

**UNIVERSITE DE BLIDA 1**

**Faculté de Technologie**

Département de Génie des Procédés

## **MEMOIRE DE MAGISTER**

Spécialité : Génie de l'Environnement

Thème

**SIMULATION ET OPTIMISATION MULTICRITERE**

**DE LA RECUPERATION DE CHALEUR**

**DE REFROIDISSEMENT DU CLINKER**

**Aspects Economique et Environnemental**

Réalisé par

**M. Belkacem AKROUR**

Devant le jury composé de :

M. W. NACEUR	Professeur, Université Blida 1	Président
D. EL-HADI	Maitre de Conférences (A), Université Blida 1	Examineur
A. LACHEMAT	Professeur, Université S.T.H.B., Alger	Examineur
D. TOUIL	Professeur, Université Blida 1	Rapporteur

Soutenu publiquement le **01 octobre 2016**

## RESUME

Le refroidisseur du clinker de la cimenterie de *Meftah, Blida* est approché par une série de N contacteurs gaz-solide parfaitement agités, et modélisé sur "Matlab" se basant sur les équations des bilans et leur résolution par la méthode des approximations successives. Le modèle établi est validé par des mesures expérimentales. Le modèle a montré que si, dans les conditions actuelles de fonctionnement du refroidisseur, 36% d'énergie est perdue majoritairement par l'air exhaure (35%) et à travers les parois (1,09%), l'analyse exergetique démontre que plus de 45% d'exergie est perdue dans cette installation, où 17,5% est perdue par l'air exhaure et plus de 28% est détruite. Des tests de simulation par le modèle établi sont menés premièrement sur l'optimisation des conditions opératoires notamment le soufflage spécifique et le régime d'aspiration exprimé par la longueur de la 1<sup>ère</sup> zone. Ces tests montrent qu'avec un soufflage optimisé de  $2,6\text{Nm}^3/\text{kgck}$ , accompagné d'un régime d'aspiration adéquat permettant de positionner la limite entre les zones à environ 6,6m de l'entrée, pourra fournir un débit d'air secondaire aussi suffisant ( $0,85\text{ Nm}^3/\text{kgck}$ ) est chaud ( $952,4^\circ\text{C}$ ), et d'avoir un rendement énergétique de 61,39% et exergetique de 52,65%. En variant le taux de recyclage de l'air exhaure, la température de l'air de refroidissement de la 1<sup>ère</sup> zone est surélevée à 50, 100, 150, 200 et  $250^\circ\text{C}$ . Les meilleurs résultats sont obtenus par le taux de recyclage maximum testé, égal à 38% (correspondant à  $T_{AR1}=250^\circ\text{C}$ ). Il permet une augmentation de  $63^\circ\text{C}$  de la température d'air secondaire et une amélioration des efficacités énergétique et exergetique de près de 10% et de 8% respectivement ; et ceci sans affecter le rendement de refroidissement du clinker. Le modèle a montré des réductions supérieures à 2,3% dans la consommation calorifique spécifique, les émissions de  $\text{CO}_2$  de combustion et des  $\text{NO}_x$ , et une réduction de 38% dans les émissions de poussière, obtenus par le recyclage de 38% de l'air exhaure.

**Mots clés:** Modélisation - Cimenterie - Refroidisseur à grilles - Energie - Exergie- Entropie - Efficacité énergétique - Clinker - Ciment - GES - Taxe carbone

## الملخص

لقد قمنا بتمثيل المبرد الهوائي للكلينكر بمصنع الإسمنت بمفتاح، البليدة، بسلسلة من "ن" محول حراري صلب-غازي ممزوجين بشكل جيد، و محاكاته على المبرمج "ماتلاب" معتمدين في ذلك على معادلات الموازنة و حلها بطريقة التقاربات المتتالية. المحاكاة التي توصلنا إليها تم إثبات مصداقيتها بالقياسات الميدانية المجرأة. المحاكاة بينت أنه إذا كانت في ظروف التشغيل الحالية، 36% من الطاقة تضيع بشكل رئيسي عن طريق تيار الهواء الفائض (35%) و من خلال الجدران (1,09%)، فإن التدقيق في الطاقة القابلة للإستعمال يبين أن أكثر من 45% منها تضيع في هذا المبرد، أين 17,5% تضيع عن طريق تيار الهواء الفائض و 28% تفقد كلية. تم القيام بعدة تجارب على المحاكاة قصد ضبط ظروف التشغيل أولاً، خاصة كمية الهواء الذي يتم ضخه و نظام استخراجة الذي نعبر عنه بطول الجزء الأول من المبرد. هذه التجارب بينت أن تدفقا لهواء التبريد يقدر بـ 2,6 م<sup>3</sup> نظامي لكل كغ من الكلينكر، مرفوقا بنظام مناسب لاستخراجة يوافق طولاً للجزء الأول من المبرد يبلغ 6,6 م يمكن أن يوفر تياراً للهواء الثانوي كافياً في الكمية (0,85 م<sup>3</sup> نظامي لكل كغ من الكلينكر) و ذو درجة حرارة مناسبة (952,4°م)، و يُمكن أيضاً من الحصول على مردودية طاقوية تصل إلى 61,39% و مردودية في الطاقة القابلة للإستعمال تصل إلى 52,65%. بتغيير نسبة استرجاع الهواء الفائض، تم رفع درجة حرارة هواء التبريد الذي يتم ضخه في الجزء الأول من المبرد إلى 50، 100، 150، 200 و 250°م. أفضل النتائج المتحصل عليها كانت بالنسبة الأعلى المجرية للإسترجاع و المقدر بـ 38% (الموافقة لدرجة حرارة 250°م). هذه النسبة تمكن من رفع درجة حرارة تيار الهواء الثانوي بـ 63°م و رفع في المرودية الطاقوية و المرودية في الطاقة القابلة للإستعمال بقرابة 10% و 8% على التوالي، و هذا دون التأثير على فعالية تبريد الكلينكر. كما أثبتت عمليات المحاكاة المجرأة أن استرجاع 38% من الهواء الفائض يسمح بالحصول على انخفاضات تفوق 2,3% في كل من استهلاك الطاقة الحرارية و انبعاثات ثاني أكسيد الكربون الناتج من احتراق الغاز الطبيعي و أكاسيد الآزوت و انخفاضاً يصل إلى 38% في انبعاث الغبار.

**الكلمات المفتاحية:** محاكاة – ماتلاب – مصنع الإسمنت – المبرد الهوائي – الطاقة – الطاقة القابلة للإستعمال – الفعالية الطاقوية – الكلينكر – الإسمنت – غازات الإحتباس الحراري

## ABSTRACT

The clinker cooler of *Meftah* cement factory of *Blida* is approached by a series of perfectly agitated N cross-current gas-solid contactor stages, and modeled on *Matlab* based on balance equations and their resolution by the method of successive approximations. The established model is validated by experimental measures. The model showed that if, in the current operating conditions of cooler, 36% of energy is lost mainly by the exhaust air (35%) and through the walls (1.09%), the exergy analysis shows that over 45% of exergy is lost in this installation, where 17.5% is lost through the exhaust air and over 28% is destroyed. Simulation tests by the established model are carried out firstly, on the optimization of operating conditions particularly, the specific blowing and air aspiration system expressed by the length of the first zone. These tests show that with an optimized blowing air of  $2,6\text{Nm}^3/\text{kgck}$ , accompanied by a suitable aspiration system allowing a length of the first zone at about 6.6m, will supply a secondary air such sufficient ( $0.85\text{Nm}^3/\text{kgck}$ ) and hot ( $952.4^\circ\text{C}$ ), and have an energy efficiency of 61.39% and exergy efficiency of 52.65%. By varying the recycling ratio of the exhaust air, cooling air temperature of the first zone is increased to 50, 100, 150, 200 and  $250^\circ\text{C}$ . The best results are obtained by the maximum tested recycling ratio, equal to 38% (corresponding to  $T_{ARI}=250^\circ\text{C}$ ). It allows an increase of  $63^\circ\text{C}$  of the secondary air temperature and an improved energy and exergy efficiencies of nearly 10% and 8% respectively; and this without affecting at the clinker cooling efficiency. The model has shown decreases up to 2.3% in specific heat consumption,  $\text{CO}_2$  emissions of burning and  $\text{NO}_x$  emissions, and decrease 38% in dust emissions, obtained by recycling 38% of the exhaust air.

**Keywords:** Modeling – Simulation – Cement – Grate cooler – Energy – Exergy – Entropy – Energy efficiency – Clinker – Cement – Greenhouse gas – Carbon tax

## REMERCIEMENTS

En premier lieu, je remercie ELLAH, mon DIEU tout puissant qui m'a donné la volonté, la santé et la patience durant toutes ces années d'étude afin que je puisse arriver à ce stade.

Ce travail a été réalisé sous la direction de M. TOUIL Djamel, Professeur au département de génie des procédés, Université Saad Dahlab de Blida, auquel j'adresse mes vifs remerciements pour la bienveillance et la patience avec lesquelles il m'a suivi et pour les conseils si précieux et si constructifs qui m'a orienté tout au long de mon travail.

Mes remerciements sont adressés à M. NACEUR Mohamed Wahib, Professeur au département de génie des procédés, Université Saad Dahlab de Blida, pour avoir accepté de présider le jury examinant ce travail.

Egalement, je remercie M. LACHEMAT Abd El-Aziz, Professeur au département de génie des procédés, Université des sciences et technologies Houari Boumediene, USTHB, Alger, d'avoir accepté d'être parmi le jury examinant ce mémoire.

Je remercie aussi M. EL-HADI Djamel, Maître de conférences au département de génie des procédés, Université Saad Dahlab de Blida, d'avoir accepté d'être aussi parmi le jury examinant ce mémoire.

Je remercie également tout le personnel de la cimenterie de Meftah (SCMI) pour l'accueil, l'aide et le bon encadrement.

Et je remercie tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à l'élaboration de ce modeste travail.

## TABLE DES MATIERES

RESUME	
الملخص	
ABSTRACT	
REMERCIEMENTS	
TABLE DES MATIERES	
LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX	
INTRODUCTION	13
1. L'HOMME ET LES TROIS ENJEUX : ÉNERGIE, ÉCONOMIE ET ENVIRONNEMENT	15
Introduction	15
1.1. Besoin de l'économie d'énergie	15
1.1.1. Energie thermique	16
1.1.2. Energie électrique	16
1.2. Aspects économique et environnemental des sources d'énergie	18
1.2.1. Energies fossiles	18
1.2.1.1. Pétrole et gaz naturel	18
1.2.1.2. Charbon	21
1.2.1.3. Energie nucléaire	22
1.2.2. Energies renouvelables	22
1.2.2.1. Energie hydraulique	23
1.2.2.2. Solaire	24
1.2.2.3. Eolienne	26
1.2.2.4. Géothermie	27
1.2.2.5. Biomasse	28
1.3. Programme national des énergies renouvelables	29
1.4. Les secteurs économiques fort consommateur de l'énergie	31
1.4.1. L'industrie	31
1.4.2. Transport	32
1.4.3. Domestique et tertiaire	33
1.5. L'atteinte environnementale de l'usage intensif de l'énergie fossile	33
1.6. Efficacité énergétique en vue d'une économie durable et environnementale	36
2. ANALYSES DES ASPECTS ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENTAL DE L'INDUSTRIE DU CIMENT	38
Introduction	38
2.1. Place du ciment dans l'économie mondiale	39
2.2. Etapes essentielles du procédé de fabrication du ciment par voie sèche	40
2.2.1. Préparation de la farine crue	41
2.2.2. Cuisson du de la farine crue	44
2.2.3. Broyage du clinker	46

2.3. Consommations d'énergie thermique et électrique dans les cimenteries	46
2.4. Impact des cimenteries sur l'environnement	50
<b>3. CONCEPTS DE BASE DE L'ANALYSE EXERGETIQUE DES PROCEDES</b>	<b>53</b>
Introduction	53
3.1. Bilan énergétique d'un système ouvert	53
3.1.1. Conservation de l'énergie	53
3.1.2. Insuffisance du bilan énergétique	54
3.2. Bilan entropique d'un système ouvert	55
3.2.1. Notion d'entropie	55
3.2.2. Production d'entropie dans un système ouvert	56
3.2.3. Réversibilité et irréversibilité	57
3.2.3.1. Mélangeage ; homogénéisation des températures	57
3.2.3.2. Transfert de chaleur ; gradient de température	58
3.3. Bilan exergetique d'un système ouvert	59
3.3.1. Théorème de Gouy-Stodola et travail dégradé	59
3.3.2. Notion d'exergie	60
3.3.3. Différentes formes d'exergie	61
3.3.3.1. Exergies cinétique et potentielle	61
3.3.3.2. Exergie physique	61
3.3.3.3. Exergie chimique	62
3.3.4. Bilan d'exergie d'un système ouvert en régime permanent	65
3.3.5. Pertes exergetiques d'un procédé industriel	66
3.3.5.1. Perte interne d'exergie	66
3.3.5.2. Perte externe d'exergie	67
3.3.6. Efficacité exergetique	68
3.4. Analyse des travaux relatifs à l'aspect exergetique dans les cimenteries	68
<b>4. ANALYSE DES PERFORMANCES ENERGETIQUE, EXERGETIQUE ET ENVIRONNEMENTALE D'UN REFROIDISSEUR A GRILLES DE CLINKER : CAS DE LA CIMENTERIE DE MEFTAH</b>	<b>72</b>
Introduction	72
4.1. Système de refroidissement de la cimenterie de Meftah	73
4.1.1. Description et fonctionnement du refroidisseur à grilles	73
4.1.2. Transfert de chaleur et écoulement air-clinker	75
4.1.3. Paramètres de contrôle	76
4.2. Données opératoires	78
4.3. Analyses énergétique et exergetique du refroidisseur	82
4.3.1. Bilan massique du clinker	82
4.3.2. Bilan massique de l'air	83
4.3.3. Bilan énergétique	85
4.3.4. Bilan exergetique	87
4.3.5. Flux des grandeurs thermodynamiques	88
4.4. Evaluation de la performance énergétique du refroidisseur	90
4.4.1. Soufflage spécifique SS	90
4.4.2. Consommation énergétique spécifique	90
4.4.3. Rendement de refroidissement	91
4.4.4. Rendement de récupération calorifique	91

4.4.5. Rendement exergetique	92
4.5. Quantification des émissions polluantes issues du refroidisseur	92
4.5.1. Emission de poussière	92
4.5.2. Emission de gaz à effet de serre	94
4.5.2.1. Emission de CO <sub>2</sub>	94
4.5.2.2. Emissions des NOx	95
<b>5. MODELISATION DU REFROIDISSEUR A GRILLES ET SIMULATION DE LA RECUPERATION DE CHALEUR DE L'AIR EXHAURE</b>	<b>97</b>
Introduction	97
5.1. Elaboration d'un modèle représentatif au fonctionnement réel de l'installation	97
5.1.1. Choix du modèle	98
5.1.2. Hypothèses du modèle	99
5.1.3. Développement du modèle	100
5.1.4. Bilans massiques d'un étage	103
5.1.5. Bilan énergétique d'un étage	105
5.2. Simulation du changement du <i>Pas</i>	112
5.3. Simulation du changement du soufflage spécifique SS	112
5.4. Simulation du changement de la longueur de la zone chaude <i>L1</i>	114
5.5. Simulation du recyclage de l'air d'exhaure	115
5.5.1. Calcul du débit d'air exhaure à recycler	116
5.5.2. Calcul des températures des flux sortant	116
5.5.3. Vérification de la trempe du clinker	117
5.5.4. Calcul de la consommation calorifique et l'économie en combustible	119
5.5.5. Evaluation de la performance énergétique	120
5.5.6. Quantification des émissions polluantes	121
5.5.6.1. Emission de poussière	121
5.5.6.2. Emission de CO <sub>2</sub>	122
5.5.6.3. Emissions des NOx	122
5.5.7. Etude technico-économique du procédé de recyclage de l'air exhaure	122
5.5.7.1. Estimation du cout d'investissement	122
5.5.7.2. Estimation des revenus	124
5.5.7.2.1. Revenus immédiats	124
5.5.7.2.2. Revenus de taxe carbone	124
5.5.7.3. Estimation du temps d'amortissement	125
<b>6. RESULTATS ET DISCUSSIONS</b>	<b>126</b>
Introduction	126
6.1. Elaboration du modèle représentatif au fonctionnement réel de l'installation	126
6.1.1. Profile de température du clinker et de l'air	127
6.1.2. Rayonnement intensif du clinker à l'entrée de refroidisseur	128
6.1.3. Nombre d'itérations	130
6.1.4. Hauteur du lit de clinker	131
6.1.5. Taux et débit de poussière	132
6.1.6. Perte thermique à travers les parois	133
6.2. Simulation de l'effet du <i>Pas</i>	135



6.3. Simulation du changement du soufflage spécifique <i>SS</i>	137
6.4. Simulation de changement de la longueur de la zone chaude <i>L1</i>	140
6.5. Simulation du recyclage de l'air exhaure	143
6.5.1. Débit d'air exhaure à recycler	143
6.5.2. Températures des flux sortant	145
6.5.3. Vérification de la trempe du clinker	148
6.5.4. Consommation calorifique et l'économie en combustible	149
6.5.5. Evaluation de la performance énergétique	151
6.5.6. Quantification des émissions polluantes	153
6.5.6.1. Emission de poussière	153
6.5.6.2. Emissions de $CO_2$	154
6.5.6.3. Emissions des $NO_x$	156
6.5.7. Etude technico-économique du procédé de recyclage de l'air exhaure	157
6.5.7.1. Estimation du cout de l'investissement	157
6.5.7.2. Estimation des revenus	157
6.5.7.3. Estimation du temps d'amortissement	159
CONCLUSION	160
APPENDICES	162
A. Liste des symboles et des abréviations	163
B. Données thermodynamiques	166
REFERENCES	167

## LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX

Figure 1.1 :	Structure de la production mondiale d'électricité en 2005	17
Figure 1.2 :	Répartition de la production électrique en puissance installée (3400 GW) et en énergie produite (15.1012 kWh)	17
Figure 1.3 :	Origine de l'énergie consommée mondialement par an	18
Figure 1.4 :	Production nationale d'électricité par procédé (2011)	20
Figure 1.5 :	Energie solaire moyenne reçue en Algérie	25
Figure 1.6 :	Evolution de l'apport des énergies renouvelables dans la production nationale de l'électricité	30
Figure 1.7 :	Evolution du taux de l'apport des énergies renouvelables dans la production nationale de l'électricité	30
Figure 1.8 :	Répartition sectorielle de la consommation nationale de l'énergie(2005)	31
Figure 1.9 :	Consommation industrielle nationale d'énergie (2005)	32
Figure 1.10 :	Evolution de la consommation en carburants du secteur de transport en Algérie entre 1990 et 2011	33
Figure 1.11 :	Consommation nationale d'énergie du secteur des transports (2005)	33
Figure 1.12 :	Emissions des GES par secteur d'activité dans le monde	34
Figure 1.13 :	Emissions des GES (en t.eq.CO <sub>2</sub> ) par secteur en Algérie (2005)	35
Figure 2.1 :	Procédé de fabrication de ciment par voie sèche	40
Figure 2.2 :	Exemple d'une ligne de cuisson par voie sèche	44
Figure 2.3 :	Représentation d'un système de précalcination	49
Figure 2.4 :	Représentation du système de cogénération d'électricité	50
Figure 3.1 :	Bilan énergétique d'un système ouvert	54
Figure 3.2 :	Création d'entropie par frottement de deux disques	56
Figure 3.3 :	Bilan entropique d'un système ouvert	57
Figure 3.4 :	Création d'entropie par homogénéisation de deux fluides	58
Figure 3.5 :	Travail maximal d'un processus physique réversible	62
Figure 3.6 :	Réaction chimique réversible à (T <sub>0</sub> ,P <sub>0</sub> )	62
Figure 3.7 :	Bilan exergétique du système ouvert	65
Figure 3.8 :	Perte exergétique dans un procédé industriel	66
Figure 4.1 :	Système de refroidissement de la cimenterie de Meftah	73
Figure 4.2 :	Refroidisseur à grilles du clinker	75
Figure 4.3 :	Différents courants du clinker	83
Figure 4.4 :	Différents courants de l'air	84
Figure 4.5 :	Bilan thermique du refroidisseur	85

Figure 4.6 :	Diagramme des flux d'énergie	88
Figure 4.7 :	Sortie des gaz fumés après passage dans l'électrofiltre (cimenterie de Meftah)	93
Figure 5.1 :	Refroidissement du clinker à multi étages	98
Figure 5.2 :	Evolution du taux de poussière appliquée sur le modèle	104
Figure 5.3 :	Densité de soufflage appliquée sur le modèle	105
Figure 5.4 :	Bilan enthalpique de l'étage $j$	106
Figure 5.5 :	Température de la paroi externe du refroidisseur	107
Figure 5.6 :	Organigramme de résolution du modèle	111
Figure 5.7 :	Densité de soufflage de l'usine et celle de référence	113
Figure 5.8 :	Densité de soufflage appliquée pour chaque régime testé	114
Figure 5.9 :	Etapas de formation du clinker dans le four par zone	119
Figure 5.10 :	Recirculation en dehors du système thermodynamique considéré	120
Figure 5.11 :	Recirculation à l'intérieur du système thermodynamique considéré	121
Figure 5.12 :	Schéma de l'installation de recyclage de l'air exhaure	123
Figure 6.1 :	Températures du clinker, de l'air sortant des étages et de la paroi externe de refroidisseur	127
Figure 6.2 :	Aspect du clinker à l'entrée du refroidisseur prise par caméra	129
Figure 6.3 :	Aspect du clinker selon sa température tenant compte des dimensions du lit (longueur et largeur)	129
Figure 6.4 :	Nombre d'itérations	130
Figure 6.5 :	Hauteur du lit de clinker	131
Figure 6.6 :	Taux et débit de poussière	132
Figure 6.7 :	Pertes thermiques par mètre de longueur	133
Figure 6.8 :	Pertes thermiques convective et radiative par zone	134
Figure 6.9 :	Profils de température de clinker selon le $Pa_s$	135
Figure 6.10 :	Variation de $T_{Cks}$ en fonction de $Pa_s$	136
Figure 6.11 :	Variation de $T_{AS}$ , $T_{AE}$ et $T_{Cks}$ en fonction de $SS$	137
Figure 6.12 :	Variation des efficacités en fonction de $SS$	138
Figure 6.13 :	Variation de $L1$ en fonction de $SS$	139
Figure 6.14 :	Variation de $VN_{AS}$ en fonction de $L1$	140
Figure 6.15 :	Variation de $T_{AS}$ , $T_{AE}$ et $T_{Cks}$ en fonction de $L1$	141
Figure 6.16 :	Variation des efficacités en fonction de $L1$	142
Figure 6.17 :	Débits d'air exhaure à recycler et les compléments en débits d'air ambiant pour différentes $T_{AR1}$	144
Figure 6.18 :	Taux d'air exhaure recyclé pour différentes $T_{AR1}$	145

Figure 6.19 : Courbes de $T_{Ck}$ pour différentes $T_{AR1}$	146
Figure 6.20 : Variation de $T_{Cks}$ en fonction de $T_{AR1}$	147
Figure 6.21 : Variations de $T_{AS}$ et $T_{AE}$ en fonction de $T_{AR1}$	147
Figure 6.22 : Absence d'impact sur la trempe du clinker	148
Figure 6.23 : Economie en combustible $GN$ pour différentes $T_{AR1}$	149
Figure 6.24 : Consommation calorifique spécifique pour différentes $T_{AR1}$	150
Figure 6.25 : Rendement de refroidissement pour différentes $T_{AR1}$	151
Figure 6.26 : Rendement de récupération calorifique selon le système considéré pour différentes $T_{AR1}$	152
Figure 6.27 : Rendement exergetique selon le système pour différentes $T_{AR1}$	153
Figure 6.28 : Emission de poussière pour différentes $T_{AR1}$	154
Figure 6.29 : Emission de $CO_2$ pour différentes $T_{AR1}$	155
Figure 6.30 : Emission des $NO_x$ pour différentes $T_{AR1}$	156
Figure 6.31 : Valeurs des quatre revenus séparément pour différente $T_{AR1}$	158
Figure 6.32 : Revenus immédiats et revenus de taxe carbone pour différente $T_{AR1}$	158
Tableau 1.1 : Consommation mondiale des produits énergétiques (Mtep)	16
Tableau 1.2 : Production algérienne des hydrocarbures	20
Tableau 1.3 : Potentiel d'énergie solaire en Algérie	25
Tableau 1.4 : Bilan des émissions des GES par secteur	35
Tableau 2.1 : Répartition de la production mondiale du ciment en 2005	39
Tableau 2.2 : Teneurs des oxydes dans le cru	42
Tableau 2.3 : Teneurs moyennes des composants secondaires d'une farine crue	44
Tableau 2.4 : Différentes phases du clinker	45
Tableau 2.5 : Répartition des consommations spécifiques d'énergie du secteur cimentier des Emirats Arabes Unis	47
Tableau 2.6 : Potentiel d'économies d'énergie dans le secteur cimentier Américain en 1994	48
Tableau 3.1 : Composition de référence de l'air	64
Tableau 4.1 : Composition chimique du clinker	78
Tableau 4.2 : Composition massique de l'air	78
Tableau 4.3 : Données opératoires de fonctionnement du procédé cuisson-refroidissement du clinker	79
Tableau 4.4 : Autres paramètres de fonctionnement	81
Tableau 4.5 : Données thermodynamiques	81
Tableau 4.6 : Données sur les courants gazeux	82

Tableau 4.7 : Résultats du bilan d'énergie du refroidisseur	89
Tableau 4.8 : Résultats du bilan d'exergie du refroidisseur	89
Tableau 5.1 : Différents régimes de soufflage testés	113
Tableau 5.2 : Différentes valeurs testées de $L1$	115
Tableau 6.1 : Comparaison des résultats de calcul aux mesures expérimentales	126

## INTRODUCTION

L'industrie cimentière est un grand consommateur d'énergie thermique et électrique. Ceci provient de ses besoins importants en énergie calorifique pour le préchauffage et la cuisson de la farine crue produisant le clinker, et en électricité pour le fonctionnement des différents équipements en particulier les ventilateurs et les broyeurs. Cette industrie est aussi une source fortement émettrice de gaz à effet de serre (CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> et les imbrûlés) et de la poussière.

La conférence sur le climat de Kyoto en 1997 a mis en exergue le réchauffement du climat dû à l'effet de serre. La volonté affirmée de réduire les émissions de gaz à effet de serre dans ce secteur, doit porter sur la maîtrise de l'énergie par des actions à entreprendre en faveur de l'accroissement de l'efficacité énergétique.

L'efficacité énergétique, évoquée jusque-là, ne tient pas compte de la dégradation de l'énergie qu'introduit systématiquement toute transformation, du fait de son irréversibilité, conformément au deuxième principe de la thermodynamique. L'analyse thermodynamique des procédés, par l'approche exergétique, est une démarche qui se généralise actuellement. Elle est essentielle en vue de l'optimisation énergétique des procédés. Elle se définit comme étant l'utilisation rationnelle et judicieuse des réserves énergétiques, dans une perspective de développement durable qui répond aux besoins du présent sans compromettre la capacité des générations futures.

Si l'ensemble des résultats de l'analyse exergétique, appliquée à l'industrie de ciment, rapportés par la littérature a identifié le procédé de cuisson du clinker comme le procédé le plus dégradant d'énergie, la compréhension et l'identification des mécanismes et des causes qui président à son imperfection thermodynamique restent peu étudiées.

L'objectif de ce travail est la proposition d'une configuration permettant la modélisation d'un refroidisseur à grilles au moyen du logiciel *Matlab*. Par le biais du modèle établi, des tests de simulation seront effectués afin de permettre d'optimiser certains paramètres opératoires décisifs tout en cherchant à améliorer les efficacités énergétique, exergétique et environnementale de l'installation.

Après optimisation des paramètres essentiels du fonctionnement, des tests de récupération d'une partie d'air exhauste seront effectués pour préchauffer l'air de refroidissement insufflé dans la 1<sup>ère</sup> zone, dans le but de réduire l'écart entre la température du clinker et celle de l'air de refroidissement, source majeur de production de l'entropie, et d'augmenter sensiblement la température de l'air secondaire [29].

Ce mémoire comportera six chapitres :

Le premier chapitre explique l'enjeu de l'énergie dans la vie humaine, présent entre sa valeur dans l'économie et son impact sur l'environnement, tout en cherchant à impliquer la vision durable qui nécessite d'investir des efforts dans le but d'améliorer l'efficacité énergétique de tout système consommant de l'énergie.

Le deuxième chapitre présente les principales étapes de fabrication du ciment portland par voie sèche et la nature des énergies utilisées. Il analyse aussi l'intensité énergétique de différentes unités de ce secteur dans le monde, fournis par la littérature, en mettant l'accent sur les principales sources d'économie d'énergie à évaluer pour un diagnostic énergétique spécifique à une cimenterie.

Le troisième chapitre consiste en une analyse bibliographique de l'approche exergetique de l'analyse thermodynamique des procédés, considéré d'une manière générale, et d'un point de vue particulier, en industrie cimentière.

Le quatrième chapitre est consacré à l'étude de cas du refroidisseur à grilles de la cimenterie de Meftah. Une analyse des performances énergétique, exergetique et environnementale de cette installation est alors suivie et discutés comparativement aux valeurs guides fournies par la littérature.

Dans le cinquième chapitre nous avons détaillé la démarche suivie afin d'élaborer un modèle représentatif au fonctionnement du refroidisseur étudié, et faire les tests de simulation de changement de quelque paramètres décisifs: le Pas, le soufflage spécifique et la longueur de la 1<sup>ère</sup> zone L1 ainsi que les tests de recyclage de l'air exhauste et voir leurs influences sur les efficacités énergétique, exergetique et environnementale. Enfin, les revenus, le cout d'investissement et le temps d'amortissement sont estimés selon le taux de recyclage.

Quant au dernier chapitre, il est consacré aux différents résultats obtenus et les discussions qui leurs sont associées.

## CHAPITRE 1

### L'HOMME ET LES TROIS ENJEUX :

### ÉNERGIE, ÉCONOMIE ET ENVIRONNEMENT

#### Introduction

Depuis des siècles, l'homme cherche à assurer ses besoins en nourriture et autres en installant une économie rigide se basant sur les différents secteurs d'activité, industriel, agricole, commercial, etc. Certes, le développement de ces secteurs n'a pas eu l'importance qu'on connaît actuellement avant l'apparition de nouvelles sources puissantes et exploitables d'énergie telles le pétrole, le gaz naturel et l'uranium. Cependant, le niveau économique varie d'un pays à l'autre selon la disposition des ressources énergétiques et leur bonne gestion. Ceci explique le rôle propulseur de l'énergie et du savoir-faire énergétique dans le développement économique des pays. Toutefois, l'usage intensif de l'énergie génère des conséquences destructives sur l'environnement.

Dans ce contexte, ce premier chapitre détaille un peu l'enjeu énergétique envers l'économie et l'environnement. Pour cela, les différentes sources d'énergie qu'utilise l'homme sont examinées, en particulier ses réserves mondiales actuelles et futures, ses valeurs énergétiques et économiques et sa part dans la production et la consommation mondiale.

Enfin, les secteurs forts consommateurs d'énergie et les aspects de l'atteinte environnementale de l'usage intensif de l'énergie sont entamés dans le but de décrire la vision actuelle de la gestion d'énergie pour économie durable et environnementale.

#### 1.1. Besoin de l'économie d'énergie

Les besoins en énergie ne cessent de croître ; la consommation mondiale de l'énergie est estimée en 2010, comme le montre le tableau 1.1 ci-dessous, à 8267



tep (tonnes équivalent pétrole) [1]. L'augmentation de la consommation d'énergie entre 1990 et 2000 est estimée selon l'Association Internationale d'Énergie à 17% en Amérique du Nord, 10% dans les pays du pacifique et 6% en Europe [2].

Tableau 1.1 : Consommation mondiale des produits énergétiques (Mtep) [1]

<b>Energie (Mtep)</b>	<b>1971</b>	<b>2002</b>	<b>2010</b>	<b>2030</b>	<b>Croissance annuelle (%)</b>
<b>Charbon</b>	617	502	516	526	<b>0,2</b>
<b>Pétrole</b>	1893	3041	3610	5005	<b>1,8</b>
<b>Gaz</b>	604	1150	1336	1758	<b>1,5</b>
<b>Electricité</b>	377	1139	1436	2263	<b>2,5</b>
<b>Chaleur</b>	68	237	254	294	<b>0,8</b>
<b>Biomasse et déchets</b>	641	999	1101	1290	<b>0,9</b>
<b>Autres Renouvelables</b>	0	8	13	41	<b>6,2</b>
<b>Total</b>	<b>4200</b>	<b>7075</b>	<b>8267</b>	<b>11176</b>	<b>1,6</b>

#### 1.1.1. Energie thermique

Les phénomènes de combustion ont permis à l'homme, depuis qu'il a su les déclencher et les maîtriser, d'assurer sa survie, et puis d'accéder à la civilisation industrielle. Dans notre monde moderne, la combustion des hydrocarbures, du charbon ou d'autres produits organiques permet le fonctionnement des foyers domestiques et industriels et des différents types de moteurs utilisés eux-mêmes pour le transport terrestre, fluvial, maritime et aérien, ou encore pour l'agriculture.

#### 1.1.2. Energie électrique

L'électricité est un vecteur d'énergie privilégié dans le monde actuel, au point que sa disposition est une condition nécessaire pour toutes les activités de la vie courante (eau potable, transports publics, communication, etc.), de l'industrie et du commerce. L'électricité prend rapidement une importance croissante dans les pays en transition. Les pays très industrialisés de l'OCDE<sup>1</sup>, ainsi que les grands pays en transition, avec une population nombreuse, auront principalement le souci

<sup>2</sup> OCDE (Organisation de Coopération et de Développement Economique) : organisme international regroupant notamment les Etats d'Europe occidentale ainsi que les Etats-Unis, le Japon et le Canada, constitué en vue de favoriser l'expansion économique de ces Etats ainsi que celle des pays en voie de développement.

de produire de l'électricité concentrée pour alimenter les très grandes villes où se concentre la majeure partie des habitants et de l'industrie. L'électricité, forme propre de l'énergie par excellence, est aujourd'hui produite, presque à 80 %, à partir de combustibles fossiles (pétrole, gaz,...) ou fissiles (nucléaire) [3]. La figure 1.1 présente la production mondiale d'électricité en 2005.

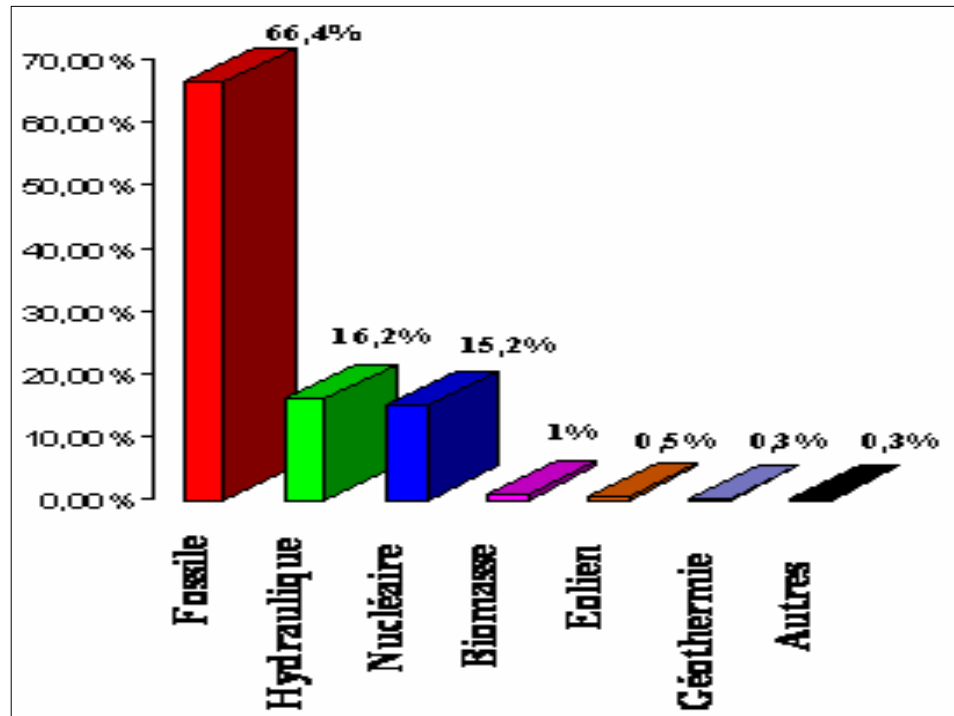


Figure 1.1 : Structure de la production mondiale d'électricité en 2005 [4]

La production d'électricité consomme environ le tiers de l'énergie primaire mondiale. En fait, elle est, à plus de 80%, d'origine thermique non renouvelable (fossiles et nucléaire) et son rendement de conversion est faible, de l'ordre de 30% à 60% dans les meilleurs cas, c'est-à-dire celui des turbines à cycles combinés [5]. La capacité de production au niveau mondial était d'environ 3400 GW en 2000. La figure 1.2 montre la répartition par sources, au niveau mondial, en puissance installée et en énergie produite [5].

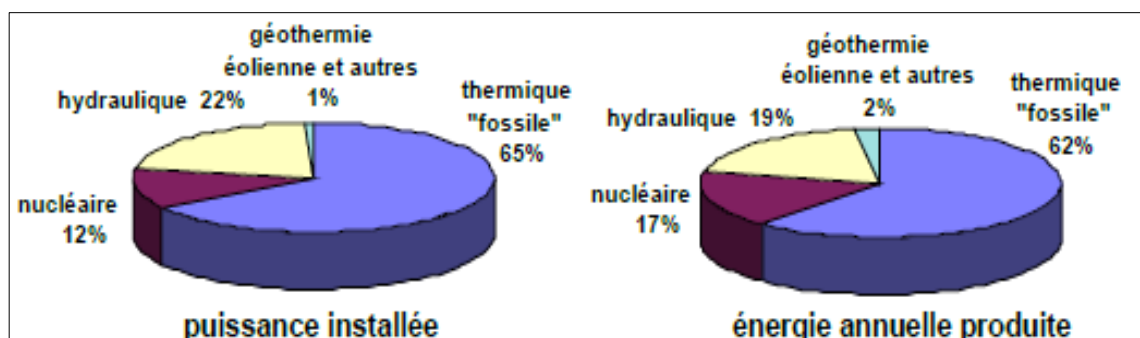


Figure 1.2 : Répartition de la production électrique en puissance installée (3400 GW) et en énergie produite en 2000 ( $15 \cdot 10^{12}$  kWh) [5]

## 1.2. Aspects économique et environnemental des sources d'énergie

Selon son caractère de régénération naturelle, on distingue deux grandes classes d'énergies : renouvelables et non renouvelables (fossiles).

### 1.2.1. Energies fossiles

L'énergie servant aux besoins de l'humanité est produite actuellement pour 80 % à partir de combustibles fossiles [6]. La figure 1.3 montre la part importante des énergies fossiles dans la consommation mondiale de l'énergie primaire, estimée à environ 10 milliards tep/an [6].

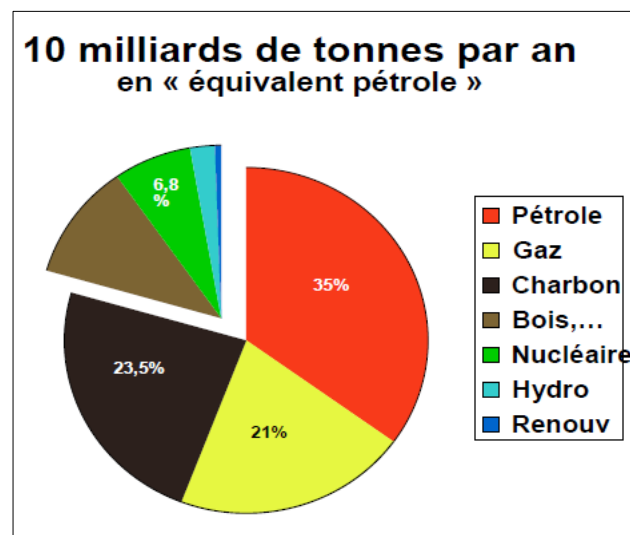


Figure 1.3 : Origine de l'énergie consommée mondialement par an [6].

La figure montre que les combustibles fossiles (pétrole, gaz et charbon) représentent les 4/5 de nos sources d'énergie. Par leur nature même, les combustibles fossiles sont en quantité limitée et le développement actuel de l'humanité, largement fondé sur leur utilisation, est donc par essence non durable.

#### 1.2.1.1. Pétrole et gaz naturel

Le pétrole et le gaz résultent de la décomposition par la chaleur, en l'absence d'oxygène, de matières organiques qui sont les restes de plancton, d'algues et de protéines tombés à leur mort au fond des océans. S'enfoncé jusqu'à 5 000 m, le pétrole et le gaz commencent à se former. A plus de 500 m, le

pétrole se transforme en gaz. Une fois formé, le pétrole et le gaz remontent vers la croûte terrestre où se trouvent piégés dans des gisements exploitables.

Il est estimé que les réserves mondiales du pétrole dépasse 180 Gt ( $10^9$  tonnes), où plus de la moitié (environ 56,6%) se trouvent seulement au Moyen-Orient. Les réserves mondiales de gaz naturel sont estimées en 2009 à 187,5 Trillion  $m^3$  partagées essentiellement entre le Moyen-Orient (40,5%) et l'Europe et l'Ex ERSS (33,65%) [7]. L'évaluation des ressources encore disponibles est certainement imprécise. Il est admis que le pétrole va commencer à se raréfier d'ici quelques décennies et qu'il en ira de même pour le gaz naturel.

Vue leurs pouvoirs calorifiques très importants et leurs faculté d'être facilement stockables et transportables, les hydrocarbures ont un intérêt économique reconnu qui s'exprime par leur importante part dans la consommation mondiale de l'énergie, estimée en 2007 à 57,3% [2], et leur très vaste domaine d'utilisation. Ces carburants sont particulièrement pratiques pour alimenter les différents types de véhicules de transport commun ou individuel et engins. Le pétrole est non seulement une source d'énergie, mais aussi une matière première. Environ 8 % de la production est utilisée en pétrochimie afin de produire les matières plastiques, les fibres textiles synthétiques, les caoutchoucs synthétiques, les colles et adhésifs, les détergents et les lessives et une partie des engrais azotés [6]. Quant au gaz naturel, il est principalement utilisé pour produire de l'énergie thermique nécessaire dans l'industrie et les habitations et même de faire rouler des véhicules légers. Il est également préféré pour produire de l'électricité. En effet, 30% du gaz commercialisé dans le monde est destiné aux centrales électriques, notamment en pays émergents dépourvus d'énergie nucléaire.

La production mondiale du pétrole atteint 3820 Gigatonnes, avec 30,3% par le Moyen-Orient, 22,4% par l'Europe et l'Ex ERSS, 16,5% par l'Amérique du Nord et 12% par l'Afrique [7].

Les émissions des gaz à effet de serre, en particulier du  $CO_2$ , liées à l'utilisation du gaz naturel sont deux fois moins élevées que celles émises par les plus performantes centrales électriques à charbon. On estime que la production d'un kWh d'électricité dans les centrales à gaz à cycle combiné est la source

d'une émission de 0,36kg de  $CO_2$  [8]. De plus, les faibles émissions des dérivés du soufre dans l'atmosphère, les coûts d'investissement réduits et les rendements importants favorisent l'électricité des centrales à gaz sur celle des centrales à charbon. Cependant, les prix élevés, qui tendent à suivre ceux du pétrole, sont la majeure contrainte à son utilisation notamment à la présence du charbon comme solution alternative compétitive.

Quant à l'Algérie, la production annuelle du pétrole, donnée au tableau 1.2, a atteint 60 Mt en 2011, contre 64,4 et 84,7 Mt en 2000 et 2005 respectivement [9].

Tableau 1.2 : Production algérienne des hydrocarbures [9]

Années	2000	2005	2009	2011
<b>Production du pétrole en k tep</b>	64443	84741	76043	59992
<b>Production du gaz naturel en k tep</b>	79010	85020	78938	78155

La majeure partie du pétrole algérien est exporté sous sa forme brute ; tandis que la consommation nationale du gaz naturel a atteint 19,32% (15958 millions  $m^3$ ) de la production nationale en 2011 estimée à 82607 Millions de  $m^3$ , équivalent à 78 Mtep [9]. Le secteur Algérien de production de l'électricité, basé à 78% sur les turbines à gaz ou à cycle combiné, comme le montre la figure 1.4 ci-dessous, a consommé en 2011 plus de 13000 Millions de  $m^3$  de gaz naturel, soit plus de 80% de la consommation nationale de cette énergie [9]. En contrepartie, ce secteur émis environ 19,2 Mt de  $CO_2$  par an ; ce qui correspond à 26% des émissions annuelles nationales du  $CO_2$  [10].

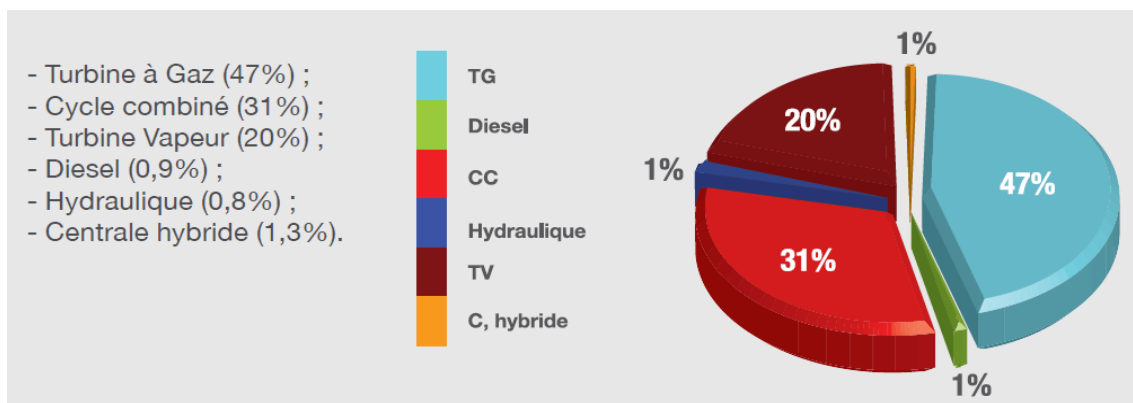


Figure 1.4 : Production nationale d'électricité par procédé (2011) [9].

Il est estimé que les niveaux des besoins en gaz naturel du marché national seraient de l'ordre de 45 milliards de m<sup>3</sup> en 2020 et 55 milliards de m<sup>3</sup> en 2030. A ces besoins s'ajoutent les volumes dédiés à l'exportation dont les revenus contribuent au financement de l'économie nationale. De même, la production d'électricité, venant principalement des turbines à gaz, devrait se situer entre 75 et 80 TWh (TeraWatttheure) en 2020 et entre 130 et 150 TWh en 2030 engendrera alors des besoins supplémentaires du gaz naturel [10].

#### 1.2.1.2. Charbon

Il résulte de l'accumulation de matière végétale dans des zones marécageuses, des lacs ou des régions de deltas depuis plus de 200 millions d'années. Ces sédiments se sont progressivement enfoncés jusqu'à des profondeurs allant de quelques centaines de mètres pour la tourbe et le lignite relativement pauvres en carbone (55-80%), à plusieurs kilomètres pour la houille et l'antracite plus riches (85- 95%).

Les réserves mondiales du charbon sont estimées à 826 10<sup>3</sup> Mt, avec essentiellement 33% à l'Europe et l'Ex ERSS, 31,4% en Asie-Pacifique et 29,8% en Amérique du Nord. Ces ressources sont suffisantes pour satisfaire les besoins de l'humanité pendant quelques siècles [7].

Le charbon possède un pouvoir calorifique important. De plus, il est présent dans certaines régions à des quantités très importantes et à des prix beaucoup moins réduit par rapport à ceux du pétrole et du gaz, ce qui lui donne la faveur d'être préféré à certains industriels. Entre 1999 et 2009, la production mondiale du charbon a passée de 2200 à 3380 Mtep, où 65% est produite uniquement par les pays de l'Asie Pacifique. Tandis que la consommation de cette source d'énergie a évoluée dans la même période de 2170 à 3250 Mtep où 66% est consommée également par les pays de l'Asie Pacifique. En Algérie, la consommation du charbon a évoluée de 0,5 Mtep en 2000 à 0,7Mtep en 2009 [7].

On estime qu'un kilowatttheure d'électricité produite d'une centrale déroulant à charbon génère une émission d'environ un kilogramme de CO<sub>2</sub> [8]. En fait, le charbon apparaît à beaucoup d'industriels comme le relais naturel des produits pétroliers. Cette orientation oublie l'exigence d'un développement durable ; car ce

combustible est le plus fort émetteur de  $CO_2$  par kWh électrique produit. De ce fait, la combinaison capture/ stockage à long terme du  $CO_2$  est actuellement la seule voie qui permettrait un relais soutenable des produits pétroliers par le charbon.

#### 1.2.1.3. Energie nucléaire

L'énergie nucléaire consiste à extraire l'énergie considérable contenue dans les noyaux des atomes, soit par fission ou par fusion. Cette énergie est d'environ un million de fois plus grande que celle libérée par la combustion des combustibles fossiles. Aujourd'hui, seule la fission est utilisée pour produire de l'électricité.

Seuls les pays industrialisés qui disposent de cette puissante source d'énergie électrique. Par ailleurs, l'utilisation de l'uranium et du thorium pourrait fournir de l'énergie électrique pendant des millénaires.

Les centrales nucléaires fournissent actuellement 16% de la production mondiale d'électricité, ce qui correspond à près de 7% de la demande mondiale d'énergie.

Par nature même, cette manière de produire de l'énergie n'émet pas de gaz à effet de serre. Cependant, le majeur inconvénient de l'énergie nucléaire reste sans doute l'avenir des déchets très radioactifs, qui sont des résidus de matières radioactives apparues dans les combustibles usés des réacteurs. Ces déchets sont conditionnés et entreposés en attendant une solution satisfaisante et définitive. Il est prévu qu'ils soient envoyés dans un stockage réversible dans des couches géologiques profondes.

#### 1.2.2. Energies renouvelables

Les énergies renouvelables sont très souvent bien adaptées à une production décentralisée d'électricité, pouvant contribuer alors à résoudre le problème de non alimentation des sites isolés.

### 1.2.2.1. Energie hydraulique

L'énergie potentielle que possède l'eau stockée en hauteur se transforme lors d'un écoulement vers le bas, sous l'effet de la gravité, en énergie cinétique capable d'entraîner des turbines productrices d'électricité.

L'énergie hydraulique présente de grands avantages. Elle a la capacité d'atteindre la puissance maximale en seulement quelques minutes et produire ainsi de manière industrielle de grandes quantités d'énergie électrique. En fait, elle fournit environ 17 % de l'électricité mondiale. On pourrait la considérer en fait comme le complément idéal des sources intermittentes (l'éolien ou le solaire).

L'hydraulique est actuellement la première source renouvelable d'électricité. La puissance hydroélectrique installée dans le monde en 2004 était estimée à 715 GW, soit environ 19% de la puissance électrique mondiale. Près de 15 % de toute l'électricité installée en Europe est d'origine hydraulique [11].

Vue son procédé, elle est considérée comme énergie propre et ne présente aucun risque sur l'environnement (pas d'émission de gaz à effet de serre et pas de déchets). En contrepartie de ces avantages, pour en servir de l'hydroélectricité, il faut construire des barrages qui ne sont pas éternels et doivent être renouvelés ou remplacés. En outre, ces grands barrages modifient les paysages et conduisent à noyer de grandes superficies de terre pouvant être des terrains fertiles ou des sites historiques ou culturels irremplaçables ou même des zones habitées depuis très longtemps, où on procède alors à l'évacuation des populations qui y vivaient. En plus, les lacs des barrages constituent une source supplémentaire de gaz à effet de serre (vapeur d'eau venant de l'évaporation et le méthane issu de la fermentation de la biomasse immergée). A l'échelle globale, Saint-Louis et al. (2000) [12], ont estimé que les barrages sont la source d'environ 12% des émissions totales de CH<sub>4</sub>.

La part de l'énergie hydraulique dans la production nationale d'électricité est encore faible. Elle est estimée à 275 MW en 2005, soit 1,7% de la production installée [13]; et cela est dû au nombre insuffisant de sites et à la faible exploitation de ceux existants.



### 1.2.2.2. Solaire

Le soleil est un gisement quasiment inépuisable d'énergie qui envoie un rayonnement intercepté par la surface de la terre, représentant chaque année environ 8400 fois la consommation énergétique de l'humanité. Cela correspond à une puissance instantanée reçue de 1 kilowatt crête par mètre carré (kWc/m<sup>2</sup>) répartie sur tout le spectre, de l'ultraviolet à l'infrarouge. Les déserts de notre planète reçoivent en 6 heures plus d'énergie du soleil que n'en consomme l'humanité en une année [14].

L'énergie solaire est produite et utilisée selon plusieurs procédés:

- L'énergie solaire thermique: qui consiste tout simplement à produire de la chaleur grâce à des panneaux sombres. On peut aussi produire de la vapeur à partir de la chaleur du soleil puis convertir la vapeur en électricité en entraînant un alternateur.
- L'énergie solaire photovoltaïque: qui consiste à produire directement de l'électricité à partir de la lumière à l'aide de panneaux solaires constitués de semi-conducteur à base de silicium. Cette forme d'énergie est déjà exploitée dans de nombreux pays, surtout dans les pays ne disposant pas de ressources énergétiques conventionnelles (hydrocarbures ou charbon). Elle est utilisée pour l'alimentation en électricité des satellites et des certains sites isolés.

Une habitation individuelle répondant à une norme courante qui prescrit des pertes thermiques allant de 100 à 120 kWh/m<sup>2</sup> par an, peut tirer du solaire le tiers de ses besoins en chauffage et deux tiers de ses besoins en eau sanitaire. On peut aller bien plus loin dans des « maisons passives » de conception moderne qui ne perdent que 15 à 20 kWh/m<sup>2</sup> par an.

La production des modules photovoltaïques a fortement augmentée: quelques dizaines de kWc en 1970, plus de 100 MWc en 1997 [15] et 740 MWc en 2003. En 2004, le cumul des productions depuis 1978 s'établissait à 4090 MWc, dont 1700 (42%) produits au Japon, 940 (23%) aux États-Unis, 1070 (26%) en Europe et 380 (9%) essentiellement depuis l'Inde et l'Australie [16]. L'utilisation de l'énergie solaire en installant des panneaux photovoltaïques sur de grandes

surfaces est envisagée pour alimenter le réseau électrique ; mais afin d'assurer leur rentabilité, il est nécessaire d'améliorer leur rendement énergétique et que leur prix de revient diminue.

Par sa situation privilégiée, l'Algérie dispose du plus grand gisement solaire du bassin méditerranéen. La durée moyenne d'ensoleillement du territoire algérien dépasse les 2000 heures annuellement, pour atteindre près de 3500 heures d'ensoleillement dans le désert du Sahara. Le total d'énergie reçue est estimé à 169 400 TWh/an, soit 5000 fois la consommation d'électricité annuelle du pays [17]. Toutes ses réserves restent sans doute mal exploitées jusqu'à ce jour.

