



**Le deuxième Séminaire International
sur le Génie Climatique et l'Energétique
09-10-11 Novembre 2015
à l'Université DES FRÈRES MENTOURI
Salle des conférences 500 places TIJANI Heddam**

Comité d'honneur

Pr. ABDEL HAMID DJEKOUNE

Recteur de l'université frères Mentouri Constantine

Pr. SAÏD.CHEKROUD

*Vice recteur de la post-graduation et de la recherche
scientifique*

Comité d'organisation

Président:

Pr. ZID SAID

Directeur de laboratoire LGCC

Membres:

BACHKHAZNADJI Abdeldjebbar
BELHAMRI Azeddine
CHOUGUI Med Lamine
GOMRI Rabah
MAHRI Zinelabiddine

Comité Scientifique

Présidents:

Pr. BELHAMRI Azeddine
Pr. GLOUANNEC Patrick

**LGCC, Algérie
Lorient, France**

Membres:

KACIMI Abbes
BACHTARZI Abdelmalik
BENALI Marzouk
BENSAFI Ahmed
CHAKER Abba
CHIKOUCHE A.
BELKACEM Draoui
BONTEMPS André
BOUHDJAR Amor
CHAFI Fatima Zohra
CHAOUKI Jamal
GOMRI Rabah
LEONARD Angélique
MAHRI Zinelabiddine
MARIR Mimia
MAREF.W
KAABI Abdenacer
ROUABAH Mohamed Salah
YOUNSI Ramdane
ZID Said
BACHKHAZNADJI.A
BEJI Hassen
YOUCEF-ALI Sabri
LOULOU Tahar

**Sofrigam, France
Constantine, Algérie
Varenes, Québec, Canada
CETIAT, Villeurbanne, France
Constantine, Algérie
ESDAT/UDES/ALGER
Bechar, Algérie
Grenoble, France
CDER, Algérie
Constantine, Algérie
Montréal, Québec, Canada
LGCC, Algérie
Liège, Belgique
LGCC, Algérie
Constantine, Algérie
CNRC Ottawa Canada
Constantine, Algérie
LGCC, Algérie
Chicoutimi, Québec, Canada
LGCC, Algérie
LGCC, Algérie
Université Picardie France
SNC Algérie
Lorient, France**



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et la Recherche Scientifique
UNIVERSITÉ FRÈRES MENTOURI CONSTANTINE
FACULTÉ DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE CLIMATIQUE
LABORATOIRE DE GÉNIE CLIMATIQUE
CONSTANTINE



**Le deuxième Séminaire International
sur le Génie Climatique et l'Energétique
09-10-11 Novembre 2015
à l'Université DES FRÈRES MENTOURI
Salle des conférences 500 places TIJANI Heddam**

PROGRAMME

Journée du Lundi 09 Novembre 2015

Salle des conférences 500 places TIJANI Heddam

8H00-9H00	ACCUEIL, Orientation et Inscription
9H00-9H45	Cérémonie d'ouverture du SIGCLE'2015 présentée par : Mr Le Recteur de l'université frères Mentouri : Pr DJEKOUN ABDELHAMID Mr Le Vice recteur de la post-graduation : Pr. SAÏD.CHEKROUD Mr Le Président du comité organisateur: Pr SAÏD ZID : Directeur du laboratoire du génie climatique Mr Le Président du comité scientifique : Pr AZZEDINE BELHAMRI Mr le vice président du comité scientifique : Pr PATRICK GLOUANNEC : Université de Bretagne sud (LIMATB) Lorient France
Conférences Plénières	
09H45-10H00	Mme Behloul Chafika, Mme Noual Nadjwa <i>CREG (Commission de régulation électricité et gaz)</i> <i>Thème : Le programme national de développement des énergies renouvelables et les mesures d'encouragement</i>
10H00-10H30	Pause café
10H30-11H00	Pr. A. BONTEMPS <i>Université Joseph Fourier Grenoble France</i> <i>Thème : Techniques actives d'intensification des échanges thermiques</i>
11H00-11H30	Dr. S. BRESIN <i>DG de la société CONDIAIR France</i> <i>Thème : Performances des salles blanches</i>
11H30-12H00	Pr A. BOUHDJAR <i>Directeur de Recherche, CDER, Algérie</i> <i>Thème : Energies renouvelables</i>
12H00-12H30	Dr M. BOUMAOUR <i>Directeur de Recherche, CRTSE</i> <i>Thème : Prospective sur les défis de développement des filières PV à l'horizon 2025</i>
12H30-14H00	Déjeuner

PROGRAMME

Journée du Lundi 09 Novembre 2015

Salle des conférences 500 places TIJANI Heddam

Systemes Energétiques

A. KACIMI

14H30-14H50 **Ismail BOUTELBA, Patrick GLOUANNEC, Said ZID, Sabri YUCEF-ALI**
France
Etude expérimentale et numérique du séchage convectif des tranches de pomme de terre

14H50-15H10 **Hakim NESREDDINE, Jonathan BOUCHARD**
Canada
Déshumidification par dessiccation à régénération electro-osmotique

15H10-15H30 **Lazhar MEROUANI, Azeddine BELHAMRI**
Algérie
Modélisation bidimensionnelle des échanges thermiques diphasiques dans un condenseur

15H30-15H50 **Hayet KHAB, Abia CHAKER**
Algérie
Simulation numérique d'élévation de température au sein de cylindre pendant le ravitaillement d'un réservoir du véhicule

15H50-16H10 **Pause café**

Thermique du bâtiment

R. Gomri

16H10-16H30 **Nora GUELIANE, Karima HADDOUCHE**
France
Revisiter un héritage millénaire : performances énergétiques de l'habitat traditionnel mozabite

16H30-16H50 **Hayet. KHAB, Abia. CHAKER**
Algérie
Experimental study of the behaviour of hygrothermal building material

16H50-17H10 **Loubna KAHLERRAS, Azeddine BELHAMRI, Laurent FRAIKIN, Angélique LEONARD**
Belgique, Algérie
Etude de la microstructure du mortier de ciment à travers les courbes de sorption

17H10-17H50 **Meriem SEGUINI, Lyesse LALOU, Djamel NEDJAR**
Algérie
Analyse numérique du comportement thermique d'un pieu enterré

PROGRAMME

Journée du Mardi 10 Novembre 2015

Salle des conférences 500 places TIJANI Heddami

Plénières	
08H50-09H20	Dr. A. KACIMI <i>Directeur Expertise Chaîne du Froid société SOFRIGAM France</i> <i>Thème : Transport sous température dirigée - Solutions et Perspectives</i>
09H20-09H40	Pr. A. CHIKOUCHE <i>UDES / CDER, Bou Ismail, Algérie</i> <i>Thème : Froid et climatisation solaire : enjeux et perspectives</i>
Energies Renouvelables et Développement Durable A. Kaabi	
09H40-10H00	Brihmat abdeldjabar, Rebhi Mebrouk, Bouali Abdelhamid , Mebarki Brahim <i>Algérie</i> <i>Etude de l'effet de l'angle de soufflage d'air sur le temps de refroidissement d'un local à climatiser</i>
10H00-10H15	Ouahid Halloufi, Abdenacer KAABI, Md Lamine chougui <i>Algérie</i> <i>Modélisation sous trnsys d'une maison à haute</i>
10H15-10H30	M.Debbache, A.Takilalte, O.Mahfoud, H.Karoua, S.Bouaichaoui, M.Laissaoui, A.Hamidat <i>Algérie</i> <i>Mathematical modeling of an azimuthal-elevation of small scale heliostat</i>
10H30-10H50	Mohammed LAISSAOUI, Ammar BOUHALASSA, Messaoud HAZMOUN, Sabrina LECHEHAB <i>Algérie</i> <i>Simulation d'une tour solaire a concentration par sam</i>
10H50-11H00	Pause café
Systèmes Energétiques A. BONTEMPS	
11H00-11H20	Wahiba Kabi, Abdellatif Naceri, Abdessamad Horch, Djameleddine Ghouraf <i>Algérie</i> <i>Modélisation et simulation d'un système électro-énergétique avec stabilisateurs robustes</i>
11H20-11H40	MED lamine CHOUGUI, Said ZID <i>Algérie</i> <i>Thermodynamic comparison of (GAX) absorption cycle and single effect absorption refrigeration system for hot regions</i>
11H40-12H00	Gacem Nadhir, Mokhtari Abderrahmane <i>Algérie</i> <i>Cooling with Underground Tank System</i>
12H00-12H20	Brahim MEBARKI, Belkacem DRAOUI, Rachid TAIBI, Boumediene ALLAOUA <i>Algérie</i> <i>Étude de l'influence du système de climatisation sur les performances d'un véhicule électrique hybride</i>
12H30-14H00	Déjeuner

PROGRAMME

Journée du Mardi 10 Novembre 2015

Salle des conférences 500 places TIJANI Heddami

Energies Renouvelables et Développement Durable

Pr. A. BOUHDJAR

14H30-14H50

Mohamed Yacine NASRI, Azeddine BELHAMRI

Algérie

Étude comparative théorique et expérimentale d'un capteur solaire à air à simple vitrage destiné à un séchoir dans la région de Constantine

14H50-15H10

Mokhtar GHODBANE, Boussad BOUMEDDANE, Soulef LARGOT, Houda BERKANE

Algérie

Modélisation mathématique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique en site de guemar, wilaya d'El oued, Algérie

15H10-15H30

Salah Marih, Leila Ghomri

Algérie

Etude de faisabilité d'un parc éolien offshore sur la baie d'Arzew

15H30-15H50

Laissaoui M, Touil A, Nehari D

Algérie

Étude et simulation des centrales héliothermique à concentration CSP

15H50-16H10

Abderachid TRAD

Algérie

Effect of climatic, operational and design parameters on the performance of a passive solar still

16H10-16H20

N. KERROUMI, B. TOUATI, B.MEBARKI

Algérie

Stockage thermique de l'énergie solaire par chaleur latente: les matériaux à changement de phase (MCP)

16H20-16H40

Pause café

Thermique du bâtiment

A. Chaker

16H40-17H00

K. Bensmaili, M. Merzouk

Algérie

Maintien des conditions de confort en milieu semi-aride à l'aide d'une toiture rayonnante

17H00-17H20

Mohammed BENBELHOUT, Mabrouk BENBRIKA

Algérie

Étude de la cristallisation de plaques contenant un matériau à changement de phase (MCP) installées dans une chambre froide

17H20-17H40

Mohammed HASNAT, El Hadj BENACHOUR, Belkacem DRAOUI, Lakhdar Rahmani, Khadidja ASNOUNE, Brahim MEBARKI

Algérie

Étude de l'influence de la conception d'un espace tampon sous la forme d'une véranda vitrée sur le confort thermique

17H40-18H00

Nasreddine SAKHRI, Belkacem DRAOUI

Algérie

Comparaison entre deux modes de ventilation naturelle Ventilation transversale et ventilation par tour à vent dans les régions arides (cas de la ville de Béchar)

18H00-18H20

El Hadj BENACHOUR, Belkacem DRAOUI, Mohamed HASNAT, Khadidja ASNOUNE, Brahim MEBARKI, Lakhdar Rahmani

Algérie

Effet du type des matériaux de construction des murs sur la Convection dans les Bâtiments

PROGRAMME

Journée du Mercredi 11 Novembre 2015

Salle des conférences 500 places TIJANI Heddam

Systèmes Energétiques

Z. Mahri, S. ZID

09H20-09H40	Mohammed BOUCHIBA, Brahim MEBARKI, Rachid TAIBI, Belkacem DRAOUI, Mohamed Salah BENNOUI <i>Algérie</i> <i>Performance d'une installation de climatisation fonctionnant selon le cycle à absorption aux zones arides : cas de BECHAR</i>
09H40-10H00	Tarek KHOUALDI, Mohamed Esalah ROUABEH, Mohamed BOURAOUI <i>Algérie</i> <i>Contribution à l'étude thermo-aéroluque d'un espace d'habitation munie d'un système de climatisation</i>
10H00-10H20	ZID Said, BENNOUI Mohamed Salah <i>Algérie</i> <i>Simulation d'un système de rafraîchissement solaire par dessiccation sous un climat aride</i>
10H20-10H40	Nabila DJADI, Wahiba KAABAR <i>Algérie</i> <i>Computational study of flow and radiation fields in UV photoreactor for water treatment</i>
10H40-10H50	Pause café

Energies Renouvelables et Développement Durable

M. Marir

10H50-11H10	Chabounia Messaoud, Kaabi Abdennacer <i>Algérie</i> <i>L'évaluation de la performance d'un capteur solaire hybride (Photovoltaïque/Thermique) à eau sous le climat algérien</i>
11H10-11H30	Mezoued Mohammed Amin, Kaabi Abdennacer, Chabounia Messaoud <i>Algérie</i> <i>Analyse exergétique d'un capteur solaire hybride (Photovoltaïque/Thermique) à double circulation d'eau</i>
11H30-11H50	Abdelkader LABBI, Ammar MOKHNACHE <i>Algérie</i> <i>Détection de l'aérosol désertique sur la région de l'Afrique du nord</i>
11H50-12H10	Lyes MAIFI, Tahar KERBACHE, Ouided HIOUAL <i>Algérie</i> <i>Effect of the exchanger channel width on the efficiency of TH /PV sensor</i>
12H30-14H00	Déjeuner

PROGRAMME

Journée du Mercredi 11 Novembre 2015

Salle des conférences 500 places TIJANI Heddami

Thermique du bâtiment

A. Belhamri

14H30-14H50

Ali CHIKHI, Azeddine BELHAMRI, Patrick GLOUANNEC, Jean COSTA

Algérie

Caractérisation thermophysique des matériaux de construction

14H50-15H10

Mohamed BOURAOU, Catalin POPA, Guillaume POLIDORI, Mohamed Salah ,ROUABAH

Algérie

Simulation numérique d'un écoulement double-peau avec ventilation secondaire sur une paroi adiabatique

15H10-15H30

Karima HADDOUCHE, Nora GUELIANE, Ammar SEGUENI

Algérie

Mur rideau ou façade intelligente ? quelle concept pour un bloc administratif a l'université de Souk Ahras ?

15H30-15H50

CHIKOUCHE A

Algérie

Froid et climatisation solaire : enjeux et perspectives

15H50-16H50

Débat et Clôture

Avant Propos

En tant que directeur de laboratoire de génie climatique, j'avais pour devoir d'organiser, avec l'accord du conseil du laboratoire, la deuxième édition du SIGCLE.

Cette édition SIGCLE 2015 confirme le séminaire dans sa vocation à promouvoir la recherche scientifique fondamentale et appliquée dans les axes suivants :

- a) Thermique du bâtiment
- b) Systèmes énergétiques
- c) Energies renouvelables et développement durable

Les objectifs affichés, lors de la précédente édition de ce séminaire sont maintenus.

Cependant pour le présent de nombreuses recherches font état des applications des Energies renouvelables et du développement durable.

En effet, le contexte économique et environnemental des dernières décennies, impose des réflexions et des travaux de recherche pour limiter la consommation des systèmes actifs « conventionnels » systèmes utilisant aujourd'hui des Energies de « STOCK » le pétrole et le GAZ, tout en recherchant des sources Energétiques nouvelles, en particulier Renouvelables, intégrées dans l'habitat et le tertiaire (premier poste de consommation Energétique en Algérie, 45%).

Au vu de la qualité scientifique des communications au nombre de 45, qui seront présentées, la majorité des objectifs seront atteints.

En plus des séances plénières, au cours des quelles ont été présentées des conférences orales sur :

- Le programme national de développement des Energies renouvelables et les mesures d'encouragement en Algérie. (Mme BEHLOUL Chafika et Mme NOUAL Nedjwa).
CREG (Commission de Régulation Electricité et Gaz) Alger.
- Les techniques actives d'intensification des échanges thermiques. (Pr A. BONTEMPS, université Grenoble France).
- Les Energies renouvelables (Pr A. BOUHDJAR) CDER Alger.
- Prospectives sur les défis de développement des filières (PV) à l'horizon 2025 Algérie. (Dr Messaoud BOUMAOUR CRTSE/DDCS Alger).
- Performance des salles blanches (Dr Serge. BRESIN) DG société CONDIAIR France.
- Le transport sous température dirigée-solutions et perspectives (Abbes.KACIMI) Directeur société SOFRIGAM France.

Parmi ces objectifs la participation des Doctorants, Master et Etudiants de cycle supérieure a été confortée lors de cette édition.

Nous tenons à remercier M Le Recteur de l'université des frères Mentouri (Pr. ABDELHAMID. DJEKOUN), qui a aidé ce séminaire en l'assistant financièrement.

Nous remercions également Monsieur Le Vice-Recteur de la PGRS (Pr SAÏD CHEKROUD), pour l'aide apportée.

Je voudrai en mon nom et celui des membres de laboratoire, des enseignants et doctorants du Génie Climatique, leur exprimer mes très sincères remerciements pour cette aide, qui a été le seul soutien financier.

A tous nos responsables un grand merci pour leur soutien.

Je souhaite à tous nos invités et à l'ensemble des participant(e)s la bienvenue et un agréable séjour à Constantine, Capitale de la culture Arabe.

Votre présence contribue à faire de cette manifestation scientifique de l'université des frères Mentouri de Constantine et du Laboratoire Génie Climatique, un succès.

Pr SAÏD ZID

Président du Comité d'Organisation du SIGCLE'2015

9, 10 et 11 Novembre 2015 Constantine, Algérie

Le Mot du Président du Comité Scientifique du SIGCLE'2015

Le SIGCLE'2015 est le deuxième Séminaire International sur le Génie Climatique et l'Energétique, organisé par le Laboratoire de Génie Climatique de Constantine. Cette rencontre aspire à devenir une tradition scientifique utile, dont les principaux objectifs sont :

- de faire le point sur l'état d'avancement de la recherche dans ces domaines.
- de permettre aux chercheurs, de présenter leurs travaux, d'échanger leur expérience et de créer le cadre pour tisser des liens de coopération.
- de contribuer à la diffusion et à l'application des travaux de recherche.
- de jeter les ponts entre les industriels et la communauté universitaire pour valoriser les résultats des recherches.

Pour ce séminaire, plus de 140 résumés de travaux de recherche ont été préalablement, soumis au séminaire, dont la pertinence des sujets traités et la qualité scientifique, étaient certainement très appréciables.

Néanmoins, se conformant aux axes prédéfinis pour le SIGCLE'2015 et aux exigences requises, le comité scientifique du SIGCLE'2015 n'a pu retenir que le tiers de ces propositions.

Le président du comité scientifique tient à remercier l'ensemble des participants et des auteurs, qui ont fait des soumissions pour ce séminaire, sans oublier bien sûr, les membres du comité scientifique pour leur travail remarquablement accompli et leurs évaluations objectives.

Pr. BELHAMRI Azeddine

Le Président du Comité Scientifique du SIGCLE'2015

THEMES DU SEMINAIRE

1- Thermique du bâtiment :

- Efficacité énergétique et Performance des Systèmes
- Matériaux de Construction
- Bioclimatique
- Modélisation et simulation

2- Systèmes Energétiques :

- Froid, Climatisation et Chauffage
- Thermique Industrielle
- Applications au Bâtiment et à l'Agriculture

3- Energies Renouvelables et Développement Durable :

- Energie Solaire
- Energie Eolienne
- Installations Hybrides
- Environnement

Sommaire

Thème I : Energies Renouvelables et Développement Durable	Page
Détection de l'aérosol désertique sur la région de l'Afrique du nord <i>Abdelkader LABBI, Ammar MOKHNACHE</i>	17
Analyse exergetique d'un capteur solaire hybride (Photovoltaïque/Thermique) à double circulation d'eau <i>Mezoued Mohammed Amin, Kaabi Abdennacer, Chabounia Messaoud</i>	21
L'évaluation de la performance d'un capteur solaire hybride (Photovoltaïque/Thermique) à eau sous le climat Algérien <i>Chabounia Messaoud, Kaabi Abdennacer</i>	26
Stockage thermique de l'énergie solaire par chaleur latente : les matériaux à changement de phase (MCP) <i>N. KERROUMI, B. TOUATI, B.MEBARKI</i>	30
Effect of climatic, operational and design parameters on the performance of a passive solar still <i>Abderachid TRAD</i>	36
Thermodynamic analysis of combined csp-med desalination in algeria <i>M.LAISSAOUI, A.BOUHALLASSA, M.HAZMOUN, S.LECHEHAB</i>	42
Étude de faisabilité d'un parc éolien offshore sur la baie d'Arzew <i>Salah Marih, Leila Ghomri</i>	49
Modélisation mathématique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique en site de guemar, wilaya d'El Oued, Algérie <i>Mokhtar GHODBANE, Boussad BOUMEDDANE, Soulef LARGOT, Houda BERKANE</i>	55
Simulation d'une tour solaire a concentration par SAM <i>Mohammed LAISSAOUI, Ammar BOUHALASSA, Messaoud HAZMOUN, Sabrina LECHEHAB</i>	62
Mathematical modeling of an azimuthal-elevation tracking system of small scale heliostat <i>M.Debbahe, A.Takilalte, O.Mahfoud, H.Karoua, S.Bouaichaoui, M.Laissaoui, A.Hamidat</i>	67
Modélisation sous TRNSYS d'une maison à haute performance Energétique par l'utilisation de l'énergie solaire (climat Algérien) <i>Ouahid Halloufi, Abdenacer KAABI, Md Lamine chougui</i>	73
Étude comparative théorique et expérimentale d'un capteur solaire à air à simple vitrage destiné à un séchoir dans la région de Constantine <i>Mohamed Yacine NASRI, Azeddine BELHAMRI</i>	79
Effect of the exchanger channel width on the efficiency of TH /PV sensor <i>Lyes MAIFI, Tahar KERBACHE, Ouided HIOUAL</i>	84

Sommaire

Thème II : Systèmes Energétiques	Page
Étude de l'effet de l'angle de soufflage d'air sur le temps de refroidissement d'un local à climatiser <i>Brihmat abdeldjabar, Rebhi Mebrouk, Bouali Abdelhamid, Mebarki Brahim</i>	91
Performance d'une installation de climatisation fonctionnant selon le cycle à absorption aux zones arides : cas de Bechar <i>Mohammed BOUCHIBA, Brahim MEBARKI, Rachid TAIBI, Belkacem DRAOUI, Mohamed Salah BENNOUI</i>	96
Étude de l'influence du système de climatisation sur les performances d'un véhicule électrique hybride <i>Brahim MEBARKI, Belkacem DRAOUI, Rachid TAIBI, Boumediene ALLAOUA</i>	102
Cooling with Underground Tank System <i>Gacem Nadhir, Mokhtari Abderrahmane</i>	109
Déshumidification par dessiccation à régénération électro-osmotique <i>Hakim NESREDDINE, Jonathan BOUCHARD</i>	114
Thermodynamic comparison of (GAX) absorption cycle and single effect absorption refrigeration system for hot regions <i>MED Lamine CHOUGUI, Said ZID</i>	120
Modélisation et simulation d'un système électro -énergétique avec stabilisateurs robustes <i>Wahiba Kabi, Abdellatif Naceri, Abdessamad Horch, Djameledine Ghouraf</i>	126
Simulation numérique d'élévation de température au sein de cylindre pendant le ravitaillement d'un réservoir du véhicule <i>Hayet KHAB, Abba CHAKER</i>	132
Etude expérimentale et numérique du séchage convectif des tranches de pomme de terre <i>Ismail BOUTELBA, Patrick GLOUANNEC, Said ZID, Sabri YUCEF-ALI</i>	136
Modélisation bidimensionnelle des échanges thermiques diphasiques dans un condenseur <i>Lazhar MEROUANI, Azeddine BELHAMRI</i>	144
Simulation d'un système de rafraîchissement solaire par dessiccation sous un climat aride <i>ZID Said, BENNOUI Mohamed Salah</i>	150
Contribution à l'étude thermo-aéraulique d'un espace d'habitation munie d'un système de climatisation <i>Tarek KHOUALDI, Mohamed Esalah ROUABEH, Mohamed BOURAOU</i>	154
Computational study of flow and radiation fields in UV photoreactor for water treatment <i>Nabila DJADI, Wahiba KAABAR</i>	160
Froid et climatisation solaire : enjeux et perspectives <i>CHIKOUCHE A, CHEKIROU W</i>	165

Sommaire

Thème III : Thermique du bâtiment		Page
Caractérisation thermophysique des matériaux de construction <i>Ali CHIKHI, Azeddine BELHAMRI, Patrick GLOUANNEC, Jean COSTA</i>		173
Effet du type des matériaux de construction des murs sur la convection dans les bâtiments <i>El Hadj BENACHOUR, Belkacem DRAOUI, Mohamed HASNAT, Khadidja ASNOUNE, Brahim MEBARKI, Lakhdar Rahmani</i>		178
Comparaison entre deux modes de ventilation naturelle : ventilation transversale et ventilation par tour à vent dans les régions arides (cas de la ville de Béchar) <i>Nasreddine SAKHRI, Belkacem DRAOUI</i>		184
Étude de l'influence de la conception d'un espace tampon sous la forme d'une véranda vitrée sur le confort thermique <i>Mohammed HASNAT, El Hadj BENACHOUR, Belkacem DRAOUI, Lakhdar Rahmani, Khadidja ASNOUNE, Brahim MEBARKI</i>		190
Étude de la cristallisation de plaques contenant un matériau à changement de phase (MCP) installées dans une chambre froide <i>Mohammed BENBELHOUT, Mabrouk BENBRIKA</i>		196
Maintien des conditions de confort en milieu semi-aride à l'aide d'une toiture rayonnante <i>K. Bensmaili, M. Merzouk</i>		202
Revisiter un héritage millénaire : performances Energétiques de l'habitat traditionnel mozabite <i>Nora GUELLANE, Karima HADDOUCHE</i>		210
Analyse numérique du comportement thermique d'un pieu enterré <i>Meriem SEGUINI, Lyesse LALOUI, Djamel NEDJAR</i>		217
Étude de la microstructure du mortier de ciment à travers les courbes de sorption <i>Loubna KAHLERRAS, Azeddine BELHAMRI, Laurent FRAIKIN, Angélique LEONARD</i>		224
Experimental study of the behavior of hygrothermal building material <i>Hayet. KHAB, Abba. CHAKER</i>		230
Simulation numérique d'un écoulement double-peau avec ventilation secondaire sur une paroi adiabatique <i>Mohamed BOURAOU, Catalin POPA, Guillaume POLIDORI, Mohamed Salah ROUABAH</i>		234
Mur rideau ou façade intelligente ? Quelle concept pour un bloc administratif à l'université de Souk Ahras ? <i>Karima HADDOUCHE, Nora GUELLANE, Ammar SEGUENI</i>		239
Prospective sur les défis de développement des filières photovoltaïques à l'horizon 2025 <i>M. BOUMAOUR</i>		243

**Énergies Renouvelables
et
Développement Durable**

Abdelkader LABBI*^{1,2}**Ammar MOKHNACHE¹**¹ Département de physique,
Faculté des sciences exactes,
Université d'El Oued, 39000 El
Oued, Algérie.² Département de physique,
Faculté des sciences exactes,
Université de Constantine 1,
25017 Constantine, Algérie.*** Auteur correspondant**
(labbiabdelkader@yahoo.fr)

DETECTION DE L'AEROSOL DESERTIQUE SUR LA REGION DE L'AFRIQUE DU NORD

Résumé : Les aérosols présents dans l'atmosphère ont une influence directe sur les gisements solaires et sur le climat. Dans ce travail, nous avons d'une part étudié l'effet des divers types d'aérosol sur la transmittance atmosphérique dans le domaine infrarouge thermique où nous avons constaté que le grand effet est dû à l'aérosol désertique par rapport les autres types (rural, marin et urbain). D'autre part, nous avons présenté des résultats préliminaires concerne la détection de l'aérosol désertique sur la région de l'Afrique du Nord en utilisant les observations de Météosat Second Génération (MSG-1). Dans ce cadre, la méthode BTM (différence de température de brillance) a été utilisée.

Mots clés : aérosol désertique, méthode BTM, MSG-1, température de brillance

Nomenclature

BTM différence de température de brillance, K T_1 température de brillance du canal IR10.8, K T_2 température de brillance du canal IR12, K v vitesse de vent, m/s vis visibilité, km

Lettres grecques

 θ angle de vue, ($^\circ$)

Indices / Exposants

1 canal IR10.8 de MSG-1

2 canal IR12 de MSG-1

1. Introduction

L'aérosol désertique joue un rôle très important sur le bilan radiatif de la terre à cause de leur capacité à atténuer le rayonnement solaire reçu par la surface de la terre [1]. La présence de l'aérosol désertique dans l'atmosphère modifie aussi le signal reçu par le satellite dans infrarouge thermique. Plusieurs techniques permettent de détecter l'aérosol au dessus des surfaces désertiques à partir des données satellitaires ont été développées pour un large domaine de longueurs d'onde allant de l'ultraviolet à l'infrarouge thermique [2-6].

La surface de la terre joue un rôle comme une source du rayonnement infrarouge thermique qui peut être exploité dans le domaine de la télédétection pour l'estimation de la température de surface et autres grandeurs [7]. Le radiomètre SEVIRI embarqué à bord du satellite Météosat de seconde génération (MSG-1) permet de mesurer le rayonnement électromagnétique dans douze canaux spectraux différents: deux canaux visible, deux canaux vapeur d'eau, sept canaux infrarouge et un canal visible dénommé HRV [7]. Dans ce travail, on utilise seulement les

deux canaux infrarouge thermique IR10.8 et IR12.

L'infrarouge thermique est un domaine spectral où la détection de l'aérosol désertique est particulièrement efficace [2]. Dans ce cadre, on présente dans ce travail une méthode permet de détecter l'aérosol désertique à partir des observations dans l'infrarouge thermique issues de MSG-1.

2. Méthodologie

Les différences de température de brillance dans l'infrarouge thermique sont souvent utilisées pour détecter les aérosols. La différence de température de brillance (BTM) est une méthode couramment utilisée pour la détection des nuages de poussière [3]. La base de la méthode BTM c'est que l'effet de l'aérosol désertique dans le canal infrarouge IR10.8 est plus grand que dans le canal IR12. Donc, on obtient des valeurs négatives de BTM qui indiquent la présence de l'aérosol désertique. Cette méthode est appliquée pour une atmosphère non nuageuse. Selon la méthode BTM, nous avons empiriquement

appliqué les seuils de détection de poussière pour les images MSG-1 comme suivante :

$$\begin{aligned} \text{BTD} &= T_1 - T_2 \\ -3.25 &\leq \text{BTD} \leq -0.5 \\ T_1 &\geq 285 \text{ K} \end{aligned}$$

Lors de l'utilisation de cette méthode, Baddock et al. [8], recommandent qu'il devrait y avoir une bonne compréhension de la minéralogie de l'aérosol et aussi de comprendre comment et pourquoi les caractéristiques de surface du sol peuvent varier.

3. Résultats

3.1 Effet de l'aérosol désertique sur la transmittance dans l'infrarouge thermique

Afin d'étudier l'effet de l'aérosol sur la transmittance atmosphérique dans l'infrarouge thermique nous avons utilisé le code Modtran3.5 (en mode Lowtran7). Dans la figure 1 nous avons représenté la variation de la transmittance calculée avec divers types d'aérosol (rural, marin, urbain et désertique) dans la fenêtre 9.8 -11.8 μm (le canal IR10.8 du radiomètre SEVIRI). Cette figure montre que la transmittance due à l'aérosol augmente avec la visibilité, ceci est dû à la diminution de l'épaisseur optique. Il apparaît nettement dans la même figure que la transmittance dépend du type de l'aérosol, il apparaît que l'effet de l'aérosol désertique est le plus grande.

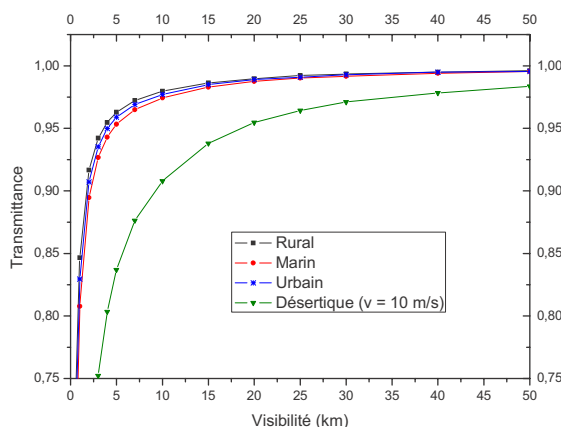


Figure 1 : La transmittance de l'aérosol calculée avec divers types d'aérosol (rural, marin, urbain et désertique) dans la fenêtre 9.8 -11.8 μm (le canal IR10.8 du radiomètre SEVIRI), les calculs sont réalisés pour une visée au nadir

Dans la figure 2 nous avons représenté la variation de la transmittance de l'aérosol désertique ($v = 10 \text{ m/s}$) pour divers angles de visée (0, 15, 30 et 45°) dans la fenêtre 9.8 -11.8 μm (le canal IR10.8 du radiomètre SEVIRI). Ces figures montrent que la transmittance de l'aérosol augmente avec la visibilité, ceci est dû à la diminution de l'épaisseur optique. On remarque clairement dans la même figure que la transmittance de l'aérosol dépend de l'angle de visée, elle est démunie avec l'accroissement de l'angle de visée, ceci est dû à l'accroissement de l'épaisseur optique de l'aérosol. Dans la figure 3 nous avons représenté la variation de la transmittance de l'aérosol désertique pour divers valeurs de la vitesse du vent (0, 5, 10, 15 et 20 m/s) dans la fenêtre 9.8 -11.8 μm (le canal IR10.8 du radiomètre SEVIRI). Cette figure montre aussi que la transmittance de l'aérosol désertique augmente avec à l'accroissement de la visibilité. Il apparaît nettement dans la même figure que la transmittance de l'aérosol désertique dépend de la vitesse du vent, elle est démunie si la vitesse du vent augmente, ceci est dû à l'accroissement de l'épaisseur optique de l'aérosol désertique.

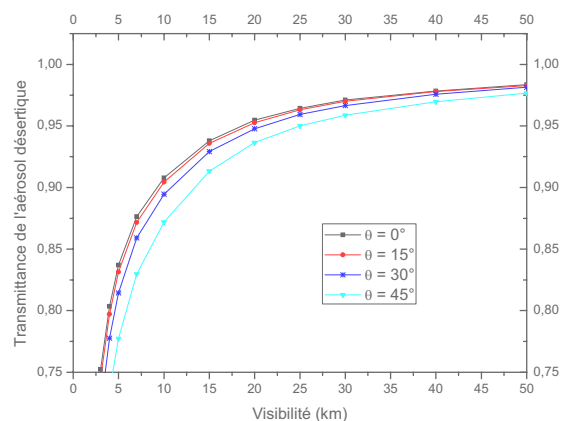


Figure 2 : La transmittance d'aérosols désertique ($v = 10 \text{ m/s}$) calculée avec divers angles de visée (0, 15, 30 et 45°) dans la fenêtre 9.8 -11.8 μm (le canal IR10.8 du radiomètre SEVIRI)

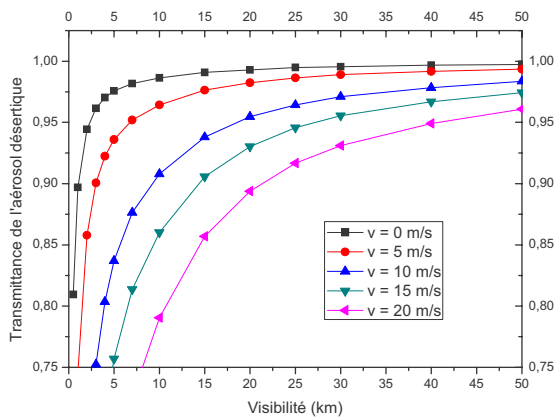


Figure 3 : La transmittance d'aérosols désertique calculée avec divers valeurs de la vitesse de vent (0, 5, 10, 15 et 20m/s) dans la fenêtre 9.8 -11.8 μ m (le canal IR10.8 du radiomètre SEVIRI).

3.2 Application

L'application de la méthode BTD a été faite pour détecter les nuages de poussière sur la région de l'Afrique du Nord en utilisant les images des canaux IR10.8 et IR12 du 15 mars 2006 à 12h00. Les résultats obtenus sont représentés sur la figure 4, on observe clairement la présence des nuages de poussière qui sont représentés sur la figure de couleur variant de jaune au rouge.

4. Conclusion

La télédétection satellitaire sans doute joue un rôle très important pour la détection des variations spatio-temporelles de l'aérosol désertique. Dans ce travail, nous avons d'abord étudié l'effet de l'aérosol sur la transmittance atmosphérique dans l'infrarouge thermique où nous avons constaté que le grand effet est dû à l'aérosol désertique par rapport les autres types (rural, marin et urbain). Nous avons étudié aussi l'influence de l'angle de visée et de la vitesse de vent sur la transmittance due à l'aérosol thermique où nous avons constaté que la transmittance de l'aérosol désertique augmente avec à l'accroissement de la visibilité ou avec l'accroissement de l'angle de visée. Enfin, nous avons présenté des résultats préliminaires concerne la détection de l'aérosol désertique sur la région de l'Afrique du Nord en utilisant les deux canaux IR10.8 et IR12 de MSG-1.

Références

- [1] P. Ovidiu, Télédétection de l'aérosol désertique depuis le sol par radiométrie infrarouge thermique multibande, *thèse de Doctorat*, Université des sciences et technologies de Lille, 16 juillet 2003.
- [2] G. VERGÉ-DÉPRÉ, Télédétection multi-spectrale des poussières désertiques dans l'infrarouge thermique au-dessus de l'Afrique à partir de MSG/SEVIRI, *Thèse de doctorat*, université des Antilles et de la Guyane, 4 avril 2007.
- [3] I. Genkova; C. Velden; M. Shapiro; H.M. Hsu; J. Dunion, D. Stettner, Saharan dust motion extraction from MSG-SEVIRI, *9th International Winds Workshop*, 14-18 April 2008, Annapolis, MD, USA, 2008.
- [4] M. Herman, J. L. Deuzé, C. Devaux, P. Goloub, F.M. Bréon, D. Tanré, Remote sensing of aerosols over land surfaces, including polarisation measurements. Application to Polder Measurements, *J. Geophys. Res.*, 102, pp. 17039-17049, 1997.
- [5] J. M. Prospero, P. Ginoux, O. Torres, S. E. Nicholson, T. E. Gill, Environmental characterization of global sources of atmospheric soil dust identified with the NIMBUS 7 Total Ozone Mapping Spectrometer (TOMS) absorbing aerosol product, *Rev. Geophys.*, 40 (1), pp. 2-1-2-31, 2002.
- [6] M. Legrand, A. Plana-Fattori, C. N'Doumé, Satellite detection of dust using the IR imagery of Meteosat 1. Infrared difference dust index, *J. Geophys. Res.*, 106 (D16), pp. 18251-18274, 2001.
- [7] G.-M. Jiang, Retrievals of land surface emissivity and land surface temperature from MSG1-SEVIRI data, *Thèse de doctorat*, université Louis Pasteur de Strasbourg, 29 Octobre 2007.
- [8] M.C. BADDOCK, J.E. BULLARD, R.G. BRYANT, Dust source identification using MODIS: a comparison of techniques applied to the Lake Eyre Basin, Australia. *Remote Sensing of Environment*, 113 (7), pp. 1511-1528, 2009.

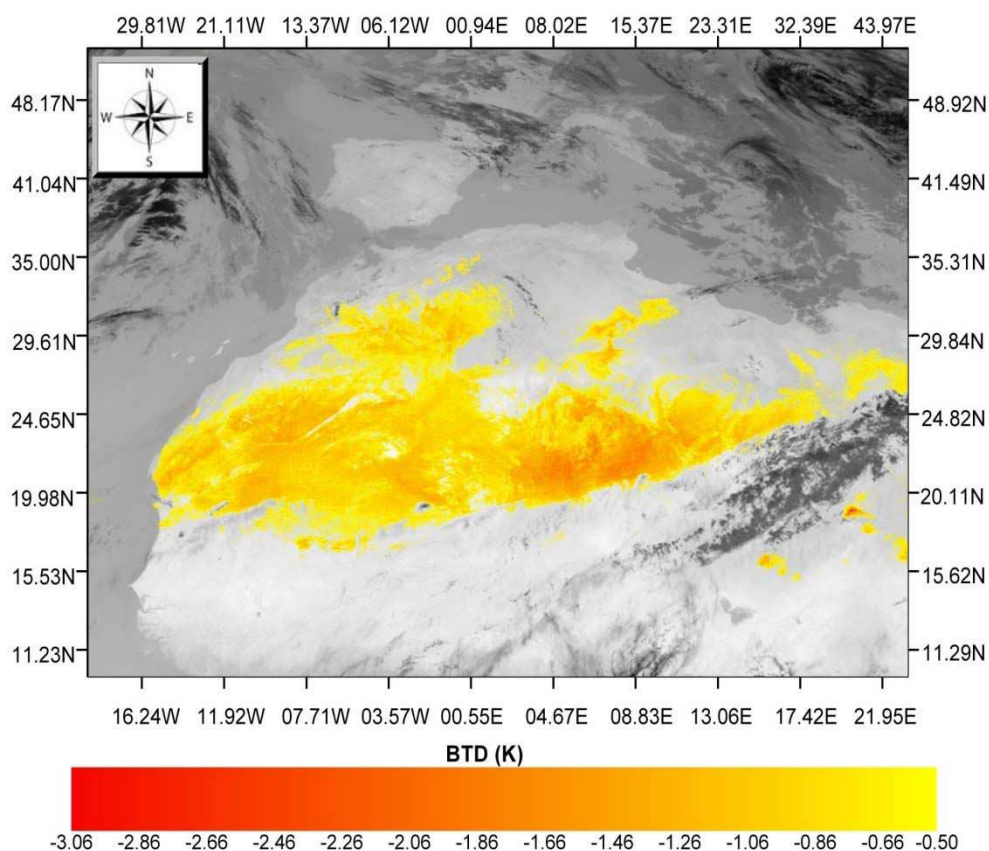


Figure 4 : Carte de l'aérosol désertique dans l'image du canal IR12, l'aérosol de couleur variant de jaune au rouge, la carte a été obtenue à partir des données MSG-1 du 15 Mars 2006 à 12h00 TU

**Mezoued Mohammed
Amin¹
Kaabi Abdennacer¹
Chabounia Messaoud¹**

¹ Département de génie
climatique, Université de
Constantine1, 25000
Constantine, Algérie

*** Auteur correspondant**
aminmezoued124@gmail.com
[m](#)

Analyse exergétique d'un capteur solaire hybride (Photovoltaïque/Thermique) à double circulation d'eau

Résumé : Dans ce papier, un capteur solaire hybride (PV/T) à double circulation d'eau est proposé et les caractéristiques de sa performance sont investiguées. Dans le cadre de l'investigation, une analyse exergétique est effectuée, se basant sur la première et la deuxième loi de la thermodynamique, pour déterminer les différents critères décrivant la performance. Des études paramétriques sont également effectuées afin d'examiner les effets de certains paramètres participant dans le fonctionnement du système, y compris: le rapport d'aspect, la profondeur du canal inférieur, la température de l'eau d'entrée, le débit de masse de l'eau, de l'épaisseur de l'isolation et l'emballage facteur. La présente étude fournit des informations précieuses qui aident les décideurs en termes de construction bon et un fonctionnement optimal pour un profit maximal du rayonnement solaire disponible.

Mots clés : hybride, double circulation, analyse, exergétique.

Nomenclature

e épaisseur, m
H hauteur, m
A surface du capteur, m
T température, °C

Lettres grecques

α absorptivité, %
 η Efficacité, %
 $\dot{m}$ Débit massique, kg/s

ex exergétique
el électrique
th thermique
t totale
a ambiante
fi fluide à l'entrée
fo fluide à la sortie
i isolant
w eau
pv photovoltaïque

Indices / Exposants

1. Introduction

Durant les 30 dernières années une quantité importante des travaux de recherche sur les systèmes solaires, et plus particulièrement sur les capteurs solaires hybrides PV/T, a été réalisée [1, 2, 3, 4, 5, 6]. Le capteur solaire photovoltaïque-thermique (PV/T), par définition, est un système hybride qui fusionne les composants solaires photovoltaïque et thermique dans une seule pièce d'équipement et représente en principe l'un des méthodes les plus efficaces pour exploiter les ressources de l'énergie solaire. Le problème opérationnel fondamental avec ces capteurs solaires est la collection et la distribution de l'énergie solaire pour les utilisateurs avec un minimum de pertes. L'analyse thermodynamique présente un outil scientifique utile qui aide à analyser le système, optimiser sa performance et trouver les meilleures conditions pour son fonctionnement.

Les méthodes traditionnelles de l'analyse thermodynamique des systèmes sont basées sur la première loi de la thermodynamique. L'objectif principal d'une telle analyse est de déterminer les énergies utilisées et perdues.

La première loi de la thermodynamique stipule que l'énergie ne peut être créée ni détruite, elle peut seulement changer sa forme. En général, l'analyse de la première loi traite seulement la quantité d'énergie sans aucune référence à la qualité qui est associée au concept de l'exergie qui se base sur la deuxième loi de la thermodynamique. L'exergie est une nouvelle méthode de l'analyse thermodynamique qui aide à identifier l'emplacement, la magnitude et les sources d'inefficacités thermodynamiques dans un système énergétique et elle est considéré un outil élégant d'interprétation des causes du mal fonctionnement des installations et aussi de compléter et enrichir substantiellement la simple approche énergétique.

Dans cette communication un capteur solaire hybride photovoltaïque/thermique à double circulation d'eau est proposé et thermodynamiquement étudié. Une analyse exergétique basée sur la première et la deuxième loi de la thermodynamique est présenté dans laquelle les différents critères caractérisant la performance exergétique sont défini. Une analyse paramétrique est menée pour examiner les effets de certains paramètres

thermodynamiques clés sur les performances du système. Les résultats sont affichés graphiquement et discutés en grand détaille.

2. Description du système

Le schéma simplifié du capteur solaire PV/T considéré pour cette étude est présenté dans la Fig. 1. Il se compose d'une couverture transparente (typiquement en lame de verre). Les modules PV sont généralement collés sur la plaque absorbante à l'aide d'un composé diélectrique-conducteur thermique en silicium pour assurer une bonne isolation électrique avec un bon contact thermique, de telle façon l'absorbeur et les cellules peuvent être en équilibre thermique. L'ensemble (absorbeur/cellules) est couvert par une autre couverture en verre. En plus de ses bonnes propriétés optiques, la raison d'utiliser le verre est de fournir la rigidité nécessaire pour les modules et aussi pour protéger les cellules photovoltaïques de l'environnement que les y entoure. Pour minimiser les pertes de chaleur vers air ambiant, les parois latérales et la plaque arrière du capteur sont correctement isolées et fermées convenablement.

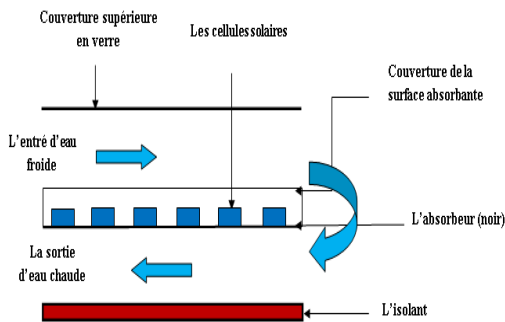


Figure 1 : schéma simplifié du système considéré pour l'analyse

Le principe de fonctionnement de ce système est simple. La lumière du soleil passe à travers les couvertures transparentes et l'eau passant dans le premier canal et frappe la surface absorbante (absorbeur/cellules). Celui-ci absorbe la majorité de la lumière reçue, où une fraction de celui-ci est convertie en énergie électrique par les cellules solaires, et le reste est converti en chaleur. La plupart de la chaleur résultant de la surface absorbante (absorbeur/cellules) est transférée à l'eau de refroidissement, et l'autre partie est perdue vers l'environnement. L'eau entre par le canal supérieur formé par les couvertures en verre (voir Fig. 1) et absorbe une petite portion du rayonnement solaire incident. Ensuite, il s'écoule à travers le canal inférieur à l'arrière du module photovoltaïque pour le refroidir et obtenir un chauffage supplémentaire.

2. Analyse théorique

L'analyse exergétique, qui est associée à la seconde loi, est concernée par la dégradation de l'énergie lors d'un processus, la production d'entropie, et les opportunités perdues pour faire un travail. L'exergie est définie comme étant le maximum du travail (théorique) qui peut être délivrée par un système lorsqu'il est mis en équilibre avec un environnement de référence, en d'autres termes, l'exergie d'un système thermodynamique est une fonction qui mesure la capacité de ce système à fournir du travail. Cette capacité est fortement influencée par l'environnement dans lequel le système est situé.

Dans ce qui suit, on va définir trois paramètres décrivant la performance exergétique d'un capteur solaire hybride PV/T, qui sont : l'efficacité exergétique électrique, l'efficacité exergétique thermique et l'efficacité exergétique globale.

a) L'efficacité exergétique électrique

L'énergie électrique n'est pas affectée par les conditions ambiantes et elle est alors équivalente au travail. L'efficacité exergétique électrique peut être écrite donc par la formule suivante :

$$\eta_{ex,el} = \eta_{el} = [1 - 0.0045(T_{ab} - 25)] \eta_{nom} \quad (1)$$

b) L'efficacité exergétique thermique

Afin de transformer l'énergie thermique en travail, il doit y avoir une différence de température entre une source de chaleur et un dissipateur de chaleur. L'ampleur de l'énergie thermique transformable au travail est limitée par le rendement de Carnot ; l'efficacité exergétique thermique est donnée mathématiquement comme suit :

$$\eta_{ex,th} = \eta_{th} \left(1 - \frac{T_a}{T_{fo}}\right) \quad (2)$$

c) L'efficacité exergétique globale

L'efficacité exergétique synthétique du capteur (PV/T) est la valeur totale des efficacités données précédemment par les équations. (1) et (2). Elle est définie mathématiquement comme suit :

$$\eta_{ex,t} = \eta_{ex,th} + \eta_{ex,el} \quad (3)$$

2. Interprétation et discussion des résultats

La performance exergétique du capteur solaire hybride PV/T est simulée à l'aide d'un programme informatique développé sous l'environnement Matlab.

Dans une première phase, le programme de simulation est exécuté pour analyser la performance du système proposé sur une base horaire pour la journée typique du juin qui correspond à $N=166$. Dans cette analyse le capteur hybride PV-T est supposé être situé dans la ville de Constantine (Est de l'Algérie; Latitude 36.28° N, Longitude 6.62° E, altitude 689m) et orientée vers le Sud avec un angle d'inclinaison de 36° .

La figure 2 présente la variation temporelle de l'efficacité exergétique thermique, électrique et globale. Les résultats de ce graphique montre que l'efficacité exergétique thermique augmente avec le temps, car le rayonnement solaire augmente, elle atteint sa valeur maximale à environ 14h00 h, puis diminue une autre fois dans la seconde moitié du jour. La courbe de l'efficacité exergétique électrique donne complètement une image inverse que la courbe de l'efficacité thermique. puisque la variation de $\eta_{ex,el}$ est plus dominante que celle de $\eta_{ex,th}$, l'efficacité exergétique globale suit la même allure de l'efficacité électrique. Au cours de la journée étudiée, $\eta_{ex,th}$, $\eta_{ex,el}$ et $\eta_{ex,t}$ se balancent respectivement entre 0.16-0.94, 14.8- 15.7, 14.92-15.8.

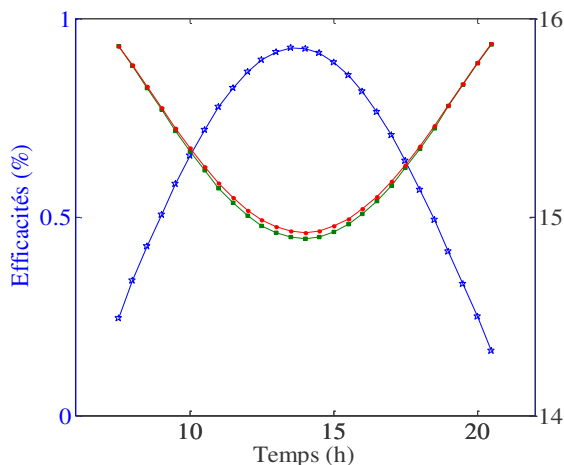


Figure 2 : la variation temporelle de l'efficacité exergétique thermique, électrique et thermique globale

Dans le reste de cette étude, une analyse paramétrique est réalisée, sur un temps donné de la journée (choisissant ici $T_L=14$ h), afin

d'évaluer les effets de certains paramètres essentiels, qui comprennent, le débit massique d'eau, le rapport de la largeur à la longueur, l'épaisseur d'isolation, la hauteur du canal inférieur du capteur, la température d'entrée de l'eau. Dans l'analyse paramétrique, quand un paramètre varie, les autres paramètres sont maintenus constants comme celles listée en dessous.

$A_c=1m^2$, $R_{WL}=0.4$, $\alpha_{pv}=0.92$, $\tau_g=0.9$, $\alpha_w=0.05$, $\tau_w=0.95$, $T_{in}=25^\circ C$, $T_a=25^\circ C$, $\dot{m}=0.017kg/s$, $e_i=0.05m$.

L'efficacité exergétique globale est tracée pour des différentes valeurs de H_2 et R_{WL} comme il est montré sur la figure (3). L'efficacité exergétique globale est une fonction qui mesure la qualité de l'énergie totale produite. Il est évident, à partir des résultats de la figure (7), que la qualité de l'énergie produite se détériore avec l'augmentation du rapport de la largeur à la longueur. Il est également clair qu'avec l'augmentation du H_2 l'efficacité exergétique décroît ce qui signifie la dégradation de la qualité de la production. Ce résultat peut être servi comme un point de référence pour le développement de nouvelles conceptions comme les micro-canaux.

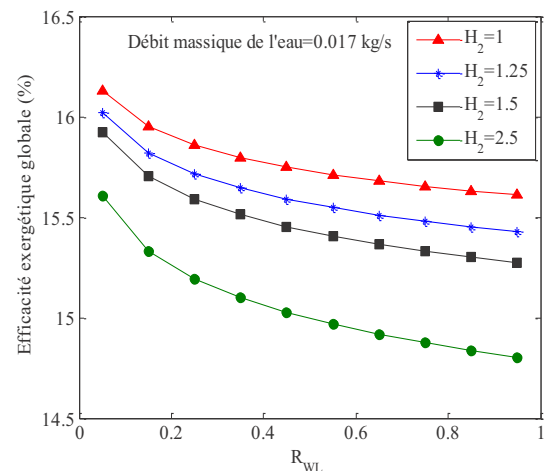


Figure 3 : La variation de l'efficacité exergétique globale en fonction du R_{WL} et H_2

La variation de l'efficacité exergétique globale avec la température d'entrée de l'eau (T_{fi}) est présentée dans la figure (4), ceci pour diverses valeurs du débit massique. Pour chaque valeur du débit massique d'eau, il existe une valeur optimale de la température d'entrée de l'eau, T_{fiop} , à laquelle les irréversibilités du système soient au minimum et le rendement exergétique global optimisé atteint son maximum. Après cette valeur, la qualité de l'énergie produite se dégrade.

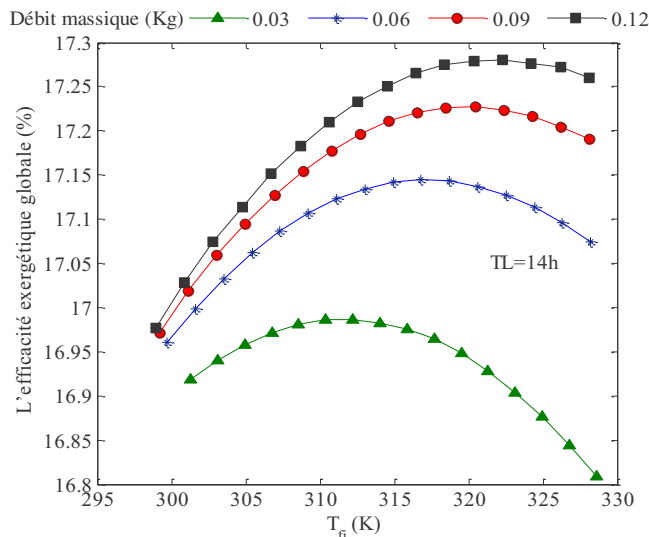


Figure 4 : La variation de l'efficacité exergetique globale avec la température d'entrée de l'eau (T_{fi}) pour diverses valeurs du débit massique

L'efficacité exergetique global a été calculée à partir de l'équation (3) pour des différentes valeurs d'épaisseur de l'isolation, les résultats obtenus sont présentés sur la figure (5). L'examen de ce graphique montre l'effet favorable de l'isolation sur la qualité de l'énergie obtenue par le système étudié. Il est claire que l'efficacité globale augmente fortement avec la augmentation du e_i jusqu'à une valeur typique de 5 cm, au-delà duquel la pente de la courbe de $\eta_{ex,t}$ tend à devenir presque plate. En d'autres termes, l'augmentation de l'épaisseur d'isolation plus de 5 cm n'apporte pas beaucoup d'amélioration ; Donc elle conduit à une augmentation injustifiable du poids et du coût de la construction du système.

