

SOMMAIRE

NOMENCLATURES.....	v
LISTE DES ABREVIATIONS	ix
LISTE DES ANNEXES	x
LISTE DES FIGURES	xi
LISTE DES TABLEAUX	xii
INTRODUCTION.....	1
<i>Chapitre I : CONTEXTE GENERAL DE L'ENERGIE</i>	2
1.1. Contexte énergétique mondial	3
1.1.1. Introduction	3
1.1.2. Prédominance de production des énergies non renouvelables dans le monde	3
1.1.3. Evolution de la demande énergétique mondiale.....	4
1.1.4. Estimation de la durée des réserves d'énergies primaires dans le monde	5
1.2. Contexte énergétique à Madagascar	6
1.2.1. Introduction	6
1.2.2. Situation énergétique de l'Île.....	6
<i>Chapitre II : GENERALITES SUR LA CHEMINEE SOLAIRE</i>	9
2.1. Définition et historique	10
2.1.1. Définition.....	10
2.1.2. Historique	10
2.2. Description et principe de fonctionnement d'une cheminée solaire	11
2.2.1. Collecteur	11
2.2.2. Cheminée :	12
2.2.3. Turbine :	13
2.3. Description de différentes parties du système	13
2.3.1. Description de chaque partie	13
2.3.2. Phénomène interne de chaque partie	14
2.3.3. Types d'échanges de chaleur.....	15
2.3.4. Paramètres du modèle.....	16
<i>Chapitre III : MODELISATION D'UNE CHEMINEE SOLAIRE</i>	17
3.1. Eléments de calcul dans la cheminée solaire	18
3.1.1. Rendement total :	18
3.1.2. Puissance utile fournie par une cheminée solaire	18
3.1.3. Expression du rendement et de la vitesse du fluide dans le collecteur	19

3.1.4.	Expression du rendement et de la différence de pression totale dans la cheminée	20
3.1.5.	Expression de la puissance utile à la sortie de la turbine et le générateur	21
3.2.	Modélisation de la cheminée solaire	24
3.2.1.	Modèle du collecteur (simple vitrage).....	24
2.3.3.	Modèle pour la cheminée	38
2.3.4.	Modèle pour la turbine :	40
3.1.	Algorithme :	41
3.2.	Organigramme:	42
<i>Chapitre IV : RESULTATS ET INTERPRETATIONS</i>		43
4.1.	Test et validation des calculs	44
4.2.	Résultats et interprétations	44
4.2.1.	Résultats de simulation pour le prototype de Manzanares	45
4.2.2.	Résultats de simulation pour le modèle proposé :	46
CONCLUSION		48
ANNEXE I : NOTIONS DE BASE SUR LES RADIATIONS SOLAIRES		49
ANNEXE II : COEFFICIENTS DE L'ENERGIE GRISE		55
ANNEXE III : LISTING DU PROGRAMME INFORMATIQUE		58
REFERENCES.....		66

NOMENCLATURES

Lettres latines

A_1 : Densité de flux solaire absorbé par la vitre	$[W.m^{-2}]$
A_2 : Densité de flux solaire absorbé par le système de stockage	$[W.m^{-2}]$
A_3 : Densité de flux solaire absorbé par l'absorbeur	$[W.m^{-2}]$
C_{pa} : Capacité calorifique massique à pression constante de l'air	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
C_{pe} : Capacité calorifique massique à pression constante de l'eau	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
C_{pn} : Capacité calorifique massique à pression constante de l'absorbeur	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
C_{pv} : Capacité calorifique massique à pression constante de la vitre	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
C_{ps} : Capacité calorifique massique à pression constante du sol	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
D_{ch} : Diamètre de la cheminée	$[m]$
D_{col} : Diamètre du collecteur	$[m]$
e_e : épaisseur de l'eau	$[m]$
e_s : épaisseur du sol	$[m]$
e_v : épaisseur de la vitre	$[m]$
F : Force de pression	$[N]$
F_{I2} : Facteur de forme noir	$[-]$
F_{wg}^{tr} : Facteur de forme géométrique de la surface considérée par rapport à la voute céleste	$[-]$
F_{ev}^{tr} : Facteur de forme par l'échange entre l'eau et celle de la vitre intérieure	$[-]$
F_{ae}^{tr} : Facteur de forme gris par l'échange entre l'eau et celle de l'absorbeur	$[-]$
F_{sa}^{tr} : Facteur de forme par l'échange entre la surface extérieure du sol et celle de l'absorbeur	$[-]$
f : Coefficient de frottement due à la turbine	$[-]$
G : Densité de flux du rayonnement global incident sur un plan horizontal	$[W.m^{-2}]$
g : Accélération de la pesanteur	$[m.s^{-2}]$
H_{ch} : Hauteur de la cheminée	$[m]$
h_1 : Coefficient d'échange convectif entre la face interne de la vitre et de l'air dans la couche supérieure.	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_2 : Coefficient d'échange convectif entre l'eau et l'air dans la couche supérieure	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_3 : Coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et l'air dans la couche inférieure	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$

h_4 : Coefficient d'échange convectif entre le sol et l'air dans la couche inferieure	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_{cvv} : Coefficient d'échange convectif entre la face externe de la vitre et de l'air ambiant	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_{cdv} : Coefficient d'échange par conduction de la vitre	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_{cde} : Coefficient d'échange par conduction de l'eau	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_{cds} : Coefficient d'échange par conduction du sol	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_{rev} : Coefficient d'échange radiatif entre l'eau et la vitre	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_{rne} : Coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et l'eau	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_{rsn} : Coefficient d'échange radiatif entre le sol et l'absorbeur	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_{rvc} : Coefficient d'échange radiatif entre vitre et la voute céleste	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
L : Dimension caractéristique du collecteur	$[m]$
l : Dimension caractéristique de la cheminée	$[m]$
\dot{m} : Débit massique de l'air à la sortie du collecteur	$[kg.s^{-1}]$
\dot{m}_a : Débit massique de l'air dans le collecteur	$[kg.s^{-1}]$
M_e :Masse de l'eau	$[kg]$
M_n : Masse de l'absorbeur	$[kg]$
M_s : Masse du sol	$[kg]$
M_v : Masse de la vitre	$[kg]$
P : Puissance d'une force en général	$[W]$
P_f : Puissance d'un fluide caloporteur	$[W]$
P_U : Puissance utile ou absorbée par la turbine	$[W]$
P_{u1} : Puissance utile récupérée par le collecteur dans l'air entre la vitre et l'eau	$[W]$
P_{u2} : Puissance utile récupérée par le collecteur dans l'air entre l'eau et l'absorbeur	$[W]$
p_{tot} : Pression total à l'entré de la turbine	$[Pa]$
p_{dyn} : Pression dynamique	$[Pa]$
p_{sta} : Pression statique	$[Pa]$
\dot{Q} : Débit de chaleur	$[J.m^{-2}.s^{-1}]$
R : Constante de gaz parfait	$[\quad]$
S : Surface	$[m^2]$

Sch : Surface de base de la cheminée	$[m^2]$
$Scol$: Surface du collecteur	$[m^2]$
Ss,col : Section de la cheminée à la sortie du collecteur	$[m^2]$
v_{ch} : Vitesse de l'air dans la cheminée	$[m.s^{-1}]$
Ta : Température de l'air ambiante	$[K]$
$Ta1$: Température de l'air dans la couche supérieure	$[K]$
$Ta2$: Température de l'air dans la couche inférieure	$[K]$
Tc : Température de la voute céleste	$[K]$
Te : Température de l'eau	$[K]$
Tn : Température de l'absorbeur	$[K]$
Tse : Température de la surface externe du sol	$[K]$
Tsi : Température du sol à la profondeur 0.8m	$[K]$
Tve : Température de la face externe de la vitre	$[K]$
Tvi : Température de la face interne de la vitre	$[K]$
ν : Viscosité cinématique de l'air	$[m^2.s^{-1}]$
Va : Vitesse moyenne de l'air ambiante	$[m.s^{-1}]$
$v_{s,col}$: Vitesse de l'air à la sortie du collecteur	$[m.s^{-1}]$
Vv : Vitesse moyenne du vent	$[m.s^{-1}]$
z : Altitude quelconque	$[m]$

Lettres grecques :

α_e : Coefficient d'absorption de l'eau	$[-]$
α_n : Coefficient d'absorption de l'absorbeur	$[-]$
α_v : Coefficient d'absorption de la vitre	$[-]$
β : Coefficient de dilatation de température	$[K^{-1}]$
γ : Rapport entre capacité calorifique massique à pression constante et celle de la capacité calorifique massique à volume constante	$[-]$
Δt : Pas de temps	$[s]$
ϵ_e : Emissivité de l'eau	$[-]$

ε_a : Emissivité de l'absorbeur	[]
ε_s : Emissivité du sol	[]
ε_v : Emissivité de la vitre	[]
λ_a : Conductivité thermique de l'air sec	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
λ_e : Conductivité thermique de l'eau	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
λ_s : Conductivité thermique du sol	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
λ_v : Conductivité thermique de la vitre	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
μ : Viscosité dynamique de l'air	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
ρ_{col} : Masse volumique de l'air dans le collecteur	[kg.m ⁻³]
$\rho_{s,col}$: Masse volumique de l'air à la sortie du collecteur	[kg.m ⁻³]
σ : Constante de Stefan Boltzmann	[W.K ⁻⁴]
τ_e : Transmittivité de l'eau	[]
τ_v : Transmittivité de la vitre	[]

LISTE DES ABREVIATIONS

ADER : Agence de Développement de l'Electrification Rurale

FNE : Fond National de l'Electricité

JIRAMA : JIro sy RAno MAlagasy

MAP: Madagascar Action Plan

OBA: Output Based Aid

OPEP : Organisation des Pays Exportateurs de Pétrole

ORE : Office de Régulation de l'Electricité

PIB : Produit Intérieur Brute

SBP : Schlaich Bergemann und Partner

UA: Université d'Antananarivo

US: United States

USA: United States of America

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE I : NOTIONS DE BASE SUR LES RADIATIONS SOLAIRES.....	49
ANNEXE II : COEFFICIENTS DE L'ENERGIE GRISE.....	55
ANNEXE III : LISTING DU PROGRAMME INFORMATIQUE.....	58

LISTE DES FIGURES

Figure II.1 : Différentes parties d'une cheminée solaire.....	11
Figure II.2: Partie supérieure du collecteur.....	13
Figure II.3: Partie inférieure du collecteur.....	13
Figure III.1 : Calcul du débit massique.....	19
Figure III.2 : Les échanges thermiques dans une section du modèle de collecteur.....	27
Figure III.3: Schéma électrique équivalent du modèle.....	35
Figure III.4 : La cheminée.....	38
Figure III.5.a : Turbine à axe verticale.....	40
Figure III.5.b : Nombreuses turbines à axes verticales.....	40
Figure III.6 : Organigramme du programme principal.....	42

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 : Production mondiale d'énergie primaire en milliards de tonnes équivalent pétrole Gtep- Année 2004.....	3
Tableau I.2 : Consommation d'énergie primaire par habitant et par an de l'année 2001.....	4
Tableau I.3 : Réserves d'énergies fossiles en 2004.....	5
Tableau II.1 : Fonctions des différents éléments dans le collecteur.....	12
Tableau II.2 : Fonctions des différents éléments dans la cheminée.....	12
Tableau II.3 : Phénomène interne de chaque partie.....	14
Tableau II.4 : Echanges entre les différents domaines.....	15
Tableau II.5 : Résumé des différents paramètres.....	16
Tableau IV.1 : Données du prototype de Manzanares.....	45
Tableau IV.2 : Résultats de simulation pour le prototype de Manzanares.....	45
Tableau IV.3 : Résultats de simulation au niveau du collecteur.....	46
Tableau IV.4 : Résultats de simulation au niveau de la cheminée.....	47
Tableau IV.5 : Résultats de simulation au niveau de la turbine.....	47

INTRODUCTION

Actuellement, l'électricité est un enjeu mondial. Il contribue de plus en plus au développement économique d'un pays. Vu que les ressources fossiles sont des sources d'énergies les plus utilisés jusqu'à présent. Or beaucoup d'estimation indiquent qu'à la consommation actuelle, les réserves de l'énergie fossile vont s'épuiser d'ici quelques dizaines d'années. De plus, l'utilisation des ressources fossiles pour produire l'électricité fait des impacts considérables à l'environnement. Le réchauffement climatique et l'épuisement de ces ressources sont des réalités qui doivent être prises en compte lors de la production d'électricité du futur. Il faut donc développer des moyens d'exploiter les énergies renouvelables. L'énergie solaire en fait partie, qui doit être exploitée au maximum.

Comme la plupart des pays en voie de développement, Madagascar souffre de problème d'électricité tel que les délestages et le faible taux d'électrification rurale et périurbain. En tenant compte de cette situation, il est donc temps de trouver d'autres moyens de produire d'électricité. D'où la production d'électricité par une cheminée solaire. En 1968, un ingénieur et chercheur Allemand Jörg Schlaich a formalisé le concept de la cheminée solaire. Actuellement un seul prototype de tour solaire de taille industrielle a été construit, étudié et exploité dans les années 1982-1989 à Manzanares en Espagne. Actuellement nombreux projets ont été annoncés un peu partout dans le monde comme en Inde, Australie, Chine, Namibie, USA, Chili... mais la recherche sur ce domaine est très rare.

Ce travail poursuit deux objectifs à savoir : la contribution à la résolution des problèmes d'électrification en adoptant comme nouvel mode de production d'électricité la centrale à cheminée solaire d'une part et le dimensionnement d'une tour adaptée aux besoins et moyens locaux d'autre part. Le premier chapitre de ce travail consiste à analyser le contexte de l'énergie dans le cadre général. Dans le deuxième chapitre, nous avons fait la description et les généralités sur la cheminée solaire. Ce chapitre est plus important car il donne l'aperçu général sur le fonctionnement d'une centrale à cheminée solaire. Ainsi, les détails des calculs dans la cheminée solaire ont mis dans le troisième chapitre en dimensionnant la cheminée solaire. Le quatrième et dernier chapitre consiste la simulation de notre modèle et l'interprétation des résultats. Enfin, les autres données jugées nécessaires à la réalisation de recherche et pratique sur la cheminée solaire ont été renvoyés en annexe, afin de ne pas alourdir ce mémoire.