Tableau 1.3 : Potentiel d'énergie solaire en Algérie [17]

Régions	Région côtière	Hauts plateaux	Sahara
Durée moyenne d'ensoleillement (heures/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue (KWh/m <sup>2</sup> /an)	1700	1900	2650

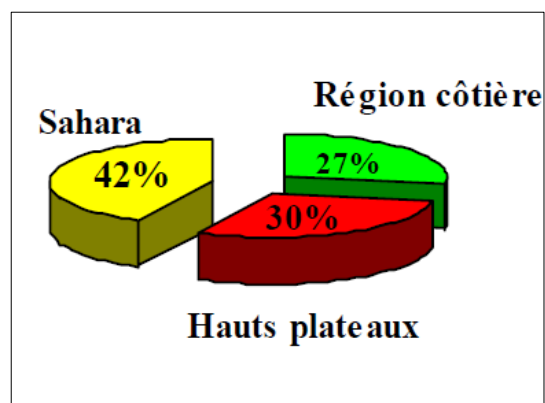


Figure 1.5 : Energie solaire moyenne reçue en Algérie [17]

Le parc solaire national en fonctionnement en 2005 était 108 installations photovoltaïques, avec une puissance installée crête de 453 KWc où 906 foyers sont raccordés à l'électricité solaire. Le gouvernement prévoit le lancement de plusieurs projets solaires photovoltaïques d'une capacité totale d'environ 800 MWc d'ici 2020. D'autres projets d'une capacité de 200 MWc par an devraient être réalisés sur la période 2021-2030 [10]. Ainsi, dans le cadre de l'électrification rurale, il est prévu l'électrification de 500 foyers par an à raison d'une moyenne de 0,75 kW par foyer. Quant au solaire thermique, la société NEAL (New Energy

Algeria) a prévu la construction de 04 centrales hybrides solaire/gaz avant fin 2015 totalisant une capacité installée de l'ordre de 1350 MW [17].

Deux projets pilotes de centrales thermiques à concentration avec stockage d'une puissance totale de 150 MW chacune sont lancés sur la période 2011-2013. Ces projets s'ajouteront à la centrale hybride de Hassi R'Mel d'une puissance de 150 MW, dont 25 MW en solaire. Sur la période 2016-2020, quatre centrales solaires thermiques avec stockage d'une puissance totale d'environ 1200 MW devraient être mises en service. Le programme de la phase 2021-2030 prévoit l'installation de 500 MW/an jusqu'en 2023, puis 600 MW/an jusqu'en 2030 [10].

L'énergie solaire photovoltaïque est une source d'énergie non polluante. Modulaires, ses composants se prêtent bien à une utilisation innovante et esthétique en architecture.

#### 1.2.2.3. Eolienne

La ressource éolienne provient du déplacement des masses d'air qui est dû indirectement à l'ensoleillement de la terre. Par le réchauffement de certaines zones de la planète et le refroidissement d'autres, une différence de pression est créée et les masses d'air sont en perpétuel déplacement.

Une hélice entraînée en rotation par la force du vent permet la production d'énergie mécanique ou électrique en tout lieu suffisamment venté. L'énergie du vent captée sur les pales entraîne le rotor qui, couplé à une génératrice, convertit l'énergie mécanique en énergie électrique [10].

Après avoir oublié pendant longtemps cette énergie, pourtant exploitée depuis l'antiquité, elle connaît depuis environ 30 ans un essor sans précédent notamment dû aux premiers chocs pétroliers.

A l'échelle mondiale, l'énergie éolienne depuis une dizaine d'années maintient une croissance de 30% par an[18]. Selon le Global Wind Energy Council (GWEC), le parc éolien pourrait atteindre une puissance installée de 230 GW en 2020, soit plus de 5 fois la puissance installée en 2005 qui était de 40 GW [19].

Aujourd'hui, l'énergie électrique d'origine éolienne est parfois considérée comme la plus prometteuse des énergies renouvelables à développer pour remplacer les énergies fossiles et même le nucléaire. En 2005, 6183 MW ont été installés dans les pays européens (1808 MW pour l'Allemagne et 1764 MW pour l'Espagne), soit une production électrique de 83 TWh, égale à 2,8% de la consommation électrique de l'Europe en 2004. Il est prévu d'installer 40 GW à l'horizon 2010. Les puissances nominales sont passées de 10 kW à 4,5 MW pour les installations en pleine mer et répondent ainsi aux besoins énergétiques de plusieurs villes [20]. Le principal inconvénient de cette source d'énergie est l'indisponibilité et l'imprévisibilité du vent.

Concernant notre pays, le potentiel éolien diverge selon la situation géographique. Ainsi au nord, le potentiel éolien se caractérise par une vitesse moyenne des vents modérée (1 à 4 m/s) avec des microclimats autour d'Oran, Annaba, sur les hauts plateaux et à Biskra. Ce potentiel énergétique convient parfaitement pour le pompage de l'eau particulièrement sur les Hauts Plateaux. Au Sud, la vitesse moyenne des vents dépasse les 4m/s, plus particulièrement au sud-ouest, avec des vents qui dépassent les 6m/s dans la région d'Adrar [17].

Le programme EnR d'énergies renouvelables algérien a prévu dans un premier temps, sur la période 2011-2013, l'installation de la première ferme éolienne d'une puissance de 10 MW à Adrar. Entre 2014 et 2015, deux fermes éoliennes de 20 MW chacune devraient être réalisées. Des études seront menées pour détecter les emplacements favorables afin de réaliser d'autres projets sur la période 2016-2030 pour une puissance d'environ 1 700 MW [10].

#### 1.2.2.4. Géothermie

On entend par la géothermie l'exploitation de la chaleur du magma. Dans certains sites privilégiés, appelés hydrothermales, ce magma est proche de la surface et surchauffe les eaux souterraines. Il suffit alors de pratiquer des forages afin de récupérer de la vapeur d'eau produisant de l'électricité ou faire circuler l'eau chaude pour le chauffage.

Classiquement, trois types de géothermie sont distingués selon le niveau de température disponible à l'exploitation :

- La géothermie à haute énergie (ou géothermie privilégiée) qui exploite des sources hydrothermales très chaudes par des forages très profonds, où de l'eau est injectée sous pression dans la roche. Elle est surtout utilisée pour produire de l'électricité. On en trouve des exemples en Californie, en Italie, en Guadeloupe...
- La géothermie de basse énergie : géothermie des nappes profondes (entre quelques centaines et plusieurs milliers de mètres) aux températures situées entre 30 et 100 °C. La principale utilisation est appliquée pour les réseaux de chauffage des locaux urbains.
- La géothermie de très basse énergie : géothermie des faibles profondeurs aux niveaux de température compris entre 10 et 30 °C. Sa principale utilisation est le chauffage et la climatisation individuelle.

Par rapport à d'autres énergies renouvelables, la géothermie de profondeur (haute et basse énergie), présente l'avantage de ne pas dépendre des conditions atmosphériques (soleil, pluie, vent). C'est donc une source d'énergie quasi-continue, et elle n'est interrompue que lors des opérations de maintenance sur la centrale géothermique ou le réseau de distribution de l'énergie.

Plus de 200 sources d'eau chaude ont été répertoriées dans le nord-est et le nord-ouest de l'Algérie. Environ 33% d'entre elles ont des températures supérieures à 45°, la plus chaude est située à Biskra (118°). Plus au sud, délimitée par Biskra au nord, In Salah au sud et Adrar à l'ouest, la nappe albiennaise constitue une zone de plusieurs milliers de kilomètres carrés, caractérisée par une eau à température moyenne de 57°C. L'ensemble du débit d'exploitation des sources représente une puissance estimée à 700MW/an.

#### 1.2.2.5. Biomasse

La biomasse (bois de chauffe, déchets agricoles et autres) peut être utilisée par l'homme comme source d'énergie pour ses besoins nutritionnels et calorifiques. Elle est répartie en quatre catégories : la biomasse sèche (bois, déchets agricoles...), le biogaz, les déchets municipaux renouvelables solides et la biomasse humide (bioéthanol, biodiesel, huile végétal ...).

Le potentiel de biomasse se répartit entre les déchets issus des activités humaines, déchets urbains et agricoles non recyclés, estimés à 1,33 Mtep/an. L'énergie issue du bois des forêts représente 37 Mtep/an et le potentiel récupérable est de 3,7 Mtep/an [17]. En 2005, la biomasse était la deuxième source d'électricité renouvelable mondiale avec un part de 1% de la production mondiale d'électricité [21].

Les biocarburants, fabriqués à partir de végétaux, ne contribuent pas à l'effet de serre ; cependant, ils sont produits à partir de cultures qui entrent en concurrence avec l'agriculture alimentaire. De ce fait, une partie de la production de sucre des betteraves, de la canne à sucre, de l'amidon des céréales et d'huile de plantes oléagineuses comme le colza, est destinée à la production des biocarburants. La compétition pour les terres a déjà provoqué une augmentation du prix des céréales.

L'emploi d'engrais azotés risque de provoquer des émissions de  $N_2O$  qui est un gaz à effet de serre. Les biocarburants sont généralement utilisés en les mélangeant avec de l'essence. Cependant, leurs combustion sans précaution pollue l'atmosphère, surtout si elle a lieu dans un endroit clos (émission de CO).

### 1.3. Programme national des énergies renouvelables

Le potentiel de l'énergie renouvelable en Algérie est le plus important d'Afrique du Nord. Le marché des énergies renouvelables est prometteur et il constitue l'un des axes de la politique énergétique et environnementale du pays.

La production d'électricité par les énergies renouvelables représente 0,028% du bilan de production nationale en 2005. La politique énergétique préconise l'accroissement de la contribution des énergies renouvelables dans le bilan énergétique national. L'objectif est d'atteindre 6% du bilan national avant fin 2015 à travers les filières photovoltaïques, thermique solaire et éolienne [10].

Le programme consiste à installer une puissance d'origine renouvelable de près de 22 000 MW entre 2011 et 2030, comme illustré sur la figure 1.6 ci-dessous, dont 12 000 MW seront dédiés à couvrir la demande nationale en électricité et 10 000 MW à l'exportation.

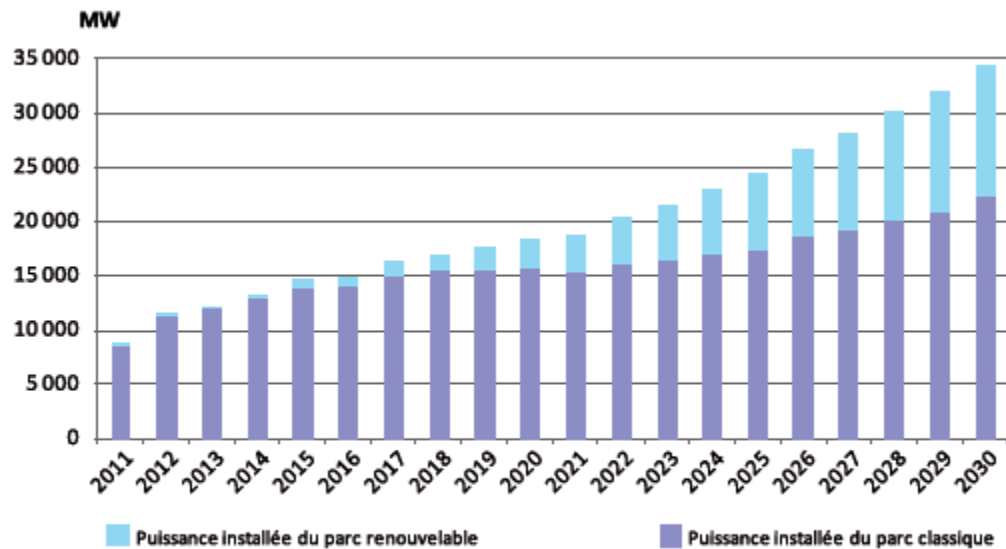


Figure 1.6 : Evolution de l'apport des énergies renouvelables dans la production nationale de l'électricité [10]

D'ici 2030, environ 40% de la production d'électricité destinée à la consommation nationale sera d'origine renouvelable (figure 1.7). Le programme inclut la réalisation d'une soixantaine de centrales solaires photovoltaïques et solaires thermiques, de fermes éoliennes et de centrales hybrides d'ici 2020.

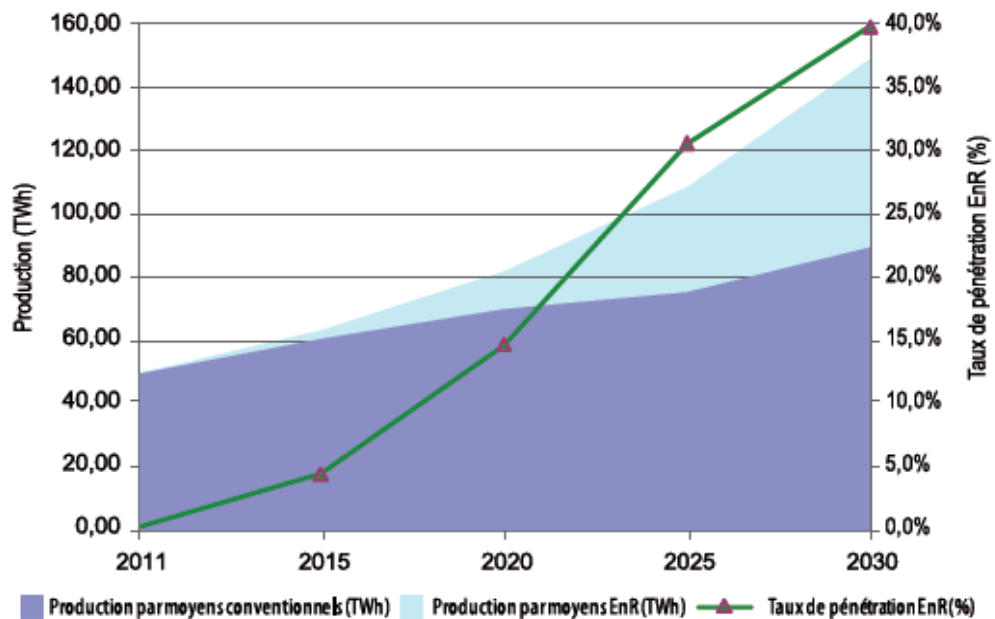


Figure 1.7 : Evolution du taux de l'apport des énergies renouvelables dans la production nationale de l'électricité [10]

## 1.4. Les secteurs économiques fort consommateurs de l'énergie

### 1.4.1. L'industrie

Les industries les plus gourmandes sont le traitement des métaux ferreux et non ferreux, les cimenteries, les raffineries de pétrole, les industries de fabrication des produits chimiques, des engrais, du verre, des céramiques et du papier. La part de l'industrie dans la consommation mondiale d'énergie thermique et électrique est près de 40% avec une croissance annuelle de 1%. L'industrie du ciment représente approximativement 12 à 15 % de la demande industrielle de l'énergie [22]. Avec un taux annuel de croissance de 5,86%, la consommation énergétique nationale du secteur de l'industrie et BTP, hors hydrocarbure, a atteint 3,22 Mtep en 2005, soit environ 19% de la consommation totale d'énergie estimée à 17 Mtep (figure 1.8) [13].

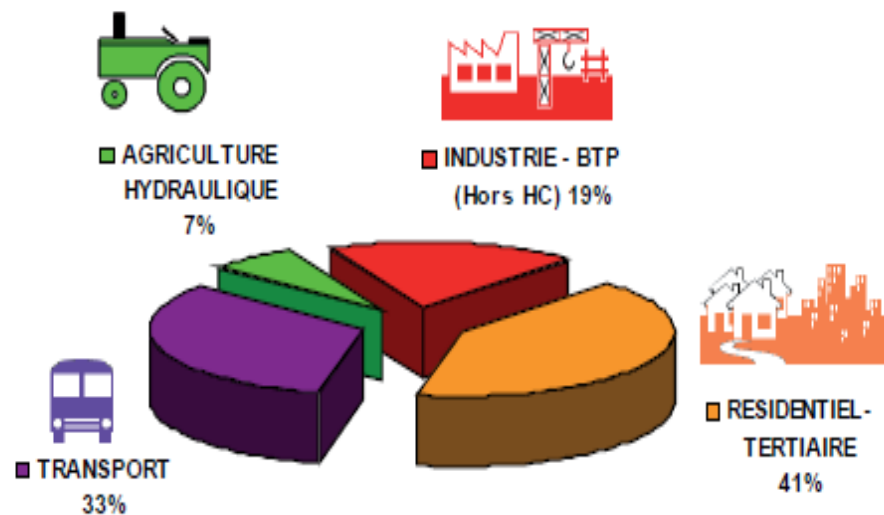


Figure 1.8 : Répartition sectorielle de la consommation nationale de l'énergie(2005)[13]

L'analyse de la consommation du secteur de l'industrie par produit énergétique, comme illustré sur la figure 1.9 suivante, montre que la consommation est à 76% en produits gazeux (dans les procédés de fabrication: fours, séchoirs, chaufferies.), et deuxièmement à 18% en matière d'électricité (pour fournir de la force motrice...) [13].



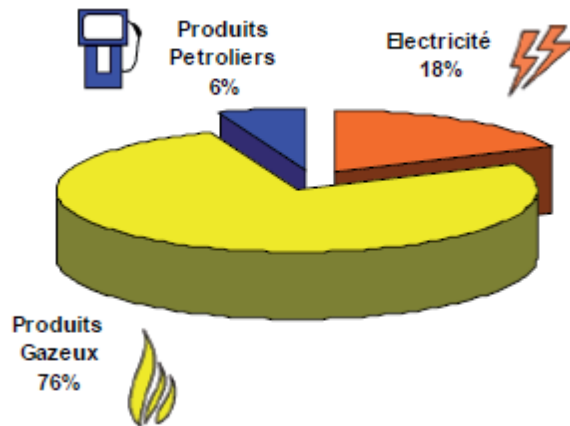


Figure 1.9 : Consommation industrielle nationale d'énergie (2005) [13]

En outre, l'industrie des matériaux de construction consomme environ 55% de la part industrielle de l'énergie consommée dans le pays [13].

Les émissions des GES liées au secteur industriel sont estimées mondialement entre 20 et 25%. Le secteur le plus émetteur de GES (20%) [23], et en particulier 41% de  $\text{CO}_2$  émis, est celui lié aux activités de production d'électricité et de chaleur [11].

#### 1.4.2. Transport

Le transport représente environ le quart de la consommation mondiale d'énergie, mais qui est celui qui croît le plus rapidement 2% par an. Ce domaine consomme actuellement environ 50 % des produits pétroliers dans les pays en développement, et près de 70 % dans les pays industrialisés. D'ailleurs, il est le plus fort émetteur annuel de  $\text{CO}_2$  à l'échelle mondiale avec environ 22% des émissions globale de  $\text{CO}_2$  [11], et la source de 17% des émissions globales des gaz à effet de serre [23].

La consommation énergétique nationale du secteur des transports présente une forte différence selon le carburant utilisé ; en effet, la consommation du gasoil a connu une forte croissance, selon la figure 1.10, par rapport à celles des autres carburants durant la période 1990-2011[24]. En outre le gasoil représente plus de la moitié de la consommation nationale de carburant par le secteur du transport en 2005, qui atteint 6 Mtep (la figure 1.11) [13].

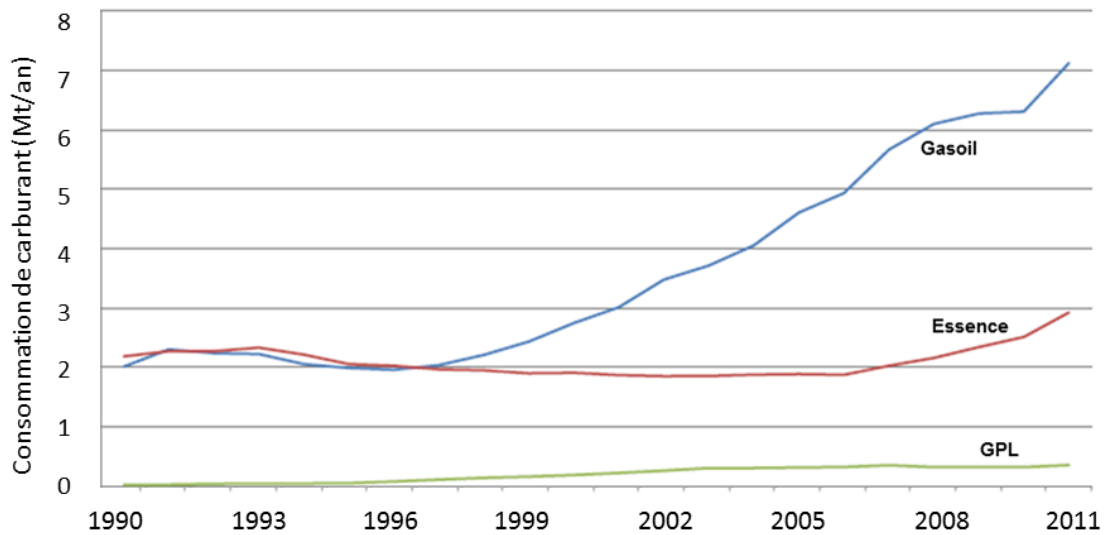


Figure 1.10 : Evolution de la consommation en carburants du secteur de transport en Algérie entre 1990 et 2011[24]

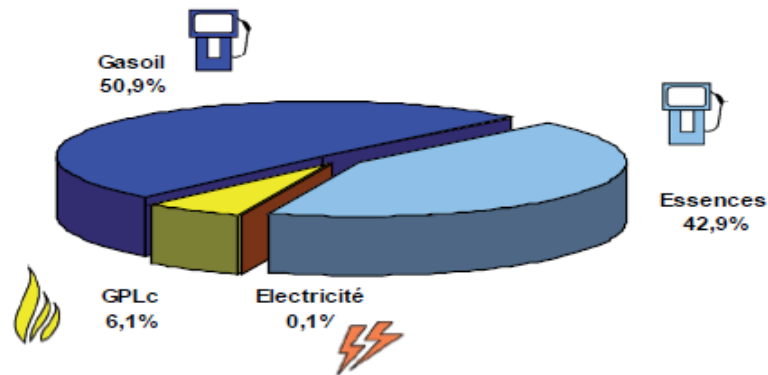


Figure 1.11 : Consommation nationale d'énergie du secteur des transports (2005)[13]

#### 1.4.3. Domestique et tertiaire

La consommation d'énergie dans les bâtiments d'habitation et les bâtiments professionnels représente environ le tiers du total et croit de 1 % par an.

#### 1.5. L'atteinte environnementale de l'usage intensif de l'énergie fossile

Depuis le milieu de la décennie 1970, du fait de l'usage intensif et croissant des combustibles fossiles, les émissions annuelles de gaz à effet de serre ont augmenté de 50 %. Le gaz carbonique émis par les activités humaines contribue à l'effet de serre additionnel pour environ 55 %. Le niveau actuel est d'environ 380

ppmv ( $\text{cm}^3/\text{m}^3$ ) pour le  $\text{CO}_2$ , et de 430 ppmv d'équivalent  $\text{CO}_2$ , si on ajoute les autres GES. Les autres GES importants sont issus de l'agriculture (méthane et oxydes d'azote) et de la déforestation ( $\text{CO}_2$ ). Défaute d'économies, les émissions annuelles de  $\text{CO}_2$  auront doublé au milieu du siècle (50 à 60 Gt) compte tenu, en premier lieu, de la forte demande en électricité produite par le charbon. Les moyens de transports consommant des produits pétroliers seront, en l'absence de mesures contraignantes, la seconde cause majeure de cet accroissement. La part de l'industrie dans les émissions des GES est plus de 20% [25], et plus de 7% des émissions de  $\text{CO}_2$  [11].

Quant aux centrales nucléaires produisant d'énorme quantité de déchets, on ne possède plus, au moment actuel, une solution environnementale définitive.

Il est également important de se prémunir contre la « délocalisation » du  $\text{CO}_2$ , c'est-à-dire le transfert des installations vers un pays voisin moins soucieux des contraintes d'environnement, pour importer ensuite de l'énergie électrique, ou encore importer de pays lointains des produits industriels à fort contenu énergétique.

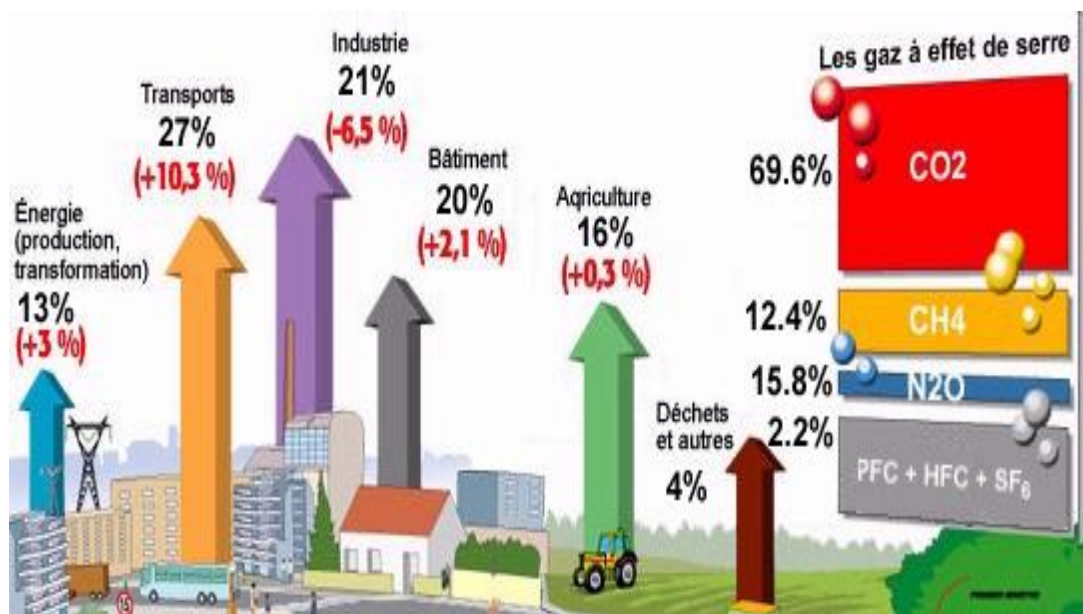


Figure 1.12 : Emissions des GES par secteur d'activité dans le monde

Le tableau 1.4 et la figure 1.13 suivants indiquent qu'à l'échelle nationale, les émissions en GES dues à la consommation d'énergie ont atteint 40 milles de

tonnes équivalent  $CO_2$ , où l'industrie hors hydrocarbures émet près de 4000 tonnes équivalent  $CO_2$ , soit environ 10% des émissions globales [13].

Tableau 1.4 : Bilan des émissions nationales des GES par secteur [13]

Secteur	Consommation		Emissions GES	
	(ktep)	%	(Teq $CO_2$ )	%
<b>Agriculture et hydraulique</b>	1 130	4,95	1 538	3,86
<b>Industrie et BTP</b>	3 226	14,13	3 881	9,74
<b>Résidentiel et tertiaire</b>	7 047	30,87	6 312	15,84
<b>Transport</b>	5 536	24,25	9 574	24,03
<b>Industries énergétiques</b>	5 889	25,80	18 544	46,53
<b>Total</b>	22 828	100	39 849	100

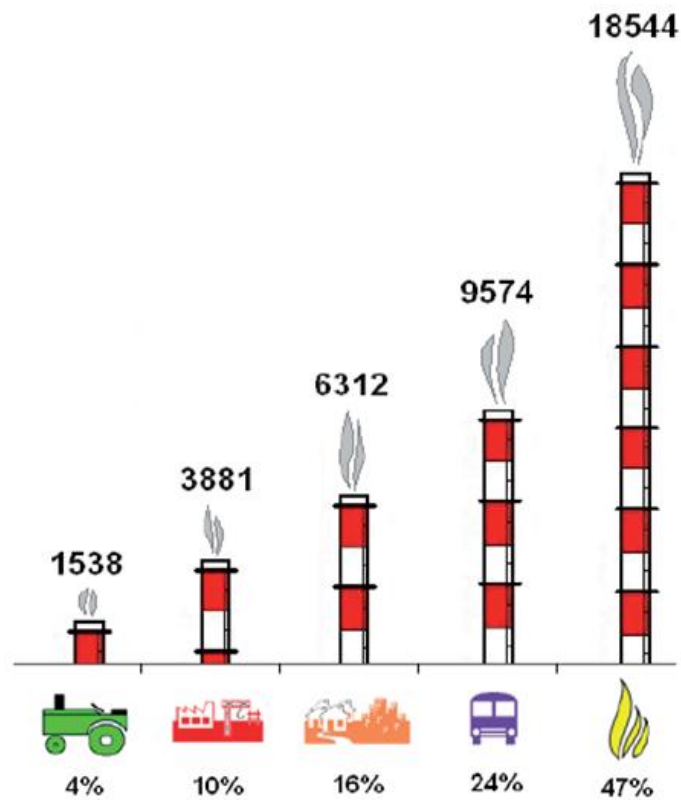


Figure 1.13 : Emissions des GES (en t.eq.  $CO_2$ ) par secteur en Algérie (2005) [13]

## 1.6. Efficacité énergétique en vue d'une économie durable et environnementale

Dans chacun de ces secteurs, on peut envisager de faire des économies d'énergie sans rien sacrifier de l'essentiel de notre bien-être. La diminution du prix de revient est un souci constant de l'industrie, ce qui explique que ce soit le secteur qui croît le moins vite. Une meilleure isolation des bâtiments permet de faire des économies substantielles dans leur chauffage en hiver et leur climatisation en été. Les transports en commun consomment moins d'énergie que les moyens de transport individuels. La consommation des véhicules individuels peut être diminuée, en particulier en décourageant l'emploi de véhicules inutilement surpuissants, compte tenu des règles de circulation routière.

L'accroissement de l'efficacité énergétique, aux divers stades de la conversion de l'énergie et de l'utilisation finale, est la voie qui, dans tous les domaines, offre les meilleures perspectives pour assurer un équilibre durable. En d'autres termes, réaliser des économies énergétiques à toutes les étapes de conversion et d'utilisation de l'énergie est une priorité, qui doit être soutenue par une volonté active. Leur succès relève avant tout de l'acceptation sociale, combinée avec des facteurs incitatifs comme les prix et les taxes. Cet accroissement est cependant plus lié à des problèmes sociologiques (style de vie, longévité des habitations) ou économiques (prix excessif des matériels à faible consommation) qu'à des problèmes scientifiques ou techniques.

Les modes de fourniture d'énergie, produits pétroliers, électricité, etc., même s'ils sont perfectionnés pour un rendement optimal dans les raffineries ou les centrales, ne pourront porter leur plein effet que si le consommateur, industrie ou personne physique, assure un usage optimal de cette énergie.

Dans l'industrie, des progrès importants ont été faits en métallurgie et dans l'industrie du ciment, d'autres peuvent encore être réalisés en modifiant des procédés génériques, comme la formulation des ciments.

Le rendement des centrales électriques à gaz à cycle combiné (turbine à gaz + turbine à vapeur) peut atteindre 55% contre 40% pour les centrales à cycle simple [8].

C'est dans les transports terrestres que les économies seront les plus difficiles ; la croissance du parc mondial de véhicules, actuellement de 750 millions, sera rapide et très forte, avec un doublement à 1,5 milliard dès 2030. De plus, le captage du CO<sub>2</sub> émis par les véhicules est impossible. De plus, ce secteur consomme actuellement environ 50 % des produits pétroliers dans les pays en développement, et près de 70 % dans les pays industrialisés.

C'est dans ce contexte que les constructeurs automobiles se sont engagés à réduire les émissions de CO<sub>2</sub> de leur gamme de véhicules de 25 % en moyenne entre 1995 et 2008, ce qui devrait se traduire par une consommation de l'ordre de 6 Litres par 100 km pour les véhicules à essence (5,3 pour les véhicules Diesel), sur cycle européen normalisé [26]. Les progrès technologiques représentent un moyen privilégié pour faire face à cet ensemble de contraintes environnementales. Plusieurs solutions techniques existent, les plus prometteuses restant l'amélioration du moteur thermique ou de la transmission. Un moteur au gaz naturel peut prétendre à une réduction des émissions allant de 5 à 10 % par rapport à un moteur diesel. En outre, une augmentation de 100 kg du poids du véhicule particulier induit une surconsommation allant de 0,3 à 0,8 L/100 km suivant l'usage du véhicule. Ces améliorations touchent généralement, soit à la combustion, soit au dispositif d'admission d'air et peuvent apporter des gains de consommation allant de 2 à 30 % [26].

## CHAPITRE 2

### ANALYSES DES ASPECTS ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENTAL DE L'INDUSTRIE DU CIMENT

#### Introduction

Le ciment est un liant hydraulique. C'est un matériau se présentant sous forme de poudre très fine, qui durcit au contact de l'eau. Cette capacité de prise est recherchée en construction pour préparer les bétons. Les ciments Portland artificiels sont actuellement les ciments les plus utilisés dans le monde. Ils sont produits à partir de matériaux calcaires et argileux.

Dans ce chapitre nous allons analyser les aspects économique, énergétique et environnemental de l'industrie du ciment. La part économique des cimenteries est démontrée premièrement par la production mondiale du ciment ; ensuite, un résumé des principales étapes du procédé de fabrication du ciment portland par voie sèche.

La consommation énergétique dans une cimenterie et la nature des énergies utilisées sont détaillées. Une analyse énergétique de différentes unités de ce secteur dans le monde, fournis par la littérature, donnent un point sur la situation existante, et permettent de mieux comprendre les principales sources d'économie d'énergie à évaluer pour un diagnostic énergétique spécifique à la cimenterie. Ainsi, l'identification et la caractérisation des pratiques technologiques d'amélioration de l'efficacité énergétique déterminent le potentiel de l'impact de ces mesures.

Le classement des potentiels de gain envisageables par source d'amélioration de l'efficacité énergétique, nous sera utile pour sélectionner les étapes du procédé pour lesquelles on analysera ultérieurement la performance thermodynamique de manière plus objective et plus réaliste.

L'impact des cimenteries sur l'environnement est enfin illustré se basant sur les émissions de poussière, de CO<sub>2</sub> et des NOx, ainsi que les moyens permettant de les réduire.

### 2.1. Place du ciment dans l'économie mondiale

La production mondiale de ciment passe de 1692 millions de tonnes en 2001[27] à 2284 millions de tonnes en 2005[22]. En Asie (62% de la production mondiale), la Chine domine le marché de production. En Afrique (5% de la production mondiale), les principaux producteurs sont localisés en Afrique du Nord (65%). Le tableau 2.1 suivant donne les quatre premiers producteurs du ciment dans le monde en 2005[22].

Tableau 2.1 : Répartition de la production mondiale du ciment en 2005 [22]

Pays	Production (Mt/an)	%
Chine	1064	46,6
Inde	130	5,7
Etats Unis	99	4,3
Japon	66	2,9
Autres pays	925	40,5
Monde	2284	100

En fait, l'évolution du marché est liée notamment au niveau économique du pays. Ainsi, le niveau de production de ciment dans les pays industrialisés s'est globalement stabilisé depuis une dizaine d'années. En revanche, la production de ciment dans les pays en développement s'est accrue, et continue à se progresser en fonction de leur évolution économique.

Plusieurs types de ciments se trouvent sur le marché: ciment «Portland CEM I» (ciment pur sans ajout), et ciment « Portland composite CEM II » (ciment avec ajouts). Ces derniers représentent une part importante du ciment fabriqué à travers le monde.



## 2.2. Etapes essentielles du procédé de fabrication du ciment par voie sèche

La production de ciment s'effectue en deux étapes principales :

- La production d'un semi-produit désigné sous le nom de **clinker** par cuisson de matières premières préalablement broyées (calcaire, argile, alumine, oxyde de fer),
- La fabrication du ciment par co-broyage du clinker avec du gypse (régulateur de prise) et éventuellement d'autres matériaux, appelés ajouts (calcaires, laitier de haut fourneaux, ...etc.).

Les procédés de fabrication du clinker se distinguent entre eux, par le nombre de stades de préparation de la matière première avant son introduction dans le procédé de cuisson. Bien entendu, les considérations économiques restent primordiales, dans le choix d'une technique de fabrication qui soit en concordance avec la nature de la carrière.

Les processus d'élaboration ont profondément évolués au cours des 60 dernières années. Les procédés de fabrication du clinker par voie sèche supplantent progressivement les procédés par voie humide et semi-sèche. Ils constituent à ce jour les modes d'élaboration du clinker les plus modernes et les plus performants. On s'intéressera donc uniquement à ce procédé.

La fabrication du ciment Portland par voie sèche passent par différentes étapes de transformations physico-chimiques, sous l'action d'importantes quantités d'énergie mécanique et thermique tel qu'illustré en figure 2.1.

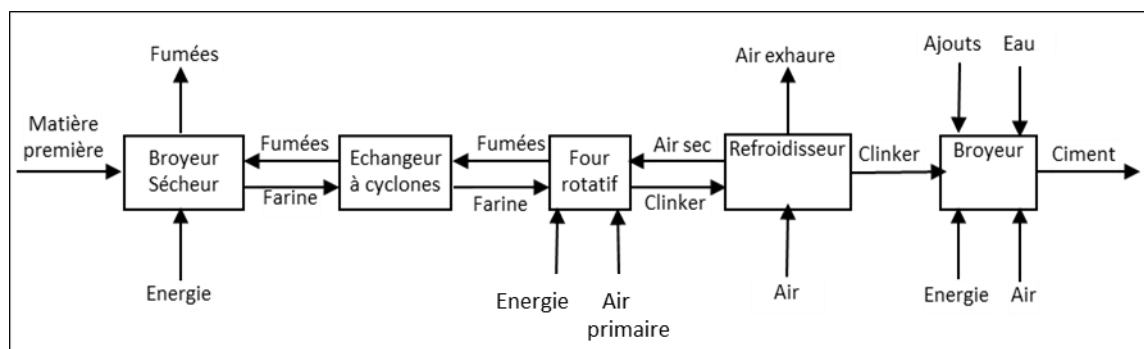


Figure 2.1 : Procédé de fabrication de ciment par voie sèche

Comme son nom l'indique, ce procédé utilise une matière sèche où les étapes de séchage se déroulent à l'extérieur du système de cuisson. La récupération d'une grande partie des calories, contenues dans les gaz du four, et l'absence de déshydratation en font la méthode la moins vorace en consommation d'énergie thermique.

Le développement de la voie sèche a été longtemps retardé par la médiocre qualité du clinker obtenu. Or le progrès dans la mouture fine et l'homogénéisation des mélanges secs permet d'obtenir aujourd'hui des ciments Portlands de qualité, ce qui fait au cours des dernières décennies, la voie sèche devient de plus en plus utilisée.

### 2.2.1. Préparation de la farine crue

Le cru à partir duquel est fabriqué le clinker, est constitué par un mélange de matières premières naturelles de compositions chimiques adéquates. Les matières premières extraites de la carrière contiennent les éléments nécessaires à l'élaboration du ciment dans les proportions qui conviennent à l'obtention d'un produit de qualité. Il est donc nécessaire de créer un mélange optimisé de matières premières qui présentent la composition requise. Une combinaison intime des différents matériaux préalablement concassés et broyés doit être réalisée, de manière à disposer un mélange de caractéristiques chimiques et physiques uniformes dans sa masse. Une opération d'homogénéisation, généralement réalisée par des moyens pneumatiques, permet d'obtenir une propriété constante à l'échelle d'une production industrielle. Elle est mise en œuvre en deux temps: la pré-homogénéisation des matériaux provenant directement des carrières puis le broyage et l'homogénéisation parfaite de ces matières. La préparation du cru consiste à réaliser un mélange homogène de calcaire, d'argile et éventuellement de matériaux complémentaires dans les proportions permettant d'obtenir un clinker dont la composition chimique respecte les limites précisées par le tableau 2.2 suivant:

Tableau 2.2 : Teneurs des oxydes dans le cru [29]

<b>Teneur des oxydes (%)</b>	CaO	SiO <sub>2</sub>	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	MgO	K <sub>2</sub> O, Na <sub>2</sub> O	SO <sub>3</sub>
Limites	60-69	18-24	4-8	1-8	< 5	< 2	< 3
Moyenne	65	21	6	3	2	1	1

Ce tableau indique les valeurs usuelles dans lesquelles s'inscrivent les compositions des crus de cimenteries dans leur ensemble. En fait, une usine donnée ne peut se permettre que des variations très réduites par rapport à une composition optimale propre. Il faut donc élaborer des mélanges des matières de base de calcaire, d'argile ou argilo-calcaire (marnes), de façon à obtenir la composition chimique voulue. Il est très souvent nécessaire d'affiner cette composition par l'ajout d'autres produits de carrière ou de sous-produits industriels tels que :

- Les cendres volantes, (résidu de la composition du charbon).
- Les cendres de pyrite, (résidu de grillage de ce minerai).
- La bauxite, (minerai naturel d'aluminium, qui apporte les compléments d'alumine).
- Le sable, (silice presque pure).
- Les laitiers de haut fourneau, (sous-produit de la fabrication de la fonte).
- Les schistes, (issus du métamorphisme des argiles).

La qualité de la constitution de ce mélange cru peut être caractérisée par différents indices ou " modules " tels que : le standard de chaux et les modules silicique et alumino-ferrique.

Le standard de chaux indique le pouvoir liant CaO aux autres composants. Pour obtenir la saturation des oxydes, plusieurs formules ont été proposées, afin de déterminer la teneur en chaux nécessaire et d'obtenir des résultats sensiblement équivalents. Le coefficient de Kuhl dit "facteur de saturation" est généralement retenu [30].

$$K_{st} = \frac{CaO}{2,8 SiO_2 + 1,1 Al_2O_3 + 0,7 Fe_2O_3} \quad (2.1)$$

CaO, SiO<sub>2</sub>, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub> sont respectivement les teneurs massiques de ces composés dans la farine crue. La teneur optimale en CaO est déterminée à partir de ce coefficient. Dans la pratique, la valeur du coefficient de saturation est comprise respectivement entre 0,90 – 0,95 pour les clinkers des ciments normaux et 0,95 – 0,98 pour les clinkers des ciments à haute résistance.

Pour faciliter les réactions de clinkérisation, une phase liquide doit exister pendant une des étapes de la cuisson. Pour cela, une relation entre les proportions de SiO<sub>2</sub>, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> et Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub> doit être respectée, elle est définie par le module silicique :

$$MS = \frac{SiO_2}{Al_2O_3 + Fe_2O_3} \quad (2.2)$$

Ce module doit être maintenu constant pour obtenir un produit régulier. Sa valeur est comprise entre 2 et 3 pour un ciment Portland.

Le module alumino-ferrique conditionne la viscosité de la phase liquide, qui est une caractéristique importante pour les réactions mises en jeu dans le four, en particulier la fusion de la matière. Ce module est donné par :

$$MAF = \frac{Al_2O_3}{Fe_2O_3} \quad (2.3)$$

*MAF* est compris entre 1,8 et 2,8 pour tous les clinkers en général.

Les composants secondaires de la farine crue peuvent influencer la qualité du clinker, leur dosage ne doit pas être négligé. De ce fait, les normes de qualité de clinker imposent une limite supérieure de ces constituants. Des exemples de teneurs moyennes d'une farine crue industrielle sont citées dans le tableau 2.3.

Tableau 2.3 : Teneurs moyennes des composants secondaires d'une farine crue [29]

Elément	K <sub>2</sub> O	Na <sub>2</sub> O	Cl <sup>-</sup>	SO <sub>3</sub>	MgO
Teneur (%)	0,5 – 1,3	0,05 -0,5	0,01- 0,02	0,1 – 0,5	< 2

### 2.2.2. Cuisson de la farine crue

La cuisson est le processus de transformation de la farine crue en clinker, par un apport thermique suffisant, pour obtenir des réactions chimiques complètes conduisant à la formation des principaux composés de ce produit semi-fini (clinkérisation). Le procédé de cuisson (figure 2.2) comporte :

- un système de préchauffage du cru
- un four rotatif qui peut être divisé en deux parties :
  - une partie pour la décarbonatation (calcination)
  - une partie pour la clinkérisation (cuisson)
- un refroidisseur

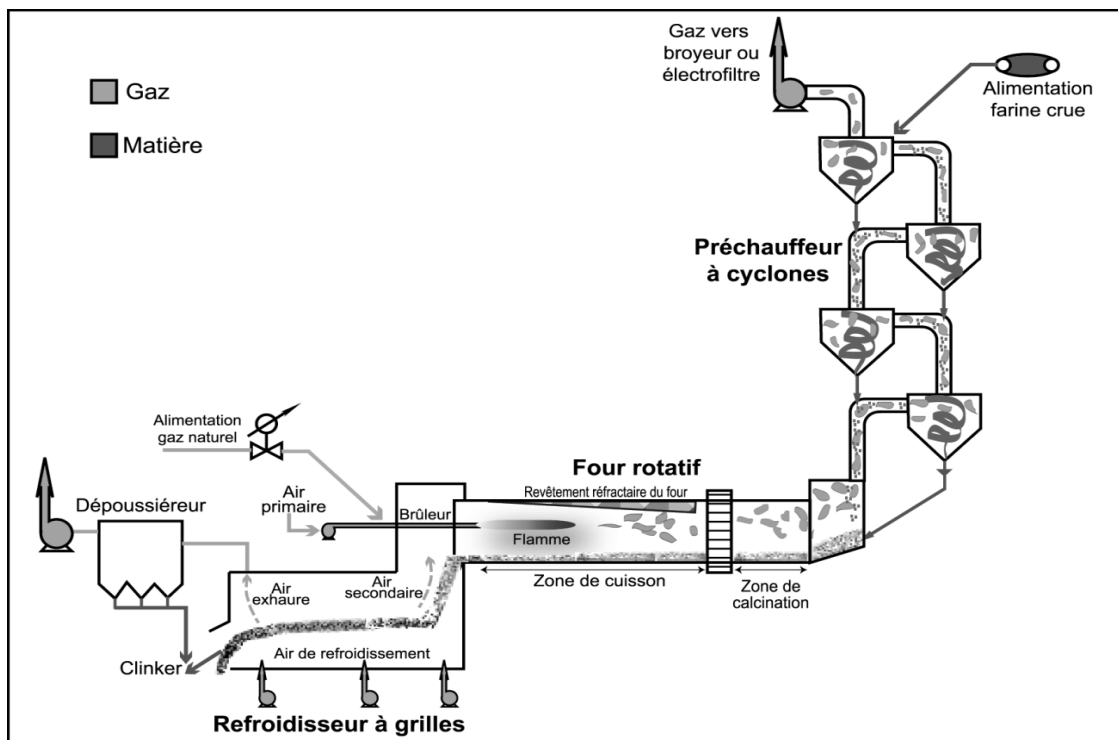


Figure 2.2 : Exemple d'une ligne de cuisson par voie sèche [29]

Le préchauffage de la farine crue, ayant une humidité de 8 à 9%, s'effectue dans la partie supérieure du préchauffeur à suspension (cyclones). La décarbonatation a lieu dans la partie basse du préchauffeur et la partie amont du four rotatif. La clinkérisation se fait toujours dans la partie aval du four rotatif. Les gaz chauds sont produits dans le four par combustion de charbon, de fuel, de gaz ou de tout produit à haut pouvoir calorifique. Des ventilateurs situés avant le préchauffeur et après le refroidisseur, véhiculent les gaz à travers ces installations. Après passage dans le préchauffeur, la farine progresse vers l'aval du four sous l'effet de la rotation et de la pente. Au fur et à mesure de son acheminement, la matière s'échauffe jusqu'à clinkérisation entre 1400 et 1500°C. A la sortie du four, le clinker d'une forte hétérogénéité granulométrique (0,1 – 40 mm) tombe dans un refroidisseur où se produisent les échanges thermiques permettant le refroidissement du clinker et une récupération de chaleur.

Le clinker se compose essentiellement des 4 phases cristallines principales indiquées au tableau 2.4 ci-dessous. Ces phases représentent environ 95% de la masse du clinker et sont constituées par les quatre oxydes CaO, SiO<sub>2</sub>, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> et Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. Les proportions de ces éléments dépendent des carrières, du type de ciment fabriqué et du déroulement de la cuisson.

Tableau 2.4 : Différentes phases du clinker [29]

Minéraux purs	Appellations des cimentiers	Formules	Abréviations	% dans le clinker
Silicate tricalcique	Alite	3 CaO SiO <sub>2</sub>	C <sub>3</sub> S	45 - 65
Silicate bicalcique	Belite	2 CaO SiO <sub>2</sub>	C <sub>2</sub> S	10 - 30
Aluminate tricalcique	Aluminate	3 CaO Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	C <sub>3</sub> A	5 - 15
Ferrite d'aluminium tetracalcique	Alumino-Ferrite	4 CaO Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> Fe <sub>3</sub> O <sub>4</sub>	C <sub>4</sub> AF	5 - 15

La détermination numérique de la composition des phases du clinker d'après Bogue [28], fournit des valeurs indices pour la composition réelle des phases.

Pour un clinker de ciment portland, on admet que :

$$\% C_3S = 4,07 CaO - 7,60 SiO_2 - 6,72 Al_2O_3 - 1,43 Fe_2O_3 \quad (2.4)$$

$$\% C_2S = 2,87 SiO_2 - 0,75 C_3S \quad (2.5)$$

$$\% C_3A = 2,65 Al_2O_3 - 1,69 Fe_2O_3 \quad (2.6)$$

$$\% C_4AF = 3,04 Fe_2O_3 \quad (2.7)$$

De nombreuses tentatives pour améliorer les équations de Bogue n'ont pas donné jusqu'à présent des résultats décisifs.

Les composants secondaires du clinker sont les oxydes MgO, SO<sub>3</sub> (sous forme de l'ion SO<sub>4</sub><sup>2-</sup>), K<sub>2</sub>O, Na<sub>2</sub>O, Cl<sup>-</sup>, P<sub>2</sub>O<sub>5</sub> et TiO<sub>2</sub>.

### 2.2.3. Broyage du clinker

Le ciment est obtenu par broyage des granulés de clinker, avec addition d'un faible pourcentage de gypse (4 – 5%) et éventuellement d'un ou deux constituants secondaires. Les opérations dites de broyage du ciment ont pour but d'accroître la réactivité du clinker, par augmentation de sa surface spécifique et par création de défauts de cristaux en surface de grains. Ce traitement développe les propriétés hydrauliques du ciment et lui confère ses propriétés rhéologiques. La surface spécifique Blaine d'un ciment portland ordinaire, d'une valeur supérieure ou égale à 300 m<sup>2</sup>/kg dans l'industrie du ciment, est une condition de première satisfaction pour la préparation du béton [30].

### 2.3. Consommations d'énergie thermique et électrique dans les cimenteries

L'industrie cimentière est fortement consommatrice d'énergies calorifique et électrique, sa part est estimée entre 10 et 12% de la consommation industrielle totale d'énergie [22]. Les besoins mondiaux en énergie pour la fabrication du ciment sont estimés à 6540 Giga MJ/an pour les combustibles et 200 GigakWh/an pour l'électricité. Par ailleurs, l'énergie représente 30 à 40% [31], et peut même dépassée 50% du prix de revient du ciment (hors frais d'amortissement) [22].

L'énergie thermique est essentiellement liée à la cuisson des matières premières ; les matériaux devant être portés à une température de l'ordre de 1450 à 1500°C. Des besoins calorifiques annexes sont cependant nécessaires pour assurer le séchage des produits d'addition (argile, laitier, ...etc.).

La consommation électrique est liée principalement au broyage des matières premières et du clinker. Il est à noter que les ventilateurs sont également de gros consommateurs d'énergie électrique. Par ailleurs, elle dépend aussi de la qualité de l'ingénierie mise en œuvre pour la conception de la ligne de production (nombre limitée de transporteurs, transport par convoyeurs plutôt que pneumatique, etc..).

L'analyse énergétique des différentes étapes du procédé, pour quatre cimenteries du secteur des Emirats Arabes Unis, est résumée en tableau 2.5 [32]. Il met en évidence la performance énergétique de certaines unités par rapport à d'autres. Les consommations moyennes d'énergie thermique et électrique, rapportées à la tonne de clinker produite dans ce secteur, sont de l'ordre de 899 Mcal/t et 102,55 kWh/t.

Tableau 2.5 : Répartition des consommations spécifiques d'énergie du secteur cimentier des Emirats Arabes Unis [32].

Unité	Consommation d'Énergie Thermique (Cuisson du clinker) (kcal/kg ck)	Consommation d'Énergie Electrique (kWh/t ck)			
		Préparation et broyage des matières premières	Fonctionnement de refroidisseur, four et ventilateurs	Broyage du clinker	Energie Electrique Totale
1	<b>970</b>	<b>21,50</b> (25,89%)	<b>24,73</b> (29,78%)	<b>36,80</b> (44,32%)	<b>83,03</b> (100%)
2	<b>855</b>	<b>20,90</b> (21,91%)	<b>28,70</b> (30,08%)	<b>45,80</b> (48,01%)	<b>95,40</b> (100%)
3	<b>900</b>	<b>45,50</b> (35,41%)	<b>38</b> (29,57%)	<b>45</b> (35,02%)	<b>128,50</b> (100%)
4	<b>870</b>	<b>29,25</b> (28,33%)	<b>31</b> (30,02%)	<b>43</b> (41,65%)	<b>103,25</b> (100%)

Une étude récente du secteur cimentier indien, a montré que la consommation calorifique spécifique d'une cimenterie indienne moderne, Madras Cememts Limited, intégrant différentes nouvelles technologies d'amélioration de



l'efficacité énergétique, est de l'ordre de 705 kcal/kg clinker. La même étude a révélé en outre, que les cimenteries fonctionnant à quatre étages de cyclones et sans calcinateur, ont une consommation calorifique spécifique moyenne de 800 kcal/kg clinker [33].

L'établissement du diagnostic énergétique du secteur cimentier Américain pour l'année 1994 a permis d'une part de situer sa performance énergétique par rapport aux unités modernes, et d'autre part d'évaluer approximativement les marges de gain envisageables (tableau 2.6) [34].

Tableau 2.6 : Potentiel d'économies d'énergie dans le secteur cimentier Américain en 1994 [34].

Option	Gain d'énergie thermique (kcal/kg)	Gain d'énergie électrique (kWh/t)
<b>Broyage &amp; préparation matières premières</b>		
· convoyeurs mécaniques		2,77
· classificateur haute efficacité de séparation		2,77
<b>Production clinker</b>		
· brûleurs de combustion à haute vitesse du jet	47,84	
· réduction des pertes thermique du four	47,84	
· incinération des déchets industriels et agricoles	143,54	
· cyclones à faible perte de charge		2,77
· récupération de chaleur pour la cogénération d'électricité		19,77
· four rotatif court & précalcinateur	95,69	
· préchauffeur à 5 et 6 étages de cyclones	215,30	
<b>Broyage clinker</b>		
· amélioration des corps broyants		2,77
· classificateur haute efficacité de séparation		2,77
<b>Mesures générales</b>		
· ventilateurs et moteurs à vitesses variables		8,31
· système de contrôle du procédé		5,54
· maintenance préventive		2,77

Le préchauffage de la farine crue, dans des échangeurs à cyclones dotés de 5 à 6 étages, est la principale source de réduction de la consommation d'énergie calorifique. En effet, l'augmentation du nombre d'étages de 4 à 6 permet une meilleure exploitation des calories contenues dans les gaz sortant du four rotatif. Toutefois, selon Pillard [27], le nombre d'étages est conditionné par l'humidité du

cru; il faut que la température des gaz soit suffisante pour en assurer le séchage. L'adjonction d'un précalcinateur au préchauffeur présente un effet bénéfique additionnel sur la performance énergétique du procédé. La précalcination consiste à reporter vers l'échangeur à cyclones (figure 2.3), l'essentiel de la phase de décarbonatation (90%) qui s'effectue dans le four. Ce qui permet de limiter les dimensions du four, tout en réalisant des productions élevées. Au Japon, 90% des fours rotatifs sont aujourd'hui équipés de systèmes de précalcination [35].