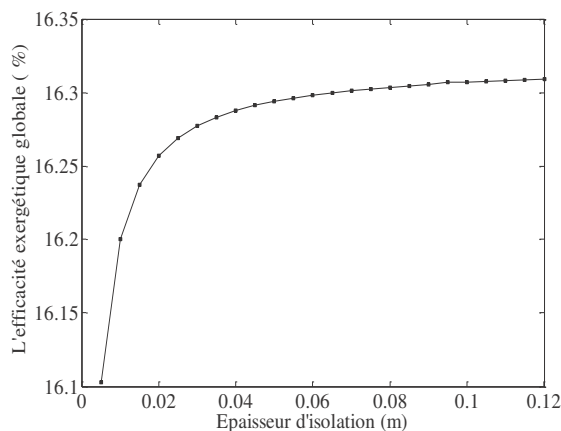


Figure 5 : L'effet de l'épaisseur de l'isolation sur l'efficacité exergetique globale

4. Conclusion

Dans le présent travail, un capteur solaire hybride PV/T à double circulation d'eau est analysé thermodynamiquement en utilisant le concept d'exergie. Une étude paramétrique est effectuée pour examiner les effets de certains paramètres essentiels sur la performance du système. Sur la lumière des résultats obtenus, nous avons tiré les conclusions suivantes:

- Le capteur solaire hybride PVT à double circulation d'eau fourni une efficacité exergetique globale oscillant entre 14.92 et 15.8 tout au long de la journée typique de juin, sous les conditions assumée dans le travail.
- Pour obtenir une meilleure performance du système, il est essentiel de maintenir un faible rapport largeur/longueur, choisir un canal de faible hauteur, fonctionner le système avec un fort débit massique d'eau et employer une épaisseur d'isolation bien estimée.
- il existe une valeur optimale de la température d'entrée de l'eau, T_{fiop} , à laquelle les irréversibilités du système sont en minimum et le rendement exergetique global optimisé atteint son maximum.

Références

- [1] S. Dubey, GN. Tiwari, Energy and exergy analysis of hybrid photovoltaic/thermal solar water heater considering with and without withdrawal from tank. J Renew Sustain Energy, vol. 2, 4, 043106, 2010.
- [2] E. Erdil, M. Ilkan, F. Egelioglu, An experimental study on energy generation with a photovoltaic (PV)-solar thermal hybrid system, Energy, 33, 8, 1241-1245, 2008.
- [3] MA. Mezoued, A. Kaabi, Effect of Using Packing Material on the Performances of the Double Pass Photovoltaic-Thermal (PVT) Air Heater, Int J of Thermal & Environmental Engineering, 5, 1, 61-70, 2013.
- [4] HA. Zondag, DW. de Vries, WGJ. van Helden, RJC. van Zolingen, AA. van Steenhoven, The yield of different combined PV-thermal collector designs, Sol Energy, 74, 3, 253-269, 2003.
- [5] M. Wolf, Performance analysis of combined heating and photovoltaic power systems for residences, Energy Convers Manag, 16, 1, 79-90, 1976.

- [6] K. Touafek, M. Haddadi, A. Malek,
Modelling and experimental validation of a new
hybrid photovoltaic thermal collector, IEEE
Trans Energy Convers, 26, 1, 176-183, 2011.

Chabounia Messaoud^{1,*}
Kaabi Abdennacer¹

¹ Département de génie climatique, Université de Constantine1, 25000 Constantine, Algérie

*** Auteur correspondant**
(chabounia.messaoud@hotmail.com)

L'évaluation de la performance d'un capteur solaire hybride (Photovoltaïque/Thermique) à eau sous le climat algérien

Résumé : les capteurs solaire hybrides photovoltaïques/thermique sont des composants cogénération qui convertissent l'énergie solaire en électricité et chaleur et représentent, en principe, l'un des moyens les plus efficaces pour utiliser l'énergie solaire. Dans cet article, une tentative a été faite pour évaluer l'énergie et exergie fournie sous forme de chaleur et d'électricité à partir d'un capteur solaire hybride photovoltaïque/thermique à eau. L'évaluation a été faite en considérant trois types de conditions météorologiques pour trois différentes villes de l'Algérie (Adrar, Ghardaïa, Bejaia). Sur la lumière des résultats, on a trouvé qu'un mètre carré du capteur solaire hybride peut produire 1500 KWh, 1957KWh et 2148 KWh respectivement sur le site de Bejaia, Ghardaïa et Adrar. La présente étude fournit des informations précieuses et utiles qui stimulent le client algérien à acquérir ce genre système.

Mots clés : hybride, double circulation, analyse, exergétique.

Nomenclature

Q puissance, w/m
 M Masse, kg
 m Débit massique, kg/s
 T température, °C
 P source

Lettres grecques

η Efficacité, %

Indices / Exposants

ex exergétique
 el électrique
 th thermique
 t totale
 a ambiante
 fi fluide à l'entrée
 fo fluide à la sortie
 pv photovoltaïque

1. Introduction

L'énergie est considérée un facteur essentiel dans le développement économique et social de chaque nation. Les besoins énergétiques sont habituellement basés sur la consommation inorganisée des ressources énergétiques fossiles qui tendent à se raréfier. Avec la croissance de la demande en énergie, la décroissance du prix de pétrole et dans le but de réduire les émissions des gaz toxiques comme les oxydes d'azote et le dioxyde de carbone dans l'atmosphère, l'Algérie a décidé de mis en place une stratégie pour développer les différentes type des énergies renouvelables tel que l'énergie solaire.

Il existe plusieurs solutions technologiques pour convertir rayonnement solaire en énergie utilisable. Parmi ces technologies, le capteur solaire hybride Photovoltaïque/Thermique est considéré la solution la plus efficaces pour exploiter les ressources de l'énergie solaire. Un panneau photovoltaïque thermique (PV/T) est un dispositif « hybride » conçu pour produire en même temps de l'électricité photovoltaïque et recueillir l'énergie thermique provenant du soleil pour la transmettre à un fluide caloporteur. De nombreuses études théoriques et

expérimentales de modules ont PVT été rapportés dans la littérature [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Dans la littérature, plusieurs études ont été réalisées sur le capteur solaire PV/T, tandis que les premières études ont porté sur la consolidation des idées conceptuelles, la modélisation, la simulation et l'étude de faisabilité, les articles récents sont davantage liés à l'amélioration de la conception de collecteur, analyse exergétique et l'évaluation de la performance.

Dans cette communication, une tentative a été faite pour évaluer le gain d'énergie et d'exergie pour les différentes conditions climatiques de l'Algérie. Pour répondre aux différentes conditions climatiques de L'Algérie trois villes (Bejaia, Ghardaïa et Adrar) ont été considéré. Les trois types de conditions météorologiques sont définis au cours de l'étude.

2. Description du système

Le schéma simplifié du capteur solaire PV/T considéré pour cette étude est présenté dans la Fig. 1. Il se compose :

- Une couverture transparente (typiquement en lame de verre).

- Des modules Photovoltaïques collés permettant la conversion électrique.
- Un canal sur lequel les modules sont collés. Le canal permettant la circulation de l'eau.
- Un isolant pour minimiser les pertes de chaleur vers air ambiant.

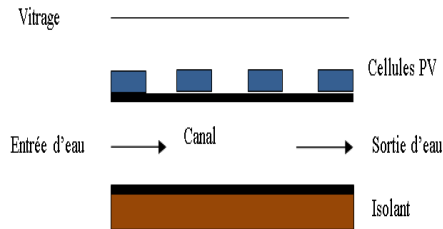


Figure 1 : schéma simplifié du système considéré pour l'étude

2. Analyse théorique

Le but de cette section est d'analyser le comportement thermique de chaque composant constituant le capteur solaire hybride proposé. Le but de cette analyse est aussi de modéliser le système et de définir les différents paramètres affectant sa la performance.

2. 1. Modélisation

Un modèle mathématique est développé selon la loi suivant :

$$\frac{M_i c_p}{S_i} \cdot \frac{dT_i}{dt} = h\Delta T + P \quad (1)$$

Le model est appliqué sur chaque constituant du capteur solaire. Pour ne pas compliquer cette étude, les hypothèses suivantes sont considérées :

- L'analyse est faite en état d'équilibre.
- Les capacités calorifiques des couvercles en verre, des modules photovoltaïques, plaque absorbeur, plaque arrière et d'isolation sont supposées négligeables.
- La variation de température de l'eau est supposée unidirectionnelle.
- pas de gradient de température à travers l'épaisseur de la couverture de verre, des panneaux photovoltaïques, absorbeur et plaques.

- Les cellules de la plaque et PV absorbants sont supposés en équilibre thermique.

2. 2. La performance du capteur

La performance du capteur solaire peut être évaluée en termes d'énergie et d'exergie en utilisant les critères définis dans ce qui suit.

La puissance thermique utile extraite d'un capteur solaire hybride est exprimée comme suit :

$$Q_u = mc_p (T_{fou} - T_{fi}) \quad (2)$$

Divisant cette expression par le rayonnement solaire incident sur le collecteur donne l'efficacité thermique du capteur noté η_{th} .

L'efficacité électrique fournit par le capteur solaire hybride est donnée par la formule suivante :

$$\eta_{el} = [1 - 0.0045(T_{ab} - 25)] \eta_{nom} \quad (3)$$

L'efficacité globale est la somme des deux. Elle est donnée comme suit :

$$\eta_t = \eta_{th} + \eta_{el} \quad (4)$$

L'efficacité exergétique globale est la somme de l'efficacité exergétique électrique et l'efficacité exergétique thermique. Elle peut être exprimée comme suit :

$$\eta_{ex,t} = \eta_{ex,th} + \eta_{ex,el} = \eta_{th} \left(1 - \frac{T_a}{T_{fo}}\right) + \eta_{el} \quad (5)$$

2. Interprétation et discussion des résultats

Dans cette étude, on va donner les résultats issus de la simulation numérique, en prenant trois zones climatiques de l'Algérie comme régions d'étude.

Les résultats sont présentés sous forme des graphes, en tenant compte les données météorologiques, prises pour les trois régions de l'Algérie:

Bejaia :

- Altitude = 2 m.
- Latitude = 36°72' N.
- Longitude = 5°07'E.

Ghardaïa :

- Altitude = 468 m.
- Latitude = 36°72' N.
- Longitude = 3°80'E.

Adrar :

- Altitude = 279 m.
- Latitude = 36°72' N.
- Longitude = 0°18'W.

La figure 2 montre les variations mensuelles des gains électriques considérant les trois zones climatiques de l'Algérie. Pour tous les cas étudiés, les gains électriques sont maximaux dans les mois d'été et minimaux en hiver. Selon les résultats de la figure 2, il est clair qu'un capteur solaire hybride installé à Adrar permet de fournir plus d'électricité que celui installé aux autres sites. Cela est dû à l'intensité solaire élevée disponible dans cette ville. 45, 35.2 et 27.1 KWh sont respectivement les valeurs de la production électrique de 1 m² au mois d'août pour Adrar, Ghardaïa et Bejaia.

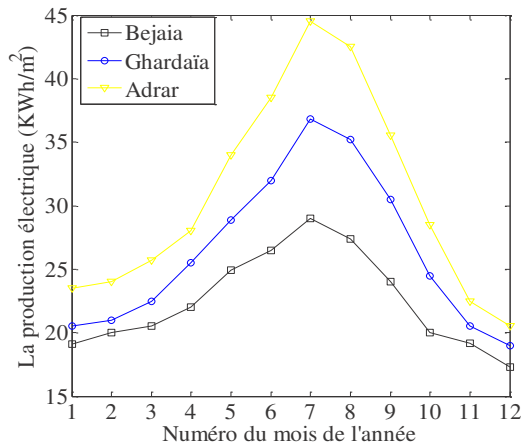


Figure 2 : la variation mensuelle de la production électrique considérant les trois types de climat.

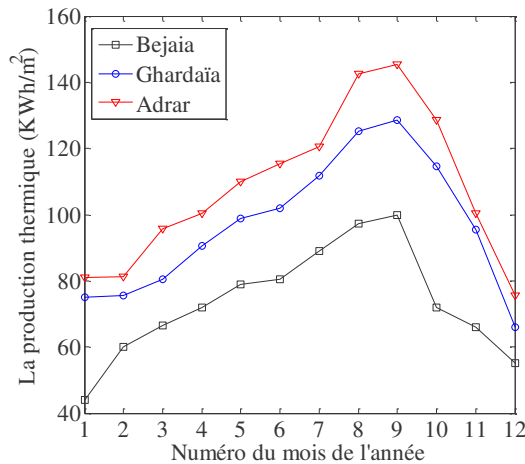


Figure 3 : la variation mensuelle de la production thermique considérant les trois types de climat.

La variation mensuelle des gains thermiques est montrée dans la figure 3. Les gains sont calculés considérant les trois zones climatiques de l'Algérie. Des observations similaires ont été obtenues à ceux mentionné précédemment.

Adrar est un site qui est connu par sa intensité solaire élevée et sa température

modéré, c'est pourquoi on remarque sur la figure 3 que la plus haute valeur de la production thermique est obtenue pour les conditions climatiques d'Adrar.

Les variations de la production thermique annuelle et le gain exergetique selon les trois types climatique ont été montré dans la figure. 4 et 5 respectivement. Un mètre carre du capteur solaire hybride peut produire 1500 KWh, 1957KWh et 2148 KWh respectivement sur le site de Bejaia, Ghardaïa et Adrar. Les valeurs de la production exergetique annuelle sont 310.6, 409.8 et 468.6 respectivement pour Bejaia, Ghardaïa et Adrar.

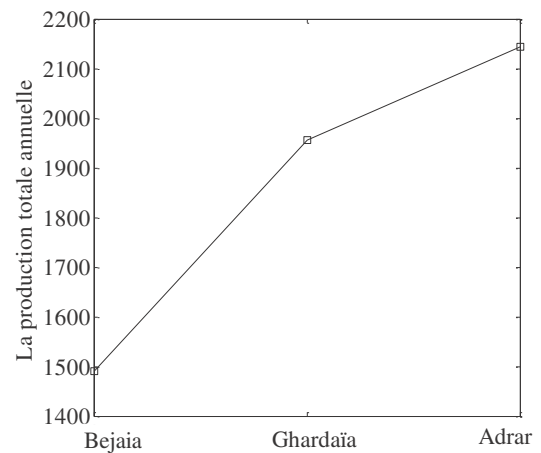


Figure 4 : la variation annuelle de la production thermique totale selon les trois types de condition climatique

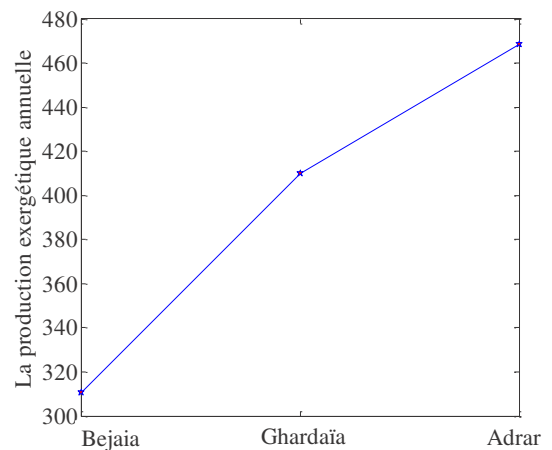


Figure 5 : la variation annuelle de la production exergetique totale selon les trois types de condition climatique

4. Conclusion

Dans le présent travail, une tentative a été faite pour évaluer la performance énergétique

et exergetique d'un capteur solaire hybride sur les conditions climatiques de l'Algérie. Pour répondre aux différentes conditions climatiques de L'Algérie trois villes (Bejaia, Ghardaïa et Adrar) ont été considéré. Sur la lumière des résultats obtenus, nous avons tiré les conclusions suivantes:

- La valeur la plus élevée des gains énergétique et exergetique annuelle a été obtenus pour les conditions climatiques en raison des valeurs modérément élevées de l'intensité solaire et la température ambiante.
- Pour tous les cas étudiés, les gains électriques sont maximaux dans les mois d'été et minimaux en hiver.
- Ce type de configuration Hybrides PV/T est recommandé dans les zones éloignées et urbaines, où l'électricité et l'eau chaude sont obtenus simultanément, afin de protéger notre environnement et pour maintenir les réserves énergétiques.

Références

[1] S. Dubey, GN. Tiwari, Energy and exergy analysis of hybrid photovoltaic/thermal solar water heater considering with and without withdrawal from tank. J Renew Sustain Energy, vol. 2, 4, 043106, 2010.

[2] E. Erdil, M. Ilkan, F. Egelioglu, An experimental study on energy generation with a photovoltaic (PV)-solar thermal hybrid system, Energy, 33, 8, 1241-1245, 2008.

[3] MA. Mezoued, A. Kaabi, Effect of Using Packing Material on the Performances of the Double Pass Photovoltaic-Thermal (PVT) Air Heater, Int J of Thermal & Environmental Engineering, 5, 1, 61-70, 2013.

[4] HA. Zondag, DW. de Vries, WGJ. van Helden, RJC. van Zolingen, AA. van Steenhoven, The yield of different combined PV-thermal collector designs, Sol Energy, 74, 3, 253-269, 2003.

[5] M. Wolf, Performance analysis of combined heating and photovoltaic power systems for residences, Energy Convers Manag, 16, 1, 79-90, 1976.

[6] K. Touafek, M. Haddadi, A. Malek, Modelling and experimental validation of a new hybrid photovoltaic thermal collector, IEEE Trans Energy Convers, 26, 1, 176-183, 2011.

N. KERROUMI¹**B. TOUATI²****B.MEBARKI³**

¹Laboratoire ENERGARID,
équipe de Gisement Solaire et
ses Applications
Université de Tahrir Mohammed
Béchar, Algérie

Auteur correspondant
duinakerroumi@gmail.com

STOCKAGE THERMIQUE DE L'ENERGIE SOLAIRE PAR CHALEUR LATENTE : LES MATERIAUX A CHANGEMENT DE PHASE (MCP)

Résumé : Dans ce travail on a simulé numériquement différentes configurations et dispositifs pour le stockage d'énergie thermique par les matériaux à changement de phase (MCP), parmi les, tube en U, sans et avec des ailettes. Le transfert de chaleur conjugué entre le fluide caloporteur et MCP, qui subit à des processus de fusion/solidification, la simulation numérique est faite en utilisant le code de calcul ansysFluent 15 basé sur la méthode des enthalpies. Aussi on a étudié l'influence de quelques paramètres sur le temps totale de la fusion de l'MCP

Mots clés : MCP, fluide caloporteur, transfert de chaleur, fraction liquide, ansysFluent 15

Nomenclature

C_p	Capacité calorifique, J. C ⁻¹ .kg ⁻¹
g	Gravité, m ² .s ⁻¹
H	Enthalpie, J.kg ⁻¹
h	Chaleur sensible, J.kg ⁻¹
L	Chaleur latente, J .kg ⁻¹
m	Masse, Kg
q_v	Débit, m ³ .s ⁻¹
T	Température, °C
t	temps, s

Lettres grecques

β	Fraction liquide	
	Viscosité dynamique	Kg. m ⁻¹ .s ⁻¹
ρ	Densité	Kg.m ⁻³
λ	Conductivité thermique	W.m ⁻¹ K ⁻¹

Indices / Exposants

l	Liquide
s	Solide
f	Fusion

1. Introduction

La quantité d'énergie solaire captée à la surface de la terre n'est pas constante, car elle dépend des conditions météorologiques, la localisation. Le grand problème des systèmes solaires est l'utilisation de cette énergie durant la période nocturne. Un système qui s'articule en grande partie sur une source intermittente de l'énergie a besoin d'un stockage efficace. D'ici vient l'importance du stockage d'énergie solaire par des moyens simple et non onéreux.

Parmi les solutions inculquées pour emmagasiner l'énergie solaire thermique et le stockage par chaleur latente basée sur l'utilisation des matériaux à changement de phase (MCP) tels que les sels inorganiques, les paraffines organiques. Ces derniers ont une chaleur latente plus importante par rapport à l'eau.

2. Amélioration en utilisant des configurations et d'ailettes :

L'influence des structures à ailettes sur le processus de fusion et de solidification du MCP a été étudiée par [1], [2], [3], [4], et des œuvres de Velraj et al. [5], Ismail et al. [6] ont étudié théoriquement et expérimentalement le processus de solidification autour d'un tube vertical avec des ailettes longitudinales, et un caloporteur circulant à l'intérieur du tube.

Abduljalil A. Al-Abidi et al. [7] ont étudiés expérimentalement et numériquement un système de stockage constituer d'un échangeur de chaleur cylindrique coaxiaux sans et avec ailettes internes et externes pour des configurations différentes. Ce système fait partie d'une installation de dessiccation pour le rafraîchissement de l'habitat.

De plus Jundika C. Kurnia et al [8], ont étudiés numériquement différentes configurations avec ailettes où ont utilisés des différents étages des MCP pour emmagasinée le maximum d'énergie dans un MCP.

3. MCP pour le solaire thermique a bas température :

Les chauffe-eau solaire deviennent popularité, car ils sont relativement peu coûteux et facile à fabriquer et à entretenir. Prakash et al. [9] ont construit un chauffe-eau du type stockeur contenant une couche en bas de MCP. Pendant les heures d'ensoleillement, l'eau se chauffe, qui à son tour transmet la chaleur à l'MCP dessous. Le MCP recueille l'énergie sous forme de chaleur latente et se liquéfier. Pendant les heures hors ensoleillement, l'eau chaude est retirée et est remplacé par de l'eau froide, qui gagne de l'énergie de l'MCP.

Rabin et al. [10] ont également étudié un ballon de stockage pour un chauffe-eau solaire avec l'hydrate de sel comme MCP. Les résultats des études paramétriques concernant l'effet de la température variable et l'épaisseur de MCP - hydrate du sel sur la performance thermique du processus de charge sont également présentés.

Ghoneim et Klein [11] ont comparé théoriquement les performances de stockage par MCP et stockage par chaleur sensible pour les systèmes de chauffage solaire à air et de l'eau. Le Sulfate de sodium déca hydraté et les paraffines ont été utilisés comme MCP et ont pris des résultats similaires de Jurinak et Abdel- Khalik [12].

4. présentation du modèle physique

Les figure.1 et 2, représentent les domaines physiques de l'unité de stockage d'énergie thermique étudié dans ce travail. Il s'agit d'un ballon de stockage remplie par l'MCP (cire de paraffine) avec 15*25 cm de largeur et longueur.

Le fluide caloporteur (l'eau) circule dans le tube-U qui est en cuivre ; nous avons établi la simulation pour deux cas tube-U avec et sans ailettes

Le tube-U est de 10 mm de diamètre, les ailettes ont les dimensions suivantes 30* 1 mm pour les ailettes horizontales et 10* 1 mm pour l'ailette verticale, pour but d'améliorer le transfert de chaleur entre le fluide caloporteur

et MCP, les propriétés thermophysiques de cuivre et l'eau sont résumées dans le tableau .1.

Matériel	Densité (kg/m ³)	Cp (J/kg K)	Conductivité thermique (W/m K)	Viscosité (kg/ms)
Cuivre (Cu)	8978	381	387.6	-
Eau (H ₂ O)	998.2	4182	0.6	0.001003

Tableau.1 : Les propriétés thermophysiques du cuivre et de l'eau (bibliothèque du ansys fluent 15)

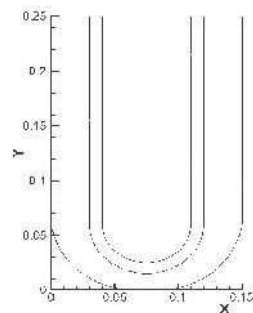


Figure .1: Vue schématique de la section transversale de l'unité de stockage

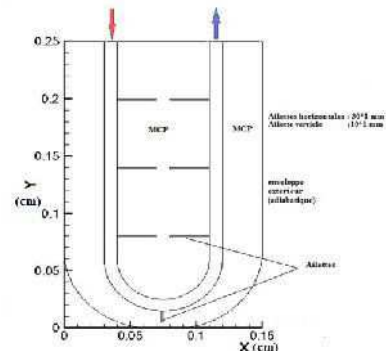


Figure.2: Vue schématique de la section transversale de l'unité de stockage avec ailettes

5. Les équations gouvernantes :

Le code ANSYS FLUENT applique la méthode des enthalpies pour résoudre Les équations régissant le problème de solidification / fusion, cette dernière est utilisée en tant que variable dépendante avec la température. Les équations de base pour le transfert de chaleur à changement de phase sont les suivantes [13], [14] [7]:

L'équation de la continuité:

$$\frac{\partial \rho_{mcp}}{\partial t} + \nabla (\rho_{mcp} u) = 0 \quad (1)$$

L'équation de la quantité de mouvement:

$$\frac{\partial \rho_{mcp}}{\partial t} + \nabla(\rho_{mcp} \mathbf{u} \otimes \mathbf{u}) = \nabla \sigma + (\rho_{mcp} \mathbf{g}) \quad (2)$$

L'équation de l'énergie:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_{mcp} H_{mcp}) + \nabla \cdot (\rho_{mcp} \mathbf{u} H_{mcp}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (3)$$

Où le terme enthalpie de l'MCP est donnée par :

$$H_{mcp} = h_{mcp} + \Delta H_{mcp} \quad (4)$$

La chaleur latente est définie par :

$$\Delta H_{mcp} = \beta L \quad (5)$$

Où β est la fraction liquide qui est donnée par :

$$\beta = \begin{cases} 0 & \text{pour } T < T_{sol} \\ 1 & \text{pour } T > T_{liqui} \\ \frac{T - T_{sol}}{T_{liqui} - T_{sol}} & \text{pour } T_{sol} < T < T_{liqui} \end{cases} \quad (6)$$

Le MCP choisi pour cette étude est une cire de paraffine y étudié par [8] où Les propriétés thermo physique sont :

Tableau .2 : Les propriétés thermo physique de MCP [8].

Paramètre	Valeurs	Unités
Cp_{mcp}	2890	$Jkg^{-1}K$
$\lambda^{(s)}_{mcp}, \lambda^{(l)}_{mcp}$	0.21, 0.12	$Wm^{-1}k^{-1}$
L	173400	Jkg^{-1}
T_{min}, T_{max}	300, 350	K
T_{sol}, T_{liqui}	299.15, 301.15	K

Les caractéristiques générales de l'MCP en fonction de la température sont:

5.1. Densité :

La Densité est donnée par [8]:

$$\rho_{mcp} = \frac{750}{0.001(T - T_{liqui}) + 1} \quad (7)$$

Où le constant 0.001 représente le coefficient d'expansion thermique étudié par Humphries and Griggs (1977).

5.2. La conductivité thermique :

La conductivité thermique de l'MCP est définie par

$$\begin{cases} \lambda_{mcp}^{(s)} si T < T_{sol} \\ \lambda_{mcp}^{(l)} si T > T_{liqui} \end{cases} \quad (8)$$

5.3. La viscosité :

La viscosité dynamique est donnée par formule de Following Reid et al. (1987)

$$\mu_{mcp} = 0.001 \exp(-4.25 + 1790/T) \quad (9)$$

6. Conditions initiales et aux limites :

Au premier temps de la simulation, la température initiale de toutes le système est 20 °C et la température d'entrée de l'eau est 40 °C avec une vitesse d'ordre 0.1 m/s (soit un débit d'ordre $7.85 \cdot 10^{-6} m^3/s$), aussi le système est considéré parfaitement isolée comme le montre la figure.3,

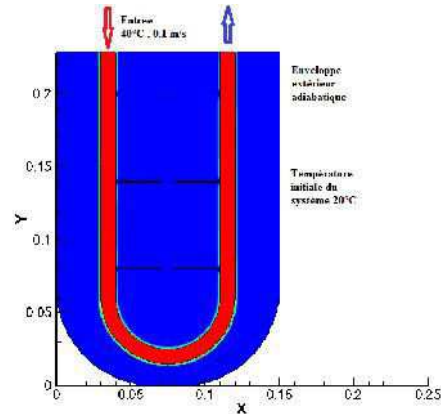


Figure .3 : Conditions initiales et au limites de la géométrie étudié

7. Maillage

Pour notre géométrie, les Nombres d'éléments pour différentes surfaces est donnée dans le tableau 3 :

Tableau 3 : Nombres d'éléments pour chaque surface

zone cas	fluides caloporteur	MCP	Ailette s horizo ntales	Ailette Vertic ale
Sans ailettes	5055	15232+15350	-----	-----
Avec 4 ailettes	5041	15234+15293	30	10
Avec 7 ailettes	5041	15295+15182	30	10

8. Méthodologie de la simulation

Les équations de la conservation d'énergie ; de la continuité et quantité de mouvement, ont été résolus numériquement, en utilisant le code AnsysFluent 15 qui est basé sur la méthode des enthalpies. L'Écoulement du fluide caloporteur et PCM liquide est laminaire avec le constant de la zone pâteuse d'ordre 10^5 pour MCP.

Afin de décrire le comportement thermophysique de l'MCP, l'eau et le cuivre. Trois UDF (user define) ont été utilisées pour définir la densité, conductivité thermique, et viscosité du MCP

En outre modèle gravité a été prises en compte. PRESTO est le schéma utilisé pour l'équation de correction de pression, algorithme (SIMPLE) est utilisé pour le couplage Pression- vitesse. Les valeurs des facteurs de relaxation pour la pression, la vitesse, l'énergie, et la fraction liquide étaient de 0,3, 0,2, 1, et 0,9, respectivement. Le pas de temps est d'ordre 0,1 s

9. Résultats et discussions

On continue notre investigation et dans cette partie nous avons présentés les résultats de simulation où on a étudié l'influence de l'utilisation des ailettes comme moyen d'amélioration de transfert de chaleur dans le ballons de stockage sur le temps totale de fusion de l'MCP, cette tentative nous permet de choisir la géométrie avec laquelle nous allons étudier par la suite l'influence de la température d'entrée et le débit du fluide caloporteur sur le temps totale de la fusion.

L'évolution en fonction du temps du contour de la fraction liquide dans l'MCP pour différents géométrie est présentée dans la figure.4. Des ailettes ont été ajoutées pour améliorer le transfert thermique entre le fluide caloporteur et l'MCP. Pour cela 4 et 7 ailettes ont été ajouté au model U-tube sans ailettes donc plus de surface d'échange. Où la quantité du liquide contenant dans MCP après 120 min est 48 % pour une unité de stockage sans ailettes, 61% pour la géométrie avec quatre ailettes et 72 % de MCP à l'état liquide pour une configuration avec sept ailettes

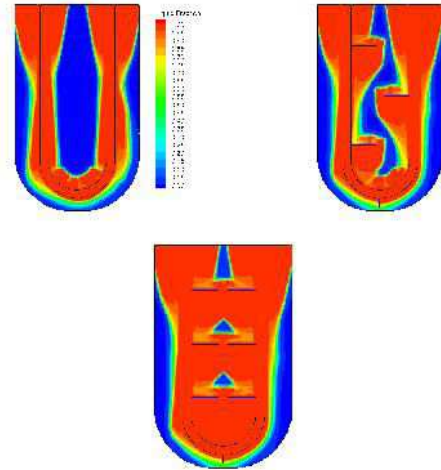


Figure .4. le contours de la fraction liquide après 120 min pour , sans , 4 et 7 ailettes respectivement

D'après la figure.5 qui représente l'évolution de la fraction liquide dans l'MCP en fonction du temps on constate que pour un U tube avec 7 ailettes alignées a plus performant par rapport au tube en U sans et avec 4 ailettes.

En vue du temps total pour la fraction liquide pour les trois géométries simuler on remarque que :

-tube sans ailettes : 434 min pour atteindre le 100 % liquide

-U-tube avec 4 ailettes : 381 min pour atteindre le 100 % liquide

-U-tube Avec 7 ailettes : 381 min pour atteindre le 100 % liquide

On remarque aussi qu'entre 15% et 95 % de la fraction liquide dans MCP, l'effet des ailettes est remarquable, et pour les 5 % qui restent peu de différence, ça est due à l'effet de la convection naturel.

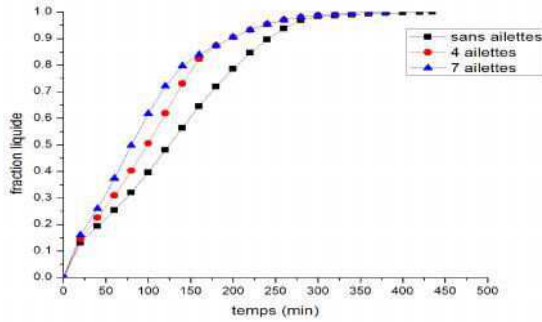


Figure.5. La Fraction liquide en fonctions du temps pour les différentes géométries

9.1. Influence de la température d'entrée du fluide caloporteur

le contour de la fraction liquide après deux heures est représenté dans la figure.6 pour les trois températures d'entrée 35 , 40 et 50°C où pour une température d'entrée du fluide caloporteur d'ordre 35 °C la quantité du liquide dans MCP est 54% ; et pour 40 °C cette quantité atteint 72% et 84% pour le cas où la température est 50 °C.

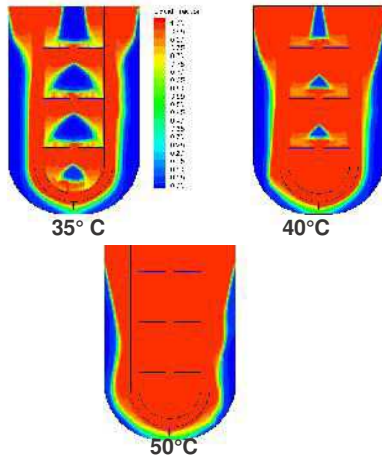


Figure .6. le contours de la fraction liquide après 120 min pour une température d'entrée 35 , 40 et 50 °C respectivement

La figure.7, représente la fraction liquide du MCP en fonction du temps pour les trois températures d'entrée du fluide caloporteur. Elle montre que pour trois températures 35, 40 et 50°C le temps total pour atteindre 100% de l'MCP a l'état liquide diminue respectivement de 521, 381 et 296 min. D'où on peut constater que la température d'entrée a une grande influence sur la fraction liquide cela pour l'intervalle de la température opérationnel de MCP .Que nous pouvons expliquer par : une température élevée pour la même surface d'échange permet de fournir

assez d'énergie (échange thermique) au MCP, tout en augmentant les effets convectifs et conductifs dans le matériau.

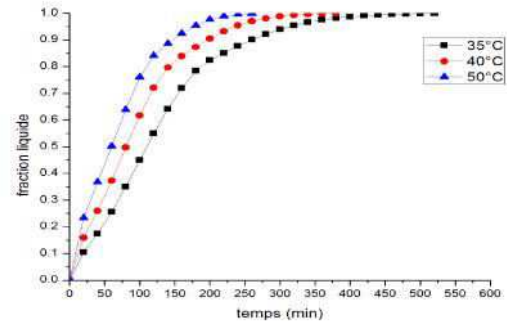


Figure .7. La fraction liquide du MCP en fonction de temps pour les 3 températures

9.2. Influence du débit du fluide caloporteur :

Avant d'étudier l'influence du débit du fluide caloporteur on a défini l'intervalle pour y rester dans régime laminaire (le nombre de Reynolds <2000) ce qui nous donne un débit d'eau doit être inférieur à $10.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$, d'ici on a utilisées trois valeurs de débit q_1 , q_2 , q_3 où leurs valeurs sont $7.85 \cdot 10^{-6}$, $3.925 \cdot 10^{-6}$ et $1.962 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ respectivement.

La figure .8 Nous montre la fraction liquide du MCP en fonction de temps pour les trois débits .Le MCP pour ce liquéfier totalement il prend 394.6 min pour q_2 , 381min en cas de q_1 , et 387 pour le débit q_3 , d'où on peut constater que le débit d'entrée joue un rôle important sur le temps totale de la liquéfaction de l'MCP

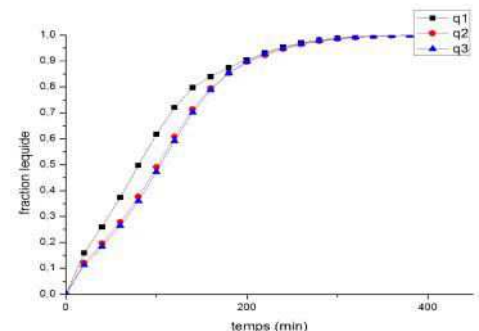


Figure .8. la Fraction liquide du MCP en fonction de temps pour les trois débits d'entrée

10. Conclusion

Notre travail est consisté à l'étude numérique des processus de fusion de la cire de paraffine en matériaux de changement de phase (MCP). La simulation a été faite en utilisant le programme de simulation AnsysFluent15 disponible au sein du laboratoire ENERGARID.

Une simulation numérique a été faite pour étudier l'influence du nombre d'ailettes dans l'unité de stockage sur le transfert de chaleur afin de choisir la géométrie adéquate. Nous avons trouvé que la géométrie avec un tube en U qui comporte sept ailettes donne un meilleur transfert de chaleur.

Une étude comparative entre une géométrie U-tube et U-tube avec ailettes, nous a permis de constater qu'il y a une diminution importante du temps total de liquéfaction du matériau de changement de phase (plus d'une heure) et un gain dans l'énergie stockée si on utilise une géométrie avec ailettes.

L'étude de l'effet de la température d'entrée du fluide caloporteur sur la fusion du MCP, nous a montré une diminution du temps total de 521, 381 et 296 min si on augmente respectivement la température de l'eau de 35, 40 et 50°C. Ceci est dû à l'augmentation des effets convectifs et conductifs dans le MCP.

De plus l'augmentation du débit permet l'élévation du flux de chaleur et donc la puissance calorifique admise au ballon de stockage ce qui entraîne l'accélération du processus de fusion. Dans notre cas On a testé trois débits, les résultats de la simulation nous permet de favoriser que un débit d'ordre de $7.85 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ correspondant à une énergie thermique stocké au moins temps plus que les autres débits.

11. Bibliographie

- [1] E.M.Sparrow , E. D. Larson et J. W. Ramsey ; freezing on a finned tube for either conduction-controlled or natural-convection-controlled heat transfer ; Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 24, pp. 213-284
- [2] P.V.Padmanabhan et M.V.Krishna Murthy; Outward phase change in a cylindrical annulus with axial fins on the inner tube; ht. J. Heat Mass Transfer. Vol. 29, No. 12, pp. 1855-1868, 1986
- [3] Enhancement of Heat Transfer in Latent Heat Storage Modules with Internal Fins ; Numerical Heat Transfer, Part A, 53: 749–765, 2008
- [4] Marcel Lacroix ; Study of the heat transfer behavior of a latent heat thermal energy storage unit with a finned tube ; Int. J. Heat Mass Transfer . Vol. 36. No. 8. pp. 2083-2092. 1993
- [5] R. Velraj, R. V. Seeniraj, B. Hafner, C. Faber et K. Schwarzer ; experimental analysis and numerical modelling of inward solidification on a finned vertical tube for a latent heat storage unit ; Solar Energy Vol. 60, No. 5, pp. 281-290, 1997
- [6] K.A.R. Ismail, C.L.F. Alves, M.S. Modesto ; Numerical and experimental study on the solidification of PCM around a vertical axially finned isothermal cylinder; Applied Thermal Engineering 21 53-77; 2001.
- [7] Abduljalil A. Al-Abidi , Sohif Mat , K. Sopian , M.Y. Sulaiman , Abdulrahman Th Mohammad ; Numerical study of PCM solidification in a triplex tube heat exchanger with internal and external fins ; International Journal of Heat and Mass Transfer 61 684–695 ; 2013
- [8] Jundika C. Kurnia , Agus P. Sasmito , Sachin V. Jangam , Arun S. Mujumdar ; Improved design for heat transfer performance of a novel phase change material (PCM) thermal energy storage (TES) ; Applied Thermal Engineering 50 ;pp 896-907; (2013)
- [9] J.Prakash ; a solar water heater with a built-in latent heat storage ; Energy Convers. Mgmt Vol. 25, No. 1, pp. 51-56, 1985
- [10] Y. Rabin, I. Bar-niv, E. Korin et B. Mikic; integrated solar collector storage system based on a salt-hydrate phase-change material ; Solar Energy Vol. 55, No. 6, pp. 435-444, 1995
- [11] A. A. Ghoneim ; the effect of phase-change material properties on the performance of solar air-based heating systems ; Solar Energy Vol. 42. No. 6. pp. 441-447. 1989
- [12] J. J. Jurinak et S. I. Abdel- Khalik; on the performance of air-based solar heating systems utilizing phase-change energy storage ; Energy Vol. 4, pp. 503-522
- [13] Ansys Fluent tutoriel
- [14] Mohamed Serradj, Abdeldjellil Benmansour ; etude numerique de la fusion des matériaux a changement de phase pour le stockage thermique dans une cavité rectangulaire inclinée , JITH (Maroc), 2011

Abderachid TRAD¹

¹ Department of climatic engineering, university of Frères mentouri, Constantine, Algeria

* Auteur correspondant
rachidtrade@yahoo.com

Effect of climatic, operational and design parameters on the performance of a passive solar still

Abstract: In this study, a computer program has been developed to simulate the effect of climatic and operational parameters on the performance of a simple passive solar still in order to obtain the optimum design parameters, under climatic conditions of Constantine. The results showed that the distillation productivity of solar still is significantly influenced by ambient conditions. The shallow water depths, minimum cover tilt angle and maximum insolation are found to be the optimum design parameters that give maximum daily and hourly water production. In addition we found that a large temperature difference between the glass and the water surface improves the productivity.

Keywords: Passive solar still; parameters; Performance; Constantine.

Nomenclature

A area, m^2
C specific heat, $J/kg^\circ C$
Gr grashof number, dimensionless
I fraction of an absorbed solar radiation, W/m^2
 h_1 total internal heat transfer coefficient, $W/m^2^\circ C$
 h_2 total external heat transfer, $W/m^2^\circ C$
K thermal conductivity, $W/m^\circ C$
L thickness, m
m mass, kg
 m_{ew} production rate, $kg/m^2.h$
P partial pressure, N/m^2
Pr prandtl number, dimensionless
q heat flux, W/m^2
t time, s
dt small time interval, s
T temperature, $^\circ C$
U overall heat transfer coefficient, $W/m^2^\circ C$
V wind velocity, m/s

Greek letters

β inclination angle, $(^\circ)$
 σ constant of Stefan–Boltzmann, $W/m^2^\circ C^4$
 ε emissivity, dimensionless
 δ declination angle, $(^\circ)$

Subscripts

a ambient
b basin liner
c convection
cd conduction
eff effective
ev evaporation
g glass
i internal
in insulation
r radiation
w water

1. Introduction

Desalination using solar energy is suitable for potable water production from brackish water where there is a scarcity of fresh water so the solar still is a useful device that can be used for the distilling of brackish water for the drinking purposes.

The distillate system can be classified into two categories: passive and active [1]. Passive solar stills are divided into conventional and efficient designs [2]. Malik et al. [3] reviewed the work on passive solar distillation. Tiwari et al. [4] recommended that only passive solar stills can be economical to provide potable water and active solar distillation system can be economical from a commercial point of view compared to the active stills

In general, the performance of a solar still system

is influenced by three factors namely climatic, operating, and design conditions climatic conditions such as: ambient temperature, solar radiation and weather condition etc, while operating conditions include water depth or like brine water [5], material of insulation and among others parameters, Moreover design conditions include covering slope, various solar still designs.

By considering the various factors affecting the productivity of the solar still such as the intensity of solar radiation, ambient temperature, water–glass temperature difference, glass angle, depth of water; various modifications are being made to enhance the productivity of the solar still [6].

The aim of the present paper is to study the effect of some type of climatic, operational and

design parameters on the performance of a passive solar still located in a region of area of Constantine situated at the east of Algeria, with a latitude of 36°22' to the north, a longitude of 6°37' to the east, and a mean elevation of 800 m from the sea level. The effect of tilt angle (10°, 25°, and 45°), and different water depths related to a simple passive solar still, on the productivity are also investigated.

2. Description of the system

Figure 1 represents the studied of a passive solar still with a single basin is made of aluminum chosen due to its relatively low cost, its good resistance to corrosion at low and medium temperatures and its low weight. The same one of basin of still and is covered by one face having sloping glass covers of 3 mm in thickness and insulated with expanded polystyrene, in order to reduce heat losses from the bottom to the environment. In addition, the solar still base is black painted at their internal surface, to enable the maximum absorption of global solar radiation. The height of the vertical sides of the still is taken at 0.15 m for smaller (10°), medium (25°) and larger (45°) inclination angles of the condensing cover.

The operation of the still is very simple. The transparent glass cover allows the solar radiation to pass to the water and heats it. The evaporated water condenses on the inside of the glass cover and run down the cover towards its end (distillate outlet), where it will be collected.

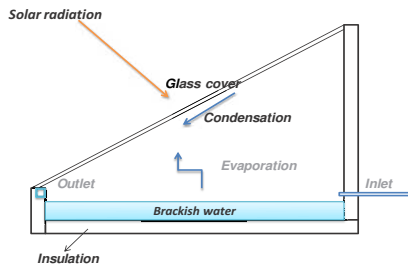


Figure 1: Diagram of a passive solar still.

3. Mathematical model

When solar energy is incident inside the basin water, heat transfer mechanism starts.

The following assumptions are taken into consideration, when setting up the energy balance equations, for different components of a passive solar still.

1. The system is considered in a quasi-steady state condition.
2. The solar distiller unit is considered as vapor

leakage proof.

3. The heat capacities of the glass covers, absorbing and insulating materials are neglected.

4. Temperature-dependent heat transfer coefficients should be considered.

5. Each component of the system, bottom/size and the sides are considered perfectly insulated

6. Solar radiation absorbed by the walls is negligible.

7. The evaporated mass of water is continuously replaced.

3.1. Energy balance equations

The transient energy balance equation for the glass cover which exchanges heat with water and surroundings can be written is given as [7]:

$$m_g C_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = I(t) A_g + (q_{c,w-g} + q_{ev} + q_{r,w-g}) - (q_{r,g-sky} + q_{c,g-a}) \quad (1)$$

For the water mass, the corresponding energy exchange is between the bottom absorber and the cover is:

$$m_w C_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = I(t) A_w + (q_{c,b-w}) - (q_{c,w-g} + q_{ev} + q_{r,w-g}) \quad (2)$$

The equation of the energy balance for the basin liner per unit area is computed from:

$$m_b C_b \frac{\partial T_b}{\partial t} = I(t) A_b - (q_{c,b-w}) - (q_{cd,b-in}) \quad (3)$$

The energy balance equation for the insulation, per unit area of basin, is written:

$$m_{in} C_{in} \frac{\partial T_{in}}{\partial t} = (q_{cd,b-in}) - (q_{loss}) \quad (4)$$

3.2. Heat and mass transfer relations

The internal heat transfer quantities between water and the glass cover (convective case), the radiation and the evaporation processes are respectively expressed, as follows:

$$q_{c,w-g} = h_{c,w-g} (T_w - T_g) \quad (5)$$

$$q_{ev} = h_{ev} (T_w - T_g) \quad (6)$$

$$q_{r,w-g} = h_{r,w-g} (T_w - T_g) \quad (7)$$

The total internal heat transfer coefficient (h_1) is:

$$h_1 = h_{c,w-g} + h_{ev} + h_{r,w-g} \quad (8)$$

The well known Dunkle's equation [7] of the convective and the evaporative fractions is used, since the process of evaporation–condensation, issued from the heat and mass transfer, is taking place in the same time:

$$h_{c,w-g} = 0.884 \left[(T_w - T_g) \right]$$

$$T_g) \frac{P_w - P_g}{268.9 \times 10^3 - P_w} T_w]^{1/3} \quad (9)$$

$$h_{ev} = 16.276 \times 10^{-3} \times h_{c,w-g} \times \frac{P_w - P_g}{T_w - T_g} \quad (10)$$

Where p_w and p_g are the vapor pressures at the water and glass temperatures, respectively, and are given by [8]:

$$P_w = e^{(25.317 - 5.144/T_w)} \quad (11)$$

$$P_g = e^{(25.317 - 5.144/T_g)} \quad (12)$$

The coefficient of the radiative heat transfer ($h_{r,w-g}$), is given by Duffie and Beckman [9]:

$$h_{r,w-g} = \varepsilon_{eff} \times \sigma (T_w^2 + T_g^2) (T_w + T_g) \quad (13)$$

Where ε_{eff} is the emissivity of the water and glass cover and can be computed:

$$\varepsilon_{eff} = \left(\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1} \right)^{-1} \quad (14)$$

The external heat transfer from the cover to the atmosphere is composed of two modes: radiative and convective heat transfers.

$$q_{r,g-sky} = h_{r,g-sky} (T_g - T_{sky}) \quad (15)$$

$$q_{c,g-a} = h_{c,g-a} (T_g - T_a) \quad (16)$$

The coefficient of radiative heat transfer $h_{r,g-sky}$, between the cover and the sky is given by Duffie Beckmann [9]:

$$h_{r,g-sky} = \varepsilon_g \times \sigma (T_g^2 + T_{sky}^2) (T_g + T_{sky}) \quad (17)$$

The sky temperature is given by the relation [10]:

$$T_{sky} = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (18)$$

The coefficient of the convective heat transfer $h_{c,g-a}$ is a function of the wind speed, and is computed as follows [11]:

$$h_{c,g-a} = 5.4 + 3.8 V \quad (19)$$

The total external heat transfer (h_2) is then:

$$h_2 = q_{r,g-sky} + q_{c,g-a} \quad (20)$$

The heat exchanged by convection between the water and the absorber is:

$$q_{c,b-w} = h_{c,b-w} (T_b - T_w) \quad (21)$$

Where the coefficient of heat transfer $h_{c,b-w}$ is given as:

$$h_{c,b-w} = \frac{CK}{L} [(Gr.Pr)]^{1/4} \quad (22)$$

The heat loss by conduction, from the basin liner to the insulation is:

$$q_{cd,b-in} = h_{cd,b-in} (T_b - T_{in}) \quad (23)$$

Where:

$$h_{cd,b-in} = \frac{K_b}{L_b} \quad (24)$$

The heat loss from the insulation to the environment may be written as:

$$q_{loss} = U_{in} (T_{in} - T_a) \quad (25)$$

The overall heat transfer coefficient is calculated from Fourier's equation of conduction:

$$U_{in} = \left(\frac{L_{in}}{K_{in}} + \frac{1}{h_{in}} \right)^{-1} \quad (26)$$

The fraction of the total incident solar radiations $I(t)$ that can be reached and absorbed by each element related to the balance equations, considered in the solar still, depend on the optical properties of the materials such as the transmittance, the absorptance, and the reflectance [12].

4. Results and discussion

A computer program was written in MATLAB (version 7.0) to solve numerically the above nonlinear system related to differential equations by applying the Gauss-Seidel implicit iterative method [13] and a time step of one hour is used in the simulation. The simulations were carried out in summer typical day with the climatic conditions of Constantine, east of Algeria.

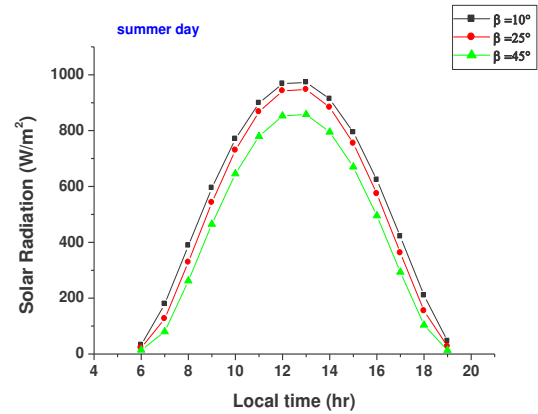


Figure 2: Change solar radiation with time at different angle of inclination.

Figure 2. indicate the hourly variation of solar radiation at different angles of inclination of a passive solar still, it shows that the curves of the solar radiation at different angle of inclination have the same trend where they increases in the morning hours to maximum values, then they start to decrease in the afternoon till it reaches its minimum value. It can be observed that a passive solar still receives a maximum solar radiation ((1:00 p.m.; 973, 10 W/m²), (1:00 p.m.; 947, 57 W/m²), and (1:00 p.m.; 857, 91 W/m²)) with angle of inclination of still cover of 10°, 25° and 45° respectively. We notice that a greatest value of solar radiation reception for the optimum angle at 10°, so where as the glass cover angle is small then the distance between the cover and basin water (height of still) is the minimum, so not only solar radiation reaches rapidly the water basin but also the maximum

volume of air with vapor purges into the condenser area [14] and the cover tilt angle is small in summer season [15].

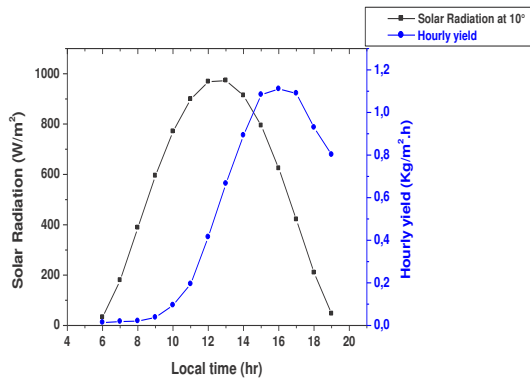


Figure 3: Variation of solar radiation and the yield with time of still at summer day.

The effect of the predicted solar radiation on the yield at 10° that considered the optimum angle of inclination of the cover of passive solar still on an average summer day is shown in Figure 3. The maximum yield occurred at 16: 00 p.m, while the maximum insolation occurred at 13:00. The difference is due to the time lag of the system.

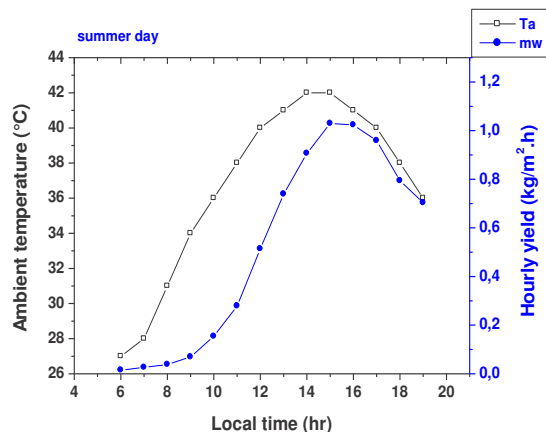


Figure 4: Variation of Ambient temperature and the yield with time of a passive solar still.

The effect of the predicted ambient temperature on the yield of a passive solar still on an average summer day is shown in Fig. 4. It is indicate that curves of ambient temperature and still output have a similar trend to explain by the still output increases with increase the ambient temperature during the period of the day .These results are in agreement with those reported by El-Sebaii[16], Garg and Mann [17], and Cooper [18].

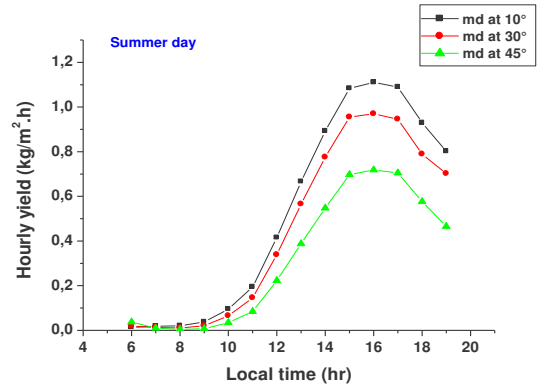


Figure 5: Change of hourly yield with time at different angle of inclination of the cover of a solar still.

The variation of hourly yield with time at different angle of inclination is shown in figure 5. While the curves of yield have the same pattern of change for different arrangement of angle of inclination then the hourly yield starts slowly due to warming of the still and the low solar energy during the morning hours, it is noted that the maximum yield obtained for the optimum angle at 10° in comparison with other angles 25° and 45° of the inclination of the cover of still, to explain by the maximum concentration of solar radiation received, it is due the minimum gap between the surface of the water and a condensing cover in the still system.

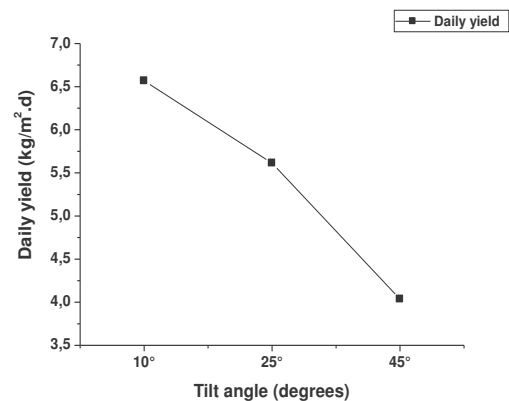


Figure 6: The effect of the cover tilt angle on the daily yield of a passive solar still.

The effects of some design parameters, such as the tilt angle of the cover and the thickness of the insulation on the yield of a passive solar still are shown in Fig .6. and Fig 7.

Figure6. indicated the relation between the cover tilt angle and the productivity of the still ,then the decrease in the cover tilt angles from 45° to 10°, leads to an increase on the daily yield by 38, 56 %, It is confirmed that a tilt of

small angle (10°) for solar still, gives the maximum productivity in summer's day. Many experimental and theoretical studies found that the angle of the cover tilt should be smaller in the summer [19,]. Tiwari et al. [20] found also that 10° represents the optimum angle in the summer season for the double and the single slope.

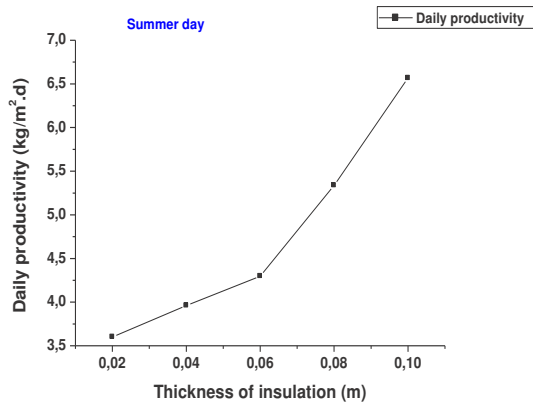


Figure 7: Effect of insulation thickness on the daily productivity of a passive solar still.

Figure 7. show that increasing the insulation thickness increases the production of the solar still from 0.02 to 0.10 m by 45, 12 %. The effect of insulation thickness was found to be significant up to a value of 0.06 m; where the effect is more significant on the passive still than that at higher thickness value of 0.10m. This result is in agreement with that find by Abdul Jabbar and al [21].

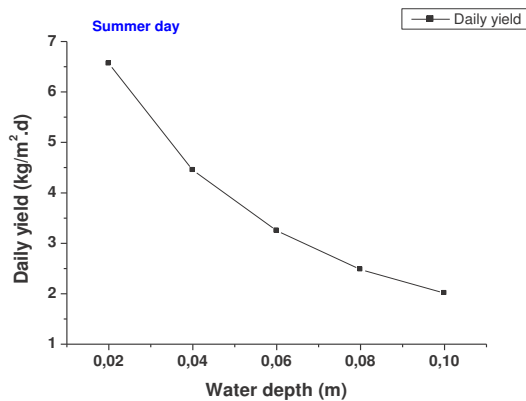


Figure 8: Effect of water depth on the daily yield of a passive solar still.