***Chapitre I* : CONTEXTE GENERAL DE L'ENERGIE**

1.1. Contexte énergétique mondial

1.1.1. Introduction

Compte tenue de la disparité des consommations d'énergie dans les différentes zones économiques, l'évolution de la demande énergétique mondiale, le respect des conventions internationales sur le dioxyde de carbone, l'effet de serre et le changement climatique ainsi que l'épuisement des réserves en énergies fossiles (énergies primaires) d'ici 32 ans, la course se converge actuellement vers l'exploitation et valorisation des énergies renouvelables.

Ci-après quelques constats sur la situation mondiale de l'énergie depuis le début du 21^{ème} siècle.

1.1.2. Prédominance de production des énergies non renouvelables dans le monde

La production mondiale d'énergie primaire (énergies fossiles non renouvelables) a été estimée à 11,2 milliards de tep/an en 2004 dont : 35,2% en pétrole, 25% en gaz naturel et 21% en charbon. C'est-à-dire que le pétrole représente la source la plus importante. Il en ressort donc que plus de 80% de la production mondiale d'énergie est aujourd'hui basé sur ces trois combustibles fossiles.

En ajoutant l'électricité nucléaire utilisée actuellement, basée sur la fission de l'Uranium 235, nous constatons que 87,4% de la production mondiale d'énergie primaire est basée sur les ressources non renouvelables.

La situation dans les premières années du 21^{ème} siècle peut se résumer par le tableau ci-dessous :

Tableau I.1 : Production mondiale d'énergie primaire en milliards de tonnes équivalent pétrole (Gtep)- Année 2004

SOURCE PRIMAIRE	Gtep/an	%
Pétrole	3,95	35,2
Charbon	2,8	25,0
Gaz Naturel	2,4	21,0
Biomasse et autre renouvelables	1,2	10,4
Nucléaire	0,7	6,2
Hydraulique	0,25	2,2
TOTAL	11,2	100

Source: IEA world Outlook 2006- Année 2004[13]

1.1.3. Evolution de la demande énergétique mondiale

L'évolution de la demande énergétique mondiale est régie par les trois principaux facteurs suivants :

- L'accroissement de la population mondiale de 9 à 10 milliards d'habitants à l'horizon 2050 [13],
- Des efforts des pays en voie de développement pour combler leur décalage économique (croissance de 8 à 10% en Chine et en Inde),
- Du maintien d'une légère croissance de la demande énergétique dans les pays développés, 15%.

Pour les prochaines décennies, la croissance de la demande est estimée à l'ordre 1,7% par an en moyenne. Ce qui conduit à prévoir le doublement de la demande mondiale soit une consommation de 20 milliards de tep dans les années 2040 – 2050.

Le tableau I.2 représente la consommation mondiale d'énergie primaire par habitant et par an de l'année 2001 [13] :

Tableau I.2 : Consommation d'énergie primaire par habitant et par an de l'année 2001

ZONE ECONOMIQUE	Consommations d'énergies primaires (tep/hab./an)
Amérique du Nord	6,5
Amérique Latine	1,1
Europe de l'Ouest	3,4
Afrique	0,6
Moyen Orient	2,3
Extrême Orient	0,9
Moyenne Mondiale	1,7

Source : [13]

On constate alors que les principaux consommateurs de l'énergie primaire sont les pays développés notamment les pays à forte croissance économique tels que l'Amérique du Nord (USA), l'Europe de l'Ouest (Allemagne, France) et l'Extrême Orient (Japon). Mais les pays sous développés et les pauvres en consomment le plus faible. C'est le cas de l'Afrique et l'Amérique Latine.

1.1.4. Estimation de la durée des réserves d'énergies primaires dans le monde

L'estimation consiste à calculer le rapport entre réserves prouvées et consommation constatée (c'est-à-dire réserves prouvées/consommation constatée).

Ainsi, il est à noter que les progrès dans la recherche et l'exploitation des gisements ont tendance à augmenter le taux de récupération et donc, par la même, le volume des réserves prouvées et la durée de ces réserves ; tandis que la croissance de la demande dans les prochaines décennies conduit au doublement de la consommation annuelle. Ce qui est évidemment l'effet inverse sur la durée des réserves.

Le tableau suivant résume la situation concernant les hydrocarbures, le charbon et le gaz naturel :

Tableau I.3 : Réserves d'énergies fossiles en 2004

	Réserves mondiales prouvées(GTEP)	Consommation annuelle(GTEP)	Durée au rythme actuelle de la consommation (années)	Remarques
Pétrole	~140	3,9	~40 ans	80% des réserves dans les pays de l'OPEP
Gaz Naturel	~160	2,4	~60 ans	
Charbon	~600	2,8	~200ans	

Source : [13]

D'après ce tableau, on peut dire que les réserves en Pétrole, Gaz Naturel et Charbon n'existent plus respectivement après 32 ans, 52ans et 192 ans à compter de cette année 2012.

Pourtant, des situations graves pourront atteindre l'économie mondiale, si aucunes mesures ne seront pas prises pour les années à venir concernant la recherche d'autres alternatives pour la nouvelle source d'énergie. Donc les énergies renouvelables doivent être adoptées comme nouvelles sources d'énergies propres et durables. L'énergie solaire en est la première.

1.2. Contexte énergétique à Madagascar

1.2.1. Introduction

Le bois de feu, le charbon et le pétrole lampant sont pratiquement les seules ressources énergétiques des populations vivant à la campagne qui engendrent des problèmes environnementaux, de santé et d'approvisionnement. Le pays ne possède pas de ressources pétrolières et gazières connues mais d'importantes ressources hydroélectriques et solaires.

1.2.2. Situation énergétique de l'Île

1.2.2.1. La production de l'électricité

La puissance installée sur tout le territoire Malgache est de 287 MW en 2004, dont environ 180 MW provient de 95 centrales thermiques et l'autre de 12 centrales hydroélectriques, le tout alimentant 63 réseaux indépendants [8].

La production actuelle peine aujourd'hui à satisfaire la demande en électricité à Madagascar : les délestages fréquents, coupures, service limité à certaines plages horaires, augmentation de prix de l'électricité, etc.

1.2.2.2. Problématiques de l'énergie

a) Des délestages répétés

Le délestage est un phénomène courant à Madagascar. Depuis l'année de création de la société JIRAMA, sa dépendance par l'utilisation des carburants pour produire de l'électricité favorise les délestages à Madagascar. Or le prix de carburant sur la scène internationale augmente sans cesse. De plus, la libéralisation du secteur énergie depuis 1999 ne suffit pas pour Madagascar d'avancer sur cette situation.

Dans les années 2011, le délestage touche la plupart des districts de la grande Île qui menace de plus en plus l'économie de la nation.

b) Une production limitée et une demande croissante

La JIRAMA rencontre de nombreuses difficultés pour satisfaire une demande de plus en plus grande dans toute l'Île. Le parc hydroélectrique ne s'est pas développé depuis 1982, date de la mise en œuvre de la centrale d'Andekaleka. Et dans les centres autonomes, la majorité production est constituée de centrales thermiques. De plus, les réseaux de distribution sont vétustes. Ainsi, le système n'arrive plus à satisfaire la demande en pointe et des délestages interviennent régulièrement.

c) Un prix élevé

A Madagascar, le prix du kWh est relativement cher, en raison notamment de la part devenue de plus en plus importante des centrales thermiques utilisant du gasoil comme combustible : le prix est près du double de celui de l'île Maurice et l'Afrique du Sud [8].

Ce coût élevé ralentit l'accès de la population à l'électricité et ne favorise pas le développement industriel de Madagascar. De plus, le tarif n'est pas le même entre les zones qui ne sont pas interconnectées et le centre. Le coût de l'énergie est plus élevé dans les zones qui ne sont pas interconnectées que dans le centre.

d) Un faible pouvoir d'investissement

La JIRAMA est en cours de redressement. Son faible pouvoir d'investissement est la conséquence de plusieurs facteurs, et notamment :

- des tarifs inchangés depuis juillet 2001, jusqu'aux récentes hausses depuis juillet 2005 et Mars 2012) ;
- un développement de l'énergie thermique au détriment des autres énergies renouvelables dont le potentiel est pourtant reconnu à Madagascar ;
- un entretien et un renouvellement des équipements très insuffisants ;
- une gestion défaillante notamment concernant le personnel, le contrôle des intrants, la facturation, le recouvrement, etc. ;
- un faible taux de recouvrement des consommations des établissements publics

e) Un faible taux d'électrification

Le taux d'électrification est seulement 15% en 2006 dont 4% en zone rurale, zone qui regroupe pourtant 70% de la population.

Pour combler le retard de l'électrification rurale, l'un des plus importants du monde, l'Etat malgache a engagé depuis quelques années une profonde réforme du secteur électrique.

1.2.2.3. La reforme du secteur de l'électricité

La loi 98-02 définit la réforme du secteur Electricité. Des autorisations et des concessions ont été définies d'un point de vue juridique pour permettre à des opérateurs privés, malgaches ou étrangers, de produire de l'électricité. Ainsi, en complément de la JIRAMA, deux « concessionnaires » privés, Hydelec BPA et Henri Fraise et Fils, alimentent le réseau d'interconnectés de Tana. Par ailleurs, plus de 17 permissionnaires fournissent aujourd'hui de l'électricité en milieu rural.

Cette loi a également restructuré le paysage institutionnel Malgache, en redéfinissant le rôle et les prérogatives du ministère de tutelle et en créant deux établissements publics :

- l'Office de Régulation de l'Electricité (ORE) chargé de la régulation du secteur en matière de règlementation des prix, surveillance de la qualité de service et respect de la concurrence ;
- Et l'Agence de Développement de l'Electrification Rurale (ADER).

Actuellement, l'ADER peut lancer des appels à projets, des appels d'offres et examiner des candidatures spontanées. Le critère important pour le choix du prestataire est le montant de la subvention demandée par client (principe OBA). Les subventions sont prélevées sur le Fonds National de l'Electricité (FNE). Dans l'attribution des subventions d'équipements, des bonus sont accordés aux opérateurs qui utilisent les sources d'énergies renouvelables pour leur encourager.

La libéralisation de ce secteur, pour Madagascar ne fait pas seulement partie d'une stratégie de développement de l'électrification mais aussi une opportunité de promouvoir les énergies renouvelables (éoliennes, hydroélectriques, solaires, biomasses etc.). Le MAP a prévu à l'horizon 2012 (cette année même), que les énergies alternatives devront contribuer à 3 % de la consommation totale en énergie [8] et que le taux d'électrification rurale est estimé à 10% contre 4% en 2006 [18].

***Chapitre II* : GENERALITES SUR LA CHEMINEE SOLAIRE**

2.1. Définition et historique

2.1.1. Définition

La cheminée solaire est un moyen de production d'électricité à partir de l'énergie solaire. Elle repose sur l'idée d'utiliser les mouvements de convection naturelle de l'air chauffé par le soleil. Une immense serre appelée "collecteur" contient et guide l'air chauffé par le rayonnement solaire. Cet air chaud, naturellement aspiré par la cheminée, est continûment renouvelé par l'air situé à la périphérie de la serre. Équipé de ballons d'eau qui absorbent la chaleur pendant la journée pour la restituer pendant la nuit, un vent régulier se met alors en place.

L'énergie cinétique de l'air est ensuite prélevée par un système de turbines et de générateurs. Cette simplicité confère des avantages majeurs en termes de coûts de construction, de maintenance, de robustesse, de durée de vie et d'accessibilité aux pays en voie de développement.

2.1.2. Historique

L'idée de la cheminée solaire a été développée par Isidoro Cabanyes en 1903 et Hanns Günther en 1931 précisa sa description. Le concept de la cheminée solaire fut formalisé en 1968 par Jörg Schlaich ingénieur et chercheur Allemand.

En 1981 et 1982, un prototype, financé par le Ministère Allemand de la Recherche et des Technologies et réalisé par la société d'ingénierie Schlaich **Bergermann** und Partner (SBP), fut construit à Manzanares (Espagne) et fonctionna jusqu'à son arrêt en 1989. La centrale a pu fournir une puissance de 50 kW en pointe. La turbine a fonctionné 3067h de jour et 244h de nuit (grâce au stockage thermique du sol) en 1987, réalisant ainsi une moyenne de plus de 8h45 par jour.

A la suite de cette série d'essais, de nombreuses recherches publiques et privées ont été menées jusqu'aujourd'hui. Le bureau d'ingénierie d'OTH baptisé Elioth a breveté au début de l'année 2006 le concept de Montagnes Solaires. Fondé sur le même principe, la cheminée est ici remplacée par un conduit qui épouse le relief montagneux.

2.2. Description et principe de fonctionnement d'une cheminée solaire

L'étude détaillée des différentes parties d'une cheminée solaire est très important pour avoir une connaissance profonde sur le fonctionnement de la centrale d'une part et un détail de calcul d'autre part afin d'aboutir à un résultat plus précis.

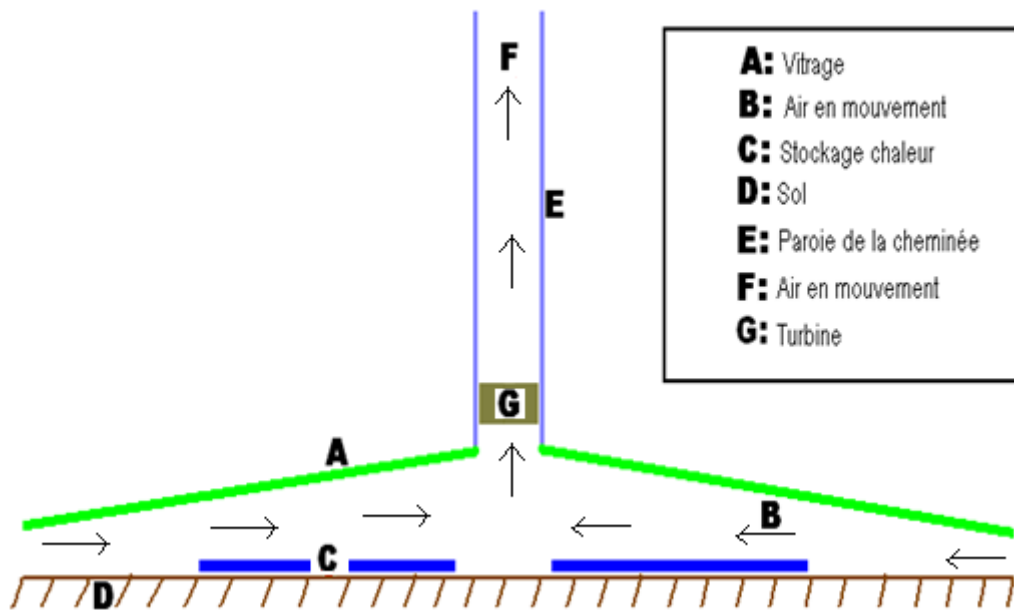


Figure II.1 : Différentes parties d'une cheminée solaire

2.2.1. Collecteur

Description :

Le collecteur est composé du sol (D), d'une surface transparente (A) située quelques mètres au-dessus du sol, d'un domaine de circulation de l'air (B), et d'un système de stockage de la chaleur (C) pour un fonctionnement continu jour et nuit.