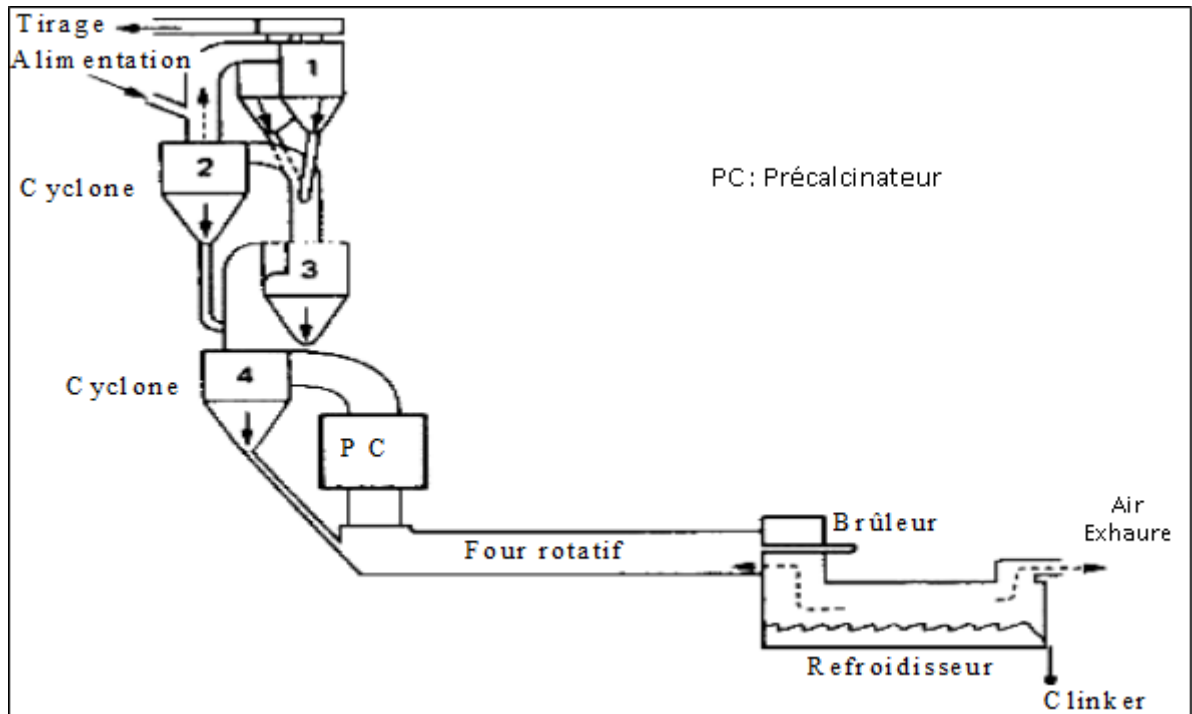


Figure 2.3 : Représentation d'un système de précalcination

Les fours de cuisson du clinker fonctionnent à haute température (1500 – 2000°C) par les combustibles ordinaires, notamment le gaz naturel ou le charbon. Parfois, ces fours sont utilisés pour incinérer des résidus industriels (boues de station d'épuration, combustibles extraits des ordures ménagères...etc.). Ces déchets hydrocarbonés sont utilisés comme appoints combustibles, pour autant que leurs produits de décomposition n'affectent pas le processus de cuisson et la qualité du clinker. L'intérêt de ce processus de recyclage est double, puisqu'il permet à la fois une préservation de l'environnement et des économies d'énergie calorifique. Le gain énergétique n'est toutefois pas total, car ces déchets doivent parfois faire l'objet d'une part de préparation ou de conditionnement et d'autre part

d'un contrôle préalable de leurs propriétés telles que la densité, l'homogénéité, le taux d'humidité...etc. [36].

La cogénération d'énergie électrique dans l'industrie de ciment connaît depuis quelques années un nouvel essor. Elle présente de nombreux atouts, parmi lesquels des gains énergétiques et environnementaux importants; elle permet de produire, à partir d'un seul combustible, tout à la fois de la chaleur et de l'énergie électrique avec un rendement bien supérieur à celui obtenu avec une production séparée. Khurana et Banerjee [37] proposent pour le secteur cimentier Indien un cycle thermodynamique de vapeur d'eau pour la cogénération d'électricité. Les courants vecteurs d'énergie calorifique sont les gaz chauds d'exhaure du refroidisseur et du préchauffeur à cyclones (figure 2.4). La puissance électrique générée par ce cycle est de 4,4 MW, représentant 30% de la consommation moyenne d'énergie électrique d'une unité de ce secteur.

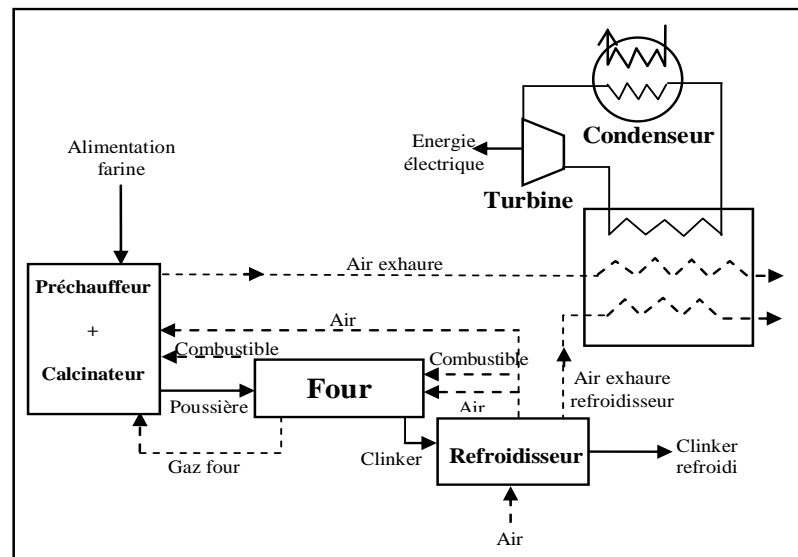


Figure 2.4 : Représentation du système de cogénération d'électricité [37]

#### 2.4. Impact des cimenteries sur l'environnement

Les cimenteries sont considérées comme source important de la poussière. En fait, sous l'effet d'écoulement de courant de matière solide en poudre en contre-courant avec le courant d'air dans la partie four-préchauffeur, et en courants croisés dans le refroidisseur, les particules fines sont entraînées par l'air. Les moyens de dépoussiérage (filtres à manche ou électrofiltres) sont utilisés afin

de permettre de réduire le taux de poussière dans les rejets d'air à l'atmosphère. La législation impose dans ce sens un taux maximal accepté de 50mg/Nm<sup>3</sup>. Le seul moyen de réduire ces émissions est l'entretien périodique des installations de dépoussiérage en particulier le décolmatage des filtres à manche.

La clinkérisation est la partie la plus importante du procédé de fabrication de ciment pour ce qui concerne les émissions de gaz à effet de serre. Les émissions de dioxyde de carbone ( $CO_2$ ), oxydes d'azote ( $NO_x$ ) et de soufre ( $SO_2$ ), générées dans ces fours de cuisson contribuent notablement au réchauffement de l'atmosphère. Le  $CO_2$  provenant de la combustion dépend de la consommation calorifique de l'installation. Ses émissions peuvent atteindre 500 kg de  $CO_2$  par tonne de clinker selon le combustible et l'efficacité énergétique de l'installation. Les émissions de  $SO_2$  sont faibles de l'ordre de 0,6 kg/t de clinker. En fait, la majeure partie du  $SO_2$  formé à partir du soufre du combustible, dont la teneur moyenne est de l'ordre de 3% (le gaz naturel n'est pas pris en considération) se combine aux oxydes alcalins pour former des sulfates qui sont fixés sur le clinker. Les émissions d'oxydes d'azote sont plus difficilement maîtrisables. Leur calcul suppose un facteur de 2,77 mg/kcal d'énergie thermique consommée. Ces oxydes se forment à la sortie des brûleurs du four aux hautes températures de flamme, par oxydation de l'azote moléculaire de l'air et de l'azote contenu dans le combustible. De ce fait, toute mesure de réduction de la dépense spécifique d'énergie calorifique, permettra de réduire l'utilisation de combustibles fossiles primaires et donc de réduire les émissions de gaz à effet de serre associées.

Par ailleurs, la décarbonatation du carbonate de calcium, contenu dans la farine crue, contribue aussi aux émissions de  $CO_2$ . En effet, le calcaire se décompose en  $CO_2$  qui s'échappe à la sortie du préchauffeur et en  $CaO$  (chaux libre). Le  $CO_2$  émis lors de cette décarbonatation est entre 520 à 700 kg/t clinker selon la fraction massique du calcaire dans le cru. La seule manière de réduire ces émissions est d'incorporer les ajouts (laitiers des hauts fourneaux, tuf, pouzzolane, etc.) au ciment. On les utilise généralement en substitut du clinker, car ils disposent d'une aptitude au développement des résistances mécaniques similaires au clinker.

La production d'électricité étant souvent réalisée par les centrales thermiques brûlant des combustibles minéraux (charbon), ou fossiles (fuel, gaz), toute économie dans la consommation d'électricité permet de réduire la facture énergétique, mais aussi les émissions de gaz à effet de serre liées à la production d'électricité.

## CHAPITRE 3

### CONCEPTS DE BASE DE L'ANALYSE EXERGETIQUE DES PROCÉDES

#### Introduction

Le fonctionnement de tout procédé s'effectue en présence d'irréversibilités. Celles-ci se traduisent par une perte d'énergie noble ou mécanisable. Il est de la plus haute importance de localiser et de chiffrer ces pertes d'énergie noble de façon à pouvoir améliorer le fonctionnement du procédé.

La première partie de ce chapitre montre la méthodologie de faire une analyse énergétique d'un procédé à système ouvert par le concept des bilans d'énergie, d'entropie et d'exergie, et d'analyser en outre, les principaux modes de dégradation d'énergie associés au mélangeage et au transfert de chaleur.

L'analyse exergetique des procédés est une démarche qui se généralise actuellement. Elle est essentielle en vue de l'optimisation énergétique des procédés. Pour cela, la notion d'exergie, ses différentes formes, élaboration de son bilan, ses différentes pertes ainsi que son efficacité dans un procédé industriel sont présentés et approfondies ici compte tenu de leur importance dans les applications industrielles.

Enfin, la dernière partie de ce chapitre sera consacrée essentiellement à l'étude des travaux relatifs à l'analyse exergetique des procédés, et sera orientée plus particulièrement à l'industrie cimentière.

#### 3.1. Bilan énergétique d'un système ouvert

##### 3.1.1. Conservation de l'énergie

La conservation en régime établi des bilans massique et énergétique du système ouvert (figure 3.1), donne l'équation suivante :

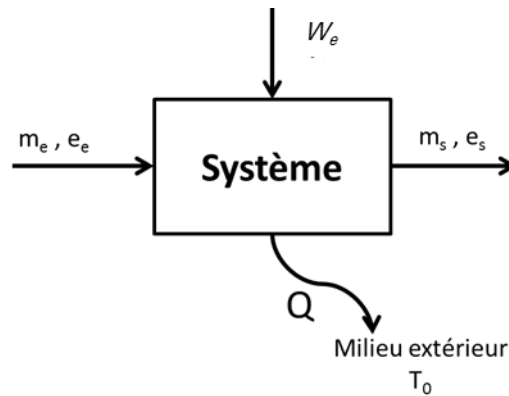


Figure 3.1 : Bilan énergétique d'un système ouvert

$$\sum_e m_e e_e + W_e - \sum_s m_s e_s - Q = 0 \quad (3.1)$$

Avec :

$m_e$  : Flux de matière à l'entrée du système portant l'énergie spécifique  $e_e$

$m_s$  : Flux de matière à la sortie du système portant l'énergie spécifique  $e_s$

$Q$  : Perte totale d'énergie thermique vers l'environnement à la température  $T_0$

$W_e$  : Energie non thermique (mécanique, électrique,....) reçue par le système

$e$  étant l'énergie spécifique totale définie par

$$e = h + gz + \frac{v^2}{2} \quad (3.2)$$

Les termes  $\frac{v^2}{2}$  et  $gz$ , représentent l'énergie cinétique et l'énergie potentielle.

### 3.1.2. Insuffisance du bilan énergétique

Le bilan de conservation d'énergie (équation 3.1) établit simplement l'équivalence de l'énergie mécanique reçue et de la chaleur perdue ; il met en quelque sorte sur le même plan les deux énergies mécanique et thermique. Cependant, on constate que s'il y a égalité quantitative des diverses formes d'énergie, sa qualité varie d'une forme à l'autre. En effet, si l'énergie mécanique

peut être spontanément transformée en énergie thermique (par frottements par exemple), la transformation inverse, non spontanée, nécessite de procéder selon un schéma très précis. Ce sont les éléments constituant le deuxième principe de la thermodynamique (principe d'évolution).

### 3.2. Bilan entropique d'un système ouvert

La grandeur physique liée au principe d'évolution est l'entropie, dont on observe la création dès que des opérations ont lieu en dehors de l'équilibre strict, c'est-à-dire pour toutes les opérations industrielles qui nécessairement doivent présenter une certaine cinétique pour avoir lieu en un temps fini.

#### 3.2.1. Notion d'entropie

L'entropie est une grandeur qui caractérise l'énergie thermique. Il s'agit d'une grandeur d'état extensive additive. A 0 Kelvin, l'entropie de tous les corps est nulle.

- lorsqu'un système échange une chaleur  $\delta q$  à T (uniforme), son entropie varie de la quantité:

$$dS = \frac{\delta q}{T} \quad (3.3)$$

- lorsqu'un système reçoit du travail, l'entropie du système peut croître, ou rester constante, mais sûrement ne jamais décroître. Cette variation d'entropie est souvent désignée par l'expression « entropie créée » :

$$dS = \delta S_{\text{créée}} \geq 0 \quad (3.4)$$

L'entropie créée à T donnée est reliée au travail dégradé  $\delta W$  par :

$$\delta S_{\text{créée}} = \frac{\delta W_{\text{dégradé}}}{T} \quad (3.5)$$

Cette notion de travail dégradé peut souvent être reliée à la chaleur créée par frottements. C'est l'exemple de deux disques frottant l'un sur l'autre et plongés



dans un réservoir d'eau (figure 3.2). L'eau s'échauffe comme si le travail  $\delta W_{déggradé}$ , avait donné une chaleur  $\delta q = \delta W_{déggradé}$  et donc créé une variation d'entropie  $dS$  :

$$dS = \frac{\delta q}{T} = \frac{\delta W_{déggradé}}{T} \quad (3.6)$$

soit :

$$dS = \delta S_{créée} = \frac{\delta W_{déggradé}}{T} \quad (3.7)$$

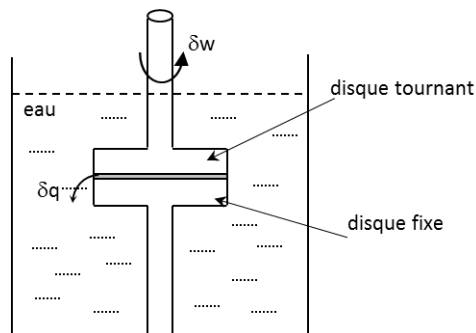


Figure 3.2 : Création d'entropie par frottement de deux disques

Les phénomènes vraiment « réversibles » ne sont pas créateurs d'entropie. Cependant, aucune transformation réelle n'est réversible, mais il existe des cas où l'on peut s'en approcher (les phénomènes très lents en particulier).

➤ lorsqu'un système reçoit de la chaleur et du travail simultanément, la variation d'entropie s'écrit :

$$dS = \frac{\delta q}{T} + \delta S_{créée} \quad (3.8)$$

### 3.2.2. Production d'entropie dans un système ouvert

Il y a lieu dans ce cas de tenir compte des transferts d'entropie liés au transfert de matière. En effet à toute matière est associée une entropie spécifique  $s$ . En conséquence le bilan entropique d'un système ouvert recevant des flux de matière s'écrit :

$$\left( \sum_e m_e s_e - \sum_s m_s s_s \right) - \frac{Q}{T_0} + S_{créée} = 0 \quad (3.9)$$

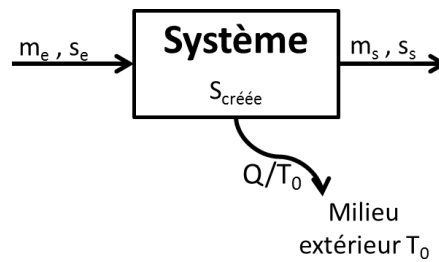


Figure 3.3 : Bilan entropique d'un système ouvert

Le flux  $S_{créée}$  peut provenir des différentes formes d'irrégularités recensées pour le système.

### 3.2.3. Réversibilité et irréversibilité

L'évaluation détaillée de l'évolution de l'entropie dans un système au cours d'une transformation thermodynamique permet de cerner les pertes dues à toute imperfection traduisant un écart par rapport à la transformation parfaite. Une transformation thermodynamique est dite réversible si elle est parfaite, c'est-à-dire si l'entropie créée est nulle. Il n'y a pas alors de dégradation d'énergie, de sorte que toutes les formes d'énergie se comportent de façon identique. Une transformation réversible apparaît comme une transformation idéale, inaccessible en pratique. En contrepartie, la transformation irréversible est en fait une transformation réelle. Elle est définie par opposition à la précédente et entraîne une création d'entropie [38].

Pour bien comprendre et déceler l'origine de l'énergie dégradée, il est nécessaire de bien comprendre les phénomènes physiques qui constituent les causes d'irrégularités. Nous citons ci-dessous quelques exemples fondamentaux des processus irréversibles :

#### 3.2.3.1. Mélangeage ; homogénéisation des températures

Le mélange de deux fluides qui ne diffèrent que par la température est une opération irréversible, correspondante à une entropie créée.

On mélange deux débits  $m_1$  et  $m_2$  du même fluide (figure 3.4), pris respectivement à  $T_1$  et  $T_2$ .

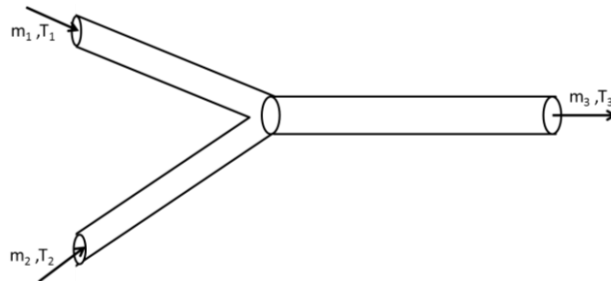


Figure 3.4 : Création d'entropie par homogénéisation de deux fluides

La conservation de la quantité de chaleur échangée entre les fluides, donne la température  $T_3$  :

$$T_3 = \frac{m_1 T_1 + m_2 T_2}{(m_1 + m_2)} \quad (3.10)$$

Le bilan entropique de ce système donne l'entropie créée :

$$S_{crée} = C_p \left[ m_1 \ln \frac{T_1}{T_3} + m_2 \ln \frac{T_2}{T_3} \right] \quad (3.11)$$

$C_p$  du fluide est supposée indépendante de la température.

### 3.2.3.2. Transfert de chaleur ; gradient de température

On sait que la chaleur passe spontanément des corps chauds sur les corps froids. Ce phénomène irréversible donne lieu à une création d'entropie dont la valeur est facile à établir grâce aux deux bilans de 1<sup>er</sup> et 2<sup>ème</sup> principe.

Un corps chaud, à température  $T_1$  est mis en contact avec un corps froid, à température  $T_2$ .

Pendant un certain temps, il passe une quantité de chaleur  $\delta q$  du corps chaud sur le corps froid (par conduction, convection ou rayonnement). L'entropie

créée se réduit à la somme des variations d'entropie du corps chaud et du corps froid, soit :

$$\delta S_{créée} = -\frac{\delta q}{T_1} + \frac{\delta q}{T_2} = \frac{\delta q(T_1 - T_2)}{T_1 T_2} \quad (3.12)$$

Cette grandeur est toujours positive car  $\delta q$  est bien du signe de  $(T_1 - T_2)$ .

### 3.3. Bilan exergetique d'un système ouvert

La création d'entropie a servi aux scientifiques, pour mesurer la dégradation de l'énergie causée par les irréversibilités des transferts et des transformations énergétiques. Cependant, pour l'ingénieur habitué à raisonner en termes énergétiques, donc en Joules ou kWh, cette mesure n'est pas pratique. En effet, l'entropie, ou son évolution dans le temps, se mesure en unité d'énergie par Kelvin ( $J.K^{-1}$ ). Ce fait constitue au moins l'une des raisons de l'intérêt de l'emploi de la notion d'exergie pour traiter ces problèmes de dégradations d'énergie [39].

#### 3.3.1. Théorème de Gouy-Stodola et travail dégradé

En considérant le système thermodynamique ouvert (figure 3.1), dont la frontière est conventionnellement à une température  $T_0$  non affectée par les transferts thermiques (milieu extérieur). Les transferts sont assurés par des écarts de températures supposées localisées à l'intérieur du volume de contrôle.

Par élimination de  $Q$  entre les équations (3.1) et (3.9), il vient :

$$W = \sum_s m_s (e_s - T_0 s_s) - \sum_e m_e (e_e - T_0 s_e) + T_0 S_{créée} \quad (3.13)$$

Si le système fonctionne réversiblement, il vient

$$W^{rev} = \sum_s m_s (e_s - T_0 s_s) - \sum_e m_e (e_e - T_0 s_e) \quad (3.14)$$

Il en résulte que

$$W = W^{rev} + W_p \quad (3.15)$$

$W^{rev}$  : travail réversible, correspond soit au travail minimum à fournir au système, soit au travail maximum cédé à l'extérieur par le système.

$W_p$  : correspond au travail dégradé ou perdu dans le système, soit :

$$W_p = T_0 S_{créée} \quad (3.16)$$

Ceci constitue l'essence du théorème de Gouy-Stodola (1910) et montre le lien entre le travail dégradé et la création d'entropie [29].

### 3.3.2. Notion d'exergie

L'exergie, autrement appelée l'énergie utilisable (Gouy 1889) ou encore *availability* (Keenan 1932), a été introduite par Rant (1956), comme étant le travail disponible dans un fluide se trouvant dans un état de non équilibre avec les conditions de référence ( $T^*$ ,  $P^*$ ). L'usage courant veut que la température de référence soit la température ambiante conventionnelle de 25°C ou 298,15 K. Le Goff suggère de choisir la température de référence qui facilite les calculs pour le bilan d'exergie. Il montre par ailleurs que la performance exergetique d'un système ouvert quelconque est indépendante de la température de référence choisie.

L'exergie utilisée dans l'analyse des systèmes énergétiques, des cycles thermodynamiques et des machines thermiques, peut être aussi utilisée comme un outil d'investigation des procédés chimiques et technologiques. Ainsi, Szargut et Morris [40], définissent l'exergie comme étant la quantité d'énergie mécanisable qu'il est possible d'obtenir avec de la matière qui est portée, dans la transformation réversible mise en œuvre, à l'équilibre thermodynamique avec les composants naturels de l'environnement avec lesquelles elle interagit et uniquement avec ceux-ci.

De ce point de vue générale Kotas [41] et Szargut et Morris [40], définissent diverses formes de l'exergie  $Ex$  qui est une grandeur extensive additive.

$$Ex = Ex_c + Ex_p + Ex_{ph} + Ex_{ch} \quad (3.17)$$

$Ex_c$  : exergie cinétique

$Ex_p$  : exergie potentielle

$Ex_{ph}$  : exergie physique

$Ex_{ch}$  : exergie chimique

### 3.3.3. Différentes formes d'exergie

#### 3.3.3.1. Exergies cinétique et potentielle

Les énergies cinétiques et potentielles des fluides sont deux formes d'énergie ayant la totale faculté de fournir un travail mécanique ou son équivalent. Leur évaluation exergétique par rapport au niveau des données de référence donne :

$$Ex_c = m \frac{v^2}{2} \quad (3.18)$$

$$Ex_p = mgz \quad (3.19)$$

avec :  $v$  : vitesse moyenne du fluide

$z$  : l'altitude du fluide au-dessus du niveau de la mer

#### 3.3.3.2. Exergie physique

L'exergie physique représente le travail que peut fournir une certaine quantité de matière lors d'un processus réversible d'un état initial  $(T, P)$  à un état final déterminé par les paramètres de l'environnement  $(T_0, P_0)$ .

Le bilan d'énergie et d'entropie du système de la figure 3.5 donne les équations suivantes :

$$Q_0^{rev} - W^{rev} = (H_0 - H) \quad (3.20)$$

$$Q_0^{rev} = T_0(S_0 - S) \quad (3.21)$$

Éliminons  $Q_0^{rev}$  entre ces deux équations, on obtient

$$W^{rev} = Ex_{ph} = (H - T_0 S) - (H_0 - T_0 S_0) \quad (3.22)$$

Soit

$$W^{rev} = Ex_{ph} = (H - H_0) - T_0 (S - S_0) \quad (3.23)$$

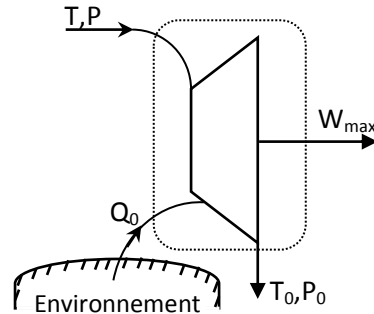


Figure 3.5 : Travail maximal d'un processus physique réversible [41]

### 3.3.3.3. Exergie chimique

L'exergie chimique est le travail que peut fournir une quantité de matière, si elle était amenée de  $T_0, P_0$  à un état d'équilibre thermodynamique avec les composants communément présents dans l'environnement naturel.

Considérons la réaction chimique réversible se déroulant à  $(T_0, P_0)$  indiquée sur la figure (3.6):

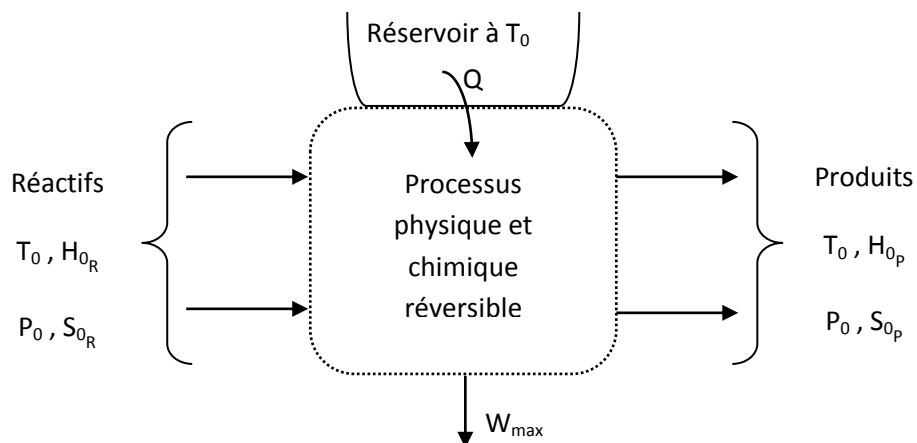


Figure 3.6 : Réaction chimique réversible à  $(T_0, P_0)$  [41]

D'après le premier et le second principe de la thermodynamique on a :

$$Q - W_{max} = H_{0_P} - H_{0_R} \quad (3.24)$$

Et 
$$Q = T_0 (S_{0_P} - S_{0_R}) \quad (3.25)$$

La combinaison de ces deux équations donne:

$$W_{max} = (H_{0_R} - T_0 S_{0_R}) - (H_{0_P} - T_0 S_{0_P}) \quad (3.26)$$

En définissant la fonction de Gibbs par :

$$G = H - TS \quad (3.27)$$

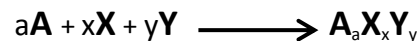
La variation de l'enthalpie libre de la réaction s'écrit :

$$\Delta G^0 = G_P - G_R \quad (3.28)$$

Soit pour le travail maximal fourni vers le milieu extérieur :

$$W_{max} = -\Delta G^0 \quad (3.29)$$

Se basant sur l'équation (3.29), la variation d'exergie standard associée à la réaction de formation du composé  $A_a X_x Y_y$  à  $(P_0, T_0)$ , [42,44] est :



$$e_{sch}^0(A_a X_x Y_y) - a.e_{sch}^0(A) - x.e_{sch}^0(X) - y.e_{sch}^0(Y) = \Delta G_f^0(T_0) \quad (3.30)$$

Soit pour l'exergie standard du composé  $A_a X_x Y_y$  :

$$e_{sch}^0(A_a X_x Y_y) = \Delta G_f^0(T_0) + a.e_{sch}^0(A) + x.e_{sch}^0(X) + y.e_{sch}^0(Y) \quad (3.31)$$

L'équation (3.31) montre que l'exergie d'un composé  $A_a X_x Y_y$  peut être calculée à partir de son enthalpie libre de formation et les exergies standard des éléments simples (A, X et Y).

Pour l'évaluation de l'exergie standard de l'élément A, l'équation (3.31) s'écrit sous la forme alternative :

$$e_{sch}^0(A) = \frac{1}{a} \left[ e_{sch}^0(A_a X_x Y_y) - x.e_{sch}^0(X) - y.e_{sch}^0(Y) - \Delta G_f^0(T_0) \right] \quad (3.32)$$



Par ailleurs, si  $A_x X_y$  est le composé de référence pour le calcul de l'exergie standard de l'élément  $A$ , cela suppose qu'il est totalement en équilibre avec l'environnement, et par conséquent son exergie sera nulle.

d'où :

$$e_{xch}^0(A) = \frac{I}{a} \left[ -x \cdot e_{xch}^0(X) - y \cdot e_{xch}^0(Y) - \Delta G_f^0(T_0) \right] \quad (3.33)$$

En choisissant le composé de référence suivant des critères bien définis, propres à chaque auteur, Szargut [40] Kameyama [42] ont ainsi tabulé les exergies standard d'un nombre important de composés solides et gazeux. L'exergie standard du composé  $i$  de l'air est calculée par les équations ci-dessous (3.34 – 3.36) en fonction de sa pression partielle dans le mélange. Le tableau 3.1 donne la composition de référence de l'air supposé saturé en vapeur d'eau à  $T = 25 \text{ °C}$  et  $P = 1 \text{ atm}$  [42].

L'exergie du composé  $i$  dans le mélange est :

$$e_{xchi} = e_{xchi}^0 + RT_0 \ln a_i \quad (3.34)$$

En supposant l'air comme un mélange idéal de gaz parfaits, on aura :

$$e_{xchi} = e_{xchi}^0 + RT_0 \ln \frac{P_{i0}}{P_0} \quad (3.35)$$

Comme  $e_{xchi}^0 = 0$ , on obtient :

$$e_{xchi} = RT_0 \ln \frac{P_{i0}}{P_0} \quad (3.36)$$

Tableau 3.1 : Composition de référence de l'air [42]

Composé $i$	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Ar	He	Ne	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O
Pression (atm)	0,2034	0,7557	0,00901	$5,24 \cdot 10^{-5}$	$1,810^{-5}$	$3,010^{-3}$	0,0316

### 3.3.4. Bilan d'exergie d'un système ouvert en régime permanent

L'analyse exergetique débouche sur une comptabilité qui englobe le premier et le deuxième principe de la thermodynamique. Seule cette forme de comptabilité permet d'évaluer qualitativement et quantitativement les dégradations d'énergie.

L'écriture d'un bilan d'exergie en régime permanent est identique à celle d'un bilan d'énergie, à une différence essentielle près : l'énergie est conservée alors que l'exergie peut être détruite (consommée) de sorte que le bilan doit contenir un terme d'exergie perdue  $Ex_p$ .

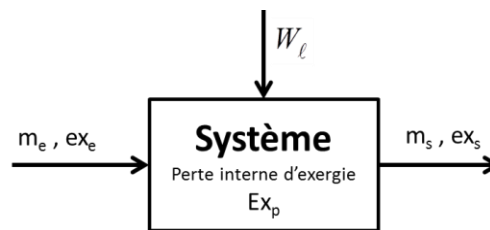


Figure 3.7 : Bilan exergetique du système ouvert

En définissant la fonction exergie par les équations données ci-dessus, le bilan exergetique de la figure 3.7 donne:

$$\sum_e m_e e_{xe} - \sum_s m_s e_{xs} + W_\ell - T_0 S_{créee} = 0 \quad (3.37)$$

Cette équation du bilan exergetique comprend trois termes :

- Une fonction thermodynamique  $e_x$  appelée exergie spécifique associée à la matière.
- Un terme qui correspond aux énergies nobles (électrique, mécanique, cinétique et potentielle). L'exergie correspondante est dite exergie pure et donnée par :  $W_\ell$
- Une exergie perdue ou détruite  $Ex_{perdue}$ , correspondante à la création d'entropie due aux différentes irréversibilités du système est égale à  $T_0 S_{créee}$ .

Ainsi, l'exergie est un outil très efficace pour l'analyse et l'optimisation d'un processus thermodynamique. Un processus est thermodynamiquement idéal s'il

ne s'y produit aucune perte d'exergie, et il s'écarte de l'idéal thermodynamique dans la mesure où de l'exergie est consommée. L'optimisation thermodynamique implique donc une conservation d'exergie et non d'énergie, parce que, conformément au premier principe, l'énergie n'est jamais consommée ou détruite. Ainsi, l'amélioration et l'optimisation d'un procédé énergétique peuvent être aux mieux guidées par la détermination des sources et des grandeurs de ses pertes d'exergie [40,41].

### 3.3.5. Pertes exergétiques d'un procédé industriel

Les pertes exergétiques d'un procédé industriel, ayant pour objectif la fabrication d'un produit fini fonctionnel, peuvent être calculées en supposant le modèle de la figure (3.8).

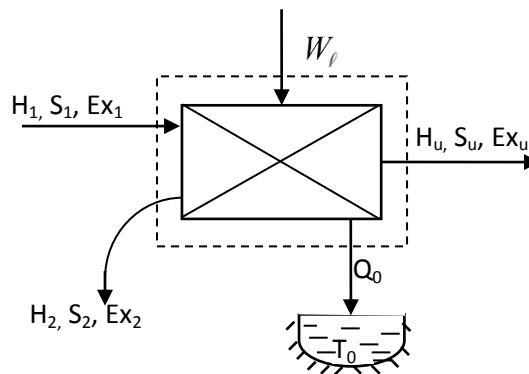


Figure 3.8 : Perte exergétique dans un procédé industriel

#### 3.3.5.1. Perte interne d'exergie

Le flux exergétique du produit fonctionnel utile pour le procédé réel est :

$$Ex_u = (Ex_1 - Ex_2) + W_\ell - T_0 S_{crée} \quad (3.38)$$

Si ce procédé est supposé réversible, on aura :

$$Ex_u^{rev} = (Ex_1 - Ex_2) + W_\ell \quad (3.39)$$

En supposant les mêmes quantités d'exergie  $Ex_1$ ,  $Ex_2$  et  $W_\ell$  pour ces deux cas de procédé, on aura :

$$Ex_u^{rev} - Ex_u = T_0 S_{crée} \quad (3.40)$$

Cette équation montre nettement que le potentiel exergetique du produit fonctionnel, fabriqué dans un procédé réversible est supérieur à celui dans le cas du procédé réel irréversible. Leur différence est égale à la perte interne d'exergie.

L'irréversibilité associée à cette perte interne d'exergie est un ensemble de différentes formes d'irréversibilités en interaction, tels que le mélange des réactifs, la réaction chimique spontanée, la perte de charge du fluide et le transfert de chaleur à travers une différence finie de température.

Brodyanski et Sorin [43], ont identifié deux formes de perte interne d'exergie ; pertes technique et de structure. La perte d'exergie technique est due à l'imperfection de certaines parties de l'installation et peut s'atténuer avec l'amélioration de celles-ci. Ces imperfections peuvent correspondre par exemple à une surface limitée d'échange, une mauvaise isolation thermique, une perte de charge dans les conduites, un écoulement de fluide non adéquat. Quant à la perte d'exergie de structure, elle ne peut pas diminuer substantiellement si on ne change pas le principe de la structure du procédé. Un exemple de perte d'exergie de structure, la grande différence de capacité calorifique entre deux fluides dans un échangeur de chaleur. Si on augmente indéfiniment la surface d'échange, on ne peut pas diminuer la différence de température des fluides à l'une des extrémités de l'échangeur. Ceci nécessitera l'introduction et l'utilisation d'un autre fluide de bonne capacité calorifique.

#### 3.3.5.2. Perte externe d'exergie

La majorité des procédés industriels sont caractérisés par la production de sous-produits rejetés vers l'environnement. Les paramètres d'état  $P$ ,  $T$  et la composition de ces sous-produits diffèrent de celles de l'environnement. Ainsi, ces sous-produits véhiculent des exergies positives qui se dissipent dans l'environnement. Elles représentent donc une perte externe d'exergie.

En supposant les mêmes quantités d'exergie  $Ex_1$ ,  $Ex_u$  et  $W_\ell$  pour les deux cas de procédé mentionnés ci-dessus, on aura pour le flux d'exergie du sous-produit  $Ex_2$  :

$$(Ex_2^{rev} - Ex_2) = T_0 S_{créée} \quad (3.41)$$

De même, cette équation montre que le potentiel exergétique du sous-produit dépend essentiellement de la nature du processus réalisé à l'intérieur de l'installation. Aussi, indique-t-elle clairement que la récupération et la réutilisation des exergies, des sous-produits et des rejets, peut receler parfois une valeur potentiellement importante si on réduit la perte interne d'exergie.

### 3.3.6. Efficacité exergétique

Pour caractériser la performance exergétique du procédé étudié, on fait appel généralement à la notion de l'efficacité exergétique, définie respectivement par le rapport de la somme des exergies sortantes à la somme des exergies entrantes [44].

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_u + Ex_2}{Ex_1 + W_\ell} \quad (3.42)$$

Soit

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{T_0 S_{créée}}{Ex_1 + W} \quad (3.43)$$

## 3.4. Analyse des travaux relatifs à l'analyse exergétique dans les cimenteries

L'analyse exergétique consacrée aux installations des unités de ciment a été peu rapportée par la littérature. Frankenberg [45], initie le calcul de la variation d'exergie dans le préchauffeur à cyclones, le four rotatif et le refroidisseur à grilles. En examinant l'efficacité exergétique des installations pour différentes conditions opératoires, il montre que deux refroidisseurs ayant même efficacité énergétique, peuvent avoir différentes efficacités exergétiques. Néanmoins, son étude ne prend pas en considération les pertes exergétiques associées aux réactions de formation du clinker. De plus, elle donne une information limitée sur les efficacités exergétiques relatives à celle du procédé global de cuisson.

Les résultats reportés par Appelbaum et Lannus [46], pour une ligne de cuisson d'une capacité de production du clinker de 457 tonnes/ jour, décrite par

Weber [47], montrent que l'efficacité exergétique du préchauffeur à cyclones est de l'ordre de 78%, alors que celles du four rotatif et du refroidisseur à grilles sont de l'ordre de 42% et 46% respectivement. Dans cette analyse, les exergies des composés du clinker et de la farine crue n'ont pas été complètement définies. Les exergies standard chimiques de ces constituants n'ont pas été prises en considération dans les calculs. D'une part, ces auteurs assument que la farine crue à la sortie du préchauffeur présente une décarbonatation partielle de 15% ; d'autre part, ils considèrent que les trois premiers étages du préchauffeur sont destinés uniquement au séchage et à la déshydratation de l'argile, contenu dans la farine, tandis que le dernier étage est réservé à la calcination de  $\text{CaCO}_3$  et  $\text{MgCO}_3$ .

Se basant sur des mesures expérimentales de données opératoires réelles de fonctionnement, Touil et Belaadi [48], ont analysé la performance exergétique d'une unité de ciment algérienne. En outre, ces auteurs montrent que le refroidisseur à ballonnets, d'un mode d'échange de chaleur à contre courants est aussi un procédé destructeur d'exergie. De plus, le premier étage du préchauffeur est très pénalisant par rapport aux autres étages du point de vue dégradation d'énergie.

Grâce aux exergies spécifiques standards des différents composés, publiées par Szargut [40] et Kotas [41], Schijndel et al. [49], ont évalué l'efficacité exergétique des différentes installations d'un procédé de cuisson du clinker d'une cimenterie Tanzanienne. Selon leurs résultats, la plus importante perte d'exergie se localise dans le four rotatif et le refroidisseur à grilles. Toutefois, le préchauffeur à cyclones présente une efficacité exergétique appréciable de 73%.

L'élaboration d'un programme de calcul pour l'analyse exergétique de l'atelier de cuisson de l'usine de fabrication de ciment blanc, appartenant à la société Tuniso-Algérienne (SOTACIB), a été concrétisée par Gharshalli [50]. Les principaux résultats de ce travail montrent en particulier que l'ensemble du préchauffeur à cyclones et le four rotatif est le principal destructeur d'exergie. De plus, l'efficacité exergétique globale de l'atelier de cuisson est de l'ordre de 25%.

Par ailleurs, de nombreux auteurs se sont intéressés à la modélisation et la simulation du refroidisseur à grilles dans l'industrie du ciment. Ces auteurs se sont intéressés principalement à la modélisation dynamique, en raison de son utilité pratique considérable dans la commande et l'automatisation de cette installation. En divisant le lit de clinker en plusieurs sections, supposées uniformes suivant les dimensions de la grille, Rademaker et al. [51], proposent dans le cas du régime dynamique, une relation entre la température d'air secondaire et les variables opératoires de correction, telles que la vitesse des grilles, le débit et la distribution d'air dans le premier compartiment. Sur la base de cette configuration, la dynamique et la commande de ces refroidisseurs ont été étudiées par Giri [52]. D'autre part, Gabsi et al. [53], ont développé un modèle mathématique en régime transitoire pour cette installation, en vue de son utilisation pour la commande numérique. Le refroidisseur est traité comme un échangeur de chaleur à contre-courant et à courant croisés et à paramètres répartis. Le modèle obtenu est un système d'équations différentielles non linéaires, et la méthode d'Euler–Cauchy pour la résolution des équations aux dérivées partielles a été adoptée.

En revanche, d'autres auteurs ont traité le cas de la modélisation statique (régime permanent) afin d'optimiser les conditions de fonctionnement de cette installation mais aussi d'augmenter le rendement de récupération de chaleur.

En négligeant la chute de clinker à travers les fentes des grilles, Maumen [54], a réalisé différents bilans thermiques sur les quantités de chaleur échangées sur la paroi, l'air, le clinker et le milieu extérieur. Dans son étude, la longueur du refroidisseur est divisée en tranches de longueurs suffisamment faibles, afin que la méthode des approximations successives des éléments finis puisse être appliquée avec précision suffisante.

En simulant l'impact de la modification de la conception de l'élément de la grille sur le rendement de récupération de chaleur, El kajer et al. [55], utilisent le maillage bidimensionnel et ses équations différentielles pour la modélisation du lit de clinker.

Au moyen des modèles physiques de fluide et des échanges de chaleur dans un lit rempli, du déplacement des matériaux granulaires dans les cylindres

en rotation et leur fluidisation dans l'écoulement fluide, Bernstein et Moles [56], montrent qu'il est possible de réduire la quantité d'air de refroidissement utilisé et d'augmenter l'efficacité de récupération de chaleur.

En supposant un coefficient de transport du clinker par les grilles égal à l'unité et la perte thermique à travers les parois du refroidisseur négligeable, Wedel et Wagner [57], montrent que le débit d'air spécifique de  $0,8 \text{ Nm}^3/\text{kg}$  de clinker, dans la zone chaude, ne pose aucune limite théorique au rendement de récupération de chaleur.

Afin d'améliorer les efficacités énergétique et exergetique d'un refroidisseur à grilles, Ahamed et al. [31] ont essayé, entre autres, d'optimiser les paramètres opératoires de fonctionnement. Des changements sont imposés sur les débits massiques du clinker et de l'air ainsi que sur la vitesse des grilles. Des changements sont aussi supposés sur la température de l'air de refroidissement dans l'intervalle de température de 29 jusqu'à  $61^\circ\text{C}$ .

Par la même vision, Madloul, N. A. et al. [58], ont étudié l'effet de variation de la température de refroidissement dans son intervalle ambiant, de  $15$  à  $35^\circ\text{C}$ , sur les efficacités énergétique et exergetique d'un refroidisseur à grilles.



## CHAPITRE 4

### **ANALYSE DES PERFORMANCES ENERGETIQUE, EXERGETIQUE ET ENVIRONNEMENTALE D'UN REFROIDISSEUR A GRILLES DE CLINKER : CAS DE LA CIMENTERIE DE MEFTAH**

#### Introduction

La cimenterie de Meftah, implantée au pied du "Djebel Zerouala", a été réalisée par plusieurs sociétés nationales et étrangères aux débuts des années soixante-dix. D'une capacité annuelle d'un million de tonne de clinker, utilisant le procédé par voie sèche, le ciment fabriqué actuellement par cette cimenterie est le ciment portland avec ajouts en tuf et calcaire (CEM II). Après cuisson à environ 1450°C, le clinker sortant du four entre dans un refroidisseur à grilles pour être refroidit jusqu'à 75-100°C.

Divers paramètres opératoires peuvent influencer la perte énergétique dans le procédé de refroidissement du clinker. Ces paramètres sont soit liés à l'air et au clinker (débit, température, pression, taille de particules), soit liés au procédé (temps de séjour du clinker, vitesse des grilles).

Ce chapitre a pour objet de faire une analyse des performances énergétique, exergetique et environnementale du refroidisseur à grilles de la cimenterie de Meftah. Le choix a été dicté, d'une part, par le fait que cette installation influe directement sur la stabilité et le bon fonctionnement du four, et donc sur le déroulement et l'efficacité de l'opération essentielle de cuisson du cru. Et d'autre part, la situation de l'usine à la proximité d'une zone urbaine, et des terres agricoles et forestières importantes, auxquels les émissions polluantes peuvent être nuisibles.

Pour ce faire, nous avons commencé par une description du refroidisseur à grilles, en mettant l'accent sur les paramètres permettant de contrôler le fonctionnement de cette installation. Ensuite les données opératoires concernant l'ensemble des paramètres de fonctionnement, collectées par le biais de mesures

ou de lecture sur le synoptique de commande sont citées. Des analyses énergétique et exergetique sont alors effectuées se basant sur les bilans globaux de matière, de l'énergie et d'exergie dans le refroidisseur, ce qui permet de calculer les différents rendements et facteurs de performance. Enfin, une analyse concernant les efficacités environnementales est suivie touchant les émissions de poussière, de  $CO_2$  et des  $NO_x$ . Les résultats de ces analyses sont discutés alors comparativement aux valeurs guides fournies par la littérature.

#### 4.1. Système de refroidissement de la cimenterie de Meftah

Le système de refroidissement de cette unité, rénové depuis une vingtaine d'année par la société Claudius Peters, se compose du refroidisseur à grilles, d'un échangeur de chaleur et d'un système de dépoussiérage, qui sont représentés en figure 4.1.

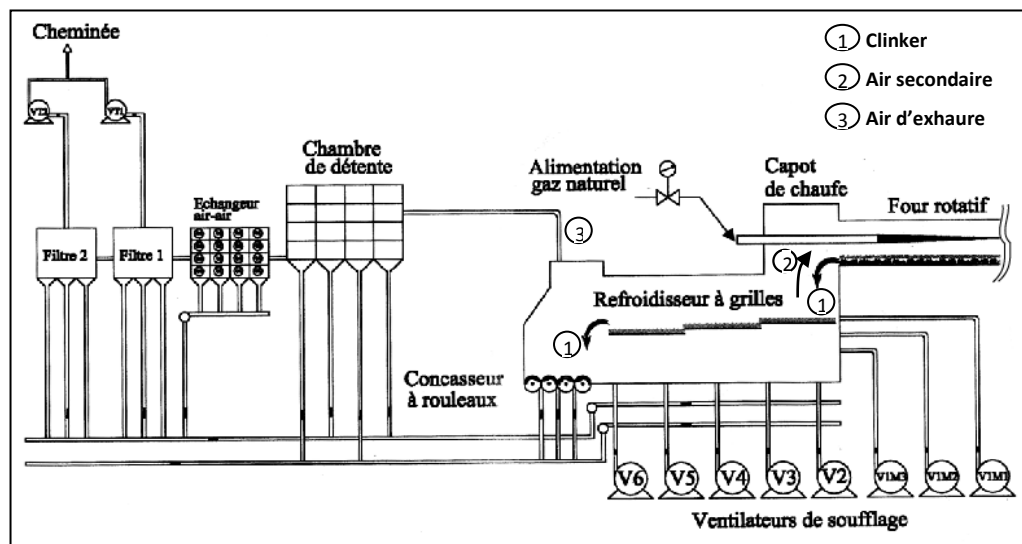


Figure 4.1 : Système de refroidissement de la cimenterie de Meftah [59]

##### 4.1.1. Description et fonctionnement du refroidisseur à grilles

Afin de refroidir le clinker en traversant le lit, l'air de refroidissement est insufflé au-dessous du lit par un groupe de ventilateurs de refroidissement (désigné par  $VR$  ; 08 ventilateurs), et aspiré au-dessus en deux directions par deux groupes de ventilateurs : ventilateurs d'aspiration de l'air de combustion et des gaz fumés à travers le four (désigné par  $VF$  ; 02 ventilateurs), et ventilateurs

d'aspiration de l'air en excès à travers le système de dépoussiérage (désigné par *VE* ; 02 ventilateurs).

Le compartiment au-dessous du lit est divisé en 06 chambres séparées par des murs et chaque chambre est alimentée en air par un ventilateur propre (la 1<sup>ère</sup> chambre est alimentée par 03 ventilateurs). Tandis que le compartiment au-dessus du lit est non divisé. Cependant, l'aspiration de l'air sortant du lit en deux directions différentes à travers deux ouvertures, permet de distinguer deux zones selon l'orientation des courants d'air : une première zone où l'air est orienté vers le four, et une seconde où l'air est orienté vers l'extérieur.

Du fait que la température moyenne de la 1<sup>ère</sup> zone est beaucoup plus élevée par rapport à celle de la deuxième, la 1<sup>ère</sup> zone est appelée : « zone chaude » et la 2<sup>ème</sup> zone : « zone froide ».

Le courant d'air issu de la zone chaude est caractérisé par une température élevée, sert comme deuxième air comburant pour la combustion dans le four ; d'où l'appellation Air secondaire (désigné par *AS*). Quant au courant d'air issu de la zone froide, caractérisé par une température moindre et un débit plus grand comparativement au courant d'*AS*, c'est en fait l'air non utilisé à la combustion. Cet air appelé air d'exhaure (désigné par *AE*), est rejeté dans l'atmosphère après avoir passé à travers un système de dépoussiérage.

En réalité, c'est selon le régime d'aspiration des deux groupes de ventilateurs *VF* et *VE* que dépend la position de la limite séparant les deux zones. Caractérisée par une pression nulle, cette limite se déplace vers l'aval du refroidisseur (vers le concasseur) si les *VF* importent sur les *VE*, ou vers l'amont (vers le four) si l'inverse.

Le régime d'aspiration des *VF* est réglé, en première étape, selon le besoin du four à l'air de combustion qui dépend lui-même du dédit de production du clinker. Selon Claudius & Peters, il est recommandé d'opérer à un débit d'air secondaire entre 0,8 et 0,9 Nm<sup>3</sup>/kgck afin d'assurer une combustion oxydante à haute température de flamme dans le four. En deuxième étape, le régime d'aspiration des *VE* est réglé de telle manière à avoir une pression légèrement négative (entre -1 et -2 mmCE) au capot de chauffe, afin d'éviter les projections de

matière au joint four-refroidisseur. Il existe aussi sous la grille un plancher de caissons, équipé de chaînes traînasses, pour évacuer les fines particules du clinker passant à travers la grille. Un concasseur à rouleaux se trouve juste à la sortie du refroidisseur à grilles, destiné à fragmenter les gros blocs de clinker et le collage formé dans le four.

L'ensemble du système de dépoussiérage permet la récupération des fines particules de clinker, véhiculées par l'air exhaure. En effet, cet air passe dans une chambre de détente, où il se décharge d'une partie de sa poussière par l'effet du gradient de vitesse. Ensuite, et afin de préserver les conditions optimales de fonctionnement des filtres à manches, l'air issu de cette chambre de détente est refroidi dans un échangeur air-air au moyen d'une série de ventilateurs. L'air ainsi refroidi subit un dernier dépoussiérage dans les filtres à manches, pour être enfin rejeté vers l'atmosphère.

#### 4.1.2. Transfert de chaleur et écoulement air-clinker

Le dispositif de contact air-clinker, représenté en figure 4.2, concerne l'opération continue de refroidissement du clinker en lit mobile horizontal.

La configuration de ce processus réalise avec succès un échange thermique à courants croisés entre l'air et le clinker. En effet, ce dispositif, constitué de grilles mobiles à des plaques perforées, assure l'acheminement et la traversée du clinker depuis l'entrée jusqu'à la sortie du refroidisseur d'une part, et son refroidissement par l'air froid issu des ventilateurs, d'autre part.

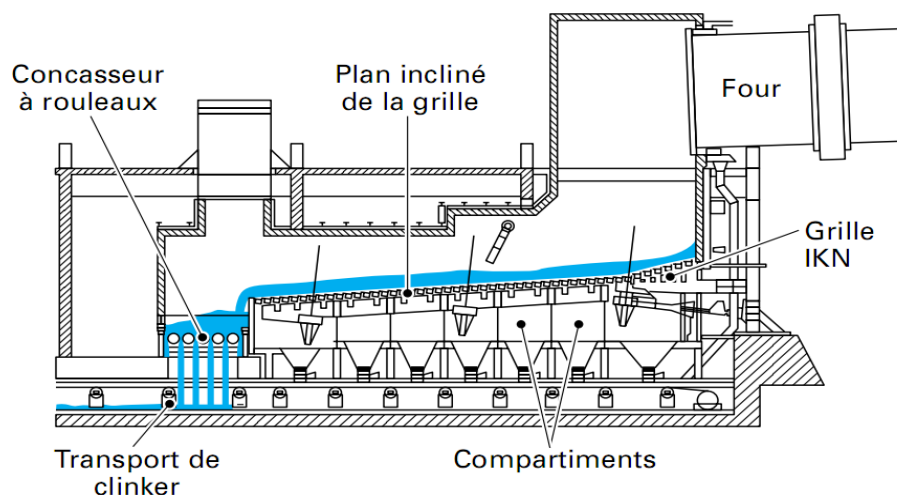


Figure 4.2 : Refroidisseur à grilles du clinker [60]

L'aspect thermique est l'aspect fondamental qui caractérise le fonctionnement de cet échangeur de chaleur. Il est extrêmement important, car il conditionne la stabilité de la température de l'air secondaire, et par conséquent la régularité de l'apport calorifique de l'air comburant dans l'opération de cuisson.

L'échange de chaleur entre le clinker et l'air s'effectue selon les processus suivants :

- Le transfert de chaleur entre le courant d'air et la particule de clinker.
- Le transfert de chaleur dans toute la couche de matière par contact des particules de clinker.
- Le transfert de chaleur entre le courant d'air et les parois internes du revêtement.
- Le transfert de chaleur entre la particule du clinker et les parois du revêtement.

Ces processus se superposent en fonction des conditions existantes, d'où les différents modes régissant cet échange de chaleur sont:

- La convection entre la particule du clinker et l'air.
- La convection entre l'air et la paroi interne de l'échangeur.
- La conduction de chaleur entre les particules de clinker.
- Le rayonnement entre le clinker et l'air.
- Le rayonnement entre le clinker et les parois.

#### 4.1.3. Paramètres de contrôle

Le refroidisseur à grilles joue un rôle important dans le bon fonctionnement de l'installation de cuisson. De ce fait, la maîtrise de réglage des paramètres sensibles de fonctionnement devient primordiale afin d'avoir un profil de température plus ou moins stable, un air secondaire fourni à débit et température constants, donc une consommation d'énergie optimale au niveau du four.