The effect of various depth of water in the basin of solar still is shown clearly in figure 8. We observe that a shallow water at 0.02 m gives higher productivity and a water depth decreases from 0.10 m to 0.02, results the daily yield increases by 69, 35%, This is due to the increase of the heat capacity of the water in the basin. It is well known that the water depth is inversely proportional to the productivity of the still

and a water depth of 0.02 m was found to be the optimum [14]. Aboul-Enein et al. [19] concluded from his mathematical model that the productivity of the still decreases with an increase of heat capacity of basin water during the daylight and reverse in case of overnight.

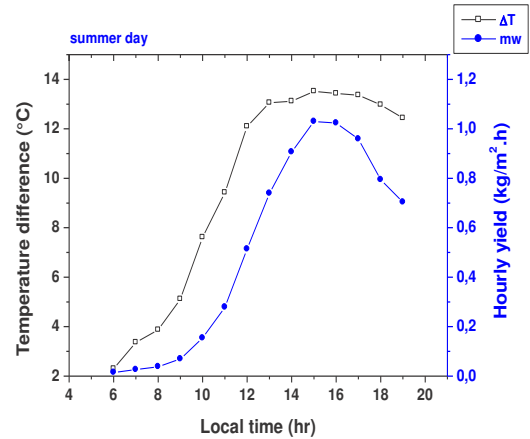


Figure 9: Variation of temperature difference of the inner cover and the water with time and with the production rate for a passive solar still.

The yield of a solar still mainly depends on the difference between water and glass cover temperatures Figure 9. The temperature difference between water and glass are acting as a driving force of the distillation process. Lowering the cover temperature helps in increasing the productivity. Increasing the temperature difference between the glass and the basin water increases the natural circulation of air mass inside the still. It increases both convective and evaporative heat transfer between basin water to cover.

5. Conclusion

On the basis from the above study that the performance of a single basin passive type solar still affecting by some climatic, operational and design parameters in area of Constantine. The following conclusions may be made given:

1. The greatest value of solar radiation reception is obtained for a passive solar still at the optimum angle of inclination of the cover at 10° in summer day.
2. The productivity of the still is directly related to the intensity of the solar radiation received.
3. The effect of the ambient temperature on still output is realized to be explain by a similar trend between their curves and the still output increases with increase the ambient temperature during the period of the summer day.
4. We notice that the maximum hourly yield is obtained for the optimum angle at 10° in

comparison with other angles 25° and 45° of passive solar still because of the maximum concentration of solar radiation.

5. the decrease in the cover tilt angles from 45° to 10°, leads to an increase on the daily yield by 38, 56 %, It is confirmed that a tilt of small angle (10°) for solar still, gives the maximum productivity in summer's day.

5. The shallow water at 0.02 m gives higher productivity and a water depth decreases from 0.10 m to 0.02, results the daily yield increases by 69, 35% ,

6. The increasing of the insulation thickness increases the production of the solar still from 0.02 to 0.10 m by 45, 12 %. The effect of insulation thickness was found to be significant up to a value of 0.06 m; where the effect is more significant on the passive still than that at higher thickness value of 0.10 m.

7. The yield of a solar still mainly depends on the difference between water and glass cover temperatures.

The findings in the present study indicated that the use of a passive solar distillation promises to enhance the quality of life and to improve health standards in different areas of Algeria.

References

- [1] SK.SINGH, VP BHATNAGAR, GN. TIWARI, Design parameters for concentrator assisted solar distillation system. *Energy Convers Mgmt*, 37, 2, 247–52, 1996.
- [2] Ali. F.MUFTAH, M.A. Alghoul, M.M. AHMAD FUDHOLI ABDULMAJEED, K. SOPIAN, Factors affecting basin type solar still productivity: A detailed review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 32,430–447, 2014.
- [3] M. A. S.MALIK, G.N.TIWARI, A.KUMAR, M.S.Sodha, *Solar Distillation*, Pergamum Press, UK, 1982.
- [4] G.N.TIWARI, H.N.SINGH, R.TRIPATHI, Present status of solar distillation, *Solar Energy*, 75, 5, 367-373, 2003.
- [5] G.N. TIWARI, A. TIWARI, *Solar Distillation Practice for Water Desalination Systems*, Anamaya, New Delhi, 2007.
- [6] A. SAFWAT NAFEY, M. ABDELKADER, A. ABDELMOTALIP, AA MABROUK, Parameters affecting solar still productivity, *Energy Conversion and Management*, 42:1797–809, 2000
- [7] R.V. DUNKLE, Solar water distillation: the roof type solar still and a multi effect diffusion still, *International developments in heat transfer, Proceedings of International Heat transfer Conference, University of Colorado*, 5, pp. 895–902, 1961
- [8] JL. FERNANDEZ.N CHARGOY, Multi-stage indirect heated solar still, *Solar Energy*, 44,215–23, 1990.
- [9] J.A.DUFFIE,W.A. BECKMAN, *Solar engineering of thermal processes*, 2nd ed. John Wiley & Sons, Inc., 919, New York, 1991.
- [10] V.B. SHARMA, S.C. MULLICK, Estimation of heat-transfer coefficients, the upward heat flow and evaporation in a solar still, *ASME J. Sol. Energy Eng.* 113 , 36–41,1991.
- [11] J.H. WATMUFF, W.W.S. CHARTERS, D. PROCTOR, *Solar and wind induced external coefficients solar collectors*, *Int. Heliotechnic J*, 2, 56, 1977
- [12] E. RUBIO, J.L.FERNANDEZ, M.A. PORTA-GANDARA, Modeling thermal asymmetries in double slope solar stills, *Renewable Energy*, 29, 895–906, 2004.
- [13] R.L. BURDEN, J.D. FAIRES, *Numerical Analysis*, 3rd ed. PWS Publishers, Boston, 1985.
- [14] M.R. RAJAMANICKAM, A. RAGUPATHY, Influence of water depth on internal heat and mass transfer in a double slope solar still, *Energy Proceedia* 14,1701–1708, 2012.
- [15] R.DEV, G.N. TIWARI, Characteristic equation of a passive solar still, *Desalination*, 9, 245,246–65, 2000
- [16] A.A. EL-SEBAIL, Effect of wind speed on active and passive solar stills, *Energy Convers. Mgmt.*, 45, 1187–1204, 2004.
- [17] H.P.GARG, H.S. MANN, Effect of climatic, operational and design parameters on the year-round performance of single-sloped and double-sloped solar stills under Indian arid zone conditions, *Sol. Energy*, 18, 159–164, 1976
- [18] P.I. COOPER, Digital simulation of transient solar still performance, *Sol. Energy*, 12, 313–331, 1969.
- [19] S.ABOUL-ENEIN, A.A. EL-SEBAIL, E. EL-BIALY, Investigation of a single-basin solar still with deep basins, *Renew. Energy* 14, 299–305, 1998.
- [20] G.N.TIWARI, J.M. THOMAS, EMRAN KHAN, Optimization of glass covers inclination for maximum yield in a solar still, *Heat Recover. Syst. CHP*, 14, 447–455, 1994
- [21] N. ABDUL JABBAR KHALIFA, M. AHMAD HAMOOD, Effect of insulation thickness on the productivity of basin type solar stills: An experimental verification under local climate *Energy Conversion and Management* 50, 2457–2461, 2009

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF COMBINED CSP-MED DESALINATION IN ALGERIA

M.LAISSAOUI^{1,2}, A.BOUHALLASSA, M.HAZMOUN, S.LECHEHAB

⁽¹⁾ Department of Mechanical Engineering, Univ. of Mostaganem, Algeria.

⁽²⁾ Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, 16340, Algiers, Algeria

*Corresponding author: Fax: +21343798346 Email: nehari2746@gmail.com

ABSTRACT

The aim of this work is thermodynamic analysis of the combine of concentrated solar power plant CSP and multi-effect desalination (MED) compared with the combination of CSP with a reverse osmosis (RO) plant. The solar power plants disposed a solar tour (heliostat field and volumetric receiver and steam turbine for electric production. The performance of the solar plant and the desalination plant both working together is tested in a case study. In the city of MOSTAGANEM in ALGERIA.

In this work, the radiometric and meteorological data arise directly from the software meteonorme 7. In addition, a steady state model has been made by proposing a set of nonlinear, algebraic equations for each cycle and implementing them in the Engineering Equation Solver (EES) software.

INTRODUCTION

Freshwater sources in the Middle East and North Africa (MENA) are persistently over-used. This is partially due to a rather low efficiency of water distribution and use, which in many cases does not reach present state of the art. It is also due to the continuous growth of population and economy of this region, which requires more water for more people and for new cultural, economic and industrial activities.

Desalination technologies have proven to be reliable sources of fresh water supplies over the last five decades in different parts of the world. However, desalination technologies are energy intensive, which has a negative impact on the Nation's Environment and Economy due to the reliance on fossil fuels as primary energy sources for desalination plants. Meeting the future demand for energy and water in a sustainable and environmentally friendly way is one of the biggest challenges of this century not only in

MENA but globally. It is strongly presumed that the economic feasibility of the desalination industry will depend greatly on technology development of renewable energy in the next decade.

Coupling solar desalination units with thermal storage can smooth down transient fluctuations in solar power and stabilizes the performance of thermal desalination systems, which improves Nowadays many regions of the world are suffering from water and energy problems but water scarcity will become critical during the first half of this century.

CONCENTRATING SOLAR PLANT TECHNOLOGY

Concentrating Solar thermal based on the collect of energy from the sun via mirror reflectors directed to a receiver. The collected energy transferred to a heat transfer fluid in the receiver that used to supply heat for generate electricity through conventional thermodynamic cycle (show figure 01) CSP plants require high direct solar irradiance to work and are therefore a very interesting option for installation in the Sun Belt region especially the Middle East, North Africa.

Four type existing in solar CSP technologies namely: Solar Dish, Parabolic Trough (PT), Fresnel Reflector, and Central receiver systems.

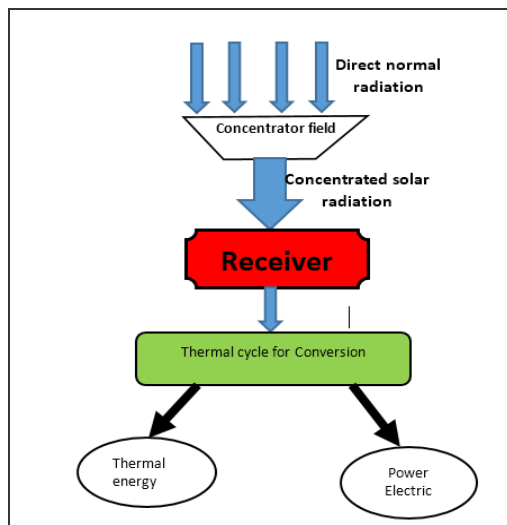


Figure 01. Principle of concentrating solar power

The central receiver systems: using a large field of two-axis tracking mirrors (heliostats) that reflect the sunlight to a central receiver on top of a tower.

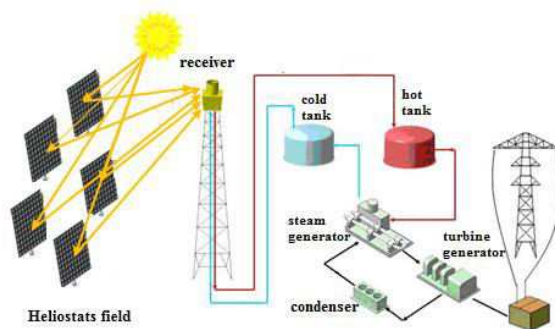


Figure 02. Solar power tower plant

Parabolic trough and Linear Fresnel : a fluid flowing through the absorber tube – usually synthetic oil or water/steam – transfers the solar heat to a conventional steam turbine power cycle.

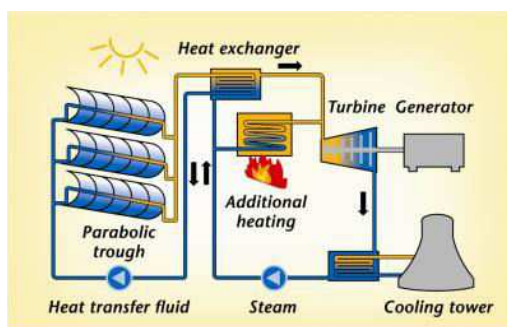


Figure 03. Parabolic trough plant

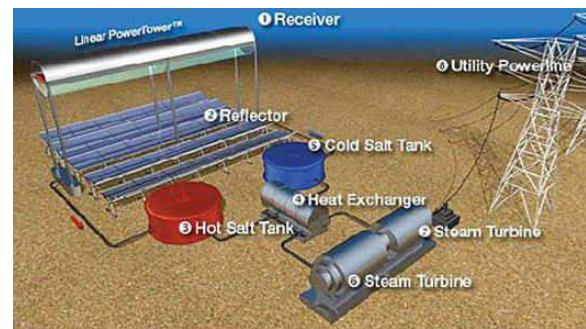


Figure 04. Linear Fresnel

Parabolic dish: Using a mirror array formed into the shape of a dish, The receiver transmits the energy to an engine, typically a kinematic Stirling engine that generates electric power.

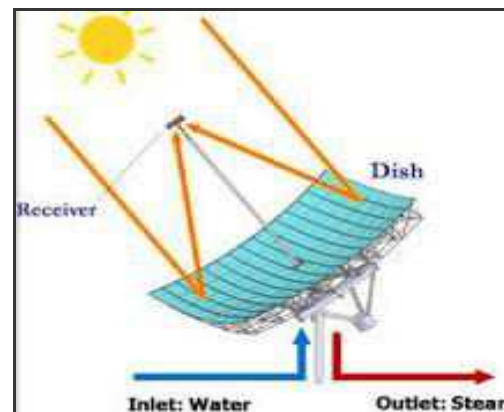


Figure 05. Parabolic collector

The hybrid solar power plant

The central concept of hybrid gas turbine comprises a conventional installation of a gas turbine and a solar unit (concentrating solar tower). Projects based on this concept are in operation in Algeria, Australia, Egypt, Italy and the United States.

SEAWATER DESALINATION TECHNOLOGIES

A large number of different desalination technologies available and applied in the world. Five type of desalination technologies come into consideration.

This work based of tow technologies, thermal desalination methods that evaporate seawater by using heat from combustion or from the cold end of a power cycle, and mechanical methods using filtration through membranes.

Multi-Effect Desalination (MED)

Multi-effect desalination (MED) is also a thermal distillation process. The feed water is sprayed or otherwise distributed onto the surface of the evaporator surface (usually tubes) of different chambers (effects) in a thin film to promote evaporation after it has been preheated in the upper section of each chamber. The evaporator tubes in the first effect are heated by steam extracted from a power cycle or from a boiler. The steam produced in the first effect is condensed inside the evaporator tubes of the next effect, where again vapor is produced. Each effect must have a lower pressure than the preceding one. The steam produced in the last effect is condensed in a separate heat exchanger called the final condenser, which is cooled by the incoming sea water, which is then used as preheated feed water for the desalination process.

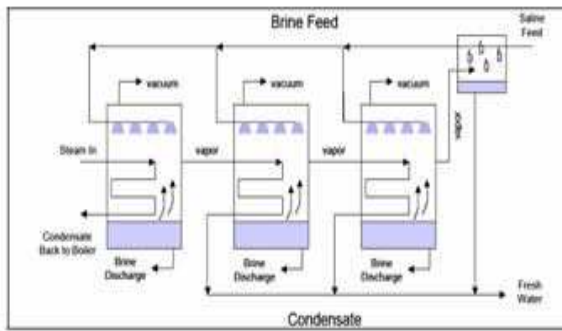


Fig 06 Principe of multi effect desalination MED

Reverse Osmosis (RO)

Reverse osmosis (RO) is a membrane separation process that recovers water from a saline solution pressurized to a point greater than the osmotic pressure of the solution.

The membrane filters hold back the salt ions from the pressurized solution, allowing only the water to pass. Therefore, pre-treatment of the feed water is an important process step and can have a significant impact on the cost and energy consumption of RO, especially since all the feed water, even the amount that will eventually be discharged, must be pre-treated before being passed to the membrane.

For the coupling of CSP and desalination, in principle, all CSP technologies can be used for the generation of electricity as well as for the desalination of seawater (Figure 08).



Fig 07 revers osmos desalination process

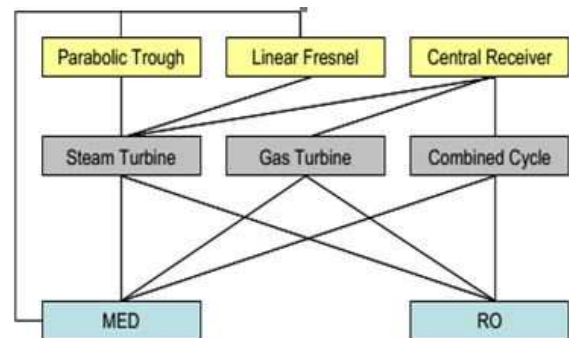


Fig 08 option of coupling concentrating solar power with desalination technologies

DESCRIPTION OF THE STUDIED SYSTEMS

The systems under consideration are described in fig.9 and fig 10. They each consists of a central receiver concentrating solar power (CR-CSP) plant based on a HIRN cycle (reheat Rankin cycle), when water is the working fluid. The solar plant consists of heliostat mirrors field distribute around of the tower, in this the receiver is located, and a hybrid burner to provide additional power thermal when solar radiation is not available.

The heliostats track the sun in tow axis during the day to ensure it is continuously focused on the receiver. Two types of desalination systems have been considered for combination with this CSP plant revers osmos and milti effect desalination.

The CR-CSP technology is the same in all the configurations assessed. Steam is generated from the thermal energy collected by the solar field.

Configuration 01 **CSP-RO** corresponds to the basic combination of a RO desalination plant with a CR-CSP plant. In this case (Fig. 09) the desalination process is driven by the power output from the CSP plant. This configuration has the advantage that the desalination process is completely independent from

the power generation and can be even separated geographically.

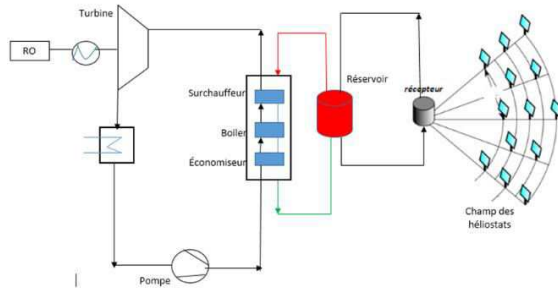


Fig09- Configuration 01 RO-CSP

Configuration 02 low-temperature multi effect distillation with CSP plant **CSP-MED** corresponds to a integrated into a CR CSP (central receiver CSP) by replacing the conventional condenser of the steam cycle. In this case (Fig10), the desalination plant is fed by the steam from the turbine outlet after being reheated to obtain saturated steam without increasing the temperature. In this case to must feed the LT-MED desalination plant at 70°C .

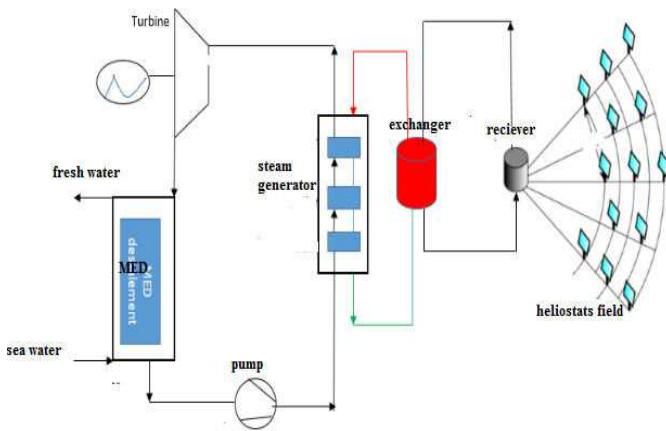


Fig10- Configuration 02 MED-CSP

Power required for the desalination

The power requirement is not same for the thermal and osmoses processes.

For the thermal processes, needed the heat or the thermal power (very small quantity of electrical power) with cost is not very high, but for the osmoses processes the electrical power is indispensable for the functioning of the desalination

unit, then the cost is very high. For the calculation of the power required by the desalination plant, a specific electric consumption of 2.5 kW h/m³ has been considered in the case of the MED plant, and 5.6 kW h/m³ for RO process.

Method of the analyses

A thermodynamic analysis for each components of the installation was carried out , for calculating performance of the plant

Thermodynamic analyses of the CSP power plant

A steady state model has been made by proposing a set of nonlinear, algebraic equations for each cycle and implementing them in the Engineering Equation Solver (EES) software.

The net power of the CSP plant considered in all configurations to be 50 MWe. In addition, the mass flow of desalination plants has been determined by dimensioning the MED in order to replace the condenser of the power plant in all the exhaust steam coming from the turbine used to drive the desalination plant producing fresh water. The same size assumed for the desalination with RO.

An isentropic efficiency of 85% has been assumed for all the turbines and pumps.

The actual steam enthalpy at the outlet of the HP and LP turbines has been calculated through

$$\eta_{st} = \frac{h_{inlet} - h_{outlet}}{h_{inlet} - h_{outlet,i}}$$

Where η_{st} is the isentropic efficiency , h_{inlet} is the enthalpy of the steam entering the turbine, h_{outlet} is the actual enthalpy at the outlet of the turbine and $h_{outlet,i}$ is the ideal enthalpy of the steam leaving the turbine.

In the tow configuration studies, the net power production of the plant considering (P_{net}) equal 50MWe. The net power production of the plant is calculated as the gross turbine output (P_{turb}) minus the power required by the pumps (P_{pumps}), the desalination plant (P) and the cooling unit ($P_{cooling}$)

$$P_{net} = P_{turb} - P_{pumps} - P_{desal} - P_{cooling}$$

The steam flow required by the MED desalination plant has been calculated by:

$$q_{steam} = \frac{FWF \times \rho}{GOR}$$

FWF is the fresh water production in m³/day, ρ the fresh water density in kg/m³

GOR is gained output ratio, which is defined as the amount of distillate produced for every mass unit of steam supplied to the distillation unit. in case of MED technology the GOR has been considered of 9.8.

Solar field

The heliostats field analysis considering the net output thermal capacity of the system, the solar field area has been determined by energetic analysis.

The simulation was carried out for a location in MOSTAGANEM, in the ALGERIA (longitude: 05' 00 east; latitude: 35° 56' 00" north Radiation and ambient temperature data have been taken from an available typical meteorological year (using Metronome DNI profiles but normalized with the real measurement of the annual average of the DNI given above), for the hybridization diagram for both technologies during the 21st June.

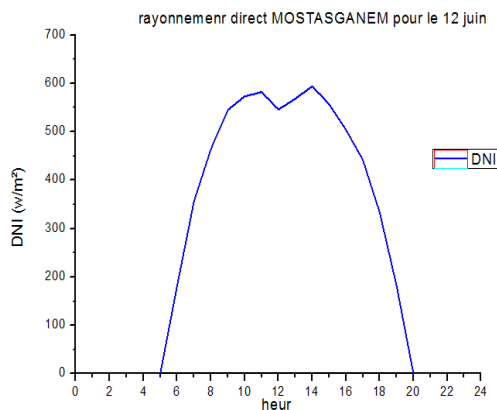


Fig 11 DNI in 12st June for MOSTAGANEM area

RESULTANTS AND DISCUSSION

Firstly, the analysis of the power block corresponding to Configuration 02 CSP-MED effected to determine the maximum water production flow. The results obtained are shown in tab 01. This value has been taken as afixed input parameter for the rest of configurations 01 CSP-RO.

In this peper we are analysed the variation of the requirement heliostts area with the direct normal radiation variation for the tow configuration CSP-MED and CSP-RO, the result shown in the next figure .

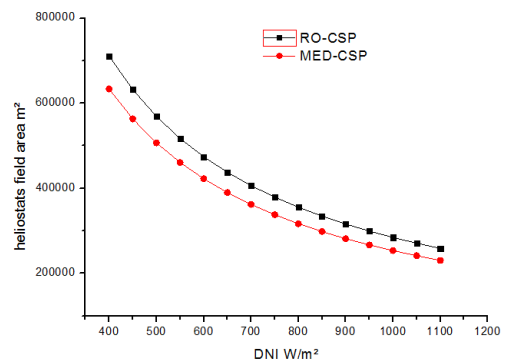


Fig 12. Effect of the DNI on the heliostat field area

This figure show the effect of the DNI for the field size (this installation preferred in the region sunshine), and it clearly than the CSP-RO needed more area compared to CSP-MED, and CSP-RO exceed about 30MWth energy for assure the same net electric power and fresh water production.

For the hybridization of the tow configuration the diagrammed of hybridization for the CSP –MED configuration and CSP-RO configuration are represented in the fig 13 and fig 14 respectively.

The reverse osmoses require power more than the multi effect distillation (tab 01).

Tab 01: propriety of the configuration studied.

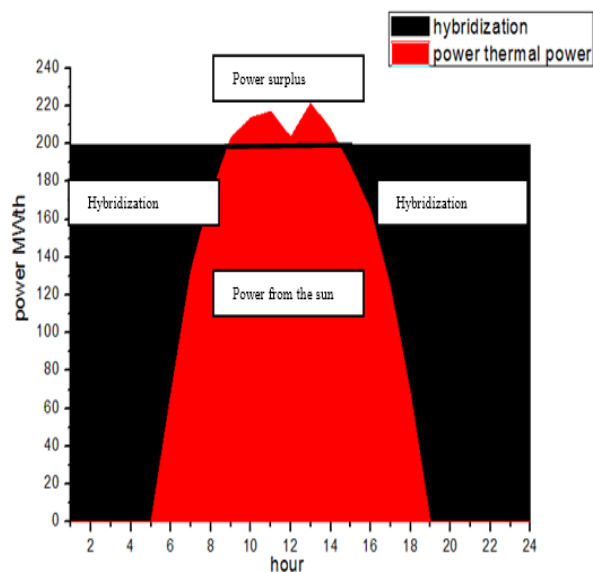


Fig13- hybridization diagram for the CSP-RO plant studied.

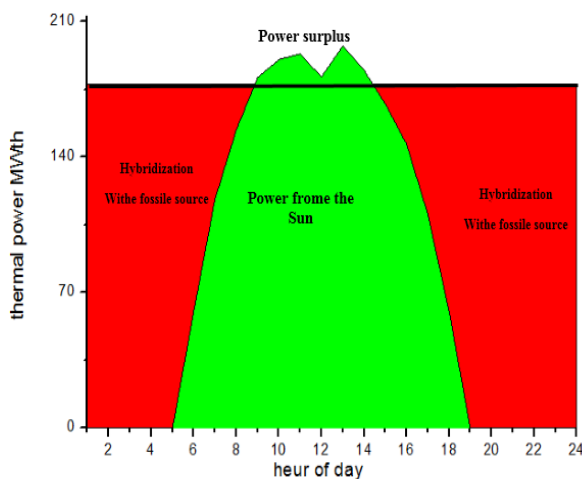


Fig14- hybridization diagram for the CSP-MED plant studied

CONCLUSION

Concentrating solar power technology offers a unique opportunity for competitive, secure and sustainable energy for electricity and seawater desalination in the Middle East and North Africa.

	CSP-MED	CSP-RO
Average annual DNI (W/m ²)	534	534
Power block steam flow (kg/s)	26.5	29.73
Thermal efficiency power block	38%	38%
Solar to electric efficiency	19%	19%
Solar power from the heliostats field	177.4MW	199Mw
Heliostat field Area m ²	474501	532505
Fresh water production (metric day)	22568	22568
Net electric power production	50MWe	56MWe

In the two cases studies, 50 MWe and 22568 m³/day have been considered as net power and water production respectively.

This paper presents a thermodynamic evaluation of tow configurations for coupling central receiver solar power plants and desalination for the Middle East and North Africa (MENA) region. The integration of a low-temperature multi effect distillation (LT-MED) plant fed by the steam at the outlet of the turbine replacing the condenser of the power cycle has been simulated and compared with the combination of CSP with a reverse osmosis (RO) plant.

Therefore, the integration of a multi-effect desalination MED plant can also be a valid option for a concentrating solar power and desalination configuration compared to the reverse osmosis RO.

REFERENCES

1. Patricia Palenzuela, Guillermo Zaragoza, Diego C. Alarcón-Padilla, Elena Guillén, Mercedes Ibarra, Julián Blanco . Assessment of different configurations for combined parabolic-trough (PT) solar power and desalination plants in arid regions. Energy (2011) 4950-4958 -36.
2. Patricia Palenzuela, Guillermo Zaragoza, Diego Alarcón, Julián Blanco. Simulation and evaluation of the coupling of desalination units to parabolic-trough solar power plants in the Mediterranean region. Desalination 281 (2011) 379–387.
3. Houda BEN JANNET ALLAL “Combined solar power and desalination plants: Techno-economic” PROJECT FINAL REPORT
4. Franz Trieb, HansMüller-Steinhagen “Concentrating solar power for seawater desalination in the Middle East and North Africa Desalination 220 (2008) 165–183.
5. Abdel Hakim Hassabou, Markus Spinnler, Wolfgang Polifke “tecnoeconomic analysis of medium and large-scale desalination plants driven by concentrated solar systems in the mena region” Energy Procedia 42 (2013) 735 – 744.
6. Franz Trieb, Hans Müller-Steinhagen, Jürgen Kern, Jürgen Scharfe, Malek Kabaritid , Ammar Al Taher “Technologies for large scale seawater

desalination using concentrated solar radiation”
Desalination 235 (2009) 33–43.

Salah Marih ¹
Leila Ghomri ²

¹ laboratoire « signaux et systèmes » université Abdelhamid Ibn Badis, Mostaganem, Algérie

² laboratoire « signaux et systèmes » université Abdelhamid Ibn Badis, Mostaganem, Algérie

* Auteur correspondant
(salah.marilh@gmail.com)
(lilaghomri@yahoo.fr)

ETUDE DE FAISABILITE D'UN PARC EOLIEN OFFSHORE SUR LA BAIE D'ARZEW

Résumé : La technologie des éoliennes est encore à maîtriser dans notre pays. Les énergies renouvelables sont une alternative sérieuse pour l'avenir énergétique du pays.

Dans ce travail, nous nous proposons de faire une étude de faisabilité de l'installation d'un parc éolien off shore en mer méditerranée et plus précisément dans la baie d'Arzew.

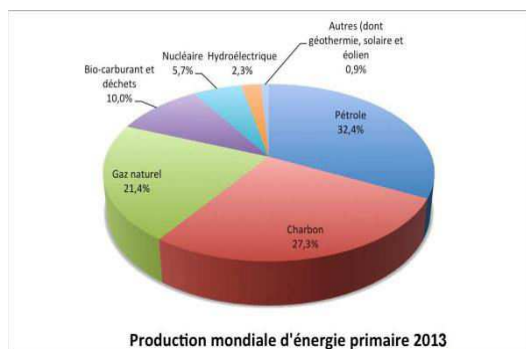
Mots clés : parc éolien, éolienne offshore, ARZEW, l'éolienne en Algérie,

Nomenclature

k facteur de forme (sans dimension)
C facteur d'échelle, m/s
V vitesse, m/s
 ρ densité, kg/m³

S l'aire balayée par le rotor, m²
C_e coefficient d'efficacité de l'éolienne
D diamètre du rotor, m
R rayon, m

1. Introduction



L'énergie éolienne est une source d'énergie utilisée depuis des siècles. En plus de son exploitation en mer pour faire avancer les bateaux, ce type d'énergie a été exploité sur terre durant au moins les 3000 dernières années.

L'Algérie possède un potentiel immense et une source inépuisable en énergie renouvelable qui lui permet de diversifier ses sources énergétiques.

C'est la raison pour laquelle ce type d'énergie est devenu actuellement une recommandation des pouvoirs publics et une donnée incontournable pour une future très proche, et une stratégie alternative pour les énergies fossiles.

L'autre argument qui milite à l'avantage des sources renouvelables est lié à la pérennité des ressources en énergies. Dans le courant de 21ème siècle, le paysage énergétique va radicalement changer car plusieurs ressources fossiles risquent de disparaître [1].

De nouvelles ressources associées à des technologies performantes et fiables sont indispensables pour « tenter » de maintenir le niveau de la production énergétique mondiale.

2. L'énergie éolienne en Algérie

En ce qui concerne l'Algérie, la ressource éolienne varie beaucoup d'un endroit à un autre. Ceci est principalement dû à une topographie et climat très diversifié. En effet, notre vaste pays se subdivise en deux grands zones géographiques distinctes. Le nord méditerranéen est caractérisé par un littoral de 1200Km et un relief montagneux, représenté par deux chaînes de l'atlas tellien et l'atlas saharien, entre elles, s'intercalent des plaines et les hauts plateaux de climat continental. Le sud, quant à lui, se caractérise par un climat saharien.

Le sud algérien est caractérisé par des vitesses plus élevées que le nord, plus particulièrement le sud ouest avec des vitesses supérieures à 4m/s et qui dépassent la valeur de 6m/s dans la région d'Adrar. Concernant le nord, on remarque globalement que la vitesse

moyenne est peut élevée .On note cependant, l'existence de microclimats sur les sites côtiers de Oran, Bejaia et Annaba, sur les hauts plateaux de Tiaret et El kheiter ainsi que dans la région délimitée par Bejaia au nord et Biskra au sud. [2]

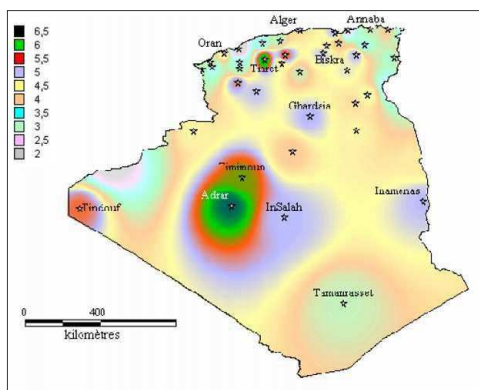


Figure 1: Atlas de la vitesse moyenne du vent de l'Algérie estimée à 10 m du sol. source CDER.

2.1. Cartographie éolienne de quelques sites

Deux sites sont choisis pour l'étude. Il s'agit en l'occurrence des sites côtiers de Ténès et des Andalouses.

La topographie des sites précités est tracée en coordonnées Lambert en figure

On remarque que les sites des Andalouses et de Tissemsilt ont des altitudes variant, respectivement, de 0 à 420 mètres et de 555 à 980 m. Le site de Ténès sont des sites de montagne avec des altitudes variant respectivement de 0 à 1070m. Enfin, on remarque sur la figure 2.21, que lorsque les accidents topographiques sont fréquents et que les écarts en altitudes sont élevés, le champ de vitesses de la région est très touffu. C'est le cas de site Ténès. En effet, les vitesses de vent varient dans une gamme plus large

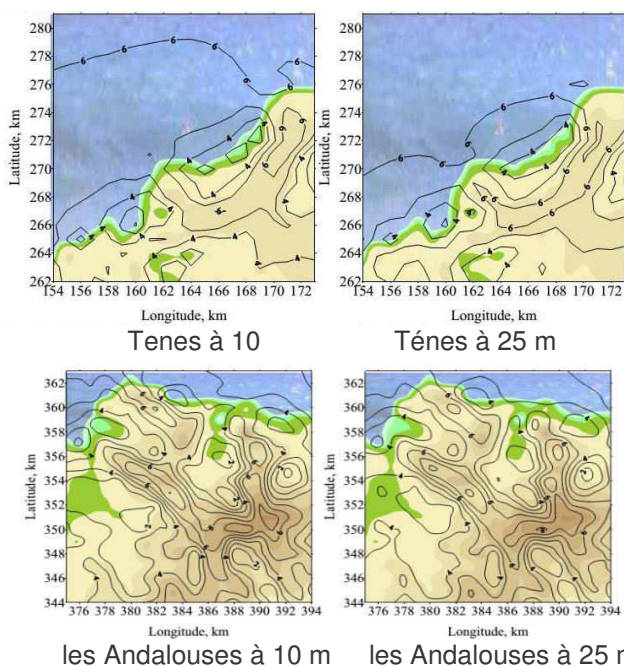


Figure 2 :Atlas microclimatiques de la vitesse moyenne annuelle pour les sites côtiers [3]

Pour les deux sites côtiers, les vitesses estimées augmentent d'ouest en est. En effet, les maxima sont de l'ordre de 7.2 m/s pour les Andalouses, ils atteignent les 8.2 m/s pour Ténès.

3. Les éoliennes Offshore

Dans cette étude on s'intéresse à une éolienne offshore posé, connue comme éolienne sur mer. Actuellement cette éolienne garantir un grand rendement au futur.

3.1 Définition

Les éoliennes off-shore sont le plus souvent rassemblées dans un « parc éolien » ou « ferme éolienne ». Celle-ci comporte généralement entre 20 et 50 éoliennes pour une puissance installée de 60 à 160 MW. Les parcs off-shore traditionnels ne sont généralement pas installés à plus de 40 mètres de fond.

La mer offre par ailleurs des avantages qui font l'attractivité de cette technologie: moins de conflits d'usage et des vents plus réguliers et puissants qu'à terre, permettant de produire jusqu'à 60% d'énergie en plus que pour des éoliennes terrestres.

Le diamètre du rotor peut atteindre 150 mètres, faisant de l'éolienne off-shore la machine tournante parmi les plus grandes au monde. La profondeur d'installation économiquement viable reste aujourd'hui à un maximum de 40 mètres. [4].

3.2 Caractéristiques techniques de l'éolien offshore

Il existe deux principaux types de fondations posé et flottant. [5].

3.2.1 L'éolien posé

L'éolienne repose sur le fond marin, à quelques dizaines de mètres de profondeur C'est le principe employé jusqu'à présent

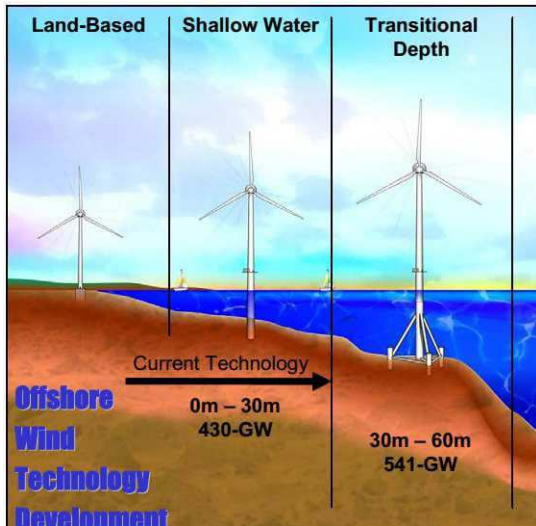


Figure 3 : Différentes techniques d'une éolienne posée en mer

3.2.2 L'éolien flottant

L'éolienne est posée sur une structure flottante, à des profondeurs plus importantes

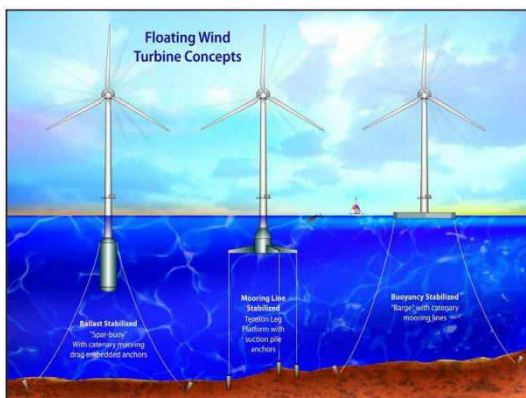


Figure 4 : Différentes techniques d'une éolienne flottant en mer

4. Installation d'un parc éolien dans la région d'Arzew

La région de ARZEW est balayée durant toute l'année par des vents forts, elle se trouve sur la cote ouest de l'Algérie à 42 kilomètres à l'est d'Oran, elle s'étend sur une superficie de 72 km², elle comporte un port de pêche. La profondeur de la mer à environ 17 mètres à 100 mètres de la plage, une zone industrielle, un littoral touristique.



Figure 5 : Image de Parc éolienne proposé sur la côte d'ARZEW

4.1. Le parc éolien offshore [6]

1. Taille minimale d'un parc : 20 éoliennes
2. Distance entre les éoliennes d'environ 800 à 1 400 m
3. Superficie minimale du parc environ 10 km² pour 20 éoliennes

4.2. LE GISEMENT EOLIEN A ARZEW

La région d'ARZEW présente un couloir constamment balayé par les vents. Les directions des vents mesurées soufflent en grande partie de l'ouest (tableau 1).

Variable	Value
Latitude	N 36.000000
Longitude	W 0.667000
Elevation	0 m
Start date	01/01/2013 00:00
End date	01/05/2014 00:00
Duration	16 months
Length of time step	60 minutes
Calm threshold	0 m/s
Mean temperature	18.6 °C
Mean pressure	101.7 kPa
Mean air density	1.218 kg/m ³
Power density at 50m	317 W/m ²
Wind power class	3 (Fair)

Tableau 1 : caractéristiques des vents à ARZEW

5. Résultats

5.1. Distribution de Weibull

Pour représenter la probabilité d'occurrence de chaque vitesse de vent sur un site, on utilise la distribution probabiliste de Weibull. C'est une loi de probabilité continue où l'on peut régler deux paramètres, l'un de forme l'autre d'échelle.

L'expérience a montré que toutes les distributions de vent peuvent être représentées par une courbe de Weibull dont on adapte les paramètres en fonction du site. La densité de probabilité de la distribution de Weibull a pour expression:

$$f(V) = \left(\frac{k}{C}\right) \left(\frac{V}{C}\right)^{k-1} \exp\left(-\left(\frac{V}{C}\right)^k\right) \quad (1)$$

En générale, le facteur de forme caractérise la symétrie de la distribution,

le facteur d'échelle est très proche de la vitesse moyenne de la vitesse du vent.

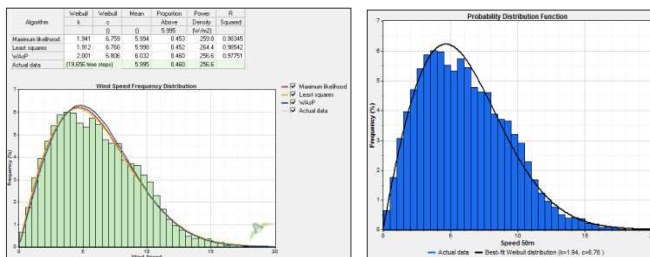


Figure 6: Les courbes de Weibull et les histogrammes de fréquence, à 50m du sol

La valeur du facteur de forme k pour ARZEW est bonne, de l'ordre de 1.94, ce qui montre que la distribution est un peu stable.

L'analyse des facteurs d'échelle C, montre que le site a un potentiel de vent très important (C=6.76m/s).

5.2. Rose des vents

La rose des vents joue un rôle important dans la localisation de sites appropriés à l'installation d'éoliennes.

L'étude statistique des données nous a permis de déterminer la rose des vents qui est la représentation graphique de la fréquence du vent en fonction de la direction dans un repère polaire. Nos résultats pour le site côtier ARZEW sont présentés dans la Figure 7.

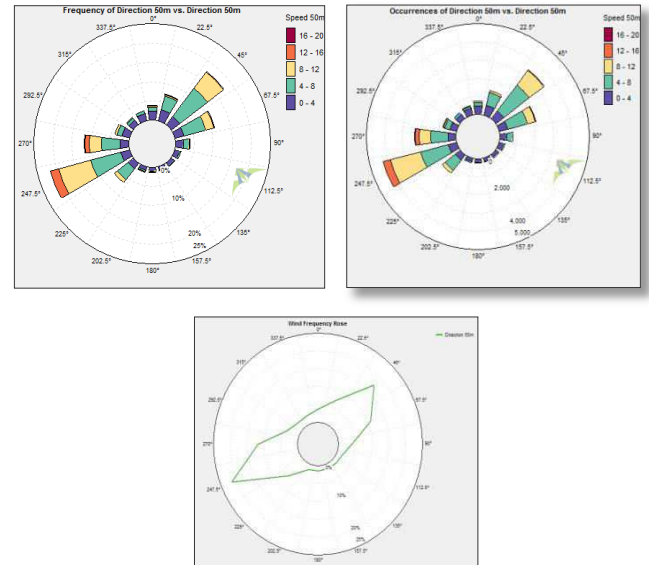


Figure 7: Les roses des fréquences de vent

pour les sites côtiers à 50m du sol.

Pour le site d'Arzew la direction dominante du vent est l'Ouest-Sud-Ouest (OSO : 247.5°) représentant jusqu'à 16%, des épisodes du vent et les directions prédominantes sont le Nord-Nord-Est (NNE) et le Est-Nord-Est (ENE), ils comptent respectivement 12% et 8%.

Les sites côtiers ont un point commun, le secteur Ouest représentant un pourcentage des fréquences important. L'analyse des facteurs d'échelle C pour le secteur Ouest montre qu'il est important pour ce site, (6.76m/s), mais le vent dans cette direction n'est pas stable car le facteur de forme k est n'est pas fort.

5.3. Représentation mensuel et journalière de la vitesse du vent

En remarque après l'analyse de la vitesse mensuelle du vent pour le site d'Arzew qu'elle est comprise entre 5 m/s (mois d'Aout) et 6.5m/s (mois de novembre).en remarque qu'elle atteinte une valeur maximale pour une durée courte 8 m/s (mois d'Avril), Figure 8.d'une façon générale elle est stable durant l'année et nous donne des valeurs importantes pour l'exploitation éolienne.

Durant la journée on a des valeurs constantes et stables de vitesse du vent de 6 m/s, Figure 9.



Figure 8 : profil de vitesse mensuelle du vent (ARZEW)

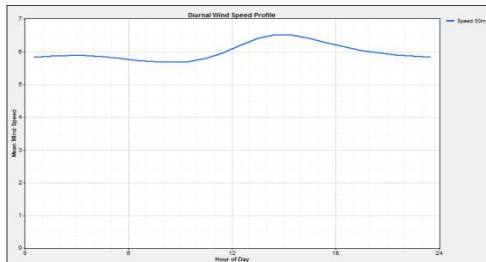


Figure 9 : profil de vitesse journalière du vent (ARZEW)

5.4. Propriétés des données d'ARZEW

le tableau ci-dessous représente les différents données concernant le site choisi ARZEW tel-que la densité moyenne de l'air $\rho = 1.218 \text{ kg/m}^3$.

#	Label	Units	Height	Possible Data Points	Valid Data Points	Recovery Rate (%)	Mean	Min	Max	Std. Dev
1	Speed 50m	m/s	50 m	11,640	7,128	61.24	6.444	0.070	19.490	3.476
2	Direction 50m	°	50 m	11,640	7,128	61.24	294.9	0.0	359.9	109.7
3	Surface Temp	°C	2 m	11,640	7,128	61.24	18.6	13.5	26.9	3.7
4	Surface Pressure	kPa	2 m	11,640	7,128	61.24	101.7	99.2	103.5	0.6
5	Air Density	kg/m³		11,640	7,128	100.00	1.218	1.174	1.248	0.015
6	Speed 50m WPD	W/m²		11,640	7,128	61.24	321	0	4,486	493

Tableau 2 : Propriétés des données d'ARZEW d'après logiciel windographer

6. dimensionnement de parc éolien

6.1. Énergie et puissance

Le vent fournit une énergie cinétique puisqu'il s'agit d'une masse d'air qui se déplace. Cette énergie cinétique est donnée par l'équation suivante :

$$E_c = \frac{1}{2} m \cdot V^2 \quad (2)$$

$$\text{Avec } m = \rho \cdot V \cdot S \quad (3)$$

La puissance théorique de l'énergie éolienne est définie comme suit :

$$P_{th} = \frac{1}{2} \rho \cdot S \cdot V^3 \quad (4)$$

L'aire S balayée par le rotor est proportionnelle au carré du diamètre D du rotor

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (5)$$

pour une éolienne de rayon $R = 50 \text{ m}$ et de densité moyenne d'air, $\rho = 1,218 \text{ kg/m}^3$
L'expression de la puissance en fonction du diamètre sera finalement donnée par:

$$P_{th} = 4783.07 \cdot (V^3) \quad (\text{Watt/m}^2) \quad (6)$$

6.2. Puissance effective de l'éolienne

La puissance effective à une vitesse V du vent est

$$P_{eff} = C_e \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot S \cdot V^3 \quad (7)$$

La puissance effective fournie par une éolienne en considérant toutes les pertes et seulement avec un rendement de 29 % .

$$P_{eff} = 0.29 \cdot P_{th} \quad (\text{Watt/m}^2) \quad (8)$$

En considérant les moyennes annuelles des vitesses des vents pour chaque mois de l'année on peut calculer les puissances effectives fournies par les vents. Nous constatons que la puissance effective atteint un minimum de 0.188 MW/m^2 en Aout avec une vitesse moyenne de 5.14 m/s , et un maximum de 0.56 MW/m^2 en Avril avec une vitesse moyenne de 7.56 m/s , elle est presque important toute l'année.

7- Conclusion

Les énergies renouvelables, et particulièrement l'énergie éolienne, constituerait un apport non négligeable dans la voie de l'indépendance énergétique d'Algérie et de la création des conditions du développement durable. Le recours à une telle énergie se justifie amplement par l'importance des potentialités qu'elles offrent sur le plan économique, mais aussi sur le plan écologique dans le sens de la sauvegarde de l'environnement. Son utilisation est aussi encouragée par les organismes nationaux et internationaux afin de préserver l'utilisation des précieux combustibles fossiles aux secteurs tels que le transport et le pétrochimique.

Références

- [1] N.Cherfia. Conversion d'énergie produite par des générateurs éoliens, Thèse de Magister, Université Mentouri Constantine, Algérie, 2010.
- [2] base d'éoliennes www.cder.dz
- [3] Nachida KASBADJI MERZOUK. evaluation du gisementenergetique eolien,l'universite abou bekr belkaid de tlemcen 2006
- [4] WIND power barometere www.emr-paysdelaloire.fr/tag/eolien-offshore.com
- [5] M.Lopez, Contribution à l'optimisation d'un système de conversion éolien pour une unite de production isolée, Thèse de Doctorat, université paris-sud 11, France.
- [6] Le parc éolien offshore www.eolienoffshoresaintbrieuc.com

Mokhtar GHODBANE ^{1*}
Boussad BOUMEDDANE ¹
Soulef LARGOT ²
Houda BERKANE ²

¹ Département de Mécanique,
 Faculté de technologie,
 université Saad DAHLAB,
 Blida1, Algérie.

² Faculté des sciences et de
 technologie, université Echahid
 HAMMA Lakhdar, El Oued,
 Algérie

* **Auteur correspondant**

ghmokhtar39@gmail.com

MODELISATION MATHEMATIQUE D'UN CONCENTRATEUR SOLAIRE CYLINDRO-PARABOLIQUE EN SITE DE GUEMAR, WILAYA D'EL OUED, ALGERIE.

Résumé : L'objectif principal de ce travail est l'évaluation des efficacités optique et thermique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique à eau en site de Guemar, Wilaya d'El Oued, Algérie, pour six journées types de l'année 2014. Nous avons opté un bilan énergétique qui est basé sur les échanges thermiques entre les quatre tubes absorbeurs, le fluide caloporteur et la vitre. Un programme en langage Matlab a été développé en utilisant la méthode des différences finies implicite pour simuler les performances de notre collecteur. D'après aux résultats obtenus, nous avons enregistré des rendements thermiques atteint jusqu'à 61,7 %, et une température de fluide à la sortie de l'absorbeur a dépassé 500K.

Mots clés : Concentrateur cylindro-parabolique ; Solaire thermique ; efficacité optique ; Efficacité thermique ; Eau.

Nomenclature

A_a	la surface d'ouverture du collecteur, m^2
A_c	la surface de la vitre, m^2
A_r	la surface du tube absorbeur, m^2
A_v	la surface de la vitre, m^2
C_p	la capacité thermique de fluide, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
DA_{ext}	Diamètre extérieur de l'absorbeur, m
DA_{int}	Diamètre intérieur de l'absorbeur, m
DNI	le rayonnement solaire direct, $W.m^{-2}$
DV_{ext}	Diamètre extérieur de la vitre, m
DV_{int}	Diamètre intérieur de la vitre, m
F'	le facteur d'efficacité du miroir
F_r	le facteur de dissipation de la chaleur
$h_{r,c-a}$	le coefficient d'échange radiatif entre la vitre et l'ambiance, $W.m^{-2}.K^{-1}$
$h_{r,r-a}$	le coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre, $W.m^{-2}.K^{-1}$
h_w	est le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'ambiance, $W.m^{-2}.K^{-1}$
K	le conductivité thermique de l'absorbeur, $W.m^{-1}.K^{-1}$
K_{cam}	le facteur de correction d'angle d'incidence.
L	Longueur de miroir, m
I	largeur de miroir, m
Q_m	le débit massique, $Kg.s^{-1}$
Re	le nombre de Reynolds
T_{amb}	la température de l'ambiance, K ou $^{\circ}C$
T_i	la température d'entrée de fluide, K ou $^{\circ}C$
T_o	la température de sortie de fluide, K ou $^{\circ}C$

T_r	la température de l'absorbeur, K ou $^{\circ}C$
T_v	la température de la vitre, K ou $^{\circ}C$
U_L	le coefficient de perte thermique

Lettres grecques

α	le coefficient de l'absorption du tube absorbeur.
ϵ_r	l'émissivité d'absorbeur.
ϵ_v	l'émissivité de la vitre.
η_{opt}	l'efficacité optique
η_{th}	l'efficacité thermique
ρ_m	le facteur de réflectance du miroir.
σ	la constante de Stephan, $\sigma = 5,66897 \cdot 10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$

1. Introduction

L'Algérie est le premier pays d'Afrique par sa superficie, plus des quatre cinquièmes du leur territoire sont désertiques. L'Algérie possède une source énergétique très importante de part de sa situation géographique. La figure (1) montre la moyenne annuelle de l'irradiation globale reçue sur une surface horizontale, période 1992-2002 dans le territoire national.

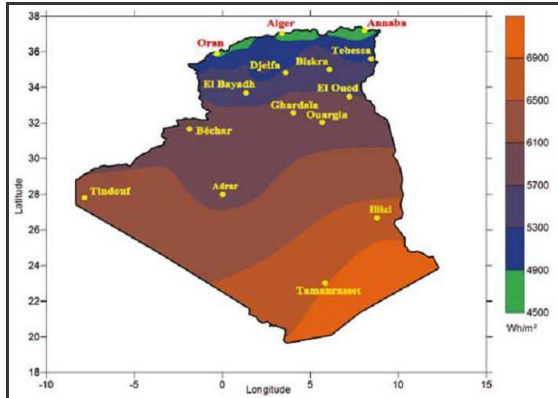


Figure 1: Moyenne annuelle de l'irradiation globale reçue sur une surface horizontale, période 1992-2002 [Wh/m^2] [1].

La durée annuelle du rayonnement solaire sur la quasi-totalité du territoire national dépasse 2000 heures, où peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). Le potentiel énergétique solaire reçu quotidiennement sur une surface horizontale de 1 m^2 est de l'ordre de 5 KWh sur la majeure partie du territoire national, où nous trouvons que l'énergie moyenne reçue au niveau de la région côtière près de $1700 [\text{KWh/m}^2/\text{an}]$, $1900 [\text{KWh/m}^2/\text{an}]$ au hauts plateaux, et $2650 [\text{KWh/m}^2/\text{an}]$ au Sud du pays [2].

Dans ce travail, nous allons parler de l'exploitation de l'énergie solaire à l'aide de concentrateur solaire cylindro-parabolique (CCP) à eau pour l'obtention de la vapeur avec une température très élevée en site de commune de Guemar, Wilaya d'El oued, Algérie. Cette technologie est mature et très efficace, elle est disponible aujourd'hui en l'Algérie (la centrale électrique hybride de Hassi R'mel et le village solaire à Adrar). Nous avons opté un bilan énergétique qui est basé sur les échanges thermiques entre les quatre tubes absorbeurs, le fluide caloporteur (Heat Transfer Fluid, HTF) et la vitre. Un programme en langage Matlab a été développé en utilisant la méthode des différences finies implicite pour simuler les performances de notre collecteur. Cette étude

a été fait en utilisant les données réelles du collecteur de Hassi R'mel, Wilaya de Laghouat, Algérie. Nous avons utilisé Matlab comme un outil de programmation et de résoudre de le problème.

2. Le concentrateur linéaire de type cylindro-parabolique (CCP)

Le concentrateur solaire cylindro-parabolique possède un tube absorbeur circulaire en cuivre avec une couche sélective convenable situé dans la ligne focale de la parabole. La surface sélective qui a un coefficient d'absorption élevé et un bon absorbant du rayonnement solaire, elle a une haute émittance aux ondes infrarouges. Le récepteur est entouré par une enveloppe en verre (vitre). Les rayonnements solaires directs incidents sont concentrés par les miroirs sur le récepteur. Un fluide caloporteur (HTF) circule à l'intérieur du récepteur, notre cas le fluide est l'eau. L'eau chauffée où la température peut dépasser 160°C [3] [4].

Les concentrateurs cylindro-parabolique «PTC» (Parabolic Trough Collector) sont les concentrateurs linéaires les plus largement utilisés pour la conversion thermodynamique de l'énergie solaire, surtout dans les domaines industriels et domestiques qui exigeant une température de service entre 80°C et 160°C [5]. La production d'électricité nécessite des températures élevées de 400°C à 1200°C Nous pouvons produire de la vapeur surchauffée dans les centrales électrique, avec des concentrateurs cylindro-parabolique, où la température atteignant jusqu'à 1500°C et plus [6].

Les concentrateurs cylindro-parabolique est les technologies les plus prometteuses pour prendre la place des énergies non renouvelables (les énergies fossiles et les énergies nucléaires) surtout dans le domaine industriel (centrales électriques, systèmes hybrides, le dessalement, l'air conditionné, la réfrigération, irrigation, ...etc.) [7] [8].

Un central électrique hybride gaz/solaire établie Algérie avec des spécifications allemandes dans la région de Hassi R'mel (Laghouat). Cette centrale combinera des miroirs cylindro-paraboliques concentrant la puissance solaire de 25 MW, sur une surface de 180000 m^2 , en conjonction avec une centrale à turbines à gaz de 130 MW [9].