Fonctionnement :

Celui-ci, ouvert aux deux extrémités, récupère l'énergie solaire incidente en réchauffant et en contenant l'air qui y circule.

L'air est réchauffé par l'absorption du flux solaire, lequel traverse la surface supérieure transparente du collecteur, suivie du transfert et du transport de la chaleur à travers les différents éléments

L'air circule au sein du collecteur soumis à des phénomènes de convection.

Fonctions :

Tableau II.1: Fonctions des différents éléments dans le collecteur

Vitrage (A)	Conduire l'air
	Conserver la chaleur dans le système
	Permettre l'entrée du flux solaire
Air (B)	Porter l'énergie : cinétique et thermique
Système de stockage (C)	Capter le rayonnement solaire
	Stocker la chaleur
	Transmettre la chaleur
Sol (D)	Capter le rayonnement solaire
	Stocker la chaleur
	Transmettre la chaleur
	Conduire l'air

Source : Auteur

2.2.2. Cheminée :

Description :

La cheminée est délimitée par une paroi cylindrique (E) au centre de laquelle se situe la zone d'écoulement du fluide (F). La taille de la cheminée dépend généralement du débit d'air en dessous du collecteur. Donc, elle dépend également de la taille du collecteur.

Fonctionnement :

Celle-ci crée un appel d'air en sortie du collecteur. Et la différence de pression entre le haut et le bas de cette dernière entraîne le fluide dans un mouvement ascendant.

Fonctions :

Tableau II.2 : Fonctions des différents éléments dans la cheminée

Paroi (E)	Conduire l'air
Air (F)	Porter l'énergie cinétique

2.2.3. Turbine :

Description

La turbine (G) est située sur le parcours de l'écoulement du fluide au pied de la cheminée. Le choix du type des turbines est en fonction de la taille de la centrale.

Fonctionnement :

Elle transforme l'énergie cinétique du fluide en énergie mécanique. Celle-ci sera ensuite transformée en énergie électrique par le biais d'un générateur.

Fonctions :

Turbine (G) : récupérer l'énergie.

2.3. Description de différentes parties du système

2.3.1. Description de chaque partie

2.3.1.1. Description du collecteur

(A) Enveloppe serre :

A₁ Enveloppe simple vitrage.



Figure II.2 : Partie supérieure du collecteur

(B) Domaine de déplacement du flux d'air (collecteur)

(C) Ballons de stockages :

C1 : enveloppe supérieur

C2 : fluide de stockage (eau)

C3 : enveloppe inférieur(Absorbeur)

C4 : couche d'air

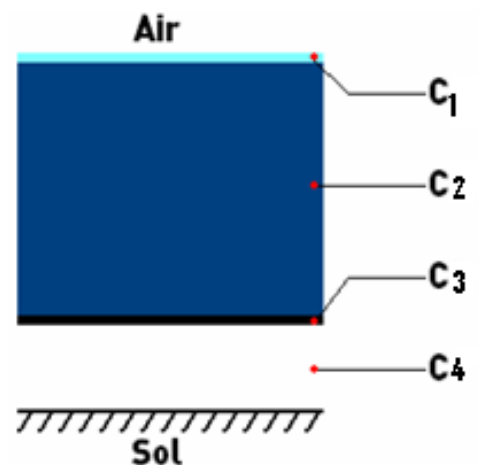


Figure II.3 : Partie inférieure du collecteur

(D) Sol.

D1 : végétation

D2 : Sol

2.3.1.2. Description de la Cheminée

(E) Paroi :

E1 : enduit éventuel pour diminuer les pertes

E2 : paroi

(F) Domaine de déplacement de fluide (cheminée)

2.3.1.3. Description de la Turbine

(G) Turbine

Point de vue physique

La description de différentes parties du système de la cheminée solaire est nécessaire afin de connaître avec précision les différents matériaux utilisés pour concevoir une centrale à cheminée solaire, et les éléments constitutifs d'un modèle d'une cheminée solaire. Ici, elle a été faite par chaque partie du système.

2.3.2. Phénomène interne de chaque partie

Le phénomène interne de chaque partie est résumé dans le tableau ci-dessous :

Tableau II.3 : Phénomènes interne de chaque partie

	Au niveau du collecteur	Au niveau de la cheminée	Au niveau de la turbine
Vitrage (A)	-Rayonnement : <i>transmission, absorption, réflexion</i> -Transfert de chaleur		
Air (B)	-Mécanique des fluides : <i>écoulement et convection</i>		
Système de stockage(C)	-Rayonnement : <i>absorption et réflexion</i> -Transfert de chaleur		
Sol (D)	-Rayonnement : <i>absorption et réflexion</i> -Transfert de chaleur		
Paroi (E)		Transfert de chaleur	
Air (F)		Mécanique des fluides	
Turbine (G)			-Ecoulement -Mécanique

D'après ce tableau, chaque partie du système joue chacune un rôle plus important en créant des phénomènes physiques nécessaires au fonctionnement d'une tour solaire.

2.3.3. Types d'échanges de chaleur

Tableau II.4 : échanges entre les différentes parties

	Vitrage (A)					
(B)	Chaleur. Rayonnement.	Fluides dans le Collecteur (B)				
(C)		Chaleur. Rayonnement.	Stockage de chaleur (C)			
(D)		Chaleur. Rayonnement	Chaleur.	Sol (D)		
(E)					Paroi (E)	
(F)					Chaleur.	Fluides dans la cheminée (F)
(G)		Matière.			Matière	Turbine(G)
Ext.		Flux matière entrant.		Perte de chaleur.	Perte de chaleur	Flux Matière Sortant.

Source : Auteur

On sait également que les types d'échanges de chaleur entre les différentes parties du système de la cheminée solaire sont différents. Néanmoins, ces différentes parties sont complémentaires les unes des autres.

2.3.4. Paramètres du modèle

Il s'agira de définir et préciser en détails les paramètres nécessaires pour un modèle utilisé afin de simplifier leur dimensionnement, d'une part et d'étudier l'influence des dimensions et des matériaux, qui n'ont pas été fixés par le choix du site, sur l'état du fluide (Pression, température, densité et vitesse) et le rendement énergétique du système (Puissance et énergie de sortie) d'autre part.

Parmi ces paramètres :

Tableau II.5 : Résumé des différents paramètres

		Paramètres fixes		Paramètres variables	
		Matériaux	Dimensions	Matériaux	Dimensions
Collecteur	Vitrage		Surface du terrain	Vitrage transparent	-Épaisseur -proportion simple/double vitrage
	Domaine Fluides	Air	Surface du terrain		Hauteur en tout point
	Sol	-Terre du site	Surface du terrain		
	Stockage	Eau		-Contenant : Type plastique -Fluide aditifs	
Cheminée	Paroi		Hauteur	Type des parois	Épaisseur
	Domaine fluides	Air	Hauteur		Diamètre
Turbine				A déterminer	A déterminer

Source : Auteur

***Chapitre III* : MODELISATION D'UNE CHEMINEE SOLAIRE**

3.1. Eléments de calcul dans la cheminée solaire

Afin de faciliter les calculs aux problèmes posés, on considère les hypothèses suivantes :

Hypothèses H1 : L'air est considéré comme un fluide peu visqueux, donc on peut négliger les phénomènes de cisaillement interne et de frottement sur les parois.

Hypothèses H2 : Le rendement de la turbine est supposé constant et attribué comme une valeur comprise entre 75% et 85%.

Les formules utilisées ci-après reposent sur des calculs et essais réalisés par SBP et ont été tirés à des différents études et recherches sur la cheminée solaire.

3.1.1. Rendement total :

Le rendement total de la tour est donné par le produit des rendements attribués à chaque élément, soit :

$$\eta_T = \eta_{col} \cdot \eta_{che} \cdot \eta_{tur} \quad (1)$$

Avec :

η_{col} , η_{che} et η_{tur} sont respectivement le rendement du collecteur, de la cheminée et de la turbine.

3.1.2. Puissance utile fournie par une cheminée solaire

La puissance d'une tour solaire peut être exprimée en fonction de l'énergie solaire et des rendements du collecteur, de la cheminée et des turbines et qui ne dépasse pas le deux tiers de la puissance totale P_T à l'entrée de la turbine :

$$P_T = P_s \cdot \eta_T \quad (2)$$

$$P_u = \frac{2}{3} P_s \cdot \eta_T \quad (3)$$

Et la puissance solaire incidente P_s est donnée par la formule suivante :

$$P_s = G \cdot S_{col} \quad (4)$$

G : étant la densité de flux du rayonnement global incident sur un plan horizontal en $W.m^2$

S_{col} : La surface totale du collecteur

3.1.3. Expression du rendement et de la vitesse du fluide dans le collecteur

Le rendement du collecteur est égal au rapport de la quantité de chaleur accumulée par le fluide par l'énergie solaire incidente.

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}}{S_{col} \cdot G} \quad (5)$$

La chaleur emmagasinée par le fluide est exprimée en fonction de la différence de température entre l'entrée et la sortie du collecteur, et le flux massique de l'air :

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (6)$$

Avec le débit massique exprimé par rapport à la sortie du collecteur :

$$\dot{m} = \rho_{s,col} \cdot v_{s,col} \cdot S_{s,col} \quad (7)$$

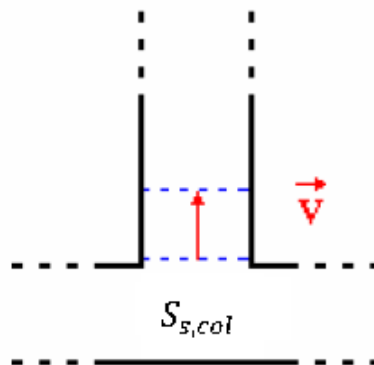


Figure III.1 : Calcul du débit massique

Le débit de chaleur peut également être exprimé par :

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S_{col} \cdot E_s - \beta \cdot S_{col} \cdot \Delta T \quad (8)$$

Donc on peut déduire l'expression de la vitesse en entrée de la cheminée comme :

$$v_{e, ch} = \frac{(\alpha \cdot E_s - \beta \cdot \Delta T) \cdot S_{col}}{\rho_{air} \cdot S_{e, ch}} \quad (9)$$

Où

$$v_{e, ch} = v_{s, ch} \quad (10)$$

3.1.4. Expression du rendement et de la différence de pression totale dans la cheminée

Dans l'hypothèse H1, la différence de pression entre la base et le haut de la cheminée peut être décomposée en la somme d'une pression statique et dynamique :

$$\Delta p_T = \Delta p_{sta} + \Delta p_{dyn} \quad (11)$$

Avec la pression statique entre l'entrée et la sortie de la turbine et la pression dynamique qui donne l'énergie cinétique du fluide. La puissance est définie par :

$$P = F \cdot v \quad (12)$$

Avec

$$F = S \cdot \Delta p \quad (13)$$

Soit,

$$P_f = v_{ch} \cdot S_{ch} \cdot \Delta p_T \quad (14)$$

En considérant que la totalité de la différence de pression sert à la cinétique du fluide (absence de turbine), nous avons alors :

$$P_f = \frac{1}{2} \dot{m} v_{ch}^2 \quad (15)$$

Donc le rendement de la cheminée est exprimé par le rapport de la puissance du fluide sur la quantité de chaleur absorbée dans le collecteur soit :

$$\eta_{ch} = \frac{P_f}{\dot{Q}} \quad (16)$$

Dans l'hypothèse d'un fluide parfait s'écoulant sans frottement dans la cheminée, la vitesse atteinte par un courant de convection libre est donné par l'équation de Torricelli :

$$v_{ch}^2 = 2 \cdot g \cdot H_{ch} \frac{\Delta T}{T_{ex}} \quad (17)$$

On peut donc déduire facilement l'expression de rendement de la cheminée en tenant compte la relation (6), (15), (16) et (17) :

$$\eta_{ch} = \frac{g \cdot H_{ch}}{c_p \cdot T_{ex}} \quad (18)$$

Il est à noter que cette expression correspond au rendement d'un cycle de Brayton-Joule composé de deux adiabatiques et deux isentropiques. La différence de pression totale entre l'entrée et la sortie de la cheminée est tirée à partir de la relation (14), (15) et (17) :

$$\Delta p_T = \rho_{col} \cdot g \cdot H_{ch} \cdot \frac{\Delta T}{T_{ext}} \quad (19)$$

3.1.5. Expression de la puissance utile à la sortie de la turbine et le générateur

On peut exprimer en première approximation la différence de pression dynamique à l'aide de l'équation de Bernoulli, on peut écrire :

$$\Delta p_T = \Delta p_{sta} + \frac{1}{2} \rho_{e, ch} \cdot v_{e, ch}^2 \quad (20)$$

La puissance utile est par définition, la puissance absorbée par la turbine qui est donnée par la relation (12) devient :

$$P_U = v_{e, ch} \cdot S_{ch} \cdot \Delta p_{sta} \quad (21)$$

En utilisant (20) et (21), on obtient :

$$P_U = \Delta p_{sta} \cdot S_{ch} \sqrt{\frac{2(\Delta p_T - \Delta p_{sta})}{\rho_{e, ch}}} \quad (22)$$

En dérivant la puissance en (22) par rapport à la différence de pression statique, nous obtenons alors que cette puissance atteint un maximum pour une valeur de :

$$\Delta p_{sta} = \frac{2}{3} \Delta p_T \quad (23)$$

Ce fait a été discuté dans une récente publication du laboratoire de Sud Afrique par T.W Von Backström et T.P. Fluri, 2006 [3].