Le contrôle de la vitesse des grilles est l'un des paramètres les plus importants, car le mouvement de va et vient permet donc un ajustement du temps de séjour et un remplissage régulier de la couche du clinker le long des grilles.

La répartition du soufflage sous les grilles n'est pas uniforme et tient compte essentiellement de la tenue des grilles à la température voulue. Pour cela, un paramètre est défini appelé densité de soufflage, qui est le débit d'air insufflé dans une sous chambre rapporté à sa surface de grille. Et afin d'avoir une récupération maximale de la chaleur, il est recommandé d'imposer une importante densité de soufflage dans les deux premières sous-chambres et l'abaisser peu à peu jusqu'à l'aval. Cela va permettre une très bonne efficacité du transfert thermique dans la zone chaude, puisque le débit de soufflage dans celle-ci correspond au débit d'air secondaire.

La pression dans les sous-chambres est en diminution progressive allant de l'entrée jusqu'à la sortie de refroidisseur. Cette diminution est engendrée par la diminution progressive de deux paramètres, la densité de soufflage et l'épaisseur du lit de clinker. Ainsi, la pression dans la deuxième sous-chambre est mesurée et contrôlée afin d'estimer et de suivre l'évolution de l'épaisseur de la couche de clinker, et d'agir en conséquence tout en variant la vitesse de mouvement de la 1<sup>ère</sup> grille.

La vision économique recommande de fonctionner le système avec les paramètres permettant une meilleure récupération des calories du clinker, donc d'avoir une température d'air secondaire aussi élevée que possible. Ceci n'est possible que si la couche de clinker est d'autant épaisse, engendrant ainsi une pression sous-chambre élevée. Cependant, cette vision est limitée par la perméabilité de l'air à travers la couche et la charge maximale que peut supporter et évacuer le système de grilles. Pour cela, il est recommandé de fonctionner l'installation à une épaisseur du lit de 50 à 70 cm et une pression relative sous-chambre 2 de 350mmCE.

La température du clinker à la sortie du refroidisseur doit être suffisamment faible, en vue de ne pas détériorer le système de transport du clinker et éviter une perte de chaleur trop élevée.

La température et le volume d'air exhaure doivent être les plus faibles possibles, afin de limiter les pertes de chaleur vers l'atmosphère et de préserver la performance du fonctionnement des filtres à manches.

La pression au capot de chauffe résultant du tirage du ventilateur, placé à la sortie du préchauffeur, doit être maintenue légèrement négative (environ -2mmCE), car si celle-ci est positive le capot de chauffe est maintenu sous pression, ce qui provoque une projection de fine poussière de clinker par le joint du four.

#### 4.2. Données opératoires

L'analyse physico-chimique du clinker est effectuée au niveau du laboratoire de la cimenterie. Elle nous a permis d'avoir les valeurs de sa masse volumique, sa porosité ainsi que sa composition chimique, donnée en tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Composition chimique du clinker

Composé	C <sub>3</sub> S	C <sub>2</sub> S	C <sub>3</sub> A	C <sub>4</sub> AF	CaO <sub>libre</sub>	MgO	K <sub>2</sub> O	Na <sub>2</sub> O	CaSO <sub>4</sub>
%	60,83	17,06	9,53	9,12	0,09	1,03	0,92	0,30	1,12

Durant la période de relevé des paramètres opératoires, la température de l'air ambiant enregistrée est 30°C. Nous donnons sa composition dans le tableau 4.2.

Tableau 4.2 : Composition massique de l'air

Composé	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O
%	76	23	1

Le tableau 4.3 ci-dessous donne les valeurs moyennes enregistrées des paramètres opératoires de fonctionnement du procédé cuisson-refroidissement du clinker, où l'ensemble de ces paramètres présente une certaine stabilité; de ce fait, ces données sont prises comme références lors de l'élaboration du modèle et les tests de simulation effectués au chapitre 5.

Les valeurs données sont celles enregistrées par le système de contrôle automatique du procédé, affichées sur le synoptique de la salle de commande. Cependant, un certain écart entre la valeur réelle et la valeur affichée par l'automate peut être éventuellement significatif pour certains paramètres, contrairement à d'autres. Ceci est selon la vérification périodique de la fiabilité des

détecteurs et des sondes de mesure présent dans de différents points de l'installation.

Tableau 4.3 : Données opératoires de fonctionnement [30, 61, 63, 64]

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur
<b>1. Données de design</b>			
Longueur du lit	$L$	m	25,3
Largeur du lit	$l$	m	4,26
Hauteur de refroidisseur	$H_{refr.}$	m	3
Surfaces des grilles par chambre	$A_{Ch1.1}$	$m^2$	6,0
	$A_{Ch1.2}$	$m^2$	13,2
	$A_{Ch2}$	$m^2$	12,4
	$A_{Ch3}$	$m^2$	17,0
	$A_{Ch4}$	$m^2$	15,3
	$A_{Ch5}$	$m^2$	16,6
$A_{Ch6}$	$m^2$	27,3	
<b>2. Paramètres mesurés</b>			
Masse volumique du clinker	$\rho_{ck}$	$kg/m^3$	1300
Porosité du clinker	$\phi$	/	0,4
Course: la distance parcourue par les grilles en va-et-vient	$C$	m	0,105
Température de l'air ambiant	$T_0$	$^{\circ}C$	30
Pression atmosphérique	$P_0$	bar	1,013
Vitesse du vent	$V_{vent}$	m/s	7
<b>3. Paramètres affichés sur le synoptique de la salle de commande</b>			
Alimentation du four	$AF$	t/h	265
Débit du combustible gaz naturel (à T ambiante et P=1,639bar).	$V_{GN}$	$m^3/h$	3300
<b>T ck sortie refroidisseur</b>	$T_{Cks}$	$^{\circ}C$	<b>83</b>
<b>T air secondaire</b>	$T_{AS}$	$^{\circ}C$	<b>952</b>
<b>T air d'exhaure</b>	$T_{AE}$	$^{\circ}C$	<b>234</b>
Vitesses des grilles	$\omega_{G1}$	$s^{-1}$	0,12
	$\omega_{G2}$		0,13
	$\omega_{G3}$		0,14
Pression au capot de chauffe	$P_{capo}$	mmCE	-1
Vitesse de rotation du four	$\omega_{four}$	tr/min	2,20
Teneur en poussière à la cheminée	$\tau_p^{ch}$	$mg/Nm^3$	4,25
Taux de O <sub>2</sub> dans les gaz fumés à l'entrée du four	%O <sub>2</sub>	%vol.	5
Taux de CO dans les gaz fumée à l'entrée du four	%CO	%vol.	0,005



Suite à l'absence de valeurs de quelques paramètres indispensables sur le synoptique de salle de commande, nous avons pris comme source de quelques données, le rapport d'une étude récente faite par des ingénieurs de contrôle du procédé. Ce rapport est destiné au service d'automatisation du système, afin de fixer selon le régime de production, les valeurs consignes de la marche automatique de l'installation [61].

En gardant le soufflage spécifique  $SS$  fixé dans ce rapport à  $2,9\text{Nm}^3/\text{kgck}$ , nous avons introduit le débit d'alimentation four de  $265\text{ t/h}$ , afin de calculer les débits des ventilateurs de soufflage [61].

La fraction massique (en %) libérée dans le four lors de la cuisson de la farine, appelée perte au feu ( $PAF$ ), correspond aux phénomènes suivants :

- Départ du  $\text{CO}_2$  par décarbonatation du calcaire vers  $850^\circ\text{C}$  (34 - 40% de  $AF$ ).
- Départ de l'eau par évaporation de l'humidité de la farine crue entre  $80$  et  $100^\circ\text{C}$ , et par déshydratation de l'argile ( $\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{SiO}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ ) vers  $500^\circ\text{C}$  (1 - 2% de  $AF$ ).

La  $PAF$ , dont la valeur variable allant de 35 à 42%, dépend donc de la composition de la farine crue et de son taux d'humidité. Selon des références internes à l'usine, elle est prise égale à 41% [61].

Des taux de poussière de  $0,09$  et  $0,027\text{ kg/Nm}^3$  [62] dans respectivement l'air secondaire et l'air exhaure et  $50\text{mg/Nm}^3$  [59] dans l'air de rejet quittant le système de dépoussiérage sont supposés.

Nous donnons sur le tableau 4.4 les paramètres dont les valeurs prises sont celles tenues comme consignes en commande automatique de l'installation [61].

Les données thermodynamiques, nécessaires aux calculs des flux thermiques sont citées sur le tableau 4.5.

Tableau 4.4 : Autres paramètres de fonctionnement [29, 59, 61, 62]

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur	
Débits des ventilateurs de refroidissement dans la zone 1	$V1M1$	$m^3/h$	25000	
	$V1M2$		40500	
	$V1M3$		40500	
	$V2$		71000	
Débits des ventilateurs de refroidissement dans la zone 2	$V3$		78000	
	$V4$		69000	
	$V5$		67000	
	$V6$		89000	
Pressions relatives sous-chambres	$PSCh1$		mbar	80
	$PSCh2$			50
	$PSCh3$	45		
	$PSCh4$	35		
	$PSCh5$	30		
	$PSCh6$	25		
Air soufflé zone 1	$VAR1$	$m^3/h$	177000	
Air soufflé zone 2	$VAR2$		303000	
Air total soufflé	$VAR$		480000	
Air normal total soufflé	$VNAR$	$Nm^3/h$	453590	
Soufflage spécifique	$SS$	$Nm^3/kgck$	2,9	
Température du clinker à l'entrée refroid.	$Tck_e$	$^{\circ}C$	1450	
Perte au feu	$PAF$	%	41	
Production du clinker	$Prod_{ck}$	t/h	156,3	

Tableau 4.5 : Données thermodynamiques [29, 62, 63, 64]

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur
Température normale	$T^0$	K	273,15
Pression normale	$P^0$	bar	1,013
T de référence pour les calculs thermodyn.	$T^*$	$^{\circ}C$	25
Pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel	$PCI_{GN}$	$kcal/Nm^3$	8581
Masse volumique de l'air	$\rho_{air}$	$kg/Nm^3$	1,798
Coefficient de convection	$h_{conv}$	$W/m^2.^{\circ}C$	10,75
Emissivité de la tôle	$\epsilon_{tol}$	/	0,95
Constante de Stefan-Boltzmann	$\sigma$	$W/m^2.K^4$	$5,6703.10^{-8}$
Facteur de vision	$\alpha$	/	1,25
Indice du vent	$e$	/	0,8

Le tableau 4.6 suivant résume les paramètres des principaux flux gazeux.

Tableau 4.6 : Données sur les courants gazeux

Flux	Température (°C)	Pression (bar)	Débit (m <sup>3</sup> /h)	Débit (Nm <sup>3</sup> /h)
<b>Air total de refroidissement</b>	30	1,0624	480000	453590
<b>Air secondaire</b>	952	1,1016	534780	129660
<b>Air d'exhaure</b>	234	1,1011	585610	342840

### 4.3. Analyses énergétique et exergetique du refroidisseur

Le refroidisseur à grilles est un système ouvert échangeant de la matière, de l'énergie mécanique et calorifique avec le milieu extérieur. L'établissement de son bilan énergétique et exergetique nécessite la connaissance des flux de matière traversant le système et le choix des modèles de calcul de leurs propriétés thermodynamiques. Leurs énergies cinétiques et potentielles sont négligeables.

#### 4.3.1. Bilan massique du clinker

La représentation du circuit de clinker de la figure 4.3 fait apparaître les différents flux suivants :

- Le débit du clinker issu de l'opération de cuisson dans le four ( $AF - PAF$ )
- Le débit du clinker à l'entrée du refroidisseur ( $Ck_e$ ).
- Le débit du clinker à la sortie du refroidisseur ( $Ck_s$ ).
- Le débit de poussière du clinker véhiculé par l'air secondaire ( $pous_{AS}$ )
- Le débit de poussière du clinker véhiculé par l'air d'exhaure ( $pous_{AE}$ ).
- La récupération des chutes du clinker traversant les fentes des grilles ( $Ck_{Chute}$ ).
- Le débit de poussière récupérée par le système de dépoussiérage ( $pous_{Récupérée}$ ).
- Le rejet d'une certaine quantité de poussière dans l'atmosphère à la cheminée ( $pous_{Cheminée}$ ).
- Le débit de production du clinker ( $Prod_{CK}$ ).

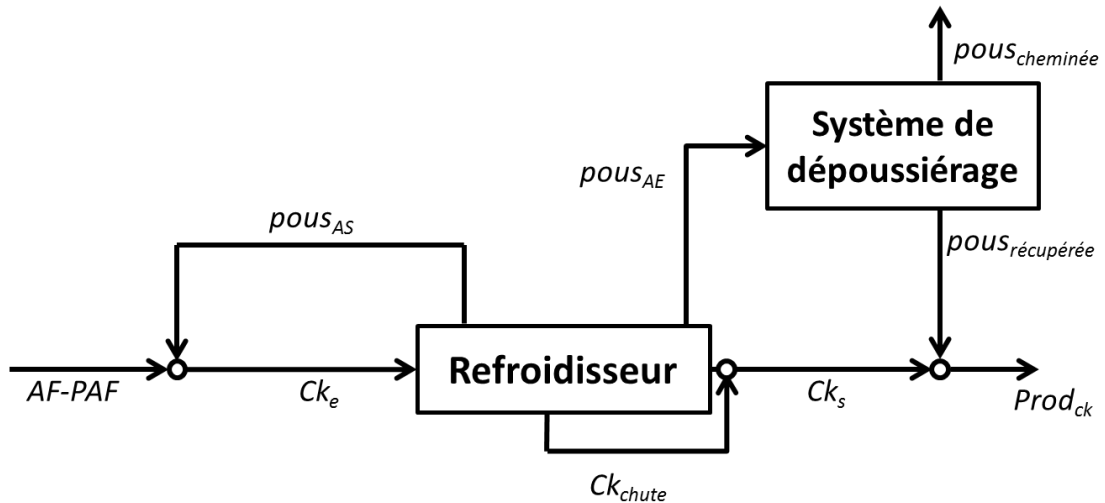


Figure 4.3 : Différents courants du clinker

L'établissement du bilan massique global en kg/h est donné par les équations suivantes:

$$AF - PAF + pous_{AS} = Ck_e \quad (4.1)$$

$$Ck_e = Ck_s + pous_{AS} + pous_{AE} \quad (4.2)$$

$$Prod_{Ck} = Ck_s + pous_{Récupérée} \quad (4.3)$$

$$Prod_{Ck} = AF - PAF - pous_{Cheminée} \quad (4.4)$$

Notons que la chute du clinker à travers les fentes des grilles n'est pas prise en compte dans le bilan massique du clinker puisque elle est récupérée par la chaîne trainasse, rejoignant le débit principal à la sortie du refroidisseur. Et de même, elle subit presque la même évolution de température que le débit principal.

#### 4.3.2. Bilan massique de l'air

La représentation du circuit de l'air, donnée en figure 4.4 ci-dessous, fait apparaître les différents flux gazeux suivants :

- Le débit d'air de refroidissement insufflé dans la zone chaude (AR1)
- Le débit d'air de refroidissement insufflé dans la zone froide (AR2)
- Le débit d'air secondaire (AS)
- Le débit d'air faux de refroidisseur (AFR)

- Le débit d'air exhaure ( $AE$ )
- Le débit d'air faux de dépoussiéreur ( $AFD$ )
- Le débit d'air évacué à la cheminée ( $AC$ )

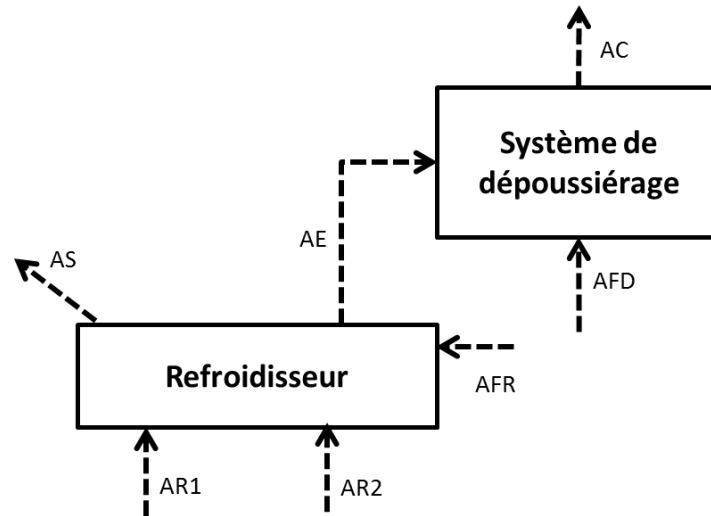


Figure 4.4 : Différents courants de l'air

L'établissement de bilan aéraulique global en  $Nm^3/h$  permet d'écrire les équations suivantes :

$$VN_{AR1} = VN_{AS} \quad (4.5)$$

$$VN_{AR2} + VN_{AFR} = VN_{AE} \quad (4.6)$$

$$VN_{AE} + VN_{AFD} = VN_{AC} \quad (4.7)$$

En introduisant d'après Claudius Peters [59] des coefficients ( $\%AFR$  et  $\%AFD$ ) d'infiltration d'air faux (air parasite infiltré par défaut d'étanchéité), de 6% (par rapport au volume d'air insufflé dans la 2<sup>ème</sup> zone) dans le refroidisseur, et de 4,5% (par rapport au débit rejeté à la cheminée) au niveau du dépoussiéreur.

$$VN_{AE} = 1,06.VN_{AR2} \quad (4.8)$$

$$VN_{AC} = 1,045.VN_{AE} \quad (4.9)$$

Donc

$$VN_{AC} = 1,1077.VN_{AR2} \quad (4.10)$$

### 4.3.3. Bilan énergétique

Les échanges thermiques du refroidisseur avec l'extérieur en tant que système ouvert sont donnés sur le schéma global suivant (figure 4.5):

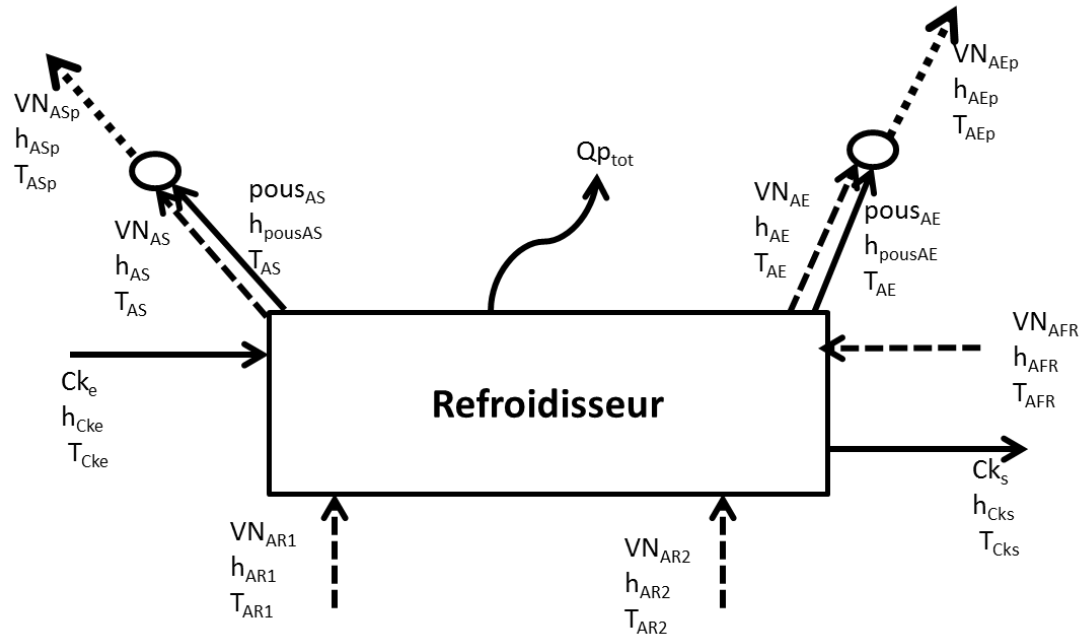


Figure 4.5 : Bilan thermique du refroidisseur

Ce schéma permet d'écrire les équations suivantes du bilan enthalpique:

$$h_{Cke} + h_{AR1} + h_{AR2} + h_{AFR} = h_{Cks} + h_{ASp} + h_{AEP} + Qp_{tot} \quad (4.11)$$

avec

$$h_{ASp} = h_{AS} + h_{pousAS} \quad (4.12)$$

$$h_{AEP} = h_{AE} + h_{pousAE} \quad (4.13)$$

Où

$$h_i = m_i \cdot \left( h_i^0 + \int_{T^0}^{T_i} Cp_i(T) dT \right) \quad (4.14)$$

$h_i$  est le flux enthalpique en kcal/kgck du courant de matière  $i$  ;

$m_i$  le débit massique spécifique en kg/kgck du courant de matière  $i$  ;

Pour les flux gazeux :

$$m_{air,i} = VN_i \cdot \rho_{air} \quad (4.15)$$

$VN_i$  : débit normal spécifique du flux gazeux en  $Nm^3/kgck$  et  $\rho_{air}$  la masse volumique de l'air en  $kg/Nm^3$ .

$Cp_i(T)$  : la fonction de capacité thermique de la matière du flux (clinker ou air) en fonction de sa température.

Après introduction des données numériques issues des références bibliographiques [63, 64] sur *Matlab*, nous avons tiré les coefficients  $a_1$ ,  $b_1$ ,  $c_1$ , et  $a_2$ ,  $b_2$  et  $c_2$  nécessaires permettant d'obtenir les équations du 2<sup>ème</sup> degré des capacités thermiques en fonction de la température sous la forme:

$$Cp_i(T) = a_i + b_i \cdot T + c_i \cdot T^2 \quad (4.16)$$

où  $Cp$  est donnée en  $kcal/kg \cdot ^\circ C$  et  $T$  en  $^\circ C$ .

Pour le clinker :  $(a_1; b_1; c_1) = (0,1887; 5,3850e-005; -2,0645e-009)$

Pour l'air :  $(a_2; b_2; c_2) = (0,2396; 2,2260e-005; 5,4850e-011)$

Pour le clinker et ses poussières, il s'agira des équations relatives aux mélanges de corps purs, et l'air est considéré comme un mélange idéal de gaz parfaits.

Pour l'enthalpie spécifique standard:

$$h_{Ck}^0 = \sum_i X_i h_i^0 \quad (4.17)$$

$$h_{Air}^0 = \sum_i Y_i h_i^0 \quad (4.18)$$

L'origine des enthalpies des composés gazeux, considérés comme gaz parfaits est prise à  $1atm$  et  $298K$ , et tous les solides et l'humidité seront pris à  $298K$ . Les entropies sont considérées égales à celles fournies par Barin [65] à  $298K$ . Les grandeurs thermodynamiques seront données en appendice B.

#### 4.3.4. Bilan exergetique

De la même manière, le bilan exergetique du refroidisseur s'écrit comme suit :

$$Ex_{Cke} + Ex_{AR1} + Ex_{AR2} + Ex_{AFR} = Ex_{Cks} + Ex_{ASp} + Ex_{Aep} + Ex_{perte} \quad (4.19)$$

avec

$$Ex_{ASp} = Ex_{AS} + Ex_{pousAS} \quad (4.20)$$

$$Ex_{Aep} = Ex_{AE} + Ex_{pousAE} \quad (4.21)$$

Où

$$Ex_i = h_i - T_0 \cdot S_i \quad (4.22)$$

L'entropie spécifique  $S_i$  du clinker se calcule par :

$$S_i = Ck_i \left( S_{i(T_0)}^o + \int_{T_0}^T Cp_i(T) d \ln T \right) \quad (4.23)$$

avec :

$$S_{Ck}^o = \sum_i X_i S_i^o \quad (4.24)$$

En absence de phénomènes chimiques dans le refroidisseur, l'exergie spécifique du clinker et sa poussière s'écrit conformément à l'équation (3.22) :

$$Ex_{Ck_i} = Ck_i \sum_i X_i \left[ \int_{T_0}^T Cp_i(T) dT - T_0 \int_{T_0}^T Cp_i(T) d \ln T \right] \quad (4.25)$$

L'entropie spécifique pour les flux gazeux :

$$S_{air} = \sum_i Y_i S_i - R \sum_i \frac{Y_i}{M_i} \ln \frac{Y_i M_{air_{moy}}}{M_i} \quad (4.26)$$

avec  $M_{air_{moy}}$  masse molaire moyenne de l'air et  $M_i$  la masse molaire du constituant  $i$  de l'air dont la fraction  $Y_i$ ; où :

$$S_i = m_{air} \left( S_{i(T_0)}^o + \int_{T_0}^T Cp_i(T) d \ln T - R \ln \frac{P}{P_0} \right) \quad (4.27)$$



De même, l'exergie spécifique de l'air s'écrit :

$$Ex_{air} = m_{air} \sum_i Y_i \left[ \int_{T_0}^T C_{p_i}(T) dT - T_0 \left( \int_{T_0}^T C_{p_i}(T) d \ln T - \frac{R}{M_i} \ln \frac{P}{P_0} \right) \right] \quad (4.28)$$

$i$  étant l'indice du constituant ( $i$ ) dans le clinker et dans l'air.

#### 4.3.5. Flux des grandeurs thermodynamiques

Après l'établissement des équations ci-dessus, nous avons procédé aux calculs des flux enthalpiques et exergetiques ( $h$  et  $Ex$ ) des différents courants de matière solides et gazeux, représentés par le diagramme des flux du procédé (figure 4.6).

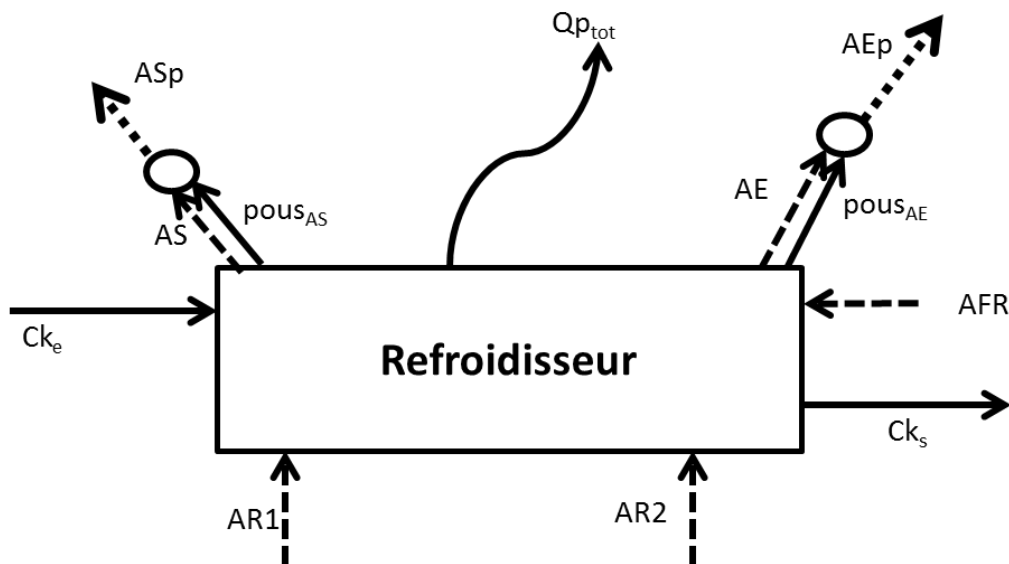


Figure 4.6 : Diagramme des flux d'énergie

Les résultats de l'établissement des bilans de conservation globale d'énergie et d'exergie de l'installation étudiée sont résumés sur les tableaux 4.7 et 4.8 ci-dessous.

Tableau 4.7 : Résultats du bilan d'énergie du refroidisseur

Désignation des courants de matière	Symbole	Flux enthalpiques h (Kcal/kgck)			
		Entrées	%	Sorties	%
Clinker entrée refroidisseur	$Ck_e$	416,18	94,23	/	/
Air de refroidissement zone 1	$AR1$	7,13	1,61	/	/
Air de refroidissement zone 2	$AR2$	17,32	3,92	/	/
Air faux de refroidisseur	$AFR$	1,04	0,24	/	/
Clinker sortie refroidisseur	$Ck_s$	/	/	13,52	3,06
Air secondaire avec poussière	$ASp$	/	/	268,97	60,90
Air secondaire sans poussière	$AS$	/	/	246,79	55,88
Poussière dans l'air secondaire	$pous_{AS}$	/	/	22,18	5,02
Air exhaure avec poussière	$AEp$	/	/	154,35	34,95
Air exhaure sans poussière	$AE$	/	/	149,23	33,79
Poussière dans l'air exhaure	$pous_{AE}$	/	/	5,12	1,16
Perte thermique par parois	$Q_{tot}$	/	/	4,83	1,09
<b>Totale</b>	/	441,67	100	441,67	100
<b>Ecart</b>	$h_e - h_s$	0			

Tableau 4.8 : Résultats du bilan d'exergie du refroidisseur

Désignation des courants de matière	Symbole	Flux exergetiques Ex (Kcal/kgck)			
		Entrées	%	Sorties	%
Clinker entrée refroidisseur	$Ck_e$	266,05	92,59	/	/
Air de refroidissement zone 1	$AR1$	5,95	2,07	/	/
Air de refroidissement zone 2	$AR2$	14,46	5,03	/	/
Air faux de refroidisseur	$AFR$	0,87	0,30	/	/
Clinker sortie refroidisseur	$Ck_s$	/	/	5,19	1,81
Air secondaire avec poussière	$ASp$	/	/	150,32	52,32
Air secondaire sans poussière	$AS$	/	/	137,92	48,00
Poussière dans l'air secondaire	$pous_{AS}$	/	/	12,4	4,32
Air exhaure avec poussière	$AEp$	/	/	50,39	17,54
Air exhaure sans poussière	$AE$	/	/	48,72	16,96
Poussière dans l'air exhaure	$pous_{AE}$	/	/	1,67	0,58
<b>Totale</b>	/	287,33	100	205,90	71,66
<b>Ecart</b>	$Ex_e - Ex_s$	81,43 (28,33%)			

#### 4.4 Evaluation de la performance énergétique du refroidisseur

Dans le but d'évaluer la performance énergétique du refroidisseur à grille, nous quantifions ci-après le soufflage spécifique, la consommation calorifique spécifique d'une part, et les rendements de refroidissement, énergétique et exergetique d'autre part.

##### 4.4.1. Soufflage spécifique $SS$

Le soufflage spécifique est le débit normal d'air de refroidissement rapporté à la production du clinker, exprimé en  $Nm^3/kgck$ .

$$SS = \frac{VN_{AR}}{Prod_{Ck}} \quad (4.29)$$

Il est égal à  $2,9 Nm^3/kgck$ . Il est supérieur à la valeur recommandée de  $2,6 Nm^3/kgck$ . Tout essai de réduction de ce débit sera alors un plus dans le sens d'amélioration de l'efficacité de l'installation.

##### 4.4.2. Consommation calorifique spécifique

C'est la quantité d'énergie calorifique consommée pour la cuisson et le chauffage de la farine crue, rapportée à la production du clinker (en  $kcal/kgck$ ). Elle varie selon le type de procédé de fabrication, où le procédé par voie sèche est caractérisé par des valeurs faibles ( $700-1100kcal/kgck$ ) par rapport à celui de la voie humide ( $1400-1500kcal/kgck$ ) [22]. Elle varie aussi d'une cimenterie à l'autre selon l'efficacité énergétique de l'atelier de cuisson.

Dans l'installation étudiée, la consommation calorifique spécifique est calculée comme suit :

$$CCS = \frac{VN_{GN} \cdot PCI_{GN}}{Prod_{Ck}} \quad (4.30)$$

Où  $VN_{GN}$  le débit consommé du combustible  $GN$  en  $Nm^3/h$ , et  $Prod_{Ck}$  la production du clinker en  $kg/h$ .

$PCI_{GN}$  étant le pouvoir calorifique inférieur du combustible GN, il est égale à 8581kcal/Nm<sup>3</sup> [61].

La valeur affichée de CCS sur le synoptique de la salle de commande, est 906,5kcal/kgck. Cependant, celle trouvée par calcul est 825,4 kcal/kgck. Elle reste supérieure à la valeur citée par la littérature de 705kcal/kgck. Et les mesures dont le but est d'améliorer l'efficacité énergétique sont recommandées afin de réduire sa valeur.

#### 4.4.3. Rendement de refroidissement

C'est la chaleur cédée par le clinker rapportée à sa chaleur à l'entrée. Elle est calculable par l'expression ci-dessous [62]:

$$\eta_{ref} = \frac{h_{Cke} - h_{Cks}}{h_{Cke}} \times 100 \quad (4.31)$$

Où  $h_{Cke}$  et  $h_{Cks}$  les enthalpies du clinker à l'entrée et à la sortie du refroidisseur données en kcal/kgck.

Le rendement de refroidissement :  $\eta_{ref} = 96,75\%$  : le refroidisseur achève bien sa mission d'abaisser la température du clinker au niveau exigé.

#### 4.4.4. Rendement de récupération calorifique

C'est la chaleur récupérée rapportée à la chaleur totale des flux entrants [32,68].

$$\eta_{En} = \frac{h_{ASp} \times 100}{h_{Cke} + h_{AR1} + h_{AR2} + h_{AFR}} \quad (4.32)$$

Où :  $h_{ASp}$  enthalpie de l'air secondaire avec sa poussière en kcal/kgck

$h_{Cke}$  enthalpie du clinker à l'entrée du refroidisseur en kcal/kgck

$h_{AR1}$ ,  $h_{AR2}$ ,  $h_{AFR}$  enthalpies de l'air de refroidissement dans les deux zones et de l'air faux du refroidisseur en kcal/kgck.

Le rendement énergétique :  $\eta_{En} = 60,89\%$  : le rendement est acceptable ; mais la récupération de chaleur n'est pas à son niveau maximum, ce qui exprime l'intérêt de tout effort d'augmentation de la température et/ou du taux de l'air chaud récupéré. Actuellement, seul le flux d'air secondaire est récupéré ; cependant, la récupération d'une partie ou de la totalité de l'air exhaure pour des besoins de chauffage aura un effet très significatif sur l'efficacité énergétique du refroidisseur.

#### 4.4.5. Rendement exergetique

C'est l'exergie de flux récupéré rapportée à l'exergie des flux entrants [31].

$$\eta_{Ex} = \frac{Ex_{ASP} \times 100}{Ex_{Cke} + Ex_{AR1} + Ex_{AR2} + Ex_{AFR}} \quad (4.33)$$

Où :  $Ex_{ASP}$  exergie de l'air secondaire avec sa poussière en kcal/kgck

$Ex_{Cke}$  exergie du clinker à l'entrée du refroidisseur en kcal/kgck

$Ex_{AR1}$ ,  $Ex_{AR2}$ ,  $Ex_{AFR}$  exergies de l'air de refroidissement dans les deux zones et de l'air faux du refroidisseur en kcal/kgck.

Le rendement exergetique :  $\eta_{Ex} = 52,32\%$  : presque la moitié de l'exergie est dégradée. La qualité du transfert thermique et l'effet des mélanges d'air à différentes températures semblent être les causes principales. Une réduction de l'écart important entre les températures du clinker et celles de l'air à la première zone est d'intérêt majeur pour améliorer la qualité de ce transfert, et donc l'amélioration de l'efficacité exergetique du refroidisseur.

### 4.5. Quantification des émissions polluantes issues du refroidisseur

Les efficacités environnementales suivies ici sont uniquement celles concernant les émissions dans l'atmosphère de poussière, de  $CO_2$  et des  $NOx$ .

#### 4.5.1. Emission de poussière

La teneur en poussière rejetée à la cheminée est calculée en  $mg/Nm^3$  par la formule suivant :

$$\tau_P^{ch} = \frac{pous_{cheminée}}{VN_{AC}} = \frac{(1 - EFC) \cdot pous_{AE}}{VN_{AC}} \quad (4.34)$$

Il est à noter que les poussières calculées ici sont uniquement celles entraînées par le flux d'air exhaure après son passage à travers les filtres à manches. Cependant, un autre flux de gaz poussiéreux est rejeté dans l'atmosphère, est celui des gaz fumés. Ce flux sort du four et passe dans les cyclones pour chauffer la farine crue, et passe ensuite dans une colonne où il subit une opération de détente. De l'eau est aussi pulvérisée dans cette colonne afin de charger les poussières électriquement, facilitant ainsi leur séparation des gaz lors de son suivant passage dans un électrofiltre. L'air sortant de celui-ci est enfin rejeté par la cheminée dans l'atmosphère à une teneur en poussière plus ou moins faible. La figure 4.7 montre l'image de ce flux gazeux à sa sortie de la cheminée.



Figure 4.7 : Sortie des gaz fumés après passage dans l'électrofiltre (cimenterie de Meftah)

La norme applicable en termes de teneur en poussière dans les rejets industriels à l'atmosphère est de 50 mg/Nm<sup>3</sup>. La valeur affichée sur le synoptique de la salle de commande est 4,27 mg/Nm<sup>3</sup>, tandis que celle obtenue par calcul,

tenant compte des suppositions données concernant les taux de poussière et l'efficacité du système de dépoussiérage, est  $180,9 \text{ mg/Nm}^3$ .

Le taux de poussière en cheminé est beaucoup plus élevé par rapport à la norme. Ceci nécessite une amélioration, qui pourrait être une élévation de l'efficacité du système de dépoussiérage, ou une réduction de taux de poussière dans l'air exhaure. Cette dernière solution est possible si le débit d'air insufflé dans la seconde zone de refroidisseur est réduit, étant donné que plus le débit insufflé est élevé, plus l'entraînement de poussière est intense.

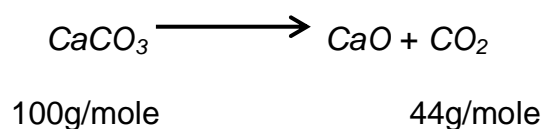
#### 4.5.2. Emission de gaz à effet de serre

Les gaz à effet de serre majoritairement émis dans les cimenteries sont le  $\text{CO}_2$  et les  $\text{NO}_x$ . Tandis que le  $\text{SO}_2$  est très négligeable du fait que le combustible utilisé, le gaz naturel, pratiquement ne le contient pas. De ce fait, notre étude est focalisée sur le calcul des émissions d'uniquement le  $\text{CO}_2$  et les  $\text{NO}_x$ .

##### 4.5.2.1. Emission de $\text{CO}_2$

Les émissions de  $\text{CO}_2$  dans la cimenterie sont d'origine de deux sources :

- $\text{CO}_2$  de décarbonatation : C'est la quantité de  $\text{CO}_2$  résultante de la réaction de décarbonatation de  $\text{CaCO}_3$  suivante :



Elle dépend donc de la fraction massique du calcaire dans la farine crue. Si la farine crue se compose à 90% de  $\text{CaCO}_3$ , chaque tonne de farine crue produit alors la quantité suivante en  $\text{CO}_2$  :

$$m_{\text{CO}_2}^{\text{Décar.}} = 0,90 \cdot \frac{44}{100} = 0,396 \text{ kgCO}_2 / \text{kgCru} \quad (4.35)$$

La production du clinker est :

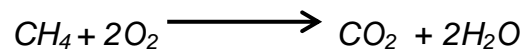
$$Prod_{ck} = 1 - PAF = 0,59 \text{ kgck} / \text{kgCru} \quad (4.36)$$

La production de  $CO_2$  rapportée à la production du clinker donne alors les émissions de  $CO_2$  de décarbonatation suivant :

$$m_{CO_2}^{Décar.} = \frac{0,396}{0,59} = 0,671 \text{ kgCO}_2 / \text{kgck} = 671 \text{ kgCO}_2 / \text{tck} \quad (4.37)$$

- $CO_2$  de combustion: C'est la quantité de  $CO_2$  qui vient de la combustion produite dans le four. Elle dépend de la nature du combustible utilisé, et des besoins calorifique de l'opération de cuisson, mais aussi de l'efficacité énergétique de l'installation (préchauffeur, four et refroidisseur).

Le combustible utilisé est le gaz naturel, dont on considère qu'il se compose uniquement de son constituant majoritaire, qui est le méthane. Sa combustion dans le four suit la réaction suivante :



$$m_{CO_2}^{Comb.} = \frac{VN_{GN} \cdot M_{CO_2}}{Prod_{ck} \cdot 22,4} = \frac{14978,44}{156,22,4} = 188,6 \text{ kgCO}_2 / \text{tck} \quad (4.38)$$

Les émissions totales de  $CO_2$  sont:

$$m_{CO_2}^{Total.} = m_{CO_2}^{Décar.} + m_{CO_2}^{Comb.} = 671 + 188,6 = 860 \text{ kgCO}_2 / \text{tck} \quad (4.39)$$

On peut les exprimer en fonction de la production du ciment. Sachant que le clinker constitue 78,8% de la composition du ciment:

$$m_{CO_2}^{Total.} = 860 \cdot 0,788 = 677 \text{ kgCO}_2 / \text{tciment} \quad (4.40)$$

#### 4.5.2.2. Emissions des NOx

En supposant un facteur d'émission de 2,77mg/kcal d'énergie thermique consommée, les émissions d'oxydes d'azote sont calculées en fonction de la production du clinker par l'expression suivante :



$$m_{NOx} = CCS.F_{NOx} = 823,9.2,77.10^{-3} = 2,282kgNOx/tck \quad (4.41)$$

Et en fonction de la production du ciment :

$$m_{NOx} = 2,282.0,788 = 1,8kgNOx/tciment \quad (4.42)$$

Il est possible de réduire les émissions de  $CO_2$  issu de décarbonatation par incorporation des ajouts. Par contre, la réduction des émissions de  $CO_2$  de combustion et des  $NOx$  n'est possible que si des mesures sont prises permettant l'amélioration de l'efficacité énergétique de l'atelier de cuisson (préchauffeur-four-refroidisseur) et réduisant ainsi la consommation en combustible.

## CHAPITRE 5

### MODELISATION DU REFROIDISSEUR A GRILLES ET SIMULATION DE LA RECUPERATION DE CHALEUR DE L'AIR EXHAURE

#### Introduction

Dans cette partie nous développons un modèle mathématique permettant, à partir de données accessibles à la cimenterie, de simuler les échanges thermiques en régime permanent dans le refroidisseur. Il ne s'agit pas de modèle dynamique destiné à automatiser la conduite de ce refroidisseur, mais de modèle mathématique permettant à partir de lois fondamentales de la thermodynamique, de simuler l'influence de nombreux paramètres sur les performances énergétique et exergetique de cette installation industrielle.

L'objectif principal de ce travail est l'analyse des performances énergétique, exergetique et environnementale du refroidisseur, la simulation de l'influence de changement de certains paramètres opératoires et en particulier, la récupération de chaleur de refroidissement du clinker transmise vers l'extérieur par l'air exhaure, sur ces performances.

#### 5.1. Elaboration d'un modèle représentatif au fonctionnement réel de l'installation

Le refroidisseur à grilles est un système ouvert échangeant de la matière, de l'énergie mécanique et calorifique avec le milieu extérieur. Leurs énergies cinétiques et potentielles sont supposées négligeables. L'établissement de ses bilans massique, énergétique et exergetique nécessite la connaissance des flux de matière traversant le système et le calcul juste de leurs propriétés thermodynamiques.

L'arrivée aux objectifs cités à l'introduction n'est possible que si des mesures de températures du clinker et de l'air sortant du lit, depuis l'entrée jusqu'à la sortie de refroidisseur, sont disponibles et accessibles à tout moment. Or, seule la

mesure disponible est la température du clinker à la sortie de refroidisseur ( $T_{Cks}$ ). Et même, l'application des formules des bilans globales de masse et d'énergie sur le refroidisseur ne permet pas d'avoir l'évolution continue de ces deux paramètres ( $T_{Ck}$  et  $T_{air}^s$ ) à l'intérieur du refroidisseur.

Pour cela, il est nécessaire de procéder à diviser théoriquement le refroidisseur, sur sa longueur, en plusieurs parties appelées étages, et appliquer ensuite les bilans massique et énergétique sur chaque étage.

Par une succession d'équations mathématiques mises sous forme de boucles, élaborant ainsi un modèle, ces formules de bilans sont traitées et suivies sur le programme *Matlab*.

### 5.1.1. Choix du modèle

Pour la représentation du refroidissement continu du clinker ci-dessus, nous proposons une modélisation de type génie chimique basée sur le concept des bilans [67], permettant d'établir un modèle de procédé à partir des lois fondamentales de la conservation de la masse, les principes de la thermodynamique, et les lois de transfert.

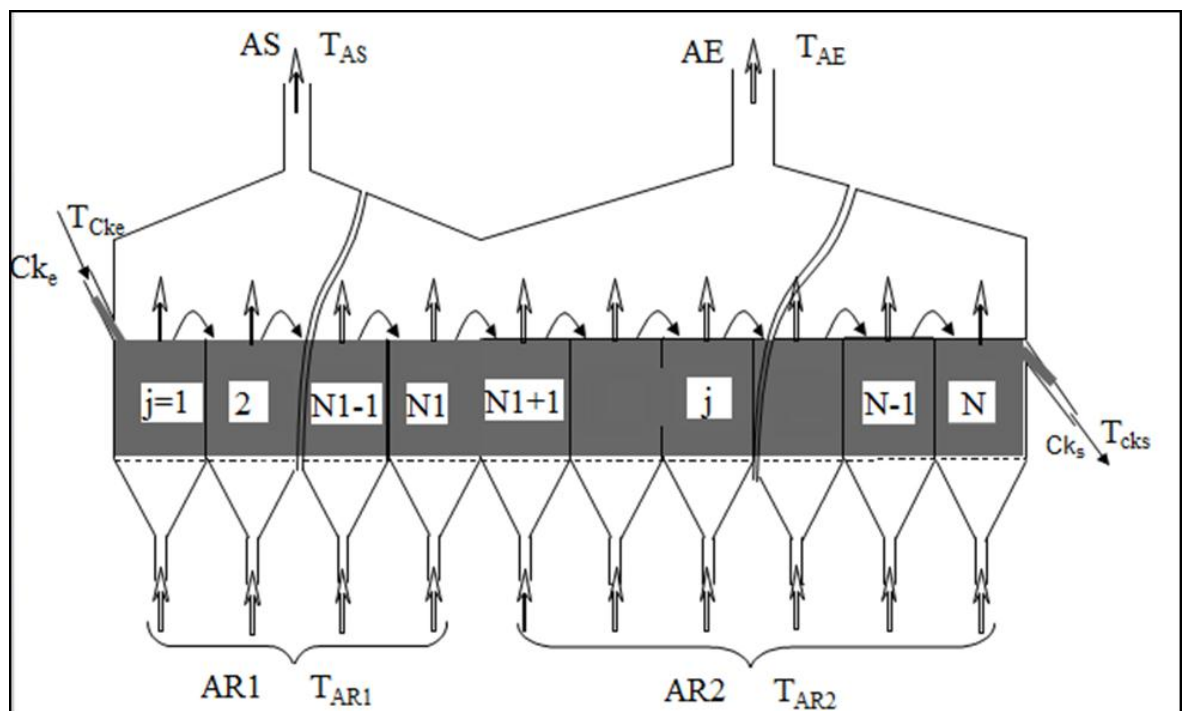


Figure 5.1 : Refroidissement du clinker à multi étages [29]

Kunii et Levenspiel [69], ont représenté l'opération continue de l'échange thermique à courants croisés entre le gaz et le solide, par une série de  $N$  contacteurs de taille égale, où le solide est parfaitement agité par le gaz. Se basant sur cette configuration, le refroidisseur est approché, en figure 5.1, par un échange thermique à courants croisés multi étagés.

### 5.1.2. Hypothèses du modèle

Se basant sur des études similaires effectuées sur les bilans thermiques de refroidisseur [29, 62, 63], les hypothèses suivantes sont considérées :

- La porosité du lit de clinker est supposée égale à 0,4 [29].
- Le lit de clinker est formellement divisé en  $N$  étages de tailles égales.
- Le clinker est bien agité par l'air.
- La température du clinker à l'entrée du refroidisseur est égale à 1450°C [29].
- la fréquence de mouvement des grilles est prise égale à la moyenne des fréquences des grilles.
- Dans chaque étage un débit spécifique d'air est insufflé.
- Chaque étage est considéré comme mélangeur parfaitement agité avec échange de chaleur entre solide et air.
- L'air secondaire entraîne un reflux de poussière de 7,5% par rapport au débit de clinker issu de l'opération de cuisson, avec des charges moyennes en poussière de 0,09 et 0,027 kg/Nm<sup>3</sup> respectivement de l'air secondaire et de l'air exhaure [62].
- Une perte au feu de 41% de l'alimentation du four est considérée [61].
- Un taux de passage des fines particules à travers les fentes des grilles de 2% du débit du clinker à l'entrée du refroidisseur [29].
- Un taux d'air faux dans le refroidisseur de 6% par rapport au volume d'air insufflé dans la zone froide [61].

### 5.1.3. Développement du modèle

Le débit du clinker issu de la cuisson de la farine crue est calculé en fonction du régime de production et de la composition du mélange cru utilisé. C'est-à-dire en fonction du débit de l'alimentation du four ( $AF$  en t/h) en farine crue et de sa composition chimique qui détermine alors la valeur de la perte au feu ( $PAF$  en %). Il est calculé donc (en t/h) par la formule suivante :

$$Ck_{cuisson} = AF \cdot \left( 1 - \frac{PAF}{100} \right) \quad (5.1)$$

Ce débit est alors augmenté par le débit de poussière entraînée par l'air secondaire dont le reflux est  $\%pous_{AS}$ , pour constituer le débit global du clinker à l'entrée du refroidisseur :

$$Ck_e = Ck_{cuisson} \cdot \left( 1 + \frac{\%pous_{AS}}{100} \right) \quad (5.2)$$

Pour faire une étude en absence d'accumulation du clinker dans le refroidisseur (régime permanent), nous considérons que les trois grilles oscillent à une même fréquence égale en  $s^{-1}$  à la moyenne des trois fréquences :

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_{moy} = \frac{\omega_{G1} + \omega_{G2} + \omega_{G3}}{3} \quad (5.3)$$

La vitesse moyenne de déplacement du clinker dans le refroidisseur se calcule en m/min par l'équation suivante :

$$u_{moy} = C \cdot \omega_{moy} \cdot 60 \quad (5.4)$$

Où  $C$  est la course (en m).

Le temps de séjour du clinker dans le refroidisseur peut être obtenu en min comme suit:

$$ts_t = \frac{L}{u_{moy}} \quad (5.5)$$

Le *Pas* est la distance entre deux points successifs de mesure des températures dans le lit, c'est-à-dire la longueur d'un étage, il est pris identique dans les deux zones et égale à 0,1m.

$$Pas_1 = Pas_2 = 0,1m \quad (5.6)$$

La position de la limite entre les deux zones donne la longueur de la 1<sup>ère</sup> zone  $L_1$ . Elle est variable selon le régime d'aspiration des deux groupes de ventilateurs de l'air exhaure *VE* et des gaz fumés *VF* (deux ventilateurs pour chaque groupe). Globalement, elle peut varier autour de la longueur de la 1<sup>ère</sup> grille qui est égale à 7,4m. Selon Claudius Peters, la longueur de la 1<sup>ère</sup> zone sera supposée correspondre à 23% de la longueur totale du refroidisseur. Toutefois, nous verrons par la suite l'effet de changement de  $L_1$  sur le rendement thermique de refroidisseur.

$$L_1 = 5,8m \quad (5.7)$$

Les nombres d'étages des zones I ( $N_1$ ) et II ( $N_2$ ) seront déterminés par les équations ci-dessous en fonction des pas considérés dans les deux zones  $Pas_1$  et  $Pas_2$ .

$$N_1 = \frac{L_1}{Pas_1} \quad (5.8)$$

$$N_2 = \frac{L_2}{Pas_2} \quad (5.9)$$

Il est possible aussi de déterminer le nombre d'étages en fixant le temps de séjour du clinker dans chaque étage, c'est-à-dire en introduisant le temps  $ts_j$  (en s) qui sépare deux mesures successives de températures, par l'expression suivante :

$$N_1 = \frac{L_1 \cdot 60}{u_{moy} \cdot ts_j} \quad (5.10)$$

$$N_2 = \frac{L_2 \cdot 60}{u_{moy} \cdot ts_j} \quad (5.11)$$

A noter que la fonction "round" sur *Matlab* est nécessaire afin de prendre les nombres entiers plus proches aux résultats trouvés.

Le nombre total d'étages dans le refroidisseur est la somme suivante :

$$N = N_1 + N_2 \quad (5.12)$$

Les temps de séjours du clinker dans les deux zones sont calculés comme suit :

$$ts_1 = N_1 \cdot ts_j \quad (5.13)$$

$$ts_2 = N_2 \cdot ts_j \quad (5.14)$$

Suite à l'entraînement de poussière par l'air (en particulier l'AS) et du passage des fines particules à travers les fentes des grilles, le débit du clinker diminue peu à peu en progressant dans le refroidisseur. Par conséquent, la hauteur du lit est aussi en diminution allant de l'entrée à la sortie. Ainsi, la hauteur du lit dans un étage est calculée en réduisant du débit du clinker à l'entrée du refroidisseur toutes les pertes en poussière et en chute, comme montré par la formule suivante :

$$H_j = \frac{\left( Ck_e - \sum_1^j (pous + Ck_{chute}) \right) \cdot ts_j \cdot 60}{Pas \cdot \ell \cdot \rho_{Ck}} \quad (5.15)$$

Avec  $ts_j$  est le temps de séjour dans un seul étage. Il est soit introduit pour calculer  $N$ , soit calculé par :

$$ts_j = \frac{ts_t}{N} \quad (5.16)$$

Quant aux hauteurs moyennes, elles sont calculées par les expressions suivantes :

$$H_1 = \frac{1}{N_1} \sum_1^{N_1} H_j \quad (5.17)$$

$$H_2 = \frac{1}{N_2} \sum_{N_1+1}^N H_j \quad (5.18)$$

$$H_{moy} = \frac{1}{N} \sum_1^N H_j \quad (5.19)$$

D'autre part, le poids du lit est donné par :

$$m_{lit} = \rho_{ck} \cdot H_{moy} \cdot \ell \cdot L \quad (5.20)$$

avec :

$\rho_{ck}$  : masse volumique apparente du clinker (en kg/m<sup>3</sup>)

$H_{moy}$  : hauteur moyenne du lit (en m)

$L, \ell$  : longueur et largeur du lit (en m)

#### 5.1.4. Bilans massiques d'un étage

Le clinker entre dans l'étage  $j$  avec un débit massique  $Ck_{j-1}$  et sort à un débit  $Ck_j$  avec un écart égal au débit de poussière entraînée par l'air insufflé dans cet étage.

D'où l'équation du bilan massique du clinker dans un étage s'écrit :

$$Ck_{j-1} = Ck_j + pous_j \quad (5.21)$$

Où  $pous_j$  est le débit de poussière entraînée de l'étage  $j$  par le courant d'air  $VN_{airj}$ . Il est calculé pour chaque étage en fonction de son débit d'air insufflé  $VN_{airj}$ , et d'une façon à retrouver des valeurs moyennes pour les deux zones égales ou très proches aux taux de poussière des airs secondaire et exhaure cités dans les hypothèses. Pour cela, une équation est obtenue par *Matlab* de 2<sup>ème</sup> degré en fonction de la position de l'étage, permettant de calculer à chaque étage le taux de poussière en kg/Nm<sup>3</sup> selon sa position  $x_j$ . Elle est obtenue en introduisant des valeurs cibles de 0,09, 0,025 et 0,0005 en positions L1/2, L1+L2/2 et L (à la sortie du refroidisseur, le taux de poussière est très faible, vu l'épuisement du lit du clinker en fines particules ; il est considéré égal à 0,0005 kg/Nm<sup>3</sup>).