Les dimensions du tube absorbeur que nous allons procéder à la simulation dans cette étude, sont les mêmes dimensions d'un récepteur du central de Hassi R'mel. Le tableau (1) ci-dessous montre les caractéristiques géométriques du tube absorbeur.

Tableau 1: Les caractéristiques géométriques du tube absorbeur.

Caractéristique géométrique	Valeur [mm]
Diamètre extérieur de l'absorbeur (DA,ext)	70
Diamètre intérieur de l'absorbeur (DA,int)	65
Diamètre extérieur de la vitre (DV,ext)	115
Diamètre intérieur de la vitre (DV,int)	109
Longueur de miroir (L)	12270
largeur de miroir (l)	11900

Nous avons choisi six jours de l'année pour une telle modélisation. Ces jours sont les journées types du mois de Février, Avril, Juin, Août, Octobre et Décembre pour l'année 2014. Ces mesures sont prises à partir de l'archive de station de Guemar pour les mesures météorologiques, qui est situé en aéroport de Guemar [10]. Tableau (2) montre les données météorologiques pour les six jours dans le site de Guemar, Wilaya d'El Oued, Algérie.

Tableau 2: Les données météorologiques pour le site de Guemar dans les six journées types.

mois	Journée type	T _{max}	T _{min}	T _{moy}	V _{Vent}
Février	16	26	11	18	calme
Avril	15	29	14	22	calme
Juin	11	35	21	28	calme
Août	16	44	26	35	calme
Octobre	15	26	18	22	calme
Décembre	10	19	05	12	calme

3. Partie optique

La modélisation optique a été effectuée avec le logiciel SolTrace, il est développé par le laboratoire américain NREL « National Renewable Energy Laboratory » [11]. Le système optique de notre concentrateur est composé de deux parties, la surface réfléchissante du concentrateur et de l'absorbeur. La surface réfléchissante du concentrateur est modélisée comme un seul miroir de section parabolique. Les quatre tubes absorbants sont localisés au centre de la ligne focale du concentrateur pour absorber la plus grande quantité possible de l'énergie solaire. Le tableau (3) présente les paramètres optiques du collecteur.

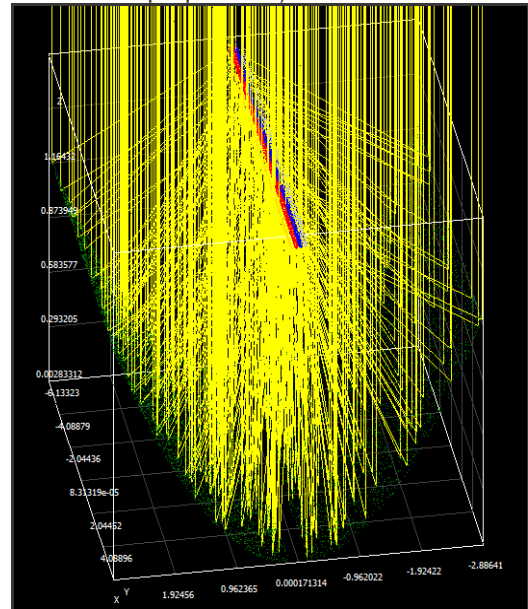
Tableau 3: Les caractéristiques optiques des quatre tubes absorbeurs.

Paramètre	Valeur
erreur optique moyenne globale ($\sigma_{optique}$)	03 mrad
Coefficient de réflexion de miroir (ρ_m)	0,92
Transmissivité de la vitre	0,945

Coefficient d'absorption de l'absorbeur (α)	0,94
L'émissivité du tube absorbeur (ϵ_A)	0,12
L'émissivité de la vitre (ϵ_v)	0,935

La simulation optique permet d'estimer les flux et les concentrations thermiques incidentes sur la surface de l'absorbeur, pendant la modélisation optique, nous prenons en compte :

- La valeur de rayonnement solaire à chaque instant ;
- La valeur de l'angle d'incidence du rayonnement solaire sur le miroir réfléchissant ;
- Les propriétés de chaque miroir (géométriquement et optiquement) ;
- Les propriétés du tube absorbeur (géométriquement et optiquement).

**Figure 2:** Schéma de concentrateur cylindro-parabolique avec le logiciel SolTrace.

On admet que les propriétés optiques (Coefficient de réflexion, absorptivité,...etc.) sont uniformes sur l'intégralité de la surface réfléchissante. On considère que le suivi solaire est très précis, dont l'ouverture du concentrateur est constamment perpendiculaire aux rayons provenant du disque solaire.

4. Partie thermique

Nous allons analyser thermiquement par un outil numérique le concentrateur cylindro-parabolique, cette modélisation est employée pour estimer la variation de la température de sortie du fluide caloporteur (eau) en fonction du rayonnement solaire direct (DNI) dans le

site de Guemar (altitude 61 mètre, latitude 33,51°N et longitude 6,78°E), Wilaya d'El Oued, Algérie.

Les échanges thermiques se produisent entre les trois éléments : le fluide caloporteur, l'absorbeur et la vitre. La modélisation de la température est basée sur les bilans énergétiques caractérisés par les équations différentielles des trois températures : T_F (fluide), T_V (vitre) et T_A (tube absorbeur). Ces équations varient pendant le temps d'éclairement (t) pour une longueur (x) de l'absorbeur. Nous choisissons la discrétisation de la méthode des différences finies pour la résolution du système d'équations non linéaires des bilans thermique au niveau de la tube d'absorbeur. Un programme de calcul en Matlab a été élaboré après la discrétisation des équations. Pour le calcul de bilan énergétique on pose comme hypothèses :

- Le fluide caloporteur est incompressible ;
- La forme de parabole est symétrique ;
- La température ambiante autour du concentrateur est uniforme ;
- L'effet de l'ombre du tube absorbeur sur le miroir est négligeable ;
- Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti ;
- La vitre est considérée comme opaque aux radiations infrarouges ;
- Les échanges par conduction dans l'absorbeur et la vitre sont négligeables.

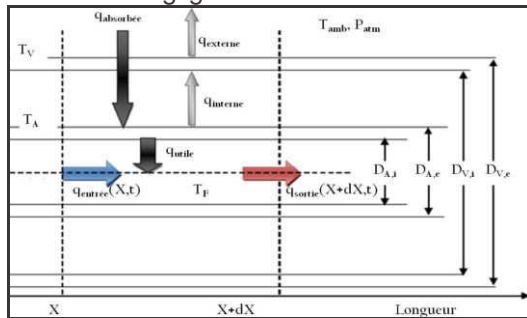


Figure 3: Bilan thermique d'un élément de surface du concentrateur cylindro-parabolique.

Le flux transmis au fluide (la puissance gagnée au collecteur) est donné par la relation suivante [12]:

$$q_{utile} = F_r (\eta_{op} DNI A_a - U_L A_r (T_i - T_{amb})) \quad (1)$$

F_r est le facteur de dissipation de la chaleur [12].

$$F_r = \frac{Q_m C_p}{A_a U_L} \left[1 - e^{-\left(\frac{A_a U_L F'}{\dot{m} C_p} \right)} \right] \quad (2)$$

On peut exprimer l'efficacité optique (η_{opt}) du concentrateur par [11]:

$$\eta_{opt} = \alpha \cdot \rho_m \cdot \gamma \cdot K_{cam} \quad (3)$$

(U_L) est le coefficient de perte thermique [12].

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_w + h_{r,c-a}) A_v} + \frac{1}{h_{r,r-a}} \right]^{-1} \quad (4)$$

Où (h_w) est le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'ambiance, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] [12].

$$h_w = \frac{0,3 Re^{0,6} K}{D_{v,o}} \quad (5)$$

($h_{r,c-a}$) est le coefficient d'échange radiatif entre la vitre et l'ambiance, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] [12].

$$h_{r,c-a} = \varepsilon_v \sigma (T_v + T_{amb}) (T_v^2 + T_{amb}^2) \quad (6)$$

($h_{r,r-a}$) est le coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] [12, 13].

$$h_{r,r-a} = \frac{\sigma (T_v + T_r) (T_v^2 + T_r^2)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_r}{A_c} \left(\frac{1}{\varepsilon_v} - 1 \right)} \quad (7)$$

F' est le facteur d'efficacité du miroir [12].

$$F' = \frac{1}{U_L} \left[\frac{1}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_f D_i} + \left(\frac{D_o}{2K} \ln \frac{D_o}{D_i} \right)} \right] \quad (8)$$

Pour calculer la température de sortie, l'équation suivante a été utilisée [13],

$$T_o = T_i + \frac{q_{utile}}{\dot{m} C_p} \quad (9)$$

On peut calculer le rendement thermique par l'équation [12]:

$$\eta_{th} = \frac{q_{utile}}{DNI A_a} \quad (10)$$

Où le vecteur du second membre n'est pas nul. Le programme de simulation est écrit en langage Matlab.

5. Résultats et discussions

La concentration du rayonnement solaire en utilisant le collecteur cylindro-parabolique permet de produire la vapeur d'eau avec une température très élevée. La figure (4) résume l'ensemble des rayonnements solaires directs en fonction de temps pour les six journées sélectionnées.

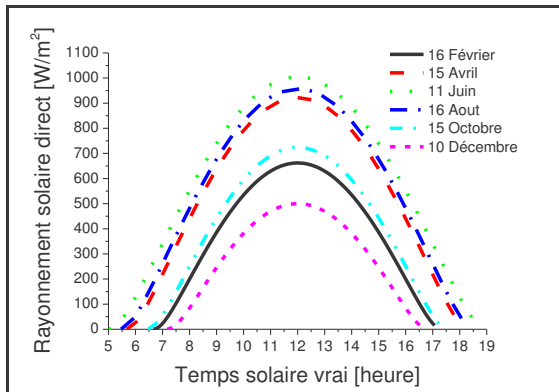


Figure 4: L'évolution du rayonnement solaire direct (DNI) [W.m⁻²].

On remarque que pour la journée du 11 Juin, le rayonnement solaire direct est maximal au midi solaire vrai qui peut atteindre 1000 [W/m²].

L'efficacité optique est écrite en fonction de l'angle d'incidence modifié. La figure (5) représente la variation de l'efficacité optique en fonction du temps solaire vrai.

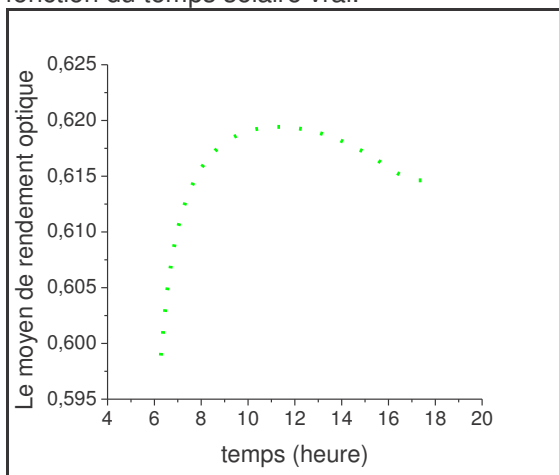


Figure 5: Évolution des rendements optiques.

La figure (6) expose l'évolution des rendements thermiques en fonction du temps pour les six journées d'étude.

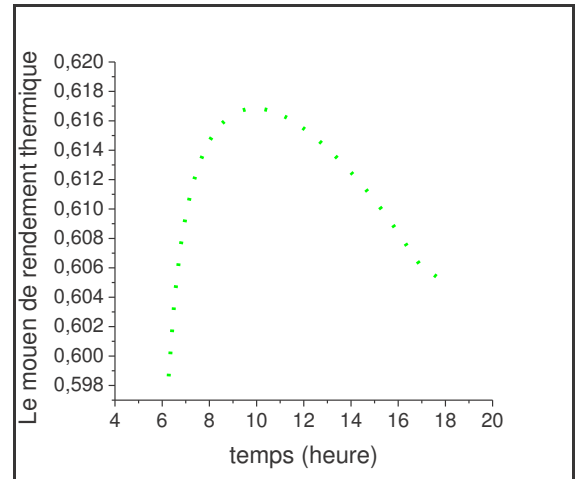


Figure 6: Évolution des rendements thermiques.

Le rendement optique de notre collecteur est supérieur de 61,9%. La valeur maximal de rendement thermique qui peut atteindre jusqu'à (61,7%), car la température d'entrée de l'eau est presque identique à la température ambiante, ce qui correspond ainsi à une parfaite isolation thermique et des pertes thermiques plus faible vers l'ambiance. On peut dire que cette diminution est due aux pertes thermiques qui croient avec l'augmentation des températures de l'eau respectivement à l'entrée et à la sortie de l'absorbeur.

La figure (7) fournit l'évolution de la quantité de chaleur absorbée au niveau du tube absorbeur en Watt.

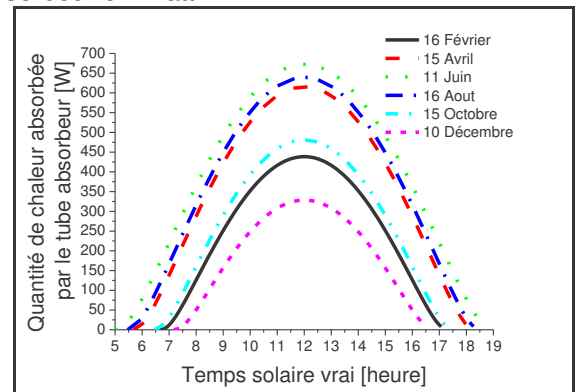


Figure 7: L'évolution des quantités de chaleur absorbée par un tube absorbeur [W].

Nous avons utilisé l'eau du robinet avec un débit massique moyen à l'intérieur du tube absorbeur est égal à 0,015 [Kg/s]. Le rôle de le fluide caloporteur est transporter la chaleur de la source à l'utilisation. L'eau à une grande capacité thermique, est à bon marché et ne polluer pas l'environnement. Au cours de la simulation les propriétés physiques du fluide caloporteur sont variées en fonction de la température du fluide à cet instant. La figure

(8) représente l'évaluation de la température de fluide à la sortie de tube absorbeur en fonction de temps solaire vrai.

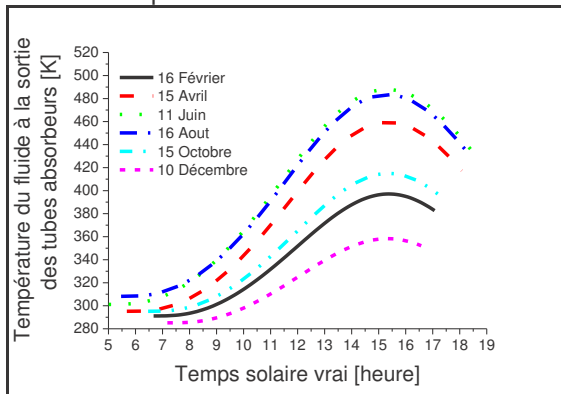


Figure 8: Évolution des températures du fluide à la sortie des tubes absorbeurs en fonction du temps.

L'eau se transforme en vapeur à de température allant jusqu'à 500 [K] ou plus. La température de sortie du fluide est inversement proportionnel au le rayonnement solaire direct, et elle dépend principalement du $q_{\text{absorbé}}(t)$, qui est en fonction des paramètres optiques, géométrique du concentrateur.

Nous pouvons dire que la quantité de chaleur absorbée en relation direct avec le DNI, et est en fonction des paramètres optiques et géométriques du concentrateur. Elle n'est pas entièrement transmise au fluide caloporteur, dans lequel une partie est dissipée sous forme de perte de chaleur entre l'absorbeur et la vitre, et autre partie entre la vitre et le milieu ambiant. La figure (9) représente l'évolution du coefficient des pertes thermiques en fonction de la différence de température entre le tube absorbeur et l'ambiance.

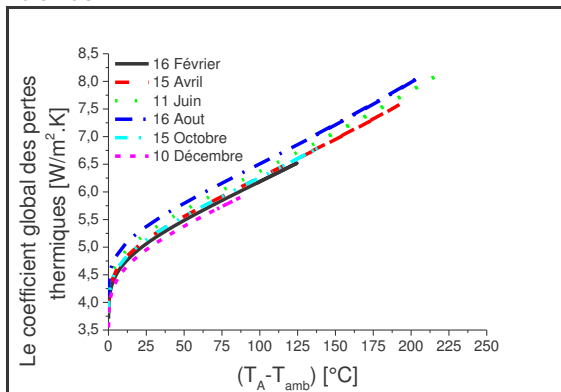


Figure 9: Évolution du coefficient des pertes thermiques.

La dépendance du coefficient de perte thermique avec la température du tube absorbeur est très claire. On observe que les pertes augmentent avec l'accroissement de la température de l'absorbeur, donc l'absorbeur est le siège des pertes thermiques, la création de vide entre l'absorbeur et l'enveloppe

transparente en verre pourrait réduire nettement les pertes par convection. Le verre est transparent au rayonnement solaire visible, mais opaque aux infra-rouges (IR). Ainsi, on recouvre le tube absorbeur par une enveloppe en verre, donc les pertes radiatives par émission infra-rouge sont largement réduites.

Donc, l'efficacité thermique et la température de sortie du fluide sont utilisées pour évaluer la performance thermique d'un CCP. On peut dire que le rayonnement solaire incident agit directement sur la performance du concentrateur. Les conditions climatiques (la vitesse de vent, la température d'ambiance, ...etc.) qui varient d'une saison à l'autre influent sur la performance de le concentrateur solaire.

Nos résultats de simulation sont très encourageants pour l'exploitation d'énergie solaire dans le domaine d'exploitation de la vapeur d'eau dans le site de Guemar, Wilaya d'El Oued, Algérie.

6. Conclusion

L'énergie solaire naturelle, propre, non polluante et inépuisable. L'application des systèmes d'énergie renouvelable solaire comme les systèmes à concentration solaire dans plusieurs domaines industriels ou domestiques peut résoudre des nombreux problèmes. Ces systèmes peuvent également remplacer complètement les énergies fossiles. L'Algérie a fort rayonnement solaire.

Ce travail contient une simulation d'un concentrateur cylindro-parabolique dans les conditions climatiques de commune de Guemar, Wilaya d'El Oued, Algérie. L'étude est basée sur la solution numérique des équations d'un bilan énergétique lié entre les tubes absorbeurs, fluide caloporteur (eau) et la vitre. La performance optique de notre collecteur a dépassé 61%, il est atteint jusqu'à 61,9%. Le rendement thermique a arrêté à 61,7%. Cette étude numérique montre que la température du fluide dépasse 500 [K], on note qu'il y a un changement de phase de l'eau liquide à vapeur, le changement est provoqué par une modification de sa pression, de sa température et son volume. Enfin, Les résultats obtenus sont très encourageants pour l'exploitation de l'énergie solaire dans le secteur étudié.

Références

- [1] M. R. YAICHE and A. BOUHANIK, ATLAS SOLAIRE ALGERIEN: Portail des Energies Renouvelables, Centre de Développement des Energies Renouvelables, 2002.

- [2] M. d. l'Energie, "Potentiels National des Energies Renouvelables. Site de web (<http://www.mem-algeria.org/francais/index.php?page=potentiels-national-des-energies-renouvelables>)," 27/08/2015.
- [3] M. GHODBANE, B. BOUMEDDANE, S. LARGOT, and N. e. h. HENIAT, "Simulation Numérique d'un Concentrateur Cylindro-Parabolique en El Oued, Algérie," International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET), vol. 3, pp. 68-74, 2015.
- [4] M. GHODBANE, B. BOUMEDDANE, S. LARGOT, and N. e. h. HENIAT, "ETUDE OPTIQUE ET THERMIQUE D'UN CONCENTRATEUR CYLINDRO-PARABOLIQUE EN SITE D'ALGER, ALGERIE," presented at IXth International Congress on Renewable Energy and the Environment, Djerba, Tunisie, 18-20 March 2015.
- [5] A. I. Al-Rubaian and A.-f. Hamad, "Performance of single Axis tracking solar parabolic trough in Riyadh Saudi Arabia," presented at World renewable energy congress VIII, 2004.
- [6] J.R.Vaillant, Utilisation et promesse de l'énergie solaire, 1978.
- [7] A. Hepbasli and Zeyad Alsuhaibani, "A key review on present status and future directions of solar energy studies and applications in Saudi Arabia," Renewable and Sustainable Energy Reviews . vol. 15, pp. 5021–5050, 2011.
- [8] A. Fernandez-Garcia and E. Zarza, "Parabolic-trough solar collectors and their applications," Renewable & Sustainable Energy Reviews, vol. 14, pp. 1695–1721, 2010.
- [9] E. G. Najla, "La centrale hybride de Hassi R'mel," Portail Algérien des ENERGIES RENOUVELABLES, CDER 04 Février 2012 2012.
- [10] W. underground, "Weather underground: Weather History for Guemar airport station, site web (<http://www.wunderground.com>)," 2014.
- [11] T. Wendelin, A. Dobos, and A. Lewandowski, "Technical Report, SolTrace: A Ray-Tracing Code for Complex Solar Optical Systems," Technical Report October 2013 2013.
- [12] s. Kalogirou, "Thermal analysis of parabolic trough collectors," in solar energy engineering- processes and systems, Thermal analysis of parabolic trough collectors, 1 ed, 2009, pp. 199-202.
- [13] M. L. e. al., "investigation of Evacuated Tube Heated by Solar Trough Concentrating System," Energy Conversion and Management,, vol. 47, pp. 3591 –3601, 2006.
- [14] K. F. Yogi D.G, Kreider J.F, " Off-Normal Incidence Effects," in Principles of solar engineering, T. Francis., Ed., 2nd Edition ed, 1999, pp. 139.

Mohammed LAISSAOUI ^{1,2,*}Ammar BOUHALASSA ¹Messaoud HAZMOUN ¹Sabrina LECHEHAB ¹

¹ centre de développement des énergies renouvelable CDER alger.

² Affiliation Auteur 2 (laboratoire,

* Auteur correspondant
(amraoui44@yahoo.fr)

SIMULATION D'UNE TOUR SOLAIRE A CONCENTRATION PAR SAM

Résumé : Le présent travail a pour objectif la simulation d'une centrale solaire thermodynamique à tour, ce type des centrales disposent tout un champ solaire afin d'assurer l'énergie thermique nécessaire pour le fonctionnement du bloc de puissance (turbine à vapeur). Alors le champ des héliostats réorienté le rayonnement solaire directe vers un récepteur situé au sommet d'une tour. Nous avons simulé cette centrale pour la région de BACHER, où les données radiométriques et météorologiques sont issus directement du logiciel meteonorme 7. La simulation des performances énergétiques est effectuée par le logiciel SAM (System Advisor Model).

Mots clés : tour solaire, SAM System Advisor Model, héliostat, turbine à vapeur.

1. Introduction

Ce texte est en police Arial 10 avec des marges de 2 cm à gauche, à droite en haut et en bas. Le texte doit être justifié à droite et à gauche.

Dans une centrale CSP l'énergie des rayons du soleil est concentrée pour chauffer un récepteur à des températures élevées. Cette chaleur est transformée en énergie mécanique (par des turbines ou autres moteurs), puis en électricité.

CSP est une technologie éprouvée. Les premières centrales commerciales ont commencé à fonctionner en Californie dans la période 1984 à 1991. Une baisse des prix des combustibles fossiles

En 2006, le marché a réapparu en Espagne et aux États-Unis, encore une fois en réponse à des mesures gouvernementales telles que les tarifs de rachat (Espagne) et des politiques obligeant les services publics pour obtenir une part de la puissance des énergies renouvelables et de grande solaire en particulier.

Au début de 2010, le stock global des centrales CSP approchait capacité de 1 GW. Projets en cours de développement ou en construction dans plus d'une douzaine de pays (dont la Chine, l'Inde, le Maroc, l'Espagne et les États-Unis) devraient totaliser 5GW.

Cylindro-paraboliques représentent la plus grande part du marché de la CSP en cours, mais les technologies concurrentes font leur apparition. Certaines plantes intègrent désormais stockage thermique.

L'énergie solaire qui utilise les centrales CSP est mesurée comme l'irradiance directe

normale (DNI), qui est l'énergie reçue sur une surface suivi perpendiculaire aux rayons du soleil. Elle peut être mesurée avec un pyrhéliomètre.

En Algérie plusieurs sites identifiés pour accueillir des centrales CSP (zones considérées les plus aptes à y recevoir), sont les sites de Naama, Béchar, M'Ghair, Ghardaïa, Laghouat, Ouargla, El Oued et Adrar. La puissance totale à installer au niveau du Réseau Interconnecté National (RIN) sur la période 2015-2021 est de l'ordre de 300 MW en 2015 et 1975 MW à l'horizon 2021. Cette puissance est répartie par site et par année comme suit :

Tableau 1 : Programme de développement des CSP par site sur la période 2015-2021

Sites	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	Total 2015-2021
Bechar	150						150	300
El Oued	150							150
Naama			150					150
M'Ghair				200				200
Ghardaïa					150		150	300
Ouargla						500		500
Laghouat							200	200
Adrar					175			175
Total (MW)	300	0	150	20	325	500	200	1975

2. Les technologies courantes de CSP

À l'heure actuelle, il existe quatre familles de technologies de DSP principale, qui peuvent être classés par la façon dont ils se concentrent les rayons du soleil et de la technologie utilisée pour recevoir l'énergie du soleil (le tableau2)

Dans les zones arides et semi-arides appropriés pour la production de CSP, la lumière du soleil présente habituellement un bon match avec la demande d'électricité et ses

sommets, tirée par les charges de climatisation.

Cependant, la lumière du soleil disponible varie quelque peu, même dans les endroits les plus ensoleillés. En outre, l'activité humaine et de l'inertie thermique des bâtiments conservent souvent une forte demande pour l'électricité plusieurs heures après le coucher du soleil. Pour offrir une plus grande part de l'électricité propre et maximiser les réductions d'émissions de CO₂, les centrales CSP devront fournir une puissance de charge de base. Stockage thermique et de la sauvegarde ou de l'hybridation avec des combustibles contribuent à aborder ces questions.

Tab 02 les 4 familles de technologies de CSP

	Focus type	Line focus	Point focus
Receiver type		Collectors track the sun along a single axis and focus irradiance on a linear receiver. This makes tracking the sun simpler.	Collectors track the sun along two axes and focus irradiance at a single point receiver. This allows for higher temperatures.
Fixed	Fixed receivers are stationary devices that remain independent of the plant's focusing device. This eases the transport of collected heat to the power block.	Linear Fresnel Reflectors	Towers (CRS)
Mobile	Mobile receivers move together with the focusing device. In both line focus and point focus designs, mobile receivers collect more energy.	Parabolic Troughs	Parabolic Dishes

Concernant les Centrales-paraboliques (Disch Stirling), ils sont constitués de miroirs en calot parabolique focalisant les rayons solaire direct sur un récepteur placé au point focal qui s'appelle le foyer. La température peut atteindre 1000°C sur le récepteur, avec un facteur de concentration très haut. Pour fonctionner correctement, un tel miroir doit être visé en permanence le soleil.

Une des applications est l'électrification rurale par l'utilisation d'un moteur Stirling placé au récepteur. Le rendement électrique solaire de cette technologie est de l'ordre de 30%.

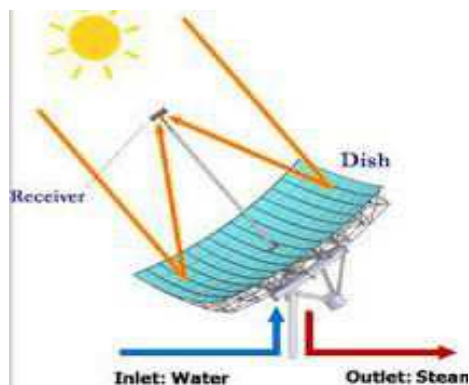


Fig 01 : Concentrateur parabolique

Pour les Centrales solaire cylindro-paraboliques, l'énergie thermique reçue au collecteur est absorbée par un tuyau métallique à l'intérieur d'un tube en verre sous vide [2]. Le fluide (huile synthétique par exemple) qui circule à l'intérieur du tuyau (tube), est chauffé à une température supérieure à 400°C [3]. Ce fluide est ensuite pompé à travers des échangeurs conventionnels afin de produire de vapeur d'eau à hautes températures et pressions. La vapeur produite est ensuite intégrée dans un cycle thermodynamique générant de l'énergie électrique au moyen d'un (ou de plusieurs) alternateur couplé à une (ou à plusieurs) turbine à vapeur.

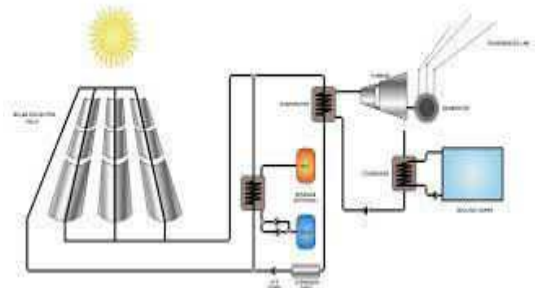


Fig 02 centrale cylindro-parabolique

Afin de diminuer le coût important dans la technologie des collecteurs cylindro-paraboliques, plusieurs groupes de recherche travaillent sur des prototypes de collecteurs de Fresnel à focalisation linéaire. L'idée est d'approximer la forme parabolique du collecteur par une succession de miroirs plans.

D'autre part, une centrale solaire à tour consiste en un champ de réflecteurs de poursuite à deux axes (héliostats) qui concentrent la lumière sur un récepteur central situé en haut d'une tour. Le fluide actif se trouvant dans le récepteur est chauffé à 500–1000 °C [6], puis utilisé comme source de chaleur pour un système de production ou de stockage d'énergie.

Les technologies des tours solaires définies par le fluide de transfert (caloporteur) et le cycle de conversion thermodynamique utilisé. La disponibilité d'un stockage thermique de forte capacité est un élément majeur à prendre en compte pour évaluer les différentes technologies.

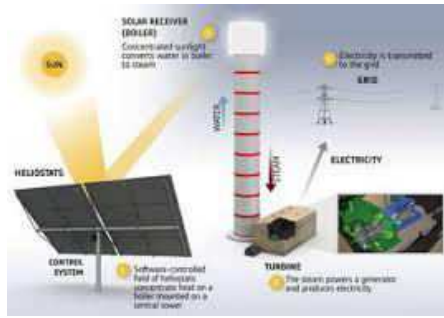


Fig 03 centrale solaire à tour

3. Description du Travail effectué

Nous avons utilisé le logiciel SAM pour la simulation d'une centrale solaire à tour dont le fluide qui circule dans le récepteur est la vapeur sans stockage thermique, la puissance électrique produite par l'installation est de 20MW, l'installation est fonctionné seulement lorsque le soleil est présente, donc on est besoin d'un système d'appointe fossile afin d'assure une production 24/24.

Pour les données météo on a utilisées les données météo norm de la région de BECHAR une algérienne située dans l'ouest du Sahara algérien, les caractéristiques du récepteur sont résumé comme suivant :

Tower Height: 72.22 m
Receiver Diameter: 7.22 m
Boiler Height: 3.95 m
Superheater Height: 3.6 m
Reheater Height: 2.08 m
Heliostat Field (Span=360).

3.1 Rayonnement direct

La figure montre l'allure du rayonnement solaire direct pour chaque mois de janvier à décembre ainsi que la moyenne annuelle.

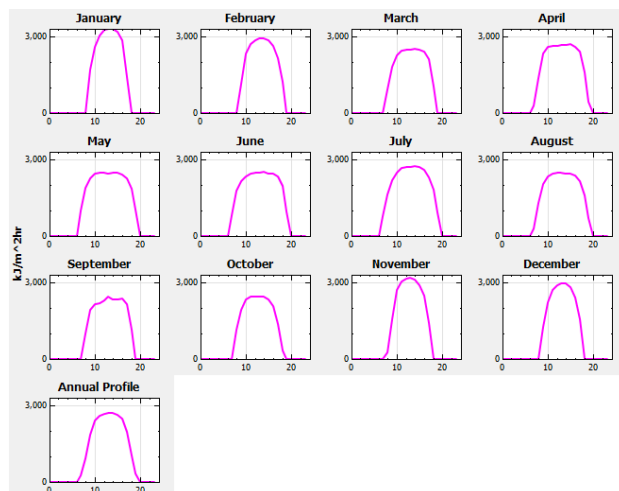


Fig 04. Rayonnement direct mensiel

4. Résultats & discussion

SAM fait des prédictions de performance et le coût des estimations d'énergie pour les projets de centrales raccordées au réseau basés sur les coûts d'installation et de fonctionnement et les paramètres de conception du système que vous spécifiez comme intrants pour le modèle.

La première étape dans la création d'un fichier SAM est de choisir une option de technologie pour le projet. Ensuite, nous donne les informations sur l'emplacement d'un projet, le type de matériel dans le système a simulé.

4.1 Mapp de distribution d'héliostats

SAM fait une optimization pour la distribution des héliostat en fonction de leur géométrie ainsi que par rapport à la hauteur et le diamètre du récepteur. Dans notre cas étudié nous avons choisie le medèle d'héliostat ATS H150 dune superficie de 148m² (voire la figure au dessous) . le nombre des héliostat calculé selon la puissance electrique net demandée dans notre cas 935 héliostat été distribuer en circle au tour du recepteur.



Fig. 05- Héliostat ATS h 150

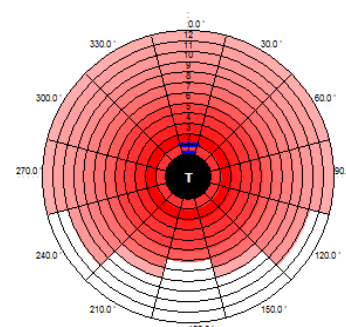


Fig.06- Mapp de distribution d'héliostats

Le diagramme montre que champ solaire est divisé en sections réparties uniformément d'un cercle appelé zones. Les lignes de la table de zones précisent la position radiale si chaque zone par rapport à la tour située au centre du champ. La zone la plus proche de la tour se voit attribuer le numéro un, à chaque zone successivement plus incrémentation par un. Les colonnes précisent la position du centre de la zone en degrés à l'est de plein nord, où zéro est au nord, 90 degrés est à l'est, à 180 degrés est sud et 270 degrés ouest. Le nombre d'héliostats par zone peut être une valeur non entière parce que SAM convertit la valeur d'une zone de surface de miroir pour chaque zone qui est équivalente à la surface totale en miroir de l'ensemble de la zone héliostats

4.2 Energie thermique absorbé

La figure ci-dessous montre la variation de la puissance absorbée par le récepteur, on a tracé la moyenne mensuelle ainsi que la moyenne annuelle comme montre la figure 07, la valeur de la puissance absorbée par le récepteur est maximale au midi solaire qui atteint 60MWh,

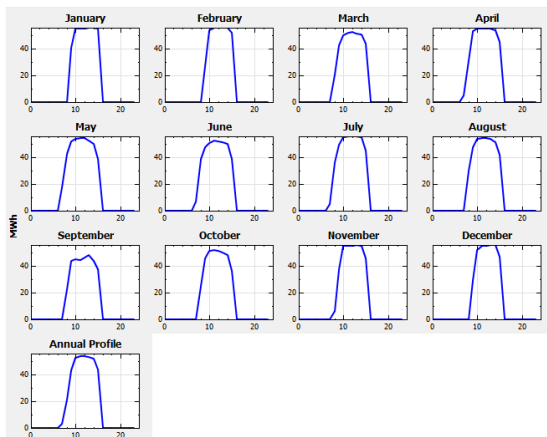


Fig 07- énergie thermique au récepteur

4.3 Efficacité du récepteur :

Dans la centrale à tour l'efficacité du récepteur liée directement avec l'augmentation du rayonnement et de la température ambiante, au coucher et au lever du soleil l'efficacité est nulle à cause de l'absence de rayonnement solaire, mais cette efficacité atteint une valeur est maximale de 80% au midi solaire.

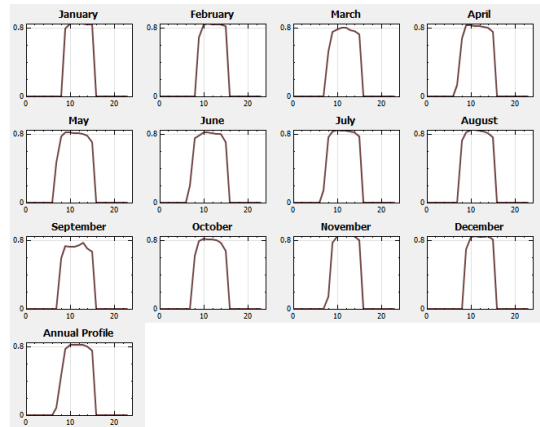


Fig.08- Efficacité du récepteur

4.4 Puissance nette produite :

La figure suivante représente l'allure de la puissance nette produite par la turbine à vapeur pendant le jour type pour chaque mois ainsi que pour la moyenne annuelle.

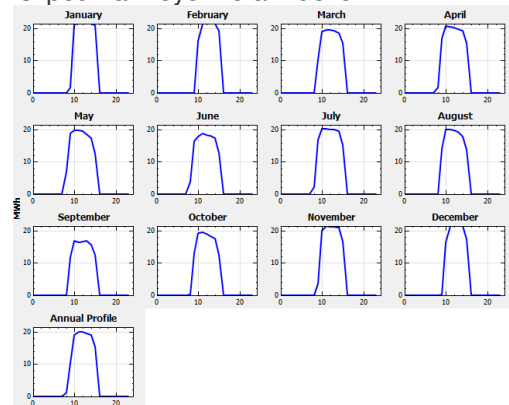


Fig. 09- Puissance nette produite :

4.5 Consommation en énergie pour les héliostats :

Dans une centrale à tour chaque héliostat est muni d'un moteur électrique ou bien des vérins hydraulique commandé par des programmes pour le but de poursuivre le soleil et refléter leurs rayons au cible qui représente le récepteur afin de chauffer le fluide caloporteur, dans notre cas étudier l'héliostat avec une surface de 150 m² qui pèse 5000 kg nécessite des puissances non négligeable notamment au démarrage comme montre dans la figure.

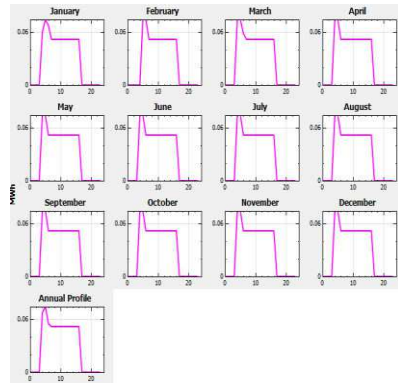


Fig. 10- Consommation en énergie pour les héliostats

5. Conclusion :

L'objectif consiste à la prédiction des performances d'une centrale solaire à tour par SAM (The System Advisor Model).

On a appliquée l'étude pour la zone de Bechar qui représente une zone saharienne aride, où le climat est adaptable pour les applications solaires à concentrations.

Les résultats obtenus montrent Plusieurs freins empêchent l'exploitation des centrales solaires à tour à cause du coût d'investissement qui est très élevé notamment le champ des héliostats (50% prix de la centrale), donc il faut mener les recherches afin de trouver des solutions efficaces sur le plan économique.

Références

- [1] S. A. Kalogirou, «Solar thermal collectors and applications,» *ELSIIVIER*, n° %130, p. 231–295, 2004.
- [2] « <http://tpe-si-2011.e-monsite.com/pages/l-energie->
- [3] M. PATNODE, «Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants,» 2006 these Université du Wisconsin Madison USA
- [4] range, «Modélisation et dimensionnement d'un récepteur solaire à air pressurisé pour le projet PEGASE,» l'Université de Perpignan Erance, 2012 thèse2012.
- [5] bulletin des énergies renouvelables, centre de développement des énergies renouvelables BOUZEREAH ALGER.

M.Debbache ¹
 A.Takilalte ²
 O.Mahfoud ³
 H.Karoua ⁴
 S.Bouaichaoui ⁵
 M.Laissaoui ⁶
 A.Hamidat ⁷

1 M. Debbache, 2 A.Takilalte, 3 O.Mahfoud, 4
 H.Karoua, 5 S.Bouaichaoui, 6 M.Laissaoui, 7
 A.Hamidat (Renewable Energy Development
 Center, CDER, Algiers, Algeria).

* M. Debbache
 (m.debbache@cder.dz)

MATHEMATIC MODELING OF AN AZIMUTHAL -ELEVATION TRACKING SYSTEM OF SMALL SCALE HELIOSTAT

Abstract: The heliostat is an assembly of mirrors or a single mirror above a pedestal. It is oriented mechanically toward the displacement of the sun. It have a relative position depended to the sun and the tower position. For the high ratio of reflection solar rays to the top of a high tower, where the incident solar energy is converted to thermal energy, which is used to drive steam turbines and produce electricity. Heliostat has two motions, an azimuthal and an elevation motion. In this paper we have established a mathematic modeling method to define the important control parameters which is the rotational speed and torque engine must be provided by an azimuthal-elevation tracking system to guide a small scale Heliostat.

Keywords: Solar, Heliostat, tracking system, Azimuth, Elevation.

Nomenclature

S'	Sun vector.	N	Rank number of days in the year
A	Sun azimuthal angle, rd	P	Structural the loads, N
A_{th}	Heliostat elevation angle, rad	$p_{AZ,screw}$	Screw step, m
$C_{ELup,eng}$	Torque elevation engine in up, $N.m$	$p_{EL,screw}$	Screw step, m
$C_{AZdw,eng}$	Torque elevation engine in down, $N.m$	Q	Heliostat position.
C_{AZ}	Azimutal torque engine, $N.m$	r	Heliostat's high, m
C_{gear}	Torque in screw-gear system, $N.m$	s	Security coefficient.
d	Heliostat tower's distance, m	TL	Time given by the clock, h
D	Diameter of screw, m	TSV	Solar time in 24 hours, h
DE	Deference in time /Greenwich	$TRCPE$	Step time the elevation motion, s
D_{gear}	The gear diameter, m	$TRCPA$	Step time of azimuthal motion, s
Et	Correction of time equation	α	Sun altitude angle, rd
F_{AZ}	Azimutale force, N	α_h	Heliostat azimuthal angle, rd
F'_{AZ}	Azimuthal force in screw-gear system, N	δ	Site decline angle, rd
F_{EL}	Elevation force, N	λ	Heliostat focal angle, rd
f	Friction coefficient	Ω_{EL}	Elevation rotation velocity, rd/s
H_t	Tower's high, m	Ω_{AZ}	Azimuthal rotation velocity, rd/s
H_{AZ}	Normal vector of the heliostat	ω	Time angle, rd
L	Site's longitude.	Φ	Site's altitude angle, rd
		φ	Heliostat front angle, rd

1. Introduction

The huge world demand of the electricity, and the catastrophic effect of pollution in environment due by the uses of the fossil or the chemical energy sources and the limitation of this sources, push us to search for a friendly a renewable energy sources to product the

electricity. The sun one of this sources, many technologies used to exploit this source of energy such us the central solar [1].

The central solar is an infrastructure used to produce the electricity by the concentration the solar reflected rays at the top of the tower, where an absorption system used to convert this rays to the heat energy to turn drive stream

turbine. The reflection of sun rays is due by the heliostats. The heliostat is a machine has a reflection area, it has a studied position in the field of the central solar, used to follow the sun motion by a tracking mechanism [2] [3].

A many types of solar tracking system with different accuracies exist, the tracking system can be implemented by using one-axis and for the higher accuracy, two-axis sun-tracking systems, this paper presents a mathematic modelisation of an azimuthal-elevation heliostat tracking system, reserved to guide a heliostat by two independent stepper engines. An applied example have presented in this work to define the torque provided by the stepper engines of a prototype of a heliostat designed by SolidWorks at Renewable Energy Development Center (CDER -Algiers).

2. Design model

A proposed design is a prototype of a heliostat have been designed by SolidWorks at Renewable Energy Development Center (CDER-Algiers).it have 1m² reflection area ,1m of high , 7.5m of tower's distance and 0° of facing angle, used in a central solar of tower , have 10m of tower's high guided by an azimuthal-elevation tracking system.

The elevation mechanism is a screw-nut system controlled by a stepper engine where the screw is 0.025m in diameter, 0.005m in thread step and 0.7m in length. The azimuthal mechanism is a screw- gear system controlled by a second stepper engine. The gear is 0.15m and screw is 0.03m in diameter and 0.008m in thread step "Fig. 1".

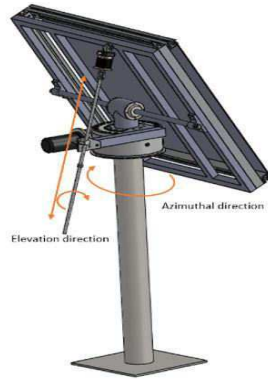


Figure 1 : Heliostat design model.

3. Mathematical modelisation of an azimuthal-elevation heliostat tracking system

3.1 Sun angles

All configuration of heliostat tracking system bases on the

Sun position, where defined by two principal's angles, altitude angle (α) and an azimuthal angle (A), the "Fig. 2" presents the coordinate system attached to the center of earth and her surface.

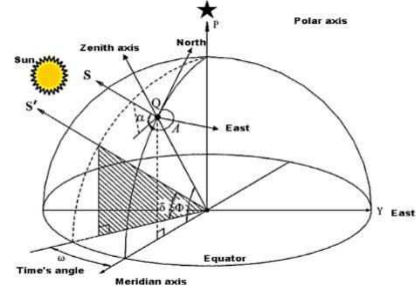


Figure 2: Locating the sun-related coordinate system center of the earth and surface of the earth [3].

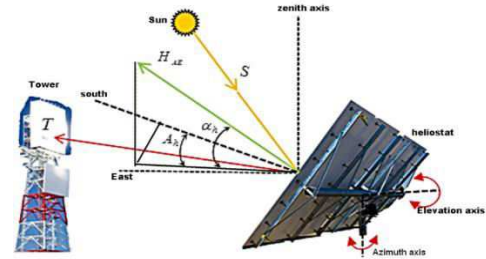


Figure 3: Angles of AE tracking system [1].

(S'): The sun vector is defined by the time angle (ω) and declination angle (δ) "Fig. 3". Which the declination angle equal [4]:

$$\delta = 23.45 \sin \left(\frac{360(284+N)}{365} \right) \quad (1)$$

N is the rank number of days in the year. For example: $N = 1$ correspond the first January and $N = 42$ correspond the eleventh of February. The time angle equal:

$$\omega = 15(TSV - 12) \quad (2)$$

TSV is the solar time in 24 hours, it can written by [5] [6]:

$$TSV = TL - DE + \left(\frac{E_t + 4L}{60} \right) \quad (3)$$

Where TL is the time given by the clock, DE is the deference in time to the Greenwich line, L is the site's longitude and E_t is the correction of time equation.

$$E_t = 9.87 - 7.53 - 1.5 (\sin(JD)) \quad (4)$$

Where:

$$JD = (360/365)(N - 81) \quad (5)$$

In the position (Q) situated in the earth surface at the site's altitude angle (Φ), the position of the sun vector (S) on the coordinate system attached to surface of the earth defined by the sun altitude angle (α) and the sun azimuthal angle (A) of the sun "Fig. 3" [3].

Where:

$$\alpha = \sin^{-1}(\sin\delta\sin\Phi + \cos\delta\cos\omega\cos\Phi) \quad (6)$$

$$A = \cos^{-1}\left(\frac{\sin\delta\cos\Phi - \cos\delta\cos\omega\sin\Phi}{\cos\alpha}\right) \quad (7)$$

$$\text{If: } \sin(\omega) = 0 \Rightarrow A + 2\pi - A$$

3.2 Heliostat angles

The heliostat position to solar tower is defined by the front angle and focal angle which have a relationship with the distance between a heliostat and tower "Fig. 4" [3] [7].

$$\lambda = \arctg\left(\frac{H_t - r}{d}\right) \quad (8)$$

Where H_t is the tower's high and r is the heliostat's high. To define the configuration of the azimuthal-elevation tracking system in any position of a heliostat in solar central field, a coordinate system attached to the underground and heliostat surface plans. Which the normal vector of the heliostat H_{AE} is defined by the heliostat azimuthal angle A_h and the heliostat elevation angle α_h , this angles can be derived exclusively by a reflection law, concerning the position of the sun vector, the vector of target position at the tower and the normal vector of the heliostat [8].

$$A_h = \sin^{-1}\left(\frac{\cos\alpha\sin A + \cos\lambda\sin\varphi}{\cos^2\alpha\cos^2\lambda - 2\cos\alpha\cos\lambda\cos(A+\varphi)}\right) \quad (9)$$

$$\alpha_h = \sin^{-1}\left(\frac{\sin\alpha + \sin\lambda}{\sqrt{2(1 + \sin\alpha\sin\lambda - \cos\alpha\cos\lambda\cos(A+\varphi))}}\right) \quad (10)$$

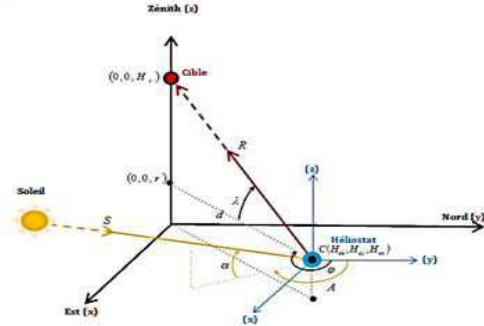


Figure 4: Incident and reflected rays [1].

3.3 The rotation velocities

The heliostat position to solar tower is defined by the front angle and focal angle which have a relationship with the distance between a heliostat and tower. The heliostat states have been determined by the azimuthally and the elevation angle, where the variation of the two angles have been discussed in the term of the time necessary to refresh the value of these parameters for different positions in the solar central field and different annual states. "Fig. 12, 13" present an example of the distributions of the azimuthally and the elevation rotation velocity for the heliostat having a 7.5m distance from the solar tower and 0° of facing angle. TRCPE is the time necessary of the variation of the elevation angle and TRCPA for the azimuthal angle, we define this two factors like a step time of the variation of the position to define the heliostat elevation Ω_{EL} and azimuthal velocity Ω_{AZ} respectively, "Fig. 5".

$$\Omega_{EL} = \frac{\Delta\alpha_h}{TRCPE} \quad (11)$$

$$\Omega_{AZ} = \frac{\Delta A_h}{TRCPA} \quad (12)$$

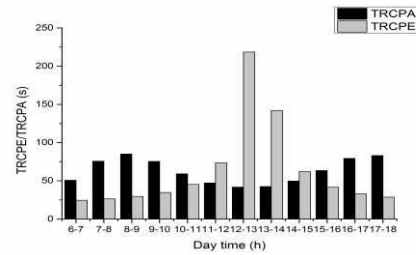


Figure 5: The variation of TRCPE/TRCPA.

Then the speed provided by the elevation and azimuthal stepper engine ($\Omega_{EL,eng}$, $\Omega_{AZ,eng}$) is defined by:

$$\Omega_{EL,eng} = \frac{\Omega_{EL} l p_{ELscrew}}{2\pi} \quad (13)$$

$$\Omega_{AZ,eng} = \frac{\Omega_{AZ} l p_{AZscrew}}{2\pi} \quad (14)$$

Where l is the width of heliostat reflection area and p is a screw step "Fig. 11".

3.4 Torque engine

The start moving of the heliostat requires a value of a torque engine greater than the structural loads value P applied by the heliostat in all instances of changing the mirror position obtained by the synchronizing of the elevation and azimuthal mechanism in motion.

The elevation mechanism moves the reflection area by screw-nut system controlled by a stepper engine where the torque in up and down ($C_{ELup,eng}$, $C_{ELdw,eng}$) moving is defined by the equations [9]:

Down:

$$C_{ELup,eng} = \frac{F_{EL}D}{2} \left(\frac{f\pi D - p}{\pi D + fp} \right) \cdot s \quad (15)$$

Up:

$$C_{ELdw,eng} = \frac{F_{EL}D}{2} \left(\frac{p + f\pi D}{\pi D - fp} \right) \cdot s \quad (16)$$



Figure 6: The elevation mechanism.

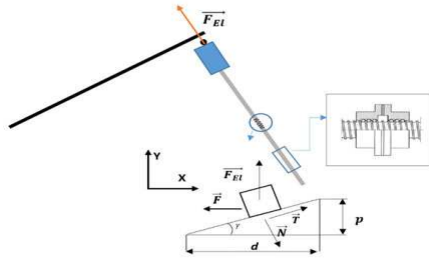


Figure 7: The model of elevation mechanism.



Figure 8: The azimuthal mechanism.

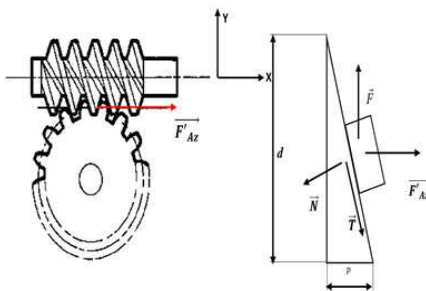


Figure 9: The model of azimuthal mechanism.

F_{EL} is the elevation force, p is the screw step of the elevation mechanism, D is the diameter of screw, f is the friction coefficient and s is the security factor mostly choose it equal (1.2~1.3) "Fig. 6,7" .

For the azimuthal mechanism the torque engine ($C_{AZ,eng}$) is defined by the same equation of the moving up in elevation mechanism but here the active force is the azimuthal force acting in screw-gear system used), the torque applied in the opposite way to return to the start point is the maximum torque can be provided by the azimuthal engine with maximum velocity "Fig. 8, 9".

$$C_{AZ,eng} = \frac{F_{AZ}D}{2} \left(\frac{p + f\pi D}{\pi D - fp} \right) \cdot s \quad (17)$$

The "Fig. 10, 11" presents a simple model was estimated to define the forces, which are the elevation force and the azimuthal force, can be applied to move a heliostat. The application of the first Newton law gives:

$$\sum F_y = 0 \quad F_{EL} = P / \cos(\rho) \quad (18)$$

Where:

$$\rho = \frac{\pi}{2} - \alpha_{th} \quad (19)$$

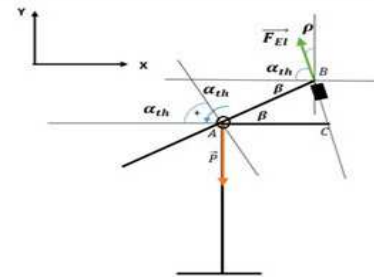


Figure 10: Kinematic model of the elevation heliostat tracking.

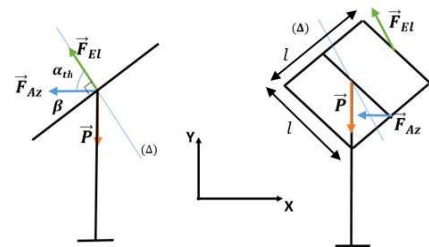


Figure 11: Kinematic model of the azimuthal heliostat tracking mechanism.

With applying the same method to define the maximum value of the azimuthal force, the results were:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_{Az} = F_{El} \cdot \cos(\alpha_{th}) \quad (20)$$

That gives:

$$F_{Az} = -P \cdot \cos(\alpha_{th}) / \cos(\rho) \quad (21)$$

$$F_{Az} = \frac{-P \cdot \cos(\alpha_{th})}{\cos(\frac{\pi}{2} - \alpha_{th})} \quad (22)$$

The maximum elevation force equal the potential load value where the heliostat reflection area take the horizontal position which called the security position where the elevation angle equal $\pi/2$, and for azimuthal force the maximum being at an elevation angle equal $\pi/4$. we define the effective azimuthal force (F'_{Az}) acting in screw-gear gives from the equivalent torque applied in screw-gear system (C_{gear}) where:

$$C_{gear} = F'_{Az} d_{gear} = F_{Az} l \quad (23)$$

$$F'_{Az} = \frac{F_{Az} l}{2 d_{gear}} \quad (24)$$

4. Results and analyzes:

We have established the Matlab programming codes to define the variation of the azimuthal and elevation angles, velocities and torques and power engines for the proposed heliostat design in the solstice summer day in Ghardaïa where the latitude angle is $32.4deg$ and the longitudinal angle is $3.8deg$ [10] [11], the results give the range of the variation of the tow angles, $[-55.78: 41.53deg]$ for the azimuthal angle, $[29.3:55.36deg]$ for the elevation angle in down moving and $[55.36:39.27deg]$ in up moving "Fig.12, 13".

The "Fig.14, 15" shows the variation of the engines velocity in the range of $[0.021:0.032rd/s]$ for the azimuthal motion with a mean value $0.026rd/s$, and $[0.005:0.027rd/s]$ for the elevation motion with a mean value $0.0188rd/s$, the mean value equivalent in degrees to $1.5deg/s$ for azimuthal velocity and $1.08deg/s$ for the elevation velocity, this results proves with the commercial engines properties that the value $0.9deg/s$ is the best velocity choice for the high accuracy.

The "Fig. 16,17" presents the variation of the azimuthal and elevation torque engine, where the azimuthal engine starts moving the heliostat reflection area with maximum value ($7N.m$) for

reason of the passing by the critical position at elevation angle value $45deg$ in moving down motion where the potential effect is the maximum. A low value in the instances between $[12H00/13H00]$ where the reflection area position far to the critical position and after starts up to the final value ($4N.m$) at the instance $18H00$ passing by the critical position in moving down motion.

For the elevation torque, the engine works by two phases, the first phase when the engine moves down the reflection area with a start torque value ($3N.m$) to the low value ($1.75N.m$) at the instance $13H00$ where the elevation angle get the maximum ($55.36deg$) the engine starts enter in the second phase of moving up of the reflection area with a value of torque greater than the values of the first phases ($3.5N.m$) and continues increase to the value ($4.5N.m$) at the final instance $18H00$. in this phase the engine resists the maximum loads applied by the heliostat reflection area.

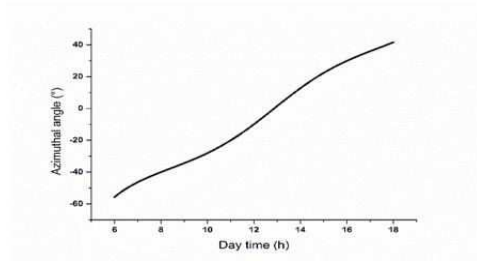


Figure 12: The variation of the heliostat azimuthal angle.