La pression totale du fluide peut exprimer à l'aide de (14) et (16) :

$$\Delta p_T = \frac{\eta_{ch} \cdot Q}{v_{ch} \cdot S_{ch}} \quad (24)$$

Et avec (5) l'expression (24) devient :

$$\Delta p_T = \frac{\eta_{ch} \cdot \eta_{col} \cdot S_{col} \cdot G}{v_{ch} \cdot S_{ch}} \quad (25)$$

En introduisant dans la relation (23), nous obtenons la puissance utile maximum :

$$P_U = \frac{2}{3} \eta_{ch} \cdot \eta_{col} \cdot S_{col} \cdot G \quad (26)$$

Donc en tenant compte le rendement de la turbine, nous obtenons l'expression finale de la puissance utile maximale d'une cheminée solaire que nous avons exposée plus haut :

$$P_U = \frac{2}{3} \eta_T \cdot P_s \quad (27)$$

Cette puissance ne peut donc excéder les deux tiers du produit de la puissance solaire incidente P_s par le rendement total η_T . C'est la puissance électrique moyenne qui peut être récupérée dans une centrale à cheminée solaire.

Une autre formule peut également utiliser [19] comme écrit ci-après :

$$P_U = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot S_{col} \cdot H_{ch} \cdot G \quad (28)$$

Mais cette dernière formule ne permet pas de définir plus en détails le dimensionnement d'une tour.

3.2. Modélisation de la cheminée solaire

3.2.1. Modèle du collecteur (simple vitrage)

Il s'agit ici de résoudre les problèmes de transfert de chaleur dans l'ensemble de collecteur afin de déterminer les différentes températures dans chaque partie du modèle. Le débit du fluide est déterminé au niveau de l'ensemble de la cheminée et de la turbine en fonction de la température obtenue à la sortie du collecteur (à l'entrée de la cheminée). Le transfert de chaleur dépendant lui-même de la valeur du débit. Les coefficients de transfert de chaleur appropriés à chaque domaine sont ainsi calculés dans un même programme.

3.2.1.1. Hypothèses de base et méthodologie appliquée au modèle :

3.2.1.1.1. *Hypothèses simplificatrices :*

Pour établir les équations traduisant les bilans thermiques dans une section de collecteur, on adopte les hypothèses suivantes :

- L'écoulement du fluide est unidimensionnel dans chaque partie du système
- Les différentes surfaces des milieux ont chacun une température uniforme dans une section normale à l'écoulement.
- L'écoulement du fluide caloporteur est identique à lui-même le long du conduit, c'est-à-dire il ne change pas de régime. Il reste soit laminaire, soit transitoire soit turbulent.
- Les phénomènes d'inertie thermique relatifs à l'air sont négligeables
- L'air est parfaitement transparent au rayonnement infrarouge
- Les pertes thermiques des conduites de liaison sont négligées
- La voute céleste se comporte comme un corps noir
- Le rayonnement diffus atmosphérique est isotrope

3.2.1.1.2. Méthodologie appliquée

En général, la densité de flux de chaleur entre deux milieux de températures T_1 et T_2 peut s'écrire sous la forme :

$$\phi = H_{12}(T_1 - T_2) \quad (29)$$

L'identité formelle existant entre cette expression avec la loi d'Ohm permet d'utiliser la « méthode d'analogies électriques » pour modéliser l'ensemble du système.

En effet, quand deux phénomènes physiques sont décrits par des équations ayant la même forme mathématique et que l'un d'entre eux est accessible facilement par expérience, on peut utiliser les équations de l'un pour décrire l'autre.

Pour cela, on considère que :

- Les températures sont représentées par des potentiels électriques
- Les flux de chaleur par des intensités de courant
- Les inverses des coefficients d'échange par des résistances
- Et les capacités thermiques par des capacités électriques ou condensateurs.

La loi d'Ohm de chaque nœud peut s'écrire, une fois le circuit est établi. Enfin on obtient autant d'équations que d'inconnues à déterminer. Chaque élément d'une section de système à l'instant t , peut être représentée par un nœud placé à son centre, de température égale à la température moyenne de l'élément.

Les équations ci-dessous sont obtenues en écrivant le bilan thermique pour chaque nœud :

$$\frac{C_t \partial T_t}{\partial t} = \sigma_t + \sum_{j=1}^n (R_{tj} + H_{tj} + C_{tj})(T_j - T_t) \quad (30)$$

Avec :

$C_i = M_i c_i$: la capacité calorifique en (J/K)

T_i : Température du nœud i à l'instant t en (K)

σ_i : Source de chaleur (W)

R_{ij} : Coefficient de couplage radiatif entre les nœuds i et j en (W/K)

H_{ij} : Coefficient de couplage convectif entre les nœuds i et j en (W/K)

C_{ij} : Coefficient de couplage conductif entre les nœuds i et j en (W/K)

En pratique, nous avons choisi la méthode explicite des différences finies vers l'arrière (Backward difference) pour discrétiser l'équation aux dérivées partielles.

Soit :

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{T_i(t) - T_i(t - \Delta t)}{\Delta t} \quad (31)$$

Donc l'équation (62) à discrétiser devient :

$$M_i C_{p,i} \frac{T_i(t) - T_i(t - \Delta t)}{\Delta t} = \sigma_i(t) + \sum_{j=1}^n (R_{ij} + H_{ij} + C_{ij})(T_j(t) - T_i(t)) \quad (32)$$

3.2.1.2. Différents échanges thermiques dans le modèle :

La figure ci-dessus montre les échanges thermiques dans une section du collecteur.

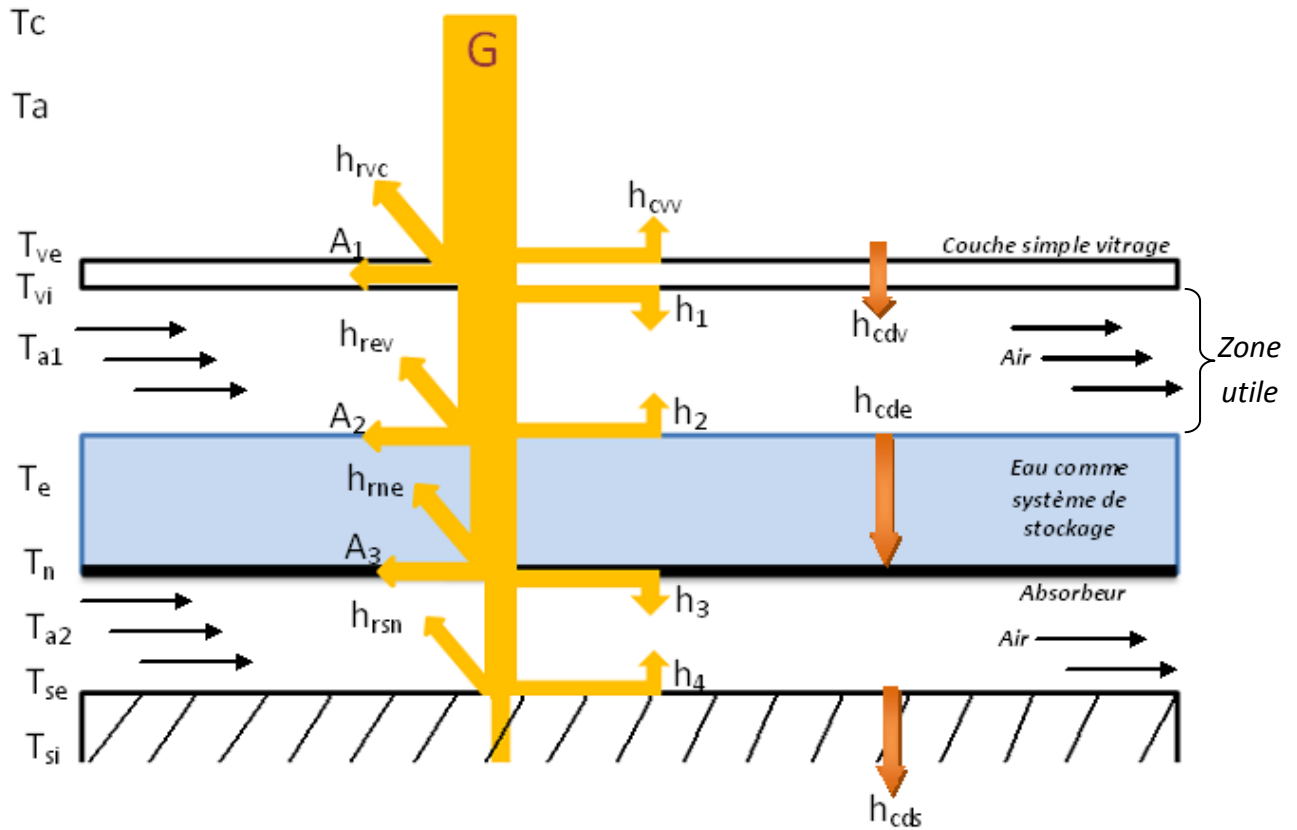


Figure III.2 : les échanges thermiques dans une section du modèle de collecteur

Le modèle est composé d'une simple couche de vitrage et une couche d'eau servant à stocker la chaleur. Il s'agit donc ici de décrire le collecteur le plus complexe car la méthode pour déterminer les équations sur un collecteur plus simple est la même. Il s'agira donc de retirer du système les lignes correspondant aux couches inexistantes.

Chaque surface transmet, réfléchit et absorbe le rayonnement solaire incident. Un échange de chaleur se met en place entre chaque surface et les surfaces voisines par rayonnement h_r et par convection h . Par conduction entre deux surfaces extérieure /intérieure du simple vitrage, entre la couche d'eau et l'absorbeur et ainsi entre la surface externe et interne du sol à une profondeur de 0,8m.

Dans ce modèle, le collecteur est decoupé en N sections fictives dans une tranche i. Et les phénomènes thermiques y intervenant sont les suivants :

- Des échanges thermiques par convection dont les coefficients d'échanges sont:

➤ Entre l'air ambiant et la vitre (simple vitrage)	h_{cvv}
➤ Entre la vitre et l'air caloporteur	h_1
➤ Entre l'air caloporteur et le système de stockage(eau)	h_2
➤ Entre l'absorbeur et l'air caloporteur	h_3
➤ Entre l'air caloporteur et la surface exterieur du sol	h_4

- Des échanges par conduction avec les coefficients d'échange suivants :

➤ Dans la vitre	h_{cdv}
➤ Dans le système de stockage(eau)	h_{cde}
➤ Dans le sol	h_{cds}

- Des échanges de chaleur par rayonnement dont les coefficients de transfert sont :

➤ Entre la voute celestre et la vitre	h_{rvc}
➤ Entre le système de stockage et la vitre	h_{rev}
➤ Entre l'absorbeur et le système de stockage	h_{rne}
➤ Entre la surface exterieur du sol et l'absorbeur	h_{rsn}

3.2.1.3. Détermination des coefficients d'échanges thermiques :

3.2.1.3.1. Par rayonnement :

Par définition, la quantité d'énergie quittant un corps sous forme de chaleur rayonnée dépend de la nature, de la température et de la surface de ce corps. Ainsi, la loi de STEFAN-BOLTZMANN donne l'émittance d'un corps noir (M^0), après l'intégration de la formule de PLANCK sur un ensemble du spectre rayonnée.

Soit :

$$M^0 = \sigma T^4 \quad (33)$$

$\sigma = 5,67.10^{-8} \text{ m}^{-2}.\text{K}^{-4}$, étant le constante de STEFAN-BOLTZMANN

T : température du corps noir

On définit le facteur de forme F'_{12} comme étant le facteur de forme d'un corps gris qui dépend à la fois de la géométrie du système et leur propriétés radiatives :

$$F'_{12} = \frac{1}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2}}$$

Pour deux surfaces S1 et S2 parallèles dont les distances sont faibles vis-à-vis de leur dimension :

$F_{12}=1$ et $S_1=S_2=S$,

F_{12} étant le facteur de forme noir,

Le facteur de forme F'_{12} s'écrit :

$$F'_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

Et le flux net échangé entre ces deux surfaces de température T_1 et T_2 est donné par la relation :

$$\Phi_{12\text{ net}} = F'_{12} S \sigma (T_1^4 - T_2^4) = S h_{r12} (T_1 - T_2) \quad (34)$$

Par identification, l'expression du coefficient de transfert par rayonnement est :

$$h_{r12} = F'_{12} \sigma (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2) \quad (35)$$

Nous avons donc, dans notre cas, les coefficients de transfert par rayonnement entre différentes parties du modèle. C'est-à-dire :

➤ Entre le collecteur en vitre et la voute céleste h_{rv} :

On considère que la voute céleste est un corps noir, donc son émissivité attribut comme valeur $\epsilon_c = 1$. De plus sa température T_c est impossible à mesurer et l'estimation de cette température a fait l'objet de nombreuses études qui ont aboutis à des relations de SWIMBANK [12] citées ci-dessous :

$$T_c = 0,0552.T_a^{1,5} \text{ (K)} \quad (36)$$

$$h_{rv} = \sigma \epsilon_v F'_{vc} (T_{ve}^2 + T_c^2)(T_{ve} + T_c) \quad (37)$$

Avec

ϵ_v , étant l'émissivité de la vitre

T_c , température de la voute céleste

F'_{vc} , le facteur de forme géométrique de la surface considérée par rapport à la voute céleste :

$$F'_{vc} = \frac{1 + \cos(s)}{2}$$

s , étant l'inclinaison du système par rapport au plan horizontal.

❖ Entre le collecteur en vitre et le système de stockage (eau) h_{rev} :

$$h_{rev} = \sigma F'_{ev} (T_e^2 + T_{vt}^2)(T_e + T_{vt}) \quad (38)$$

Avec

T_e , température de l'eau en (K)

T_{vt} , température de la partie intérieure de la vitre (K)

F'_{ev} , le facteur de forme par l'échange entre la surface supérieure de l'eau et celle de la vitre intérieure :

$$F'_{ev} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_e} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1}$$

❖ Entre l'absorbeur et l'eau h_{re} :

$$h_{re} = \sigma F'_{ne} (T_n^2 + T_e^2)(T_n + T_e) \quad (39)$$

Avec

T_n , température de l'absorbeur en (K)

F'_{ne} , le facteur de forme gris par l'échange entre la surface supérieure de l'eau et celle de l'absorbeur :

$$F'_{ne} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_n} + \frac{1}{\epsilon_e} - 1}$$

❖ Entre la surface extérieure du sol et l'absorbeur h_{rsn} :

$$h_{rsn} = \sigma F'_{sn} (T_{se}^2 + T_n^2)(T_{se} + T_n) \quad (40)$$

Avec

T_{se} , température à la surface extérieure du sol en (K)

F'_{sm} , le facteur de forme par l'échange entre la surface extérieure du sol et celle de l'absorbeur :

$$F'_{sm} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_s} + \frac{1}{\epsilon_r} - 1}$$

3.2.1.3.2. Par convection :

Pour l'effet du vent sur la face extérieure de collecteur, les coefficients d'échange par convection adoptés sont celui donné par Mc. ADAM. Ainsi le coefficient de transfert par convection entre la vitre et la voute céleste h_{cvv} (W/m²/K) peut s'écrire sous la forme :

$$h_{cvv} = 5,67 + 3,86.V_v \quad (41)$$

Avec V_v est la vitesse du vent au niveau du collecteur en (m/s)

Pour une convection forcé dans les conduites utiles, le coefficient d'échange est donné par :

$$h_{cv} = \frac{\lambda_a . N_u}{L} \quad (42)$$

N_u : nombre de Nusselt qui en pratique, est la mesure commode du coefficient d'échange de chaleur par convection.

