem. Eng. 57, 433–443. https://doi.org/10.1002/cjce.5450570405

Unies, N., 1998. Protocole de Kyoto la convention-cadre des Nations Unies sur les changements climatiques. Kyoto Jpn. Ligne Httpunfccc Intresourcedocsconvkpkpfrench Pdf Page Consult. 15 Avril 2010.

VDI e. V. (Ed.), 2010. VDI Heat Atlas. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg. https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6

Wang Nengwei, 2013. Waste heat recovery device for outer wall of cement rotary kiln. CN103471411A.

Wang, S., Han, X., 2012. Sustainable Cement Production with Improved Energy Efficiency and Emerging CO₂ Mitigation. Adv. Chem. Eng. Sci. 02, 123–128. https://doi.org/10.4236/aces.2012.21015

Yin, H., Zhang, M., Liu, H., 2014. Numerical simulation of three-dimensional unsteady granular flows in rotary kiln. Powder Technol. 253, 138–145. https://doi.org/10.1016/j.powtec.2013.10.044

Yin, Q., Chen, Q., Du, W.-J., Ji, X.-L., Cheng, L., 2016a. Design requirements and performance optimization of waste heat recovery systems for rotary kilns. Int. J. Heat Mass Transf. 93, 1–8. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.08.078

Yin, Q., Du, W.-J., Ji, X.-L., Cheng, L., 2017. Optimization design based on the thermal resistance analyses of heat recovery systems for rotary kilns. Appl. Therm. Eng. 112, 1260–1270. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.148

Yin, Q., Du, W.-J., Ji, X.-L., Cheng, L., 2016b. Optimization design based on the thermal resistance analyses of heat recovery systems for rotary kilns. Appl. Therm. Eng. 112. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.148

Yumpu, 2011. guide Environnemental du secteur cimentier en Tunisie [WWW Document].

Yunus A Cengel, 2017. HEAT TRANSFER A PRACTICAL APPROACH BY YUNUS A. CENGEL, Seccond Edition. ed.

Zeeshan, M., Arbab, M.N., 2015. Waste Heat Recovery and its Utilization for Electric Power Generation in Cement Industry,. Int. J. Eng. 15, 6.

Zhang Gaozuo, 2006. Cement rotary kiln body with surface heat energy recovery device. CN2811901Y.

Zhang Tongwei, 2012. Rotary kiln waste heat recovering device with convection fin tubes structure. CN102607260A.