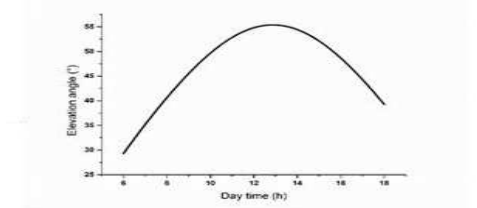


Figure 13 : The variation of the heliostat elevation angle.

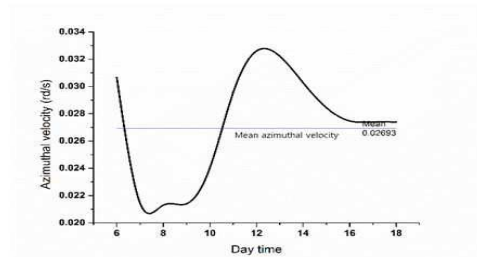


Figure 14 : The variation of the azimuthal velocity

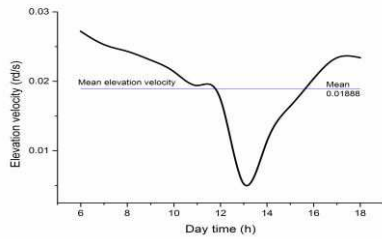


Figure 15 : *The variation of the elevation velocity.*

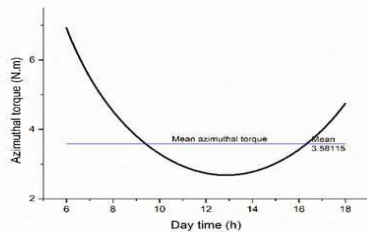


Figure 16 : *The variation of the azimuthal torque engine.*

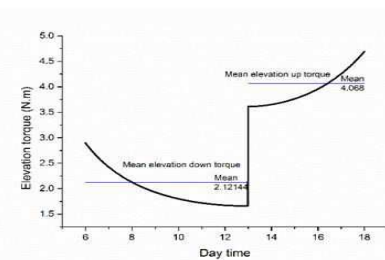


Figure 17 : *The variation of the elevation torque engine.*

5. Conclusion

The define of the control parameters of the heliostat tracking system based on the technological and design solutions implanted in this system and the mathematic modeling method. This work is a particular example to define the control parameters, which are the rotational speed and the torque engine. Where we established a mathematic modeling method established for a small scale heliostat controlled by an azimuthal-elevation tracking system.

References

- [1] Y. T. Chen, A. Kribus, B. H. Lim, C. S. Lim, K. K. Chong, J. Karni, R. Buck, A. Pfahl, and

- T. P. Bligh, "Comparison of Two Sun Tracking Methods in the Application of a Heliostat Field," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 126, February 2004.
- [2] M. Guo, F. Sun, Z. Wang, and J. Zhang, "Properties of a general azimuth–elevation tracking angle formula for a heliostat with a mirror-pivot offset and other angular errors," *Solar Energy*, vol. 96, October 2013,.
- [3] A. Gama and al, "Etude et réalisation d'un concentrateur cylindro-parabolique avec poursuite solaire aveugle," *Review of Renewable Energy*, CDER Algiers, Algeria, vol. 11, 2008.
- [4] K. K. Chong and M. H. Tan, "Range of motion study for two different sun-tracking methods in the application of heliostat field," *Solar Energy*, vol. 85, May 2011.
- [5] M. Iqbal, "An Introduction to Solar Radiation," Academic Press, Toronto, Department of Mechanical Engineering, University of British Columbia, Canada 1983.
- [6] R. Merat and A. Moreau, *physique appliquée: NATHAN TECHNIQUE*, 1994.
- [7] O. Aliman, I. Daut, M. Isa, and M. R. Adzman, "Simplification of Sun Tracking Mode to Gain High Concentration Solar Energy " *American Journal of Applied Sciences*, vol. 4, 2007
- [8] A. Gamil, S. U.-H. Gilani, and H. H. Al-kayiem, "Simulation of incident solar power input to fixed target of central receiver system in Malaysia," presented at the Sustainable Utilization and Development in Engineering and Technology (CSUDET), 2013 IEEE Conference on, 2013.
- [9] A. Montenon, "Analyse, mutualisation et optimisation par la commande de la consommation énergétique des héliostats autonomes des centrales à concentration solaire," *Doctorat, Université de Toulouse, France*, 2013.
- [10] A. V. Bardakas, V. K. Chasiotis, D. A. Tzempelikos, and A. E. Filios, "Design and implementation of a three axis digitally controlled traverse system for flow surveys in a drying chamber," *International Journal of Engineering & Technology* vol. 3, 2014.
- [11] K. Gairaa, "Valorisation du gisement solaire de Ghardaïa," in *Renewable Energy Bulletin*, ed. Algeria: CDER, 2010.

Ouahid Halloufi ¹
 Abdenacer KAABI ²
 Md Lamine chougui ³

¹ Département de Génie Climatique (Laboratoire énergie et environnement, université frères Mentouri, Constantine, Algérie).

² Département de Génie Climatique (Laboratoire énergie et environnement, université frères Mentouri, Constantine, Algérie).

³ Département de Génie Climatique (laboratoire de génie climatique, université frères Mentouri, Constantine, Algérie)

(ywahid@yahoo.fr)

MODÉLISATION SOUS TRNSYS D'UNE MAISON À HAUTE PERFORMANCE ÉNERGETIQUE PAR L'UTILISATION DE L'ÉNERGIE SOLAIRE (CLIMAT ALGÉRIEN)

Résumé : En Algérie, il est fréquent que les habitants endurent certaines situation pendant des années : une maison froide et peu étanche à air par temps froid, des facteurs de chauffage et de climatisation élevées, etc. Lorsque le chauffage, la climatisation et la ventilation sont inefficaces et inappropriés, c'est peut-être que l'enveloppe du bâtiment n'offre pas la performance requise. Le problème majeur est comment mettre en application, des solutions appropriées pour la maîtrise de l'énergie. Lors de la construction. La durabilité des éléments du bâtiment est essentielle. La maison saine est moins gourmande en ressource, plus particulièrement en maîtrise d'énergie. Elle fait appel à des installations efficaces de chauffage et de climatisation, diminue la consommation d'électricité et de combustible, en plus de motiver le recours à des sources d'énergie renouvelable. Aujourd'hui, l'une des alternatives convenables pour remplacer les énergies fossiles est la production d'énergie à partir de l'énergie solaire. Dans ce cadre, l'article présente une simulation numérique à l'aide d'un logiciel de simulation du comportement thermique en régime dynamique TRNsys, sur une maison individuelle qui utilise des systèmes solaires pour le chauffage et le refroidissement sous climat Algérien. La source de chaleur en hiver provient de capteurs solaires à eau intégrés en toiture inclinée de 20 ° par rapport à l'horizontale, orienté vers le sud, ce système est couplé avec un plancher chauffant. Le refroidissement en été est assuré par une machine à absorption solaire simple effet (LiBr-H₂O) avec une capacité nominale de 20.000 kJ/h, qui exploite le potentiel de l'énergie solaire pour le refroidissement. Le fonctionnement des deux systèmes est couplé avec un réservoir de stockage et un système d'appoint.

Mots clés : Habitat, Energie solaire, Chauffage, Climatisation, TRNsys.

Nomenclature

C chaleur spécifique de l'eau, kJ/kg K

Cop coefficient de performance, -

$\dot{m}$ débit massique, kg/s

T température, K

H₂O eau

Indices / Exposants

evap évaporateur

ge générateur

w eau

1. Introduction

Le secteur du bâtiment est en Algérie le plus gros consommateur d'énergie avec 7 millions de tonnes d'équivalent pétrole (en 2005) soit 41 % du total national Fig. 1. Cette énergie consommée entraîne l'émission de 6.3 millions de tonnes de CO₂ représentant 16 % des émissions nationales Fig. 2.

La consommation énergétique moyenne annuelle d'un logement est de 1.05 TEP. Cela explique qu'une forte demande d'électricité est à prévoir en raison des perspectives de développement de ce secteur. Pour ce qui concerne l'analyse par usages de l'électricité, il est à noter que le froid et l'éclairage totalisent à eux seules 90 % de la production de

l'électricité produit, alors que le chauffage et la cuisson représentent 60 % de la consommation du gaz naturel. Il est donc impératif que les pouvoirs publics et les acteurs de la filière réexaminent les approches de conception et de commande des systèmes énergétiques du bâtiment [1].

Aujourd'hui, l'intégration des énergies renouvelables dans les bâtiments est indispensable pour tendre vers une autonomie énergétique, ce qui peut réduire au minimum la dépense énergétique et améliorer le confort thermique. Dans ce contexte, l'utilisation d'énergie solaire dans le secteur du bâtiment constitue un véritable enjeu pour les problèmes environnementaux, économiques et sociaux. En effet, l'énergie solaire produit peu

de déchets et engendre peu d'émissions de gaz à effet de serre.

Plusieurs technologies d'intégration des systèmes solaires dans les bâtiments existent, ils peuvent être thermiques (chauffage/refroidissement) et/ou photovoltaïques (production de l'électricité), c.-à-d. "Bâtiments solaires" [2]. Ces recherches ont prouvées la faisabilité de ces technologies solaires et leur intégration au bâtiment, et ont contribuées à promouvoir l'utilisation généralisée de ces technologies.

Ce travail a pour objectif d'étudier d'une part l'évolution des besoins énergétique (chauffage/froid), sur une année avec un pas de temps de 1 heure (de 0 à 8760 h), d'une maison individuelle située dans la région de Dar el-Beida (Algérie), de l'autre le comportement énergétique du système solaire utilisé.

Afin de répondre à ces objectifs, nous avons modélisés via TRNSYS ce modèle d'étude une maison individuelle intégrée à un système solaire combiné (chauffage/climatisation).

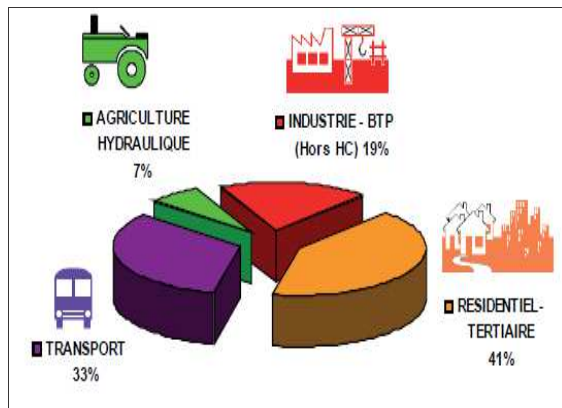


Figure 1 : Consommation finale par secteur d'activité en 2005

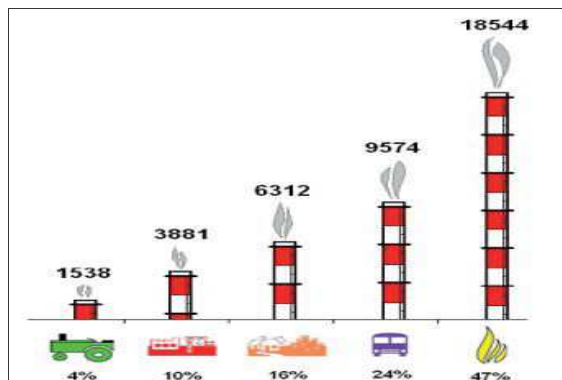


Figure 2 : Bilan des émissions de CO₂ par secteur d'activité en 2005.

2. RESULTATS

Le système est modélisé avec le programme de simulation TRNSYS 'transient simulation program'[3]. Le schéma si dessous (Fig. 3) représente également les informations du programme de simulation qui comporte essentiellement des capteurs solaires [4], réservoir de stockage, machine à absorption simple effet (LiBr-H₂O) [5] avec un coefficient de performance de 0.6 à 0.8 [6] , système d'appoint, des pompes, tour de refroidissement,

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{ge}} \quad (1)$$

$$Q_{evap} = m_{sw} \cdot C_w \cdot (T_{sw,i} - T_{sw,o}) \quad (2)$$

$$Q_{gen} = m_{hw} \cdot C_w \cdot (T_{hw,i} - T_{hw,o}) \quad (3)$$

L'enveloppe bâtie est rapportée par plusieurs chercheurs [7],[8]. Notre enveloppe composée de RDC et 2 étages, la surface totale habitable est de 258 m². Sur le plan architectural, la construction que nous allons étudier est une construction typique la plus répandue dans la région de Dar el-Beida. La maison étudiée est une structure multi zones, la modélisation sous TRNSYS a conduit à définir 14 zones thermiques montrées dans le tableau 1.

Les caractéristiques des murs, plancher et plafond (dimensions, matériaux,...est) qui ont été considérés pour ce bâtiment, et les propriétés thermo physique de chaque couche (conductivité thermique, densité, chaleur spécifique, épaisseur) sont choisis à partir d'une bibliothèque existante dans TRNBuild

Zone	Nom	Espace
1	GARAGE	Garage
2	STUDY	Bureau
3	KITCHEN	Cuisine
4	FORMAL DINING	Salle à manger
5	FAMILY	séjour
6	GUEST ROOM	Hall, salle de bain et toilette
7	BEDROOM 1	Chambre 1
8	BEDROOM 2	Chambre 2
9	BEDROOM 3	Chambre 3
10	MASTER BEDROOM	Chambre 4
11	GUEST ROOM	Hall, salle de bain et toilette
12	BUANDERIE	Buanderie
13	BEDROOM	Chambre
14	GUEST ROOM	Hall

Tableau 1 : Définition des zones thermiques

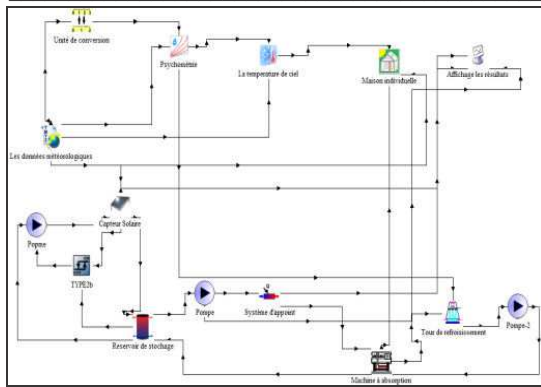


Figure 3 : Représentation du modèle sous TRNSYS.

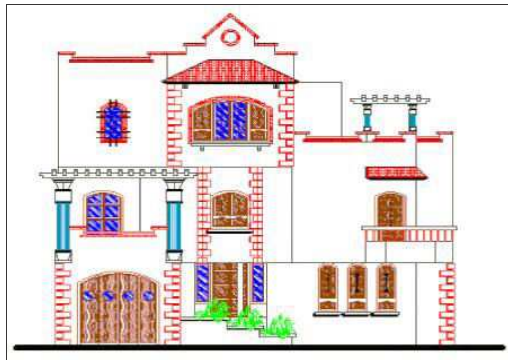


Figure 4 : Vue 2D de l'enveloppe modélisée.

La géométrie du bâtiment a été décrite via le logiciel AutoCAD. Toutes les parois principales et les ouvertures intérieures (portes) et extérieures (portes, porte-fenêtre et fenêtres) saisies respectent les dimensions, positions et orientations fournies par le plan du bâtiment pour chacun des trois niveaux. Le rez-de-chaussée, outre le garage, regroupe l'ensemble des pièces à vivre : séjour, cuisine, salle à manger, hall, et bureau Figure. 5, tandis que le premier étage regroupe les pièces de repos : chambres, salle de bain, hall Fig. 6, et le deuxième étage regroupe : chambre, buanderie, et terrasse Fig. 7.

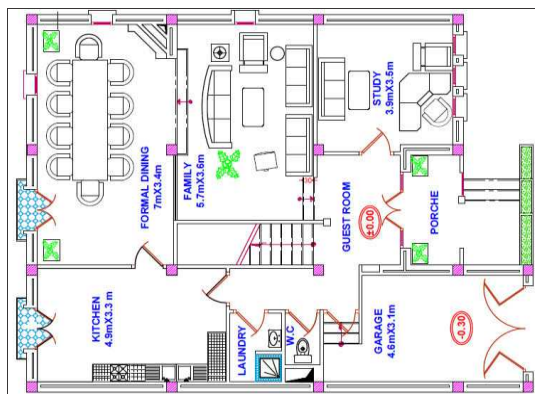


Figure 5 : Coupe RDC.

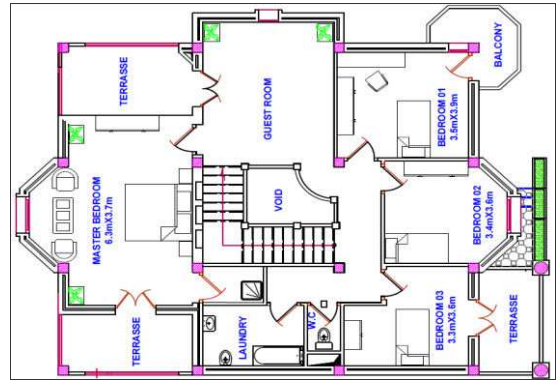


Figure 6 : Coupe 1^{er} étage

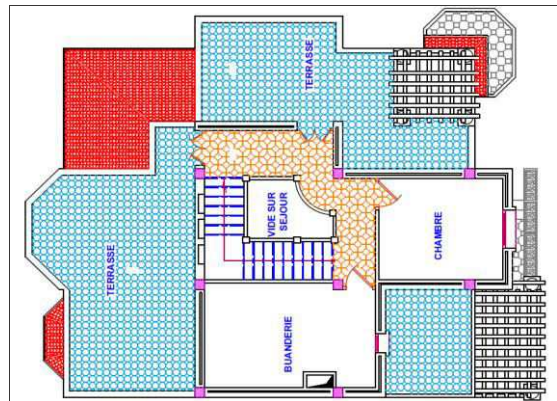


Figure 7 : Coupe 2^{ème} étage

En général, l'implantation géographique constitue un facteur non négligeable dans les études thermiques des bâtiments. Le bâtiment modélisé est situé dans la région de Dar el-Beida (Algérie). Les Fig. 8, et Fig. 9 montrent les variations de l'irradiation solaire globale et de la température de l'air extérieur respectivement. On remarque que la variation de la température et de l'irradiation solaire ont une variation sinusoïdale

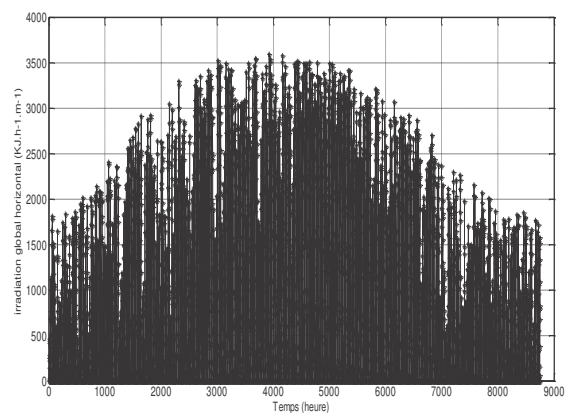


Figure 8 : La variation de rayonnement solaire global au cours de l'année pour la région de Dar el-Beida.

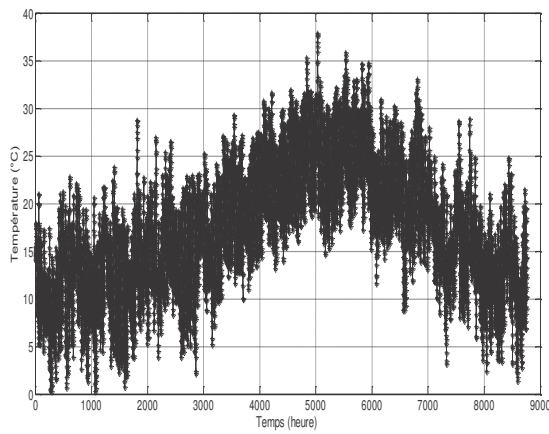


Figure 9 : La variation de la température au cours de l'année pour la région de Dar el-Beida

L'estimation des besoins énergétiques du bâtiment se fait en fonction des températures de consigne suivant la saison : pour la période d'hiver, un régime constant de chauffage avec une température de consigne de 20 °C; et pour la période estivale, le régime de rafraîchissement prend le relais avec une température de consigne constante de 26 °C. Les besoins énergétiques du bâtiment sont présentés sur la Fig. 10. Ces besoins indiquent une consommation d'environ $1,55 \cdot 10^7$ kJ/h/an en hiver et $1,4 \cdot 10^7$ kJ/h/an en été. La période de chauffage ou de refroidissement est considérée comme un paramètre du modèle. Le refroidissement fonctionne entre le début du mois de mai (jour 120 ou 2880 h) jusqu'au début du mois d'octobre (jour 273 ou 6552 h) ; en dehors de ces périodes, le système fonctionnera en mode chauffage (3685 h du 01/11 à 04/04) Fig. 11.

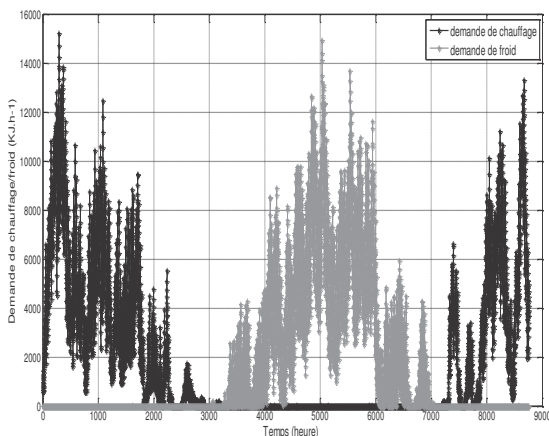


Figure 10 : Demande par heure, de chauffage /froid de l'enveloppe pour la région dar El-Beida.

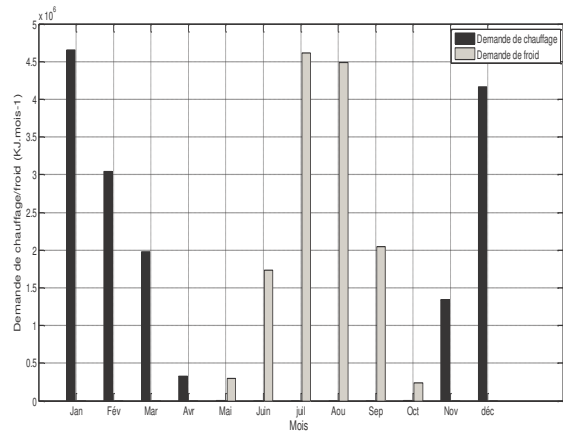


Figure 11 : Demande par mois, de chauffage /froid de l'enveloppe pour la région dar El-Beida.

Fig. 12, et Fig. 13 représentent les variations de l'irradiation solaire incidente sur le capteur solaire, de la température de l'eau à la sortie du capteur solaire ainsi que la température extérieure en fonction du temps. Il peut être observé que la valeur maximale de l'irradiation solaire est d'environ $800 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ pour la période hivernale, et d'environ de $1000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ pour la période estivale. Aussi, la température de l'eau à la sortie du capteur peut atteindre 90 °C pour la période d'été, et varie entre 45°C et 65 °C pour la période hivernale.

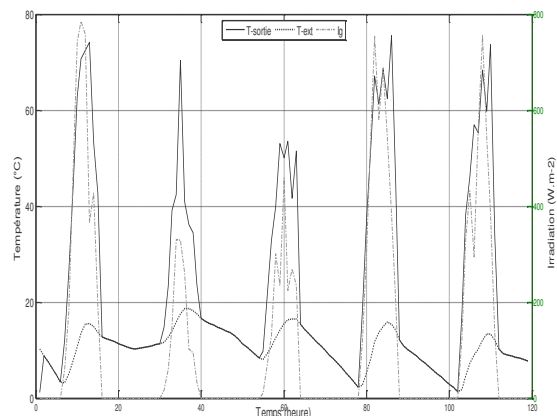


Figure 12 : Les températures et l'irradiation enregistrée au système solaire de 21/12 au 25/12

Le gain de chaleur solaire capté par le capteur solaire pour diverses inclinaisons est représenté sur la Fig. 14. L'angle optimal dans l'environnement de Dar el-Beida est autour de 10°- 20° pour un capteur solaire plan.

Comme il est indiqué sur la Fig. 15 les résultats représentés montrent une augmentation du (COP) beaucoup plus intéressante pour des températures

relativement basses, pour des valeurs supérieures de 85 °C l'augmentation de (COP) devient de plus en plus faible.

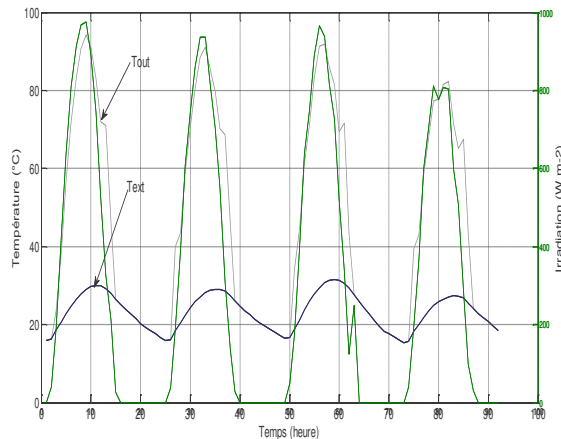


Figure 13 : Les températures et l'irradiation enregistrée au système solaire de de 22/06 au 25/06

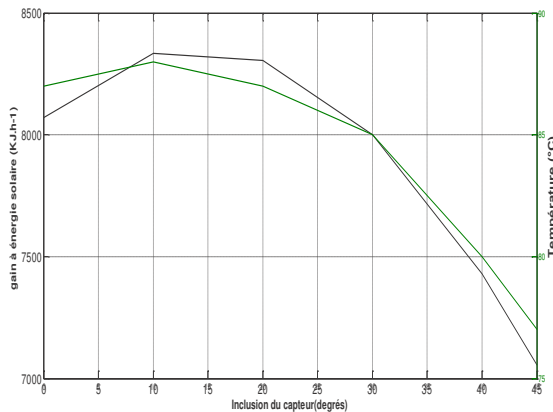


Figure 14 : La variation de gain solaire et températures de sortie en fonction l'inclinaison

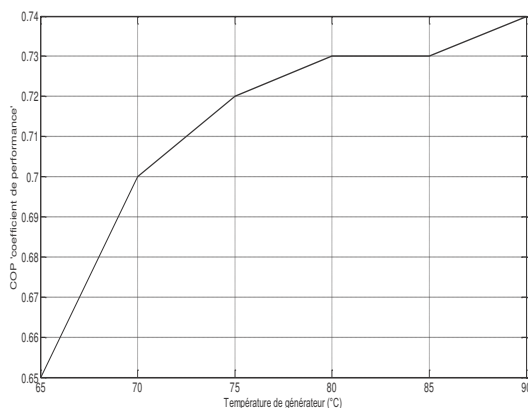


Figure 15 : La variation du (COP) en fonction de (T_g)

3. CONCLUSION

L'utilisation de l'énergie solaire dans les bâtiments ouvre de nouvelles perspectives pour les systèmes solaires qui exploitent le potentiel de l'énergie solaire pour le chauffage, et le refroidissement. Cette étude a été faite avec l'environnement de simulation TRNSYS 16, utilisant le modèle multizone (type 56), les systèmes de chauffage et de climatisation solaires (système combiné). Néanmoins, ils manqueraient une procédure adaptée pour le dimensionnement de leurs composants principaux : le panneau solaire et le ballon de stockage thermique.

De point de vue de l'énergie et du coût d'investissement et d'exploitation, le dimensionnement basé sur le pic de charge ne conviendrait pas si la source d'énergie ne présente pas une stabilité dans le temps. Une optimisation des composants principaux par la simulation peut être alors une solution clef pour le dimensionnement optimal de ce système.

L'Algérie est classée comme un des pays les plus riches en énergie solaire avec un potentiel estimé à plus de 169440 TWh par an, mais l'utilisation de l'énergie solaire pour le chauffage et le froid reste toujours écarté. Ainsi, il sera intéressant de se tourner vers l'utilisation ce type de technologie solaire, du moins dans les immeubles de bureaux par exemple, où les charges thermiques sont plus importantes.

Références

- [1] G.A. Florides, S.A. Tassou, S.A. Kalogirou, and L.C. Wrobel, "Review of solar and low energy cooling technologies for buildings," Renewable and Sustainable Energy Reviews 6, 557–572(2002)
- [2] A.G. Hestnes, "Building integration of solar energy systems," Solar Energy 67 (4–6) 181–187(1999).
- [3] Klein et al, TRNSYS a Transient System Simulation Program version 16. Madison Solar Energy Laboratory (SEL), University of Wisconsin-Madison, (2005).
- [4] L. Yong, and K. Sumathy, "Modeling and simulation of a solar powered two bed adsorption air conditioning system," Energy Conversion and Management 45, 2761–2775(2004).
- [5] Kim DS, Infante Ferreira CA. Analytical modeling of steady state single-effect absorption cycles. Int J Refrig 2008;31(6):1012–20.
- [6] H.M.Henning, and E. Wiemken, "Solar assisted air conditioning of buildings,"

- overview on technologies and state-of-art
Mediterranean Congress of Climatization,
Lisbon, Portugal, 2004.
- [7] T.Y. Bong, K.C. Ng, and A.O. Tay,
"Performance study of a solar-powered air
conditioning system," *Solar Energy* 39,
173–182(1987).
- [8] Z.F. Li, and K. Sumathy, "Experimental
studies on a solar powered air
conditioning system with partitioned hot
water storage tank ," *Solar Energy* 71, (5)
285–297(2001).

Mohamed Yacine NASRI^{1*}
Azeddine BELHAMRI¹

¹Laboratoire de génie climatique, département de génie climatique, faculté des sciences de la technologie université des frères Mentouri Campus Ahmed Hamani 25000, Constantine, Algérie

* yacinovnasri@yahoo.fr

Etude comparative théorique et expérimentale d'un capteur solaire à air à simple vitrage destiné à un séchoir dans la région de Constantine

Résumé :

Dans ce travail, nous avons conçu et simulé numériquement un capteur solaire à air à simple vitrage, en utilisant la méthode itérative Gauss Seidel pour la résolution des équations de bilan pour les différents éléments du capteur. Dans la suite de notre travail, et pour comparer et confirmer les résultats théoriques, nous avons réalisé ce capteur solaire, et d'après plusieurs essais expérimentaux on a choisi la journée du 03 Aout 2015 pour comparer les résultats expérimentaux (température de sortie du capteur, température d'ambiance, les puissances globales) Les conditions climatiques et solaires sont celles de Constantine. Au terme de cette étude, nous avons conclu que les résultats calculés et mesurés sont presque identiques. Les différences entre les deux types de résultats sont dues aux erreurs relatives d'expérience et les instruments de mesure.

Mots clés :

Capteur solaire, résultats expérimentaux, comparaison, simulation numérique.

Nomenclature

Cp	Capacité calorifique, $J.Kg^{-1}.K^{-1}$
V	Vitesse, $m.s^{-1}$
Surf	Surface d'échange, m^2
M	Masse de la paroi, Kg
T	Température, K
Q	Débit d'air, $Kg.s^{-1}$
ep	épaisseur, m
P	Puissance, W
h	Coefficient d'échange par convection, $W.m^{-2}.K^{-1}$
h	Coefficient d'échange par conduction, $W.m^{-2}.K^{-1}$
h	Coefficient d'échange par rayonnement, $W.m^{-2}.K^{-1}$

Lettres grecques

λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
-----------	---

σ	constante de Stéphane Boltzmann
ε	coefficient d'émissivité
α	coefficient d'absorption
τ	coefficient de transmission
ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$

Indices / Exposants

ve	vitre extérieure
vi	vitre intérieure
ie	isolant extérieur
ii	isolant intérieur
i	isolant
n	absorbeur
j	tranche
r	rayonnement
v	vitre
v	convection
c	conduction
c	voute céleste
am	ambiance
t	temps
dif	diffus
dir	direct

1. Introduction

Le séchage est une opération nécessaire pour la préservation des produits agro-alimentaires. Cependant, elle nécessite la consommation des quantités considérables d'énergie. L'énergie solaire représente une alternative intéressante pour limiter cette consommation et assurer l'alimentation

énergétique des séchoirs. Dans ce travail, un séchoir solaire a été construit dans la région de Constantine. Afin d'optimiser les paramètres de son fonctionnement, nous avons développé un outil de simulation, en considérant les lois des bilans d'énergie et du comportement du produit. Un programme informatique est développé. Les résultats sont comparés avec les mesures expérimentales.

2. Etude théorique

On considère un capteur solaire à air à simple circulation et à simple vitrage, incliné de 30° (Latitude de la ville de Constantine) par rapport au plan horizontal et orienté vers le sud. Les matériaux simulés constituant le capteur sont une tôle en aluminium peinte en noir, d'épaisseur 1 mm utilisée comme absorbeur, ce dernier est couvert de haut par du verre pyrex d'épaisseur 10 mm, laissant passer le rayonnement solaire, et par le bas par un polystyrène d'épaisseur 4 cm, utilisé comme isolant. Figure 1, Figure 2.

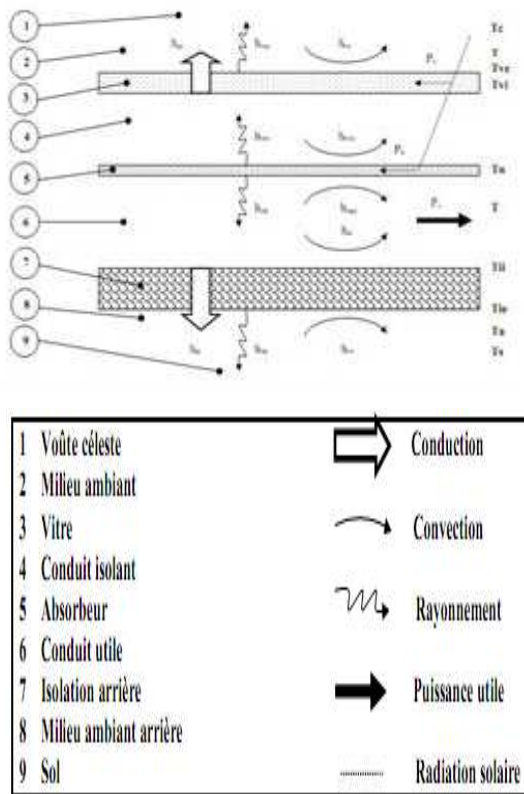


Figure 1 : Représentation schématique des transferts thermiques

2.1 Bilan thermique du capteur solaire à air à simple vitrage [1]

Echange au niveau de la face extérieure de la vitre :

$$\frac{Cp_v \cdot M_v}{surf} \cdot \left(\frac{dT_{ve}}{dt} \right) = \frac{P_v}{2} + h_{rve} \cdot (T_c - T_{ve}) + h_{vve} \cdot (T_a - T_{ve}) + h_{cv} \cdot (T_{vi} - T_{ve}) \quad (1)$$

Echange au niveau de la face intérieure de la vitre :

$$\frac{Cp_v \cdot M_v}{surf} \cdot \left(\frac{dT_{vi}}{dt} \right) = \frac{P_v}{2} + h_{vvn} \cdot (T_n - T_{vi}) + h_{rvn} \cdot (T_n - T_{vi}) + h_{cv} \cdot (T_{ve} - T_{vi}) \quad (2)$$

Echange au niveau de l'absorbeur :

$$\frac{Cp_n \cdot M_n}{surf} \cdot \left(\frac{dT_n}{dt} \right) = P_n + h_{vvn} \cdot (T_{vi} - T_n) + h_{rvn} \cdot (T_{vi} - T_n) + h_{van} \cdot (T_{(j-1)} - T_n) + h_{rni} \cdot (T_{ii} - T_n) \quad (3)$$

Echange au niveau de la face intérieure de l'isolant :

$$\frac{Cp_i \cdot M_i}{surf} \cdot \left(\frac{dT_{ii}}{dt} \right) = h_{rni} \cdot (T_n - T_{ii}) + h_{ci} \cdot (T_{ie} - T_{ii}) + h_{vai} \cdot (T_{(j-1)} - T_{ii}) \quad (4)$$

Echange au niveau de la face extérieure de l'isolant :

$$\frac{Cp_i \cdot M_i}{surf} \cdot \left(\frac{dT_{ie}}{dt} \right) = h_{ris} \cdot (T_s - T_{ie}) + h_{ci} \cdot (T_{ii} - T_{ie}) + h_{vvi} \cdot (T_a - T_{ie}) \quad (5)$$

Echange au niveau du fluide caloporteur (l'air) :

$$\frac{cp \cdot Q}{surf} \cdot (T_j - T_{(j-1)}) = h_{van} \cdot (T_n + T_{ii} - 2 \cdot T_{(j-1)}) \quad (6)$$

2.2 Méthode de calcul [2]

La méthode la plus efficace pour l'étude d'un tel type de capteur est de le découper en tranches fictives et prendre une tranche «j», et l'étudier, cette méthode de la couche mince. Et apes on a programmé cette méthode numériquement par un programme en langage fortran 90.

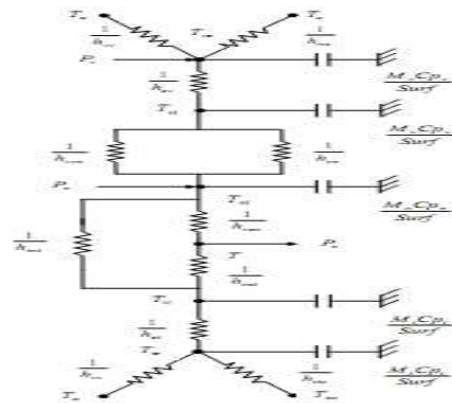


Figure 2 : Schéma électrique équivalent au transfert de chaleur dans une tranche de capteur

3. Etude Expérimentale

On a fait une étude théorique sur Le bilan énergétique du capteur. Dans ce cas, et pour permettre d'engendrer les différents paramètres énergétiques des modèles, on a utilisé la discrétisation des équations et la

résolution des systèmes par la méthode de Gauss Seidel.

3.1 Réalisation du capteur solaire simulée

Le capteur est de 2 m de longueur et 1 m de largeur, inclinée de 30° prolongé à sa fin par une partie plate de 25 cm de largeur c'est pour éviter la grande hauteur du séchoir selon la loi suivante :

$\sin(\text{inclinaison du capteur}) = \frac{\text{hauteur du socle de la chambre de séchage}}{\text{longueur du capteur}}$

$\sin 30^\circ = 0.5$

Longueur du capteur = 2.25 m

La plateforme du capteur incliné est soulevé par des pieds en fer, son cadre est construit en fer plat couvert d'une planche en bois de 1 cm d'épaisseur collée au-dessus d'une feuille de polystyrène de 4 cm d'épaisseur par la silicone transparente utilisée pour éviter la réaction ou dissolution du polystyrène en cas d'augmentation de température. Le polystyrène est enveloppé ensuite par une feuille très fine d'aluminium.



Figure 3 : Représentation d'un côté d'équipement du capteur solaire

Les côtés de la plateforme sont limités par un cadre en bois de 5.5 cm d'épaisseur avec glissière qui surmonte la plateforme du capteur de 2.5 cm d'où on a glissé une tôle d'aluminium de 1 cm d'épaisseur (l'absorbeur) qui a été peinte en noir par des pulvérisateurs résistants à la solubilité en grande chaleur. Et pour éviter le fléchissement de la tôle d'aluminium des petites tiges latérales de quelques centimètres et une tige centrale portée sur tout le long de la plateforme, tous en aluminium et de 2.5 cm de hauteur sont fixées par des vis en aluminium portées comme support, pour former une gaine de

circulation d'air

En haut et sur les côtes du cadre de bois, une vitre de 4 mm a été collée par la silicone et qui est soulevée de 2.5 cm de la tôle d'aluminium.

Donc le cadre en bois est spécialement construit pour garder la même distance entre plateforme (isolant) et tôle d'aluminium (absorbeur) de 2.5 cm (création de la gaine de circulation d'air) et d'une autre part entre la tôle et la vitre (pour l'air confiné) de 2.5 cm. Figure 3, Figure 4.



Figure 4 : capteur solaire à simple vitrage réalisée

3.2 Appareils de mesure

Avant l'emplacement des appareils on a choisi des points importants pour déterminer les grandeurs physiques de notre dispositif (Température, vitesse de l'air) au niveau de l'entrée et la sortie du capteur solaire.

Pour déterminer les températures, deux thermomètres à sonde thermocouple, ont été utilisés.

Le débit et la vitesse de l'air peuvent être déterminés par la technique de *VENTURI*. Pour cela un manomètre incliné rempli par un liquide manométrique, placé et fixé en haut du capteur. Quand le système se met en marche, le liquide du manomètre change de niveau à partir du point zéro "0" indiqué sur la règle du manomètre vers une autre point. Le changement de position du liquide détermine la différence de pression entre les deux zones précédentes (la différence est lue sur le manomètre en unité de mm H₂O). Par cette différence et à l'aide des équations de Bernoulli et de la continuité, on peut calculer la vitesse de l'air ainsi que le débit.

Les rayons solaires sont mesurés par le *Solari mètre*. Les températures d'ambiance sont mesurées par un *thermo-hygromètre*.

4. Résultats et discussions

Pour la journée de ce travail (Mardi 03 aout 2015), le rayonnement solaire transmis par la vitre ensuite absorbée par l'absorbeur et transformé en énergie thermique qui permet d'augmenter la température de l'air à la sortie du capteur, ceci est montré sur les différentes courbes de la *figure 5* et *figure 6*.

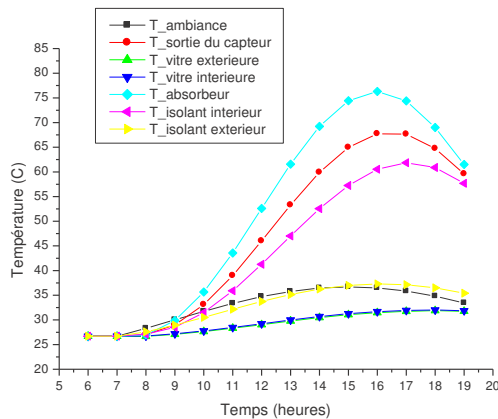


Figure 5 : Variation des températures pour les différents éléments du capteur

Les courbes représentées sur la *figure 5* montrent la variation des différentes températures théoriques des éléments du capteur (vitre, isolant, absorbeur, l'entrée et à la sortie de l'air ...) durant la période d'exposition au soleil.

Le graphique sur la *figure 6* représente la variation des puissances calculées théoriquement (direct, diffus et global) absorbées par le capteur durant la journée « Mardi 03 aout 2015 » et leur différence avec la puissance globale mesurée par le *Solari mètre* durant la même journée.

Le capteur commence donc à recevoir l'énergie solaire théoriquement à partir de 5 heures et atteint sa valeur maximale à 13 h pour ne pas recevoir à 19 heures aussi il est intéressant d'avoir une idée sur la puissance due au rayonnement diffus qui représente le milieu voisinage du capteur.

Les débuts de mesure des puissances globales expérimentales et théoriques prises à partir de 6h d'où les valeurs des deux puissances étaient en croissance jusqu'à 13h. Avant 10h les valeurs des puissances expérimentales étaient plus élevées que les

théoriques, Les deux valeurs coïncident à 10h à une valeur moyenne, mais de 10h à 13h les deux valeurs continuent leur croissance mais au contraire à ce moment-là les valeurs théoriques devenant plus élevées que ceux expérimentales jusqu'à 13h. Chacun à son point optimale, et à partir de 13h les deux valeurs décroissent progressivement chacun de sa valeur optimale jusqu'à ce qu'elles coïncident une seconde fois à leurs points minimales à 19h.

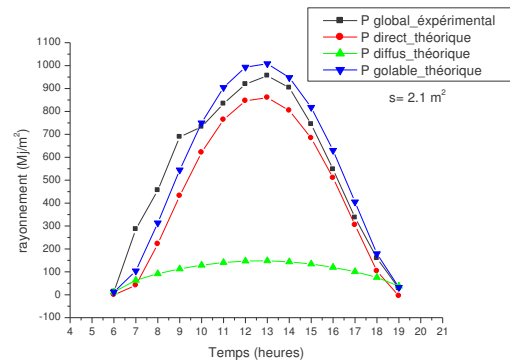


Figure 6 : Variation de puissances solaire théorique et expérimentale

La figure 7 montre les variations des températures d'ambiance et les températures de la sortie du capteur théoriques et expérimentales.

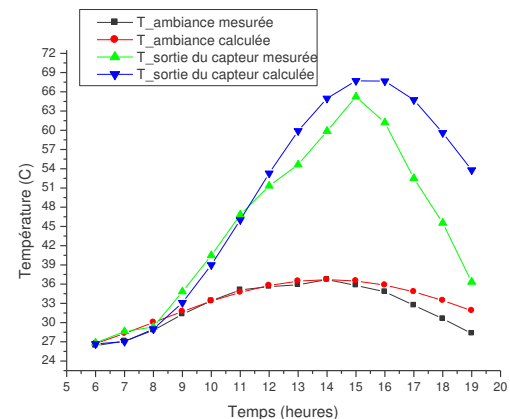


Figure 7 : Variation des Températures du fluide caloporteur et les températures d'ambiance calculées et mesurées

Les Températures mesurées et les températures calculées, soit du milieu ambiant ou de la sortie du capteur avaient le même profil de 6h jusqu'à 19h. Pour celle du milieu ambiant les valeurs des températures mesurées et calculées sont identiques de 6h à 15h et presque identique de 15h à 19h, les valeurs expérimentales et théoriques progressaient de 6h à 15h ou elles prenaient leurs valeurs optimales et à partir de 15h ces

derniers baissaient progressivement jusqu'à 19h.

Pour la sortie du capteur, les valeurs des deux températures sont identiques de 6h jusqu'à 11h, peu à peu identique de 11h à 14h, et s'éloignaient de 14h à 19h.

4. Conclusion

Ce travail propose une simulation numérique du capteur solaire à simple vitrage permet de déterminer l'influence de l'énergie solaire sur le processus du capteur. Un programme informatique en langage fortran 90 est développé pour simuler la température de sortie du fluide caloporteur, les températures des différences éléments du capteur ainsi la variation des puissances solaires durant une journée. Les résultats obtenus sont similaires aux résultats des travaux antérieurs des chercheurs dans ce domaine et confirment le

processus physique du capteur solaire à simple vitrage.

La réalisation et l'étude expérimentale du capteur permet d'évaluer les différences ordinaires entre les résultats théoriques obtenus avec celles des résultats expérimentales. Une expérience faite en Mardi 03 Aout 2015 confirme cette différence.

Références

- [1] Yves Jannot, (2007) Thermique solaire
- [2] Michel Daguenet., (1985) Les séchoirs solaires : Théorie et pratique, UNESCO

Lyes MAIFI 1¹Tahar KERBACHE 2¹Oued HIOUAL 3²¹Physical Chemistry of semi-conductor Laboratory, University of Constantine 1, Constantine, Algeria² university of khenchela* Auteur correspondant
(maifi@umc.edu.dz)

Effect of the exchanger channel width on the efficiency of TH /PV sensor

abstrat : In this paper, a theoretical study of a PV/TH air system with a parabolic concentrator is presented. The investigated system consists of a photovoltaic panel under which air is made to flow through an exchange in order to extract heat from the panel, thereby cooling the cells and hence increasing their efficiency. The global energy yield of the system is evaluated in clouding both the electrical output of the modal and the thermal energy of air. The energy balance equations of the whole system are computed using the GAUSS-SAIDEL method, allowing to estimate heat transfer from all the main components, the results show that the daily yield, of the system increases with air mass flow rate, and decreases with the exchanger channel width.

Mots clés : photovoltaic, thermal, air, efficiency, heat exchanger, fins

1. Introduction

Renewable energy technologies currently supply 13.3% of the world's primary energy needs. Their future potential depends on exploiting the resources locally available and on overcoming the environmental challenges, as on well as winning public acceptance. Most forms of renewable energy are based on harnessing incoming solar radiation, which totals about 3.8 million EJ per year. A photovoltaic/thermal hybrid solar system is a combination of photovoltaic and solar thermal components which produces both electricity and heat from one integrated. A prototype of PV/T system using air or water as a cooling fluid to decrease the temperature of solar cell presented by kern et al in 1978 [1].since then considerable research was performed in order to reduce the cost of PV/TH systems using new concentrating PV/TH configurations [2-7]. Most of the effort was devoted to the optimization of the concentrator with a given exchanger geometry. We present here in numerical study of the effect of the exchanger channel width, and air mass flow rate on temperatures variations in the different layers of the prototype, and the total device energy yield.

2. System model

Fig.1. shows the concentrating PV/TH air system used for our simulation. The system consists of, from top to bottom, of a glass cover, parabolic reflectors, solar cells, an absorber panel, a back panel with fins attached to it and an insulating layer. Passing through the glass cover, the sunlight is concentrated onto the solar cells by the CPC. The solar cells are connected in series along the length of the system, and are glued to the

absorber panel for optimal heat transfer. The gap between the glass cover and the absorber panel is sealed in order to keep cell surfaces clean. The cooling air flows in a lower channel formed between the back plate and the insulating Lear thus acting as a heat exchanger. The air in this exchanger collects heat from the plate above it, and thermal energy is extracted by circulating the air using a compressor.

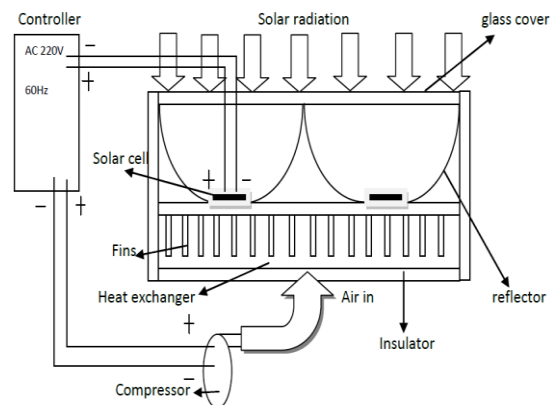


Figure 1: The schematic model of concentrating photovoltaic thermal air system

3. Mathematical model

In order to keep the analysis simple, energy balance equations at the glass cover, absorber plate and cooling fluid (air) are written under the following assumptions:

- Capacity effects of glass cover neglected.
- Natural convection is completely suppressed for the hot plate in contact with air below, defined as the x-direction.
- The energy balance equations can hence be written as follows, numerical values of the parameters are given in table.1.

Paramètre	value	Paramètre	value
α_g	0.04	U_b	$0.5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
G	800 W.m^{-2}	ε_g	0.86
C	2	σ	$5.6697.10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$
τ_g	0.90	ε_b	0.95
ρ_g	0.06	ε_p	0.95
ρ_R	0.94	R_{sh}	300Ω
n	0.61	I_{ph}	3.8 A
d	0.95	C_f	$1008 \text{ J.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
ρ_p	0.05		
ε_{pv}	0.95		
P	0.52		
α_p	0.95		
α_{pv}	0.90		
ρ_{pv}	0.05		

Table 1 : Thermo-physical and internal parameters of the system photovoltaic panels

3.1 of the glass cover

$$\alpha_g GC(1 + \tau_g \rho_g \rho_R^{2n}) = h_{rgs}(T_g - T_s) + h_{cgw}(T_g - T_w) + h_{cpv}(T_g - T_p) + \frac{A_{ct}}{A_c} h_{rpg}(T_g - T_p) \quad (1)$$

Where $n = 0.62$ is the average number of reflection for radiation inside the acceptance angle, where A_{ct} and A_c are the areas (m^2) of the reflector and the solar cell, respectively; G is Solar irradiance (W.m^{-2}) and C the concentrating ratio. The value of the glass and plate transmittance τ_g and τ_p is 0.9, respectively, and plate α_p , and glass absorptance α_g are 0.9 and 0.06, respectively.

3.2 of the absorber panel

$$\begin{aligned} & \tau_g \alpha_p G \rho_R^n d \left(1 + \frac{\rho_p \rho_g \rho_R^{2n}}{C} \right) (1 - P) + \\ & \tau_g \alpha_p G P \rho_R^n d \left(1 + \frac{\rho_{pv} \rho_g \rho_R^{2n}}{C} \right) (1 - \eta_{pv}) = \\ & \frac{A_{cb}}{A_c} h_{cpf} \eta_p (T_p - T_f) + \frac{A_{cb}}{A_c} h_{rpb} (T_p - T_b) + \\ & \frac{A_{ct}}{A_c} h_{cpv} (T_p - T_f) + \frac{A_{ct}}{A_c} h_{rpg} (T_p - T_g) \end{aligned} \quad (2)$$

Reflectivity ρ_g of the glass cover, ρ_{pv} of the photovoltaic cell surface and ρ_p of plate are assumed to be the same as that of the black absorber ($\rho_g = \rho_p = \rho_{pv}$). d is a correction for gap loss [8]. η_p is the total efficiency of the absorber plate [9].

$$\eta_p = \frac{A_c + A_{fin} \eta_{fin}}{A_{cb}}$$

And η_{fin} is fin efficiency defined as:

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(\omega H_{fin})}{\omega H_{fin}} \quad \text{And} \quad \omega = \frac{2h_{cpf}}{\lambda_{fin} \delta_{fin}}$$

3.3 of the back plate

$$U_b(T_b - T_a) = h_{cpf}(T_f - T_b) + \frac{A_{cb}}{A_c} h_{rpb}(T_p - T_b) \quad (3)$$

U_b the plate back loss coefficient.

The convective heat transfer coefficients, h_{cpf} is calculated using the following relationship [10].

$$h_{cpf} = \left(\frac{\lambda_f}{D} \right) (0.0158 Re^{0.8} + (0.00181 Re + 2.92) \exp^{-\frac{0.03795X}{D}}) \quad (4)$$

The convection heat transfer coefficient between the solar cells and the glass cover is calculated from the relation [11]:

$$h_{cpg} = \left(\frac{\lambda_f}{H_{pg}} \right) \left(1 + 1.44 \left(1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right) \left(1 - \frac{\sin(1.8\beta)^{1.6} 1708}{Ra \cos \beta} \right) + (Ra \cos \beta / 5830)^{\frac{1}{3}} - 1 \right) \quad (5)$$

Where Re and Ra are Reynolds and Rayleigh numbers respectively [11] and convective losses due to the wind is assumed to be $25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. All other radiative heat transfer coefficients are taken as $6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

3.4 heat exchanger

$$\frac{m_p C_f}{w} \frac{dT_f}{dx} = h_{cpf}(T_b - T_f) + \frac{A_{cb}}{A_c} h_{cpf} \eta_p (T_p - T_f) \quad (6)$$

Where m_p is Mass flux (kg.s^{-1}), and C_f is Specific heat ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$).

Substituting equations (1), (2), and (3) into equation (4), the variables T_g and T_p can be eliminated, and the following first-order linear differential equation is obtained:

$$\frac{dT_f(x)}{dx} + p T_f(x) = q \quad (7)$$

$$\text{Where} \quad p = h_{cpf} \left(\frac{A_{cb}}{A_c} \eta_p + 1 \right) / \left(\frac{m_p C_f}{w} \right)$$

$$\text{And} \quad q = \frac{\frac{A_{cb}}{A_c} h_{cpf} \eta_p T_p + h_{cpf} T_b}{\frac{m_p C_f}{w}}$$

Using the boundary condition,

$$T_f(x) = T_a, \text{ at } x = 0$$

$$T_f(x) = T_0, \text{ at } x = L$$

The solution can be obtained as

$$T_f(x) = \frac{q}{p} + \left(T_a - \frac{q}{p} \right) \exp^{-px} \quad (8)$$

In eq. (7), p and q are the temperature functions for various components of the PV/T. an iterative algorithm is applied to determine these temperatures. With initial values of T_g , T_p ($T_p = T_{pv}$) and T_b being taken as $300 \text{ }^\circ\text{K}$. The concentrating PV/T system is divided into 245 units ($n = 245$) each being 0.031746 m , in

length ($dx = 0.031746$). The inlet temperature of the airflow at $x=0$ is equal to the ambient temperature ($T_i, T_f=T_a$). The heat transfer coefficients and electrical output of the solar cell are evaluated for the first unit, and then for all the other units sequentially. For each unit the iterative process is continued with the latest updated variables until all of the temperature values converge. Thus the outlet temperature of the airflow can be determined. Applying it as the inlet one to the next unit, the outlet temperature of the next unit can be similarly calculated. Repeat in this step, all temperatures for different components can be determined.

3.5 The photovoltaic cells

The equivalent electrical current of the solar cell is shown in Fig.2. The output current of the solar cell for an applied voltage V is calculated using the following equation:

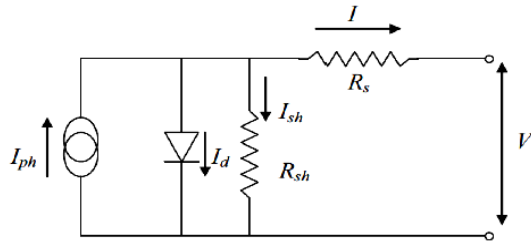


Figure 2: Model of our electric TH / PV sensor

$$I = I_{ph} - \frac{V + R_s I}{R_{sh}} - I_0 \left(\exp\left(\frac{q_i(V + R_s I)}{n_s \gamma K T_j}\right) - 1 \right) \quad (9)$$

$$\text{With, } I_{ph} = I_{ccref} G/G_{ref} + c_t(T_j - T_{jref}) \quad (10)$$

$$\text{And, } I_0 = I_{0ref} \left(\frac{T_j}{T_{jref}}\right)^3 \exp\left(\frac{q_i E_g}{n_s \gamma K} \left(\frac{1}{T_{jref}}\right) - \left(\frac{1}{T_j}\right)\right) \quad (11)$$

$$\text{And, } V = R_{sh} \left(I_{ph} - I - I_0 \left(\exp\left(\frac{q_i(V + R_s I)}{n_s \gamma K T_j}\right) - 1 \right) \right) - R_s I \quad (12)$$

To enable comparisons, the manufacturers give either the I versus V or P versus V curves depending on lighting and temperature, or typical operating values (I, V) corresponding to short circuit ($I_{cc}, 0$), open circuit ($0, V_{oc}$), and maximal power (I_{MP}, V_{MP}). These three pairs of values were measured under standard test conditions illumination $G_{ref} = 1000 \text{ W m}^{-2}$, temperature $T_{jref} = 25^\circ\text{C}$ [12].