La figure 5.2 suivante montre le taux de poussière supposé :

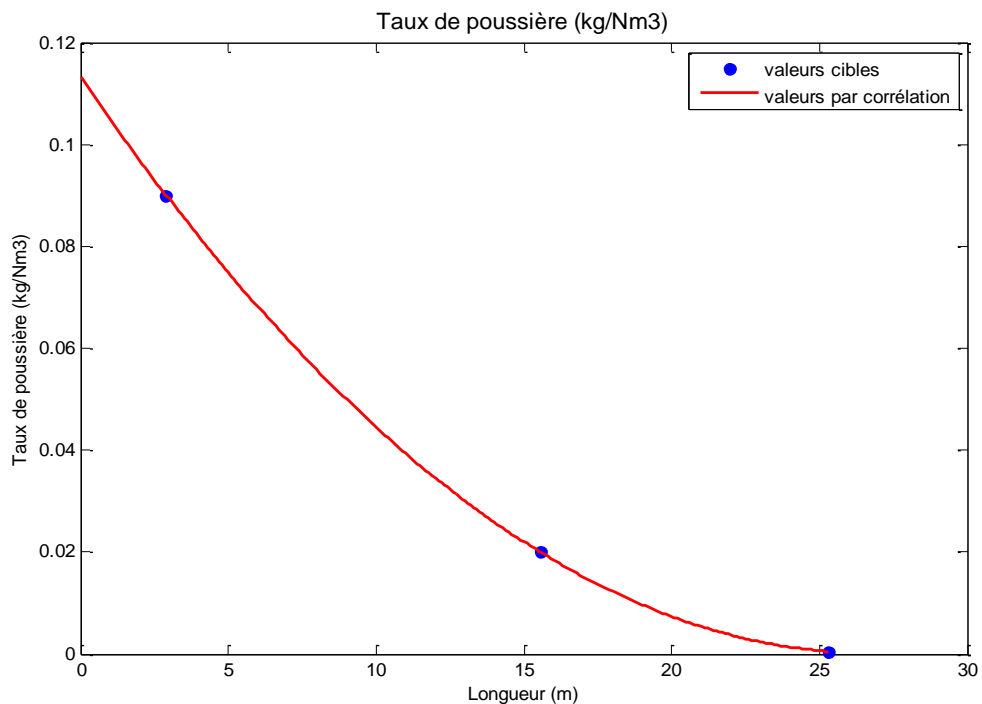


Figure 5.2 : Evolution du taux de poussière appliquée sur le modèle

Ainsi le débit de poussière  $pous_j$  est obtenu en multipliant ce taux par le débit d'air  $VN_{air_j}$

Rappelons que les chutes des fines particules de clinker à travers les fentes des grilles ne sont pas prises en compte dans ses bilan vu leur faible effet sur les analyses énergétiques et exergetiques.

Quant à l'air, le débit normal se conserve de l'entrée à la sortie de l'étage, mais il se diffère en le comptant aux conditions réelles sous l'effet de la différence de températures de l'entrée et de la sortie. D'où l'équation du bilan massique de l'air (bilan aéraulique) d'un étage s'écrit :

$$VN_{air_j}^e = VN_{air_j}^s = VN_{air_j} \quad (5.22)$$

Cependant, le débit d'air insufflé n'est pas le même dans tous les étages, mais il varie selon la densité de soufflage appliquée. Nous avons supposé que la densité de soufflage dans la 1<sup>ère</sup> sous chambre est égale au débit total insufflé par ses trois ventilateurs (V1M1, V1M2 et V1M3) rapporté à sa surface de grille (la

moyenne des trois parties de la 1<sup>ère</sup> sous-chambre). La figure 5.3 ci-dessous, illustre la densité de soufflage appliquée à l'usine et celle introduite sur le modèle.

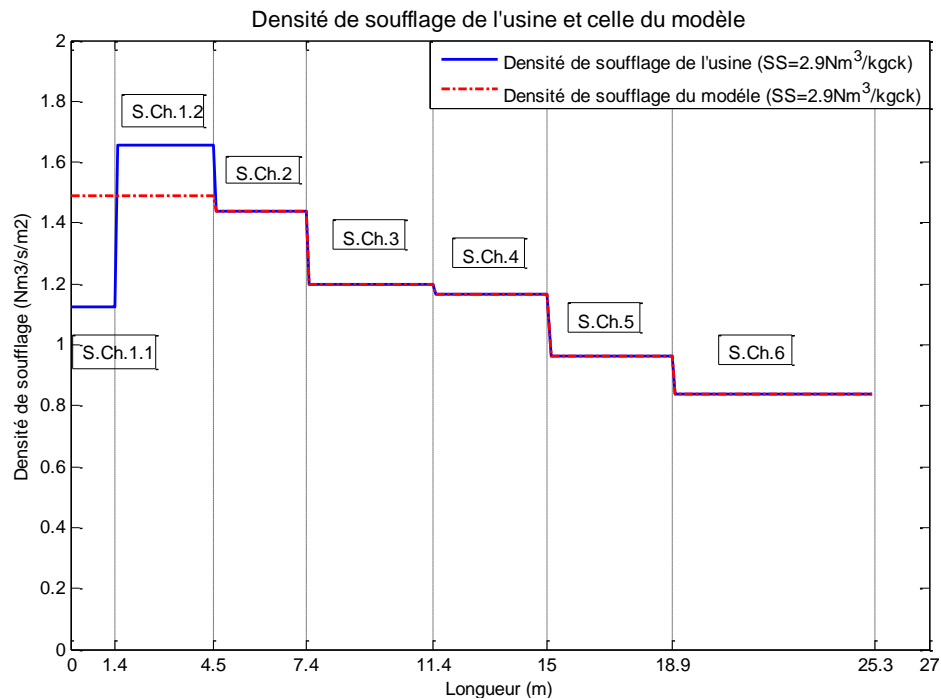


Figure 5.3 : Densité de soufflage appliquée sur le modèle

#### 5.1.5. Bilan énergétique d'un étage

Le clinker se refroidit, donc il sort de l'étage  $j$  à une température  $T_{ck_j}$  inférieure à celle de son entrée  $T_{ck_{j-1}}$ . Tandis que l'air passe d'une température  $T_{air_j^e}$  égale à la température ambiante, à une température  $T_{air_j^s}$  supérieure.

Le bilan enthalpique de l'étage  $j$ , représenté en figure 5.4, donne l'égalité entre les deux équations suivantes, exprimant la somme des flux entrants et la somme des flux sortants:

$$H_j^e = Ck_{j-1} \cdot h_{ck_{j-1}} + \rho_{air} \cdot VN_{air_j} \cdot h_{air_j^e} \quad (5.23)$$

$$H_j^s = Ck_j \cdot h_{ck_j} + \rho_{air} \cdot VN_{air_j} \cdot h_{air_j^s} + pous_j \cdot h_{pous_j} + Qp_j \quad (5.24)$$

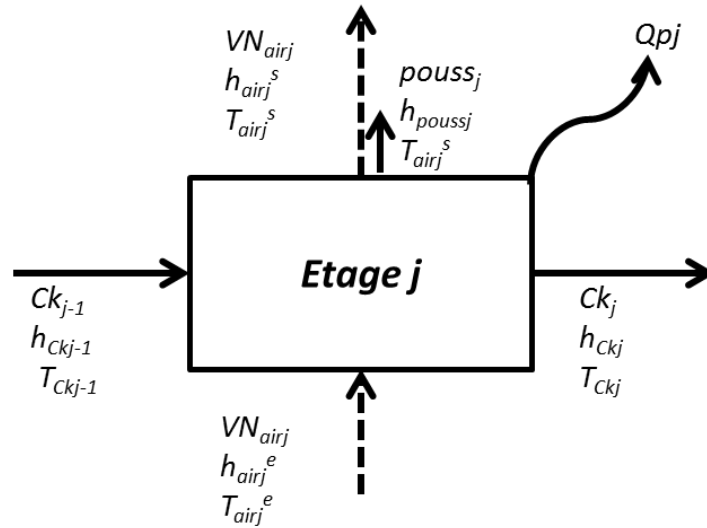


Figure 5.4 : Bilan enthalpique de l'étage  $j$

En utilisant les équations citées au chapitre précédent (paragraphe 4.4.3), l'équation 5.23 est facilement calculable, puisque les températures et les débits massiques des entrées sont disponibles ou sont déjà calculés dans l'étage  $j-1$ .

Quant à l'équation 5.24, on est en présence de 3 inconnus :  $T_{ckj}$ ,  $T_{airj}^s$  et  $Q_{pj}$ .  $Q_{pj}$  étant la perte thermique à travers la paroi de l'étage  $j$ .

Vu que le flux thermique perdu du milieu de l'étage vers l'extérieur ( $Q_{pj}$ ) est le même flux traversant la surface externe du refroidisseur, il est possible alors de le calculer par les formules ci-dessous connaissant la température de la paroi externe et celle du milieu extérieur.

En fait la température de la paroi externe varie de l'entrée à la sortie du refroidisseur. Pour cela des mesures de température de la surface externe de la paroi ont été faites par pyromètre à infrarouge pour les deux cotés sur la longueur du refroidisseur. Cependant, vu la difficulté aussi bien pour le positionnement à chaque mètre de la longueur et que pour avoir des mesures exacte par pyromètre à longue distance, les valeurs collectées sont alors ajustées manuellement et corrélée ensuite sur *Matlab* pour avoir un vecteur de  $N$  valeurs de  $T_{pextj}$  à chaque *Pas* de longueur. Ainsi, nous avons pu avoir la courbe d'évolution de cette température  $T_{pextj}(x_j)$  illustrée sur la figure 5.5.

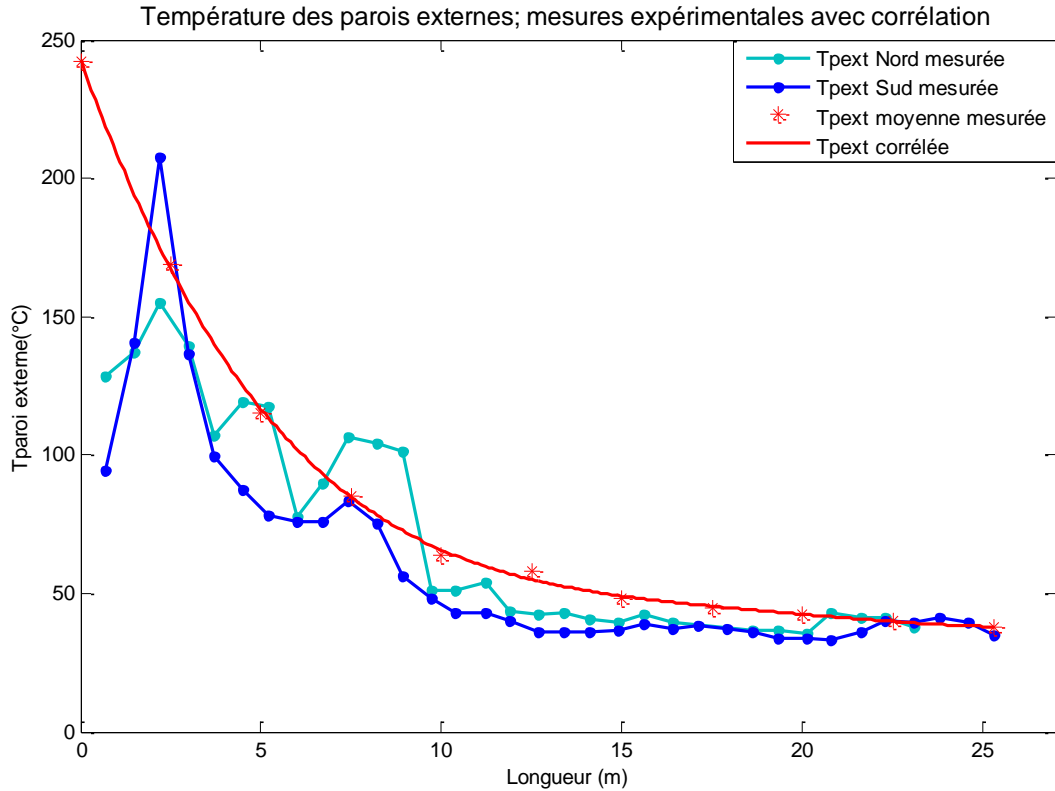


Figure 5.5 : Température de la paroi externe du refroidisseur

A partir de ces valeurs de  $T_{pextj}(x_j)$ , la perte thermique à travers les parois est calculée pour chaque étage comme étant la somme de la perte par radiation et la perte par convection. Elle peut s'écrire sous la forme suivante:

$$Qp_j = Qrad_j + Qconv_j \quad (5.25)$$

La perte thermique par radiation (en W) d'un étage se calcule par [62]:

$$Qrad_j = \alpha \cdot \varepsilon_{tot} \cdot \sigma \cdot A_j \cdot (T_{pextj}^4 - T_0^4) \quad (5.26)$$

Où :  $\alpha$  est un facteur de vision du refroidisseur, égale à 1 si le refroidisseur est très loin des objets aux alentours. Mais, une partie de la surface externe du refroidisseur étudié est proche à d'autres murs ; pour cela ce facteur est estimé à 0,9.

$\varepsilon_{tot}$  est l'émissivité de la surface du refroidisseur. La couche externe de la paroi du refroidisseur étudié est une tôle. Son émissivité est 0,95.

$\sigma$  est la constante de Stefan-Boltzmann  $5,6703 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

$T_{pextj}$  est la température de la paroi externe de l'étage  $j$  (en Kelvin).

$T_0$  est la température du milieu extérieur (en Kelvin).

$A_j$  est la surface d'échange thermique de l'étage  $j$  avec l'extérieur en  $m^2$ . Elle est égale à :

$$A_j = Pas(2H_{refr} + \ell) \quad (5.27)$$

$Pas$ ,  $H_{refr}$  et  $\ell$  sont le pas considéré, la hauteur et la largeur du refroidisseur (en m).

Quant à la perte thermique par convection à chaque étage est calculable par la formule suivante (en W):

$$Q_{convj} = h_{conv} \cdot A_j (T_{pextj} - T_{amb}) \quad (5.28)$$

Où :  $T_{pextj}$  et  $T_{amb}$  sont en °C.

$h_{conv}$  est le coefficient de transfert thermique par convection en  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ , calculé comme suit [62]:

$$h_{conv} = h_{nat} (1 + 0,57v)^e \quad (5.29)$$

$v_{vent}$  est la vitesse du vent à la surface externe du refroidisseur.

$e$  il reflète l'impact du vent. Il varie entre 0,5 et 0,8.

Le coefficient de convection naturel se calcule comme suit [62] :

$$h_{nat} = 1,18((T_{pextj} - T_0) / L)^{0,25} \quad (5.30)$$

Chaque valeur obtenue de la perte thermique est introduite dans l'équation du bilan thermique de l'étage considéré.

Du fait de la granulométrie considérable du clinker (jusqu'à 20mm de diamètre), l'écart entre  $T_{Ckj}$  et  $T_{airj}^s$  ne pourra être négligeable que si le temps de

contact entre clinker et air dans les étages soit considérablement long. Cependant, ce contact est limité en un temps fini. C'est pourquoi nous avons considéré que le transfert thermique entre le clinker et l'air n'est pas parfait, mais il présente un rendement suffisant pour avoir un écart entre les deux températures. Cela veut dire qu'il est possible d'écrire :

$$T_{airj}^s = f \cdot T_{Ckj} \quad (5.3)$$

où  $f$  est un facteur à déterminer.

Des tests faits par différentes valeurs du  $f$  entre 0,70 et 1,00 ont révélé qu'une valeur de 0,93 peut donner des résultats plus proches au fonctionnement réel de l'installation.

En outre, la poussière entraînée par l'air sortant de l'étage est prise à la température  $T_{airj}^s$ .

Vu la conservation du bilan massique du clinker et de l'air, des mêmes termes sont éliminés de part et d'autre dans l'équation du bilan. Ces termes concernent les enthalpies standards  $h^0$ .

On arrive alors à une équation de troisième degré où la seule variable inconnue est  $T_{Ckj}$  de la forme :

$$f(T_{Ckj}) = 0 \quad (5.31)$$

qui reste encore compliquée et difficile à résoudre directement.

Nous avons utilisé la méthode des approximations successives pour la résoudre numériquement. Elle est alors réarrangée et mentionnée sous la forme suivante :

$$T_{Ckj} = g(T_{Ckj}) \quad (5.32)$$

Où  $g(T_{Ckj})$  est une fonction de  $T_{Ckj}$  aussi [69].

Nous avons donné comme valeur initiale de  $T_{Ckj}$  à chaque étage :

$$T_{Ckj}^0 = T_{Ckj-1} - \Delta T \quad (5.33)$$

Où  $\Delta T$  est la chute moyenne de température du clinker par étage, elle est calculée comme suit :

$$\Delta T = \frac{T_{Cke} - T_{Cks}}{N} = \frac{1450 - 83}{N} \quad (5.34)$$

Le nombre d'itérations  $k$  est calculé pour chaque étage, et un test d'arrêt est introduit à un écart inférieur ou égal à  $10^{-2}$  entre deux solutions successives.

Des vecteurs de sommes sont introduits permettant les calculs des débits massiques, volumiques, enthalpiques ou exergétiques associés aux flux de matières entrants et sortants des étages, afin d'avoir toutes les données nécessaires à la vérification des différents bilans globaux sur le refroidisseur et sur chaque zone. C'est ainsi qu'on a pu calculer les soufflages spécifiques, les densités de soufflage, les taux de poussières, les pertes thermiques, les enthalpies et les températures d'air secondaire et d'air exhaure, ... etc.

Les températures moyennes de l'air secondaire et de l'air exhaure sont données par les équations suivantes, relatives à l'effet de mélange d'air à différentes températures.

$$T_{AS} = \frac{\sum_{j=1}^{N1} (m_{a,j} \cdot Cp_a(T_{a,j}^s) \cdot T_{a,j}^s + m_{p,j} \cdot Cp_{ck}(T_{a,j}^s) \cdot T_{a,j}^s)}{\sum_{j=1}^{N1} (m_{a,j} \cdot Cp_a(T_{a,j}^s) + m_{p,j} \cdot Cp_{ck}(T_{a,j}^s))} \quad (5.35)$$

$$T_{AE} = \frac{\left( \sum_{j=N1+1}^N (m_{a,j} \cdot Cp_a(T_{a,j}^s) \cdot T_{a,j}^s + m_{p,j} \cdot Cp_{ck}(T_{a,j}^s) \cdot T_{a,j}^s) \right) + m_{AFR} \cdot Cp_a(T_{amb}) \cdot T_{amb}}{\left( \sum_{j=N1+1}^N (m_{a,j} \cdot Cp_a(T_{a,j}^s) + m_{p,j} \cdot Cp_{ck}(T_{a,j}^s)) \right) + m_{AFR} \cdot Cp_a(T_{amb})} \quad (5.36)$$

Des boucles de vérifications des bilans énergétiques microscopiques (sur chaque étage) est macroscopique (sur le refroidisseur globalement) sont mises sur le modèle.

L'organigramme de résolution du modèle est représenté en figure 5.6.

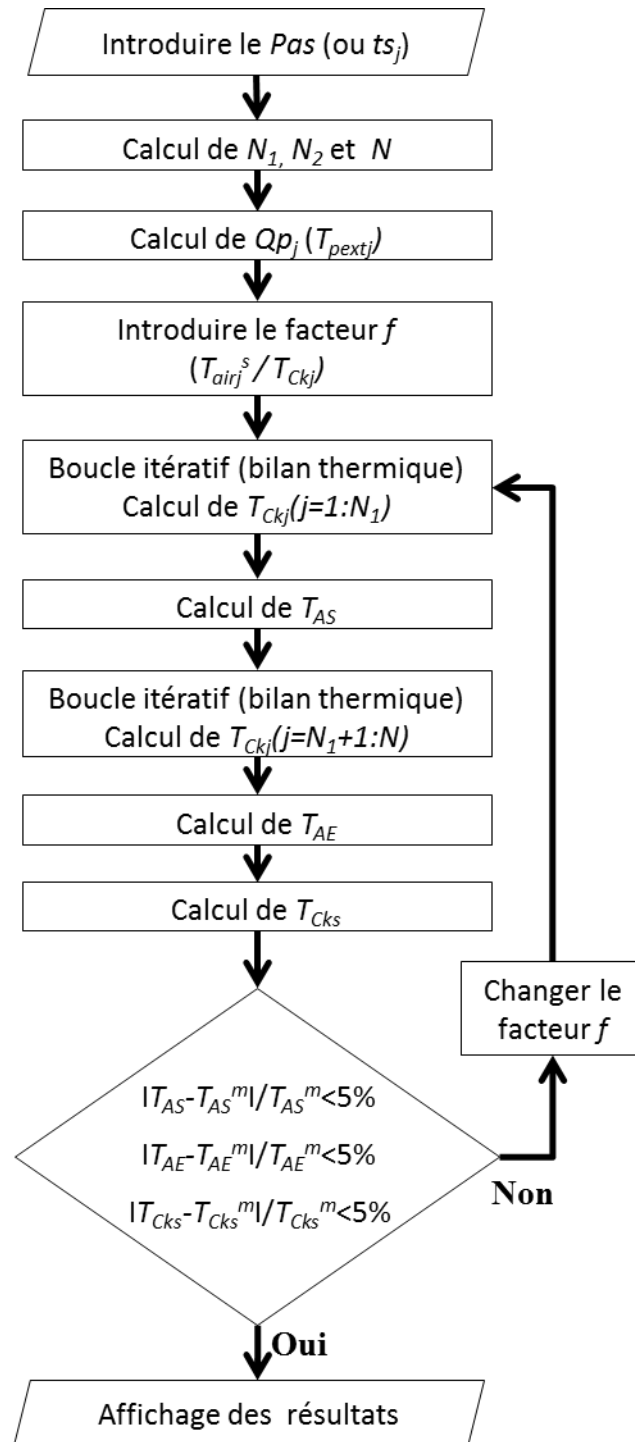


Figure 5.6 : Organigramme de résolution du modèle



### 5.2. Simulation du changement du $Pas$

Le modèle est conçu en fait pour différentes valeurs de  $Pas$ , et donc différentes valeurs de  $N$ .

Dans cette partie nous verrons l'effet de la valeur du  $Pas$  sur la capacité du modèle à donner des résultats plus exacts et plus proches aux mesures réelles. Nous avons alors ajusté le  $Pas$  à six (06) valeurs particulières, pour nous permettre de faire des mesures de températures à la fin de chaque grille (3 étages= 3grilles), à la fin de chaque sous-chambre (6étages= 6sous-chambres), à chaque mètre de longueur (25 étages), à chaque décimètre (253 étages), à chaque centimètre (2530 étages) et à chaque millimètre (25300 étages).

### 5.3. Simulation du changement du soufflage spécifique $SS$

L'objectif en terme de soufflage spécifique est de pouvoir refroidir le clinker en utilisant un débit d'air aussi petit que possible ; cela afin de récupérer l'air chaud en minimisant pour autant l'excès, car autant qu'il y aura d'excès de l'air de soufflage, autant qu'il y aura de l'énergie thermique à dissiper vers l'extérieur.

L'installation étudiée est conçue à fonctionner avec un soufflage spécifique de  $2,6\text{Nm}^3/\text{kgck}$  à la marche normale de production de  $4000\text{t/j}$  [70]. Cependant, on constate un excès important d'air soufflé en fonctionnant à des soufflages de  $2,9$  jusqu'à  $3,3\text{Nm}^3/\text{kgck}$ .

Un bilan exemplaire pour le fonctionnement d'un refroidisseur, pris comme référence, montre qu'un débit de soufflage de  $2,14\text{Nm}^3/\text{kgck}$  est suffisant pour atteindre un rendement énergétique très satisfaisant dépassant  $72,5\%$  [62]. Comparativement avec celle rapporté dans ce bilan, la densité de soufflage appliquée à l'usine montre, selon la figure 5.7, des excès importants de l'air soufflé dans les sous-chambres de la 2<sup>ème</sup> zone.

Nous voulons dans cette partie voir par simulation l'effet de variation du soufflage spécifique sur les efficacités thermiques de l'installation. Pour cela nous avons testé, en plus du régime actuel de l'usine, trois (03) autres régimes de soufflage correspondant aux valeurs cités sur le tableau 5.1 suivant :

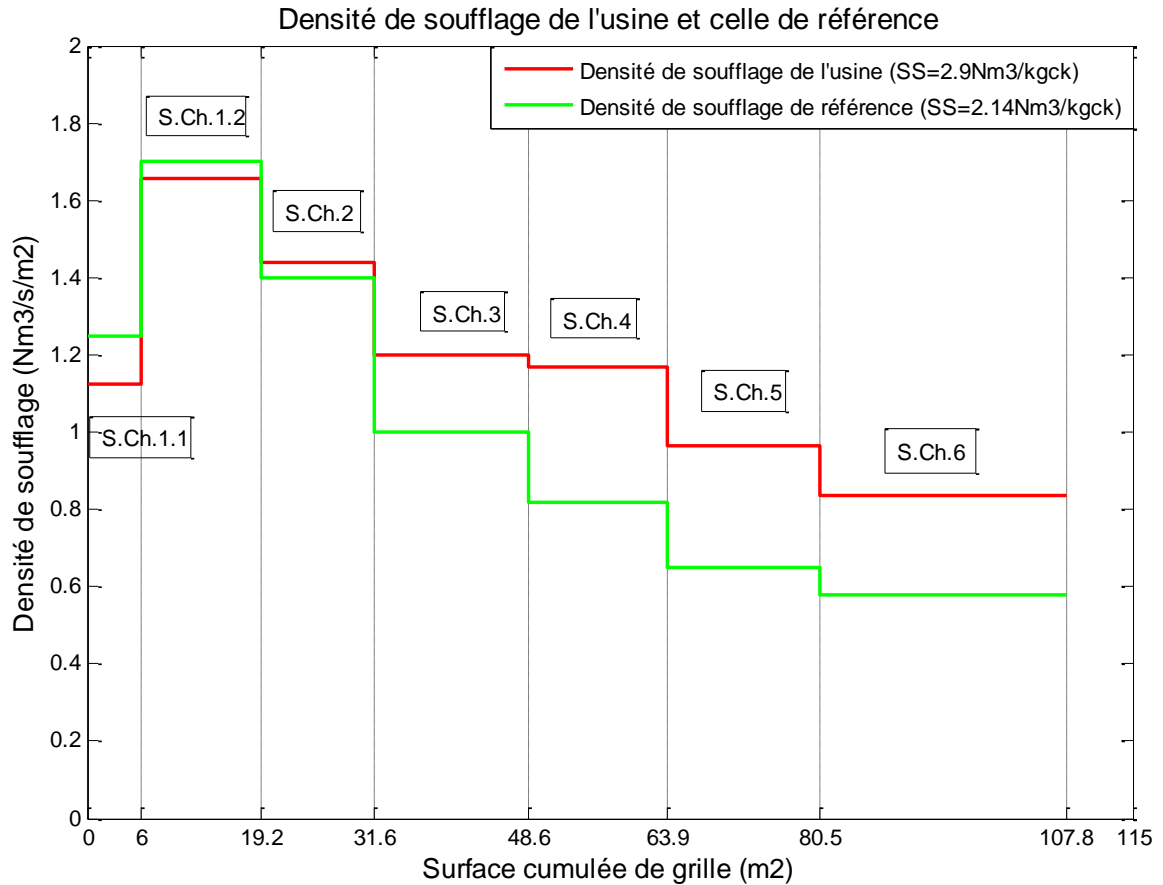


Figure 5.7 : Densité de soufflage de l'usine et celle de référence

Tableau 5.1 : Différents régimes de soufflage testés

SS	Référence	Design	Usine	Excès
Nm <sup>3</sup> /kgck	2,14	2,6	2,9	3,3

Pour chaque régime (Référence, Design et Excès), le débit total d'air est réparti sur les sous-chambres dans les mêmes rapports appliqués au régime de l'usine, en utilisant la formule suivante :

$$VN_{Régime}^{S.Ch.i} = VN_{usine}^{S.Ch.i} \cdot \frac{SS_{Régime}}{SS_{usine}} \quad (5.37)$$

Les densités de soufflage appliquées pour les quatre régimes sont illustrées sur la figure 5.8.

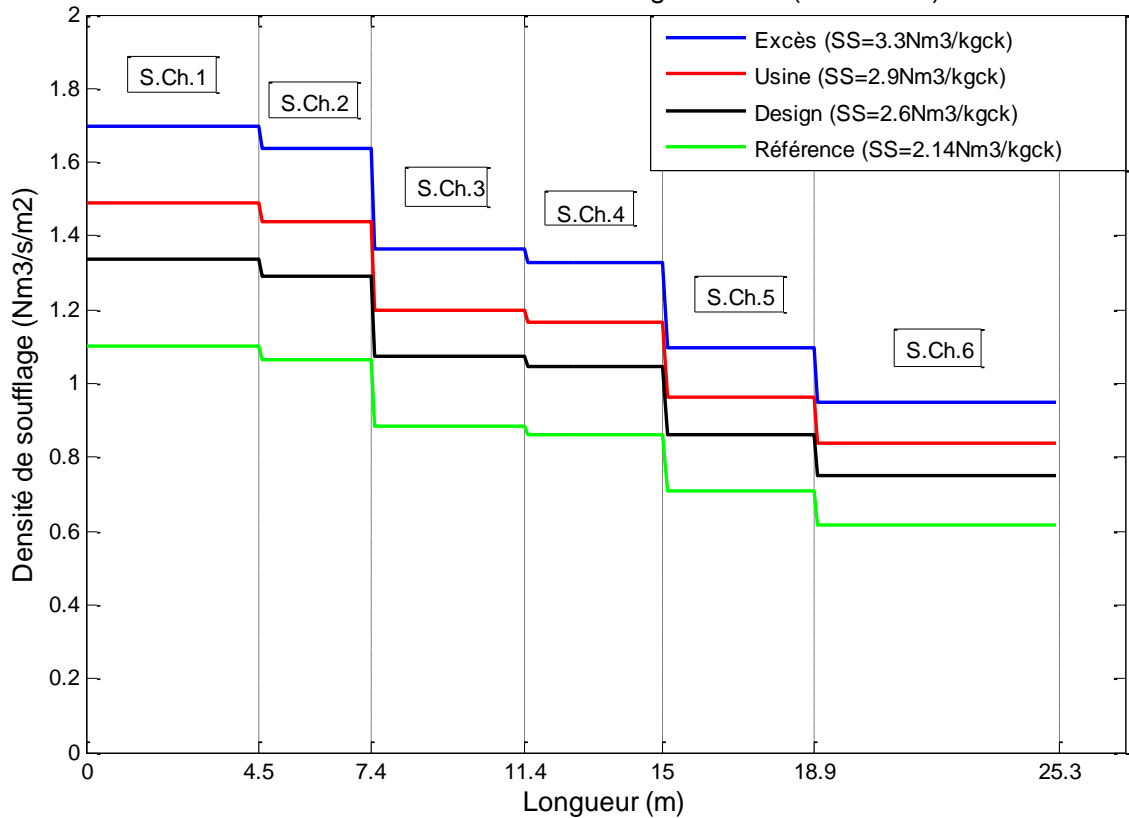


Figure 5.8 : Densité de soufflage appliquée pour chaque régime testé

On note que les tests de simulation dans cette partie sont effectués en fixant le débit spécifique de l'air secondaire à la valeur calculée par le modèle établi, qui égale à  $0,83\text{Nm}^3/\text{kgck}$ , car à débit variable, les comparaisons entre les régimes de soufflage deviennent sans intérêt. Ceci implique certainement que la longueur de la 1<sup>ère</sup> zone ( $L1$ ) est non fixe.

#### 5.4. Simulation du changement de la longueur de la zone chaude $L1$

La limite entre les deux zones, qui définit la longueur de la 1<sup>ère</sup> zone  $L1$ , dépend essentiellement du régime d'aspiration des ventilateurs des gaz fumés  $VF$  par rapport aux ventilateurs d'air exhaure  $VE$ . La position de cette limite joue un rôle très important dans l'efficacité du refroidisseur puisqu'elle a un effet direct sur le débit et la température de l'air secondaire.

Nous essayons dans cette partie de simuler le fonctionnement du refroidisseur à différents régimes, qui correspondent à différentes valeurs de  $L1$  détaillées sur le tableau 5.2; et nous voyons les variations produites sur les débits et les températures de l'air secondaire et de l'air exhaure ainsi que sur les

efficacités énergétiques. Le soufflage spécifique est fixé au niveau plus rentable selon les tests de simulations précédents qui est égal à  $2,6 \text{ Nm}^3/\text{kgck}$ .

Tableau 5.2 : Différentes valeurs testées de  $L1$

$L1$	Réduite	Actuelle	moyenne	large	Très large
en m	5	6	6,5	7	8

### 5.5. Simulation du recyclage de l'air d'exhaure

L'analyse de l'efficacité menée au chapitre précédent, montre qu'environ 1/3 de la chaleur entrée au refroidisseur est dissipée vers l'extérieur à travers le flux d'air exhaure. Il est d'intérêt majeur donc de chercher à récupérer le maximum possible de ce flux, dans le but d'améliorer l'efficacité énergétique du refroidisseur.

D'autre part, et en dépit de l'importante récupération de chaleur dans la 1<sup>ère</sup> zone, on observe une large différence de température entre le clinker et l'air à l'entrée du refroidisseur. La réduction de cette différence de température engendre une amélioration de la qualité du transfert d'énergie thermique dans cette zone, et donc une amélioration des rendements énergétique et exergetique.

Parmi les suppositions qui se présentent, dans le but d'améliorer l'efficacité énergétique du refroidisseur en absence de courant d'air tertiaire, utiliser une partie de l'air exhaure pour augmenter la température de l'air de refroidissement insufflé dans la première zone. Car, comme détaillé au 3<sup>ème</sup> chapitre, il est si pénalisant de refroidir le clinker, dont la température est très élevée, par un air aussi froid. L'écart entre les deux températures engendre forcément une production de l'entropie, qui est d'autant plus importante que l'écart de température est grand, conformément à l'équation (3.12).

L'augmentation de la température de l'air de refroidissement de la 1<sup>ère</sup> zone, va engendrer une augmentation de la température de l'air secondaire. Etant donné que le rôle de l'air secondaire comme air de combustion, il implique que toute élévation de sa température va se traduire par une élévation de la température de la flamme dans le four. Cependant, à un même débit de matière première alimentant le four, il est possible d'en profiter de l'augmentation de

l'apport calorifique de l'air comburant par une réduction équivalente du débit de combustible, tout en gardant le même niveau de température de la flamme.

A cet effet, nous avons choisi cinq températures ( $T_{AR1}=30, 50, 100, 150, 200, 250^{\circ}\text{C}$ ) pour l'air de refroidissement de la 1<sup>ère</sup> zone (AR1). Et pour chaque température sont calculés les deux débits nécessaires : de l'air exhaure à recycler et de son complément d'air ambiant. La somme des deux débits normaux égale toujours à  $VN_{AR1}$ , qui reste inchangé et égal, d'après les tests précédents de simulation sur SS et L1, à  $0,85\text{Nm}^3/\text{kgck}$ , afin de ne pas affecter le débit normal de l'air secondaire. SS et L1 sont fixés à  $2,6\text{ Nm}^3/\text{kgck}$  et  $6,61\text{m}$ .

### 5.5.1. Calcul du débit d'air exhaure à recycler

Le débit d'air exhaure à recycler se calcule selon le besoin calorifique nécessaire pour atteindre la température  $T_{AR1}^i$  voulue, par la formule suivante :

$$VN_{AER}^i = VN_{AR1} \cdot \left( \frac{Cp_a(T_{AR1}^i).T_{AR1}^i - Cp_a(T_{amb}).T_{amb}}{Cp_a(T_{Ae}^i).T_{Ae}^i - Cp_a(T_{amb}).T_{amb}} \right) \quad (5.38)$$

Le taux de recyclage est le débit recyclé rapporté au débit total d'air exhaure :

$$\tau_{rec}^i = \frac{VN_{AER}^i \cdot 100}{VN_{AE}} \quad (5.39)$$

Quant au complément d'air ambiant nécessaire à insuffler dans la zone 1 pour atteindre le débit  $VN_{AR1}$  est calculé comme suit :

$$VN_{AAmI}^i = VN_{AR1} - VN_{AER}^i \quad (5.40)$$

L'excès de l'air exhaure est la partie non recyclée dont le débit normal est calculé par l'expression suivante :

$$VN_{AEE}^i = VN_{AE} - VN_{AER}^i \quad (5.41)$$

### 5.5.2. Calcul des températures des flux sortant

Les températures du clinker et de l'air sortant des étages ainsi que  $T_{AS}$ ,  $T_{AE}$  et  $T_{Cks}$  sont alors recalculées pour chaque température  $T_{AR1}^i$ .

### 5.5.3. Vérification de la trempe du clinker

Après avoir recalculé la température du clinker le long de refroidisseur, il est nécessaire de faire une vérification si le phénomène de la trempe n'est pas affecté par l'élévation de la température de l'air de refroidissement dans la 1<sup>ère</sup> zone. En effet, la qualité et la stabilité du clinker sont assurées par la trempe, qui consiste à le refroidir rapidement dès qu'il sort du four. Cette opération est indispensable justement puisqu'elle permet d'éviter les problèmes suivants [63, 65]:

- Décomposition de  $C_3S$  en  $C_2S$  et  $CaO_{\text{libre}}$ : ceci diminue la résistance à court terme
- La modification de la structure cristalline de  $C_2S$  : cela réduit la réactivité du clinker et ainsi la propriété hydraulique du ciment.
- La magnésie ( $MgO$ ) se cristallise en dehors de la phase liquide ; la magnésie cristalline s'hydrate lentement et peut provoquer une importante expansion dans le béton après plusieurs années.
- La mauvaise broyabilité du clinker.
- La prise rapide des clinkers riches en  $C_3A$ .

Le majeur problème reste le premier, car la composition voulue, telle qu'elle est détaillée sur le tableau 4.1, exige d'avoir plus de 60% en  $C_3S$ . Ce composé se produit en fait dans la zone la plus chaude du four, appelée en anglais « *sintering zone* », comme le montre la figure 5.9 suivante. En se combinant avec le  $CaO_{\text{libre}}$ , le  $C_2S$  commence à se transformé en  $C_3S$  à une température de 1300°C. Cette opération se poursuit, en parallèle avec une augmentation de température jusqu'à arriver à 1450°C, pendant environ 10min de parcours vers la flamme. Ceci permet de transformé environ 70% de  $C_2S$  en  $C_3S$ .

Dès que la température du mélange commence à s'abaisser, dans le dernier mètre du four et après sa sortie de celui-ci, la transformation inverse commence à se produire. Ceci est facilité du fait qu'une bonne partie de ce mélange est encore en état liquide. A ce stade là on intervient par le refroidissement rapide accélérant sa solidification et empêchant ainsi la réaction inverse de se poursuivre [62].

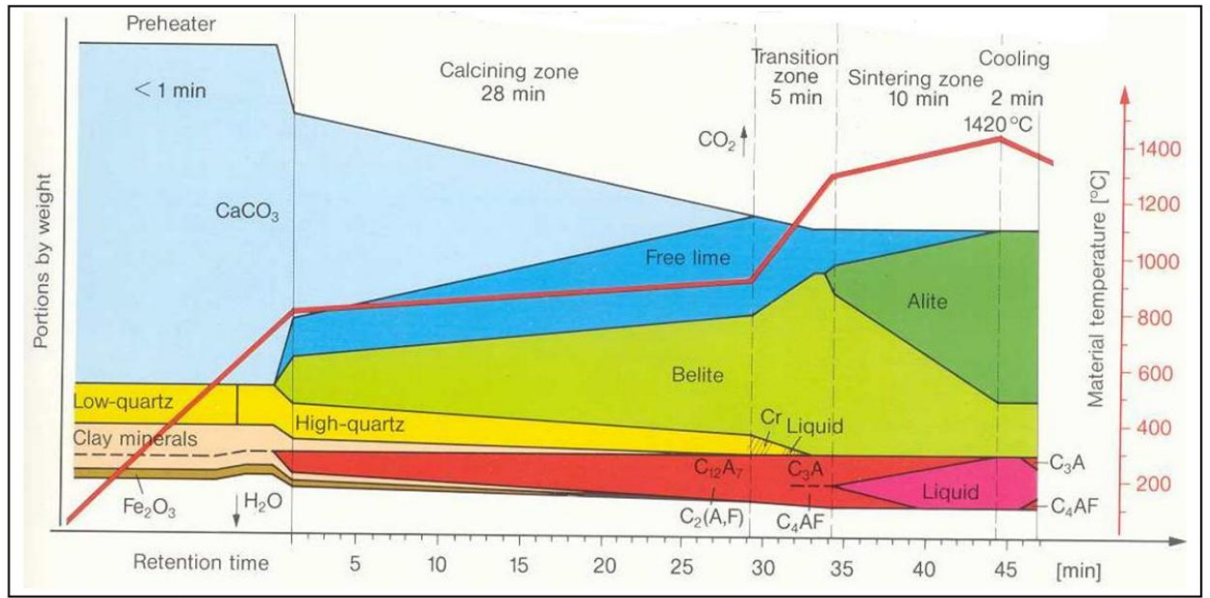
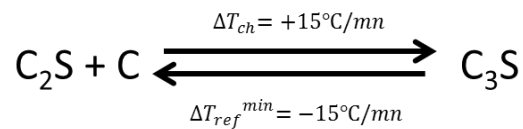


Figure 5.9 : Etapes de formation du clinker dans le four par zone [62]

La formation de  $C_3S$  se fait selon la réaction en équilibre suivante :



Où la vitesse de chauffage favorisant l'équilibre dans le sens de formation de  $C_3S$ , est alors calculée comme suit :

$$\Delta T_{ch} = \frac{1450 - 1300}{10} = +15^\circ C / min \quad (5.42)$$

Pour empêcher le sens inverse de cet équilibre (le sens de destruction de  $C_3S$ ), le refroidissement du clinker doit être à une vitesse plus importante que la vitesse de chauffage. C'est-à-dire supérieure à un seuil qu'on peut appeler vitesse minimale de refroidissement, qui égale à la vitesse de chauffage avec un signe opposé :

$$\Delta T_{ref}^{min} = -\Delta T_{ch} = -15^\circ C / mn \quad (5.43)$$

Selon d'autres références, cette vitesse minimale de refroidissement doit être égale à  $20^\circ C/mn$  jusqu'à ce que la température de clinker soit aux environs de  $1200^\circ C$  [60]. Une fois définie la vitesse minimale de refroidissement, on peut comparer avec celle-ci, les vitesses de refroidissement, calculées par l'expression

ci-dessous, obtenues sous l'effet de l'augmentation de la température  $T_{AR1}$ , et on peut ainsi en déduire si les augmentations provoquées de la température de l'air de refroidissement ont un effet négatif sur la trempe ou non.

$$\Delta T_{ref}^i = \frac{1450 - T_{ck_{j=N_1}}^i}{ts_1} \quad (5.44)$$

Où  $T_{ck_{j=N_1}}^i$  est la température du clinker à la sortie de la 1<sup>ère</sup> zone obtenue pour  $T_{AR1}^i$ .

Et  $ts_1$  le temps de séjour du clinker dans la 1<sup>ère</sup> zone.

#### 5.5.4. Calcul de la consommation calorifique et l'économie en combustible

Le gain thermique récupéré, issu de l'élévation de la température de l'air secondaire, est calculé par la formule ci-dessous :

$$Gain_{Th}^i = h_{AS}^i - h_{AS}^l \quad (5.45)$$

Avec  $h_{AS}^i$  le flux enthalpique (en kcal/kgck) de l'air secondaire obtenu par  $T_{AR1}^i = 50, 100, 150, 200$  ou  $250^\circ C$ , et  $h_{AS}^l$  le flux enthalpique (en kcal/kgck) de l'air secondaire obtenu par  $T_{AR1}^l = 30^\circ C$

La nouvelle valeur de la consommation calorifique spécifique correspondante à chaque  $T_{AR1}^i$  est calculée comme suit :

$$CCS^i = CCS^l - Gain_{Th}^i \quad (5.46)$$

Avec  $CCS^l$  la consommation enregistrée pour  $T_{AR1}^l = 30^\circ C$ .

La réduction en débit de combustible est recalculée par l'expression suivante :

$$Gain_{GN}^i = \frac{Gain_{Th}^i \cdot Prod_{Ck}}{PCI_{GN}} \quad (5.47)$$



### 5.5.5. Evaluation de la performance énergétique

Le rendement de refroidissement est recalculé par la même expression citée au chapitre précédent (équation 4.32). Tandis que les autres rendements sont recalculés par les formules ci-dessous, sachant que la chaleur récupérée englobe, mis à part de l'air secondaire, le flux d'air exhauste recyclé [66]. Pour ce faire, deux manières sont présentées sur les figures 5.10 et 5.11, selon le système thermodynamique considéré :

1<sup>er</sup> cas : la recirculation du flux est prise à l'extérieur du système considéré

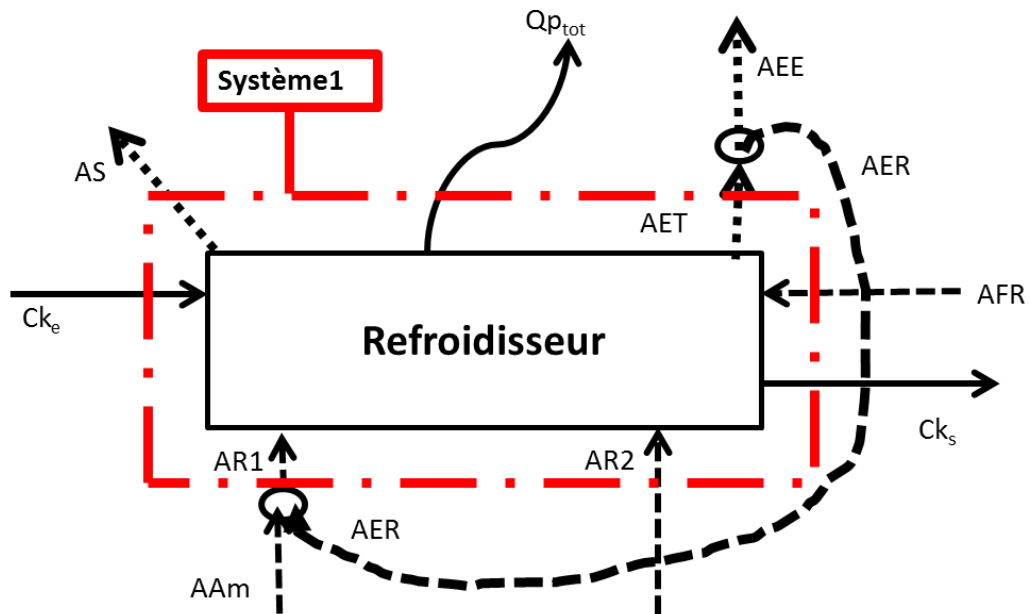


Figure 5.10 : Recirculation en dehors du système thermodynamique considéré

Pour le rendement de récupération énergétique :

$$\eta_{En} = \frac{(h_{AS} + h_{AER}) \times 100}{h_{Ck}^e + h_{AR1} + h_{AR2} + h_{AFR}} \quad (5.48)$$

Pour le rendement exergétique :

$$\eta_{Ex} = \frac{(Ex_{AS} + Ex_{AER}) \times 100}{Ex_{Ck}^e + Ex_{AR1} + Ex_{AR2} + Ex_{AFR}} \quad (5.49)$$

2<sup>ème</sup> cas : la recirculation du flux est prise à l'intérieur du système considéré

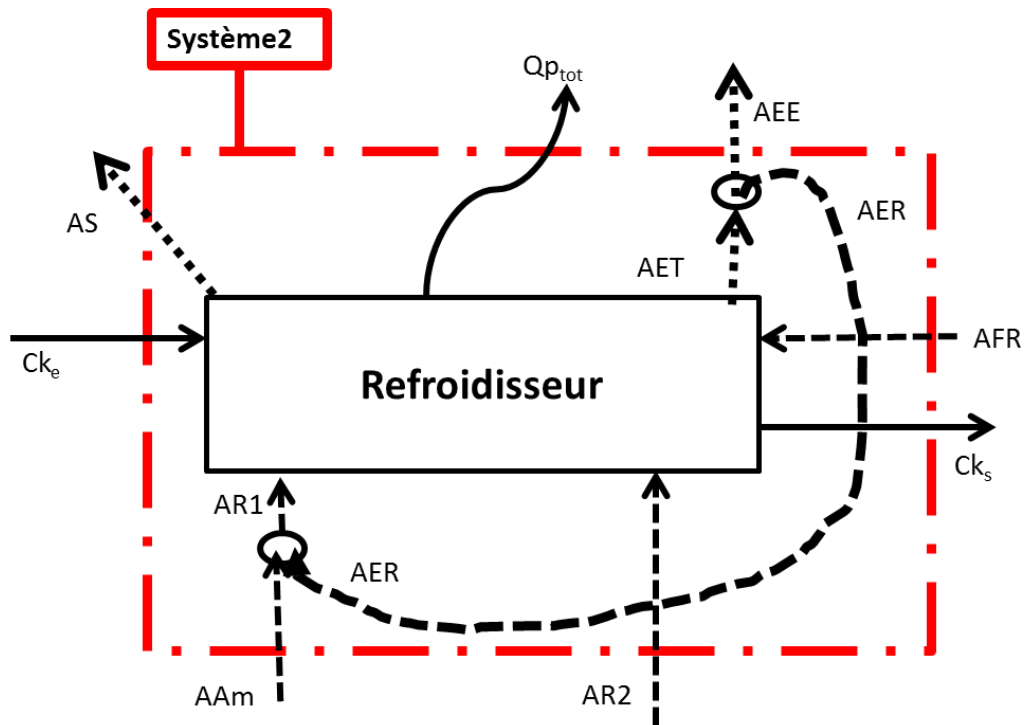


Figure 5.11 : Recirculation à l'intérieur du système thermodynamique considéré

Pour le rendement de récupération énergétique :

$$\eta_{En} = \frac{h_{AS} \times 100}{h_{Ck}^e + h_{AAm} + h_{AR2} + h_{AFR}} \quad (5.50)$$

Pour le rendement exergetique :

$$\eta_{Ex} = \frac{Ex_{AS} \times 100}{Ex_{Ck}^e + Ex_{AAm} + Ex_{AR2} + Ex_{AFR}} \quad (5.51)$$

### 5.5.6. Quantification des émissions polluantes

#### 5.5.6.1. Emission de poussière

Les nouveaux débits (en t/j) et taux (en mg/Nm<sup>3</sup>) de poussière à la cheminée sont calculés pour chaque  $T_{AR1}$  comme suit :

$$pous_{cheminée}^i = (1 - EFC) \cdot pous_{AE} \cdot (1 - \tau_{rec}^i) \quad (5.52)$$

$$\tau_{p}^{ch,i} = \frac{pous_{cheminée}^i}{VN_{AC}^i} \quad (5.53)$$

Où

$$VN_{AC}^i = 1,045.VN_{AEE}^i \quad (5.54)$$

Et le gain de production, qui vient de la récupération de la poussière véhiculée par l'air exhaure recyclé, est calculé alors (en t/j) comme suit :

$$Gain_{Pck}^i = (1 - EFC).pous_{AE} \cdot \tau_{rec}^i \quad (5.55)$$

#### 5.5.6.2. Emission de CO<sub>2</sub>

Vu que le débit d'alimentation du four en farine crue est constant, les émissions de CO<sub>2</sub> liées à la décarbonatation sont alors non affectées par le recyclage de l'air exhaure, et restent à la même valeur calculée au chapitre précédent. Tandis que celles liées à la combustion sont en réduction sous l'effet de la réduction obtenue en consommation de combustible. Elles sont donc recalculées pour chaque température  $T_{ARI}^i$  comme suit :

$$m_{CO_2}^{Comb.i} = \frac{VN_{GN}^i \cdot M_{CO_2}}{Prod_{Ck}^i \cdot 22,4} \quad (5.56)$$

#### 5.5.6.3. Emissions des NOx

Quant aux émissions des NOx, sont recalculées en fonction de la nouvelle valeur de la consommation calorifique pour chaque  $T_{ARI}^i$  par l'expression suivante :

$$m_{NOx}^i = CCS^i \cdot F_{NOx} \quad (5.57)$$

### 5.5.7. Etude technico-économique du procédé de recyclage de l'air exhaure

#### 5.5.7.1. Estimation du cout d'investissement

Afin de pouvoir procéder au recyclage de l'air exhaure, nous proposons sur le schéma de la figure 5.12, un mécanisme permettant l'aspiration de l'air exhaure par les ventilateurs de refroidissement de la 1<sup>ère</sup> zone (V1M1, V1M2, V1M3 et V2). Passant par un mélangeur muni de deux entrées, l'air exhaure aspiré doit être

mélangé avec de l'air ambiant. Les deux entrées de ce mélangeur doivent être équipées de vannes dont les ouvertures réglables permettent d'aspirer dans les proportions requises un débit d'air exhaure et un complément d'air ambiant. Les deux débits passent à travers un mixeur à pales, permettant l'homogénéisation des deux courants en changeant leurs trajectoires, l'air sortant possède alors la température  $T_{AR1}^i$  recherchée, et sera insufflé dans les deux premières sous-chambres par les ventilateurs correspondants.

Pour éviter le phénomène d'abrasion dans les ventilateurs suscités, que pourrait se produire suite à la présence de poussière dans l'air recyclé, nous suggérons que le circuit de recyclage doit comporter une chambre de détente afin d'éliminer la grande partie de poussière de flux d'air recyclé.

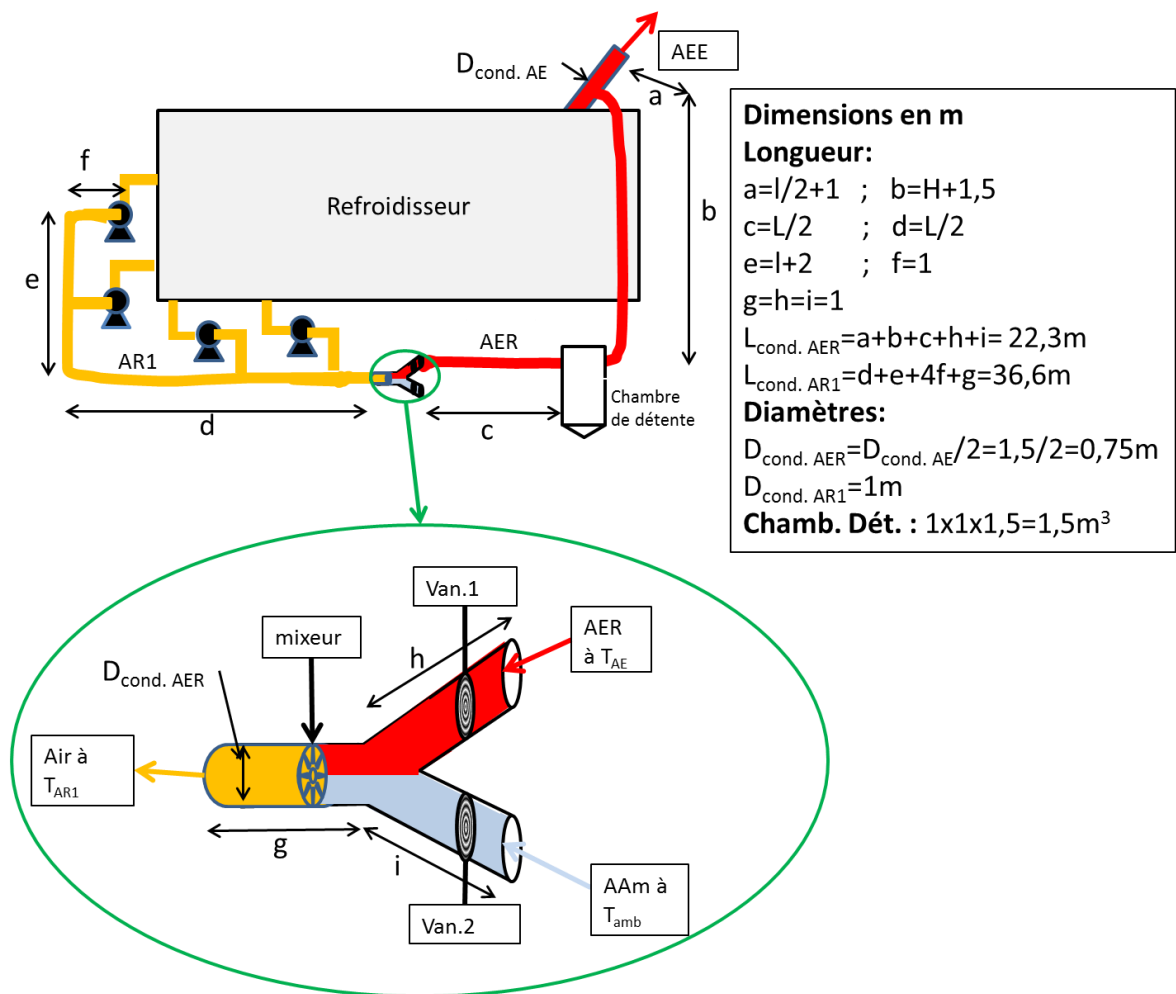


Figure 5.12 : Schéma de l'installation de recyclage de l'air exhaure

A la base de cette installation proposée, le cout d'investissement est calculé.