L : dimension caractéristique de l'écoulement dans le collecteur (m)

λ_a : Conductivité thermique de l'air (W/mK)

Il est possible de calculer le nombre de Nusselt à partir des corrélations, une fois la loi correspondant à la nature de l'écoulement et de convection est identifiée.

Cependant, les corrélations utilisées dans la littérature varient d'un auteur à l'autre. De plus les hypothèses et les approximations changent selon les avancées en matière de convection et selon les équipes de recherche.

Le nombre de Prandtl Pr représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement (viscosité cinématique) et la diffusivité thermique :

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda_a} \quad (43)$$

C_p : la chaleur massique en J/kg .K

μ : viscosité dynamique en N.s/m²

Le nombre de Reynold Re caractérise la nature du régime de l'écoulement. Il représente également le rapport entre les forces d'inerties et les forces visqueuses.

$$Re = \frac{V_a \cdot L}{\nu} \quad (44)$$

V_a : vitesse moyenne de l'air en m/s

ν : viscosité cinématique du fluide en m²/s

Le nombre de Rayleigh Ra représente le rapport entre la poussée et le produit de la traînée visqueuse par le taux de diffusion de chaleur. Si ce nombre est supérieur au nombre de Rayleigh critique, des phénomènes de convection libre auront lieu.

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (45)$$

g : Accélération de la pesanteur en m/s²

β : Coefficient de dilatation thermique isobare du fluide en K⁻¹

α : Diffusivité thermique en m²/s

ΔT : Différence de température en K

3.2.1.3.3. Par conduction :

La formule générale de coefficient d'échange par conduction est donnée par la relation suivante :

$$h_{cd} = \frac{\lambda}{e}$$

λ étant la conductivité thermique de l'élément,
 e , est l'épaisseur de l'élément

D'où :

- h_{cdv} dans la vitre :

$$h_{cdv} = \frac{\lambda_v}{e_v} \quad (46)$$

- h_{cde} dans le système de stockage :

$$h_{cde} = \frac{\lambda_e}{e_e} \quad (47)$$

- h_{cds} dans le sol :

$$h_{cds} = \frac{\lambda_s}{e_s} \quad (48)$$

Et les flux de radiations solaire absorbés par les différentes surfaces sont :

$$A_1 = \alpha_v G \quad (49)$$

$$A_2 = \tau_v \alpha_e G \quad (50)$$

$$A_3 = \tau_e \alpha_n G \quad (51)$$

Avec

α_v : Coefficient d'absorption de la vitre

α_e : Coefficient d'absorption de l'eau

α_n : Coefficient d'absorption de l'absorbeur

τ_v : Transmittivité de la vitre

τ_e : Transmittivité de l'eau

3.2.1.4. Les équations de transfert entre les différentes parties du modèle

Afin de suivre la démarche proposée à la méthodologie pour l'établissement des bilans thermiques du modèle, on considère le schéma équivalent suivant :

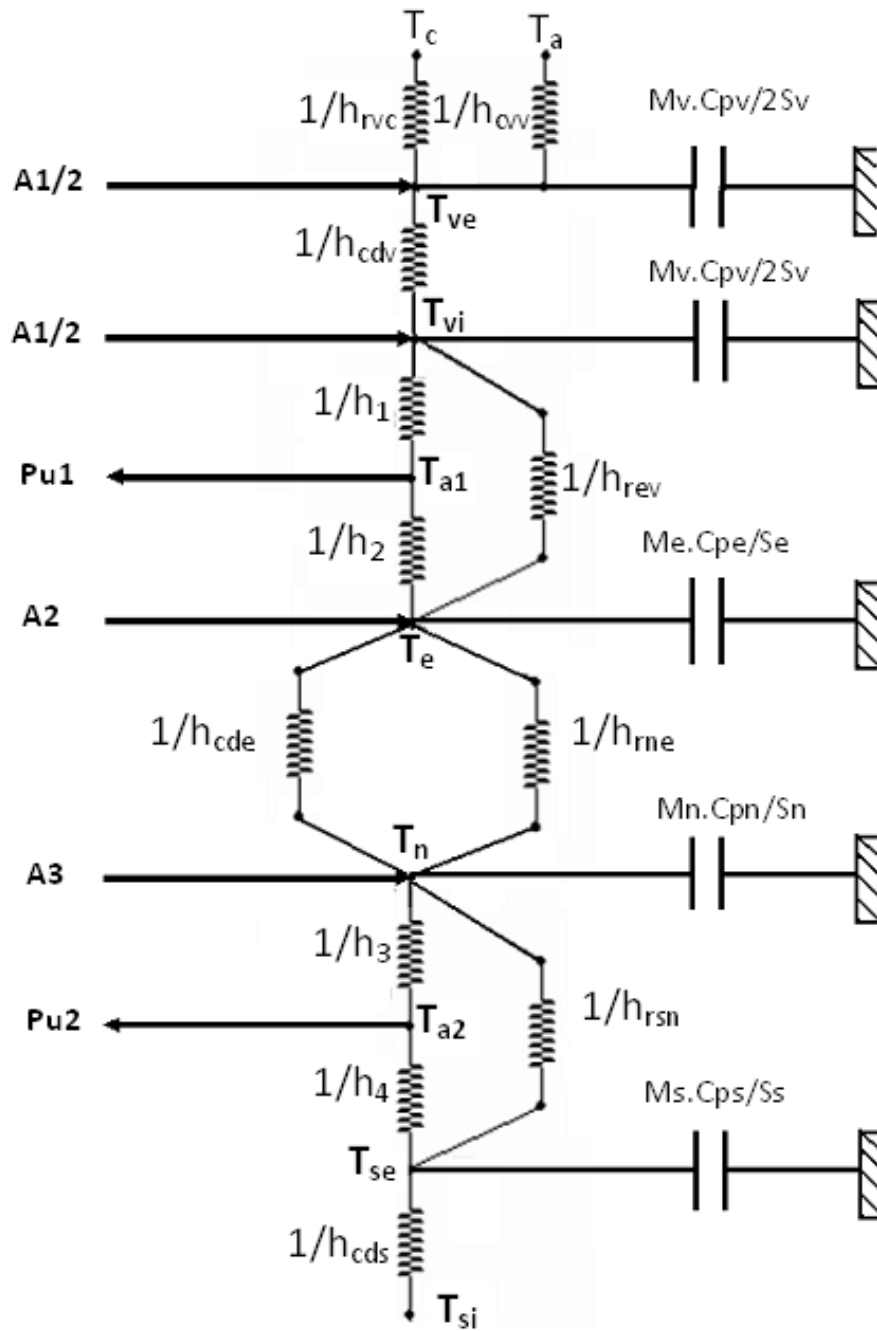


Figure III.3: Schéma électrique équivalent du modèle

L'application de la loi des nœuds exprimé par l'équation (29), aux différents nœuds du réseau électrique équivalent, pour la tranche d'indice i, donne les équations suivantes :
Si T^* est la temperature à l'instant $(t-\Delta t)$

- Nœuds Tve : vitre externe

$$\frac{M_v C_{p_v}}{2S_v} \frac{T_{ve}^{(t)} - T_{ve}^{(t-1)}}{\Delta t} = h_{rev}(T_e - T_{ve}^{(t)}) + h_{cve}(T_a - T_{ve}^{(t)}) + h_{adv}(T_{vt}^{(t)} - T_{ve}^{(t)}) + \frac{A_1}{2} \quad (52)$$

- Nœuds Tvi : vitre interne

$$\frac{M_v C_{p_v}}{2S_v} \frac{T_{vt}^{(t)} - T_{vt}^{(t-1)}}{\Delta t} = h_{adv}(T_{ve}^{(t)} - T_{vt}^{(t)}) + h_{rev}(T_e^{(t)} - T_{vt}^{(t)}) + h_1(T_{a1}^{(t-1)} - T_{vt}^{(t)}) + \frac{A_1}{2} \quad (53)$$

- Nœuds Ta1 : Air dans le couche entre la surface interne de la vitre et l'eau

$$0 = h_1(T_{vt}^{(t)} - T_{a1}^{(t-1)}) + h_2(T_e^{(t)} - T_{a1}^{(t-1)}) - P_{u1} \quad (54)$$

Avec

$$P_{u1} = \dot{m}_a C_{p_a} \frac{T_{a1}^{(t)} - T_{a1}^{(t-1)}}{\Delta x}, \text{ la puissance utile recupérée par le collecteur}$$

Donc l'équation (54) devient :

$$\dot{m}_a C_{p_a} \frac{T_{a1}^{(t)} - T_{a1}^{(t-1)}}{\Delta x} = h_1(T_{vt}^{(t)} - T_{a1}^{(t-1)}) + h_2(T_e^{(t)} - T_{a1}^{(t-1)}) \quad (55)$$

- Nœuds Te : le système de stockage (eau)

$$\frac{M_e C_{p_e}}{S_e} \frac{T_e^{(t)} - T_e^{*(t)}}{\Delta t} = h_{rne}(T_n^{(t)} - T_e^{(t)}) + h_{cde}(T_n^{(t)} - T_e^{(t)}) + h_{rev}(T_{vt}^{(t)} - T_e^{(t)}) + h_2(T_{a1}^{(t)} - T_e^{(t)}) + A_2 \quad (56)$$

- Nœuds Tn : l'absorbeur

$$\frac{M_n C_{p_n}}{S_n} \frac{T_n^{(t)} - T_n^{*(t)}}{\Delta t} = h_{rne}(T_e^{(t)} - T_n^{(t)}) + h_{cde}(T_e^{(t)} - T_n^{(t)}) + h_{rsn}(T_{se}^{(t)} - T_n^{(t)}) + h_3(T_{a2}^{(t-1)} - T_n^{(t)}) + A_3 \quad (57)$$

- Nœuds Ta2 : Air dans la conduite entre l'absorbeur et le sol chaud

$$\dot{m}_a C_{p_a} \frac{T_{a2}^{(t)} - T_{a2}^{(t-1)}}{\Delta x} = h_3(T_n^{(t)} - T_{a2}^{(t-1)}) + h_4(T_{se}^{(t)} - T_{a2}^{(t-1)}) \quad (58)$$

- Nœuds Tse : température à la surface externe du sol

$$\frac{M_s C_{p_s}}{S_s} \frac{T_{se}^{(t)} - T_{se}^{*(t)}}{\Delta t} = h_{rsn}(T_n^{(t)} - T_{se}^{(t)}) + h_{cde}(T_{st}^{(t)} - T_{se}^{(t)}) + h_4(T_{a2}^{(t)} - T_{se}^{(t)}) \quad (59)$$

2.3.3. Modèle pour la cheminée

La cheminée, elle transforme la chaleur captée par le fluide caloporteur au niveau du collecteur en énergie cinétique. Et la différence de densité créée par l'augmentation de la température agit comme une force motrice. Cette différence est traduite par la relation suivante :



Figure III.4: La cheminée [16]

$$\frac{\partial(\rho \cdot v^2)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial z} + (\rho_0 - \rho) \cdot g \quad (60)$$

Donc l'expression de la vitesse en présence de la turbine et des frottements s'écrivent :

$$v = \sqrt{\frac{2}{\rho} [\int_0^{H_{ch}} (\rho_0 - \rho) g dz - \Delta p]} \quad (61)$$

Où,

$$\Delta p = f \frac{L}{l} \frac{1}{2} \rho V_{ch}^2, \text{ la pression à l'entrée de la turbine}$$

Avec

Le coefficient de frottement f , pour un écoulement laminaire est donnée par la formule de BEHER and STEPHAN en 1996 :

$$f = \frac{16}{Re}$$

f : le coefficient de frottement du fluide

l : Dimension caractéristique de la cheminée en m,

Re : Nombre de Reynold

On peut calculer également les variations des températures, de pressions et la densité de l'air à l'intérieur et à l'extérieur de la cheminée.

❖ A l'extérieur de la cheminée, on tient compte de l'atmosphère standard :

$$T_a(z) = T_a(0) \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{z}{Z_0}\right) \quad (62)$$

$$p_a(z) = p_a(0) \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{z}{Z_0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (63)$$

$$\rho_a(z) = \rho_a(0) \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{z}{Z_0}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (64)$$

Où :

$$Z_0 = \frac{R_a T_a(0)}{g} \quad (65)$$

$\gamma = 1,235$ (atmosphère standard)

$R=287,05$ J/kg.K, constante de gaz parfait

❖ A l'intérieur de la cheminée, on tient compte de la détente adiabatique :

$$T_{ch}(z) = T_{ch}(0) \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{z}{Z_0}\right) \quad (66)$$

$$p_{ch}(z) = p_{ch}(0) \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{z}{Z_0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (67)$$

$$\rho_{ch}(z) = \rho_{ch}(0) \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{z}{Z_0}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (68)$$

Où :

$\gamma = 1,4005$ (détente adiabatique)

$$Z_0 = \frac{R_a T_{ch}(0)}{g} \quad (69)$$

De plus, la modelisation proposé par M. Denis BONNELLE en 2004 [5] peut être aussi utilisée pour définir le dimensionnement d'une cheminée. Cela nous permet d'écrire que le diametre de la cheminée est proportionnelle au diametre du collecteur à la puissance 0,8 :

$$D_{ch} \approx D_{col}^{0.8} \quad (70)$$

Ce relation est très important pour la conception d'un modèle d'une cheminée solaire.

2.3.4. Modèle pour la turbine :

Comme dans tous les projets et recherches en cours, et déjà réalisés sur la cheminée solaire, la turbine à axe vertical est le plus souvent utilisé. Le choix entre les deux modes d'utilisation de turbine comme indiquées sur la figure III-5.a et celle de la figure III-5.b repose généralement en fonction de la taille de la cheminée. C'est-à-dire, on peut mettre dans la cheminée un seul turbine de ce type si le diamètre de ce dernier est petit (inférieur à 2m), sinon on peut utiliser nombreuses turbines.