Where I_{ph} is the photocurrent (A), I_0 is the saturation diode current (A), T_j is the junction temperature of the cells ($^\circ\text{K}$), q_i is the charge of the electron ($1.6 \times 10^{-19} \text{ C}$), k is the Boltzmann constant ($1.38 \times 10^{-23} \text{ J K}^{-1}$), E_g is the energy gap (eV), γ is the ideality

factor of the junction with values between 1 and 2 and I_{oref} is a coefficient dependent on temperature and on the cell technology [13]. Where G the illumination (W m^{-2}), I_{cc} is the short-circuit current (A) and c_t is the temperature coefficient of the short-circuit current ($A \text{ K}^{-1}$) provides by the manufacturer. Following relation (4), the photo current intensity is proportional to the lighting whereas the other parameters (E_g, I_0, R_{sh}, R_s and γ) vary strongly with the temperature and the technology used [12].

Where: I_{ccref} is reference current of short-circuit (A), G_{ref} is reference radiation (W m^{-2}), T_{jref} junction temperature reference ($^\circ\text{K}$).

The efficiency η_{pv} of the cell is given by the following.

$$\eta_{pv} = \frac{IV}{GC} \quad (13)$$

The thermal efficiency η_{th} for collector is given as follows [10].

$$\eta_{th} = \frac{\sum_{j=1}^n m_p C_f (T_{o,j} - T_{i,j})}{GC} \quad (14)$$

The efficiency of the combined photovoltaic thermal collector is defined as the sum of thermal efficiency and electrical efficiency as [14]:

$$\eta_{tot} = \eta_{pv} + \eta_t \quad (15)$$

4. results and discussions

Some main thermo-physical parameters used in the calculation are presented in Tab.1.

Fig.3 shows average ambient temperatures as a function of the day, as well as the solar irradiation in the city, for Constantine Algeria. These values be used as an input to the program.

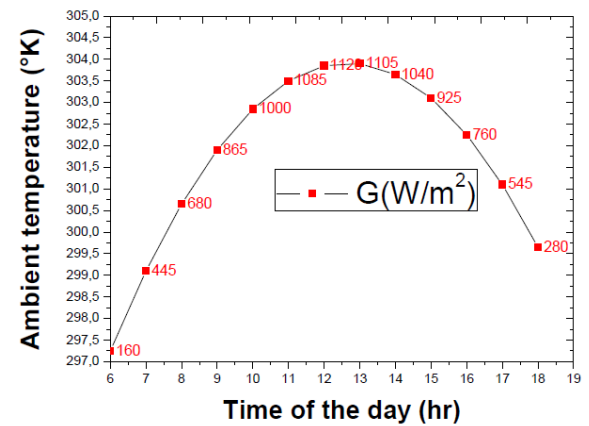


Figure 3: Mean hourly values of the global solar radiation G and the ambient temperature in Constantine

Fig.4 and 5 show the effect of channel width of heat exchanger on the total efficiency and mass flow rate for 12 h of sunshine.

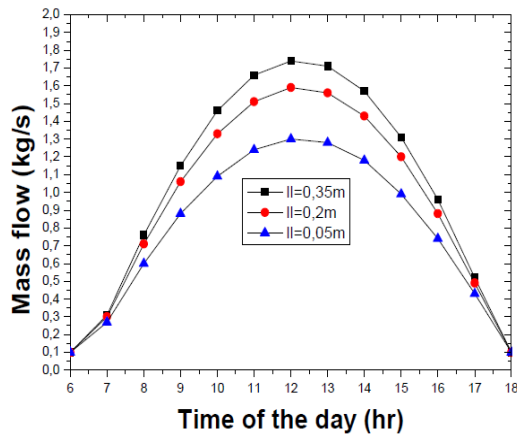


Figure 4: Effect of the air channel width on the hourly variations of the mass flow

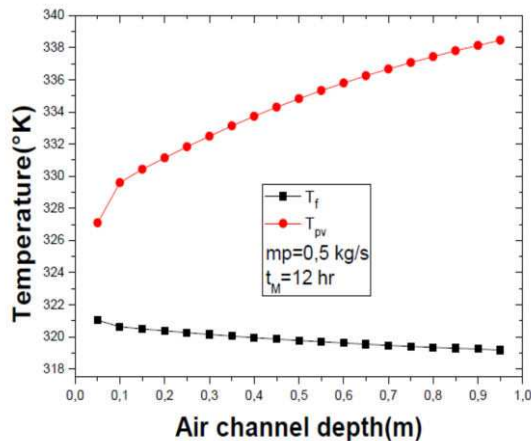


Figure 5: Effect of the cell temperature, and fluid temperature on the air channel width

It is observed that the mass flow necessary to maintain the cells temperature constant increases when one increases the air channel width of the exchanger of heat. This is explained by the fact that the heat exchanges convectifs internal in the sensor between air and the cells improved, when the distance between absorber and insulating plate, decreases.

Fig.6 and 7 shows the effect of channel width of heat exchanger on the efficiency of sensor and the outlet fluid temperature and cells temperature.

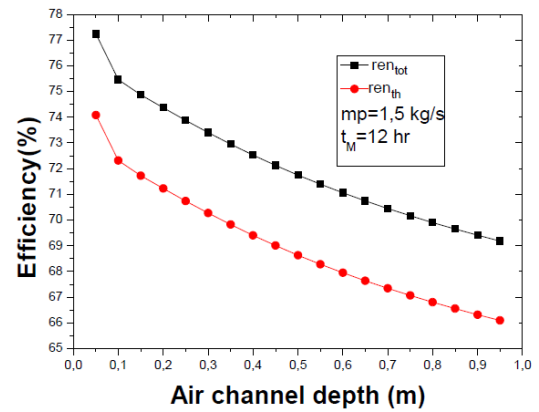


Figure 6: Effect of the total efficiency on the air channel width

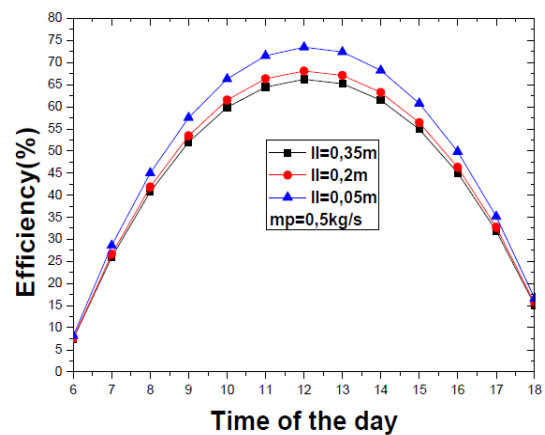


Figure 7: Effect of the air channel width on the hourly variations of the efficiency

The outlet air temperature and the efficiency of the system decrease with increasing air channel width (**Fig.5** and **6**) because the internal thermal convective exchanges deteriorate with increasing air channel width, the air flow rate being kept constant.

But we showed that the cells temperature increases quickly with an increase of air channel width of the exchanger of heat, when mass flow of air maintained constant **Fig.5**.

It is observed **Fig.7** that the daily output of the sensor decreases when one increases the air channel width of the exchanger of heat. This is explained by the fact that the heat exchanges convectifs internal in the sensor deteriorate, when the distance between absorber and insulating plate, increases, the mass flow of air being maintained constant.

5.Conclusion

In this study, heat transfer and the semiconductors p-n junction equations are used to study effect of the air channel width of

heat exchanger on efficiency for solar concentrating photovoltaic thermal air system the performance of a flat plate solar collector. A theoretical model for the energy analysis is presented. From this simulation it can be stated that.

The efficiency and the fluid temperature of the concentrating photovoltaic thermal air system, increases with decreasing of channel width of heat exchanger and cell temperature decreases.

Based on this analysis, the appropriate operating conditions for concentrating photovoltaic thermal air system could be determined with the given conditions and are useful for obtaining a higher useful energy rate and decreasing internal losses.

Références

- [1] Kern Jr E C, Russell M C. Combined photovoltaic and thermal hybrid collector system. In: Proceedings of 13th IEEE Photovoltaic Specialist, 1978. 1153—1157.
- [2] Ebrahim M. Ali Alfegi, Kamaruzzaman Sopian, Mohd Yusof Hj Othman and Baharudin Bin Yatim.2007. Transient mathematical model of both side single pass photovoltaic thermal air collector. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences.vol 2,pp.22-26.
- [3] Anand S. Joshi, Arvind Tiwari.2007. Energy and exergy efficiencies of a hybrid photovoltaic–thermal (PV/T) air collector. Renewable Energy.vol. 32 (2007) 2223–2241.
- [4] Swapnil Dubey , G.N. Tiwari.2008. Thermal modeling of a combined system of photovoltaic thermal (PV/T) solar water heater. Solar Energy.vol. 82 (2008) 602–612.
- [5] K. Touafek, M. Haddadi, and A. Malek. 2011.Modeling and Experimental Validation of a New Hybrid Photovoltaic Thermal Collector. iee transactions on energy conversion, VOL.26.pp.176-183.
- [6] Hamdi Kessentini and Chiheb Bouden.2013. Numerical and experimental study of an integrated solar collector with CPC reflectors. Renewable Energy. Vol.57 (2013) 577-586.
- [7] R.K. Mishra, G.N. Tiwari.2013. Energy and exergy analysis of hybrid photovoltaic thermal water collector for constant collection temperature mode. Solar Energy .vol.90 (2013) 58–67.
- [8] Ari R. Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators.1976. Sol Energy. 1976.vol. 18(6): 497—511.
- [9] Goodman N B, Rabl A, Winston R.1976. Optical and thermal design considerations for ideal light collectors. Sharing Sun. 1976, vol.2. 336—350.
- [10] SUN Jian and SHI MingHeng. 2009.Numerical study on optical and electric-thermal performance for solar concentrating PV/T air system. Sci China Ser E-Tech Sci, 2009, 52(12): 3514-3520.
- [11] Yves JANNOT.2009. transferts thermiques. Cours Transferts thermiques 2 ème année Ecole des Mines Nancy.
- [12] V Boitier and Y Cressault.2011. Characterization of photovoltaic Generators. Eur. J. Phys. Vol.32 (2011) 657–674.
- [13] Ramos Hernanz, JA, Campayo Martín, J.J. Zamora Belver, I., Larrañaga Lesaka, J., Zulueta Guerrero, E and Puelles Pérez, E.,2010. Modelling of Photovoltaic Module. International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQ'10) Granada (Spain), 23th to 25th March, 2010.
- [14] b. j. huang, t. h. lin, w, c. hung and f. s. sun.2001. Performance evaluation of solar photovoltaic/thermal systems. Solar Energy .Vol. 70, No. 5, pp. 443–448.



Systèmes Énergétiques

Etude de l'effet de l'angle de soufflage d'air sur le temps de refroidissement d'un local à climatiser

Brihmat abdeldjabar, Rebhi Mebrouk, Bouali Abdelhamid , Mebarki Brahim
Faculté de technologie, laboratoire d'énergie en zone aride, université de Bechar
Brihmat47@gmail.com

Résumé — Dans ce travail , nous présentons une étude numérique du phénomène de la convection mixte en régime laminaire transitoire dans un local à climatiser , le système aspire de l'air chaud par le haut et le réinjecte par le bas à la température de confort thermique ($24\text{ }^{\circ}\text{C}$) dont toutes les parois sont adiabatiques. Les équations gouvernantes sont résolues à l'aide de code Fluent basé sur la méthode des volumes finis. L'étude a été menée avec les paramètres suivants : le nombre de Prandtl de l'air égal à 0.71 et le nombre de Grashof est fixé (5×10^5) et le nombre de Richardson égal à 1. Pour voir l'influence de l'angle de soufflage (α), nous avons varié ce dernier de (0° , 2.5° , 5° , 7.5° , 10°). Les résultats ont montré que l'angle $\alpha = 10^{\circ}$ présente une distribution homogène du champ thermo-hydrodynamique en conduisant un refroidissement optimal du local étudié.

Mots-clés-convection; mixte; Méthode des volumes finis, Cavité fermée, climatiseur

I. INTRODUCTION

Une mauvaise maîtrise de la ventilation d'un bâtiment aura des conséquences néfastes sur la qualité de l'air intérieur, la conservation du bâti et les consommations d'énergie .

Dans la vie des bâtiments, à cause du simple vieillissement ou dans le cadre de réhabilitations ou de restructurations, les Installations de ventilation doivent faire l'objet de modifications, d'améliorations, afin de répondre correctement aux nouveaux besoins et aux nouvelles exigences de qualité des bâtiments. Beaucoup d'installations de ventilation des bâtiments résidentiels ou tertiaires ne donnent pas aujourd'hui Satisfaction. Les motifs peuvent être une qualité d'air intérieur dégradée, des taux de renouvellement d'air parfois nuls ou trop élevés, des surconsommations d'énergie, des courants d'air, du bruit, des installations récentes mais déjà en mauvais état et des opérations de maintenance négligées [1]. La convection mixte dans des espaces rectangulaires est un sujet d'investigation de grande importance, vu sa présence dans différentes applications industrielles tels que : le refroidissement des composants électroniques, les pertes de chaleur dans les collecteurs solaires et la ventilation des locaux et dans les bâtiments. Le régime laminaire de convection forcée ou naturelle a pour intérêt limité car le nombre de Reynolds ou Grashof/Rayleigh carré ne doit pas dépasser un certain seuil [2-3]. Le transfert thermique par convection mixte, présente un intérêt considérable, en vue d'applications technologiques telles que : dépôt chimique des couches minces, modified in Configuration géométrique .[4] ont étudié numériquement

l'écoulement examinant la combinaison entre les différents modes de convection, la convection naturelle prédomine aux grands nombres de Grashof. [5] ont étudié l'écoulement du fluide et l'interaction entre la convection naturelle et mixte dans une cavité, en faisant varier le nombre de Reynolds et de Rayleigh. [6] ont mené une étude numérique de la convection mixte dans une cavité différentiellement chauffée, dont les parois actives sont munies de deux ouvertures diamétralement opposées. Les résultats obtenus quant au transfert de chaleur montrent que le nombre de Nusselt présente un maximum pour $\frac{Re^2}{Gr} = 2 \times 10^{-3}$ et un minimum pour $\frac{Re^2}{Gr} = 3 \times 10^{-2}$.

II. CONFIGURATION GEOMETRIQUE

La configuration étudiée est représentée sur la figure 1.II

S'agit d'une enceinte rectangulaire remplie d'air chaud qu'on doit porter à une température froide donnée à l'aide d'un climatiseur. L'enceinte est parfaitement isolée par ses parois adiabatiques qui empêchent toute forme de déperdition thermique.

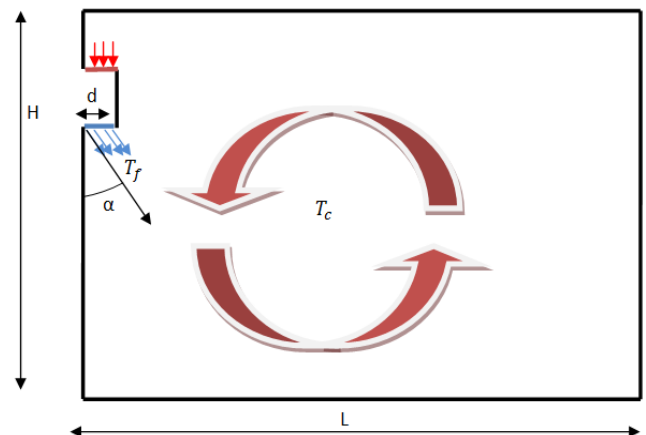


Figure 1: configuration géométrique .

Pour simplifier le problème, on suppose que :

- Le fluide est newtonien et incompressible .
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable .
- L'approximation de Boussinesq est considérée.

III. MODELE MATHEMATIQUE

Le systeme d'équations régissant le modele s'écrit sous la forme adimensionnelle suivant :

A. Equation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

B. Equation de quantité de mouvement :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \frac{Gr}{Re^2} T \quad (3)$$

C. Equation d'énergie:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{1}{RePr} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

Les conditions aux limites thermiques et hydrodynamique sont :

$$u = u_i = 1, v = u \sin \alpha \text{ et } T = 1 \text{ à l'entrée} \quad (5)$$

$$\text{(outflow) à la sortie} \quad (6)$$

$$u = v = \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \text{ aux parois horizontales} \quad (7)$$

$$u = v = \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \text{ aux parois verticales} \quad (8)$$

IV. VALIDATIONS DU CODE DE CALCUL

Sachant que le probleme tel que nous l'avons formulé n'a jamais été considéré par des travaux antérieurs. L'absence d'une reference bibliographique nous a contraint de recourir à un phenomena similaire mais largement étudié afin d'attester de la validité du code de calcul utilise et sa bonne prise en charge du probleme considere. Dans cette section, nous avons donc analysé la convection mixte dans une cavité rectangulaire ventilée et ayant deux ouvertures en haut. Les parois de la cavité sont maintenues adiabatiques à l'exception de la paroi vertical droite qui est portée à un flux. L'air froid est injecté par l'ouverture de gauche avec un debit constant.

Tableau 1: comparaisons des résultats de validation .

Ri	Sumouh Saha	Présent calcul
0	1.64	1.63
2	1.776	1.77
4	1.989	1.967
6	2.12	2.1
8	2.224	2.024
10	2.282	2.26

V. RÉSULTAT ET DISCUSSION

Pour mettre en evidence de la variation de l'angle d'inclinaison du soufflage d'air (α) sur la structure de l'écoulement en convection mixte et la distribution des champs thermique et l'effet de l'angle du soufflage d'air sur les temps de referoidissement.

A. Champs d'écoulement

Considérant $Ri = 1$ et $Gr = 5 \times 10^5$, les lignes de courant et les vecteurs de vitesse sont presentsés par les figures (2) et (3) progressivement pour different l'angles d'inclinaison du soufflage d'air (α).

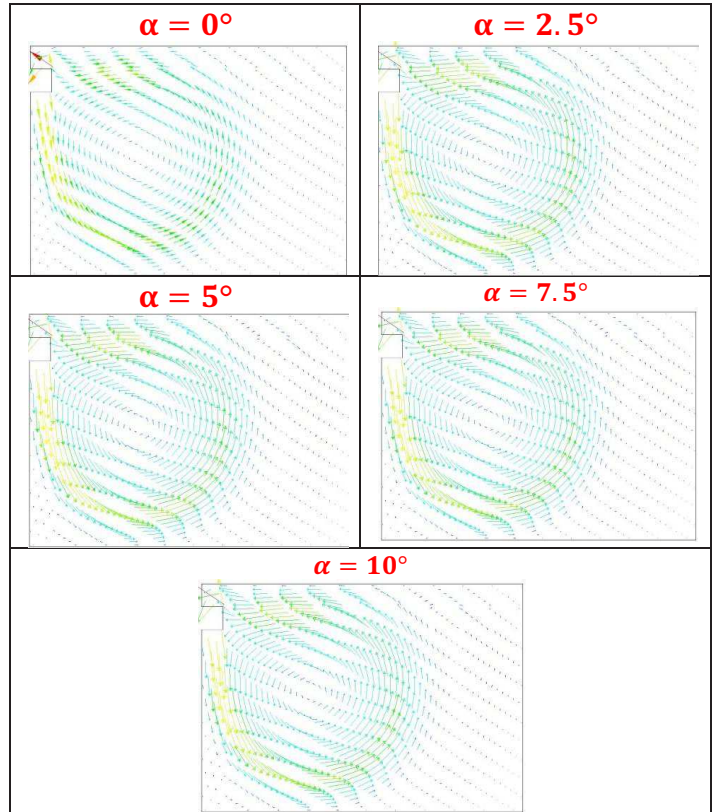


Figure 2: les lignes de courants pour differents l'angle (α).

On observe l'existence de trois tourbillons. Un principal, tournant dans le sens antihoraire et occupant le centre de la cavité. Il représente le circuit emprunté continuellement par l'air frais issu de l'injection. Deux autres tourbillons secondaires de taille moindre sont localisés près des parois verticales. Ces derniers représentent une masse d'air emprisonnée qui tourne dans le sens horaire.

En augmentant l'angle de soufflage d'air (α) progressivement, la taille du tourbillon principal devient de plus en plus importante et son centre se déplace de plus en plus vers le centre de la cavité. Ce déplacement occasionne d'un côté l'accroissement de la taille de tourbillon secondaire gauche et d'un autre côté l'écrasement de celui de droite.

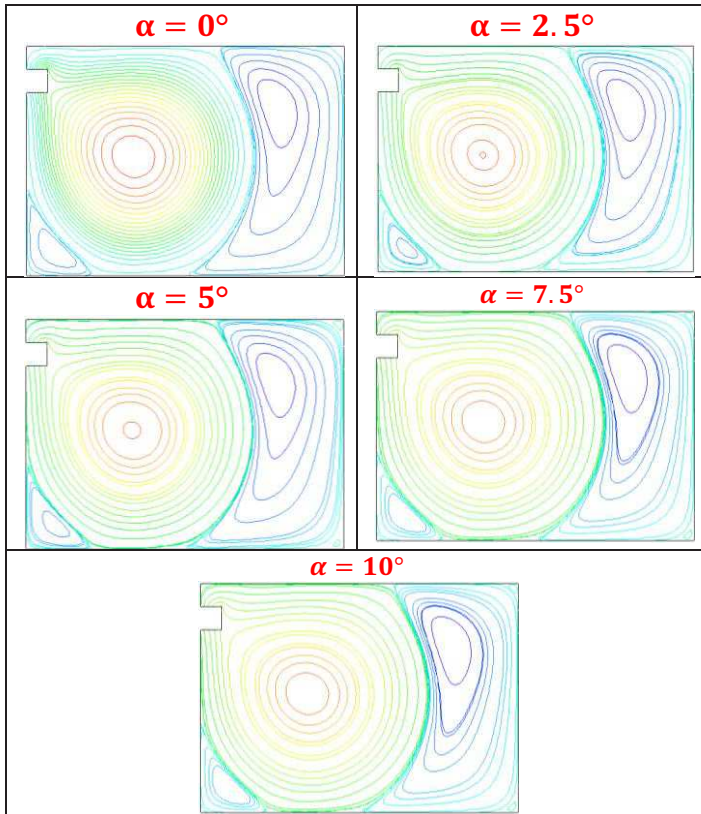


Figure 3: Les vecteurs de vitesse pour différent l'angle (α).

Les figures indiquent clairement que le tourbillon principal est caractérisé par ces vitesse importantes, tandis que les tourbillons secondaires sont des zones mortes où l'air s'écoule à de très faibles vitesses.

La figure (4) représente le profil de vitesse vertical et horizontal suivant les axes $X = 0.75$ et $Y = 0.5$ respectivement et pour différents angles du soufflage d'air. On y constate que la vitesse est faiblement influencée par la valeur de l'angle (α).

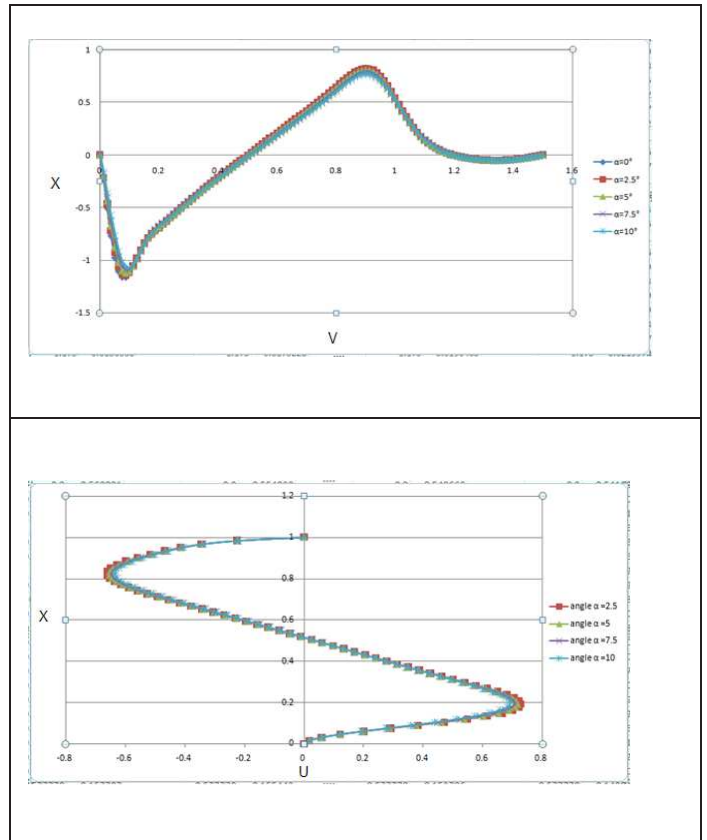


Figure 4: Variation de la vitesse adimensionnelle pour différent l'angle du soufflage d'air.

B. Champs thermiques:

La figure (5) représente les lignes isothermes pour $Ri = 1$, $Gr = 5 \times 10^5$ et différents angles de soufflage d'air, l'objectif étant l'analyse de la chronologie de l'évolution du champ température pour différentes valeurs de l'angle (α), et l'aboutissement à l'état stationnaire qui correspond à l'établissement de la température froide dans l'ensemble de l'enceinte.

La lecture des figures montre que l'accroissement de l'angle (α) accélère l'établissement du régime permanent et par conséquent du processus de refroidissement.

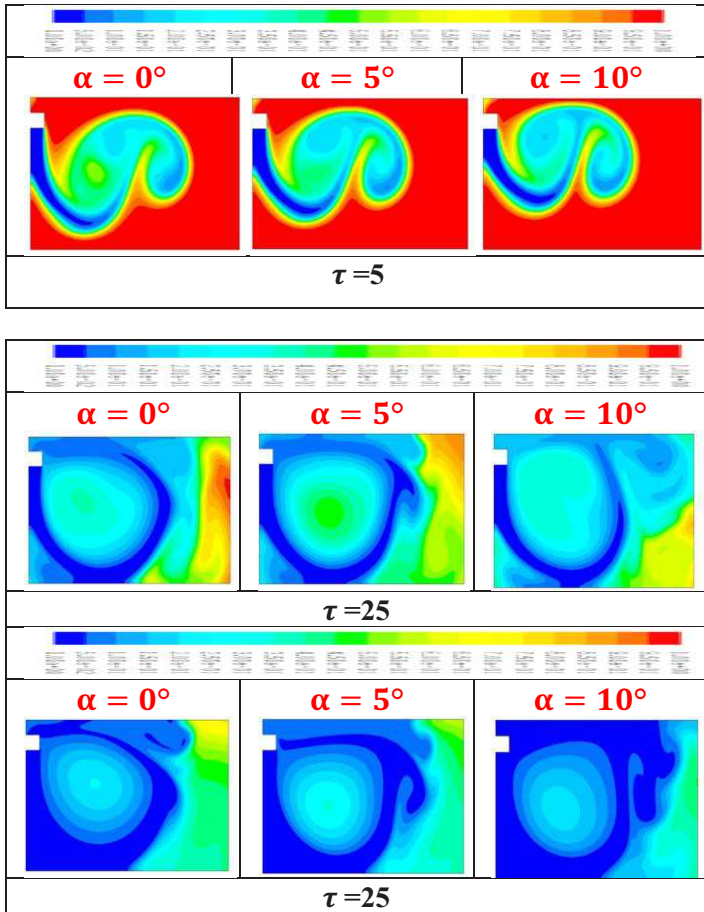


Figure 5: Evolution temporelle des isothermes pour différent angles du soufflage d'air .

C. L'effet de l'angle de soufflage d'air sur le temps de referdoidissement:

On pourrait penser qu'il suffit, pour obtenir un confort optimal, d'introduire dans les locaux la quantité d'air prévue par les calclus en respectant simplement les caractéristiques de temperature et d'humidité qu'on s'est fixé a priori. Il n'y a pas necessité d'obtenir le confort dans la totalité du local, il existe des zones ou l'on est certain que les occupants du local ne séjourneront pas. Qu'il s'appelle la zone de confort ou la zone d'occupation.

Donc pour determine le temps de refroidissement optimal par l'effet de l'angle du soufflage d'air on à créer un point dans la zone d'occupation, par celui-ci nous calculons le temps de refroidissent. (Figure -6).



Figure 6: La zone d'occupation de l'espace confiné.

Le tableau (1) représene le temps de referoidissement on fonction de l'angle du soufflage d'air et pour nombre de Richardson $Ri = 1$. On constate que l'augmentation de l'angle du soufflage d'air sont influé sur le temps de refroidissement .

<i>Ri=1</i>	
<i>L'angle (α)</i>	<i>Temps(s)</i>
<i>0°</i>	<i>1088.478</i>
<i>2.5°</i>	<i>1084.345</i>
<i>5°</i>	<i>1077.103</i>
<i>7.5°</i>	<i>1071.85</i>
<i>10°</i>	<i>1070.84</i>

Tableau 1: Le temps de refroidissement pour chaque nombre de l'angle (α).

VI. CONCLUSION

L'étude présentée dans ce travail porte sur la recherché d'un critère de similitude pour la convection mixte dans une enceinte rectangulaire remplie d'air chaud qu'on droit porter à une temperature froide donnée à l'aide d'un climatisation. L'enceinte est parfaitement isolée par ses parois adiabatique qui empechement toute forme de déperdition thermique.

En se basant sur la method des volumes finis discrétiser les equations gouvernant ce phenomene, nous avons pu determiner les lignes de courant, les isothermes, les profils des vitesses, les temps optimal de referoidissement de l'enceinte pour les différent nombre de l'angle du soufflage d'air.

L'analyse des resultats obtenus par les différentes simulations montrent que :

- L'angle du soufflage d'air sont influé sur le transfert thermiques.
- Les valeurs du vitesse horizontale et vertical augmente avec l'augmentation du nombre de l'angle du soufflage d'air.

- La température du fluide diminue sensiblement avec l'augmentation de l'angle du soufflage d'air.
- Nos résultats obtenus permettent-nous de choisir le temps optimal à partir de l'angle du soufflage d'air, pour assurer le bon refroidissement de l'enceinte.

VII. NOMECLATURE

g	Accélération de pesanteur	[m/s ²]
H	Hauteur de la cavité	[m]
L	Longueur de la cavité	[m]
d	Longueur de l'ouverture	[m]
α	Angle du soufflage d'air	[°]
T_c	Température chaud	[K]
T_f	Température froid	[K]
T	Température du fluide	[K]

Symboles grecs

λ	Conductivité thermique	[W/mK]
μ	Viscosité dynamique	[kg·m/s]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
Δ	Différence de température	[K]

Nombre adimensionnels

Gr	Nombre de Grashof	[-]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
Ri	Nombre de Richardson	[-]

REFERENCES

- [1] M. Chartier, "Ventilation des bâtiments," un guide gratuit, 05 mars 2008.
- [2] Sefcik, D.M., Webb, B. W., Heaton, H. S., "Analysis of Natural convection in vertically-vented Enclosure," Int. J. Heat Mass Transfer 34:3037-3046, 1991.
- [3] Yu, E., Joshi, Y., "A Numerical study of Three-Dimensional Laminar Natural Convection in a Vented Enclosure," Int. J. Heat and Fluid Flow 18:600-612, 1997.
- [4] Sparrow E.M., Samie F., Interaction between a stream which passes through an enclosure and natural convection, Int. J. Heat Mass Transfer 25, pp 1489-1502, (1982).
- [5] Simoneau J.P., Draoui A., Allard F., Problèmes posés par la convection mixte dans la climatisation de l'habitat: première approche en régime laminaire, Rev. Gén. Therm 325, pp 31-39, (1989).
- [6] J. Clerk Maxwell, A Treatise on Electricity and Magnetism, 3rd ed., vol. 2. Oxford: Clarendon, 1892, pp. 68-73.

Mohammed BOUCHIBA ¹
 Brahim MEBARKI ²
 Rachid TAIBI ³
 Belkacem DRAOUI ⁴
 Mohamed Salah BENNOUI ⁵

¹ Faculté de Technologie,
 Université Tahri Mohammed,
 Bechar, Algérie
^{2,3,4} Laboratoire d'énergétique en
 zones arides, Université Tahri
 Mohammed, Bechar, Algérie
⁵ Laboratoire de génie
 climatique, université de
 Constantine 1, Constantine
 *bouchiba08mohammed@gm
 ail.com.Algerie

PERFORMANCE D'UNE INSTALLATION DE CLIMATISATION FONCTIONNANT SELON LE CYCLE A ABSORPTION AUX ZONES ARIDES : CAS DE BECHAR

Résumé : Pour parvenir à contenir la hausse de la consommation énergétique et relever les défis climatiques dans le secteur résidentiel, la climatisation solaire représente une alternative appropriée aux systèmes conventionnels. Dans le présent travail, une étude d'une installation de climatisation solaire dans le site de BECHAR fonctionnant selon le cycle à absorption a été entreprise par voie de simulation sous l'environnement TRNSYS. L'objectif principal de cette étude est d'analyser l'influence de certains paramètres à savoir les conditions climatiques du site considéré, la surface de captage et le volume de stockage du ballon d'eau chaude sur les performances de l'installation.

Mots clés : confort thermique, climatisation solaire, installation à absorption, modélisation, TRNSYS

Nomenclature

Te Température de l'évaporateur, °C
 Qg Quantité de chaleur émet par le condenseur, W
 Qe Quantité de chaleur émet par l'évaporateur, W

Tg Température du bouilleur, °C
 Tc Température du condenseur, °C

Indices / Exposants

COP Coefficient de performance

1. INTRODUCTION 1

Le développement économique de notre société est fortement dépendant de l'énergie. Elle représente, en effet, 50 % de l'empreinte écologique mondiale. La grande partie de l'énergie consommée dans le monde est sous forme d'énergies fossiles (pétrole, gaz naturel, charbon ...etc.) par les différents secteurs, dont l'utilisation massive peut conduire à l'épuisement de ces réserves et la menace réellement dans l'environnement. Cette menace assimilatrice par l'effet de serre (GES) et potentiel de destruction de l'ozone (PDO). En effet, la grande préoccupation du monde actuel est de réduire le volume de ces problèmes environnementaux dans le monde. La solution est donc :

- Adapter les sources d'énergie classiques à des critères très sévères.
- Favoriser la recherche et l'utilisation de l'énergie renouvelable.

Durant la dernière décennie, une demande de confort accrue et des températures élevées en été ont conduit à un fort développement de la climatisation dans les bâtiments. En 2011 la part du secteur bâtiment (résidentiel et tertiaire) est de 32% de la consommation totale d'énergie dans le monde. Pour réduire la

consommation d'énergie de ce secteur et en plus démunie les pollutions il est nécessaire de s'orienter vers la climatisation par les énergies renouvelables.

Du fait, les scientifiques apprennent plus d'attention à l'énergie solaire. Les systèmes de rafraîchissement solaire permettent de refroidir des bâtiments pratiquement sans impact environnemental. Dans ce cadre, le travail présenté porte sur la modélisation et la simulation d'un système de climatisation solaire à absorption sous l'environnement TRNSYS 16.

2. MODELISATION 2

Il s'agit de la modélisation et simulation d'une installation solaire à absorption sous TRNSYS 16 travaillant avec le couple (NH3/H2O) destinée au rafraîchissement d'une appartement F3 situé dans la ville de Bechar. Le système comporte deux parties essentielles:

- Bâtiments: le bâtiment est élaboré dans TRNBuild avec des matériaux usuels pour les parois intérieurs et l'extérieur, la porte, les Fenêtres, et la distribution des chambres,...ect. Il s'agit d'un appartement F3 de surface 120 m2.
- Installation solaire comportant les organes suivants:

- capteur solaire plan.
- ballon d'eau chaude.
- Machine à absorption (NH3/H2O).
- Des accessoires (les tuyaux, pompe,...ect).

1.1 Description de l'appartement F3

- Plane
- Longueur = 12 m.
 - Largeur = 10 m.
 - Hauteur = 4 m.
- La porte
- Hauteur = 2 m.
 - Largeur = 1.20 m.

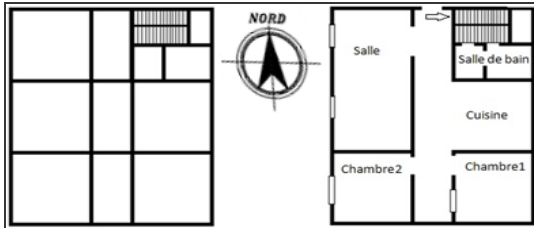


Figure 1 : schéma primaire de la zone conditionné.

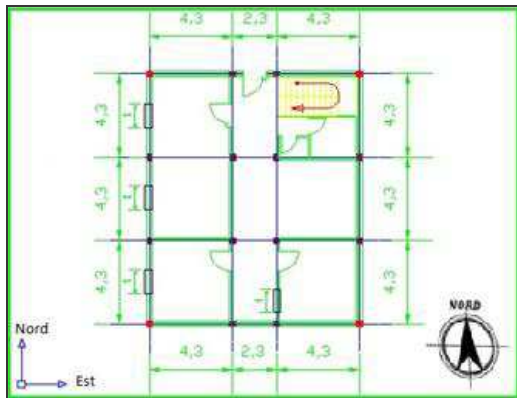


Figure 2 : Plan étudié d'un appartement F3 conditionné.

1.2 Matériaux utilisés :

Les murs extérieurs :

Composition	Épaisseur [m]	Conductivité thermique [w/m.°C]	Conductivité thermique [w/m.k]	Résistance thermique [m².K/w]	Résistance thermique [h.m².k/kj]
Mortier en ciment	0.015	1.15	1.15	0.013	0.0036
Brique ordinaire	0.15	1.08	1.08	0.138	0.0383
L'ame d'air	0.05	0.31	0.31	0.161	0.0447
Brique ordinaire	0.10	1.08	1.08	0.092	0.0255
Enduit plâtre	0.015	0.35	0.35	0.042	0.0116

Les murs intérieurs :

Composition	Épaisseur [m]	Conductivité thermique [w/m.°C]	Conductivité thermique [w/m.k]	Résistance thermique [m².K/w]	Résistance thermique [h.m².k/kj]
Brique ordinaire	0.10	1.08	1.08	0.092	0.0255
Enduit plâtre	0.015	0.35	0.35	0.042	0.0116

Plancher haut (le toit) :

Composition	Épaisseur [m]	Conductivité thermique [w/m.°C]	Conductivité thermique [w/m.k]	Résistance thermique [m².K/w]	Résistance thermique [h.m².k/kj]
Gravillon roulé	0.020	1.05	1.05	0.019	0.00528
Etanchéité multicouche	0.010	0.017	0.017	0.588	0.163
Forme de pente	0.03	1.15	1.15	0.026	0.0072
Dalle en béton	0.04	1.75	1.75	0.022	0.0061
Corps creux	0.016	1.72	1.72	0.093	0.2583
Enduit plâtre	0.015	0.35	0.35	0.42	0.0116

Plancher bas (Le sol) :

Composition	Épaisseur [m]	Conductivité thermique [w/m.°C]	Conductivité thermique [w/m.k]	Résistance thermique [m².K/w]	Résistance thermique [h.m².k/kj]
Carrelage	0.02	1.05	1.05	0.019	0.0053
Mortier de pose	0.02	1.15	1.15	0.017	0.0047
Béton	0.16	0.75	0.75	0.091	0.0253
Pierre dure	0.10	2.40	2.40	0.041	0.0667
Sol compacte	0.05	1.101	1.101	0.045	0.3058

1.3 Installation à absorption

La figure 3 suivant illustre le schéma de l'installation de climatisation solaire étudiée dans ce travail. Cette dernière est composée de deux parties:

- Système solaire (capteur, ballon de stockage,...etc).
- Machine frigorifique à absorption.

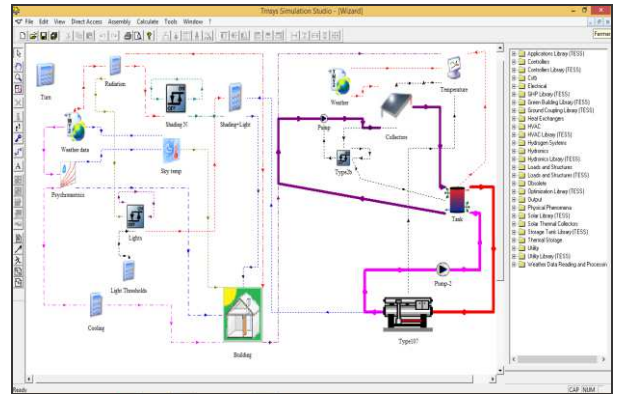


Figure 3 : Modélisation d'un système de climatisation solaire à absorption.

3. RESULTATS ET INTERPRETATIONS 3

3.1 Coefficient de performance COP

Coefficient de performance COP est donné par la relation:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (1)$$

Alors:

$$COP = \frac{T_e}{T_g} * \frac{T_g - T_e}{T_c - T_e} \quad (2)$$

Nous avons pris les températures des organes concernés.

- Bouilleur $T_g = 101\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Évaporateur $T_e = 14\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Condenseur $T_c = 44\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Le calcul du COP vous donne:

$$COP = \frac{14 (101 - 14)}{101 (44 - 14)}$$

$$COP = 0,4019$$

Le coefficient de performance COP de la machine à absorption est représenté dans la figure 4 mais l'influence des organes sur la machine le COP prend une valeur constante inférieure à 0,4019. Dans ce cas il y a deux régimes, le premier est un régime transitoire au démarrage de la machine, et le deuxième est un régime permanent représentant le fonctionnement normal de la machine.

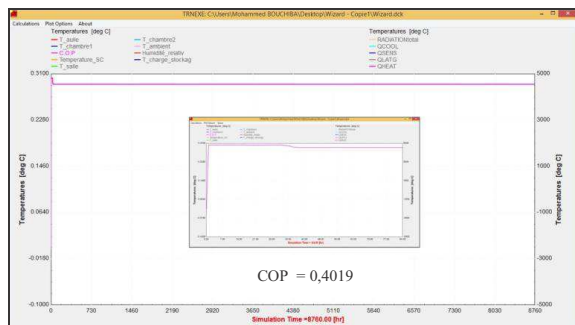


Figure 4 : Le coefficient de performance de la machine.

3.2 Performances de la machine

La figure 5 représente les résultats du plotteur: températures, C.O.P, l'humidité, le rayonnement, et les besoins en climatisation. Nous avons constaté une très bonne concordance entre les températures de fonctionnement de la machine soit des entrées ou des sorties et en besoins de climatisation de l'appartement F3 étudié. Cette constatation nous permet de conclure le bon fonctionnement de la machine avec les données climatiques de la région considérée (ville de BECHAR).

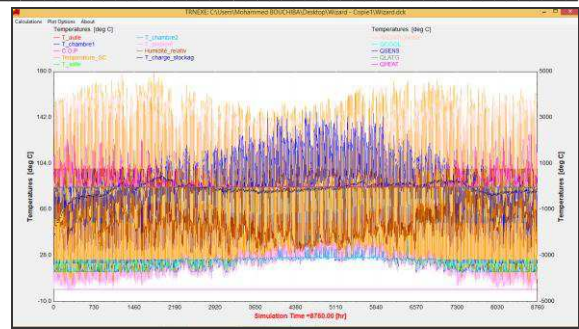


Figure 5 : Températures et besoins énergétiques de l'installation.

3.3 Bâtiment (appartement F3 étudié)

La figure 6 représente la variation annuelle des températures intérieure et extérieure de l'appartement F3 étudié. On observe que, quelque soit la température extérieure, la température interne est de l'ordre de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ en été (température de confort). Les deux saisons hiver et automne sont dues à la modélisation du bilan thermique dans ce période. Pour remédier à ce problème, nous avons activé le bilan d'hiver. La figure suivante montre les résultats hiver, été, printemps et automne. On observe que la température interne reste constante et égale à $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ en été durant toute l'année. Cette situation est appelé le conditionnement d'air.

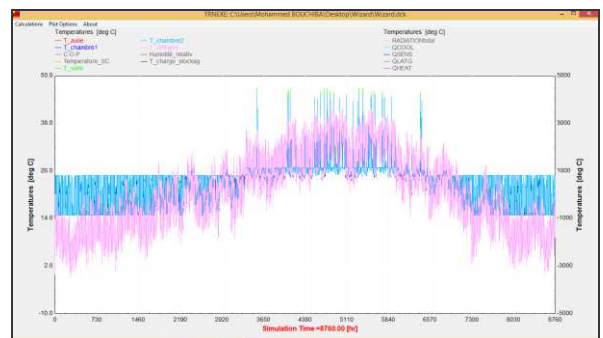


Figure 6 : Températures intérieure et extérieure de l'appartement F3 étudié.

La figure 7 représente l'humidité relative intérieure. On observe que l'humidité se balance entre 30 % pour le jour et 100 % pour la nuit dans la période estivale à 24h sur 24h. Cette intervalle d'humidité est largement suffisant en plus de la température pour assurer un microclimat confortable à l'intérieur du locale considéré.

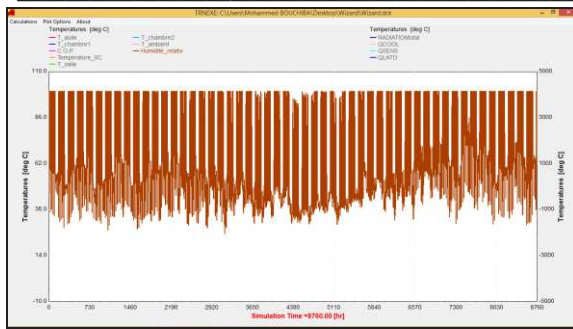


Figure 7 : Les balances annuelles de l'humidité relative dans la zone conditionnée.

La figure 8 présente les résultats de la température intérieure et la température extérieure servant à centraliser le climat à l'intérieur de l'appartement F3 pour un coefficient de performance COP étudié. On a la différence entre l'intérieure et l'évaporateur est de 10 °C. Cette différence est suffisante à l'évaporateur tout en assurant une sensation de confort thermique dans l'appartement F3.

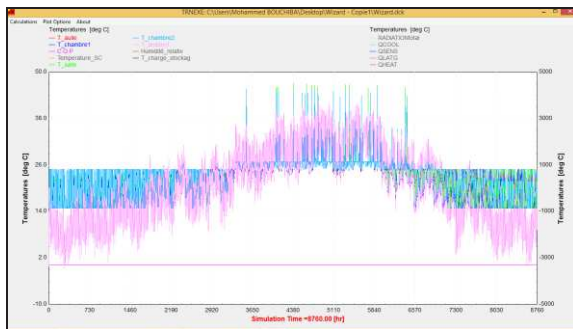


Figure 8 : Les températures intérieures et extérieures avec le C.O.P.

La figure 9 représente les besoins en rafraîchissement sensible durant toute la période considérée dans notre simulation. On observe que les besoins sensibles froide positive valeur sont maximale à l'ordre de 833.33 W dans la période estivale (été) et les besoins sensibles chaude négative valeur sont minimale à l'ordre de -833.33 W dans la période hivernale (hiver), tan disque les besoins sont en moyenne de l'ordre de 1 kW le reste de l'année. Nous pouvons expliquer cette situation par les apports dus au rayonnement qui sont diminué l'été.

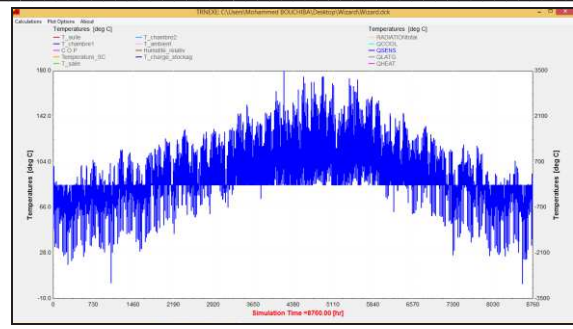


Figure 9 : Besoins en rafraîchissement sensible.

Dans la figure 10 représente les besoins en rafraîchissement sensible durant toute la période considérée dans notre simulation. On observe que même résultat de la figure 9 mai pour le besoins sensibles chaude positive valeur sont maximale à l'ordre de 833.33 W dans la période hivernale (hiver)

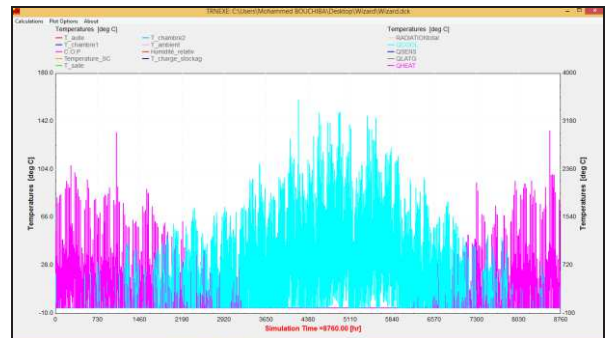


Figure 10 : Besoins des rafraîchissements sensible du froid (+) et chaude (+).

La figure 11 représente la variation annuelle des besoins en rafraîchissement latent pour la zone conditionné. On remarque que les besoins balancier entre la valeur maximale 444.44 W et la valeur minimale - 444.44 W.

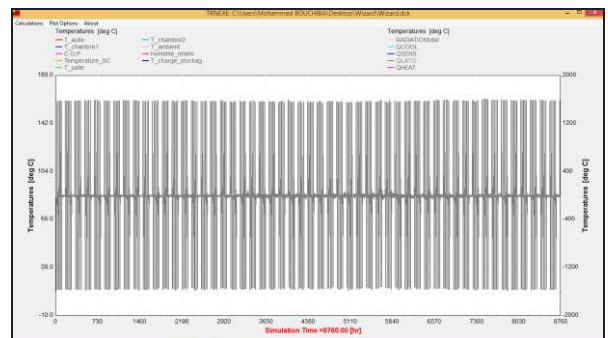


Figure 11 : besoin en énergie latente de l'appartement étudiée.

3.4 Performance des organes de l'installation

La figure 12 suivante représente simultanément la température de sortie du capteur solaire et l'irradiation. On constate que le gisement solaire du site considéré (BECHAR) qui de l'ordre 907.5 W en été, où la climatisation est nécessaire, peut fournir du température de sortie intéressant de l'ordre de 170 °C ce valeur température sont suffisante au niveau du ballon de stockage qui fait l'objet de la figure 8.

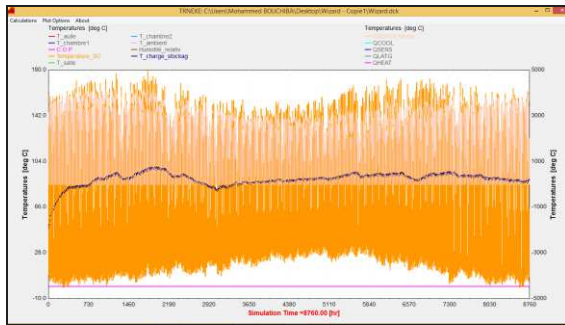


Figure 12 : Effet des températures d'organes et les radiations solaires sur le C.O.P.

3.5 Influence de la surface du captage

Pour voir l'influence de la surface du captage sur les températures des organes. Nous avons varié la surface de captage de 5 m², 10 m², et 15 m². On constate qu'au fur et à mesure On augmente la surface de captage, les températures augmentent car le fluide caloporteur à assez de temps pour et change la chaleur absorbée par l'absorbeur du capteur solaire.

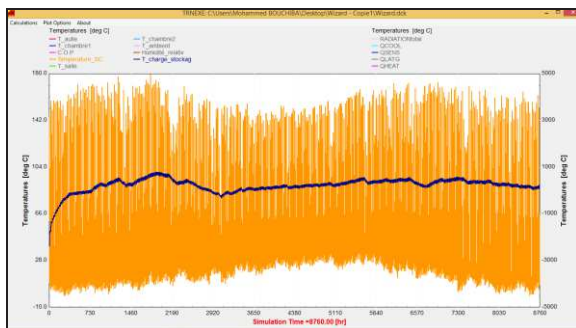


Figure 13 : Influence de la surface de captage (5m²) au volume constant du ballon de stockage (3m³).

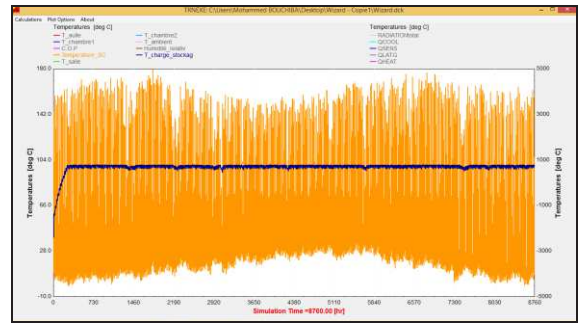


Figure 14 : Influence de la surface de captage (10m²) au volume constant du ballon de stockage (3m³).

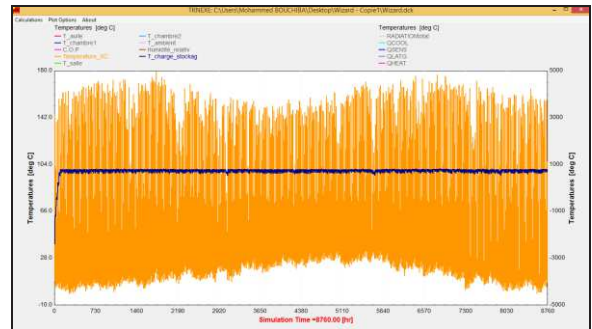


Figure 15 : Influence de la surface de captage (15m²) au volume constant du ballon de stockage (3m³).

3.6 Influence du volume de stockage

Pour voir l'influence le volume du ballon de stockage sur les températures des organes. Nous avons varié le volume de stockage de 1m³, 3m³, 6m³. On constate qu'au fur et à mesure en augmentant le volume de stockage, les températures diminues car le fluide caloporteur à assez pas de temps pour change la chaleur dégagé par l'échangeur du ballon de stockage.

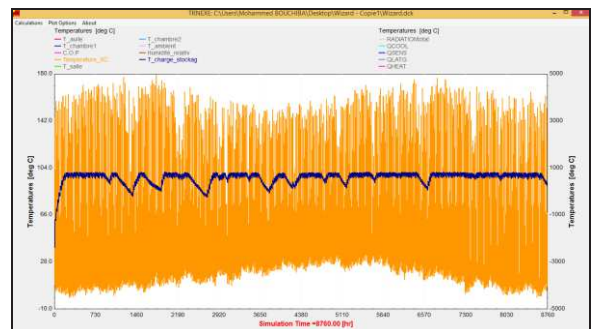


Figure 16 : Influence du volume de stockage (1m³) à la surface de captage (5m²).

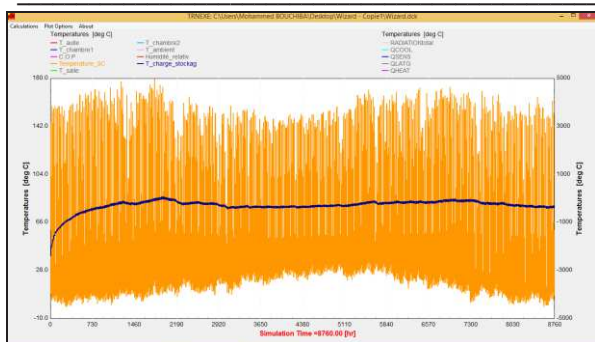


Figure 17 : Influence du volume de stockage (6m3) à la surface de captage (5m2).

4. CONCLUSIONS 4

Un processus de production du froid signifie généralement une absorption de la chaleur, c'est-à-dire prélever de la chaleur sur un milieu à refroidir appelé source froide, et la transférer vers un milieu extérieur qui est réchauffé, appelé source chaude. Sur les divers procédés de production du froid, le système envisagé dans cette étude est la machine à absorption utilisant le couple ammoniac/eau avec une pompe mécanique pour activer la circulation de la solution binaire. Le fonctionnement de notre machine à absorption, on utilise l'énergie solaire via un capteur plan à eau, lié à un ballon de stockage pour le fonctionnement nocturne. Cette installation exploite pour climatiser l'appartement F3 dans le site considéré.

Les simulations étudiées lors de ce travail nous ont permis de tirer les conclusions suivantes:

- Les résultats obtenus montrent que le C.O.P du système d'absorption est environ 0,4019 qui correspond à une température de fonctionnement supérieure à 80 °C assurant le fonctionnement de l'installation dans le site choisi.
- La balance de la température du bâtiment par rapport au surgissement et le vespérale de soleil et la stabilisation par l'effet d'évaporateur. Le C.O.P est composée de deux régimes, transitoire qui présente la démarrage et permanent qui présente la fonctionnement normale de la machine.
- En variant la surface de captage, les températures du ballon de stockage oscillent entre 80 °C à 100 °C respectivement. Cette constatations montre le bon fonctionnement de la machine.
- L'augmentation du volume de stockage entraine une diminution de la température de sortie du ballon de stockage cette effet augmente le temps de régime transitoire. Ceci nous conduit à proposer une

augmentation de la surface de captage pour assurer l'augmentation de température de sortie et par conséquent les besoins d'utilisations.

- Les conditions climatiques le site de BECHAR nous ont permis d'avoir des résultats intéressant, une économie d'énergie (énergie gratuite), sans oublier la contribution à la protection de l'environnement.

Références

- [1] Document technique réglementaire DTR.
- [2] BOUCHIBA M, MECIFI M, Modélisation d'une machine frigorifique à absorption sous TRNSYS 16, université de BECHAR, 2011/2012.
- [3] O. PERRO, cours de machines frigorifiques, I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque Département Génie Thermique et énergie, 2010-2011.
- [4] BOUCHIBA M, confort thermique: Modélisation et simulation d'une installation de climatisation solaire à absorption, université de BECHAR, 2013/2014.
- [5] DAMIEN PQIRE, Dimensionnement et gestion d'énergie de systèmes d'entraînements électriques hybrides: application à un ascenseur avec récupération d'énergie, Université de technologie de belfort-Montbéliard, 6 décembre 2010.
- [6] Christian Ngo, Analyse et perspectives énergétiques mondiales, Techniques de l'Ingenieur, traité Génie énergétique, BE8515, 2009.
- [7] Bernard MULTON, Olivies GERGAUD, Gael ROBIN et Hamid BEN AHMED, Consommation d'énergie et ressources énergétiques, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie électrique, D3900, 2003.
- [8] TRNSYS 16, manuel d'utilisation, Volume 1 Getting Started, pp. 1 - 82, 2005.
- [9] MEBARKI Brahim, Modélisation et simulation d'une installation de climatisation solaire à absorption, université TAHRI Mohammed BECHAR, Algerie.