### 5.5.7.2. Estimation des revenus

Les revenus issus de l'opération de recyclage de l'air exhaure pour chaque température  $T_{ARI}^i$  est la somme de deux revenus qui ont comme origines les sources suivantes :

#### 5.5.7.2.1. Revenus immédiats

Ce sont les revenus dont l'opérateur économique pourra les avoir dans l'immédiat, sont ceux du gain en production de clinker et de la réduction de consommation de combustible GN.

$$Rev_{immédiat}^i = Rev_{Pck}^i + Rev_{GN}^i \quad (5.58)$$

Etant donné que le clinker constitue 80% du ciment, et que le prix du ciment est de 10 000DA/t, ce revenu est estimé en Million de Dinars Algériens par Mois (MDA/Mois) comme suit :

$$Rev_{Pck}^i = Gain_{Pck}^i \cdot 30 \cdot 0,8 \cdot Prix \cdot 10^{-6} \quad (5.59)$$

Le gain en débit du gaz naturel en (Nm<sup>3</sup>/h) est facturé selon un tarif appliqué par la société Sonelgaz pour l'énergie gazière (tarif T21), dont le cout est constant pendant toute la journée, et égal à 0,145DA/thermie. Notons que la facturation de cette énergie se fait en utilisant son pouvoir calorifique supérieur  $PCS_{GN}$ . Le revenu correspondant au gain de GN se calcule alors (en MDA/Mois) par l'expression suivante :

$$Rev_{GN}^i = Gain_{GN}^i \cdot 24 \cdot 30 \cdot \frac{PCS_{GN}}{1000} \cdot Tarif \cdot 10^{-6} \quad (5.60)$$

#### 5.5.7.2.2. Revenus de taxe carbone

Ce sont les revenus dont la source est la réduction des dépenses liées à la taxe sur les émissions des gaz à effet de serre, appelée taxe carbone. En fait, ces revenus prennent leurs valeurs dans le cadre de protocole de Kyoto, où les réductions d'émissions de gaz à effet de serre, quantifiées en tonne équivalent CO<sub>2</sub> et converties en valeur monétaire selon le prix de la téq.CO<sub>2</sub> sur les marchés de droits d'émissions. Le revenu correspondant aux réductions des émissions de

gaz à effet de serre suivis dans cette étude, qui sont seuls  $CO_2$  et  $NOx$ , est calculé comme suit :

$$Rev_{TaxeCarbone}^i = Rev_{CO_2}^i + Rev_{NOx}^i \quad (5.61)$$

L'estimation de ces revenus nécessite de calculer les émissions totales des GES en tonne équivalent  $CO_2$  (t.éq. $CO_2$ ) en multipliant les émissions de chaque gaz par son pouvoir de réchauffement global ( $PRG$ ) [71].

$$GES_{total}^i = \sum_{gaz}^i (Emission_{gaz} \cdot PRG_{gaz}) \quad (5.62)$$

Le  $CO_2$  est pris comme référence des  $GES$ , pour cela son  $PRG$  est égal à 1. Le  $PRG$  des  $NOx$  est rapproché à celui de  $N_2O$ , qui est égal à 298 t/teq. $CO_2$  [72].

La valeur de taxe carbone varie d'un pays à l'autre entre 15 et 106 €/t.éq. $CO_2$ , avec 47€/t.éq. $CO_2$  comme moyenne pour l'Europe selon ADEME (Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie, France) [71]. Supposons une valeur de 25 €/t.éq. $CO_2$  [73], et étant donné que 1 € équivaut à 123,5DA (en Mai 2016), cette taxe égale par conséquent à 3087,5DA/t.éq. $CO_2$ . Le revenu correspondant à la taxe carbone se calcule donc comme suit :

$$Rev_{CO_2}^i = \frac{\Delta m_{CO_2}^i}{1000} \cdot Prod_{Ck} \cdot 30 \cdot PRG_{CO_2} \cdot Taxe_{carbone} \cdot 10^{-6} \quad (5.63)$$

$$Rev_{NOx}^i = \frac{\Delta m_{NOx}^i}{1000} \cdot Prod_{Ck} \cdot 30 \cdot PRG_{NOx} \cdot Taxe_{carbone} \cdot 10^{-6} \quad (5.64)$$

Où les réductions en émissions de  $CO_2$  et  $NOx$  sont calculées par la différence entre les quantités émises (en kg/tck) à  $T_{AR1}=30^\circ C$  et à la température de recyclage  $T_{AR1}$  considérée, et la production du clinker est en t/j.

$$\Delta m_{CO_2}^i = m_{CO_2}^I - m_{CO_2}^i \quad (5.65)$$

$$\Delta m_{NOx}^i = m_{NOx}^I - m_{NOx}^i \quad (5.66)$$

### 5.5.7.3. Estimation du temps d'amortissement

Enfin, le temps nécessaire à l'amortissement de l'installation sera calculé sur la base du coût d'investissement et les revenus.

## CHAPITRE 6

### RESULTATS ET DISCUSSIONS

#### Introduction

Après élaboration du modèle, nous allons détailler dans ce chapitre les résultats obtenus pour l'ensemble des tests de simulation. Ceci permet de tirer des conclusions envers le choix de certains paramètres opératoires, et envers les efficacités énergétique, exergétique et environnementale du refroidisseur. Les tests de recyclage de l'air exhaure sont en particulier bien suivis, ainsi son influence sur les températures des flux sortant et les rendements globaux de récupération d'énergie sont mis en évidence. Enfin, une étude technico-économique de la faisabilité et de la rentabilité du procédé de recyclage est effectuée.

#### 6.1. Elaboration du modèle représentatif au fonctionnement réel de l'installation

Afin de tester la validité de notre modèle, nous donnons en tableau 6.1, la comparaison des résultats de calcul aux mesures réelles des trois paramètres essentiels de fonctionnement.

Tableau 6.1 : Comparaison des résultats de calcul aux mesures expérimentales

<b>Paramètres opératoires</b>	<b>Mesure</b>	<b>Modèle</b>	<b>Ecart (%)</b>
<b>Température sortie clinker (°C)</b>	83	79,13	4,66
<b>Température d'air secondaire (°C)</b>	952	958,2	0,65
<b>Température d'air exhaure (°C)</b>	234	245,9	5,06

Un écart inférieur ou égal à 5% est observé. On peut dire donc que notre modèle, basé sur la configuration de Kunii et Levenspiel [68], et la méthode des approximations successives pour la résolution de l'équation du bilan thermique

des étages, est susceptible de prédire le refroidissement continu du clinker dans cette installation.

### 6.1.1. Profile de température du clinker et de l'air

Le modèle établi nous a permis d'obtenir les profils des températures du clinker, de l'air sortant des étages et de la paroi externe, et sont présentés sur la figure 6.1 suivante :

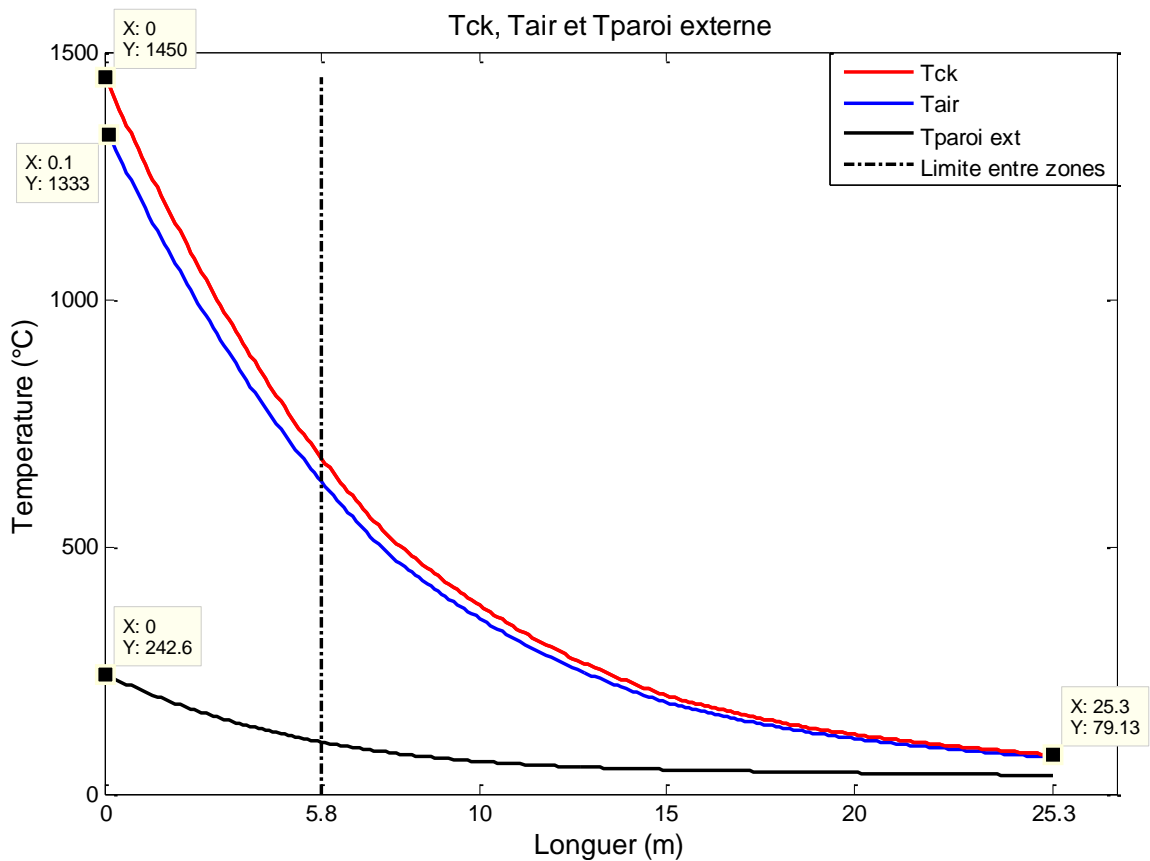


Figure 6.1 : Températures du clinker, de l'air sortant des étages et de la paroi externe de refroidisseur

La baisse progressive de la température du clinker depuis l'entrée jusqu'à la sortie du refroidisseur peut être approchée par une loi hyperbolique. En effet, la vitesse de refroidissement est très variable sur la longueur. Elle présente une moyenne de  $107,13^{\circ}\text{C}/\text{mn}$  (ou  $13,31^{\circ}\text{C}/\text{m}$ ) dans la zone chaude et moins d'un quart de celle-ci dans la zone froide ( $24,72^{\circ}\text{C}/\text{mn}$  ou  $3,07^{\circ}\text{C}/\text{m}$ ). Ceci confirme que la chaleur emportée par le clinker est en diminution, sous l'effet du transfert thermique vers l'air de refroidissement. Ce qui est justifié par les températures



élevées de l'air sortant des étages, dont le profil suit le même profil de la température du clinker avec un écart de 7%. Des profils similaires de températures de clinker et de l'air ont été rapporté par Raziuddin et al. [74], avec un écart de 20% entre les deux températures. Cependant, l'écart présenté sur leur graphique n'est pas en accord avec ce qu'ils ont supposé comme hypothèse, que les températures du clinker et de l'air à la sortie de chaque étage sont considérées égales.

En outre, cette figure montre que la 1<sup>ère</sup> zone est une zone de récupération de chaleur. Ainsi, cette représentation est complètement en accord avec la conception de cette installation.

La température de la paroi externe suit, elle aussi, presque le même profil hyperbolique de la température du clinker, cependant, l'écart entre les deux est très important (environ 75%). Elle présente des valeurs maximales juste à l'entrée du refroidisseur (environ 242°C), et elle diminue jusqu'à des valeurs inférieures à 100°C sur toute la 2<sup>ème</sup> zone. Ceci provient de l'intensité de flux thermique perdu par convection depuis la première zone, imposé par une température moyenne très élevée dans la zone (987,5°C) et renforcée par le rayonnement du clinker dans les premiers mètres ainsi que le passage de l'air secondaire.

#### 6.1.2. Rayonnement intensif du clinker à l'entrée de refroidisseur

Pour mieux expliquer l'effet intensif du rayonnement dans la 1<sup>ère</sup> zone, nous donnons sur les figures 6.2 et 6.3 l'aspect du clinker selon sa température sous une forme d'image prise par caméra de l'entrée du refroidisseur (la chute), et illustré par graphique avec l'effet thermique, tenant compte des dimensions réelles du lit du clinker (longueur et largeur).

L'image du clinker à la chute, prise par camera (figure 6.2), montre l'effet lumineux intense du clinker dans l'entrée de refroidisseur, dû principalement à sa température très élevée (>1200). Ceci engendre un transfert important de la chaleur par rayonnement du clinker vers les parois internes du refroidisseur, d'une part, et d'autre part, il provoque une augmentation considérable de la température moyenne de la première zone, et ainsi un flux thermique est transmis vers l'extérieur par conduction et convection.



Figure 6.2 : Aspect du clinker à l'entrée du refroidisseur prise par caméra

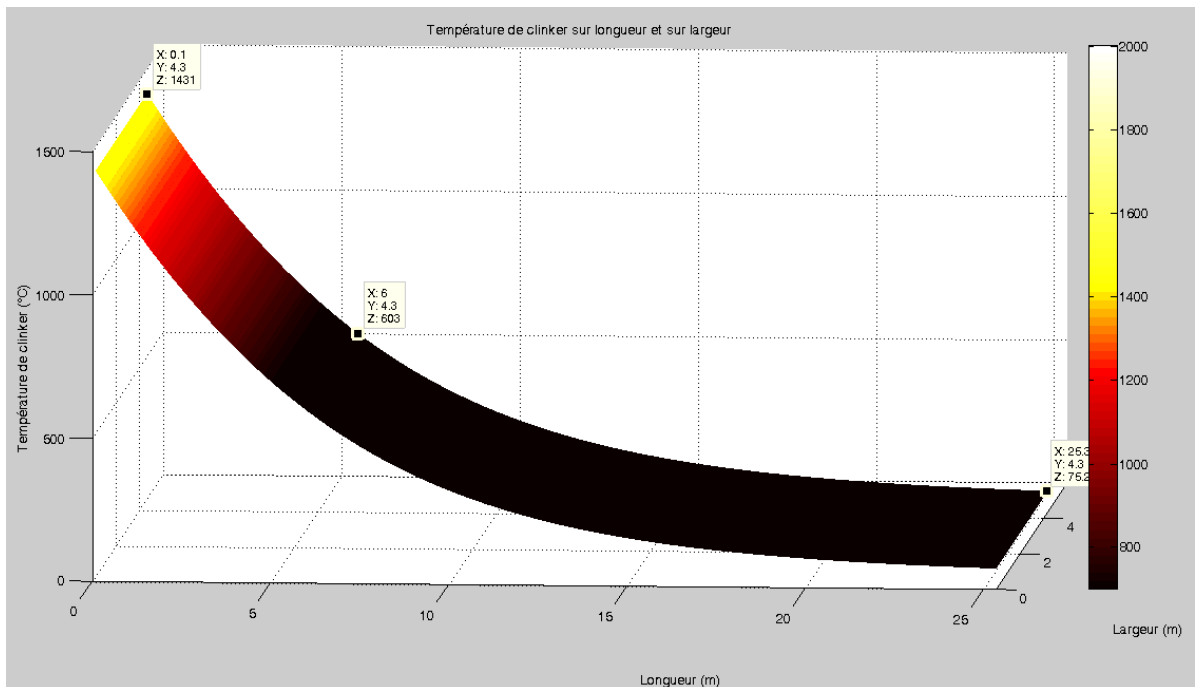


Figure 6.3 : Aspect du clinker selon sa température tenant compte des dimensions du lit (longueur et largeur)

Tel qu'il est présenté sur le graphique 6.13 qui tient compte de la longueur et de la largeur du lit, cet aspect lumineux du clinker diminue très rapidement sous l'effet de la baisse importante de sa température ( $<1200^{\circ}\text{C}$ ), dans les deux

premiers mètres (distance d'étalement du clinker sur toute la largeur de la grille). Ceci montre bien la réussite de l'opération de la trempe communément appelée l'extinction du clinker. A partir de ce point, le rayonnement thermique est presque négligeable, et le transfert de chaleur du milieu de l'étage vers les parois internes du refroidisseur se fait presque uniquement par convection.

### 6.1.3. Nombre d'itérations

La figure 6.4 montre la variation du nombre d'itérations faites lors de la résolution de l'équation du bilan thermique des étages :

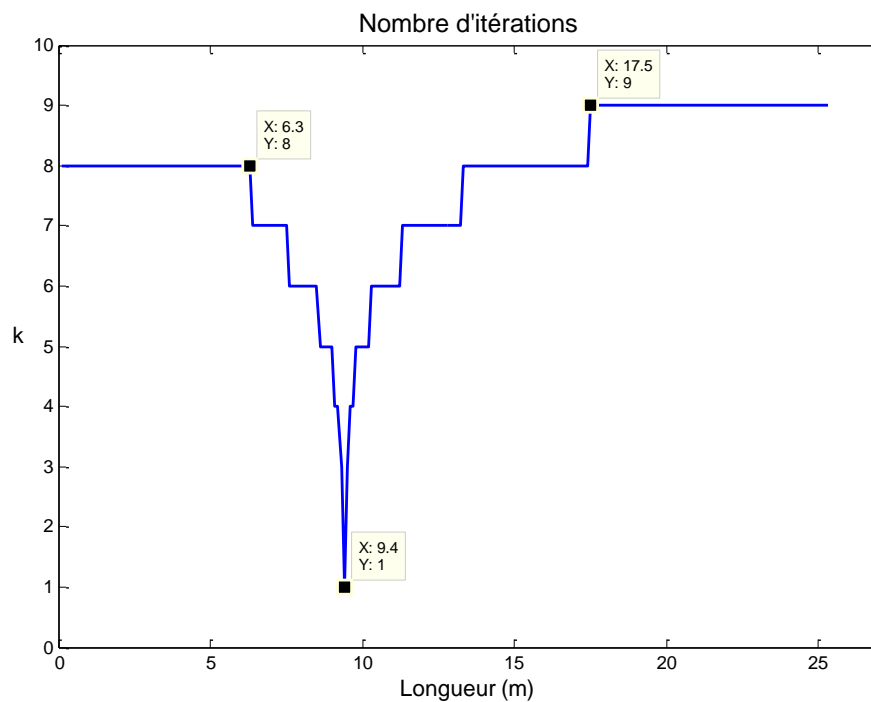


Figure 6.4 : Nombre d'itérations

La figure montre que le nombre d'itérations  $k$ , faites lors de la résolution de l'équation du bilan thermique, n'est pas identique pour tous les étages ; mais il varie dans un intervalle très acceptable (entre 1 et 9). En fait, le nombre d'itérations est d'autant proche de 1 que la valeur initiale donnée ( $Tck_j^0$ ) est très proche de la solution exacte ( $Tck_j^*$ ) de l'équation de bilan  $f(Tck_j)=0$ . Or, nous avons imposé comme valeur initiale, la valeur de  $Tck$  de l'étage précédent moins la vitesse moyenne de refroidissement (l'équation 5.33). Cependant, la vitesse de refroidissement varie sur  $X$  et n'est pas égale forcément à sa valeur moyenne imposée. Mais par coïncidence, cette valeur moyenne est égale à la valeur propre

de l'étage dont  $X=9,4\text{m}$ , d'où le  $k$  de cet étage est égale à 1. Les vitesses de refroidissement des étages se trouvant avant celui-ci sont supérieures à la valeur moyenne, et celles de ceux qui se trouvent après sont inférieures. Et autant on s'éloigne de cet étage, autant l'écart entre la valeur de la vitesse de refroidissement propre à l'étage et la moyenne considérée est grand, autant la valeur initiale  $Tck_j^0$  est plus loin de la racine  $Tck_j^*$ , et autant ainsi le nombre d'itérations est plus grand.

#### 6.1.4. Hauteur du lit de clinker

La variation de la hauteur du lit de clinker est illustré en figure 6.5 suivante :

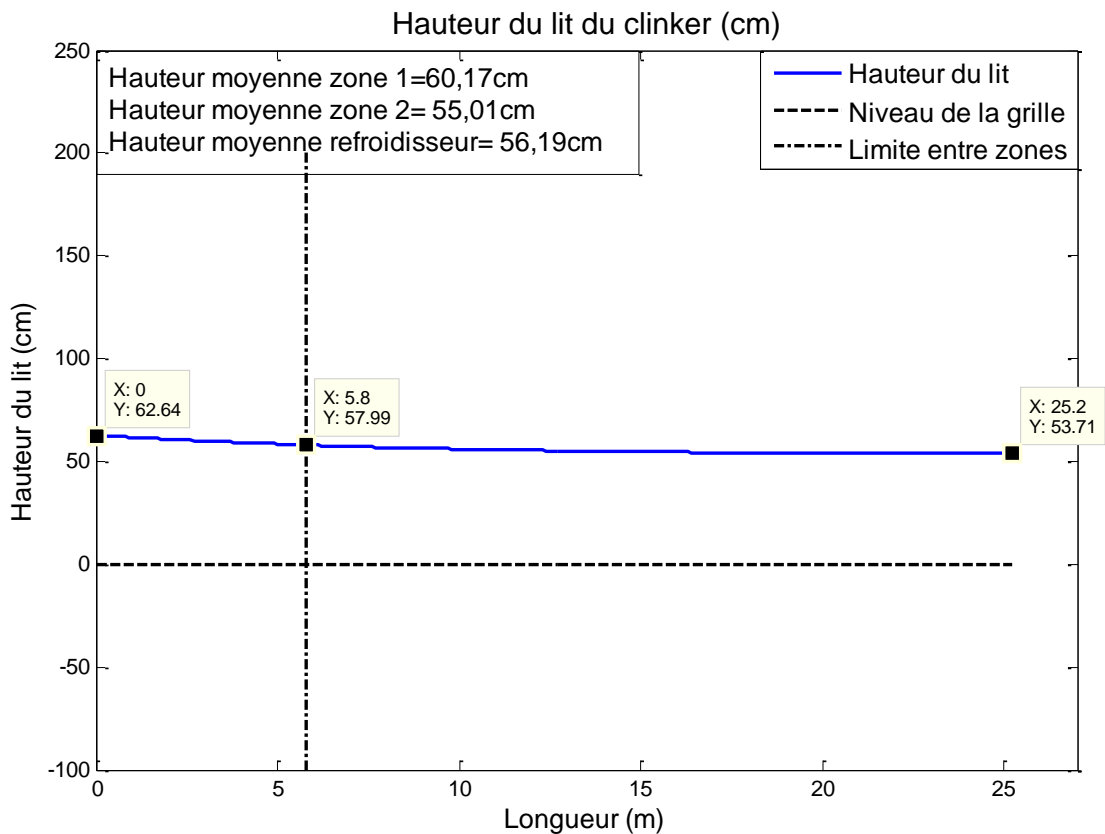


Figure 6.5 : Hauteur du lit de clinker

Selon cette figure, la variation de la hauteur du lit n'est pas très forte, avec un écart d'environ 16,6% entre ses valeurs à l'entrée et à la sortie ; avec plus de la moitié (8,6%) est réduite uniquement dans les six mètres premiers (zone1). Ceci est causé par la réduction du débit global du clinker sous l'effet de la chute à travers les fentes de grille et l'entraînement des fines particules par l'air en particulier dans les premiers mètres. En outre, elle présente des valeurs

moyennes pour la hauteur du lit de 60,17 et 55,01 et 56,19cm dans respectivement la 1<sup>ère</sup> et la 2<sup>ème</sup> zone ainsi que dans le refroidisseur globalement. Ces hauteurs sont globalement dans la gamme recommandée pour le bon fonctionnement de l'installation (entre 50 et 70cm).

#### 6.1.5. Taux et débit de poussière

Ils sont présentés sur la suivante figure 6.6, les taux de poussière des courants d'air sortant du refroidisseur et les débits massiques correspondants.

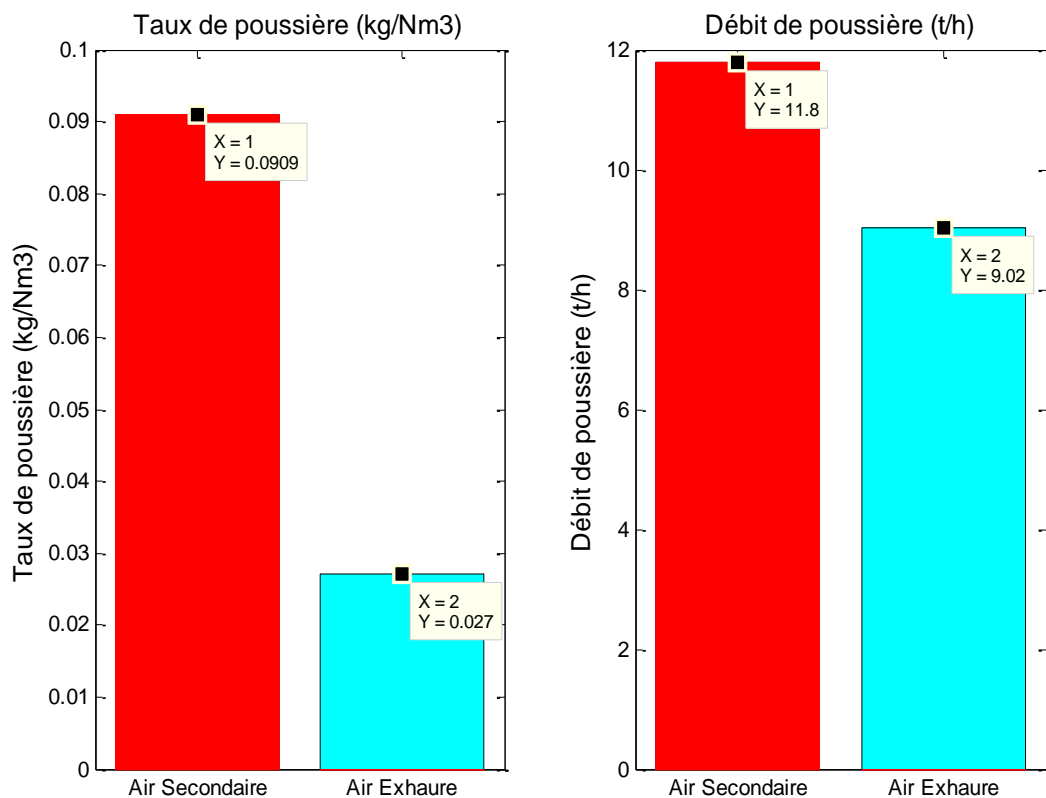


Figure 6.6 : Taux et débit de poussière

Il est à constater sur cette figure, l'importance de l'entraînement de poussière par l'air dans la première zone comparativement à la seconde, où une différence d'environ 2/3 est enregistrée en termes de taux de poussière. Ceci est dû principalement à l'appauvrissement continu du lit de clinker en fines particules, en progressant vers l'aval de refroidisseur. On note aussi que la présence du clinker en suspension à la sortie du four, accentue l'entraînement de poussière par l'air secondaire et augmente ainsi son taux. De l'autre côté, l'augmentation du débit de l'air issu de la 2<sup>ème</sup> zone par infiltration de l'air frais non poussiéreux fait réduire le

taux de poussière global de l'air exhaure. Quant aux débits massiques de poussière entraînée, on remarque des valeurs très importantes avec un écart plus faible que celui des taux, cependant, tenant compte de la longueur de chaque zone, on note que plus de la moitié (environ 56,6%) du débit total de poussière sortant du refroidisseur est issu uniquement de moins d'un quart (environ 23%) de sa longueur. De plus, ce débit-là joue un rôle important dans la récupération de chaleur vers le four, où près de 7% de flux enthalpique de l'air secondaire est emporté par sa poussière.

#### 6.1.6. Perte thermique à travers les parois

Les pertes thermiques à travers les parois calculées le long de X, à partir des températures de la paroi externe du refroidisseur ainsi que les écarts obtenues lors de la vérification des bilans thermiques par étage (bilans microscopiques), ont permis de tracer les courbes de la figure 6.7 suivante. Les valeurs obtenues sont rapportées à un mètre de longueur afin d'avoir des courbes identiques quel que soit la valeur du Pas considérée.

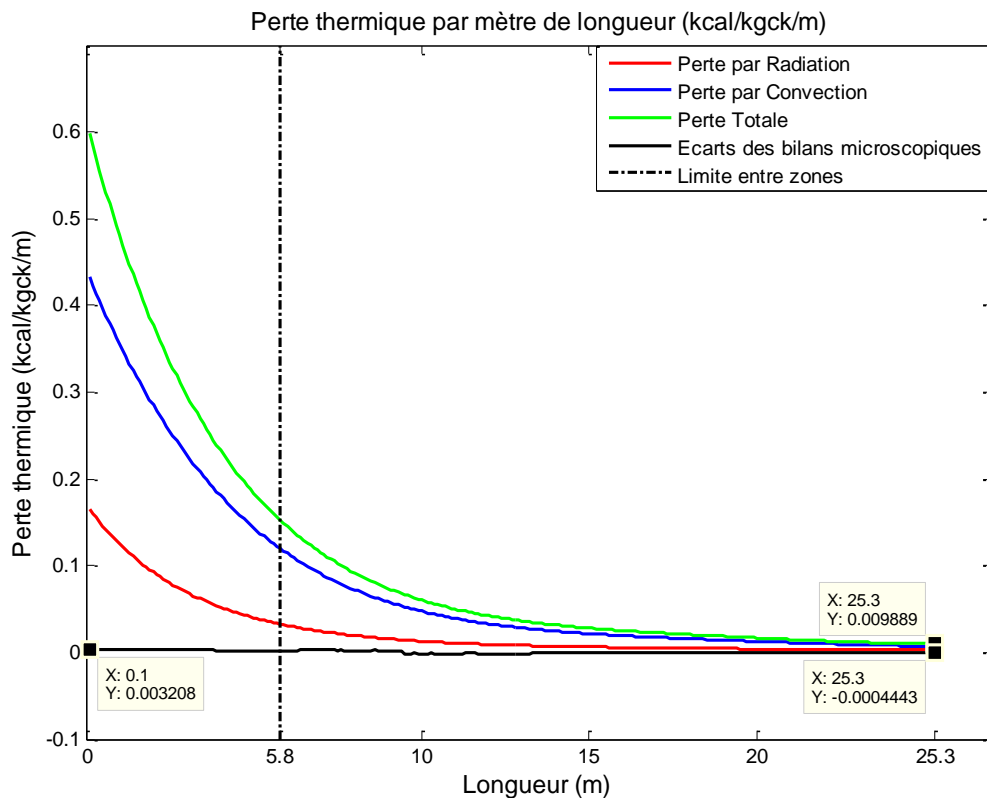


Figure 6.7 : Pertes thermiques par mètre de longueur

D'après cette figure, la perte thermique à travers les parois du refroidisseur varie selon un profil identique à celui de la température du clinker, et ceci concerne les deux modes de transfert thermique vers l'extérieur convection et radiation. En effet, les valeurs maximales sont enregistrées juste à l'entrée avec une perte totale dans le premier mètre de 0,6kcal/kgck. Ensuite, les courbes présentent des chutes importantes des valeurs dans la 1<sup>ère</sup> zone. Par contre, on constate qu'elles montrent une légère stabilité dans la 2<sup>ème</sup> moitié du refroidisseur.

Par ailleurs, les écarts trouvés lors de la vérification des bilans thermiques des étages, dont l'origine les erreurs de calcul, notamment sur les capacités thermiques des flux de matières solides ou gazeux, sont présentés à des valeurs de l'ordre 10<sup>-4</sup> (dont la valeur maximale en valeur absolue est 3,57. 10<sup>-4</sup>), peuvent alors être négligés sans affecter la représentativité du modèle à l'installation étudiée.

La perte thermique totale à travers les parois, répartie par zone et par mode de transfert thermique, est mieux présentée sur la figure 6.8 suivante

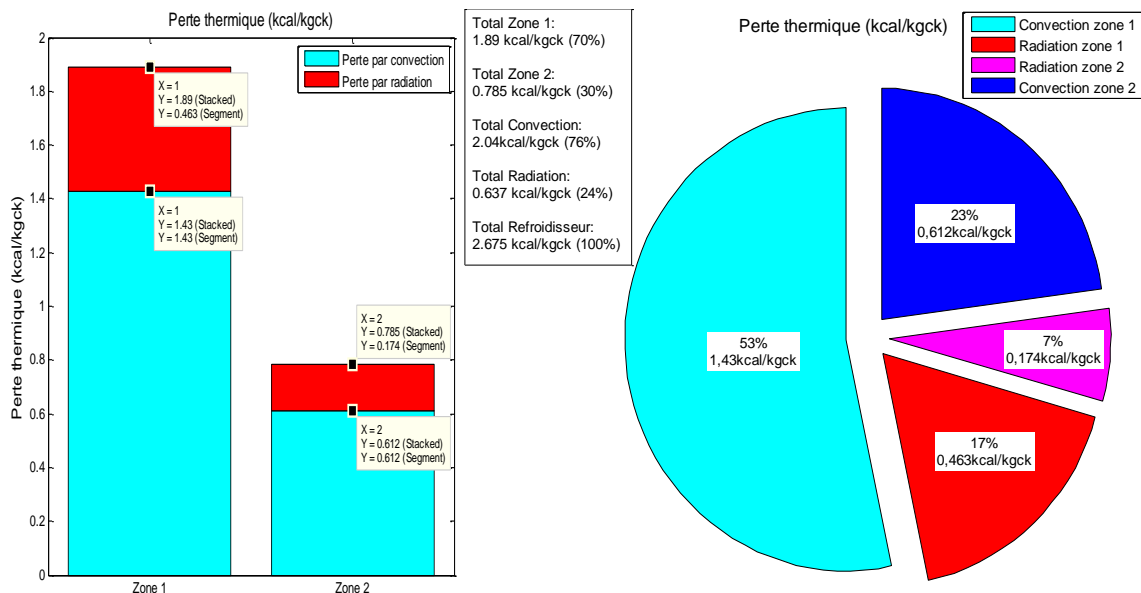


Figure 6.8 : Pertes thermiques convective et radiative par zone

D'après cette figure, 70% de la perte thermique à travers les parois a comme origine la 1ère zone, contre 30% dans la deuxième, malgré que celle-ci présente plus de trois quarts de la longueur du refroidisseur, ceci est le résultat de l'importante différence qu'existe entre les températures moyennes des deux

zones. Effectivement, la première zone se trouve à une température moyenne de 987,5°C, par contre la deuxième est à environ 237,8°C. Alors l'écart entre ces températures et celle du milieu extérieur (30°C), qui est la force motrice de la perte thermique, est cinq fois plus grand dans la 1ère zone que dans la seconde. On note aussi que la majeure partie de flux thermique perdu (plus de  $\frac{3}{4}$ ) se fait par convection, qui emporte sur le rayonnement, ceci est dû à l'action importante du vent sur la surface externe de la paroi de refroidisseur. En effet ce vent renforce la convection naturelle par une convection forcée notable. Néanmoins, comparativement à des données sur la littérature, indiquant que la perte thermique à travers les parois des refroidisseurs à grille similaires, peut arriver à 6,5 [62] voire même 11kcal/kgck [66], cette représentation montre que ce refroidisseur, qui ne perde que 2,675kcal/kgck, est caractérisé par une bonne isolation thermique.

## 6.2. Simulation de l'effet du *Pas*

Les profils de température du clinker obtenus pour différentes valeurs de *Pas* sont dessinés ensemble sur la figure 6.9.

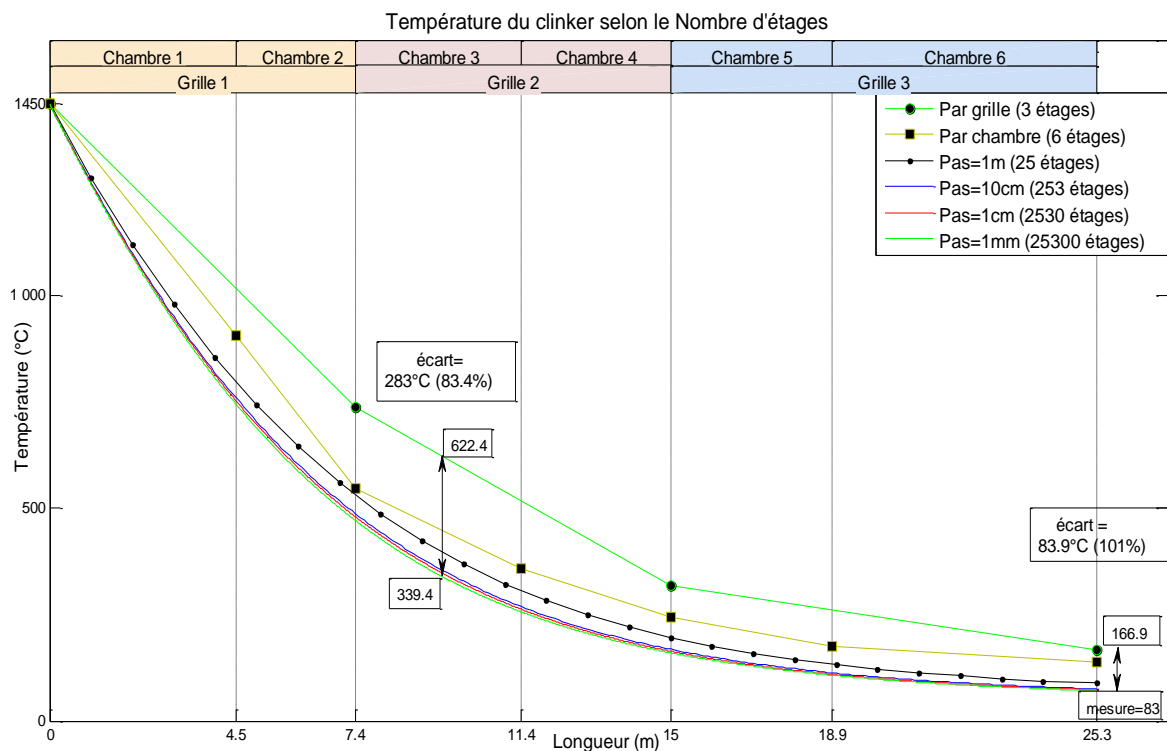


Figure 6.9 : Profils de température de clinker selon le *Pas*



Globalement, les différents profils ont presque la même allure hyperbolique ; cependant, il est clair que les courbes obtenues par des valeurs de  $Pas$  inférieures ou égales à 0,1m (1dcm, 1cm et 1mm) sont très adjacentes et presque superposables. Par contre, autant la valeur de  $Pas$  est plus grande que 0,1m, autant la courbe s'écarte des trois premiers courbes. En effet, l'écart de  $T_{ck}$  peut atteindre 283°C lorsque le  $Pas$  est considéré égal aux longueurs des grilles. Par conséquent, les résultats obtenus sont aussi plus écartés des mesures réelles. Effectivement, l'écart apparu sur la température du clinker à la sortie de refroidisseur est de 83,9°C (correspondant à 101%) par rapport à la mesure réelle, tel qu'illustré sur la figure ci-dessous (figure 6.10) qui montre la variation de cette température ( $T_{Cks}$ ) selon le  $Pas$ .

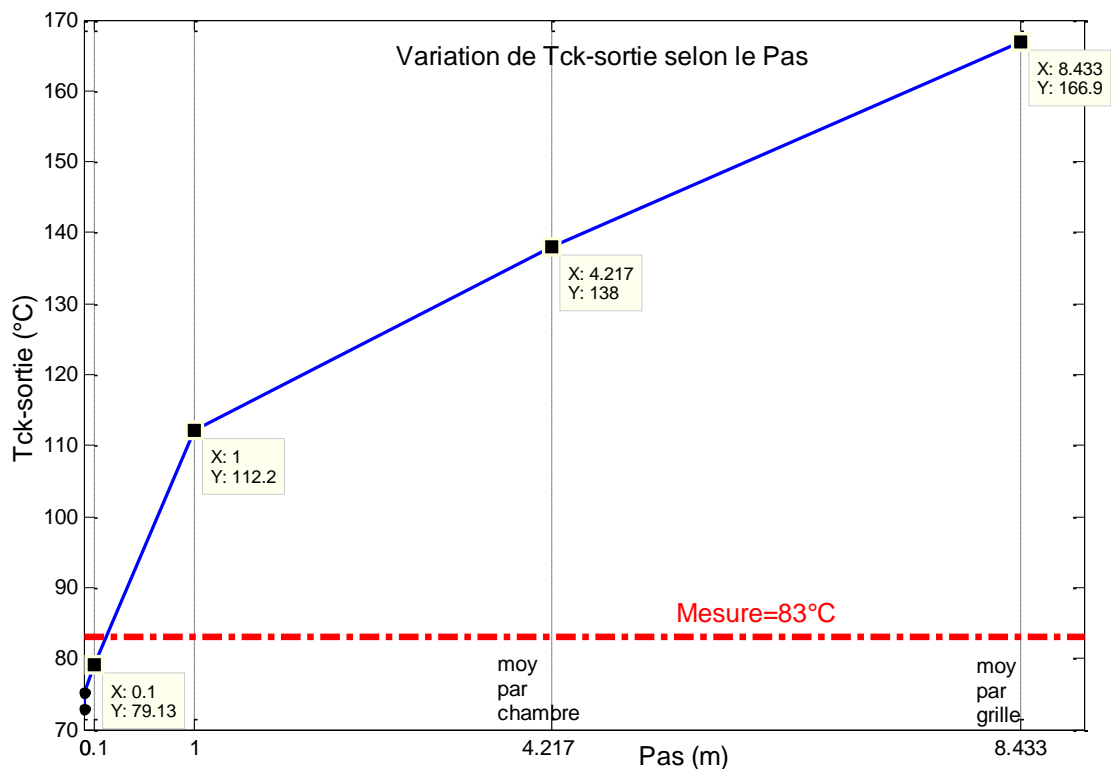


Figure 6.10 : Variation de  $T_{Cks}$  en fonction de  $Pas$

Ces écarts sont dus aux erreurs de calcul lors de la résolution de l'équation du bilan thermique des étages. Alors une longueur faible de l'étage ( $\leq 0,1m$ ) permet de réduire le débit d'air qui entre dans son équation du bilan, et la résolution de celle-ci sera plus précise. Pour cela, et à fin d'alléger les calculs et réduire le temps qui leur correspond, nous avons fixé la valeur de  $Pas$  à 0,1m pour les différents tests de simulation qui viennent par la suite dans ce travail.

### 6.3. Simulation du changement du soufflage spécifique SS

Les variations des températures du clinker à la sortie de refroidisseur ( $T_{Cks}$ ), de l'air secondaire ( $T_{AS}$ ) et de l'air exhaure ( $T_{AE}$ ), obtenues selon les changements imposés sur le soufflage spécifique sont illustrées sur la figure 6.11.

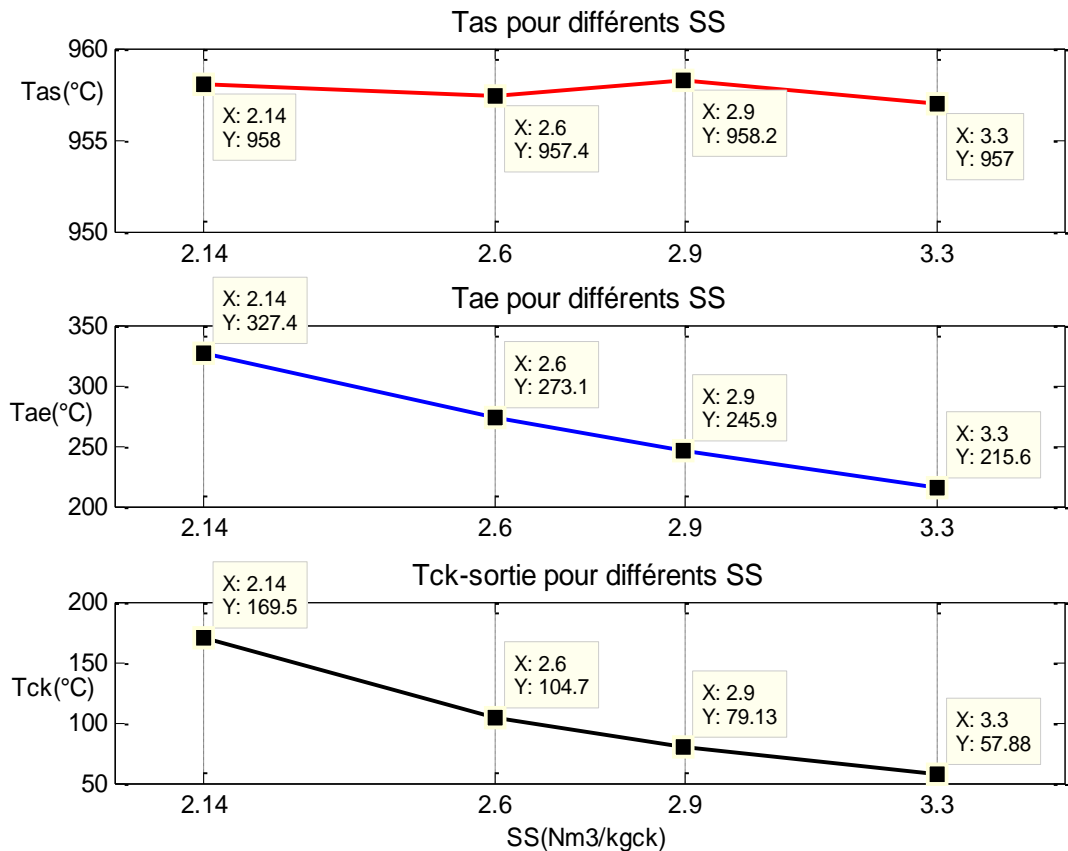


Figure 6.11 : Variation de  $T_{AS}$ ,  $T_{AE}$  et  $T_{Cks}$  en fonction de SS

On note d'après cette figure que la température de l'air secondaire présente des variations très minimes et reste presque stable quel que soit le débit insufflé. Cela est la conséquence de fixer le débit spécifique de l'air secondaire. Par contre, les températures  $T_{Cks}$  et  $T_{AE}$  sont variables et inversement proportionnelles avec le soufflage spécifique. En effet, une augmentation de plus de 50% du débit d'air (passant de 2,14 à 3,3 Nm<sup>3</sup>/kgck), engendre des diminutions des températures,  $T_{Cks}$  et  $T_{AE}$  de 66% et 34% respectivement. C'est alors le résultat de l'abaissement de la température moyenne du refroidisseur, notamment dans la 2<sup>ème</sup> zone, sous l'effet d'introduire un débit d'air supplémentaire. Des résultats semblables sont publiés par Bastier R. [60], qui a montré qu'une augmentation du soufflage spécifique de 1,5 à 2,3Nm<sup>3</sup>/kgck dans un refroidisseur à une charge de

grille de  $45\text{t/j.m}^2$ , permet de réduire la température de sortie du clinker de  $130$  jusqu'à  $80^\circ\text{C}$ .

La variation des efficacités de refroidisseur selon le soufflage spécifique appliqué est illustrée sur la figure 6.12 suivante :

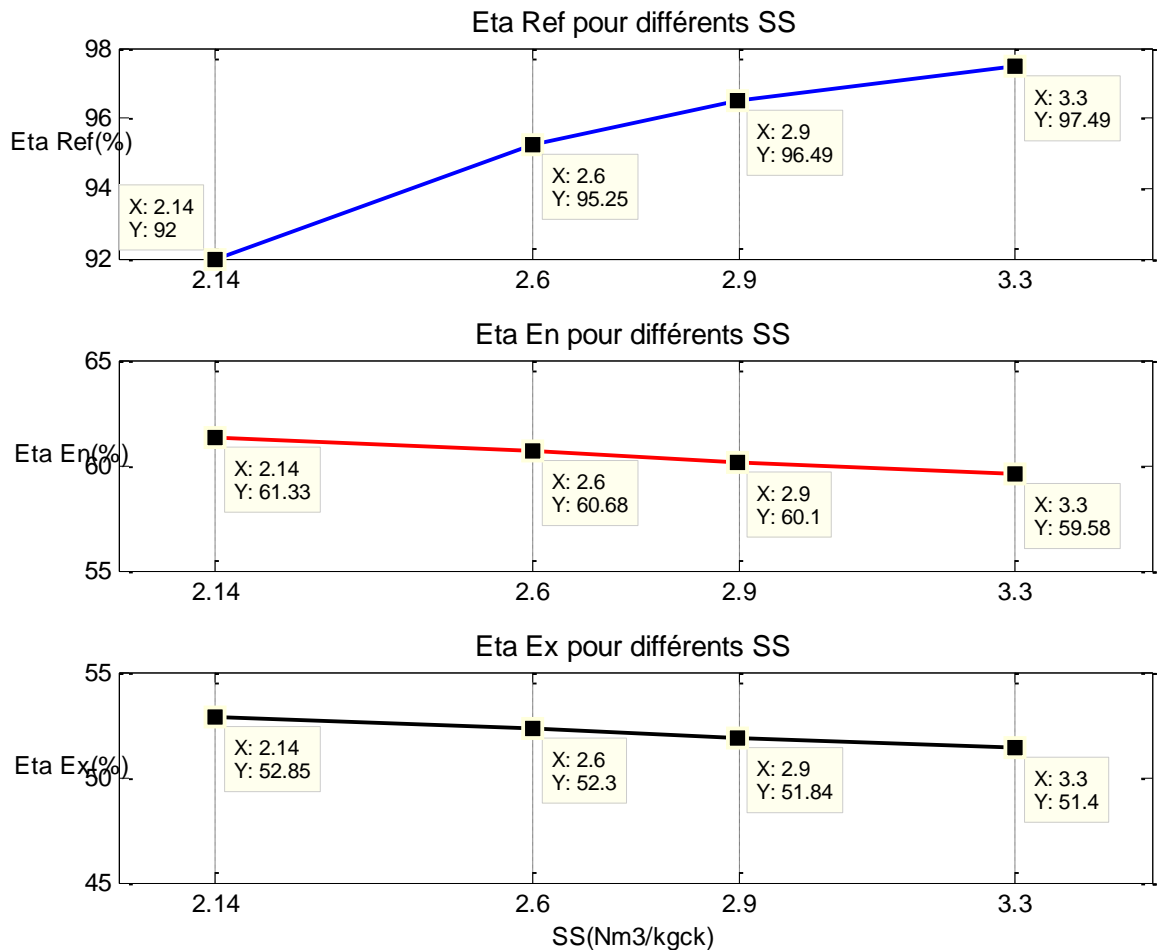


Figure 6.12 : Variation des efficacités en fonction de SS

Globalement, on remarque sur cette figure que le rendement de refroidissement est directement proportionnel avec le soufflage spécifique, contrairement aux rendements énergétique et exergetique. En effet, une augmentation de 54% du débit d'air insufflé fait apparaître une augmentation de 5,4% dans le rendement de refroidissement. Ceci est dû, tel que détaillé auparavant, à la baisse de la température moyenne de la deuxième zone, qui assure un refroidissement très satisfaisant du clinker, justifié par la température de sortie du clinker de  $57,88^\circ\text{C}$ . Quant aux rendements énergétique et exergetique, on dénote des légères diminutions, respectivement de 1,75% et 1,45% pour la

même augmentation de SS. Ces légères diminutions ont comme origine (à débit enthalpique récupéré de l'AS stable en volume et en température), la légère augmentation du flux enthalpique de l'air entrant au refroidisseur (augmentation en volume à température faible  $T_{amb}$ ) et aussi la légère augmentation du flux enthalpique de l'air exhaure ( $T_{AE}$  en diminution de  $111,8^{\circ}\text{C}$ , mais augmentation significative en volume de  $1,31$  à  $2,47\text{Nm}^3/\text{kgck}$ ).

D'après cette simulation, on constate que le soufflage de  $2,14\text{ Nm}^3/\text{kgck}$  est préférable de point de vue énergétique et exergetique, cependant, les valeurs élevées de température de l'air exhaure de  $327^{\circ}\text{C}$  et de clinker à la sortie de  $169,5^{\circ}\text{C}$  peuvent générer des dégâts matériels sur le système de dépoussiérage et sur le système d'élévation du clinker. De ce fait, on peut conclure que le soufflage de  $2,6\text{ Nm}^3/\text{kgck}$  est le plus rentable, permettant dans les conditions simulées, d'avoir des résultats satisfaisants.

La fixation du débit d'air secondaire à  $0,83\text{ Nm}^3/\text{kgck}$ , impose des variations sur la longueur de la première zone. Ces variations sont représentées sur la suivante figure 6.13.