Figure III-5.a : Une turbine à axe verticale

Figure III-5.b : Nombreuses turbines à axes verticales

Au niveau de la turbine, le saut de pression est donnée par la relation :

$$\Delta p_{tur} = \Delta p_t - \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (70)$$

La variation de la pression total Δp_t s'écrit :

$$\Delta p_t = \int_0^{H_{ch}} (\rho_0 - \rho) g dz \quad (71)$$

La densité de l'air chaud ρ ne dépend que de la température donc :

$$\Delta p_t = (\rho_0 - \rho) \cdot g \cdot H_{ch} \quad (72)$$

Où ρ_0 et ρ sont respectivement la densité de l'air dans le collecteur à la base de la cheminée ($z=0$) et la densité de l'air dans la cheminée à l'altitude $z = H_{ch}$.

3.1. Algorithme :

L'algorithme proposé peut être expliqué de la manière suivante :

1. Dans un premier temps le code lit toutes les données du problème: données météorologiques , données climatologiques, dimensions du système et les propriétés des matériaux.
2. Le premier calcul déterminera les paramètres constants tels que : les densités des flux absorbées par les différents composants du système, les différents capacités thermiques ,ainsi que les coefficients de transfert thermique par conduction de chaque composant du système.
3. Ensuite, le programme calculera les autres coefficients d'échanges thermiques (par rayonnement et par convection). Le calcul est lancé à partir de valeurs initiales des températures au niveau du collecteur.
4. Puis le programme entrera à la résolution de système d'équations, pour calculer les nouvelles valeurs des températures en comparant les nouvelles valeurs aux anciennes valeurs, si ces dernières sont différentes avec une erreur plus grande que ce qu'on a fixé à l'avance, le calcul recommence à une nouvelle étape. Sinon le programme calcule la valeur de la puissance produite par la cheminée solaire.
5. Ces variables déterminées permettront de lancer le calcul dans la cheminée permettant ainsi de retrouver les différentes valeurs des températures, des pressions et des densités de l'air à l'intérieur et à l'extérieur de la cheminée.

3.2. Organigramme:

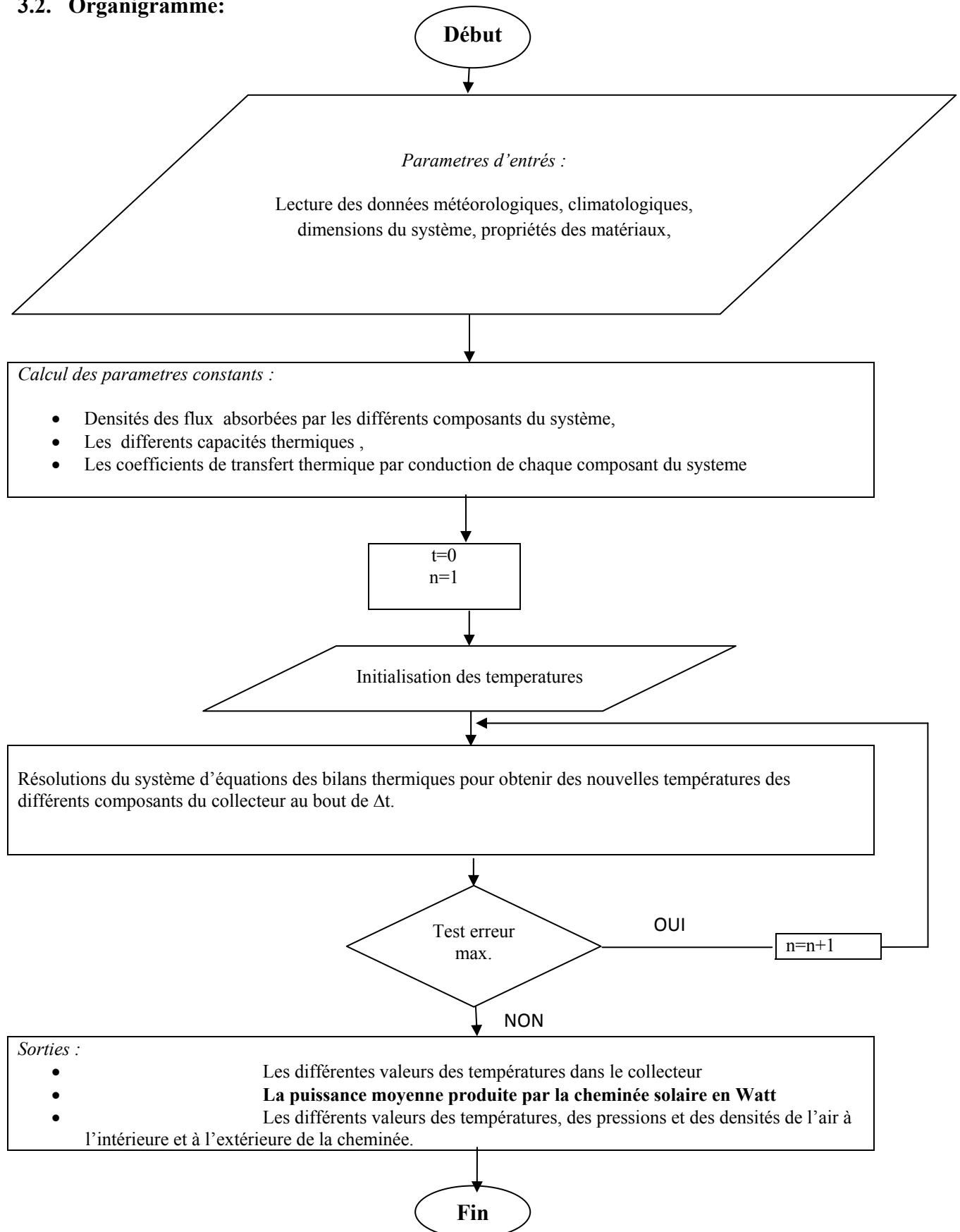


Figure III.6 : Organigramme du programme principal

Chapitre IV : RESULTATS ET INTERPRETATIONS

4.1. Test et validation des calculs

Comme la plupart d'études sur ce domaine, seul le prototype de Manzanares, qui permet de tester les résultats du code. De plus deux différentes formules de puissance ont été ainsi comparées l'une à l'autre au cours de lancement du programme pour connaître laquelle d'entre elles est la plus proche de la valeur recherchée (puissance électrique moyenne produite). Dans ce cas, tous les modèles réalisés dans la littérature en vérifient les résultats.

4.2. Résultats et interprétations

Dans le cadre de cette recherche, on a essayé de trouver les paramètres qui sont les plus influents sur notre modèle à l'aide de l'analyse de sensibilité globale. Pour cela, les paramètres suivants sont les plus influents :

- ❖ La diamètre de la cheminée
- ❖ La hauteur de la cheminée
- ❖ L'angle d'inclinaison du collecteur
- ❖ La taille du collecteur
- ❖ La valeur de l'irradiation solaire globale
- ❖ Les propriétés optiques de la serre
- ❖ La chute de tension au niveau de la turbine

Tandis que les paramètres influents mais pas fortement sont :

- ❖ L'existence ou non d'un système de stockage
- ❖ Le double vitrage

Pour la première fois, il est important de lancer le programme à l'aide des données d'une tour solaire de puissance 50kW à Manzanares (Espagne) car nous sommes dans le cadre de la recherche. Nous sommes donc obligé de faire tester la simulation afin de connaître la pertinence des résultats de la recherche avant d'appliqué à notre modèle. Il est également à noter que ce tour est la seule centrale à cheminée solaire qui a été en marche durant sept(7) ans entre 1982 et 1989 à Manzanares.

4.2.1. Résultats de simulation pour le prototype de Manzanares

On a résumé sous forme de tableau ci-dessous les données d'une tour solaire de Manzanares et les résultats de simulation pour ce prototype:

Tableau IV-1: Données du prototype de Manzanares

Hauteur de la cheminée	194,6 m
Diametre de la cheminée	10,16 m
Diametre du collecteur	244 m
Hauteur moyenne du toit	1,85 m
<i>Puissance électrique nominale</i>	50 kW

Source :Auteur

Les résultats de simulation sont donnés par le tableau suivant :

Tableau IV-2 : résultats de simulation pour le prototype de Manzanares

Température de la couche externe de la vitre	316.06K
Température de la couche interne de la vitre	317.39 K
Température de l'air dans la couche supereure	308.43K
Température du système de stockage (eau)	299.53K
Température de l'absorbeur	312.43K
Température de l'air dans la couche inférieure	305.24K
Température à la surface supérieure du sol	298.07K
Température moyenne de l'air dans le collecteur	303.21K
Vitesse de l'air dans la cheminée	34 m/s
Rendement du collecteur	0.76
Rendement de la cheminée	0.01
Rendement de la turbine	0.75
Puissance électrique moyenne produite pour la première formule	51,77kW
Puissance électrique moyenne produite pour la seconde formule	49,14kW

Source : Auteur

4.2.2. Résultats de simulation pour le modèle proposé :

❖ Au niveau du collecteur les resultats sont resumés sous forme d'un tableau :

TableauIV-3 : résultats de simulation au niveau du collecteur

Irradiations solaire moyenne global à Madagascar	800W.m⁻²
Diametre du collecteur	6 m
Diametre de la cheminée	0.5 m
Hauteur de la cheminée	20 m
Température de la couche externe de la vitre	323,58 K
Température de la couche interne de la vitre	325,01 K
Température de l'air dans la couche supereure	319,55K
Température du système de stockage (eau)	315,07K
Température de l'absorbeur	326,82 K
Température de l'air dans la couche inferieure	312,61 K
Température à la surface supereure du sol	299,10K
Température moyenne de l'air dans le collecteur	308,78 K
Difference de température du mileu extérieur et dans le collecteur ΔT	10,78K
Vitesse de l'air dans la cheminée	7 m/s
Rendement du collecteur	0,65
Rendement de la cheminée	0,001
Rendement de la turbine	0,8
Puissance électrique moyenne produite pour la première formule	5,24 W
Puissance électrique moyenne produite pour la seconde formule	5,43 W

Source : Auteur

- ❖ Au niveau de la cheminée, la variation de la température, de pression et de la densité de l'air à l'intérieur et à l'extérieur sont données par le tableau IV-4:

Tableau IV-4 : résultats de simulation au niveau de la cheminée

	z(m)	A l'extérieur de la cheminée	A l'intérieur de la cheminée
T(z)	20	297.87 K	297.81K
P(z)	20	99766 Pa	99775 Pa
$\rho(z)$	20	1,12	1,14

Source : Auteur

La différence entre la pression à l'intérieur et à l'extérieur de la cheminée à l'altitude 20m par rapport au sol est 9Pa. Elle peut être expliquée par la forte poussée créée à la base de la cheminée par la poussée d'Archimède. A l'intérieur de la cheminée à une même altitude, la température de l'air est inférieure à celle de l'extérieure car les deux températures cherchent à établir leur point d'équilibre. Il existe donc dans cette zone un phénomène de tourbillon. C'est pour cela que la densité de l'air à l'intérieure de la tour (à la sortie) est supérieure à celle de l'extérieure.

- ❖ Au niveau de la turbine, on a les résultats suivants :

Tableau IV-5: résultats de simulation au niveau de la turbine

La différence de pression totale (ΔP_t)	0.3682 Pa
Saut de pression au niveau de la turbine (ΔP_{tur})	$5,13 \times 10^{-5}$ Pa

Source : Auteur

Comme indique le tableau ci-dessus, la différence de pression totale ΔP_t , au niveau de la turbine joue un rôle plus important car elle contribue au mouvement de la turbine (rotation). Plus la valeur de ΔP_t est grande, plus la turbine tourne plus rapide. Mais le saut de pression au niveau de la turbine diminue sa valeur.

CONCLUSION

L'étude d'une cheminée solaire est jugée très nécessaire afin de connaître l'importance de ce nouvel mode de production d'électricité utilisant l'énergie solaire vis-à-vis des autres moyens d'exploitation de l'énergie solaire. Pour ce faire, on a essayé de modéliser une cheminée solaire.

Dans ce travail, des simulations ont été lancées en utilisant les données du prototype de Manzanares 50 kW et les données d'une tour de petite taille 126 W afin de tester la validité du modèle et les formules utilisées. Les résultats obtenus sont presque les mêmes à celles dans les deux différentes données cités ci-dessus.

Comme des nombreuses études, recherches et travaux déjà réalisés sur ce domaine, les modèles de la cheminée solaire proposent souvent des résultats différents en raison des différentes approximations réalisées par chaque équipe de recherche. Il sera difficile d'éclaircir ce point tant qu'une centrale pilote ne présentera pas ces résultats.

Cependant les calculs approximatifs donnés au troisième chapitre permettent de donner un résultat cohérent avec les différentes estimations réalisées jusqu'à présent. La prochaine étape devra prévoir l'optimisation des rendements du système de la cheminée solaire afin d'augmenter la puissance produite pour une dimension réduite. Néanmoins, une simulation s'avère toujours nécessaire afin de préciser le potentiel d'un site donné.

ANNEXE I : NOTIONS DE BASE SUR LES RADIATIONS SOLAIRES

Notion de temps :

Le Temps Solaire Vrai (TSV) en un lieu est la mesure horaire de l'angle formé par le plan de la direction du Soleil et du pôle céleste avec celui du méridien du lieu. C'est le temps indiqué par les cadrans solaires.

Le Temps Solaire Moyen (TSM) est le temps solaire vrai corrigé de ses inégalités. Ce temps correspond à la durée du jour égale à 24h.

Par définition, l'Equation du Temps (ET) est l'écart entre le temps solaire vrai et le temps solaire moyen. Son expression est donnée par la formule suivante:

$$ET = 0,0002 - 0,14187 \cos(w'.d_1) + 7,3509 \sin(w'.d_1) + 3,2265 \cos(2w'.d_1) \\ + 9,3912 \sin(2w'.d_1) + 0,0903 \cos(3w'.d_1) + 0,3361 \sin(3w'.d_1)$$

Avec

$$w' = \frac{2\pi}{366}$$

Et

$$d_1 = 30(mo - 1) + dd$$

mo : numero d'ordre du mois dans l'année

dd : numéro d'ordre du jour dans le mois

Le Temps Légal (TL) est le temps utilisé sur tout le territoire d'un pays considéré (heure indiquée par les montres).