Brahim MEBARKI¹
 Belkacem DRAOUI²
 Rachid TAIBI³
 Boumediene ALLAOUA⁴

^{1, 2, 3}Laboratoire d'énergétique
 en zones arides, Université
 Tahri Mohammed, Bechar,
 Algérie

*brahimo12002@yahoo.fr

ÉTUDE DE L'INFLUENCE DU SYSTEME DE CLIMATISATION SUR LES PERFORMANCES D'UN VEHICULE ELECTRIQUE HYBRIDE

Résumé : Actuellement, la technologie automobile se bascule régulièrement vers les véhicules dites propre en raison de l'épuisement rapide des ressources fossiles et aux défis climatiques causé par le secteur de transport responsable de 27 % du consommation mondiale d'énergie et de 33.7 % des émissions de polluants et de gaz a effet de serre. Le véhicule électrique hybride présente une solution prometteuse par ailleurs l'un des principaux problèmes à prendre en considération est la façon de maintenir de bonnes conditions climatiques pour assurer un microclimat confortable aux passagers dans l'habitacle et fournir de performances optimales au système de stockage d'énergie. La présente communication consiste à une étude par voie de simulation numérique d'un véhicule électrique hybride utilisant le logiciel ADVISOR. L'objectif principal est de voir l'influence du système de climatisation sur les performances énergétiques du véhicule.

Mots clés : véhicule électrique, véhicule hybride, climatisation automobile, batterie Li-ion, énergie et transport

Nomenclature

t	Temps, s
P	Puissance, W
i_{batt}	Courant de charge, A
T	Température, °C
Q	Charge totale, A
P_{CT}	Puissance de la chaine de traction, w

M	Masse du véhicule, Kg
P_{AC}	Puissance du système AC, W
SOC	Etat de charge %
Lettres grecques	
α	Pente de la trajectoire, °
ρ_a	Masse volumique de l'air, kg/m ³

1. Introduction 1

Avec la croissance démographique mondiale et l'accroissement de la mobilité humaine, l'énergie primaire utilisée par le secteur des transports est dominée de façon écrasante par les ressources fossiles. Au niveau mondial, l'agence internationale de l'énergie avance les chiffres de 95% d'énergie primaire d'origine fossile (issue du pétrole brut) pour le secteur [1-2-3]. Cependant l'homme ne s'est jamais préoccupé des menaces que peuvent lui apporter l'exploitation de cette énergie : d'une part cette énergie est appelée à s'épuiser et d'autre part elle est associée à des effets secondaires sur l'environnement.

L'envie de la sécurité de l'approvisionnement énergétique, l'amélioration de la qualité de l'air dans les zones urbaine et la réduction les émissions de CO₂ ont poussés les décideurs / fabricants à agir dans le secteur du transport, introduisant une autre technologie et des véhicules plus efficaces sur le marché et de diversifier les sources d'énergie [4].

Les véhicules tout électriques ont été présentés comme une solution prometteuse, grâce à leur indépendance vis-à-vis du pétrole. Mais leur faible autonomie ne leur permet pas

aujourd'hui de remplacer définitivement les véhicules conventionnels ; d'où le développement d'un autre concept qui associe deux système de traction (un moteur thermique avec un moteur électrique) : *Les véhicules hybrides.*

Dans le véhicule, le système climatisation automobile est un organe intégral car il est non seulement responsable pour le confort thermique des passagers, mais aussi pour leur sécurité dans une certaine mesure. L'objectif principal du système climatisation automobile est de maintenir la température et l'humidité de l'habitacle à des niveaux confortables. Il est également responsable de recirculation de l'air intérieur de la cabine et de la prévention de la stagnation de l'air vicié qui sera composé de CO₂ des passagers, des composés volatiles organiques et d'autres contaminants particuliers. Par conséquent ce système augmente d'une manière significative la consommation d'énergie du véhicule et influe négativement sur ses performances [5]. Le système de climatisation automobile peut être considéré comme l'accessoire principal qui extrait la plus grande quantité de puissance quand il fonctionne [6-7].

Dans cette optique le travail présenté dans cette communication porte sur une simulation des performances énergétique d'un véhicule électrique hybride de type parallèle, l'objectif est de voir l'influence du système de climatisation sur le système de stockage et sur les émissions. La simulation est effectuée et réalisée avec l'outil de simulation ADVISOR (Advanced Véhicule Simulator).

2. Modélisation

2.1 Système de Puissance

Parmi les différents types d'hybridation série, parallèle, série/parallèle et complexe, notre travail concerne le deuxième type (figure1). Cette architecture combine parallèlement les deux systèmes de propulsion (thermique et électrique). Des liaisons mécaniques entre l'arbre du moteur électrique et l'arbre du moteur thermique via une boîte de vitesse permettent d'assurer la transmission de la puissance aux deux roues afin que chacun des deux moteurs puisse propulser le véhicule indépendamment ou simultanément.

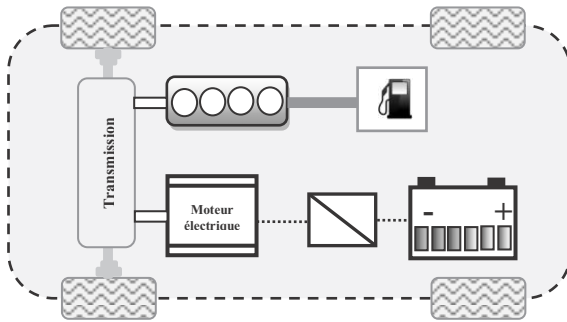


Figure 1 : Schéma du véhicule hybride étudié

Le système de puissance est décomposé en sous-systèmes suivants: chaîne de traction P_{CT} qui regroupe respectivement la résistance aérodynamique, résistance au roulement des pneus, résistance la pente et la résistance d'accélération) et la puissance du système de climatisation P_{AC} . Pour un cycle de conduite choisi, la demande de puissance du véhicule à tout instant peut être obtenue par l'équation suivante:

$$P_{CH} = P_{CT} + P_{AC} = V \left(\frac{1}{2} \rho_a \cdot V^3 \cdot A_f \cdot C_D + M \cdot g \cdot f_r + M \cdot g \sin \alpha + M \frac{dV}{dt} \right) + P_{AC} \quad (1)$$

Où ρ_a est la densité de l'air, A_f est la surface frontale du véhicule, C_D est le coefficient de traînée aérodynamique qui caractérise la forme de la carrosserie du véhicule, M est la masse totale du véhicule, f_r est le coefficient de résistance au roulement, α est la pente de la trajectoire et V est la vitesse de véhicule.

2.2 Etat de Charge de la Batterie

Un paramètre clé dans le véhicule électrique est l'état de charge (SOC) de la batterie. Le SOC est une mesure de la capacité résiduelle d'une batterie. Pour le définir mathématiquement, on considère une batterie complètement déchargée. La batterie est chargée avec un courant de charge de $i_{batt}(t)$. Donc à partir de l'instant t_0 à t , une batterie tiendra une charge électrique de:

$$\int_{t_0}^t i_{batt}(t).dt \quad (2)$$

La charge totale que la batterie peut tenir est donné par:

$$Q = \int_{t_0}^{t_2} i_{batt}(t).dt \quad (3)$$

Où t_2 est le temps de coupure lorsque la batterie ne prend plus aucun supplément. En suite, l'état de charge peut être exprimé comme:

$$SOC = \frac{\int_{t_0}^t i_{batt}(t).dt}{Q} \cdot 100\% \quad (4)$$

Pratiquement, le SOC de la batterie est maintenu entre 20 et 95% [8].

2.2 Charge Thermique du Système de Climatisation

Les charges thermiques de l'habitacle de véhicule sont une pure caractéristique de la construction, qui n'a rien à voir avec le système de climatisation projeté ou réalisé. Ils dépendent des dimensions du véhicule, du genre de fabrication de ses parois (toit, portes, fenêtres, sièges, tableaux de bord, etc.), des dimensions de ses fenêtres etc. En conséquence, les charges thermiques constituent la base de dimensionnement du système de climatisation. Pour des conditions intérieures et extérieures données les charges thermiques de l'habitacle sont identiques à la somme de toutes les déperditions et tous les apports. Dans notre cas les charges thermiques sont calculées par la relation [5]:

$$P_{AC} = 0.25 \cdot T_{ext} - 6 \quad (5)$$

Où T_{ext} est la température extérieure

3. Résultats et interprétations

Dans cette partie, nous allons présenter les résultats de la simulation du système étudié utilisant le software ADVISOR. Il s'agit d'un véhicule électrique à propulsion hybride parallèle. Le modèle est testé sur le cycle US06 d'une période de 600 secondes et qui couvre les différents modes de fonctionnement

rencontrées figure 2. Nous allons présenter tout d'abord les résultats traduisant les performances énergétiques de chaque composant du véhicule simulé (le moteur thermique, le moteur électrique, la batterie), en suite nous nous intéressons à l'évaluation de l'influence du système de climatisation sur le système de stockage et sur les émissions en faisant une comparaison avec un véhicule conventionnel.

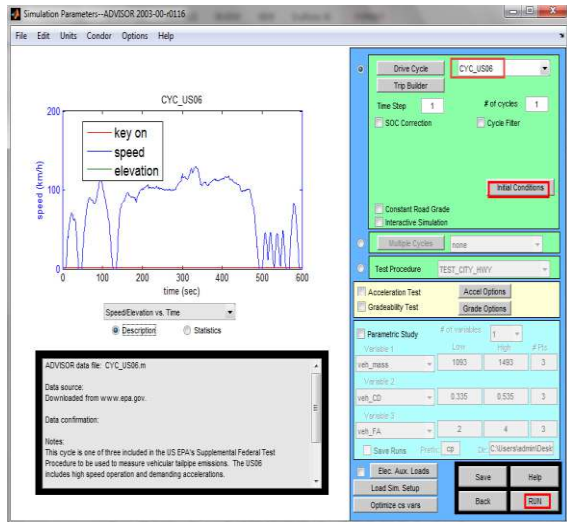


Figure 2 : Caractéristiques du cycle US06

3.1 Moteur Thermique

3.1.1 Couple Moteur Thermique

La figure 3 présente les deux couples, le couple de référence (demandé par le cycle) et le couple fourni par le moteur thermique. La valeur maximale du couple demandé est de l'ordre **120 N.m** cependant le couple du moteur atteint est **100 N.m** à $t = 350$ s, cela signifie que le moteur thermique ne permet pas d'avoir le couple de référence, pour remédier à ce problème, le véhicule fonctionne en mode parallèle.

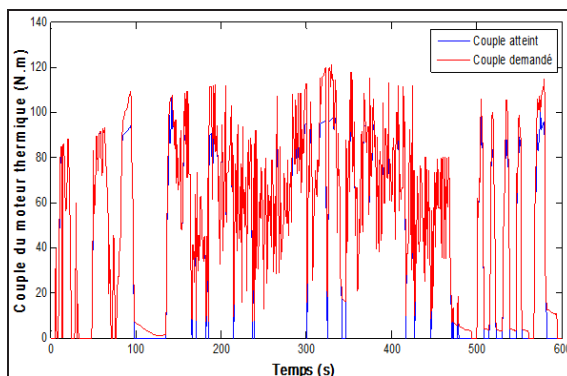


Figure 3 : Couple du moteur thermique

3.1.2 Consommation du Carburant

L'utilisation du carburant par le moteur thermique durant le cycle de roulement est illustrée sur la figure 4. Sachant que le véhicule consomme **5.6 L/100 km** d'essence pendant **12.9 km**. On remarque que la consommation du carburant suit le cycle de conduite et elle atteint sa valeur maximale de **2.6 g/s** à l'instant $t = 140$ s correspondant à la vitesse du véhicule d'ordre **25 km/h**.

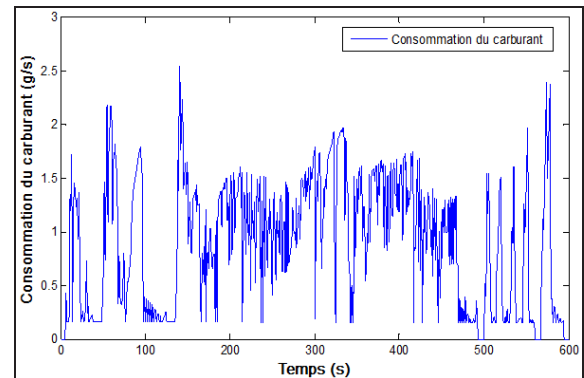


Figure 4 : Consommation du carburant

3.1.3 Puissance du moteur thermique

La figure 5 illustre la puissance du moteur thermique. On constate un appel considérable à la puissance de l'ordre de **43 KW** à l'instant **140 s**, correspondant à la vitesse du véhicule dans le cycle considéré.

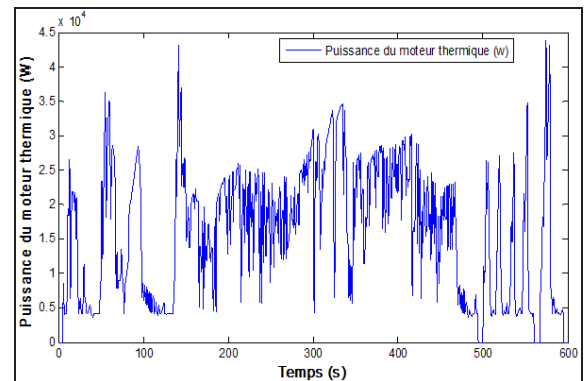


Figure 5 : Puissance du moteur thermique

3.1.4 Température Moyenne du Moteur Thermique

La figure 6 montre la température des différents composants du moteur thermique (le cylindre et le bloc) durant la phase du cycle, la température du cylindre atteint sur maximale d'ordre **155 C°**, elle représente la température plus élevée par rapport au bloc du moteur puisque la combustion se fait au niveau du

cylindre. La température de bloc atteinte la valeur maximale **95 C°**, Cette température est inférieure à la température du cylindre à cause du système de refroidissement.

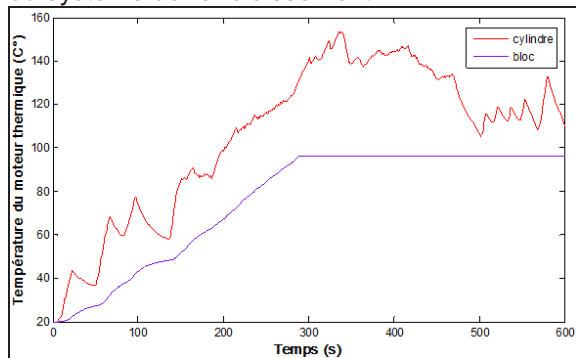


Figure 6 : Température moyenne du moteur thermique

3.2 Moteur Electrique

3.2.1 Couple moteur

Sur la figure 7, on présente les deux couples, le couple de référence (préconisé par le cycle) et le couple fourni par le moteur électrique. Pour pouvoir suivre le référence, le moteur électrique doit développer un couple supérieur ou égale au couple de référence. On observe que le couple maximale de référence est de l'ordre de **130 N.m** à l'instant $t=300s$ correspondant à la vitesse maximale du véhicule, tandis que le couple développe par le moteur électrique est de l'ordre de **60 N.m**. La différence de couple est assurée par le moteur thermique. Les valeurs négatives du couple relatives au freinage dans le cycle expliquent le mode récupératif de l'énergie cinétique des roues (c'est à dire le moteur électrique fonctionne en mode génératrice permettant la charge de la batterie).

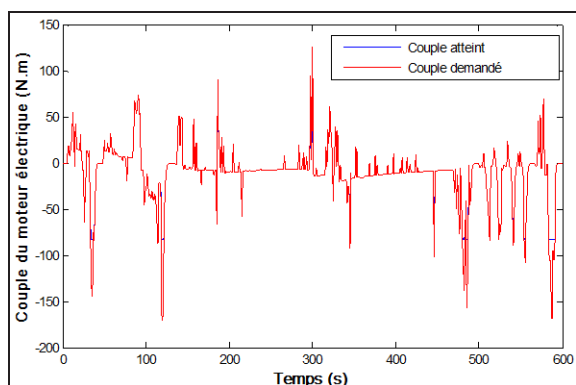


Figure 7 : Couple du moteur électrique

3.2.2 Puissance du moteur électrique

La figure 8 illustre la puissance fournie et la puissance demandée par le moteur électrique. On constate une bonne suivie de courbe traduisant les meilleures performances du moteur choisi. L'appel à la puissance est considérable et de l'ordre de **50 kw** à la vitesse maximale du cycle.

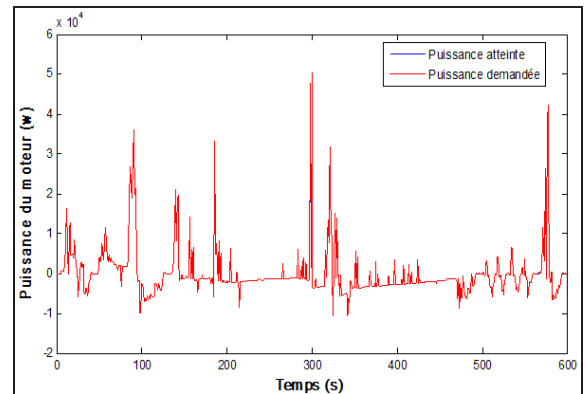


Figure 8 : Puissance du moteur électrique

3.2.4 Température moyenne du moteur électrique

L'ennemi principal du système d'isolation du moteur électrique est la chaleur, nous voulons donc assurer que le moteur opère dans ces limites afin d'assurer une durée de vie prolongée de son bobinage. La température maximale de la surface du moteur en mode continu sans interruption est donnée sur la figure 9. On remarque que la température moyenne du moteur commence à augmenter de la valeur initiale (20C°) jusqu'à 43C° relatif à la fin cycle caractérisé par un fonctionnement récupératif intense. La température atteinte traduit un fonctionnement adéquat tout en assurant de fonctionnement de bonnes conditions du moteur électrique.

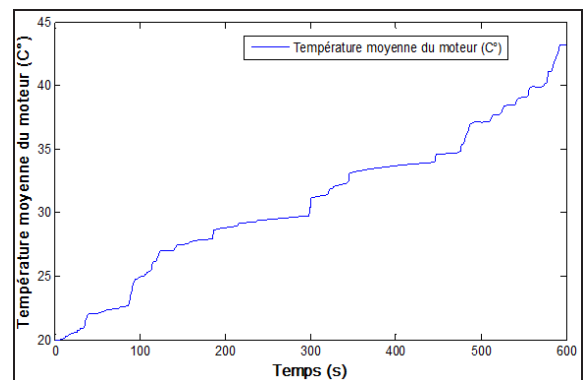


Figure 9 : Température moyenne de moteur électrique

3.3 Batterie

3.3.1 Puissance de la batterie

La puissance demandée par le moteur électrique augmente afin de satisfaire le profil de vitesse du véhicule. Les oscillations au début de l'intervalle sont dues au fait que la batterie fournit subitement de l'énergie, provoquant ainsi ce régime transitoire. Le mode de décharge est signalé par les valeurs positives et le mode de charge est signalé par les valeurs négatives relatives au freinage correspondant à la chute de vitesse dans le cycle US06 considérée. La puissance de la batterie atteinte et demandée sont égaux. Cela traduit une très bonne candidature de la batterie Li-ion choisie pour ce type de véhicule (figure 10).

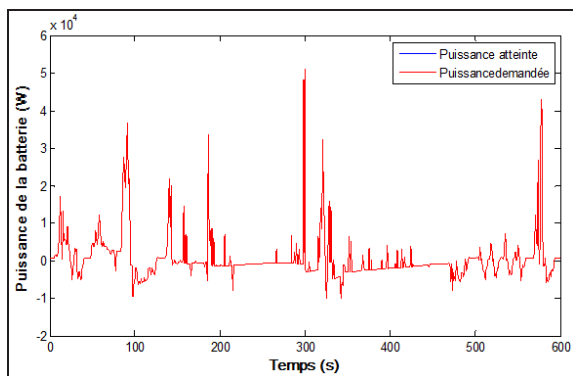


Figure 10 : Puissance de la batterie

3.2.2 Etat de charge de la batterie (SOC)

Le second mode de fonctionnement rencontré lors de cette simulation est le mode de recharge de la batterie. Dans ce cas, la génératrice fournit intégralement la puissance nécessaire à la recharge de la batterie. Ce mode correspond à la période de fonctionnement du véhicule au freinage pendant le cycle d'entraînement. Dans ce cas, l'énergie cinétique du véhicule est retournée à la batterie par l'intermédiaire du moteur électrique en fonctionnement génératrice. Cela est justifié par les pics de l'état de charge (figure 11)

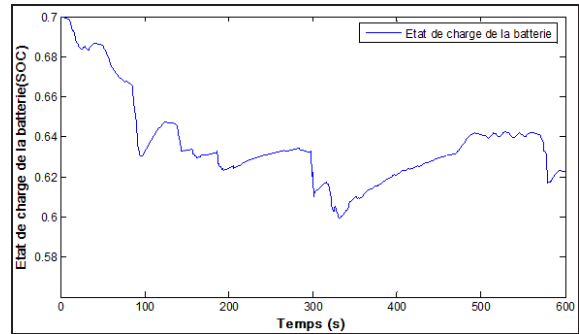


Figure 11: Etat de charge de la batterie

3.3.3 Température moyenne de la batterie

La température a des effets importants sur la durée de vie des batteries. Quand la température augmente de **10 C°**, la vitesse des réactions électrochimiques double : la durée de vie moyenne des batteries diminue d'un facteur 2 à chaque augmentation de **10 C°** car la corrosion est accélérée quand la température baisse, la durée de vie des batteries augmente, mais leur capacité diminue. Pour cette raison, il faut contrôler la température de la batterie pendant le fonctionnement. La figure 12 montre la température moyenne de la batterie qui indique une valeur maximale (**31.2 C°**) à la fin du cycle correspondant à la charge de la batterie par la récupération de l'énergie cinétique. Cela justifié le bon fonctionnement de la batterie choisie à cette étude.

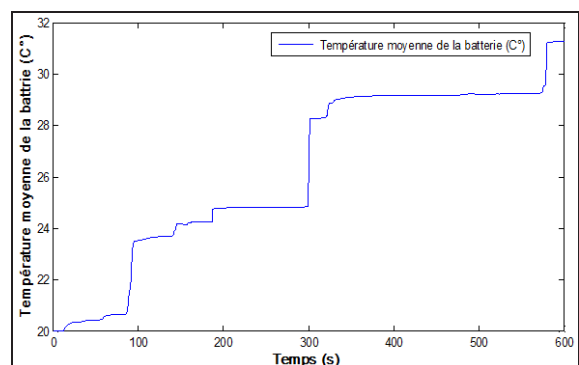


Figure 12 : Evolution de la température moyenne de batterie

3.5 Influence du système de climatisation

Après avoir testé les performances énergétiques du véhicule hybride parallèle étudié. Cette section a pour objectif d'évaluer l'influence de la source d'énergie absorbée par le système de climatisation sur le système de

stockage et sur les émissions en faisant une comparaison avec un véhicule conventionnel. Les simulations nécessaires à cette étude seront réalisées toujours sur le cycle US06, en calculant la puissance du système de climatisation selon la température extérieure (équation 5).

3.4.1 Influence de la puissance électrique auxiliaire sur les émissions des gaz

Le tableau 1 représente les résultats de la simulation pour le premier test effectué sur le véhicule. On constate une augmentation des différents gaz (HC, CO, NO_x) polluants avec l'augmentation de la puissance de la climatisation. Cela est justifié par l'augmentation de la puissance du véhicule qui nécessite une consommation de carburant plus élevée. Cette augmentation a un impact négatif sur l'environnement.

Température extérieure (°C)	Puissance électrique (w)	HC (g/s)	CO (g/s)	NO _x (g/s)
24	0	0.602	0.910	0.275
28	1000	0.606	0.920	0.283
32	2000	0.61	0.930	0.292
36	3000	0.614	0.940	0.300
40	4000	0.618	0.950	0.308

Tableau 1 : Emissions des gaz pour différentes puissances (véhicule hybride)

Afin de voir les performances de notre véhicule hybride du point de vue : Emissions des gaz polluants, nous avons établi un test des émissions sur un véhicule conventionnel. Pour ce faire nous avons pris la puissance maximale (4000 W) comme référence. Le tableau 2 illustre les émissions des gaz à savoir HC, CO, NO_x, obtenus durant le cycle de roulement. On remarque que les émissions des gaz polluants sont considérables par rapport au VH.

Puissance électrique (4000 w)	Emissions des carburants (g/s)		
	HC	O	O _x
	0.786	0.208	0.934

Tableau 2 : Emissions des gaz pour le véhicule conventionnel

En se basant sur ces résultats et comme nous pouvons le voir sur la figure 13. A une puissance maximale du système de climatisation (4000W), le véhicule hybride

permet une réduction des émissions des gaz de :

- **21.37** % de HC.
- **89.68** % de CO.
- **67.02** % de NO_x.

Avec une réduction de consommation totale de **45.45** % par rapport au véhicule conventionnel, on peut conclure que les VEH présentent une solution prometteuse afin de répondre aux défis énergétiques et environnementaux actuels.

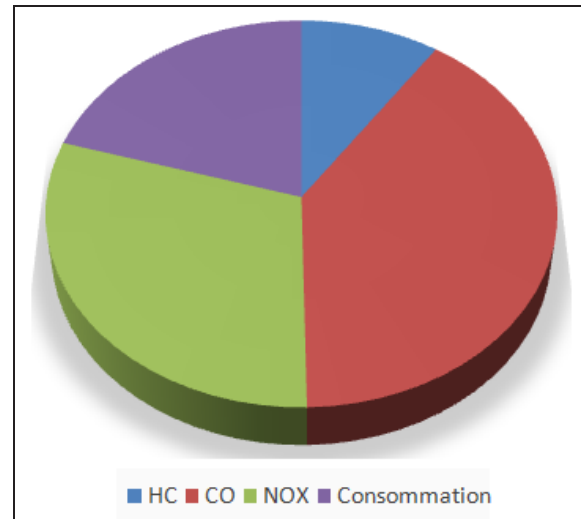


Figure 13 : Pourcentage des émissions et des consommations

3.4.2 Influence du système de climatisation sur l'état de charge de la batterie (SOC)

La figure 14 présente l'évaluation de l'influence du système de climatisation sur l'état de charge de la batterie. Les résultats du SOC sont les valeurs correspondantes à la fin du cycle (à environ t = 600 s). On remarque que l'état de charge suit une réduction avec la croissance de la puissance de la climatisation avec un pourcentage de **20.43** %. Cette variation montre que l'augmentation de la puissance demandée par la climatisation a un impact négatif sur l'état de charge de la batterie, de ce fait elle a un impact négatif sur la performance du véhicule électrique hybride étudié.

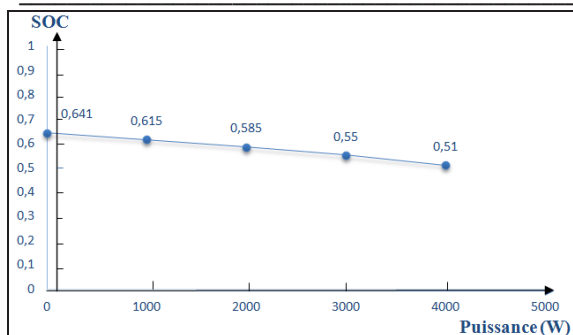


Figure 14 : Etat de charge pour différentes puissances.

4. Conclusion générale

La situation actuelle du secteur des transports rend indispensable le développement de véhicules plus propres. Le véhicule électrique hybride présente l'une des alternatives envisagées pour remplacer le véhicule conventionnel notamment la réduction de l'émission polluante. Un véhicule électrique hybride met en œuvre, par définition, deux sources d'énergie différentes (électrique et thermique). L'observation des résultats des simulations montre :

- De bonnes performances énergétiques du véhicule hybride étudié à savoir : la vitesse du véhicule, les émissions de gaz, la consommation du carburant, la puissance et le couple de chaque moteur, l'état de charge de la batterie...etc.

- En ce qui concerne l'influence de la source auxiliaire on l'occurrence le système de climatisation, on constate que à une puissance auxiliaire maximale (**4000W**), le véhicule hybride permet une réduction des émissions des gaz de :

- **21.37** % de **HC**.
- **89.68** % de **CO**.
- **67.02** % de **NO_x**

Avec une réduction de consommation du carburant de **45.45**% par rapport au véhicule conventionnel. Ainsi on remarque que l'état de charge de la batterie suit une réduction avec la croissance de la puissance auxiliaire avec un pourcentage de **20.43**%.

Références

- [1] International Energy Agency (IEA), World energy outlook 2013, OECD/IEA Publications, 2013 International Energy Agency, France, October 2013.
- [2] Victor MESTER. Conception Optimale Systémique des Composants des Chaînes

de Traction Electrique. Doctorat délivré par l'Ecole Centrale de Lille, 2007.

- [3] M. Ehasani, Y. Gao, and A. Emadi, Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles-Fundamentals, Theory, and Design, CRC Press Taylor & Francis, 2010.
- [4] Brahim Mebarki, Belkacem Draoui, Boumediène Allaoua. Investigation on Electric Air-Conditioning System Energy Consumption of an Electric Vehicle Powered by Li-ion Battery. Advances in Automobile Engineering, Volume 3 • Issue 1, 2014.
- [5] Brahim Mebarki, Belkacem Draoui, Boumediène Allaoua, Lakhdar Rahmani, and Elhadj Benachour. Impact of the Air-Conditioning System on the Power Consumption of an Electric Vehicle Powered by Lithium-Ion Battery. Hindawi Publishing Corporation Modelling and Simulation in Engineering Volume 2013, Article ID 935784.
- [6] T.-J. Yeh, Y.-J. Chen, W.-Y. Hwang, and J.-L. Lin. Incorporating fan control into air-conditioning systems to improve energy efficiency and transient response. Applied Thermal Engineering, vol. 29, no. 10, pp. 1955–1964, 2009.
- [7] J. Larminie and J. Lowry. Electric Vehicle Technology Explained. John Wiley and John Lowry, England, UK, 2003.
- [8] Chris Mi, M. Abul Masrur, David Wenzhong Gao. Hybrid electric vehicles-Principles and applications with practical perspectives. John Wiley & Sons, Ltd, 2011

Cooling with Underground Tank System

Gacem Nadhir¹, Mokhtari Abderrahmane¹

¹Department of Civil engineering, University of sciences and technology Mohamed Boudiaf d' Oran, Oran 31000, Algeria

Abstract

We present in this work an experimental study of a geothermal system established in university campus USTO/MB. The device consists of an underground tank, a cell of test equipped with a reversible hydraulic floor. A metrology was installed to measure the temperature at various levels of the system (ground, tank, hydraulic floor and test cell). The results obtained on a partner of measurement taken over twenty month, enabled us to draw from the laws of energy behavior of the system. On TRNSYS environment, we have established a model of seasonal storage where the results were the subject of validation with those obtained by experiment.

Keywords: Underground tank; Seasonal storage; geothermic system; Ground; Cooling; Cell of test

Nomenclature

: Calorific energy stored by the geothermic system in [KJ].
: Total needs in cooling in [KJ].
: Temperature of the fluid in [°C].
m: Mass liquid of storage in [kg]. h: Average convection coefficient in [W/m²°C].
C: Specific heat of the fluid of storage in [KJ/Kg °C].
A: Surface mesh in [m²].
ρ: Density of the liquid of storage in [Kg/m³].
V: Volume of stock in [m³]
: Differential of temperature during the starting of the geothermal system in [°C].
: Thermal conductivity of mesh I in [W/m°C].
: Length of mesh I in [m].
: Thermal resistance enters the volume of storage and the ground in [m² °C /W]

1. Introduction

Whereas the reserves of the terrestrial fossil energy sources in way of exhaustion monopolize the attention of all, we just starts to be interested in a form of energy durable and free from polluting emissions which is just at side: terrestrial heat. Until now, technologies of exploitation of terrestrial heat were mainly used to produce heat for buildings [1], offices or dwellings, for greenhouses, the heating of roadways and various industrial processes [2]. The energy challenge for Algeria, confronted with a growth of its electricity consumption among highest in the world [3], the final consumption of the residential sector reached 6 million Mt in 2005, the housing park is of 5 745 645 including 62% urban. The electricity consumption of the residential sector reached 807 Ktep, it accounts for 38% of the total intake of electricity. Thus, it represents the first large sector consuming electrical in national level.

2. Bibliography

Thiers and Peuportier [4] simulated a passive building located in Picardy equipped with an air-to-ground exchanger, a recuperated on foul air, a solar-fired heater and an auxiliary heat pump for the heating and hot water. Simulations carried out show a substantial improvement of the performances of the building compared to a lawful building of performance level. Thermal comfort can be preserved there in any season using appropriate measures (solar protections, ventilation, and thermal inertia). More particularly, in summer, solar protections, the air-to-ground exchanger and night ventilation constitute effective solutions to avoid overheating.

Derradji and Sahnoune [5] put forward a method allowing ventilation and natural cooling for the areas hot climate. Direct natural ventilation cannot be employed as strategy of passive control unless the air of admission pre is cooled, so the movement of air is generated inside space by solar chimneys coupled to underground conduits of cooling.

In the same context Mebarki [6] also studied to him the energy performances of an air-to-ground exchanger, from where it drew from the recommendations on the depth of excavation and the maximum diameter of the conduit, the more so as a strategy of drainage allowing the humidification of the ground surrounding the exchanger.

Dhina and Mokhtari [7] improved the energetic efficiency of the air-to-ground exchangers, by incorporating a coaxial tube of weaker section transporting of the water of irrigation in constant temperature from where an exchanger with Co-current. Such an exchanger is considered in a Saharan climate, being used to refresh a rural house.

Gan [8] conceived a storage system in the ground based on the recovery of rainwater. First results obtained by Gan touched effectiveness the type of exchanger used, where it could deduce that the storage tank equipped with wing exchanger is more effective than that which does not comprise wings, where these last make it possible to widen the field of the temperature around the tank and to have a large surface of exchange. In let us go even further

in parametric studies; Gan studied the influence of the exchanger's nature, where it combined two materials: an aluminum exchanger and another out of copper.

A innovating system; old in origin; was exploited in the south of Algeria, Adrar by Amara [9], the authors used the technique of Foggara for the cooling and heating of a climatic cell established in the south, which in the beginning Foggara is used by the farmers for the irrigation and drinking water. Water is directed under the effect of gravity to be collected in a small lake. The

3.1. Test cell

The experimental cell is located at the south of university campus IGCM, in Es-Sénia commune; which is located at 35.65° Northern latitude, 0.62° Western longitude and approximately 105 meter altitude above the sea level, having surroundings 68 084 residents. The cell (Fig.1) counts a surface of 40 m² and composed of two identical buildings A and B with interiors dimensions

characteristic of this technique is that its construction does not require a financial investment, as the evaporation of water is minimized to the maximum seen as the flow is done under the ground. The system could maintain a temperature of 21°C during the year at the time of its coupling with the climatic cell.

3. Experimental investigation

4.75 m length and 3.75 m width, its height is of 2.70 m. The cell is posed directly on the ground. Each compartment comprises its own access and a window. The four vertical walls were directed according to the 4 cardinal directions (North, South, East, and West). The cell takes a direction North-South in order to profit from the sun during the day. The exposure of this site offers a complete absence of shadow and is exposed to solar radiation.



Fig.4: The tank embankment

3.2. Course of measurement operation

The water stored in underground tank is drawn by the means of the circulating pump, and directed towards the hydraulic system drowned in the flagstone of the room B via the collectors, after its passage by the heat exchanger, thereafter will be rejected into the tank by a return loop, thus making a closed loop (loop of going indicated in blue, that of the return in red in initiation to the increase

in its temperature). In parallel measurements of the temperatures by the various sensors placed on the singular points, are scanned by the standard acquisition data Keithley (indicated as a nail maker), at the same time the temperature and the moisture of the surrounding air are recorded by the weather station (indicated out of orange). The whole will be recorded in the suitable stations. The organizations of the data processing are represented in Fig.4.

4. Geothermal system

The geothermal system must be able to balance the thermal load of the test cell, in order to maintain a comfort temperature during the summer season. So the calorific energy stored in the tank must be equal to the need for cooling during the period of operation of the system.

4.1. volume of tank

While basing on the equation (1), we obtain:

$$Cap_{stockage} = Q_{cool} \quad (1)$$

$$Cap_stockage = m.C.\Delta T \quad (2)$$

$$m = \rho.V \quad (3)$$

$$\Delta T = T_{fi} - T_{fe} \quad (4)$$

By replacing the equation (3) and (4) in the equation (2):

$$Cap_stockage = \rho.V.C.(T_{fi} - T_{fe}) \quad (5)$$

While replacing (1) in (5), the volume of storage is given by (6):

$$V = \frac{Q_{raf}}{\rho.C.(T_{fi} - T_{fe})} \quad (6)$$

We fix a differential temperature of 6°C, for that volume necessary to fill the needs for cooling will be of

1.669 m3. The volume of the tank used in the follow-up experimental is of 1.8 m3.

4.2. Type 342 (Storage)

Type 342 was employed to simulate the storage system represented by a tank in our model. It is able to simulate the storage of heat in a cylindrical tank, a pit, or a cavern filled with water and buried in the ground. Nevertheless, some modifications are made to type 342 in order to succumb to our need. During the period of refill in heat, the liquid is injected at the top of the volume of storage. Water heats volume, and it is lost while it moves towards the base, thereafter the fluid is extracted starting from the base and sent towards the cell test Fig.7

4.3. Construction of model and simulation

Finite differences method is applied to Fourier analysis to solve the equations of conduction of the heat flow, where the derivatives of time are brought closer by an explicit diagram. The volume of ground and storage

are assembled in a divided cellular structure (mesh). The grid structure of ground has small meshes of same sizes close to the walls of storage, the size of meshes increases as the distance from the wall of storage increases. The mesh of the volume storage has cells of the same capacity of heat (Fig.6).

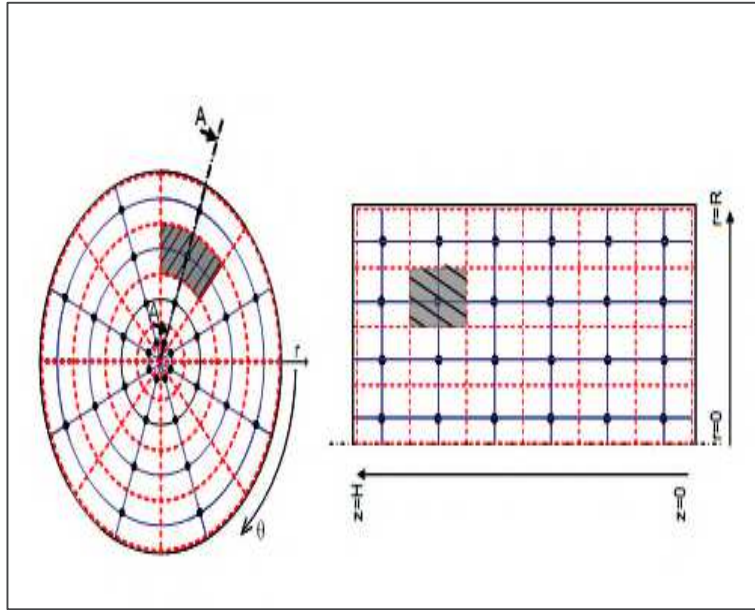


Fig.6: Finite differences grid of storage.

The thermal properties of two meshes close along the wall to the volume of storage and the ground can differ, and a layer of insulator can be put between the cells. The temperature of a cell is represented by the value of the temperature in the center of the cell. In the time $t = t_0$ the temperatures of the cells are T_1 and T_2 respectively (Fig.7).

The thermal energy flow Q passing from mesh 1 to mesh 2 is calculated starting from the equation:

$$Q = T_1 - T_2 \frac{A}{\frac{\Delta x_1}{2\lambda_1} + R_{ins} + \frac{\Delta x_2}{2\lambda_2}} \quad (7)$$

The thermal conductance G (W/°C) between the meshes is calculated starting from the equation:

$$G = \frac{Q}{T_1 - T_2} \quad (8)$$

4.4. Validation of the model tank storage

The validation of the model of seasonal storage will be done via two ways, first is to bring closer the dry resultant temperatures measured and

simulated in the cell from test. According to (Fig.11), where the confrontation of the dry resultant temperatures measured and simulated in the cell from test, it appears that the two temperatures approaches with a variation 2°C, noted in the median values. These variations in temperature noted between the simulated model and the experimental results can be caused by the thermal disturbances which affect the cell test for the period of cooling, these disturbances are related to the operation of the chain of acquisition which

can release from heat by its operation, also by the opening of the door of access to the cell itself. The error between the experimental model and results does not exceed the 3%.

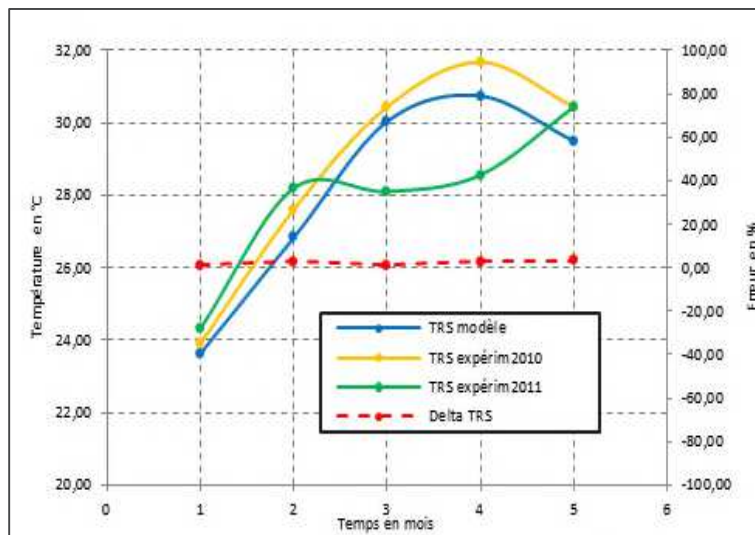


Fig.11: Validation of model storage.

5. Conclusion

The geothermic system coupled to a refreshing floor integrated in the building could maintain an environment comfortable in interior of the cell test, even as this system could prove its effectiveness reaching the 76%.

6. References

- [1]: Riederer,P. Evers,G. Gourmez,D. Jaudin,F. Monot,P. Partenay,V. Pincemin,S. et Wurtz,E., «Conception des fondations géothermiques», Centre Scientifique et Technique du Bâtiment, Pole Énergies Renouvelables, Rapport d'étude, N° 7, Septembre 2007,P 1-P170.
- [2]: Clauser, C., Geothermal Energy, In: K. Heinloth (Ed), Landolt-Börnstein, Group VIII: Advanced Materials and Technologies, Vol 3: Energy Technologies, Subvol.C: Renewable Energies, Springer Verlag, Heidelberg-Berlin, 2006, P 493-604.
- [3]: Agence Nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Énergie,

«Consommation énergétique finale de l'Algérie», Ed 2007, Hydra, Alger, Algérie, 2007.

- [4]: Thiers, S et Peuportier, B., «Modélisation thermique d'un échangeur air-sol pour le rafraichissement de bâtiments», Journée thématique SFT-IBPSA Froid solaire et confort d'été, Aix-les-Bains, France, avril 2007, 8 Pages.
- [5]: Derradji, M et Sahnoune, T., «conception et modélisation de système de ventilation et de rafraichissement naturel pour les régions a climat chaud», Sciences & Technologie D, N°27, Juin 2008, P 9-16.
- [6]: Mebarki , B. Draoui , B. Abdessemed, S. Keboucha , A. Drici, S. et Sahli, A., «Etude d'un système de climatisation intégrant un puits canadien dans les zones arides, cas de Béchar», Revue des Energies Renouvelables, Vol 15, N°3, 2012, P 465-478.
- [7]: Dehina, K. et Mokhtari, AM., «Simulation numérique d'un échangeur air-sol-eau à co-courant», XXXe Rencontres AUGC-IBPSA Chambéry, Savoie, 6 au 8 juin 2012, 9 Pages.

[8]: Gan, G., Riat, S B and Chong, C S A., «A novel rainwater ground source heat pump-Measurement and simulation», Applied Thermal Engineering, Vol 27, 2007, P 430-441.

[9]: Amara, S., Nordell, B and Benyoucef, B., «Using fougara for heating and cooling buildings in sahara», Energy Procedia, Vol 06, 2011, P 55-64.

[11]: Incropera., Dewitt., Bergman and Lavine., «Fundamentals of Heat and Mass Transfer», Sixth Edition, 2007, P 1-999.

[12]: Solar Energy Laboratory., «TRNSYS 16 Mathematical Reference», Volume 5, University of Wisconsin Madison, 2004.

Hakim NESREDDINE ¹
Jonathan BOUCHARD ¹

¹ Hydro-Québec (laboratoire des technologies de l'énergie, Shawinigan, Canada)

* Auteur correspondant
(nesreddine.hakim@hydro.qc.ca)

DÉSHUMIDIFICATION PAR DESSICCATION À RÉGÉNÉRATION ELECTRO-OSMOTIQUE

Résumé : La présente étude consiste à évaluer le potentiel de la déshumidification par dessiccant régénéré par électro-osmose en tant que technologie de substitution des déshumidificateurs mobiles pour contrôler le taux d'humidité dans les sous-sols. Une couche d'un matériau dessicatif solide est appliquée en tant que revêtement intérieur des murs de fondation. Un modèle mathématique simplifiée a été développé en se basant sur les phénomènes de diffusion massique de l'eau et l'électrocinétique des ions hydratés dans un milieu poreux. Ce modèle sert au calcul du débit d'extraction et de la densité de puissance requise pour évacuer de la membrane poreuse l'eau retirée à l'air ambiant. Il permet également de déterminer l'épaisseur optimale et la surface totale du revêtement.

Mots clés : Electro-osmose, diffusion, déshumidification, dessiccant

Nomenclature

A_c section d'un capillaire, m^2
 A_m surface de la membrane, m^2
 c_j coefficient
 D coefficient de diffusion, m^2/s
 E_z champ électrique, V/m
 h_m coefficient de transfert de masse, m/s
 HR humidité relative de l'air humide
 I_n fonction de Bessel de premier type
 j densité de courant, A/m^2
 L épaisseur de la membrane, m
 $\dot{m}$ débit, kg/s
 m_a masse de l'air sec, kg
 m_v masse de la vapeur d'eau, kg
 N nombre de capillaires dans la membrane
 P pression totale, kPa
 P_a pression partielle de l'air, kPa
 P_v pression partielle de la vapeur d'eau, kPa
 P_{sat} pression de saturation de l'air, kPa
 $\dot{q}''$ débit de masse par unité de surface, $kg/s \cdot m^2$

r rayon d'un capillaire, m
 T_a température de l'air, $^{\circ}C$
 w humidité absolue de l'air, kg/kg
 w_m humidité absolue de la membrane, kg/kg
 w_s humidité absolue de surface, kg/kg
 z coordonnée cartésienne, m

Lettres grecques

α_p porosité de la membrane
 ϵ permittivité électrique de l'eau, F/m
 κ inverse de la longueur de Debye, m^{-1}
 μ viscosité de l'eau, $kg/m \cdot s$
 ρ densité, kg/m^3
 σ conductivité électrique de l'eau, S/m
 ζ potentiel zéta, V

Indices / Exposants

d diffusion
 eo électro-osmose

1. Introduction

Les principaux facteurs responsables des problèmes d'humidité élevée dans les sous-sols des maisons au Canada et aux États-Unis pendant l'été sont :

- Le taux d'humidité élevé de l'air ambiant qui favorise la condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air sur les parois froides des sous-sols.
- Les précipitations sous forme de pluie qui sature en eau le sol en contact avec les fondations. Celles-ci absorbent l'eau par capillarité. Cette eau s'évapore par la suite à la surface intérieure des murs.

L'électro-osmose est une technique utilisée pour pomper l'eau à travers un milieu constitué de pores ou de micro-canaux en le soumettant à un champ électrique généré par

l'application d'une tension au bord d'électrodes placées de part et d'autre du milieu [1].

Une double couche électrique (DCE) se développe à la surface d'un pore saturé tel qu'illustré à la figure 1. Des ions négatifs emprisonnés à la surface sont neutralisés par des ions positifs mobiles et hydratés. Le déplacement de ceux-ci vers la cathode entraîne le mouvement de molécules d'eau voisines induisant l'écoulement au sein du pore et par le fait même l'assèchement du milieu.

L'électro-osmose est à la base de plusieurs applications en ingénierie telle que la décontamination des sols où des électrodes sont enfouies dans le sol et disposées à sa surface créant le champ électrique nécessaire à l'extraction des contaminants. Cette technique est également utilisée pour la consolidation des fondations en béton. Dans ce cas, des tiges de cuivre et du graphite sont

respectivement disposés à l'extérieure et à l'intérieure de la fondation en guise de cathode et d'anode. Une tension comprise entre 20 et 40 Volts agit en tant que barrière physique qui empêche la pénétration de l'eau dans le béton [2].

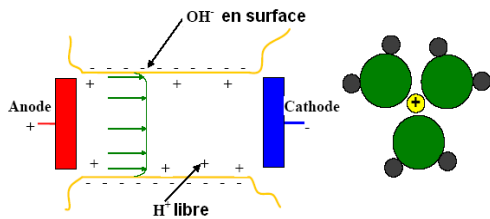


Figure 1 : Illustration de l'écoulement électro-osmotique dans un pore

Des applications récentes de l'électro-osmose sont également en développement pour refroidir les composantes électroniques [3-5] et également pour la déshumidification de l'air. Dans le cas de cette dernière application, l'électro-osmose est utilisée pour la régénération d'une membrane dessiccative en substitution aux méthodes thermiques très énergivores. Des travaux expérimentaux ont été récemment menés pour étudier la régénération électro-osmotique de dessiccants tels que le gel de silice et certaines poudres de zéolite utilisés dans la déshumidification de l'air [1, 6, 7, 8, 9]. Ces expériences consistent à disposer la membrane, insérée entre la cathode et l'anode, dans un faible volume d'air dont le taux d'humidité est contrôlé. Le volume d'eau évacuée par la membrane permet de quantifier le potentiel de déshumidification dessiccative à régénération électro-osmotique.

Toutefois, les résultats obtenus dans ces études ont mis en évidence des limitations techniques. Entre autres, l'effet joule induit par le champ électrique qui diminue la percolation des pores. En outre, la corrosion accélère le vieillissement précoce de l'anode ce qui réduit substantiellement l'intensité du champ électrique.

D'autres études [6, 10] ont été menées examiner le potentiel d'utilisation la déshumidification à régénération électro-osmotique dans les systèmes de conditionnement de l'air. Dans ce cas, la régénération électro-osmotique s'effectue en continu à mesure que l'air à traiter circule dans le système. Il a été démontré que le découplage entre le refroidissement et la déshumidification de l'air améliore les performances de l'unité de refroidissement alimentant la batterie froide. L'économie d'énergie associée a été estimée à près de 20%.

En ce qui concerne les investigations théoriques, plusieurs études ont été conduites afin de proposer des modèles de simulation des phénomènes électro-osmotiques dans des milieux poreux [7, 9, 10]. Ces modèles ne tiennent pas compte du transfert de masse à l'interface membrane-air ambiant. De plus, ils utilisent l'approximation de Smoluchowski, qui stipule que la DCE est beaucoup plus petite que la dimension caractéristique des pores du matériau considéré. Cette approximation est toutefois peu plausible pour les dessiccants envisagés puisque le diamètre effectif de leurs pores est compris entre 2 et 20 nm.

Un modèle simplifié est proposé pour pallier à ces deux lacunes. Celui-ci permet d'évaluer le potentiel de la déshumidification avec un dessiccant dont la régénération est assurée par électro-osmose installé dans un espace à air calme. Cette évaluation consiste à estimer la surface requise du dessiccant pour capacité de déshumidification donnée, de son épaisseur optimale et finalement la puissance requise pour sa régénération.

2. Modèle mathématique

La figure 2 illustre une membrane d'épaisseur L soumise à un champ électrique E_z appliqué dans la direction z entre deux électrodes. La membrane est en contact de l'air humide du côté de la cathode (électrode chargée positivement). L'adsorption de l'humidité de l'air à la surface de la membrane et le transfert électro-osmotique de l'eau au sein de la membrane sont considérés distinctement.

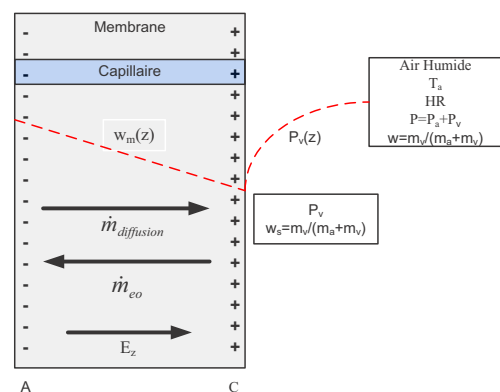


Figure 2 : Schéma du modèle électro-osmotique

Le transfert de vapeur d'eau de l'air humide à la surface de la membrane est une fonction de l'humidité absolue de l'air w et de celle régnant à la surface de la membrane w_s [1, 5, 11] tel que :

$$\dot{q}'' = \rho_{air} h_m (w - w_s) \quad (1)$$

Le coefficient de transfert de masse dépend du régime de transfert de chaleur convectif :

- convection naturelle [7] : 0.003 (m/s)
- convection forcée [1] : 0.83 (m/s)

L'humidité absolue de l'air peut être exprimée en fonction de son humidité relative HR et de sa pression totale P tel que [11];

$$w = \frac{m_v}{m_a + m_v} = \frac{HR P_{sat}(T_a)}{0.622P + 0.378HR P_{sat}(T_a)} \quad (2)$$

La pression de saturation P_{sat} est donnée par la régression suivante [11] ;

$$P_{sat}(T_a) = \sum_{j=0}^5 c_j T_a^j \quad (3)$$

La combinaison des équations 1 à 3 permet de calculer le transfert de masse entre l'air ambiant et la membrane.

Les pores de la membrane sont modélisés en tant qu'agencement de capillaires cylindriques unidirectionnel couvrant l'épaisseur de la membrane et alignés avec le champ électrique externe tel que schématisé à la figure 2. L'écoulement de l'eau au sein des capillaires est considéré monophasique et développé. De plus, l'échauffement induit par l'effet joule n'est pas considérée. Ainsi, l'écoulement électro-osmotique est décrit par les équations de Navier-Stokes aux quelles un terme de source décrivant la composante électrostatique est ajouté [12]. Une solution analytique qui ne fait pas appel à l'approximation de Smoluchowski est présentée par Rice et Whitehead [13]. Celle-ci permet d'exprimer le débit électro-osmotique comme une fonction du champ électrique générée par la différence de potentiel ;

$$\dot{m}_{eo} = \frac{\varepsilon_z E_z A_c}{\mu} \left[1 - \frac{2I_1(\kappa r)}{\kappa r I_0(\kappa r)} \right] \quad (4)$$

Où A_c désigne la section du capillaire et r son rayon ; ε représente la permittivité électrique et μ la viscosité de l'eau, la longueur inverse de Debye est désigné par κ et le potentiel zéta par ζ qui sont des propriétés du couple membrane-fluide.

La diffusion s'oppose à l'électro-osmose et se calcule par l'expression suivante :

$$\dot{m}_d = -D \frac{dw_m}{dz} \quad (5)$$

Seule la diffusion de Fick est considérée dans le cadre du coefficient de diffusion D . La diffusion de Knudsen est négligée.

En outre, la distribution de l'humidité absolue au sein de la membrane est considérée linéaire selon l'épaisseur. Le débit net est obtenu par :

$$\dot{m}_{net} = \dot{m}_{eo} - \dot{m}_d \quad (6)$$

Une membrane de surface A_m et de porosité α_p aura un total de N canaux de rayon r .

$$N = \frac{A_m \alpha_p}{\pi r^2} \quad (7)$$

La quantité de vapeur d'eau transférée à la membrane (éqs. 1 à 3) y est transportée sous l'effet des forces électro-osmotiques dans les capillaires :

$$\rho_{eau} N \dot{m}_{net} = A_m \dot{q}'' \quad (8)$$

En substituant les équations 4 et 5 dans l'équation 8, le champ électrique requis pour vaincre la diffusion et régénérer la membrane est calculé comme suit :

$$E_z = \frac{\left(-\frac{\dot{q}''}{\alpha_p \rho_{eau}} - ND \frac{dw_m}{dz} \right)}{\frac{\varepsilon_z}{\mu} \left(1 - \frac{2I_1(\kappa r)}{\kappa r I_0(\kappa r)} \right)} \quad (9)$$

La densité de courant totale résultante du transport du fluide ionisé s'exprime comme [13] ;

$$j = \frac{-\dot{q}'' \sigma}{\rho_{eau} \Omega f(\kappa r, \beta)} \quad (10)$$

Avec σ la conductivité électrique de l'eau et ;

$$\Omega = \frac{\varepsilon_z}{\mu}$$

$$\beta = \frac{\Omega^2 \mu \kappa^2}{\sigma}$$

$$f(\kappa r, \beta) = \frac{1 - \frac{2I_1(\kappa r)}{\kappa r I_0(\kappa r)}}{1 - \beta \left[1 - \frac{2I_1(\kappa r)}{\kappa r I_0(\kappa r)} - \frac{I_1^2(\kappa r)}{I_0^2(\kappa r)} \right]} \quad (11)$$

Finalement, la puissance par unité de surface de membrane est donné par :

$$P = LjE_z \quad (12)$$

Ce modèle permet d'estimer l'énergie nécessaire pour transférer une certaine quantité d'eau. Il permet aussi d'étudier l'influence de l'épaisseur ainsi que l'intensité du champ électrique sur les performances de la membrane.

3. Résultats et discussion

Les effets de la densité de puissance sur la capacité de la régénération de la membrane ainsi que sur le facteur d'énergie et les dimensions de la membrane sont exposés dans ce qui suit.