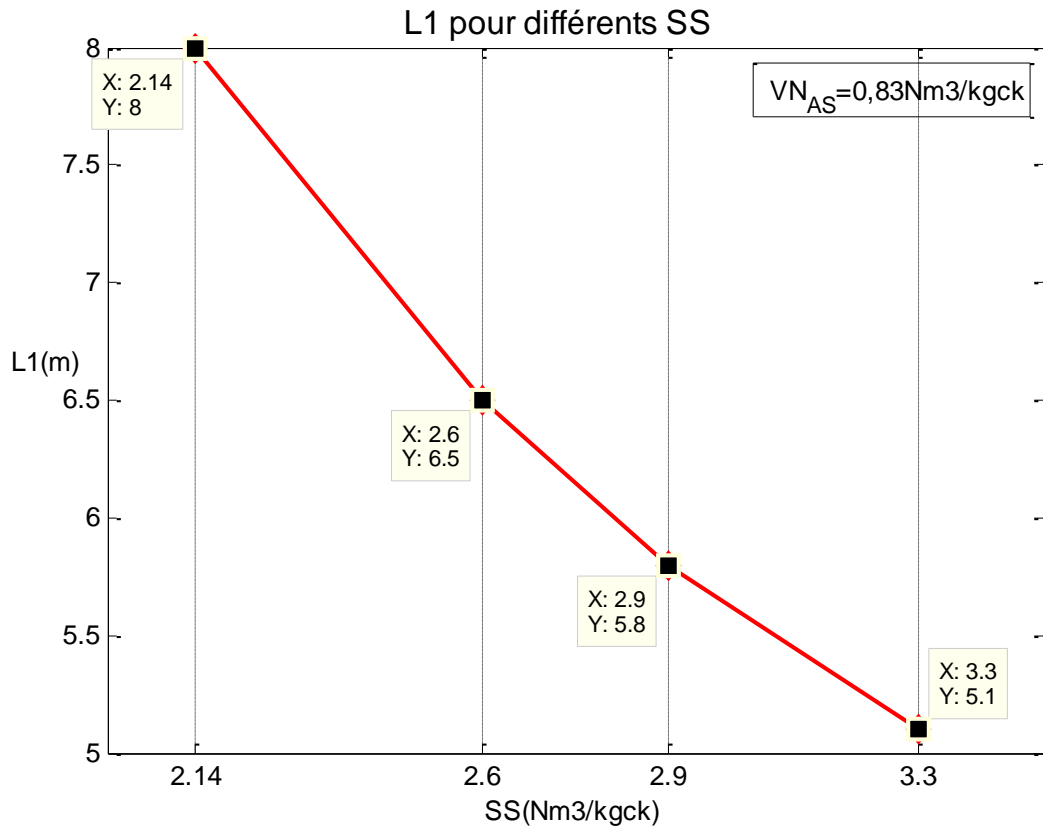


Figure 6.13 : Variation de  $L1$  en fonction de SS

Cette figure montre en fait l'intérêt de savoir comment faire fonctionner les ventilateurs d'air exhaure afin d'avoir un débit d'air secondaire stable en volume et en température. Effectivement, à débit de soufflage faible (de  $2,14 \text{ Nm}^3/\text{kgck}$  par exemple), pour avoir un débit de  $AS=0,83 \text{ Nm}^3/\text{kgck}$ , il faut que la surface de grille fournissant l'air secondaire soit plus large, donc la limite entre les zones doit se trouver un peu loin de l'entrée de refroidisseur, à une distance de  $8\text{m}$  ; c'est ainsi que l'aspiration des ventilateurs d'air exhaure, dans ce cas-là doit être réduite, comparativement au cas contraire où le SS est fort (par exemple  $3,3 \text{ Nm}^3/\text{kgck}$ ), auquel la 1<sup>ère</sup> zone est rétrécie et donc  $L1$  est faible.

#### 6.4. Simulation de changement de la longueur de la zone chaude $L1$

La variation du débit normal spécifique de l'air secondaire en fonction de la longueur de la zone chaude, à soufflage spécifique constant et égal à  $2,6 \text{ Nm}^3/\text{kgck}$ , est configurée sur le graphique suivant (figure 6.14) :

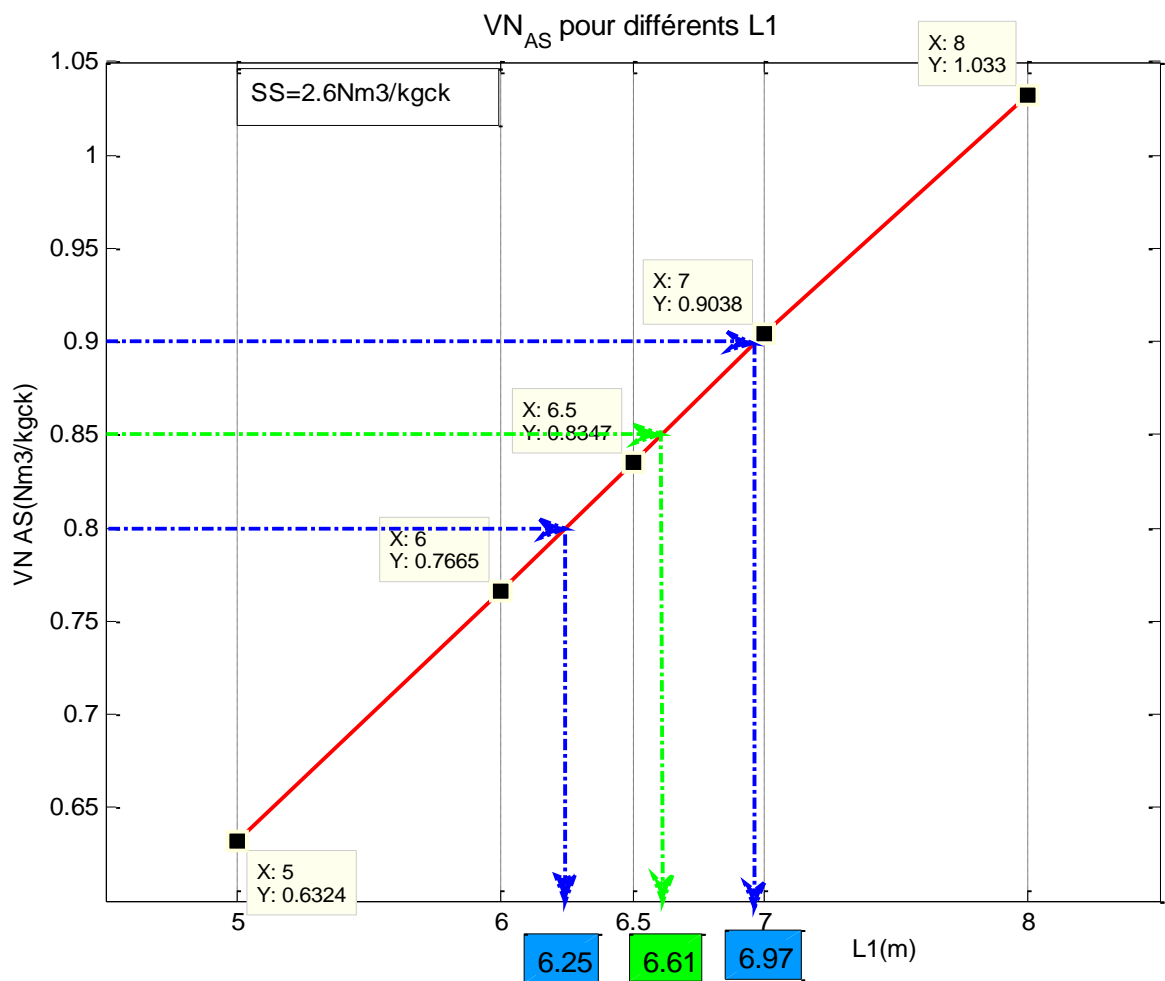


Figure 6.14 : Variation de  $VN_{AS}$  en fonction de  $L1$

Ce graphique joint en fait la figure précédente (figure 6.13) et renforce l'explication de l'effet montré par celle-ci, qui est la relation directe entre la longueur de la 1<sup>ère</sup> zone et le débit de l'air secondaire, et qu'ils varient proportionnellement. En effet, à SS constant, autant la longueur  $L1$  est grande, autant la surface de la grille fournissant l'air secondaire est large, donc son débit est important. Ainsi, une augmentation de plus de 60% de  $L1$  (passant de 5 à 8m), engendre une augmentation en débit d'AS de 63%. Il est à noter que les valeurs recommandées en termes de débit spécifique de l'air secondaire se situent entre 0,8 et 0,9  $\text{Nm}^3/\text{kgck}$ , avec une valeur cible de 0,85  $\text{Nm}^3/\text{kgck}$  si le SS est égale à 2,6  $\text{Nm}^3/\text{kgck}$ . Ceci correspond donc, d'après la figure à un intervalle de  $L1$  entre 6,25 et 6,97 m, et à une valeur de 6,61 m pour  $\text{SS}=2,6 \text{ Nm}^3/\text{kgck}$ .

Les variations des températures des courants de matières sortant du refroidisseur, enregistrées par des changements de la longueur  $L1$  ont permis de tracer les courbes de la figure 6.15 suivante :

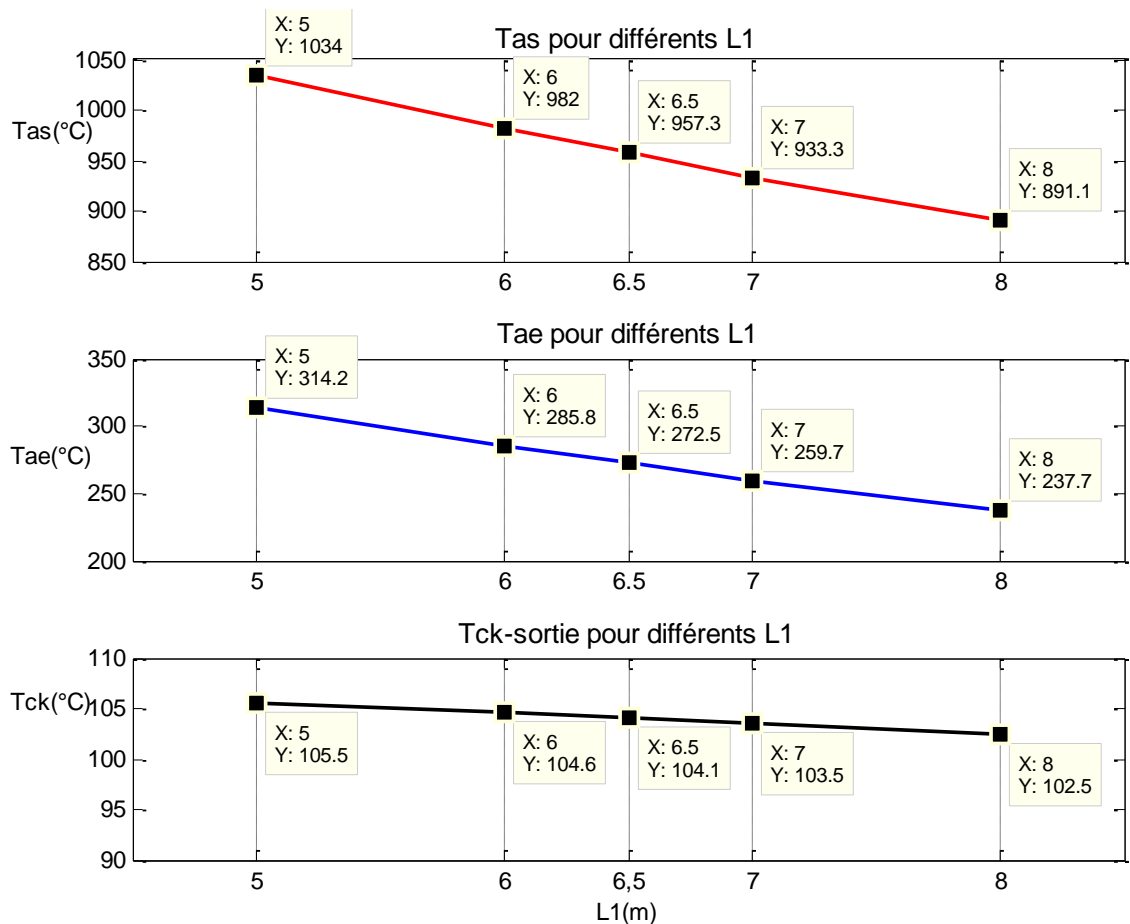


Figure 6.15 : Variation de  $T_{AS}$ ,  $T_{AE}$  et  $T_{CKs}$  en fonction de  $L1$

Les températures des courants gazeux ( $AS$  et  $AE$ ) varient significativement avec une augmentation de 60% de  $L1$  :  $T_{AS}$  s'abaisse de  $143^{\circ}C$  correspondant à près de 14% de réduction, contre un abaissement de  $76,5^{\circ}C$  qui correspond à 24% de  $T_{AE}$ . En fait, des courants d'air de certains nombre d'étages se trouvant entre les deux zones, caractérisés par des températures inférieures à  $T_{AS}$  et supérieures à  $T_{AE}$ , sont aspirés, en augmentant  $L1$ , par le courant d'air secondaire au lieu de celui de l'air exhaure, d'où un mélange de l'air secondaire avec un air plus froid engendre la baisse de sa température, et le courant d'air exhaure est réduit d'un débit d'air plus chaud ce qui engendre à lui aussi la baisse de sa température.

Quant à la température de sortie du clinker, on remarque une certaine stabilité avec un écart de  $3^{\circ}C$  seulement. Ceci se justifie par ce que la variation de  $L1$  n'a aucun effet, à un soufflage spécifique stable, sur le refroidissement du clinker.

Les variations obtenues sur les efficacités de refroidisseur sous l'effet de changement de  $L1$  sont illustrées sur les trois courbes de la figure 6.16 suivante :

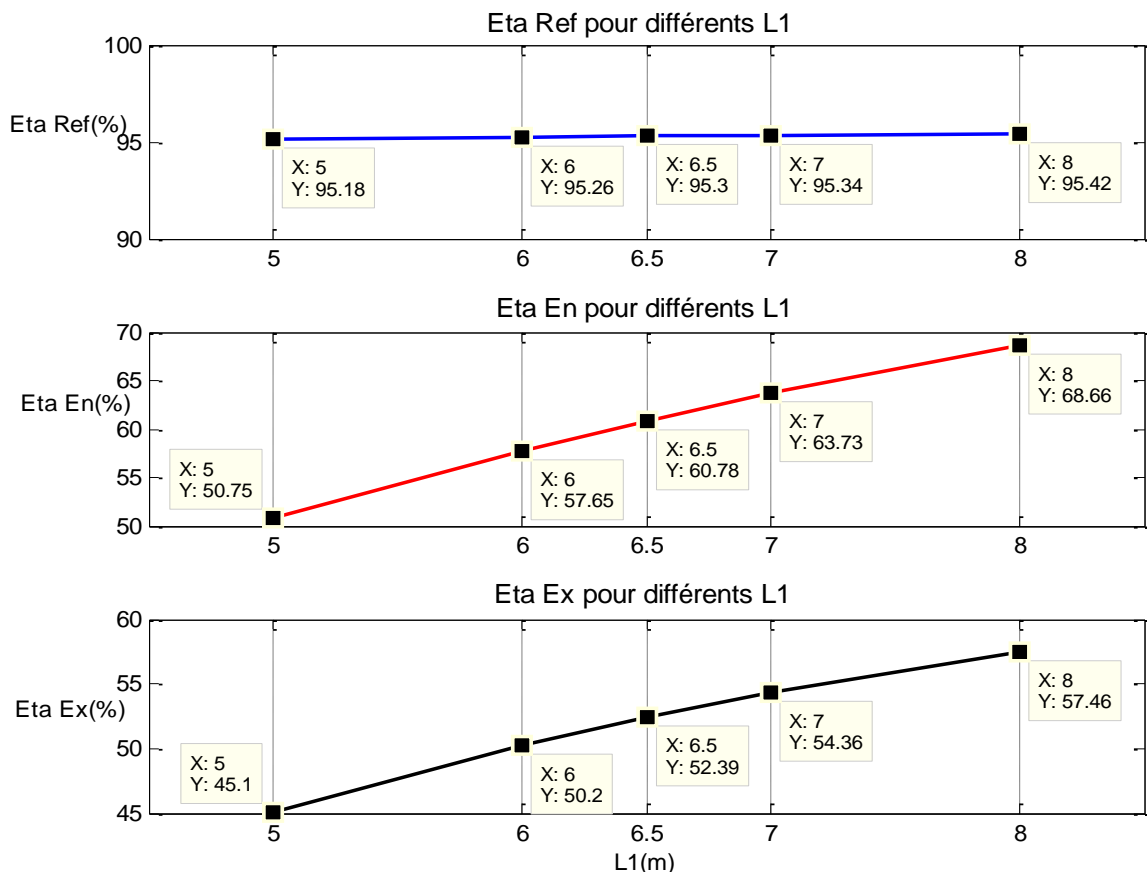


Figure 6.16 : Variation des efficacités en fonction de  $L1$

La figure montre une stabilité dans l'efficacité de refroidissement, qui vient de non changement des flux enthalpiques du clinker à l'entrée et à la sortie de refroidisseur. Par contre, des accroissements remarquables sont apparus sur les rendements énergétique et exergetique, où l'augmentation de 60% dans la longueur de la 1<sup>ère</sup> zone a comme conséquence des élévations de 18% et de 12,3% dans  $\eta_{En}$  et  $\eta_{Ex}$  respectivement. Ceci est dû à l'augmentation en flux enthalpique récupéré AS qui présente un accroissement du volume en passant de L1 de 5 à 8m.

L'analyse de ces résultats montre que la valeur de L1 permettant des meilleurs rendements est 8m, cependant elle présente un inconvénient du fait que le débit d'air secondaire est en excès, qui peut impliquer un refroidissement de la flamme dans le four. Et tenant compte des explications données sur la figure 6.14 ci-dessus, on peut conclure qu'une valeur de L1 égale à 6,61m, correspondant à un débit d'air secondaire de  $0,85\text{Nm}^3/\text{kgck}$ , peut donner des résultats très satisfaisants en termes d'efficacités globales de refroidisseur ( $\eta_{ref}=95,31\%$ ,  $\eta_{En}=61,43\%$   $\eta_{Ex}=52,82\%$ ) ainsi de son impact sur le four ( $T_{AS}=952^\circ\text{C}$ ,  $V_{N_{AS}}=0,85\text{Nm}^3/\text{kgck}$ ), sur le système de dépoussiérage ( $T_{AE}=269,7^\circ\text{C}$ ) et sur le système d'élévation du clinker ( $T_{ck}=104^\circ\text{C}$ ). De ce fait, cette valeur de L1 est retenue pour la suite des tests de simulation.

## 6.5. Simulation du recyclage de l'air exhaure

### 6.5.1. Débit d'air exhaure à recycler

Les débits d'air exhaure à recycler, calculé pour chaque température ainsi que les compléments en débits d'air ambiant pour chaque température  $T_{AR1}$  sont donnés sous forme d'histogramme empilé sur la figure 6.17.

On remarque sur la figure qu'autant la température  $T_{AR1}$  voulue est élevée, autant le débit d'air exhaure nécessaire est grand, et autant le complément d'air ambiant à insuffler dans la zone 1 est réduit, comme le bilan aéraulique normale est invariable. Par ailleurs, pour les températures de 200 et 250, les débits d'AE à recycler présente plus de 50% (56 et 71%) de l'air total nécessaire dans cette zone.



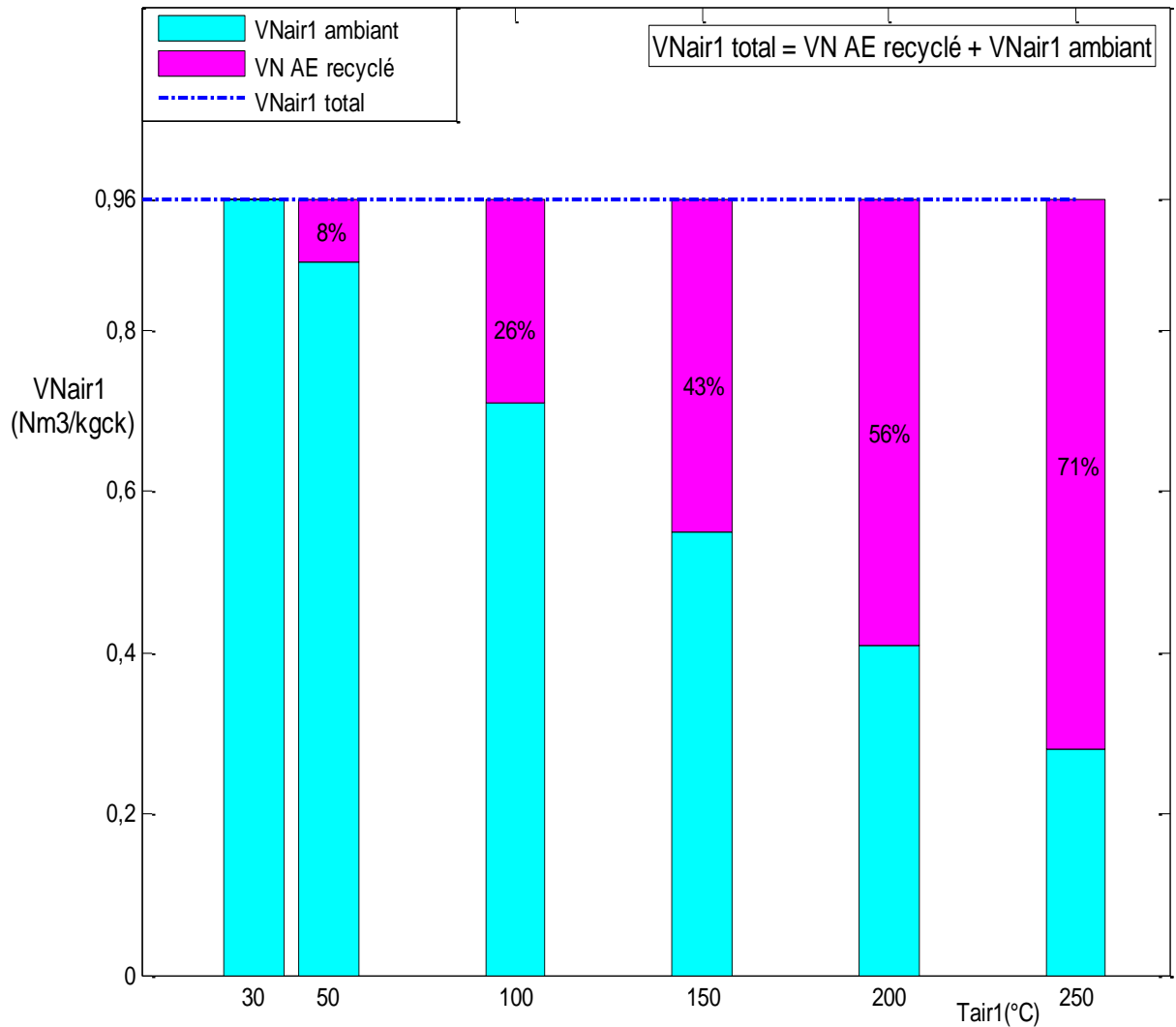


Figure 6.17 : Débits d'air exhaure à recycler et les compléments en débits d'air ambiant pour différentes  $T_{AR1}$

Ils sont donnés sur les histogrammes de la figure 6.18 suivante, la répartition de l'air exhaure total entre le débit recyclé et l'excès en termes de débit normal (en  $Nm^3/kgck$ ) et de débit enthalpique (en  $kcal/kgck$ ) ainsi que les taux de recyclage (en%) pour différentes  $T_{AR1}$ .

La figure montre que le taux maximum observé est près de 40%, pour avoir  $T_{AR1}$  égale à  $250^{\circ}C$ . Ceci montre qu'il reste encore plus de 60% de cet air et à envisager une manière à le récupérer pour des fins de chauffage ou autre afin d'améliorer d'avantage l'efficacité énergétique de refroidisseur.

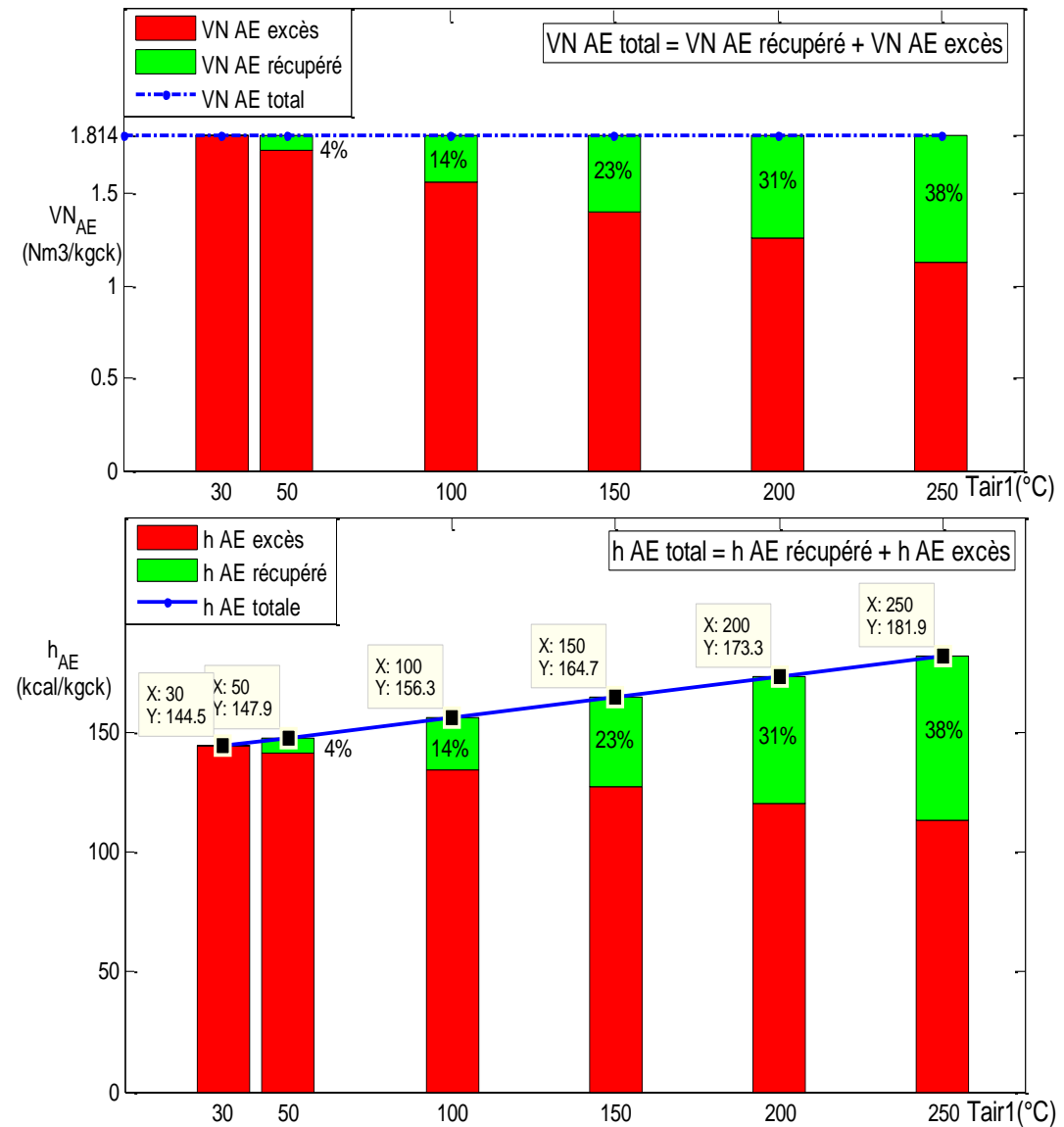


Figure 6.18 : Taux d'air exhaure recyclé pour différentes  $T_{AR1}$

Le débit normal total de l'air exhaure n'a pas varié puisque le bilan aéraulique normal est inchangé. Cependant, on remarque une augmentation d'environ 25% dans son enthalpie totale engendrée par l'augmentation de  $T_{AR1}$  de 30 à 250°C. Cela est justifié par l'augmentation de la température de l'air exhaure tel qu'illustré sur la figure 6.21 ci-après.

### 6.5.2. Températures des flux sortant

L'effet de l'augmentation de la température de l'air entrant à la zone chaude sur le refroidissement du clinker est représenté sur la figure 6.19, où ils sont présentés les profils de  $T_{ck}$  obtenus pour chaque  $T_{AR1}$ .

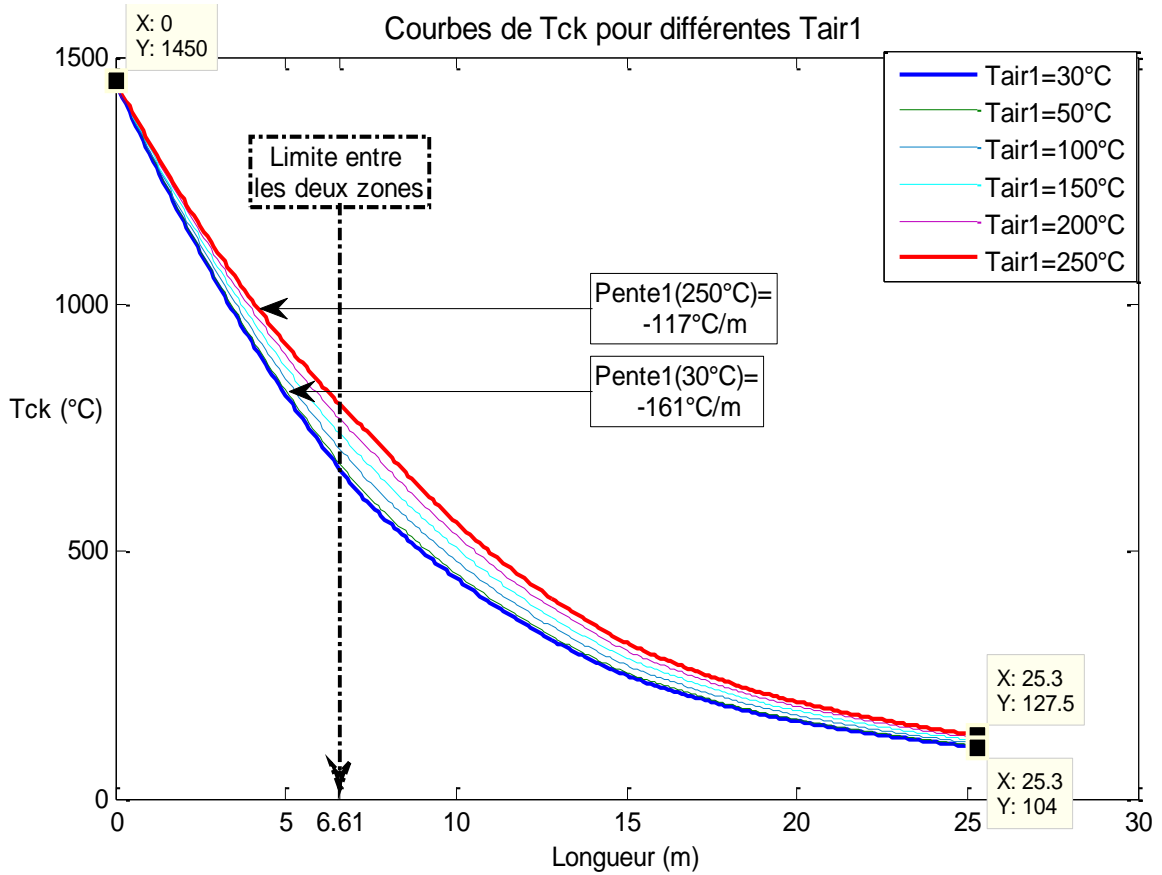


Figure 6.19 : Courbes de  $T_{ck}$  pour différentes  $T_{AR1}$

On remarque d'après cette figure que le profil hyperbolique se modifie légèrement au milieu, et que la modification est proportionnelle à la température  $T_{AR1}$ . Ceci est dû à la diminution de la vitesse de refroidissement du clinker dans la 1<sup>ère</sup> zone de  $161^{\circ}\text{C/m}$  à  $117^{\circ}\text{C/m}$  en augmentant  $T_{AR1}$  de  $30$  à  $250^{\circ}\text{C}$ . Et autant la température  $T_{AR1}$  est grande, autant l'écart entre celle-ci et  $T_{ck}$  aux entrées des étages de cette zone est réduit, et donc le clinker est peu refroidi. On remarque aussi que les écarts apparus entre les différents profils se rétrécissent peu à peu dans la 2<sup>ème</sup> zone jusqu'à arriver à la sortie de refroidisseur. Ceci est induit par le suffisant soufflage appliqué à cette zone. En conséquence, l'écart maximum enregistré sur la température de sortie du clinker, tel qu'illustré sur la figure 6.20 ci-dessous, est de 22%, obtenu pour  $T_{AR1}$  égale à  $250^{\circ}\text{C}$ .

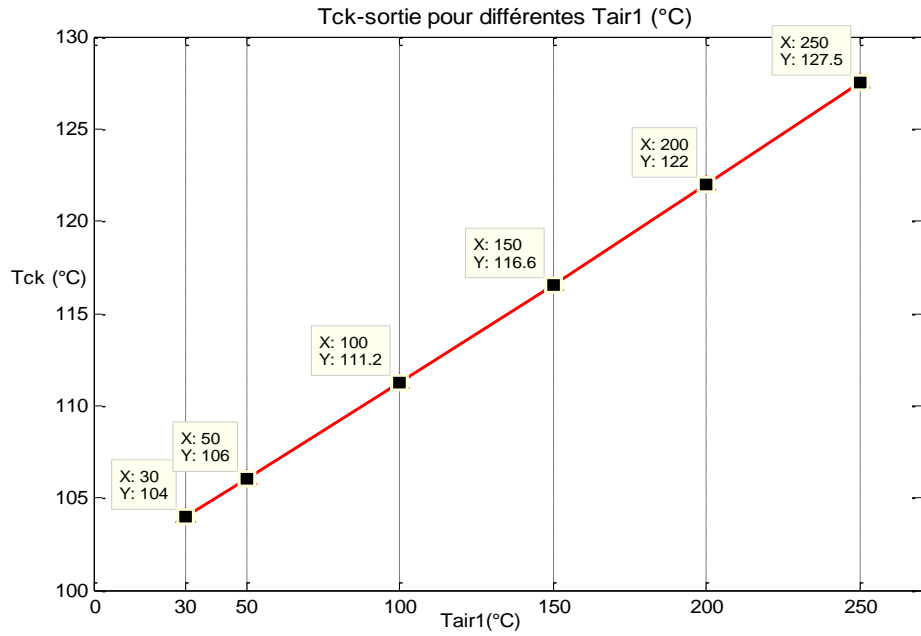


Figure 6.20 : Variation de  $T_{Cks}$  en fonction de  $T_{AR1}$

Les variations de  $T_{AS}$  et  $T_{AE}$  en fonction de  $T_{AR1}$  sont représentées sur la figure 6.21.

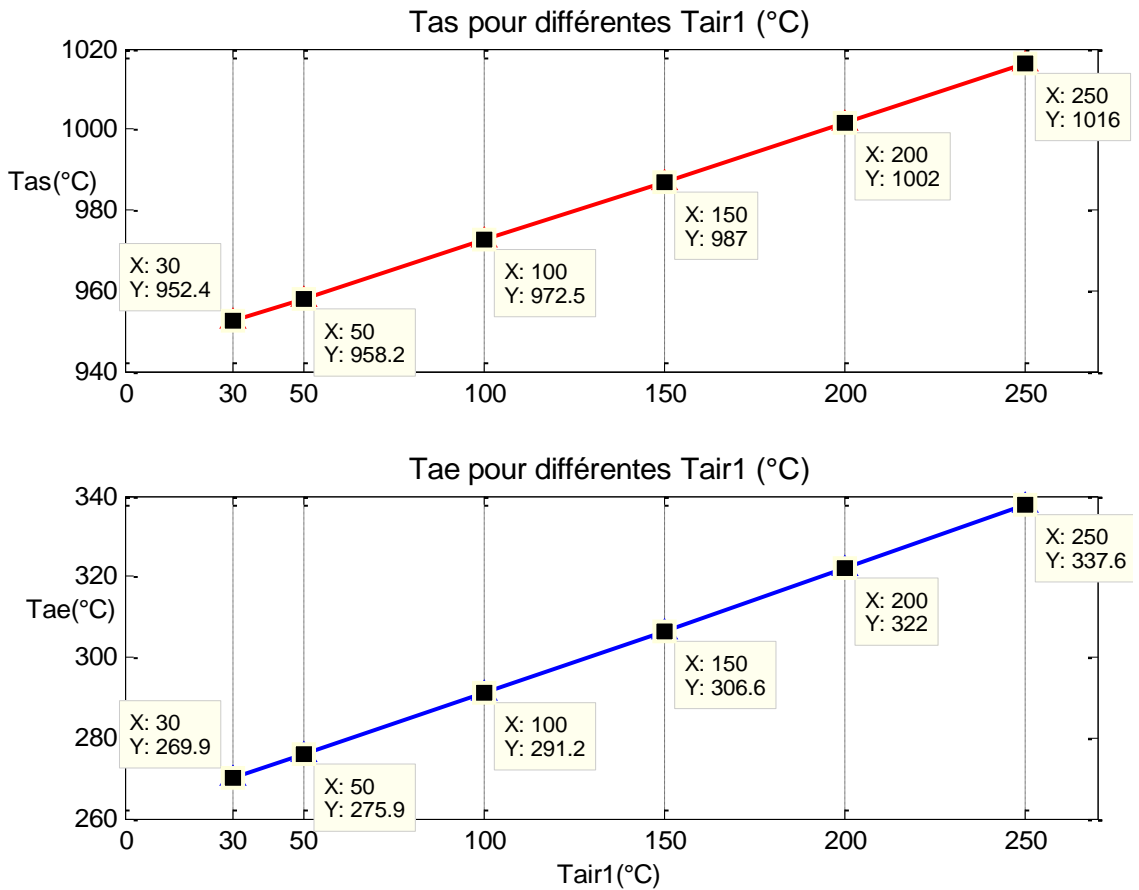


Figure 6.21 : Variations de  $T_{AS}$  et  $T_{AE}$  en fonction de  $T_{AR1}$

D'après cette figure, on constate des variations peu significatives de  $T_{AS}$  et de  $T_{AE}$  par rapport à la variation de  $T_{AR1}$ . En effet, des augmentations de 63,6 et 67,7°C de ces deux températures sont montrées en augmentant  $T_{AR1}$  de 220°C. Ceci a comme origine la répartition du flux thermique venant de l'élévation de  $T_{AR1}$  dans chaque étage, entre les deux flux sortants de celui-ci: clinker et air. Une autre raison qu'on doit tenir compte, est que la capacité thermique de l'air est plus faible aux températures moyennes (entre 30 et 250°C) qu'aux températures élevées (entre 950 et 1050°C).

### 6.5.3. Vérification de la trempe du clinker

Les vitesses de refroidissement du clinker dans la zone chaude, dont l'objectif est de vérifier la présence d'impact sur l'opération de la trempe de clinker, sont calculées pour chaque température  $T_{AR1}$  et illustrées sous la courbe de la figure 6.22 suivante :

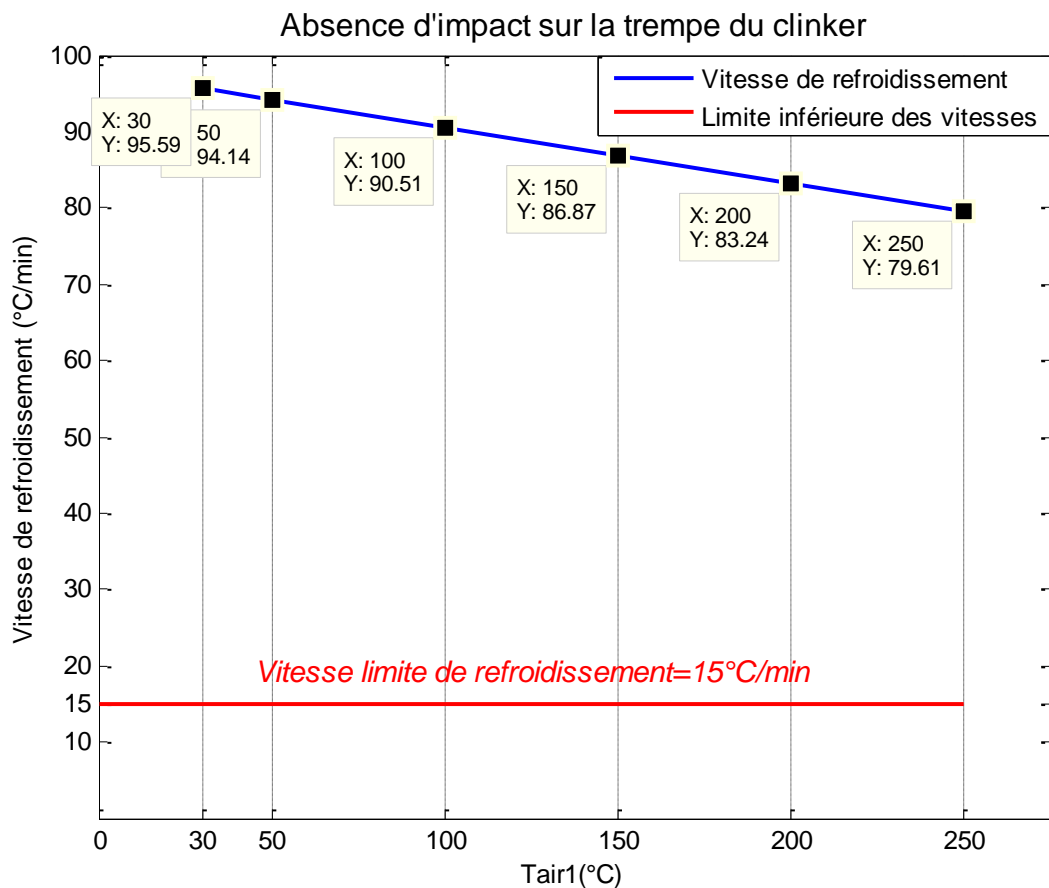


Figure 6.22 : Absence d'impact sur la trempe du clinker

Ce graphique montre que les vitesses de refroidissement trouvées sont plus supérieures à la limite inférieure des vitesses de refroidissement permettant d'assurer la réussite de l'opération de la trempe du clinker, avec un écart minimum de 64,6°C. Il est à conclure alors que les tests de chauffage de l'air de refroidissement de la 1<sup>ère</sup> zone jusqu'à 250°C n'ont aucun impact sur l'opération de la trempe du clinker.

#### 6.5.4. Consommation calorifique et l'économie en combustible

L'économie en combustible GN permise par l'augmentation de la température de l'air  $T_{AR1}$  est représentée sur la figure 6.23 :

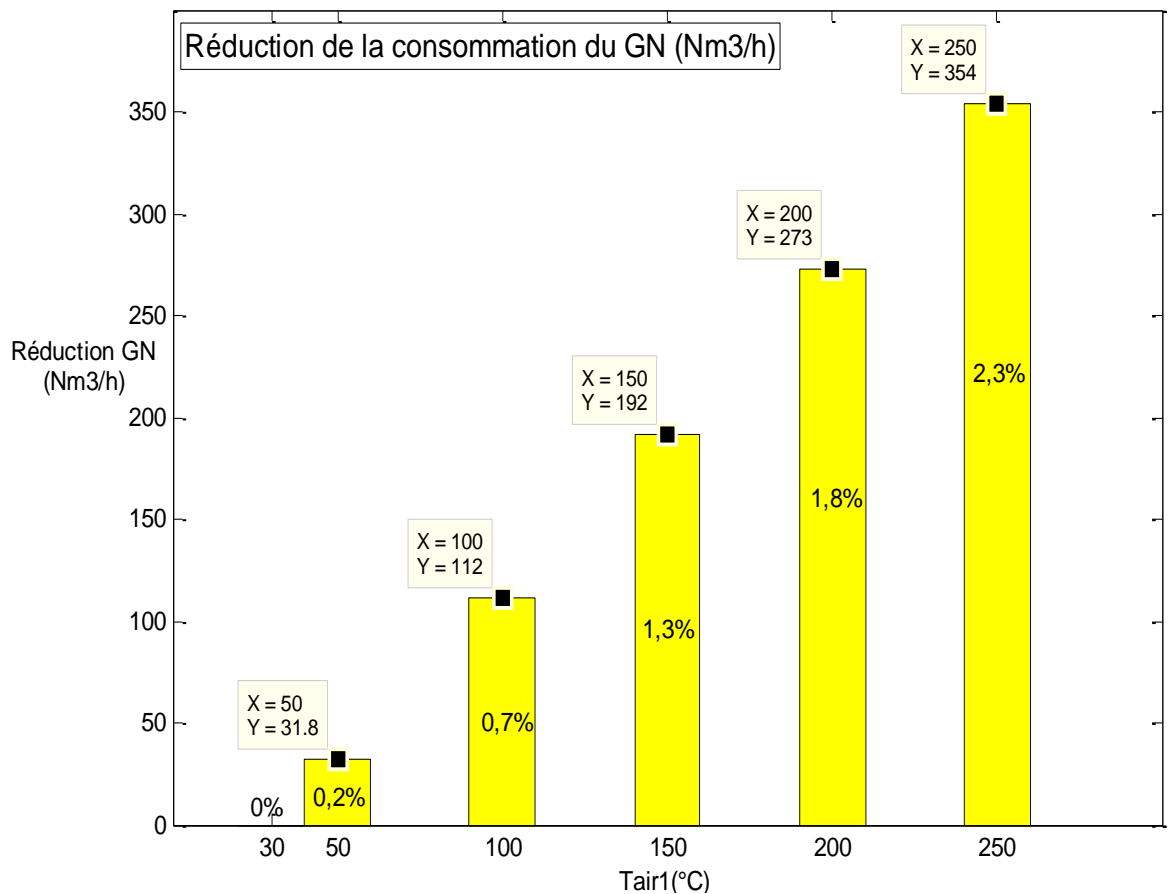


Figure 6.23 : Economie en combustible GN pour différentes  $T_{AR1}$

Cette figure montre la quantité de combustible qui pourrait être préservée par le recyclage de l'air exhaure. On voit qu'une augmentation de  $T_{AR1}$  jusqu'à 250°C, permet d'économiser une quantité de GN de 354Nm<sup>3</sup>/h des 15180Nm<sup>3</sup>/h

actuellement consommées, ce qui représente une réduction sur la consommation d'énergie gazière de plus de 2,3%.

Cette économie en GN a une répercussion sur la consommation calorifique spécifique d'un kilogramme de clinker produit CCS. L'évolution de celle-ci est représentée pour différentes  $T_{AR1}$  sur la figure 6.24 :

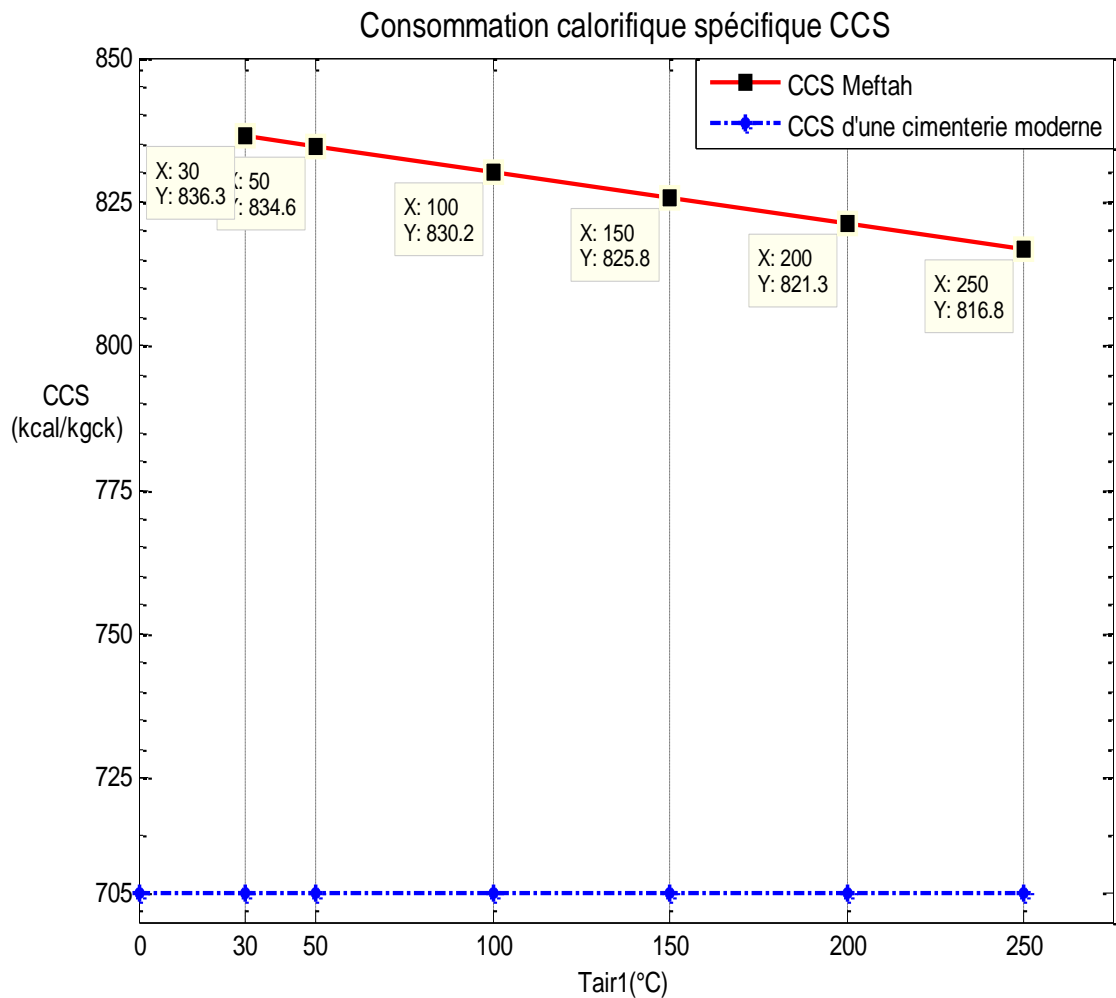


Figure 6.24 : Consommation calorifique spécifique pour différentes  $T_{AR1}$

La figure montre une réduction de 2,3%, enregistrée pour  $T_{AR1}$  égale à 250°C. Toutefois, ces valeurs de CCS restent encore supérieures à la consommation calorifique spécifique atteinte par la cimenterie moderne citée au paragraphe 2.3.

### 6.5.5. Evaluation de la performance énergétique

La variation du rendement de refroidissement pour différentes  $T_{AR1}$  est montrée sur la figure 6.25 :

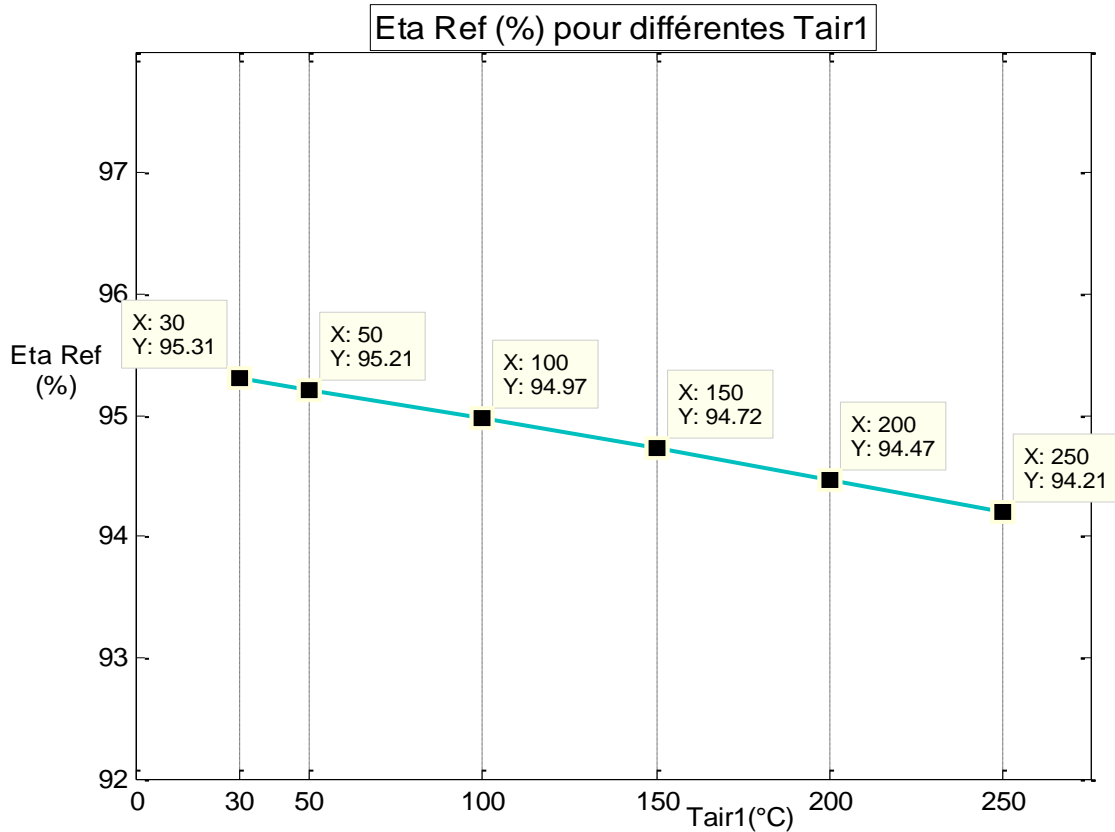


Figure 6.25 : Rendement de refroidissement pour différentes  $T_{AR1}$

On remarque d'après ce graphique, que le rendement de refroidissement présente une certaine stabilité, avec une variation minimale de 1,1%. Ceci vient de la légère évolution de la température de sortie de clinker, montrée par la figure 6.20 ci-dessus.

L'évolution du rendement de récupération calorifique selon le système considéré et pour chaque température  $T_{AR1}$  est illustrée par les courbes de la figure 6.26 :



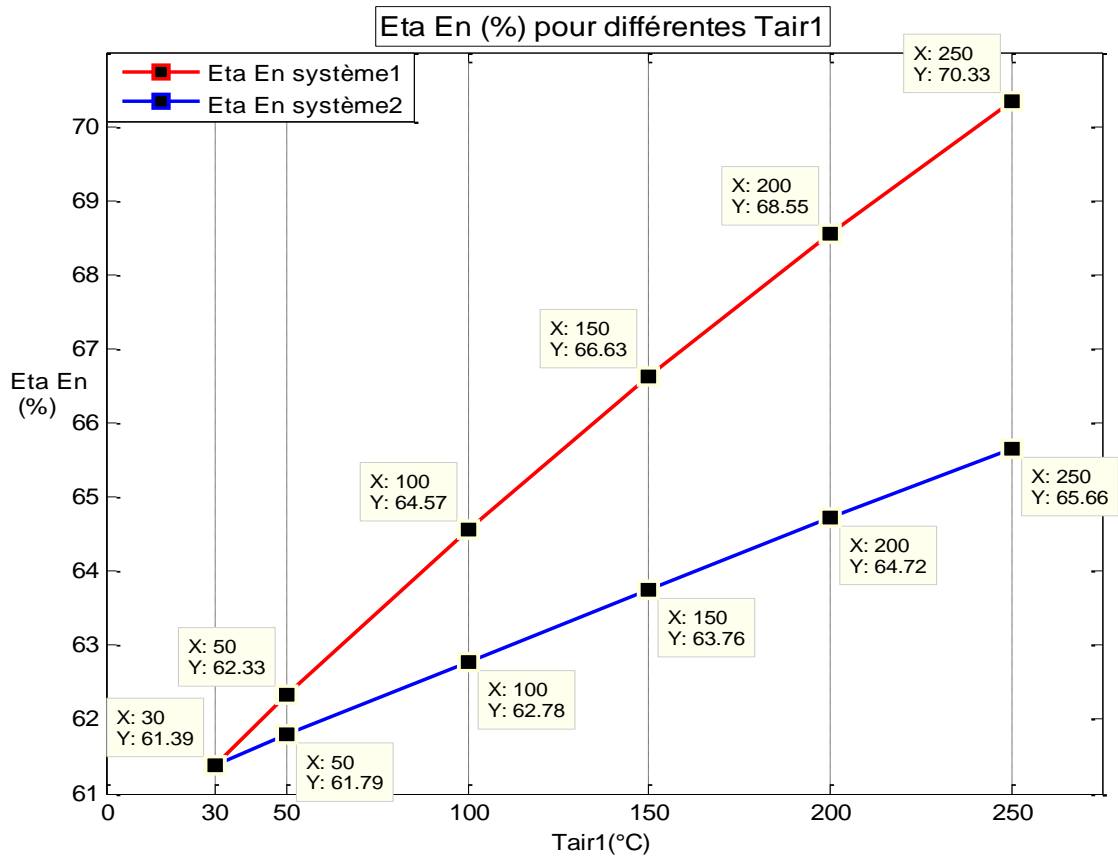


Figure 6.26 : Rendement de récupération calorifique selon le système considéré pour différentes  $T_{AR1}$

Cette figure montre clairement que le rendement de récupération d'énergie évolue positivement par le recyclage de l'air exhaure. En effet, une amélioration de près de 10% est observée pour  $T_{AR1}$  égale à 250°C, utilisant la formule du 1<sup>er</sup> système, et de près de 5% en utilisant celle du 2<sup>ème</sup> système. Une étude de l'influence de la température de l'air ambiant sur les efficacités énergétiques du refroidisseur, sans le répartir en zones, a été publiée par Madloul et al. [58]. Il a été montré dans cette étude qu'une élévation de 15 à 35°C de la température de l'air ambiant servi au refroidissement, produit une augmentation de 53,8 à 54,8% dans le rendement de récupération calorifique, ce qui signifie une amélioration de 1% dans ce rendement correspondant à 20°C d'augmentation de Tair.