La formule ci-dessous donne la relation entre TL et TSV :

$$TSV = TL - NF + \frac{Lo}{15} + \frac{ET}{60}$$

TL et TSV s'exprime en heures

NF : étant le numero du fuseau horaire

Lo : étant le longitude du lieu s'exprime en degrés

Les coordonnées horaires

La déclinaison (δ) du Soleil est l'angle entre la direction Terre - Soleil et le plan équatorial céleste. Cet angle varie de $-23^{\circ}27'$ au solstice d'hiver (21 juin) à $+23^{\circ}27'$ au solstice d'été (21 décembre) et nul aux équinoxes.

L'angle horaire (w) du Soleil est l'angle le long de l'équateur céleste entre le plan du méridien du lieu (plan passant par la direction Sud) et celui contenant la direction du pôle céleste et celle du Soleil. Cet angle est compté en heures dans le sens rétrograde vers l'Ouest.

Les valeurs de la déclinaison et de l'angle horaire peuvent se calculer par les relations :

$$\delta = 23,45 \sin\left(2\pi \frac{284 + j}{365}\right)$$

j : le numero du jour de l'année ($1 \leq j \leq 365$)

δ : s'exprime en degrés

$$w = \frac{TSV - 12}{15}$$

w : s'exprime en degrés

TSV : s'exprime en heure(h)

Les coordonnées azimutales

La hauteur du Soleil (h) : angle formé par le plan horizontal du lieu considéré et la direction « point local - Soleil ».

L'azimut du Soleil (a) : l'angle horizontal formé par le plan méridien (axe Nord - Sud) et le plan vertical de la direction « point local - Soleil ». Le signe de l'azimut est le même que celui de l'angle horaire.tel que :

$$h = \text{Arc sin}(\sin(\varphi) \sin(\delta) + \cos(\varphi) \cos(\delta) \cos(w))$$

h en degrés

φ : latitude du lieu

$$a = \text{Arc sin} \left(\frac{\cos(\delta) \sin(w)}{\cos(h)} \right)$$

a s'exprime en degrés

Heures du lever et du coucher du Soleil

L'heure solaire vraie du lever du Soleil est obtenue par la relation :

$$TSV_{\text{lever}} = 12 - \frac{\text{Arc cos}(-\tan(\varphi) \tan(\delta))}{15}$$

TSV_{lever} s'exprime en heure

L'heure solaire vraie du coucher du Soleil est donnée par la formule :

$$TSV_{\text{coucher}} = 12 + \frac{\text{Arc cos}(-\tan(\varphi) \tan(\delta))}{15}$$

TSV_{coucher} s'exprime en heure

Durée d'ensoleillement

La durée d'ensoleillement se calcule par la relation suivante :

$$t = \frac{2}{15} \text{Arc cos}(-\tan(\varphi) \tan(\delta))$$

t : en heure

Détermination du rayonnement solaire

Pour pouvoir déterminer le rayonnement solaire reçu par un capteur plan nous utilisons le modèle de PERRIN DE BRICHAMBAUT qui est basé sur le facteur de trouble de Linke. P

- **Rayonnement solaire direct I :**

Le rayonnement direct I qui traverse l'atmosphère sans subir de modifications s'obtient par la formule :

$$I = E_s e^{-m.T_L.E_r}$$

I : en W/m²

E_s est le rayonnement solaire reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre. Elle est donnée par la relation :

$$E_s = E_0 \left(1 + 0,0334 \cos \left(\frac{360(j - 2,7206)}{365,25} \right) \right)$$

E_s : en W/m²

E₀ = 1367 W/m² : valeur moyenne de constante solaire

Pour la formule ci-dessus, m appelée « masse d'air optique relative » a pour expression :

$$m = \frac{P}{101325 \ln(h) + 15198,75(3,885 + h)^{-1,283}}$$

Où

$$P = 101325(1 - 2,26 \cdot 10^{-5} z)^{5,25}$$

P : Pression en Pascal

z : altitude d'un lieu en (m)

Le « facteur de trouble de Linke » **T_L** s'obtient par :

$$T_L = 2,4 + 14,6b + 0,4(1 + 2b) \ln(Pv)$$

$$Pv = H_p \cdot Pvs$$

$$P_{vs} = 2,165(1,078 + \frac{T}{100})^{8,02}$$

P_{vs} : Pression de vapeur saturante en [mmHg] ;

T : Température de l'air en [°C] ;

Hr: taux moyen d'humidité relative (égale à 50% ou 0,5))

b : Coefficient de trouble atmosphérique qui attribue comme valeurs :

b = 0,02 (lieu situé en montagne)

b = 0,05 (lieu rural)

b = 0,10 (lieu urbain)

b = 0,20 (lieu industriel)

La grandeur **E_r** est appelée « épaisseur optique de Rayleigh » et se calcule par :

$$E_r = \frac{1}{0,9m + 9,4}$$

- **Rayonnement solaire direct S :**

Un capteur plan placé au sol ne reçoit que le rayonnement solaire direct S qui est une partie du rayonnement I. Ce rayonnement S est donné par la relation :

$$\boxed{S = I \cdot C}$$

Où C est le coefficient d'incidence (angle formé par le rayonnement solaire I avec la perpendiculaire au plan du capteur) tel que :

$$C = \sin(i)\cos(h)\cos(\phi - \alpha) + \cos(i)\sin(h)$$

Avec :

i et **φ** sont respectivement l'angle d'inclinaison du capteur et l'angle d'orientation du capteur.

h : étant la hauteur du soleil

α : azimut du Soleil

- **Rayonnement solaire diffus D :**

Le rayonnement diffus est la part du rayonnement solaire diffusé par les particules solides ou liquides en suspension dans l'atmosphère. Il n'a pas de direction privilégiée.

$$D = 125(\sin(h))^{0.4} \left(1 + \frac{\cos(i)}{2} \right) + 211,86(\sin(h))^{1,22} \left(1 - \frac{\cos(i)}{2} \right)$$

D en W/m^2

- **Rayonnement solaire global G :**

Le rayonnement total reçu par le capteur plan placé au sol est la somme des rayonnements S et D . Ce rayonnement est appelé rayonnement global G est tel que :

$$G = S + D$$

ANNEXE II : COEFFICIENTS DE L'ENERGIE GRISE

<u>Conductivité thermique de différents matériaux</u>		
Matériaux	Densité	Conductivité thermique W/m.°C
Béton plein	2,31	0.93
Béton cellulaires	0,70	0.33
Bois : sapin	0,43	0.12
Brique de construction	1.97	0.70
Terre sèche	1.52	0,64
Verre	2,70	1,15
Laine de verre	0,05	0.038
Matières plastiques alvéolaires	0,01 - 0,10	0.03 - 0.04

<u>Caractéristiques optiques et thermiques des principaux types de vitrage</u>			
	Transmission lumineuse (en %)	Transmission énergétique (facteur solaire en %)	Coefficient de transmission "K" W/m ² °C
Simple vitrage (4 mm)	90	85	5,6
Double vitrage (4/6/4 mm)	81	73	3,0
Triple vitrage (4/12/4/12/4 mm)	73	66	1,8
Vitrages - faiblement émissifs (isolation thermique renforcée)			
Double vitrage faiblement émissif (4/12/4 mm)	78	67	2,0
Triple vitrage faiblement émissif (4/12/4/12/4 mm)	70	60	1,4
Vitrages - réfléchissants (protection solaire)			
Simple vitrage réfléchissant	38	52	5.6
Double vitrage réfléchissant	18 à 47	12 à 43	3,0

Conductivités thermique de quelques corps à la température ambiante :

	Air	Laine de verre	Bois	Verre	Béton plein	Acier doux	cuivre
$\lambda(\text{W/m.K})$	0,026	0,04	0,23	1,1	1,75	50	380

Propriétés thermo physique des différents éléments :

Elément	Chaleur specifique[J/Kg.K]	Conductivité thermique[W/m.K]	Densité[kg/m ³]
Air	1003	0,024	1,127
Eau	4180	0,598	1000
Sol	2100	1.3	1700
polythylène	2100	0,29	930

Emissivités des quelques corps

Corps	Etat de surface	Emissivités
Béton		0,93
Papier		0,8 à 0,9
Eau		0,7
Verre, vitre		0,87
Absorbeur		0,9 à 1
Sol		0,65

Tables des masses volumiques de diverses substances

Sauf indications contraires, les masses volumiques sont données pour des corps à la température de 20 °C, sous la pression atmosphérique normale.

Roches, minéraux corps usuels	Masses volumiques kg/m ³
Ardoise (corps noir)	2 700 - 2 800
Argile	1 700

Calcaire	2 600 - 2 700
Granite	2 600 - 2 700
Grès	2 600
Quartz	2 650
pierre ponce	910
Porcelaine	2 500
sable	1 600
terre végétale	1 250
verre à vitres	2 530

Liquides	Masses volumiques kg/m³
Eau	1 000
eau de mer	1 030

Gaz à 0°C	formule	Masses volumiques kg/m³
acétylène	C ₂ H ₂	1,170
air	-	1,293
air à 20°C	-	1,204
dioxyde de carbone	CO ₂	1,976 9
vapeur d'eau à 100°C	H ₂ O	0,5977
dihydrogène	H ₂	0,0899
monoxyde de carbone	CO	1,250
ozone	O ₃	2,14

Matières plastiques	Masse volumiques kg/m³
Polypropylène	850 - 920
Polypropylène basse densité	890 - 930
Polypropylène haute densité	940 - 980
ABS	1 040 - 1 060
Polystyrène	1 040 - 1 060
Nylon 6,6	1 120 - 1 160
Polyacrylate de méthyle	1 160 - 1 200
PVC + plastifiant	1 190 - 1 350
Polyéthylène/téréphtalate	1 380 - 1 410
PVC	1 380 - 1 410
Bakélite	1 350 - 1 400

ANNEXE III : LISTING DU PROGRAMME INFORMATIQUE

```
clear all;

clc;

% paramètre de l'espace

%Test du code pour le modèle proposé

P=input ('P='); % Irradiation solaire moyenne globale à Madagascar (P=800W/m²)

D=3;% rayon du collecteur (en m)

r=0.25;% rayon de la tour (en m)

Scol=pi*D.^2;

%Scol=28.2600;

Sch=pi*r.^2;

%Sch= 0.1963;

Ps=P*Scol;

Hch=20;% hauteur de la cheminé

n=10;% nombre de division du collecteur

dx=D/n;% Pas dans l'espace

% paramètre du temps

T=60*4*60;% temps de chauffage 4h [en seconde]

m=1;% nombre de division dans le temps

dt=T/m;% Pas du temps

%propriété du sol (granite)

ms=2640;

Cps=820;

ks=1.73;

alfas=0.9;

albedo=0.35;% réflectivité

Tsi=282.2;%température du sol [en °K]

es=0.8;

epss=1-albedo;% émissivité
```

$h_{cds} = k_s / e_s$; % coefficient de transfert par conduction
 $C_s = m_s * e_s * C_{ps}$;
 $s = \pi / 180$; % angle d'inclinaison du collecteur(en radian)
 % Propriété de la vitre
 $m_v = 2722$; %masse volumique(en kg/m³)
 $e_v = 0.005$; %épaisseur (en m)
 $C_{pv} = 840$; % chaleur massique [J/kg.°C]
 $k_v = 0.78$; % Conductivité thermique [W/m°K]
 $\alpha_{fav} = 0.3$; % absorptivité
 $t_v = 0.5$; % transivité
 $\epsilon_{psv} = 0.87$; % émissivité
 $r_v = 1 - \alpha_{fav} - t_v$; % réflexivité
 $\%r_v = 0.2$;
 $h_{cdv} = k_v / e_v$; %coefficient d'échange
 $A_1 = \alpha_{fav} * P$; % puissance absorbée par le vitre
 $C_v = (m_v * e_v * C_{pv}) / 2$; % capacité thermique
 % Propriété de l'eau (système de stockage)
 $m_e = 1000$; %masse volumique(en kg/m³)
 $e_e = 0.10$; %épaisseur de l'eau
 $C_{pe} = 4180$; %chaleur massique [J/kg.°C]
 $k_e = 0.598$; % Conductivité thermique [W/m°K]
 $\alpha_{fae} = 0.7$; % absorptivité
 $\epsilon_{pse} = 0.7$; % émissivité [18]
 $t_e = 0.4$; % transivité
 $r_e = 0.2$; % réflexivité
 $M_e = 0.018$; % masse molaire en Kg/mol
 $h_{cde} = k_e / e_e$; % coefficient de transfert par conduction
 $A_2 = t_v * \alpha_{fae} * P$; % puissance absorbée par l'eau
 $C_e = m_e * e_e * C_{pe}$; % capacité thermique

% Propriété de l'absorbeur (corps noir)

$m_n=2700$; %masse volumique (en kg/m³)

$e_n=0.001$; % épaisseur (en m)

$C_{pn}=870.85$; % chaleur massique (en kcal/kg.°C)

$k_n=0.95$; % Conductivité thermique [W/m°K]

$\epsilon_{pn}=0.90$; % émissivité

$\alpha_{fn}=0.95$; % absorptivité

$r_n=1-\alpha_{fn}$; %réflexivité

$C_n=m_n \cdot e_n \cdot C_{pn}$; % capacité thermique

$A_3=\alpha_{fn} \cdot t_e \cdot P$; % Puissance absorbée par le corps noir

% Propriété de l'air ambiant

$\rho_{oa}=1.127$; %masse volumique [kg/m³]

$C_{pa}=1003$; % capacité calorifique

$\%k_a=0.24$;

$v_a=5$; %vitesse de l'air en m/s

$T_a=298$; %température du milieu ambiant [°K]

$T_c=288$; %température de la voûte céleste [°K]

$p=100000$; % La pression atmosphérique [Pa]

$\sigma=5.67 \cdot 10^{-8}$; % constante de Boltzmann [w/k⁴]

$Pr=0.69$; %

%condition initiale (t=0s)

$T_{ve}=T_a$;

$T_{vi}=T_a$;

$T_{a1}=T_a$;

$T_e=T_a$;

$T_n=T_a$;

$T_{a2}=T_a$;

$T_{se}=T_a$;

```

%initialisation de la méthode de Gauss-Seidel

Tve0(1)=Ta;
Tvi0(1)=Ta;
Ta10(1)=Ta;
Te0(1)=Ta;
Tn0(1)=Ta;
Ta20(1)=Ta;
Tse0(1)=Ta;

erreur=1;

    for i=1:n % on prend simplement une itération dans ce cas
        while erreur>=0.001

%coefficient d'échange par convection

% vitre et le milieu ambiant

        V=0; % vitesse du vent [m/s]

        hcvv=5.67+3.86*V; % [W/(m²K)]

%vitre et air 1 (convection forcée)

T=(Ta10(i)+Tvi0(i))/2;% C'est la température à laquelle on évalue les propriétés de l'air

g=10;

Mas=28.84*10^(-3); %en kg/mol

R=8.32; %en J.mol-1.K-1

Ras=R/Mas;

mu=25.393*10^(-7)*((T/273)^0.5)/(1+(122/T));%air sec

ma=p/(Ras*T);% masse volumique air sec

ka=(0.0000757*(T-273) + 0.0242); % conductivité thermique air sec [W.m-1.°C]

%Pr=Cpa*mu/ka;

Re=ma*va*D/mu;

Nu=0.664*(Re^0.5)*(Pr^(1/3));

h1=ka*Nu/D;% (h convection forcée

```

%Eau pour système de stockage et air1

$T = (T_{a10(i)} + T_{e0(i)})/2$; % C'est la température à laquelle on évalue les propriétés de l'air

$\mu = 25.393 \cdot 10^{-7} \cdot ((T/273)^{0.5} / (1 + (122/T)))$; %eau

$\rho = p / (R \cdot T)$; % masse volumique air sec

$k_a = (0.0000757 \cdot (T - 273) + 0.0242)$; % conductivité thermique de l'eau [W.m-1.°C]

$Pr = C_p \cdot \mu / k_a$;

$Re = \rho \cdot v \cdot D / \mu$;

$Nu = 0.664 \cdot (Re^{0.5}) \cdot (Pr^{(1/3)})$;

$h_2 = k_a \cdot Nu / D$; % (h convection forcée)

% Absorbeur et air 2

$T = (T_{n0(i)} + T_{a20(i)})/2$; % C'est la température à laquelle on évalue les propriétés de l'air

$\mu = 25.393 \cdot 10^{-7} \cdot ((T/273)^{0.5} / (1 + (122/T)))$; %air sec

$\rho = p / (R \cdot T)$; % masse volumique air sec

$k_a = (0.0000757 \cdot (T - 273) + 0.0242)$; % conductivité thermique air sec [W.m-1.°C]

$Pr = C_p \cdot \mu / k_a$;

$Re = \rho \cdot v \cdot D / \mu$;

$Nu = 0.664 \cdot (Re^{0.5}) \cdot (Pr^{(1/3)})$;

$h_3 = k_a \cdot Nu / D$; % (h convection forcée)

% Surface de sol extérieur et air 2

$T = (T_{se0(i)} + T_{a20(i)})/2$; % C'est la température à laquelle on évalue les propriétés de l'air

$\mu = 25.393 \cdot 10^{-7} \cdot ((T/273)^{0.5} / (1 + (122/T)))$; %air sec

$\rho = p / (R \cdot T)$; % masse volumique air sec

$k_a = (0.0000757 \cdot (T - 273) + 0.0242)$; % conductivité thermique air sec [W.m-1.°C]

$Pr = C_p \cdot \mu / k_a$;

$Re = \rho \cdot v \cdot D / \mu$;

$Nu = 0.664 \cdot (Re^{0.5}) \cdot (Pr^{(1/3)})$;

$h_4 = k_a \cdot Nu / D$; % (h convection forcée)


```

% coefficient d'échange par rayonnement

% vitre-voute céleste
Fvc=(1+cos(s))/2;
fvc=1/((1/Fvc)+rv/epsv);
hrvc=sigma*fvc*(Tc^2+Tve0(i)^2)*(Tc+Tve0(i));

% le systeme de stockage -vitre interieur
fev=1/((1/epse)+(1/epsv)-1);
hrev=sigma*fev*(Te0(i)^2+Tvi0(i)^2)*(Te0(i)+Tvi0(i));

% Absorbeur -eau
Fne=1;%facteur de forme noir
fne=1/((1/epsn)+(1/epse)-1);
hrne=sigma*fne*(Te0(i)^2+Tn0(i)^2)*(Te0(i)+Tn0(i));

% sol- Absorbeur
fsn=1/((1/epsn)+(1/epss)-1);
hrsn=sigma*fsn*(Tse0(i)^2+Tn0(i)^2)*(Tse0(i)+Tn0(i));

A=(Cv/dt)+hrvc+hcvv+hcdv;
B=(Cv/dt)+hrev+h1+hcdv;
C=ma*Cpa/dx;
D=(Ce/dt)+hrne+hcde+hrev+h2;
E=(Cn/dt)+hrne+hcde+hrsn+h2;
F=(Cs/dt)+hrsn+h4+hcds;

Tve1(i)=((Cv/dt)*Tve+hcdv*Tvi0(i)+hrvc*Tc+hcvv*Ta+A1/2)/A;
Tvi1(i)=((Cv/dt)*Tvi+hcdv*Tve1(i)+h1*Ta10(i)+hrvc*Te0(i)+A1/2)/B;
Ta11(i)=(h1*Tvi1(i)+h2*Te0(i)+(C-h1-h2)*Ta10(i))/C;
Te1(i)=((Ce/dt)*Te+hrne*Tn0(i)+h2*Ta10(i)+hcde*Tn0(i)+hrev*Tvi1(i)+A3)/D;
Tn1(i)=((Cn/dt)*Tn+A3+(hrne+hcde)*Te1(i)+hrsn*Tse0(i)+h3*Ta20(i))/E;
Ta21(i)=(h3*Tn1(i)+h4*Tse0(i)+(C-h3-h4)*Ta20(i))/C;
Tse1(i)=((Cs/dt)*Tse+hcds*Tsi+h4*Ta21(i)+hrsn*Tn1(i))/F;

ecart= [Tve1(i)-Tve0(i)
Tvi1(i)-Tvi0(i)

```

```

Ta11(i)-Ta10(i)
Te1(i)-Te0(i)
Tn1(i)-Tn0(i)
Ta21(i)-Ta20(i)
Tse1(i)-Tse0(i)];
erreur=max(abs(ecart));
Tve0(i)=Tve1(i);
Tvi0(i)=Tvi1(i);
Ta10(i)=Ta11(i);
Te0(i)=Te1(i);
Tn0(i)=Tn1(i);
Ta20(i)=Ta21(i);
Tse0(i)=Tse1(i);

        end

    end

Tve0
Tvi0
Ta10
Te0
Tn0
Ta20
Tse0

%calcul de la puissance électrique produite par la cheminée solaire
Tcol=(Ta10+Ta)/2
deltaT=Tcol-Ta
Vch=((2*g*Hch*deltaT)/Ta)^1/2
Rcol=1.293*273/Tcol
Ncol=(Rcol*Vch*Cpv*deltaT*Sch)/(P*Scol)
Nch=(g*Hch)/(Cpa*Ta)

```

Ntur=0.8

Nt=Ncol*Nch*Ntur;

Pe=(2/3)*Ps*Nt %Puissance utile maximum pour la première formule

Pm=1.2*10^-5*Hch*Scol*P % Puissance pour deuxième formule

%calcul au niveau de la cheminée

% à l'extérieur de la cheminée

gamae=1.235;

R=287.05;% R est le constant de gaz parfait en J/kg.K

z=Hch;

Ze=R*Ta/g;

fprintf('A extérieur de la cheminée,et à z=20m, la temperature,la pression et la densité air sont respectivement:\n')

Taz=Ta*(1-((gamae-1)*z)/(gamae*Ze))

Paz=p*(1-((gamae-1)*z)/(gamae*Ze))^(gamae/(gamae-1))

roaz=roa*(1-((gamae-1)*z)/(gamae*Ze))^(1/(gamae-1))

%à l'intérieur de la cheminée

gamai=1.4005;

Zi=R*Tcol/g;

fprintf('A intérieur de la cheminée,et à z=20m, la temperature,la pression et la densité air sont respectivement:\n')

Tchz=Ta*(1-((gamai-1)*z)/(gamai*Zi))

Pchz=p*(1-((gamai-1)*z)/(gamai*Zi))^(gamai/(gamai-1))

rochz=Rcol*(1-((gamai-1)*z)/(gamai*Zi))^(1/(gamai-1))

% Calcule au niveau de la turbine

fprintf('Au niveau de la turbine la difference de pression total[Pa],vitesse(m/s) en présance du frontement de turbine et la difference de pression due à la turbine sont resp.: \n')

deltaPt=(Rcol-rochz)*g*Hch

deltaPtur=deltaPt-(Rcol*v^2)/2

REFERENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] TAYEBI Tahar, 2010, Processus de convection naturelle laminaire dans une cheminée solaire, Mémoire de Magister en Physique, Université Mentouri Constantine, 65P.
- [2] W. Haaf, 1983, Preliminary Test Results from the Manzanares Pilot Plant, International Journal of Solar Energy, 2, No.2, pp.141–161.
- [3] Morgan LE SELLIN, Christophe RAT, 2006, Etude d’opportunité pour une filière de cheminée solaire à la Réunion, Stage Plateforme Recherche et Développement ARER 2006,109P.
- [4] Yves JANNOT, Mars 2011, Thermique solaire 81P
- [5] M. Denis BONNELLE, 2004, Tour solaire, tour à vaporisation d’eau, et modes de conversion d’énergie renouvelable apparentés : présentation, critiques et suggestions, thèse de Doctorat, Université Claude Bernard- Lyon I- France, 172P
- [6] Mircea Sofonea, François Gombert, Frédéric Joffre, Jean-Louis Bosio Matthieu Henric , Antony Hervy, Adrien Cossec,2007-2008, Une tour solaire à vent artificiel, Olympiade National de la Physique, Lycée François Arago de Perpignan, France, 31P.
- [7] De l’électricité verte pour un million de ruraux à Madagascar p.13-22.
- [8] L’électricité à Madagascar : fiche synthèse Janvier 2007.
- [9] Richard Antony Hedderwick, 2000, performance evaluation of a SOLAR CHEMINEY Power Plant, 128P.
- [10] J.A DUFFIE et W.A BECKMAN, 1980, solar energy thermal of process, John Wiley & Son Inc,New York.
- [11] ANTHONY JOHN GANNON, 2002, SOLAR CHEMINEY TURBINE PERFORMANCE, Doctor of Philosophy at the University of Stellenbosch, 243P.
- [12] RASOANAIVO Jean Luc, 2004, Expérimentation et étude théorique d’un séchoir solaire pour fruit et légumes », Mémoire de DEA en énergétique.
- [13] DERIVE, Claude (2007). *Situation mondiale de l’énergie*, Association française pour l’Hydrogène et les piles à combustible, Mémento de l’hydrogène, Fiche 2.1, 28 Rue Saint Dominique 75007 Paris, PARIS 5P.
- [14] « Contexte générale de l’électrification rurale à Madagascar », Gret 2006

- [15] RAKOTOMANANA Dina Arisoa, 2008, EVALUATION DE L'ENERGIE SOLAIRE RECUS PAR UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN A MADA GASCAR, Mémoire d'Ingénieur Génie Industrielle, ESPA, Université de Madagascar ,75P
- [16] Pablo González Gascón y Marín, Guillermo Gómez et Fontecha Ole Geisen, 2011, LES TOURS SOLAIRES : DEUX APPROCHES POUR UTILISER L'ENERGIE SOLAIRE, 17P
- [17] Notions complémentaires sur les transferts de chaleur, chapitre 8

WEBOGRAPHIQUES :

- [18] <http://www.gtz.de/fr/dokumente/fr-madagascar-projet-perer.pdf> (03-07-2011)
- [19] <http://www.franetzki.eu/solar-thermal-power.html> (06-07-2011)
- [20] <http://www.enviromission.com.au> (21-07-2011)
- [21] http://www.iset.uni-kassel.de/abt/w3-w/projekte/new_et-brochure_zaslavsky.pdf (21-07-2011)
- [22] <http://www.vortexengine.ca/index.html> (21-07-2011)
- [23] <http://www.ingenieriacampo3.com/> (22-07-2011)
- [24] <http://www.structurae.de> (22-07-2011)
- [25] [http://www.afh2.org/uploads/memento/fiche 2.1 révisée.pdf](http://www.afh2.org/uploads/memento/fiche_2.1_révisée.pdf) (Réf. du 20 février 2007)

TITRE : PRODUCTION D'ELECTRICITE PAR UNE CHEMINEE SOLAIRE

RESUME

La consommation des énergies non renouvelables est prédominante, la demande mondiale en énergie augmente. Les réserves en énergies primaires diminuent. A Madagascar, la situation est alarmante. Il faut chercher des sources d'électricité durables. Les centrales électriques à cheminée solaire en sont. Le principe vient d'Allemagne : un collecteur reçoit de l'air qui est chauffé par l'énergie solaire, passe dans une turbine, qui va actionner un générateur électrique, et aspiré par une cheminée pour créer un courant d'air ascendant. En partant avec ce principe très simple, le modèle d'une cheminée solaire proposé dans ce travail donne des résultats cohérents avec les données du prototype de Manzanares et à celle des résultats d'études et travaux déjà réalisés sur ce domaine. Ainsi, dans le cadre de la recherche et développement, on a proposé un dimensionnement d'une cheminée solaire qui est plus simple à réaliser, pour utiliser à la prochaine étape de la recherche.

Mots-clés : Energies renouvelables, Energie Solaire, Production d'électricité, Cheminée solaire, Tour solaire, Convection naturelle.

ABSTRACT

The non renewable energy consumption is predominant, the world demands in energy increases. Reserves in energy primaries decrease. To Madagascar, the situation is alarming. It is necessary to look for sources of electricity lasting. Powerhouses to solar chimney in are. The principle comes from Germany: a collector receives air that is heated by the solar energy, pass in a turbine that is going to manipulate an electric, and aspirate generator by a chimney to create an ascending air current. While leaving with him self very simple principle, the model of a solar chimney proposed in this work gives results coherent with data of the prototype of Manzanares and to the one of study results and works already achieved on this domain. Thus, in the centers research and development, one proposed a dimensionment of a solar chimney that is simpler to achieve, to use to the next stage of research.

Key words: Renewable Energy, Solar Energy, Electricity Production, Solar Chimney, solar Tower, Natural Convection.

Encadrant :

Monsieur RAKOTOMALALA Minoson

Professeur Titulaire

Impétrant :

RAMANATSANDRATANA Barison James

Tel : 033 06 066 65/ 034 68 906 06

E-mail : rbarisonjames@yahoo.com