Quant à l'évolution du rendement exergétique selon le système est schématisé par la figure 6.27 suivante :

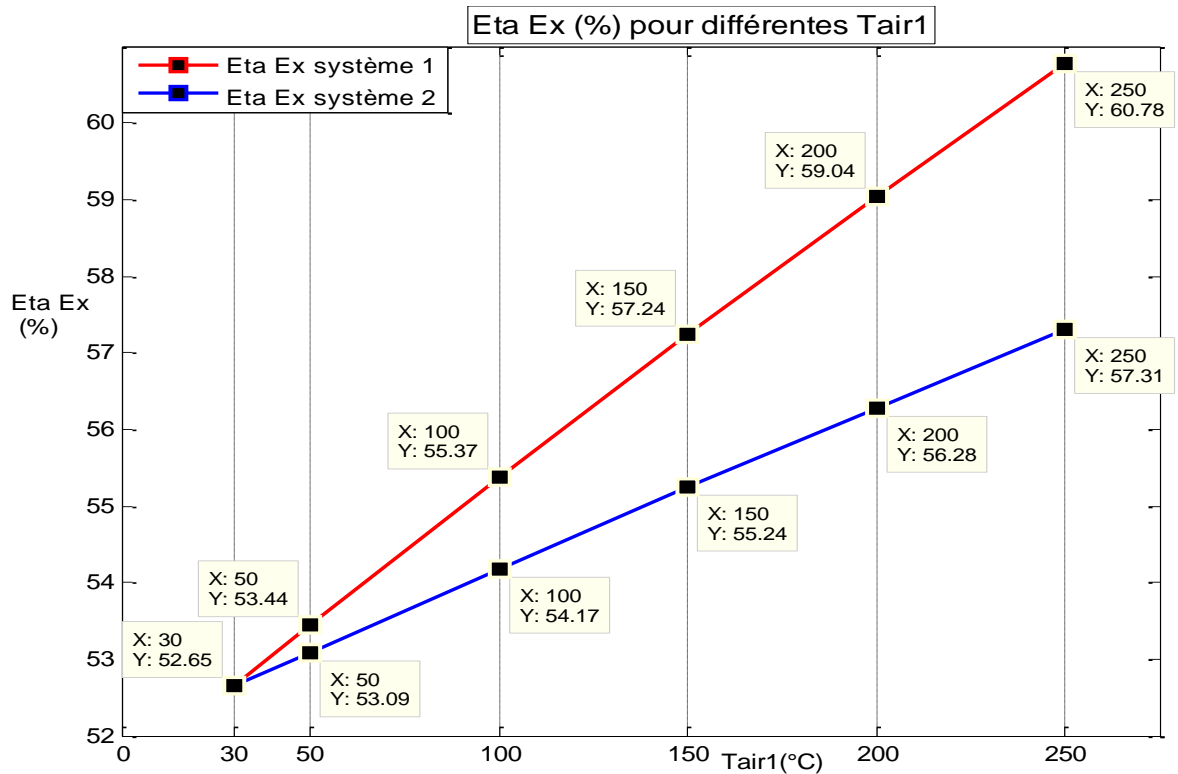


Figure 6.27 : Rendement exergetique selon le système pour différentes  $T_{AR1}$

Le rendement exergetique présente d'après cette figure, la même évolution du rendement de récupération calorifique, avec des améliorations de 8,13% selon la première formule (système 1) et 4,22% selon la seconde formule (système 2), observée pour une  $T_{AR1}$  égale à 250°C. Des résultats similaires ont été rapportés par Ahamed et al. [31]. Les auteurs montrent qu'une augmentation de 16°C dans la température de l'air de refroidissement, en passant de 45 à 61°C, engendre une amélioration du rendement exergetique de 2,2%.

#### 6.5.6. Quantification des émissions polluantes

##### 6.5.6.1. Emission de poussière

Les teneurs en poussière à la cheminée, calculées pour différentes  $T_{AR1}$ , sont dessinées sur l'histogramme de la figure 6.28.

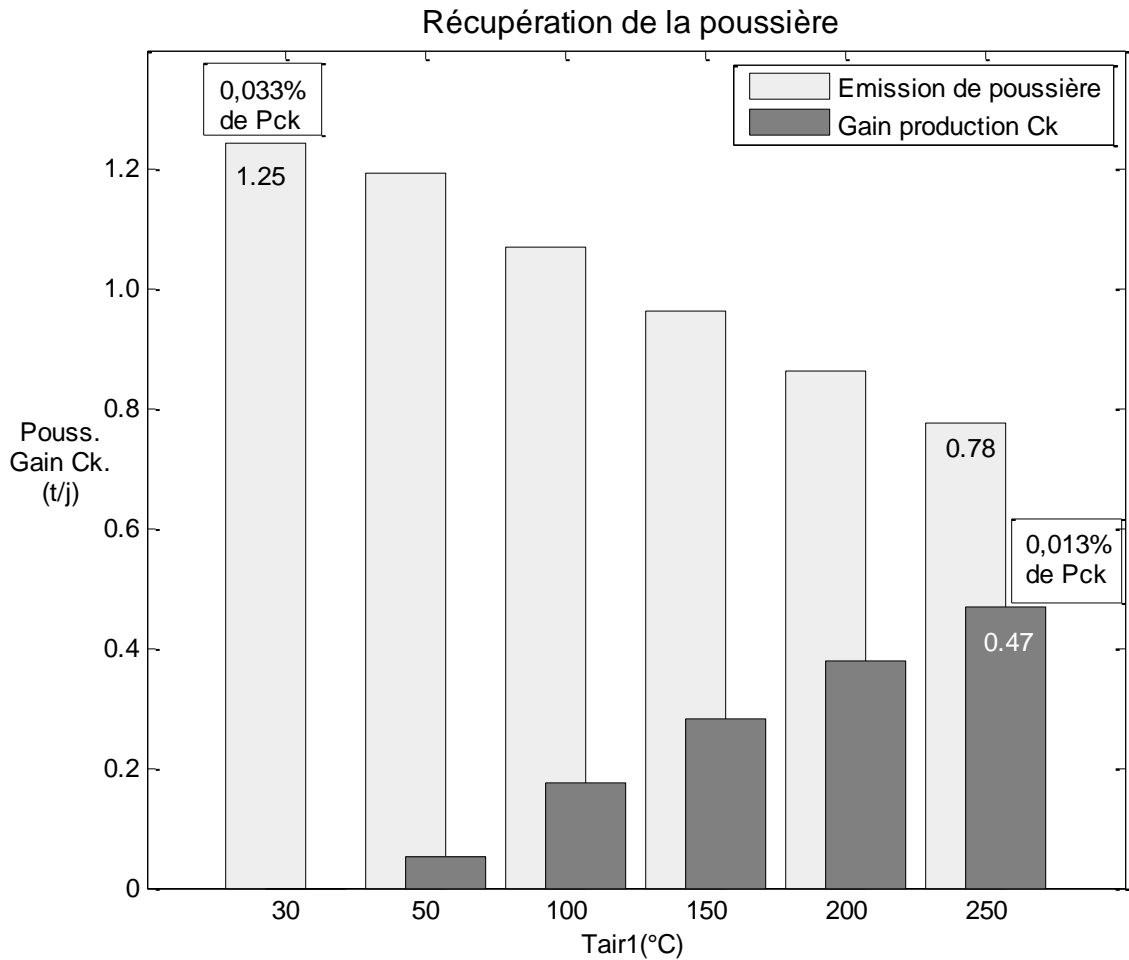


Figure 6.28 : Emission de poussière pour différentes  $T_{AR1}$

Les émissions de poussière présentes une réduction de 38% pour une augmentation de  $T_{AR1}$  de 30 à 250°C. Ceci est dû à la réduction en débit de l'air à la cheminée en recyclant une partie de l'air exhaure. Cette réduction en poussière représente un gain en production du clinker, même si elle est aussi minime qu'elle ne représente que 0,013% de la production journalière ; cela représente l'intérêt de transformer quelque chose d'un état pénalisant et nuisible à la santé humaine et environnementale à un état dont on cherche économiquement.

#### 6.5.6.2. Emissions de $CO_2$

Les émissions de  $CO_2$  calculées pour chaque température  $T_{AR1}$ , sont illustrées sur la figure 6.29.

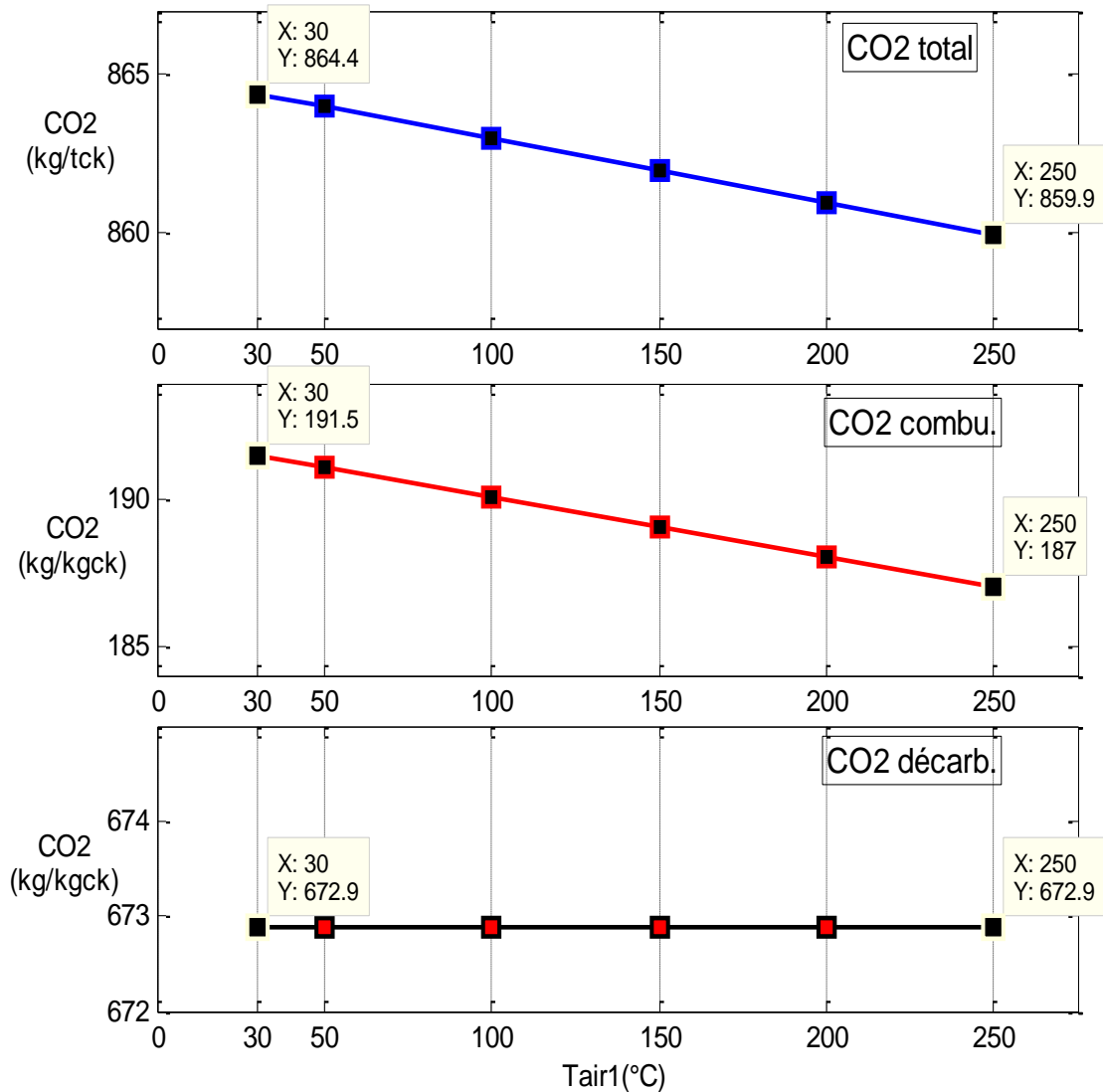


Figure 6.29 : Emission de  $CO_2$  pour différentes  $T_{AR1}$

Il apparaît selon cette figure que les émissions de  $CO_2$  liées à la décarbonatation sont stables et non affectées par le changement de la température de refroidissement, et restent égale à 672,9kg/kgck. Tandis que, celles liées à la combustion, et en conséquence, les émissions totales de  $CO_2$ , sont variables et en nette diminution, passant de 191,5 à 187 kg/kgck pour le  $CO_2$  de combustion et de 864,4 à 859,9 kg/kgck pour le  $CO_2$  total, qui proviennent d'une élévation de  $T_{AR1}$  de 30 à 250°C. Cela est lié à la réduction de la consommation en combustible, justifié par un rapport similaire de réduction de l'ordre de 2,3%.

### 6.5.6.3. Emissions des NOx

Les émissions des NOx estimées pour différentes température  $T_{AR1}$  sont exprimées à travers le graphique suivant :

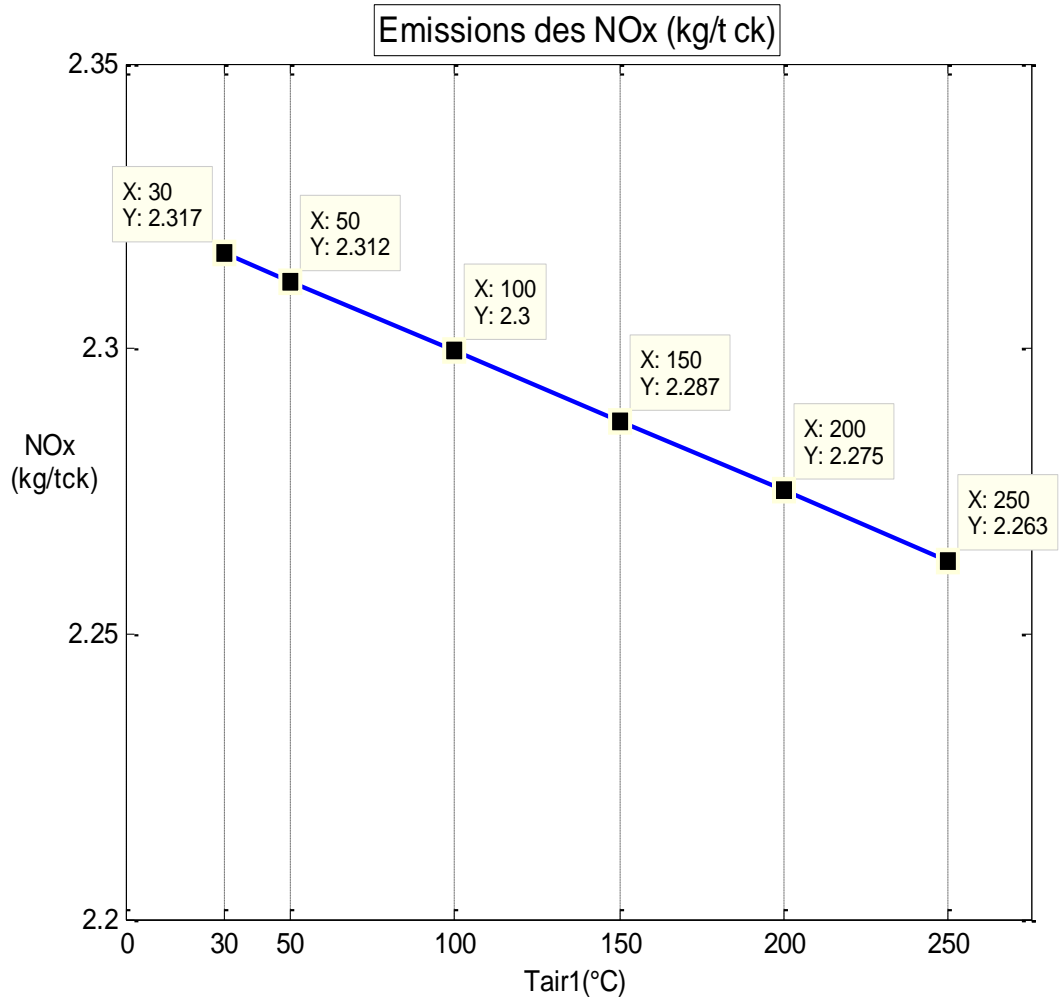


Figure 6.30 : Emission des NOx pour différentes  $T_{AR1}$

On remarque que les émissions des NOx suivent l'évolution des émissions de  $CO_2$  de combustion. Effectivement, une réduction de l'ordre de 2,33% est observée, en passant de 2,317 à 2,263 kg/tck, issue de l'augmentation de  $T_{AR1}$  produite de 30 à 250°C. Ceci provient du fait qu'on a estimé uniquement les émissions des NOx liées à la combustion, dits NOx thermique, puisque l'autre source conventionnelle des NOx, qui est les combustibles contenant des composés azotés, est absente ici où le gaz naturel est exempt de ces composés.

### 6.5.7. Etude technico-économique du procédé de recyclage de l'air exhaure

#### 6.5.7.1. Estimation du coût de l'investissement

L'installation proposée comporte deux conduits d'air de longueurs égales à 22,3 et 36,6m et des diamètres de 0,75m et 1m, deux vannes à débit réglable, un mixeur à pales fixes et une chambre de détente de 1,5m<sup>3</sup>.

Le cout correspondant à l'achat et au transport des équipements ainsi qu'à son installation est estimé comme suit :

Les conduits doivent être en tôle muni d'une couche protectrice anticorrosion intérieure et extérieure par un revêtement stable à la température d'emploi (20 à 350°C), dont les prix sont estimés à 4.000 et 5.000DA/m.

Le cout des vannes à commande électrique est estimé à 50.000DA.

La chambre de détente doit être construite en brique réfractaire afin de réduire les pertes thermiques à travers ses parois. Son cout est estimé à 35.000DA

Les accessoires : le mixeur, les raccords, les coudes, les poutres de fixation et les adaptateurs aux entrées des ventilateurs sont estimés à 300% du prix du conduit.

Le cout de transport de ces équipements est estimé dans l'ensemble à 70% du prix d'achat.

La mise en place : ça demande une équipe spécialisée dans ce domaine. Le prix d'intervention est alors estimé à 750.000 DA

Le cout total d'investissement est donc :

$$Cout_{inv} = [((4 \times 22,3 + 5 \times 36,6) \times 4 + 35 + 50) \times 1,7 + 750] \times 10^3 \quad (6.1)$$

$$Cout_{inv} = 2,75MDA \quad (6.2)$$

#### 6.5.7.2. Estimation des revenus

Le calcul des quatre revenus a permet de tracer la courbes de la figure 6.31.

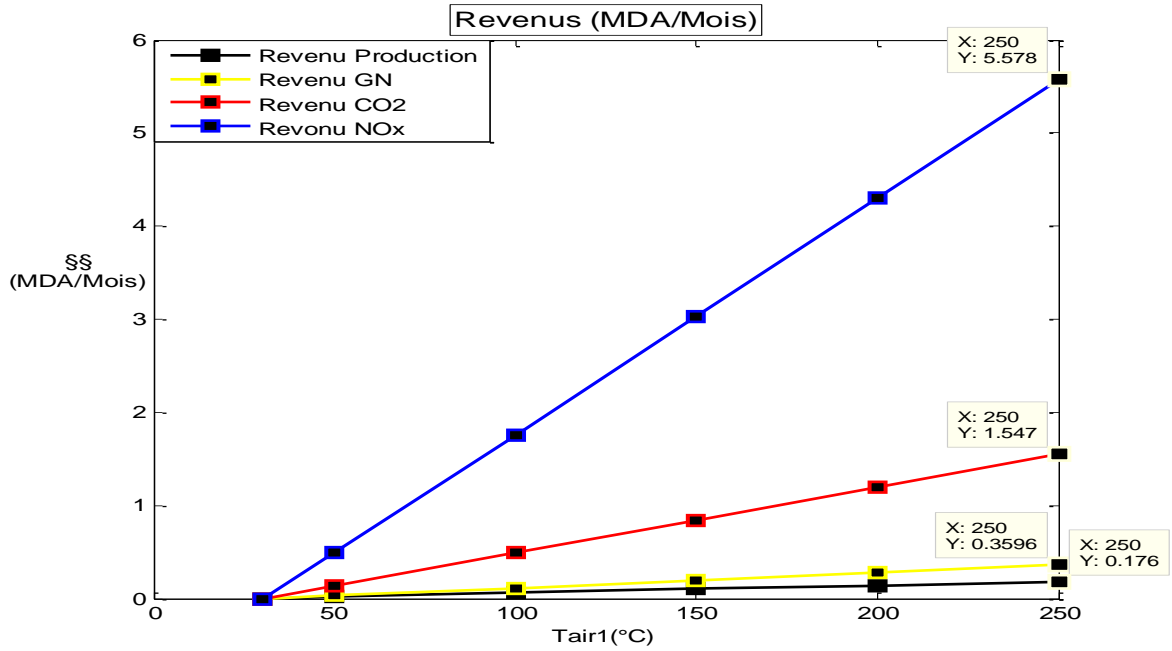


Figure 6.31 : Valeurs des quatre revenus séparément pour différente  $T_{AR1}$

Divisons l'ensemble de ces revenus en deux catégories, revenus immédiats et revenus taxe carbone, tels qu'ils sont montrés sur l'historgramme suivant:

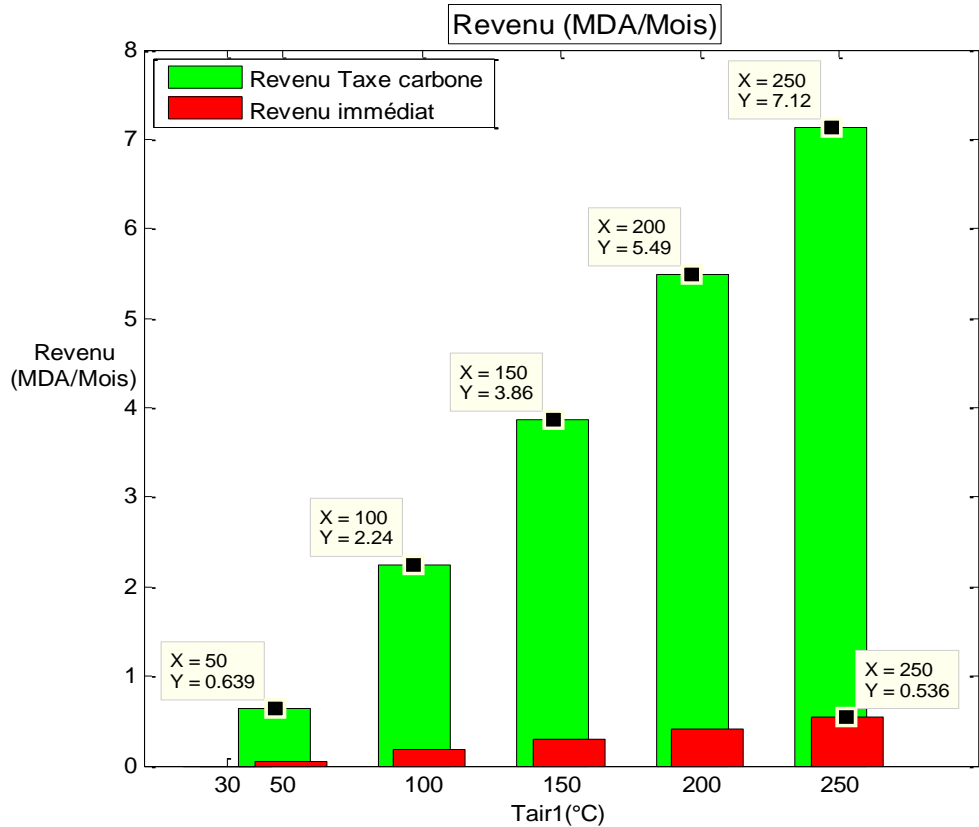


Figure 6.32 : Revenus immédiats et revenus de taxe carbone pour différente  $T_{AR1}$

Cette figure montre que les revenus immédiats pour  $T_{AR1}$  égale à 250°C sont supérieurs à 0,5MDA, ce qui est équivalent à la masse salariale mensuelle d'environ dix (10) ingénieurs de procédé. Toute fois ceci reste très petit comparativement aux revenus de la taxe carbone qui sont 13 fois plus supérieurs. Ceci montre l'intérêt d'évaluation économique tenant compte de l'évolution des émissions des GES dans le cadre du marché de droits d'émission.

Il est donc d'intérêt majeur de jumeler les diagnostics d'installations industrielles dans les deux aspects économique et environnemental

#### 6.5.7.3. Estimation du temps d'amortissement

Tenant compte uniquement des revenus immédiats, l'amortissement de l'installation sera dans moins de six (06) mois (plus exactement dans 154 jours) ; et ça sera dans 12 jours si par contre, tous les revenus sont pris en compte, et ceci bien évidemment, sans prendre en considération les éventuelles perturbations sur les ventes que pourrait générer l'arrêt de production exigé pour la mise en place de l'installation.



## CONCLUSION

Si l'analyse énergétique du refroidisseur à grilles de la cimenterie de Meftah dans ses conditions actuelles de fonctionnement, a montré que 36% d'énergie est perdue majoritairement par l'air exhauste (35%) et à travers les parois (1,09%), son analyse exergetique démontre que plus de 45% d'exergie est perdue dans cette installation, où 17,5% est perdue par l'air exhauste et plus de 28% est détruite. Ceci exprime l'intérêt des diagnostics exergetiques, et qu'ils servent comme complément indispensable de toute analyse des performances énergétiques des installations industrielles.

Le modèle développé sur *Matlab*, pour le refroidissement continu du clinker dans ce type d'installation, basé sur la configuration de Kunii et Levenspiel et les équations de bilans de matière et d'énergie et les lois de transfert de chaleur et suivant la résolution par la méthode des approximations successives, est validé par les mesures expérimentales. Il a permis l'obtention des profils de température du clinker, de l'air et de la surface externe du revêtement du refroidisseur. Des boucles sont alors mises sur le modèle permettant de calculer plus exactement les débits et taux de poussière dans les courants d'air sortant, la perte thermique à travers les parois, ainsi que l'évolution de la hauteur du lit du clinker.

Par le biais de ce modèle, nous avons suivi l'effet du *Pas*, exprimant la taille des étages, sur la représentativité du modèle au fonctionnement réel de l'installation. En effet, un pas de l'ordre d'un décimètre a permis de se rapprocher au profil réel de température de clinker dans le refroidisseur, et donc d'avoir une température de sortie de clinker plus proche à sa mesure réelle, à un écart inférieur à 5% ; contrairement à un pas égal à environ 8 m, où l'écart obtenu a dépassé 100%.

Le modèle établi a permis aussi de simuler le changement de deux paramètres décisifs pour le fonctionnement du refroidisseur, et voir leurs effets sur les autres paramètres, permettant ainsi de les optimiser afin d'améliorer l'efficacité globale de cette installation. Ces paramètres sont : le soufflage spécifique, le régime d'aspiration exprimé par la longueur de la première zone, qui définit le

débit de l'air secondaire. Les tests de simulation ont montré qu'avec un soufflage optimisé de  $2,6\text{Nm}^3/\text{kgck}$  et accompagné d'un régime d'aspiration adéquat permettant de positionner la limite entre les zones à environ 6,6m de l'entrée pourra fournir un débit d'air secondaire aussi suffisant ( $0,85\text{ Nm}^3/\text{kgck}$ ) est chaud ( $952,4^\circ\text{C}$ ), et d'avoir un rendement énergétique de 61,39% et exergétique de 52,65%, contrairement au régime actuel en soufflant  $2,9\text{Nm}^3/\text{kgck}$ , donc consommons plus d'électricité par les ventilateurs pour avoir 60,89% et 52,32% pour les deux rendements.

Des essais de simulation suivis traitant l'objectif de recyclage d'une partie de l'air exhauré pour chauffer l'air de refroidissement de la 1<sup>ère</sup> zone, afin de réduire un peu l'écart entre les températures des deux flux entrants, clinker et air. Cet écart, est le majeur facteur de production de l'entropie, et donc de destruction d'exergie, vu l'irréversibilité existante dans ce transfert. Ce recyclage permet aussi de réduire les pertes d'énergie vers l'extérieur, et d'avoir un air secondaire sensiblement plus chaud. Les simulations menées dans cette partie de travail sont élargies pour vérifier l'effet du recyclage sur les autres paramètres opératoires et sur les efficacités énergétique, exergétique et environnementale ainsi que sur la trempe. En variant le taux de recyclage, les températures de l'air de refroidissement de la 1<sup>ère</sup> zone sont surélevées à 50, 100, 150, 200 et  $250^\circ\text{C}$ . Les meilleurs résultats sont obtenus par le taux de recyclage maximum de 38% (pour  $T_{AR1}=250^\circ\text{C}$ ). Il a permis d'avoir une augmentation de  $63^\circ\text{C}$  de la température d'air secondaire et une amélioration des efficacités énergétique et exergétique de près de 10% et de 8% respectivement ; et ceci sans affecter ni au rendement de refroidissement du clinker (une réduction minimale de 1,1%) ni à l'opération de la trempe.

La réduction de la consommation en combustible gazeux, d'une quantité équivalente à l'augmentation de l'apport calorifique de l'air secondaire, est alors calculée pour chaque température voulue  $T_{AR1}$ , où une réduction de 2,3% est obtenue par  $T_{AR1}$  égale à  $250^\circ\text{C}$  correspondant au taux de recyclage de 38%. Les nouvelles valeurs de la consommation calorifique spécifique, des émissions de poussière, de  $\text{CO}_2$  et des  $\text{NO}_x$  et les taux de réductions correspondants sont déterminées en suite. Les meilleures améliorations sont obtenues aussi pour le taux maximum de recyclage de 38%, où les résultats obtenus sont  $816,8\text{kcal}/\text{kgck}$

(réduction de 2,3%) pour CCS, 0,78t/j (réduction de 38%) pour la poussière, 187 kg/kgck (réduction de 2,3%) pour le CO<sub>2</sub> de combustion et 2,263 kg/tck (réduction de 2,3%) pour les NO<sub>x</sub>.

L'évaluation technico-économique du procédé de recyclage est en fin mené, révélant qu'un gain important est envisageable par ce procédé de recyclage, notamment si les émissions des gaz à effet de serre sont comptés sous peine d'amande en taxe de carbone dans la vision pollueur-payeur. Le cout d'investissement est estimé à 2,75MDA, tandis que le revenu attendu, sans compter ceux des taxes sur les émissions, est estimé à 0,538MDA/Mois pour le taux de recyclage de 38%, et à 7,656 MDA/Mois pour le même taux si on tient compte les revenus de taxe sur les émissions. En conséquence, le temps d'amortissement est estimé à 154 et 12 jours selon les deux cas.

## APPENDICE A

## LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS

$AF$	Alimentation du four : débit de farine à l'entrée du four	$t/h$
$AF$	Alimentation four	$t/h$
$AR1$	L'air de refroidissement insufflé dans la 1 <sup>ère</sup> zone	
$AR2$	L'air de refroidissement insufflé dans la 2 <sup>ème</sup> zone	
$AR$	L'air de refroidissement total insufflé	
$AS$	L'air secondaire	
$ASp$	L'air secondaire avec poussière	
$AE$	L'air exhaure	
$AEp$	L'air exhaure avec poussière	
$AFR$	L'air faux dans le refroidisseur	
$AFD$	L'air faux dans le dépoussiéreur	
$A_{Sch1,1,2}$	Surfaces de grille dans les deux parties de la sous-chambre 1	$m^2$
$A_{Sch2-6}$	Surfaces de grille dans les sous-chambres 2 à 6	$m^2$
$A_j$	Surface des parois de l'étage $j$	$m^2$
$C$	Course: Distance parcourue des grilles lors des mouvements de va-et-vient	$m$
$Ck_{cuisson}$	Le débit de clinker issu de la cuisson de la farine	$t/h$
$Ck_e$ et $Ck_s$	Le débit de clinker à l'entrée et à la sortie du refroidisseur	$t/h$
$Ck_{Chute}$	Les chutes du clinker à travers les fentes des grilles	$Kg/h$
$Ck_{j-1}$ $Ck_j$	Débit de clinker à l'entrée et à la sortie de l'étage $j$	$Kg/h$
$Cp_i$	Capacité thermique de la matière du flux (clinker ou air)	$kcal/kg.°C$
$CCS$	Consommation calorifique spécifique	$kcal/kgck$
$EFC$	Efficacité du système de dépoussiérage	$\%$
$Ex_1$	Le flux d'exergie entrant	$kW$
$Ex_2$	Le flux d'exergie du sous-produit	$kW$
$Ex_2^{rev}$	Le flux d'exergie réversible du sous-produit	$kW$
$Ex_u^{rev}$	L'exergie utile en processus réversible	$kW$
$Ex_u$	L'exergie utile en processus réel	$kW$
$Ex_i$	Exergie de flux $i$ de matière (clinker ou air)	$kW$
$Ex_{perte}$	Perte totale d'exergie dans le refroidisseur	$kW$
$F_{NOx}$	Facteur d'émission des NOx	$mg/kcal$
$G$	Enthalpie libre de Gibbs	$kJ.kg^{-1}$
$G_R, G_P$	Enthalpie libre des réactifs et des produits de réaction	$kJ.kg^{-1}$
$Gain_{Th}^i$	Gain thermique issu de l'élévation de $T_{AS}$	$kJ/kgck$
$Gain_{GN}^i$	Réduction de consommation du combustible	$Nm^3/h$
$H_i$	Hauteur du lit dans l'étage $j$	$m$
$H_{1,2}$	Hauteur moyenne du lit dans les zones	$m$
$H_{mov}$	Hauteur moyenne du lit dans le refroidisseur	$m$
$H_{refr.}$	Hauteur de refroidisseur	$m$
$H_{0R}, H_{0P}$	L'enthalpie des réactifs et des produits de réaction	$kJ.kg^{-1}$
$H_j^{e,s}$	L'enthalpie entrant ou sortant de l'étage $j$	$kJ.s^{-1}$
$L$	Longueur du lit	$m$

$L_{1,2}$	Longueur du lit dans les deux zones	m
$M_i$	Masse molaire du composé ou du constituant du clinker ou de l'air	$\text{g.mol}^{-1}$
$M_{air, moy}$	Masse molaire moyenne de l'air	$\text{g.mol}^{-1}$
$N, N_{1,2}$	Nombre d'étages total et dans les deux zones	
$PAF$	Perte au feu	%
$PaS_{(1,2)}$	Les pas considéré dans les deux zones	m
$P_{i0}$	Pression partielle du constituant i de l'air	bar
$P_0$ ou $P_{amb}$	Pression de l'atmosphère ambiante	bar
$P_{capo}$	Pression au capot de chauffe	mmCE
$P_{SChi}$	Pression relative dans la sous-chambre i	mbar
$P^0$	Pression normale	bar
$PCI, PCS$	Pouvoirs calorifiques inférieur et supérieur du gaz naturel	$\text{kcal/Nm}^3$
$Prod_{Ck}$	Le débit de production du clinker	kg/h
$PRG_i$	Pouvoir de réchauffement global du gaz i	$\text{kg/kg} \text{éqCO}_2$
$Q_P, Q_{Ptot}$	Pertes thermiques à travers la paroi de refroidisseur	$\text{J.s}^{-1}$
$Q_{P_j}$	Pertes thermiques à travers la paroi de l'étage j	$\text{J.s}^{-1}$
$Q_0^{rev}$	Flux thermique transmis vers l'environnement par processus réversible	W
$R$	Constante des gaz parfaits	$\text{J.mol}^{-1} \text{K}^{-1}$
$Rev_{Pck,GN}$	Revenus immédiats de la production de clinker et de réduction GN	MDA/Mois
$Rev_{TaxeCarbone}^i$	Revenu issu de la réduction des dépenses liées aux taxes sur les émissions des GES	MDA/Mois
$S$	Entropie	$\text{J.K}^{-1}$
$S^0$	Entropie standard de référence	$\text{J.K}^{-1}$
$S_{créée}$	Flux de création d'entropie	$\text{kJ.s}^{-1} \text{.K}^{-1}$
$SS$	Soufflage spécifique	$\text{Nm}^3/\text{kgck}$
$T$	Température	$^{\circ}\text{C}$ ou K
$T_0$ (ou $T_{amb}$ )	Température de l'atmosphère ambiante	$^{\circ}\text{C}$
$T^0$	Température normale	K
$T_i$	Température de flux i de matière (clinker ou air)	$^{\circ}\text{C}$
$T_{Ckj}^0$	Valeur initiale donnée à la température du clinker à la sortie de l'étage j	$^{\circ}\text{C}$
$T_{pextj}$	Température de la surface externe de la paroi de l'étage j	$^{\circ}\text{C}$
$Taxe_{carbone}$	Taxe sur les émissions des GES appelée taxe carbone	$\text{€}/\text{t.éq.CO}_2$
$VR$	Groupe de ventilateurs de refroidissement	
$VF$	Groupe de ventilateurs d'aspiration des gaz fumés	
$VE$	Groupe de ventilateurs d'aspiration de l'air exhaure	
$V_{GN}$	Débit du combustible gaz naturel (à T ambiante et P=1,639 bar)	$\text{m}^3/\text{h}$
$V1M1,2,3$	Débit d'air soufflé dans la 1 sous-chambre	$\text{m}^3/\text{h}$
$V2,6$	Débit d'air soufflé dans les sous-chambres 2 à 6	$\text{m}^3/\text{h}$
$V_i$	Le débit du courant d'air i	$\text{m}^3/\text{h}$
$VN_i$	Le débit normal du courant d'air i	$\text{Nm}^3/\text{h}$
$W$	Le travail (énergie non thermique : mécanique, électrique,...)	kW
$W^{rev}$	Le travail réversible reçu ou fourni par le système	kW
$W_p$	Le travail perdu	kW
$W_{\ell}$	L'exergie pure correspondante au travail mécanisable	kW
$W_{dégradé}$	Energie mécanique dégradée	kW
$W_r$	Travail mécanique récupéré	kW
$W_{max}$	Travail maximal récupérable	kW
$a_i, b_i, c_i$	Coefficients de la fonction $C_{p_{Ck,Air}}(T)$	
$e_{sch}^0$	L'exergie standard d'un produit chimique	
$e_{schi}^0$	L'exergie standard d'un composant i de l'air	

$e_{xchi}$	L'exergie standard d'un composant $i$ de l'air	
$e$	Indice du vent	/
$f$	Facteur donne le rapport des températures de clinker et de l'air aux sorties des étages	/
$g$	Accélération de la pesanteur	m.s-2
$h$	Enthalpie	
$h_i$	Enthalpie de flux $i$ de matière (clinker ou air)	kcal/kgck
$h_i^0$	Enthalpie standard de flux $i$ de matière (clinker ou air)	$\text{kJ.kg}^{-1}$
$h_{conv}$	Coefficient de convection entre la paroi externe et le milieu extérieur	$\text{W/m}^2.\text{°C}$
$h_{nat}$	Coefficient de convection naturelle	$\text{W/m}^2.\text{°C}$
$l$	Largeur du lit	m
$m_{lit}$	Poids du lit de clinker	kg
$m_i$	Débit massique de flux $i$ de matière (clinker ou air)	Kg/h
$m_{GES}$	Emission du gaz à effet de serre étudié ( $\text{CO}_2$ ou $\text{NOx}$ )	$\text{kg} / \text{tck}$
$\text{pous}_i$	Débit de poussière de flux d'air $i$	$\text{Kg/h}$
$t$	Temps	s
$ts_t (ts_{1,2})$	Temps de séjour total du clinker dans le refroidisseur et dans les zones	min
$ts_j$	Temps de séjour du clinker dans l'étage $j$	s
$u_{moy}$	vitesse moyenne de déplacement du clinker dans le refroidisseur	m/min
$v_{vent}$	Vitesse du vent	m/s
$x$	Fraction massique	/
$x_j$	position de l'étage $j$	m
$z$	Altitude	m
$\Delta G^0$	La variation de l'enthalpie libre d'une réaction chimique	
$\Delta T$	Chute moyenne de température du clinker par étage	$\text{°C}$
$\Delta T_{ch}$	Vitesse de chauffage favorisant la formation de $\text{C}_3\text{S}$	$\text{°C/mn}$
$\Delta T_{ref}^{min}$	Vitesse minimale de refroidissement assurant la trempe	$\text{°C/mn}$
$\Delta T_{ref}^i$	Vitesse de refroidissement selon la température $T_{AR1}$	$\text{°C/mn}$
$\Delta m_{GES}^i$	Réduction des émissions des gaz à effet de serre $\text{CO}_2$ et $\text{NOx}$	$\text{kg} / \text{tck}$
$\eta_{Ref}$	Rendement de refroidissement	%
$\eta_{En}$	Rendement de récupération énergétique	%
$\eta_{Ex}$	Rendement exergetique	%
$\tau_{rec}^i$	Le taux de recyclage de l'air exhaure	%
$\tau_p^{ch}$	Teneur en poussière à la cheminée	$\text{mg/Nm}^3$
$\tau_p^{ch,i}$	Taux de récupération de la poussière	%
$\phi$	Porosité du clinker	/
$\omega_{G1,2,3}$	Vitesses des grilles 1, 2 et 3	$\text{s}^{-1}$
$\omega_{moy} \omega_{1,2}$	Fréquence moyenne des grilles dans les zones 1 et 2	$\text{Osc.s}^{-1}$
$\omega_{four}$	Vitesse de rotation du four	$\text{tr/min}$
%O2	Taux de O2 dans les gaz fumés à l'entrée du four	%vol.
%CO	Taux de CO dans les gaz fumée à l'entrée du four	%vol.
%AFR	Taux de l'air faux dans le refroidisseur	%
%AFD	Taux de l'air faux dans le dépoussiéreur	%
%pous <sub>i</sub>	Taux de poussière de flux d'air $i$	$\text{Kg/Nm}^3$
$\rho_{air}$	Masse volumique de l'air	$\text{kg/Nm}^3$
$\rho_{ck}$	Masse volumique apparente du clinker	$\text{kg/m}^3$
$\mathcal{E}_{tot}$	Emissivité de la tôle (couche externe de la paroi)	/
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann	$\text{W/m}^2.\text{K}^4$
$\alpha$	Facteur de vision	/

## APPENDICE B

### Détermination des propriétés thermodynamiques

Tableau 1 : Enthalpies, entropies et exergies spécifiques de référence des composés gazeux et solides

Composé	$h_i^0$ (kcal/kg)	$s_i^0$ (kcal/kg.K)	$ex_i^0$ (kcal/kg)
CO <sub>2</sub>	0,0	1,16	108,04
N <sub>2</sub>	0,0	1,63	6,152
H <sub>2</sub> O	0,0	2,50	126,26
O <sub>2</sub>	0,0	1,53	29,68
CaCO <sub>3</sub>	0,0	0,239	2,39
MgCO <sub>3</sub>	0,0	0,186	107,53
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 2SiO <sub>2</sub> 2H <sub>2</sub> O	-25,4	0,188	183,28
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,0	0,120	470,21
SiO <sub>2</sub>	0,0	0,166	7,57
CaO	757,8	0,169	470,10
MgO	700,7	0,149	396,45
CaSO <sub>4</sub>	-550,2	0,187	14,40
K <sub>2</sub> O	0,0	0,239	1049,12
Na <sub>2</sub> O	0,0	0,28	1143,31
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,0	0,135	24,72
C <sub>3</sub> S	-118	0,176	-
C <sub>2</sub> S	-175	0,177	-
C <sub>3</sub> A	18	0,182	-
C <sub>4</sub> AF	-16	0,172	-
H <sub>2</sub> O liquid	-589	0,928	11,96

## REFERENCES

1. Groupe éditorial de Global Chance, "Développement, Energie, Environnement, changé de paradigme, Stratégies énergétiques", Revue Global Chance N° 21, (2006).
2. Gérard, C., "Mémento sur l'énergie", (2006).
3. E.P.I.A., " European PV Industry Association: Photovoltaic in 2010", European Commission Directorate General for Energy, Bruxelles, (2010).
4. Belakehal, S., "Conception et commande des machines à aimants permanents Dédiées aux énergies renouvelables, Thèse doctorat université de Constantine, (2010).
5. Moulton, B., " Situation énergétique mondiale à l'aube du 3ème millénaire : Perspectives offertes par les ressources renouvelables", l'École Normale Supérieure de Cachan, (2004).
6. Petit, M., et Comité de l'environnement, "Livret sur l'environnement", Académie des sciences, Institut de France, (2008).
7. B.P Statistical Review of World energy, (2010).
8. Moulton, B., "Ressources et consommation d'énergie, production d'électricité à partir des énergies renouvelables, ENS Cachan, (2009).
9. Bentounes, K.H., " Enjeux environnementaux du secteur électrique Algérien, cas des gaz à effet de serre", Algerian Petroleum Institute Review, (2010).
10. Programme des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique élaboré par le ministère de l'énergie et des mines Conception et réalisation SATINFO Société du Groupe Sonelgaz ; Mars 2011 ; Site officiel du ministère de l'énergie et des mines Algérien 2014: [www.mem-algeria.gov](http://www.mem-algeria.gov)
11. Robyns, B., Bastard, P., " Production décentralisée d'électricité : contexte et enjeux techniques ", La revue 3 EI n°39, (2004).
12. Guérin, F., " Emission de gaz à effet de serre (CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>) par une retenue de barrage hydroélectrique en zone tropicale, Thèse doctorat, université de Toulouse III, (2006).
13. APRUE, Consommation énergétique finale en Algérie - chiffres clés année 2005 ; Agence nationale pour la promotion et la rationalisation de l'utilisation de l'énergie ; éd. 2007
14. Attar, A., " Les énergies renouvelables" ancien PDG de Sonatrach et ancien, Ministre des Ressources en Eau.
15. Menanteau, P., Apprentissage de la Diversité et Compétition entre Options Technologiques pour la Production d'Electricité Photovoltaïque", Grenoble : IEPE, Cahier de Recherche, (1998).
16. Ricaud, A., " Modules Photovoltaïques: les Filières Technologiques", Editions Sciences et Techniques de l'Ingénieur, [www.techniques-ingenieur.fr](http://www.techniques-ingenieur.fr) , (2006).
17. Site de New Energy Algeria (SNEA) : [www.neal-dz.net](http://www.neal-dz.net).
18. Walker, J.F., Jenkins N., " Wind energy technology ", John Wiley & Sons, Inc., (1997).
19. Winjnbergen, S., " Wind Force 12. A blueprint to achieve 12% of the world's electricity from wind power by 2020 ", Global Wind Energy Council (GWEC) report, (2005).



20. Kasbadji, N., Marzouk, A., " Evaluation du gisement énergétique éolien ; contribution à la détermination du profil vertical de la vitesse du vent en Algérie" Thèse doctorat, université de Tlemcen, (2006).
21. Recherche ECRIN entreprise," L'électronique de puissance vecteur d'optimisation pour les énergies renouvelables", rapport de synthèse, (2002).
22. Madloul N. A. " A critical review on energy use and savings in the cement industries", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15, (2011).
23. Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat (GIEC), changement climatique, (2007).
24. Boughedaoui M., "Development of an experimental methodology to estimate real air pollutants emission and fuel consumption from rolling vehicle fleet in Algeria"; Regional workshop on raising awareness about transport and CO<sub>2</sub> emissions, 2-3 December 2013, Hammamet, Tunisia.
25. Association Internationale d'Énergie, "Rapport sur l'énergie", (2008).
26. Alix, G., "Comparaison de concepts de moteur diesel en vue de leur hybridation , Bilan des émissions de CO<sub>2</sub> suivant l'usage en véhicule", Thèse doctorat, l'Ecole Centrale De Lyon, (2008).
27. Pillard J-P., "Le diagnostic énergétique d'une cimenterie", Fiche technique Prisme n° 1, Institut de l'énergie et de l'environnement de la francophonie-IEPF (2003).
28. Seidel G., Huckauf H., Jochen S., "Technologie des ciments, chaux, plâtre : Processus et installations de cuisson", Septima, Paris (1980).
29. Touil D., "Modélisation des dégradations d'énergie dans l'industrie du ciment ; Approches industrielle et de laboratoire", Thèse doctorat, USTHB Alger, 2006
30. Papadakis M et Venuat M., Industrie de la chaux du ciment et du plâtre, Dunod, Paris (1970)
31. Ahamed J. U. et al., "Assessment of energy and exergt efficiencies of a grate clinker cooling system through the optimization of its operational parameters", Energy International Journal, 2012
32. Hamed O.A et Abdallah W.E., "Energy analysis and conservation prospects in the UAE cement industry", International Journal of Energy Research, 16 (1992) 75 – 83
33. "Company Toolkit for Energy Efficiency" [www.geriap.org](http://www.geriap.org)
34. Worell E., Martin N., Price L., "Potentiels for energy efficiency improvement in the US cement industry", Energy – The International Journal, 25 (2000) 1189 – 1214.
35. Pliskin L., "La fabrication du ciment", ciments français, Eyrolles, Paris (1993)
36. Mokrzycki E et Uliusz Alicja-B., "Alternative fuels for the cement industry", Applied Energy, 74 (2003) 95-100.
37. Khurana S et Banerjee R., "Energy balance and cogeneration for a cement plant", Applied Thermal Engineering, 22 (2002) 485 – 494
38. M. FEIDT, "Thermodynamique, optimisation énergétique" ; 2e éd., Edition Lavoisier, Paris, France (1996).
39. Le Goff P., "Énergétique Industrielle", Tome 1, Technique et Documentation Paris (1980).
40. Szargut J., Morris D R., Steward F R., "Exergy analysis of thermal", chemical and metallurgical processes, Hemisphere, New york, (1988).
41. Kotas T.J., "the Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Butterworths, London, (1985).

42. Kameyama H., Yoshida K., Yamauchi S., Fueki K., "Evaluation of exergies for the elements, Applied energy", 11 (1982) 68-83.
43. Brodyanski V., Sorin M., Le Goff P., "The efficiency of industrial processes", exergy analysis and optimization, Amsterdam, Elsevier, (1994).
44. Borel L., "Théorie générale de l'exergie et applications pratiques", Entropie, 85 (1979) 3-14.
45. Frankenberg R., "The exergetic assessment of cement burning", Zement-Kalk-Gips, 1 (1967) 24-30.
46. Appelbaum B et Lannus A., "Available energy analysis of dry process cement plant", AICHE, 85 th Nat. Meeting, June, Philadelphia, U.S.A, A9 (1978) 1-43.
47. Weber P., "Heat transfer in rotary kilns with due regard to cyclic processes and phase formation", Bauverlag GmbH, Berlin, (1963).
48. Touil D., Belaadi S., Bastide JP., Drissi K., "Les bilans d'énergie et d'exergie dans l'industrie du ciment", Ciment, Béton, Plâtre et Chaux, 4, 815 (1995) 250-253.
49. Schijndel P.P.A.J., Van Janssen F.J.J. G., Mrema G., Greef I. L., "Exergy analysis and environment impact assessment of cement production": Tanzanian and South African case studies, in G.G. Hirs (Editor), proceeding ECOS, Eurotherm Seminar 65, Part 3, 5 – 7 July (2000) 1425 – 1436.
50. Gharsalli A., Hajji N., Barkati M., Gaabab A., Jeday M R., "Analyse exergeco-économique de l'atelier de cuisson de la cimenterie de SOTACIB", Entropie, 219 (1999) 47-52.
51. Rademaker O., Goessens L H., Voskamp J H., Debie A C., "Dynamics and control of a clinker cooler", Automatica, 6, (1970) 231-244
52. Giri F., Bennani T., Zelanzny M., "Identification et commande d'un refroidisseur à grilles de clinker", proceedings of the IASTED, Fourth International Symposium Modelling and simulation, Lungano, Switzerland, June 21-24 (1983).
53. Gabsi S., Kamoun M., Ksouri M., "Modélisation des transferts thermiques dans un refroidisseur à grilles, groupe français de génie des procédés, Compiègne, France (1991) 171-176
54. Maumene J., "La simulation des échanges thermiques dans la cuisson du clinker, Ciment, Béton, Plâtre et Chaux, 5, 714 (1978) 286-289.
55. Elkajer H P., Boerkop., Enkegaard T., "Operation of grate coolers and a method of evaluating their efficiency, Zement Kalk Gips International, vol 45, 10 (1992) 510 – 518.
56. Bernstein G.L et Moles F D., "A Fundamental approach to grate coolers, Zement-Kalk-Gips International, vol 48, 3 (1995) 125- 136.
57. Wedel K V et Wagner R., "Are cooling grates cooler on heat recuperators? Theoretical and practical of cross-flow cooling, Zement-Kalk-Gips International, vol 37, 5 (1984) 244 – 247.
58. Madloul, N. A., "Energetic and exergetic efficiencies of a grate cooler in an Iraqi cement industry, International congresss on informatics, environment, energy and applications, Singapore (2012)
59. Claudius Peters., "Caractéristiques du refroidisseur, spécifications techniques et plan de grilles, ERCC, Meftah, mai, 1994.
60. Bastier R., "Fours de cimenterie-Refroidisseurs à clinker Techniques de l'ingénieur, BE8846
61. Megherbi W., Derradji F., "Mise en place des boucles de régulation et optimisation du refroidisseur", Usine Meftah, (2013)

62. Lafarge SA, "Cement process engineering vade-mecum Chapter 3.1: Kiln heat & mass balance (2010). Chapter 9.3:Thermo-dynamics and chemistry data (2010).
63. Lafarge SA, "Cement process engineering vade-mecum Chapter 9.3: Thermo-dynamics and chemistry data (2010).
64. Taine J., Petit J. P., "Livre Transferts thermiques, introduction aux sciences des transferts"; 3° éd. DUNOD
65. Barin I., Knacke O., and Kubachewsky,O., "Thermochemical Properties of Inorganic Substances, Springer Verlag, Berlin, (1977).
66. FLSmidth, "Cooling of clinker", The international cement production seminar (2001)
67. Gourlia J P., "Modélisation en génie des procédés", Technique de l'ingénieur J 1022, Technique et Documentation Paris (1999) 1-7.
68. Kunii D et Levenspiel O., "Fluidization Engineering, 2nd edition, Butterworth Heinenman, Boston (1991).
69. Si-Youcef Y., "L'analyses numérique en langage C" , Livre universitaire, 1<sup>ère</sup> éd. Edition El-Maarifa (2001)
70. Claudius Peters., "Conditions de marches et Bilan thermique du refroidisseur", Meftah (2012).
71. Ministère de l'écologie, du développement durable, des transports et du logement, France ; "Méthode pour la réalisation des bilans d'émissions de gaz à effet de serre", (2011)
72. Service de l'observation et des statistiques sur le développement durable, France, "Repères-chiffres clés du climat" (2013).
73. BOUZIDI B., HADDADI M.; "Implication financière des GES pour le développement des systèmes photovoltaïques de pompage de l'eau", Revue des énergies renouvelables, Vol. 10 N°4 (2007)
74. Raziuddin A., Tasmeeem A. K., Vedika A., "Mass and energy balance in grate cooler of cement plant", International journal of scientific engineering and technology, Vol.2, 7, (2013) 631-637