3.1 Effet de la densité de puissance sur les débits

La figure 3 représente l'évolution des débits par unité de surface (diffusion, électro-osmose, net) en fonction de l'épaisseur de la membrane hydrophile soumise à une densité de puissance de 0.9 W/m^2 . La capacité d'absorption de l'humidité par la membrane est de 20 litres/jour.

En examinant cette figure, on remarque que le débit spécifique associé à la diffusion à travers la membrane est plus important pour une épaisseur plus faible. Celui-ci diminue substantiellement pour une membrane plus épaisse. Il en est de même pour le débit spécifique électro-osmotique qui s'oppose à l'écoulement spontané par diffusion. La diminution du débit électro-osmotique est due à l'augmentation de la distance entre les électrodes imposée par l'épaisseur de la membrane. Toutefois, le débit total résultant demeure positif indiquant que l'électro-osmose réussit à vaincre la diffusion.

La figure 3 montre également que le débit atteint son maximum pour une membrane de 3 cm d'épaisseur. En effet, le taux de variation du débit diffusif est supérieur à celui du débit électro-osmotique lorsque l'épaisseur de la membrane est inférieure ou égale à 3 cm.

La figure 4 illustre l'effet de la densité de puissance appliquée sur l'intensité du débit résultant. On observe que le débit augmente au fur et à mesure que la densité de puissance est intensifiée.

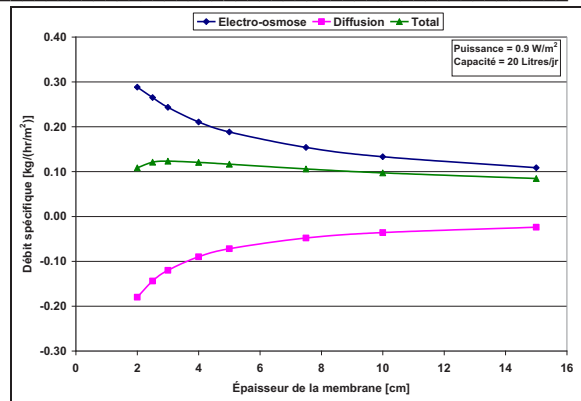


Figure 3 : Évolutions des débits en fonction de l'épaisseur de la membrane

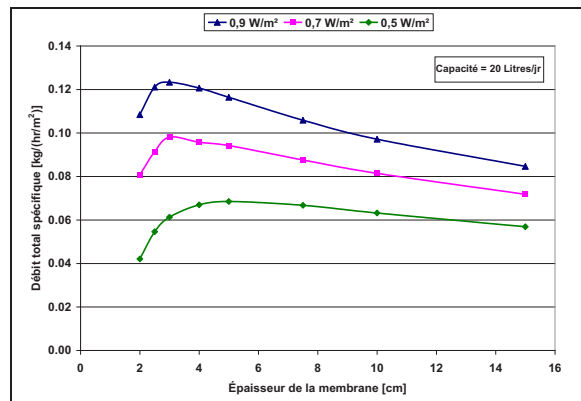


Figure 4 : Effet de la densité de puissance sur le débit spécifique résultant

D'autre part, il est constaté que l'épaisseur qui optimise le débit maximal est inversement proportionnelle à l'augmentation de l'intensité de la puissance. Par exemple, l'optimum est obtenu avec une membrane d'une épaisseur de 5 cm dans le cas où l'intensité de puissance diminue à 0.5 W/m^2 alors que l'épaisseur est de 3 cm lorsque l'intensité de puissance est 0.9 W/m^2 .

3.2 Effet de la densité de puissance sur le facteur d'énergie et la taille de la membrane

L'effet de la densité de puissance sur le facteur d'énergie EF et la surface totale de la membrane pour une extraction d'eau de 20 litres/jour est illustré à la figure 5.

Il est constaté que plus la densité de puissance est élevée moins importante serait la surface totale de la membrane. Ceci offre la possibilité d'incorporer la membrane à la structure de la maison telle qu'une feuille de gypse. Pour une densité de puissance de 0.9 W/m^2 , la surface de la membrane serait de 6.76 m^2 . Ceci correspond à une membrane de 2.4 m de hauteur, 2.8 m de largeur et 3 cm d'épaisseur. La surface de la membrane

passerait à 13.59 m^2 si la densité de puissance est réduite à 0.5 W/m^2 .

Il est à noter que le facteur d'énergie EF est maximal pour une membrane de 3 cm lorsque la densité de puissance est de 0.9 W/m^2 . En réduisant, la densité de puissance à 0.5 W/m^2 , le maximum est obtenu pour une épaisseur de 5 cm.

Il importe de mentionner que le EF est environ 10 fois plus élevé que celui obtenu avec un déshumidificateur conventionnel. En effet, ce dernier est beaucoup plus énergivore puisqu'il possède un EF compris entre 1.3 et 1.85.

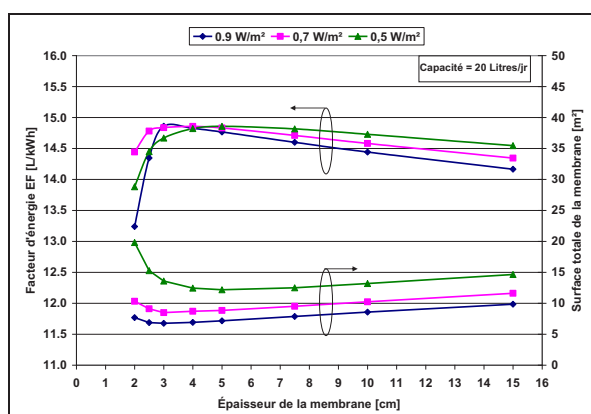


Figure 5 : Facteur d'énergie et taille de la membrane

4. Conclusion

Un modèle simplifié d'une membrane aux propriétés dissiccatives avec régénération par électro-osmose est présenté. Le modèle permet d'évaluer l'énergie requise pour générer le champ électrique nécessaire à régénérer la membrane lorsque celle-ci déshumidifie l'air dans un grand espace. Il permet également d'estimer la surface ainsi que l'épaisseur optimale de la membrane.

Les résultats de l'étude ont démontré que le concept est techniquement viable. En effet, la surface et l'épaisseur obtenues sont tout à fait réaliste pour le type d'application envisagée. De surcroît, il a été montré que la déshumidification par dessiccation avec régénération électro-osmotique est plus avantageuse d'un point de vue efficacité énergétique que les méthodes conventionnelles qui utilisent des batteries froides. Le facteur d'énergie obtenu avec le nouveau concept serait environ 10 fois plus élevé que celui d'un déshumidificateur conventionnel pour la même capacité de déshumidification, soit 20 litres/jour.

Références

- [1] GERLACH D.W. Electro-osmosis for dehumidification, Phase 1 Report ARTI 614-10090-01, 33 p, (2006).
- [2] HOCK V.F., McINERNEY M.K., KIRSTEINE. Demonstration of electro-osmotic pulse technology for groundwater intrusion control in concrete structures, U.S. Army Construction Engineering Research Laboratories Technical Report 98/68, 44 p, (1998).
- [3] DUTTA P., BESKOK A. Electroosmotic flow control in complex microgeometries, MEMS, Vol. 2, p. 571-580, (2000).
- [4] DUTTA P., BESKOK A. Analytical solution of combined electroosmotic/pressure driven flows in two-dimensional straight channels: finite Debye layer effects, *Analytical Chemistry*, Vol. 73, No. 9, p. 1979-1986, (2001).
- [5] QIAO R., ALURU N.R. A compact model for electroosmotic flows in microfluidic devices, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, Vol. 12, p. 625-635, (2002).
- [6] MINA E.M. Dehumidification effect by coupling an electroosmotic material with a dessicant interface, Thèse de Doctorat University of Illinois at Urbana-Champaign, 86 p, (2004).
- [7] LI B., YAN Y.Y. Solid desiccant dehumidification techniques inspired from natural electroosmosis phenomena, *Journal of Bionic Engineering*, Vol. 8, p. 90-97, (2011).
- [8] QI R., TIAN N.R., SHAO S. Experimental investigation on possibility of electro-osmotic regeneration for solid dessicant, *Applied Energy*, Vol. 87, p. 2266-2272, (2010).
- [9] ZHANG G., TIAN C., SHAO S. Experimental investigation on adsorption and electro-osmosis regeneration of macroporous silica gel dessicant, *Applied Energy*, Vol. 136, p. 1010-1017, (2014).
- [10] LI B., LIN Q.Y., YAN Y.Y. Development of solid desiccant dehumidification using electro-osmosis regeneration method for HVAC application, *Building and Environment*, Vol. 48, p. 128-134, (2012).
- [11] PESARAN A.A., MILLS F.A. Moisture transport in silica packed beds, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 30, No. 6, p. 1037-1049, (1986).

-
- [12] **PATANKAR** N.A., **HOWARD** H.H. Numerical simulation of electroosmotic flow, *Analytical Chemistry*, Vol. 70, No. 9, p. 1870-1881, (1998).
- [13] **RICE** C.L., **WHITEHEAD** R. Electrokinetic flow in a narrow cylinder capillary, *The Journal of Physical Chemistry*, Vol. 68, No. 11, p. 4017-4024, (1965).

M^{ED} lamine CHOUGUI 1¹
Said ZID 2²

¹ Université de Constantine1,
laboratoire du génie climatique,
Algérie

² Université de Constantine1,
laboratoire du génie climatique,
Algérie

* Med lamine CHOUGUI
(chouguilamine@yahoo.fr)

Thermodynamic comparison of (GAX) absorption cycle and single effect absorption refrigeration system for hot regions

Résumé: This paper describes a comparison of a Generator–Absorber heat exchange (GAX) absorption cycle and single effect absorption cycle with double glazed flat plate collector in hot regions where a huge amount of energy is used for air conditioning and refrigeration. The thermal energy is stored in an insulated thermal storage tank. The performances of these cycles against various generator, evaporator and condenser temperatures are compared. The effects of system parameters on performance ratio of the system, collector and the performance of all the system (collector/absorption system) have been discussed in this study. A computer simulation program was developed for the tow cycles and used to determine their performances. The results show that the use of solar double glazed flat plate collector and insulated thermal storage tank with (ammonia-lithium nitrate (GAX) absorption cooling system is an effective solution to hot region compared to other types. The ammonia-lithium nitrate ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$) cycles give better performance than the ammonia-water ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) cycle, and ammonia sodium thiocyanate (NH_3/NaSCN) because of higher COP. Therefore, it's suitable alternative to the ammonia-water cycle.

Mots clés : thermodynamic, GAX, single effect, hot regions, ammonia-water

Nomenclature

COP coefficient of performance
FR flow ratio
h enthalpy (KJ/Kg)
m mass flow rate (Kg/s)

Q heat transfer rate (KW)
W work (KW)
X concentration of the solution (%)
 ΔX range of degassing

1. Introduction

Ce absorption systems have been widely used due to their various advantages such as the reduction of electricity peak demand during summer and the use of natural refrigerants. The $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ and $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ absorption systems are the representatives for those systems. The GAX cycle fundamentally appears to have a single stage configuration. However, it provides a higher COP than anyother single effect cycles due to the principle of temperature overlap between the generator and the absorber. Based on the characteristics of the standard GAX cycle[1] (Kang et al., 2000), the next generation GAX cycles for the special purpose have been developed; wasted heat driven cycle (GAX) for utilization of waste heat [2](Kang et al., 1999), low temperature GAX cycle which can attain to the degree of $-50\text{ }^\circ\text{C}$ evaporation temperature, panel heating application cycle (GAX) [3](Kang et al., 2000) and branched GAX cycle (GAX)[4] (Herold et al., 1991) which can solve the

problem of discrepancy of heat transfer rate between absorber and generator, vapor exchanger GAX cycle (GAX) [5](Erickson and Anand, 1996) which can get the effect of inner heat recovery effect by the vapor flow exchange at the intermediate pressure, and finally hybrid GAX cycle (GAX) [6](Kang et al., 2004) which can realize the performance enhancement and increase the high temperature by adding a compressor to the absorption cycle.

2. System description

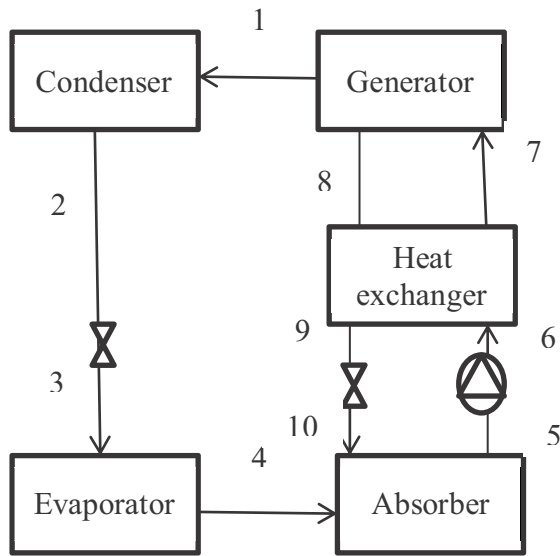


Figure 1 single effect absorption refrigeration system

The low vapor pressure of the refrigerant 4 out of the evaporator then enters the absorber where it will be absorbed by the weak solution from the generator 8 and passing through the solution exchanger 9 and regulator 10. The rich solution produced 5 is then pumped to the high pressure of the cycle to the generator 7. After the desorption, the rich solution and the poor solution returns to the absorber and the vapor refrigerant fluids produced during desorption 1 enters the condenser it condenses and exits the state 2. The saturated liquid is then expanded (state 3) before arriving back into evaporator. To improve the performance of the cycle, a solution is introduced to heat exchanger the rich solution by using the heat of the weak solution.

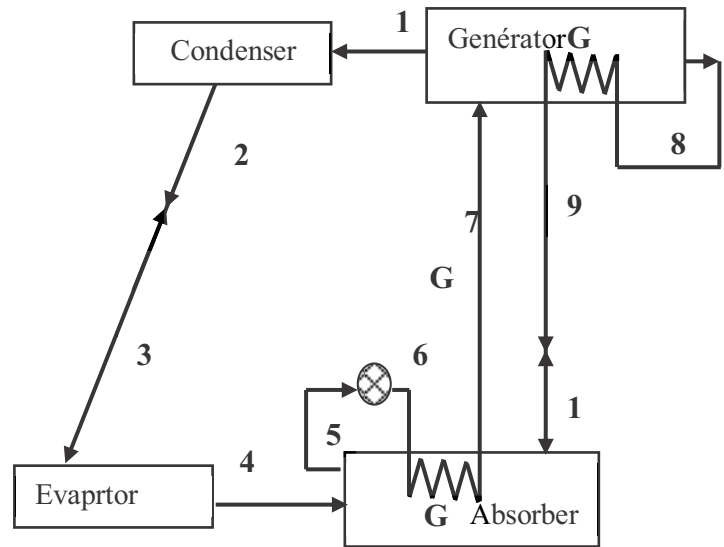


Figure 2 GAX absorption refrigeration system

According to the diagram in Figure, the refrigerant vapor leaves the generator in the saturated state to the high pressure system 1. It is cooled and liquefied in the condenser, she goes under liquid form saturated state 2, then it passes through the expansion, giving a two-phase mixture 3. The liquid refrigerant enters the evaporator where it receives heat, that the converted vapor (state 4), producing the cooling effect. The relatively cool steam enters the lower part of the absorber, where it is condensed and absorbed by the weak solution from the generator (state 10). The rich solution leaves the bottom of the absorber (state 5) and after passing through the high-pressure pump fate solution state 6, then is again introduced into the absorber in the central section where it receives the heat of the column (GAX), and reaches its saturation point. The biphasic mixture, high pressure, joins the generator (state 7), where it is provided the heat of desorption to complete the extraction of refrigerant from the solution. The weak solution leaves the lower part of the generator (state 8) and is then fed back into the section (GHX) of the generator and exits at state 9. The refrigerant vapor then exits the generator goes to the condenser. In this way the operation of the cycle is completed.

2. Cycle simulation

2.1 Single effect cycle

At the absorber, two mass balances can be made:

$$m_f + m_g - m_a = 0 \quad (1)$$

$$m_g X_c - m_a X_d = 0 \quad (2)$$

We derive an expression m_g and m_a as a function of m_f and refrigerant concentrations.

$$m_a = m_f \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (3)$$

$$m_g = m_f \frac{X_d}{X_c - X_d} \quad (4)$$

The enthalpy balance for each component exchanging heat or work with the external environment is as follows:

$$Q_g = m_7 h_7 + m_8 h_8 - m_6 h_6 \quad (5)$$

$$Q_c = m_1 (h_1 - h_7) \quad (6)$$

$$Q_e = m_1 (h_3 - h_2) \quad (7)$$

$$Q_a = m_4 h_4 - m_3 h_3 - m_{10} h_{10} \quad (8)$$

$$W_p = m_6 (h_5 - h_4) \quad (9)$$

The specific flow solution (FR), which is the ratio of the mass flow of the rich solution (m_a), delivered by the pump and steam (m_f) desorbed by the generator [7] can be written:

$$FR = \frac{m_a}{m_f} = \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (10)$$

The coefficient of performance (COP) of the system is equal to:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \quad (11)$$

$$COP = \frac{(h_3 - h_2)}{h_7 + (FR - 1)h_8 - FR(h_6 + h_4 - h_5)} \quad (12)$$

2.2 GAX cycle

$$Q_a = m_4 h_4 - m_{10} h_{10} - m_5 h_5 + Q_{GAX} \quad (13)$$

Heat from the absorber to the generator

(GAX) section

$$Q_{GAX} = m_6 (h_7 - h_6) \quad (14)$$

$$Q_g = m_1 h_1 + m_8 h_8 - m_7 h_7 - Q_{GAX} \quad (15)$$

Add heat by the solution in GHX generator's section is :

$$Q_{GAX} = m_8 (h_8 - h_9) \quad (16)$$

The coefficient of performance (COP) of the system is equal to:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \quad (17)$$

$$COP = \frac{(h_4 - h_3)}{h_1 + (FR - 1)h_9 - FR h_7} \quad (18)$$

3. Results and discussion

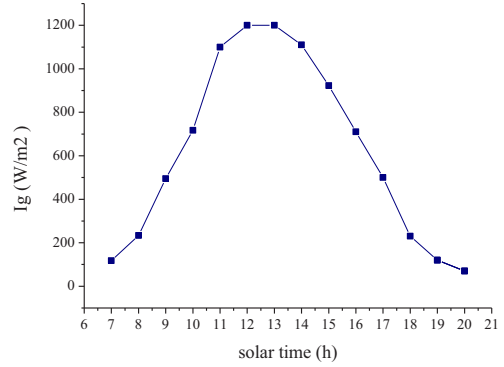


Figure 3 Instantaneous solar radiation incident

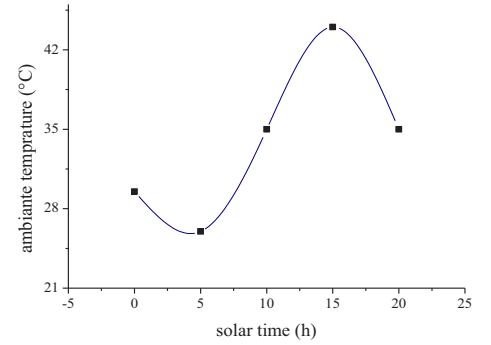


Figure 4 Variations of ambient temperature

Figure 3 shows the instantaneous solar radiation incident on a horizontal surface for the design day of July; the value of I_g in Adrar is about 200 W/m^2 in the morning and it arrived to 1100 W/m^2 at 13h. The ambient temperature of the design day of July is shown in Figure 4. the ambient temperature varies from the temperature of 29°C to a maximum of 45°C at 15h, then it decrease to 33°C at the end of the day.

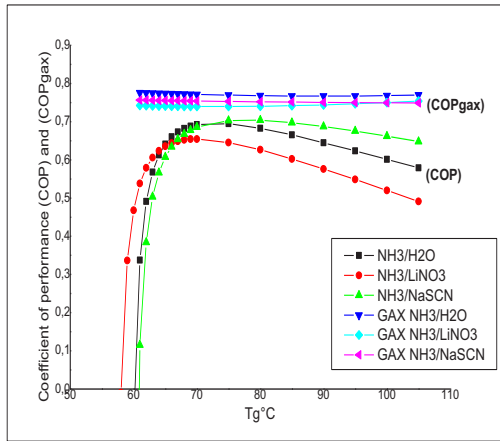


Figure 5 Coefficient of performance versus generator temperature for GAX and single effect cycle , work with $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN .

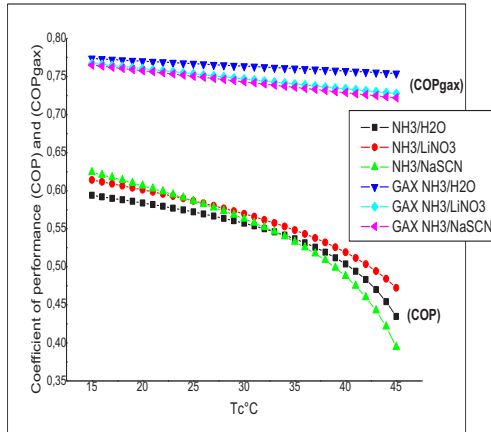


Figure 6 Coefficient of performance versus condenser temperature for GAX and single effect cycle , work with $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN

The COP_{gax} values for these three couples are significantly higher than those obtained for the single-effect cycle. we can noticed that the values of COP_{gax} don't vary in the range of $T_g = 60^\circ\text{C}$ and 100°C .(figure 5) and ammonia-water shows better performance compared with the other two couples contrary to the results obtained for the single effect cycle. The gain obtained through the GAX cycle varies between 14 and 19%. The COP_{gax} values for these three couples are significantly higher than those obtained for the single-effect cycle (figure 6). The values of the coefficient of performance decreases with temperature T_c , this decrease is more sensitive to the cycle single direction. It is noted that there is not a reversal curves for the GAX cycle as in the case of single effect and ammonia water cycle has the largest value of the COP throughout the range of $T_c = 15^\circ\text{C}$ and 45°C The gain obtained and about 25%.

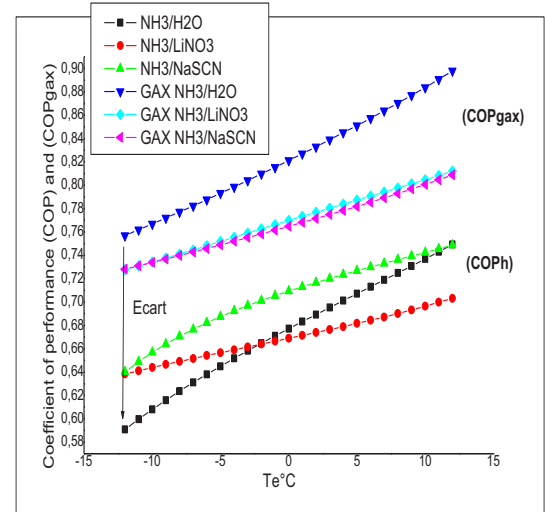


Figure 7 Coefficient of performance versus evaporator temperature for GAX and single effect cycle , work with $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN

The same remarks apply here too; Increasingly, we find that the curves corresponding to the couple $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$ are almost parallel and show the largest difference between the value of COP for single effect cycle and COP_{gax} for GAX cycle (figure 7), this is due to the amount of the important energy recovered at the absorber for this pair has a higher latent heat compared to the two other couples.

4. Conclusion

The GAX cycle allows for performance factors significantly larger than a single-effect cycle; it has a gain of about 25 to 30% depending on the operating conditions of the cycle. The variation of COP_{gax} is not so sensitive to the increase in temperature of the generator it is possible to run the cycle with relatively low temperature while obtaining the same COP.

The ammonia-water pair still has the best performance for a GAX cycle. the use of solar double glazed flat plate collector and insulated thermal storage tank with a single effect ammonia-lithium nitrate absorption cooling system is an effective solution to hot region. The ammonia-water ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) give better performance than the ammonia-lithium nitrate ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$) and ammonia sodium thiocyanate (NH_3/NaSCN) for GAX cycles because of higher COP, however ammonia-lithium nitrate ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$) gives better results for single effect cycles.

Références

- [1] Kang, Y.T., Kunugi, Y., Kashiwagi, T., 2000. Review of advanced absorption cycles: advanced absorption cycles for performance improvement and temperature lift enhancement. *International Journal of Refrigeration* 23 (5), 529–532.
- [2] Kang, Y.T., Akisawa, A., Kashiwagi, T., 1999. An advanced GAX cycle for wasteheat recovery: WGAX. *Applied Thermal Engineering* 19 (9), 933–947.
- [3] Kang, Y.T., Sambe, Y., Kashiwagi, T., 2000. An environmentally friendly advanced GAX cycle for panel heating – PGAX cycle. *International Journal of Refrigeration* 23 (5), 378–387.
- [4] Herold, K.E., He, X., Erickson, D.C., Rane, M.V., 1991. The Branched GAX absorption heat pump cycle. In: *Proceedings of Absorption Heat Pump Conference, Tokyo, Japan*, pp. 127–132.
- [5] Erickson, D.C., Anand, G., 1996. VVGAX cycle development. In: *Proceedings of International Absorption Heat Pump Conference, Montreal, Canada*, vol. 2, pp. 805–815.
- [6] Kang, Y.T., Hong, H., Park, K.S., 2004. Advanced hybrid GAX cycles: HGAX. *International Journal of Refrigeration* 27 (4), 442–448.
- [7] M. de Vega, J.A. Almendros-Ibanez, G. Ruiz, Performance of a LiBr–water absorption chiller operating with plate heat exchangers, *Energy Conversion and Management* 47 (18–19) (2006) 3393–3407.

Wahiba Kabi 1¹
 Abdellatif Naceri 2²
 Abdessamad Horch 3³
 Djameleddine Ghouraf 4⁴

1 2 3 4 LABORATOIRE IRECOM
 UNIVERSITE ,DJILALY EL
 YABES, SIDI BEL ABBES
 ,ALGERIE

* Auteur correspondant
 (k_b2222@live.fr)

MODELISATION ET SIMULATION D'UN SYSTEME ELECTROENERGETIQUE AVEC STABILISATEURS ROBUSTES

Résumé : Les perturbations et les contingences des Systèmes Electroenergetiques (SEE) tels que : les court-circuits, la variation brusque de la charge... peuvent mener à une situation critique commençant par des oscillations électromécaniques souvent mal- amorties suivie de la perte du synchronisme ,ce qui mène à limiter le transfert de puissance des systèmes interconnectés et donc à l'instabilité. Pour surmonter ce problème, on fait appel aux contrôleurs automatiques de la tension d'excitation tels que les Régulateurs Automatiques de la Tension (AVR) et les Systèmes Stabilisateurs de Puissances (PSS) ; ces deux dispositifs sont insérés aux systèmes d'excitation des génératrices synchrones pour amortir suffisamment les oscillations électromécaniques.

Dans cet article, notre attention s'est focalisée sur l'effet des PSS classiques de type « PID » et robuste synthétisés par les deux techniques H2 et H[∞] sur le SEE dit Simple Standard IEEE- SMIB .Ce dernier a été modélisé mathématiquement par l'approche des « Réseaux des Perméances » et le modèle Park-Garivov ,puis simulé sous Matlab-Simulink en boucle ouverte et en boucle fermée avec PSS classique et PSSs Robustes sous différents régimes de fonctionnement .

Mots clés : AVR ,PSS, PID,STABILITE ,ROBUSTESSE ,H2 ,H[∞].

Nomenclature

I courant, A
 U Tension, V
 E Force électromotrice, V
 M moment
 , kg/mole
 S glissement, Rad /sec
 T constante d'inertie
 w le vecteur des perturbation
 u le vecteur de commande
 z le vecteur de mesure
 y le vecteur de la sortie à commander
 X la réactance synchrone
 RP Régime Permanent

MS Machine Synchrone

Lettres grecques

ϕ flux, Weber
 δ angle de charge ,Volt
 ω vitesse de rotation

Indices / Exposants

d axe direct du repère du Park
 q axe quadratique du repère du Park
 t turbine

1. Introduction

La complexité des réseaux d'interconnexions et leur soumission à plusieurs contraintes économiques, écologiques et techniques ont amené les fournisseurs d'énergie électrique à les faire fonctionner à pleine capacité pour avoir un équilibre entre l'augmentation de la consommation et la production [1].

Au sein des centrales de production de l'énergie électrique -et après leurs excitations en courant continu par des « excitatrices »-les Turboalternateurs (T.A) synchrones sont appelés à transformer l'énergie mécanique des turbines en puissance électrique (phase de production),cette dernière sera transmise via des lignes de réseau du transport en très haute tension (phase de transport

d'électricité),puis elle sera distribuée aux éventuels consommateurs (usage domestique et industriel) ;or du fait que ces derniers ne cessent plus à demander la continuité et la qualité de l'énergie électrique, leur satisfaction exige l'utilisation des régulateurs de tension fiables, robustes, et aptes à maintenir la stabilité et les performances dynamiques du SEE auquel ils sont insérés ;et ce face aux variations paramétriques internes et les différentes perturbations externes pouvant l'affecter . L'occurrence de n'importe quelle contingences ou perturbations telles que les court-circuit, les variations brusques des charges, les pertes dans lignes et les pertes d'ouvrage (lignes, générateurs, transformateurs, etc.) peuvent mener à une situation critique commençant par des oscillations électromécaniques souvent mal amorties suivies de la perte de synchronisme

et d'instabilité de système. Ces oscillations électromécaniques de faibles fréquences sont associées à l'angle de rotor des machines synchrones fonctionnant dans un système les reliant ensemble par des lignes de transmission longues avec d'autres groupes des machines. Celles-ci limitent la capacité de transfert des systèmes de puissance et continuent à se développer entraînant la perte de synchronisme et la séparation du système si aucune réponse adéquate n'est rapidement prise[1]. Pour surmonter le problème des oscillations électromécaniques et améliorer l'amortissement du système, on fait appel aux contrôleurs de tension qui doivent être insérés sur les Systèmes d'Excitation (SE) : ce sont les Régulateurs Automatiques de Tension, notés « AVR » (Automatic Voltage Regulator)[1], et les Systèmes Stabilisateurs de Puissance « PSS », ces AVR+PSS ont été inventé à l'aube des années cinquantes sous forme de contrôleurs PID (à action Proportionnel, Intégrale et Dérivée) et basés sur l'utilisation de compensateurs avance et retard à paramètres fixes pour un modèle linéarisé du SEE autour d'un point de fonctionnement spécifique [2-3]. Leur simplicité de mise en œuvre était cependant indéniable mais plusieurs études et expérimentations ont souligné leur fragilité devant les perturbations externes et les variations paramétriques internes [9] ; ce constat a ouvert la porte à l'exploitation des techniques fréquentielles avancées et non classiques, telles que : la commande par placement de pôles du modèle linéaire du système [4-5], la commande robuste [6-7] et optimale [11].

Dans cet article, nous allons modéliser notre système Electro-Energétique dit Simple Standard IEEE SMIB par les Réseaux des Perméances et le modèle dit « Park-Gariov », avec des AVR+PSS classique de type « PID » et robustes de type Quadratiques Gaussienne H2 et par Loop Shaping H ∞ .

2. La configuration et le fonctionnement du système « SMIB »

Le SEE choisit pour cette étude est le Standard IEEE SMIB (de l'anglais Simple Machine Infinite Bus) qui signifie une machine simple reliée à un réseau de puissance infini. Il est composé de deux contrôleurs de la tension d'excitation AVR+PSS insérés sur une excitatrice classique, une Génératrice Synchronique (GS), et une ligne du réseau de transport limitée entre deux transformateurs de puissance de court-circuit très élevée. La figure suivante présente la configuration de base du système SMIB.

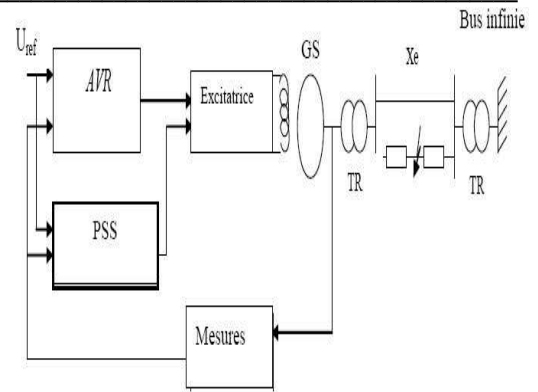


Figure 1 : La configuration de base du système SMIB

3. La modélisation mathématique du « SMIB »

Des trois approches de modélisation des SEE que la littérature nous discerne (analogique, numériques, et analogique-numérique) [10] nous choisissons pour cette étude le modèle analogique-numérique dit Park-Gariov qui est basé sur l'approche des « Réseaux des Perméances », du fait qu'il présente un bon compromis entre la précision des résultats et le coût de calcul.

3.1. Modèle « Park-Gariov » de la Génératrice Synchronique

Dans cet article, nous avons choisi un Turbo-Alternateur (génératrice synchronique) de type TBB-1000, qui débite 1000 MW avec un $\cos \phi = 0.9$, son modèle « Park-Gariov » est le suivant:

- Système d'équation des courants:

$$I_d = \frac{U_q - E_q}{X_d} ; I_q = \frac{-(U_d - E_d)}{X_q} ; I_f = \frac{\Phi_f - \Phi_{fd}}{X_{sr}}$$

$$I_{kd} = \frac{\Phi_{kd} - \Phi_{kfd}}{X_{srd}} ; I_{kq} = \frac{\Phi_{kq} - \Phi_{kfd}}{X_{skq}} ; I_{2q} = \frac{\Phi_{2q} - \Phi_{2fd}}{X_{s2q}}$$

- Equations mécanique du mouvement du rotor:

$$d\delta = (\omega - \omega_s)dt$$

Avec:

$$S = \omega - \omega_s$$

La balance des moments de la machine est:

$$M_t + M_j + M_e = 0$$

Donc:

$$M_t = T_j \frac{d}{dt} S = (M_t - M_e).$$

3.2. Le modèle Park-Gariv des AVR+PSS Classiques de type « PID »

$$V_{PSS} = K_{PSS} \frac{PT_w}{1 + PT_w} \cdot \left(\frac{1 + PT_1}{1 + PT_2} \right) \left(\frac{1 + PT_3}{1 + PT_4} \right) \Delta input$$

$$V_{PSS} = \begin{cases} V_{PSS \max} & \text{si } V_4 \geq V_{PSS \max} \\ V_4 & \text{si } V_{PSS \max} > V_4 > V_{PSS \min} \\ V_{PSS \min} & \text{si } V_4 \leq V_{PSS \min} \end{cases}$$

3.3. Le modèle Park-Gariv de la ligne du réseau infini

$$V_{\alpha odq} = P V_{\alpha abc} = \sqrt{2} V_{\alpha} \begin{bmatrix} 0 \\ -\sin(\delta - \alpha) \\ \cos(\delta - \alpha) \end{bmatrix} + R_c I_{odq} + L_c I'_{odq} + \omega_c L_c \begin{bmatrix} 0 \\ -i_q \\ i_d \end{bmatrix}$$

4. La commande robuste H2 et H ∞

la commande robuste d'un SEE vise à garantir sa stabilité et ses performances face aux perturbations du milieu externe et les incertitudes du modèle mathématique simplifié. en outre , et afin d'évaluer et quantifier la robustesse par un nombre unique on fait appels aux normes mathématique H2 et H ∞ de l'espace de Hilbert[].

Soit G(s) le système LTI (linéaire à temps invariant), multi variable (MIMO) défini par:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ z(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ u(t) \end{bmatrix}$$

Avec D=0 (système strictement propre), On définit la norme H2 et H ∞ de ce système par:

$$\|G(s)\|_2 = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \text{Trace}(G(-j\omega)^T G(j\omega)) d\omega}$$

$$\|G(s)\|_{\infty} = \sup_{\omega \in \mathbb{R}} \bar{\sigma}(G(j\omega)) = \sup_{U(s) \neq 0 \in L_2} \frac{\|Y(s)\|_2}{\|U(s)\|_2}$$

Avec : $\bar{\sigma}$ la valeur singulière maximale.

Le problème standard de la commande robuste H ∞ et H2 est défini comme suit :

Etant donné un système augmenté **Pa** par les fonctions de pondération (W1, W2, W3) , trouver un régulateur stabilisant **K** tel que : $\|F_l(P, K)\|_2 < 1$ (dans la norme H2)

Et que : $F_l(P, K)$ soit stable,

$\|F_l(P, K)\|_{\infty} < \gamma$ soit minimal (dans la norme H ∞) [8]

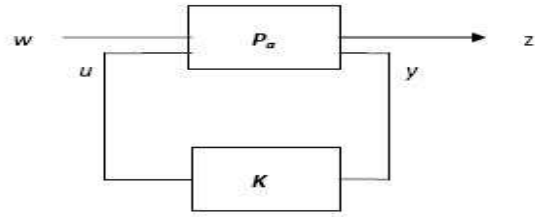
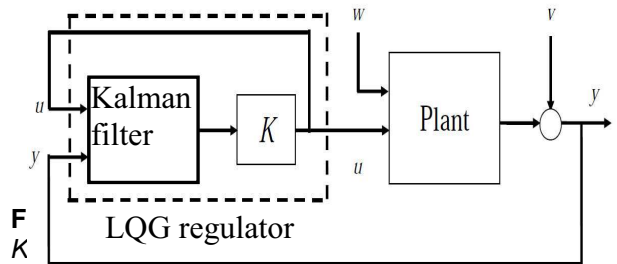


Figure 2 : Le problème standard de la commande robuste

4.1 Synthèse d'un PSS-H2 [14]

Puisque l'état du système LTI n'est pas mesurable ,on s'intéresse par la commande Lineaire Quadratique Guassienne avec un filtre de Kalman utilisé comme un estimateur

La commande H2 consiste à trouver un correcteur K(s) stabilisant de manière interne P(s) et minimisant la norme H2 de la matrice de transfert en boucle fermée de w vers z. Notons que P(s) est un système augmenté à partir système nominal et prenant en compte des spécifications de performance et de robustesse.



4.2 Synthèse d'un PSS-H ∞ [13]

Le système **Pa** augmenté avec les fonctions de pondération W1, W2, W3 est donné par l'équation suivante :

$$P(s) = \begin{bmatrix} A_G & 0 & 0 & 0 & 0 & B_G \\ -B_W C_G & A_W & 0 & 0 & B_W & -B_W D_G \\ 0 & 0 & A_W & 0 & 0 & B_W \\ B_W C_G & 0 & 0 & A_W & 0 & B_W D_G \\ -D_W C_G & C_W & 0 & 0 & D_W & D_W D_G \\ 0 & 0 & C_W & 0 & 0 & D_W \\ D_W C_G & 0 & 0 & C_W & 0 & D_W D_G \\ C & 0 & 0 & 0 & 1 & D_G \end{bmatrix}$$

Pour résoudre le problème optimal, la procédure γ -itération, consiste à varier la valeur de γ pour avoir des solutions dite sous optimales qui correspond à $\|T_{zw}\|_2 \leq \gamma$

γ : C'est une valeur constante positive qui représente le niveau d'optimisation. Considérons le problème standard de la figure 10, la représentation d'état du système P(s) sera donnée par la forme :

$$\begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ e(t) \\ y(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 \\ C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ e(t) \\ y(t) \end{bmatrix}$$

Avec : $e \in \mathbb{R}^{p_1}$; $y \in \mathbb{R}^{p_2}$; $x \in \mathbb{R}^{m_n}$

Pour résoudre le problème H_2 standard ,les hypothèses suivantes doivent être satisfaites:

(H₁) (A, B₂) est stabilisable et (C₂, A) est détectable.

(H₂) rang (D₁₂) = m₂ et rang (D₂₁) = p₂

(H₃) $\forall w \in \mathbb{R} \text{ rang} \begin{pmatrix} A - jwI_n & B_2 \\ C_1 & D_{12} \end{pmatrix} = n + m_2$

(H₄) $\forall w \in \mathbb{R} \text{ rang} \begin{pmatrix} A - jwI_n & B_1 \\ C_2 & D_{21} \end{pmatrix} = n + p_2$

Nous ajouterons les conditions suivantes :

$$D_{11} = 0 \quad D_{12}^T (C_1^T \quad D_{12}^T) = (0 \quad I_{n_2})$$

$$D_{22} = 0 \quad \begin{pmatrix} B_1 \\ D_{21} \end{pmatrix} \cdot D_{12}^T = \begin{pmatrix} 0 \\ I_{p_2} \end{pmatrix}$$

La synthèse globale du correcteur robuste s'effectue par la résolution des deux équations de **Riccati** et le système **Ps** vérifiant les hypothèses H₁- H₄ avec les deux conditions ajoutées, peut être stabilisé par un correcteur K (s) assurant $\|f(p,K)\|_2 < \gamma$ si et seulement si :

i) La matrice $H_\infty = \begin{bmatrix} A^T & -\gamma^2 B_1 B_1^T - B_2 B_2^T \\ -C_1^T C_1 & -A^T \end{bmatrix}$ n'a pas de valeur propre sur l'axe imaginaire, et il existe une unique matrice $X_\infty = R$ ($H_\infty \geq 0$).

ii) La matrice $J_\infty = \begin{pmatrix} A^T & -\gamma^2 C_1 C_1^T - C_2 C_2^T \\ B_1 B_1^T & -A \end{pmatrix}$ n'a pas de valeur propre sur l'axe imaginaire, et il existe une unique matrice $Y_2 = R(J_2) \geq 0$.

Avec : H et J deux matrices de HAMILTON

La synthèse des PSS-H2 et H ∞ s'effectue par l'algorithme dit de Glover Doyle ,qui est présenté par la figure suivante :

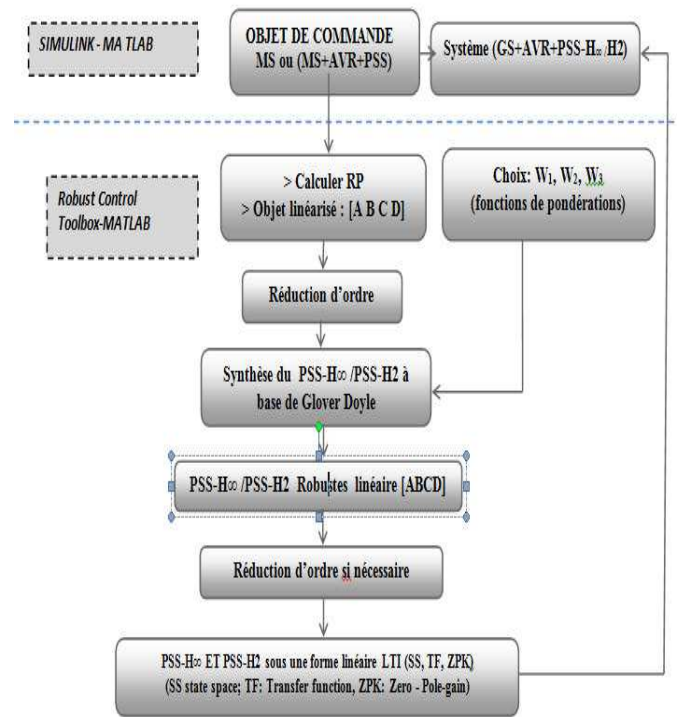


Figure 4 : L'Algorithme Glover-Doyle de la synthèse des PSS-H2 et PSS-H ∞

5. Méthode de l'étude

Sous les régimes sous-excité (fourniture de l'énergie réactive lors de la nuit) et sur- excité (période de pointe), et avec une ligne de transport moyenne $X_l=0.3$ (p.u), le système SMIB est simulé avec Matlab-Simulink dans les trois cas suivants :

- Système en boucle ouverte BO (sans régulation) ;
- Système en boucle fermée avec le régulateur conventionnel PSS+AVR classique (PID) ;
- Système en boucle fermée avec les deux contrôleurs robustes PSS-H2 et PSS-H ∞ .

Ensuite, et après avoir constaté l'amélioration de la stabilité de la boucle fermée par rapport à celle ouverte, (la nécessité d'une régulation), nous avons effectué deux tests de robustesse ,en variant simultanément à l'instant t=4 seconde la résistance rotorique (paramètre électrique) ,et la constante d'inertie (paramètre mécanique).

Les paramètres de sorties visualisés sont : La tension statorique « Ug », la Puissance Electromagnétique « Pe », et le Glissement « g » .

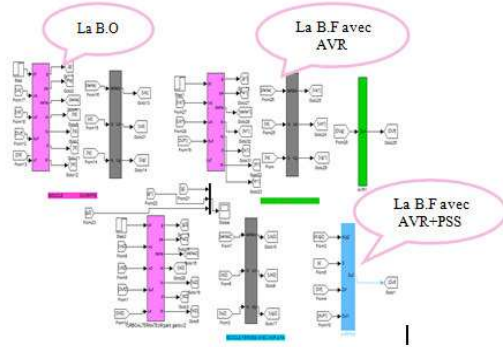


Figure 5 : Les blocs Simulink en sous-systèmes du système SMIB complet

6. Résultats de simulation, Analyse et discussion

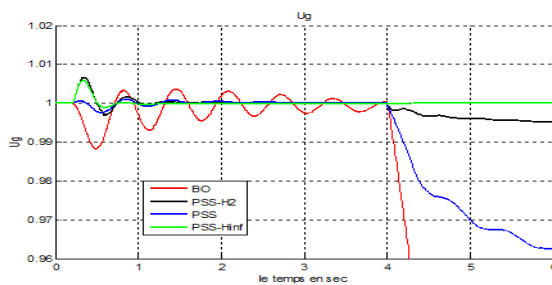


Figure 6 : Réponse de « Ug » en BO, et BF avec PSS PID, H2 ET H ∞ en régime sous-excité et ligne moyenne face à deux variations paramétriques à t=4s

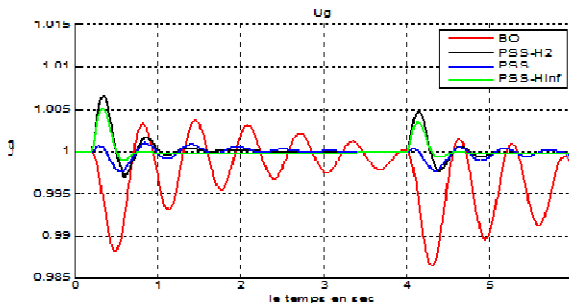


Figure 7 : Réponse de « Ug » en BO, avec PSS-PID, H2 et H ∞ et en régime sur-excité et ligne moyenne face à deux variations paramétriques à t=4s

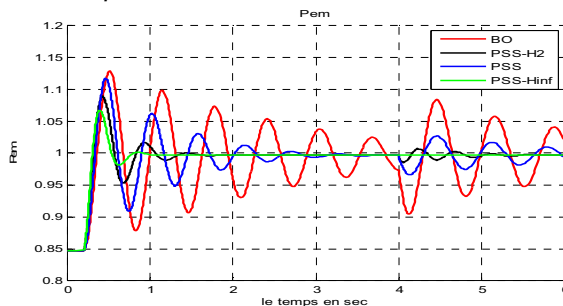


Figure 8. réponse de « Pem » en BO, avec PSS-PID H2 et H ∞ en régime sous-excité et ligne moyenne face à deux variations paramétriques à t=4s

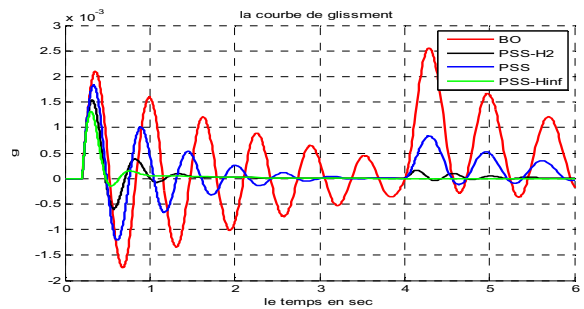


Figure 9 : Réponse de « g » en BO, avec PSS-PID, PSS-H ∞ et PSS-H2 en régime sous-excité et ligne moyenne face à deux variations paramétriques à t=4s

En analysant les courbes obtenus en simulation, on constate qu'à partir de l'instant t=4 sec, (instant d'injection de deux variations paramétriques : majoration de la résistance rotorique et minoration du couple d'inertie, on constate que :

- Le SMIB en Boucle Ouverte est parfaitement instable, d'où la nécessité des Contrôleurs de la tension ;
- le PSS-PID classique ne résiste plus à la variation des paramètres mécaniques et électriques, il se comporte comme un système en boucle ouverte, en engendrant des oscillations non-amorties, le PSS-PID n'est plus robuste ;
- Le PSS-H2 a pu quand même résister à ces deux variations paramétriques, mais après de légères fluctuations autour de l'instant t=4 second il commence à perdre son efficacité, juste après apparition des propriétés non-linéaires réels du système SMIB; le PSS-H2 est relativement robuste ;
- Par contre, le PSS-H ∞ en ce moment après apparition des propriétés non-linéaires réels du système SMIB, a apporté des meilleures améliorations des qualités des régimes transitoires de tous les paramètres du système, même pour le cas de notre régime critique qui est le régime de repos de la station (sous-excité), en effet, face à deux variations paramétriques injectés simultanément à l'instant t=4 sec, le système SMIB muni d'un PSS-H ∞ robuste retrouve son état initial avec des erreurs statiques négligeables et des temps d'établissement très court (système très rapide). Le PSS-H ∞ se montre le stabilisateur le plus robuste face aux incertitudes sur le système.

7. Conclusion

Dans cet article, notre attention s'est focalisée sur la robustesse des AVR-PSS classique d'architecture PID, et ceux robustes PSS-H₂ et PSS-H_∞ face au changement brusque des régimes de fonctionnement d'une part, et devant la variation des paramètres électriques et mécaniques d'autre part. Pour ceci, le SEE dit « SMIB » a été choisi, ces éléments ont été modélisés mathématiquement par l'approche des Réseaux des Péméances. Nous avons quand même réussi à synthétiser trois PSS un classique de type PID et deux robustes par les commandes H₂ et H_∞ dans le but d'amortir les oscillations électromécanique à travers un bon control de la tension d'excitation des Turboalternateurs synchrones.

Après avoir visualiser les réponses de la tension statorique, la puissance électromagnétique et la variation de la vitesse en terme de glissement-sous le regime sous-et-sur-excité avec l'injection de deux perturbations paramétriques à un instant t (pour tester la robustesse des PSS synthetisés), les résultats de simulation ont prouvé la fragilité du PSS-PID, la robustesse relative du PSS-H₂ tandis que la meilleure réponse dynamique en terme de dépassement, amortissement des oscillations et la rapidité ont été obtenus par le PSS-H_∞.

Références

- [1] K.SAoudi, Stabilisateurs intelligents des systèmes électro-énergétiques, Thèse de doctorat, Université de Sétif, 2014
- [2] P.M. Anderson et A.A. Fouad, Power System Control and Stability, Iowa State University Press 1977
- [3] P. Kundur, M. Klein, G.J. Rogers et M.S. Zywno, Application of power system stabilizers for enhancement of overall system stability, IEEE Trans. Power Syst., vol. 4, no. 2, pp. 614–626, 1989.
- [4] P. S. Rao et I. Sen, Robust pole placement stabilizer design using linear matrix inequalities, IEEE Trans. on Power Sys., vol.15, no. 1, pp. 313–319, 2000.
- [5] A. Khodabakhshian, Pole-zero assignment adaptive stabiliser, Electric Power Syst. Res., vol. 73, pp. 77–86, 2005.
- [6] H. Werner, P. Korba et T. Chen Yang, Robust tuning of power system stabilizers using LMI techniques, IEEE Trans. on Control Syst. Technology, vol. 11, no. 1, pp. 147–152, 2003
- [7] A. Khodabakhshian et R. Hemmati, Robust decentralized multi-machine power system stabilizer design using quantitative feedback theory, Electr. Power Energy Syst., vol. 41, pp. 112–119, 2012
- [8] S. Hassaine, Application des nouvelles techniques de commande de la Machine Synchrone à Aimants Permanents, thèse de doctorat USTO-MB, 2008.
- [9] D. Garcia, Auto-ajustement des régulateurs PID robustes dans le domaine fréquentiel, Thèse de Doctorat, Lausanne 2006.
- [10] S. V. SMOLOVIK "Méthodes de modélisation mathématique des processus transitoires des générateurs synchrones plus usuels et non traditionnels dans les systèmes électro – énergétiques "Thèse doctorat d'état, Institut polytechnique de Leningrad, 1988 (traduit du Russe).
- [11] V.A.F. de Campos, J.J. da Cruz et L.C. Jr Zanetta, Robust and optimal adjustment of Power System Stabilizers through Linear Matrix Inequalities. Int J Electr. Power Energy Syst., Vol. 42, no. 1, pp. 478–486, 2012. commande optimal.
- [12] D. PEAUCELLE, cours de la commande robuste, LAAS-CNRS - Université de Toulouse, 2012.
- [13] G. Duc et S. Font, Commande H_{∞} et μ - analyse: des outils pour la robustesse, Hermès Science Publications, Paris, 1999.
- [14] K. Glover, J.C. Doyle, P.P. Khargonekar, B.A. Francis "State-space solutions to standard H₂/H_∞ control problems", IEEE Trans. On A.C. 1989, vol.34, No 8, pp.834-847.

Hayet KHAB _AUTEUR 1¹
Abla CHAKER _AUTEUR 2²

¹ Laboratoire de physique
énergétique, Université
Mentouri- Constantine, Algérie.

² Laboratoire de physique
énergétique, Université
Mentouri- Constantine, Algérie.

* Auteur correspondant
(hayetphysique@gmail.com)

Simulation numérique d'élévation de température au sein de cylindre pendant le ravitaillement d'un réservoir du véhicule

Résumé : Dans cette recherche ont été réalisées pour étudier les comportements thermiques tels que l'élévation de température et les distributions à l'intérieur d'une cylindre de stockage en CHG et CNG au cours de son ravitaillement en carburant et les principaux facteurs affectant l'élévation de température dans le processus de remplissage rapide. Un modèle est proposé dans le présent document pour étudier les mécanismes de montée de température en régime adiabatique à l'intérieur du réservoir d'un véhicule. L'effet de débit massique de remplissage et la pression initiale sur le maximum d'élévation de température pendant le ravitaillement sont étudiés. L'étude montre que le maximum d'élévation de la température augmente avec l'accroissement du débit massique de remplissage, alors qu'il descend, comme les augmentations de pression initiale.

Mots clés : réservoir- hydrogène- méthane-haute pression

Nomenclature

T température, K
P pression, MPA
V vitesse, m/s
Q Débit massique, g/s
L longueur, cm
R rayon, cm

S surfaces, cm²
t temps, s

Lettres grecques

ρ densité de fluide
 γ rapport des chaleurs spécifiques

Indices / Exposants

m massique

1. Introduction

L'énergie est un facteur clé pour le développement de la société humaine. Récemment, les problèmes énergétiques et environnementaux sont de pire en pire. Par conséquent, nous devons chercher une nouvelle énergie pour remplacer conventionnellement l'énergie fossile. L'hydrogène deviendra le combustible principal des véhicules remplaçant des combustibles fossiles dans le futur [1-5]. Le stockage est une question importante pour faire de l'hydrogène un carburant économiquement compétitif pour les applications mobiles et dans les transports.

Différentes méthodes de stockages de l'hydrogène existants sont : la compression, la liquéfaction, les hydrures métalliques et la physisorption, etc. Parmi eux, le stockage d'hydrogène sous haute pression est la méthode la plus courante et directe grâce à sa technique simplicité et d'économie.

Cette étude se focalise particulièrement sur la phase de remplissage rapide du réservoir à haute pression. En effet, au cours de cette phase, deux phénomènes se déroulent simultanément. Il y a tout d'abord une augmentation des contraintes mécaniques due à l'augmentation de la pression interne en

hydrogène. Il y a également, simultanément, une augmentation de la température du gaz due à différents phénomènes thermodynamiques. Au cours de sa durée de vie, c'est-à-dire suite aux différents remplissages successifs, le réservoir de stockage d'hydrogène gazeux subit ainsi une sollicitation de fatigue thermomécanique.

Cette augmentation de la température est due à trois phénomènes thermodynamiques :

- l'effet Joule-Thomson négatif qui conduit à une augmentation de la température, dans le cas de l'hydrogène, lors de la détente du gaz dans les dispositifs en amont de l'entrée du réservoir,
- l'énergie cinétique produite par le gaz stocké à une plus haute pression se transforme en énergie interne pendant le processus de remplissage du réservoir.
- la compression du gaz dans le réservoir due à l'introduction du gaz à une pression supérieure provenant de la station de remplissage.

Beaucoup de travail a été fait pour étudier le processus de ravitaillement en carburant d'hydrogène. Dicken et mérida [6,7] mesurées et simulé les effets des temps de remplissage et de la masse initiale sur la distribution de température dans un cylindre d'hydrogène pendant le ravitaillement. Liu et al. [8] et Lei et

al. [9] ont étudié les effets de taux de masse de remplissage, la pression initial et la température ambiante sur l'augmente de la température par simulation numérique et expérience.

2. Etude théorique

2.1 Les hypothèses de modèle

Lors de remplissage d'une enceinte vide par un gaz, différents phénomènes ont lieu et conduisent à un échauffement global du gaz dans le réservoir. Dans un premier temps le gaz passe d'un tube d'alimentation de diamètre interne 1/16" à un réservoir d'un diamètre interne de 96 mm. Cet élargissement brusque de sections de passage conduira d'une part à une variation de pression du gaz en aval de l'ouverture et d'autre part à un échauffement de ce même gaz par dissipation de l'énergie mécanique. Une autre contribution à l'échauffement global viendra de la conversion en chaleur des travaux des forces de compression dues au caractère instationnaire du remplissage

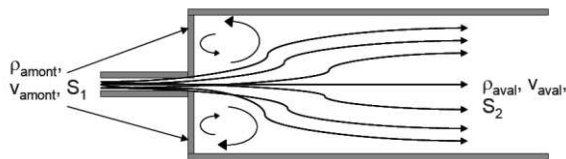


Figure 1 : Schéma d'un flux dans un élargissement brusque [10]

Nous avons utilisé les hypothèses de travail suivantes :

- Condition de remplissage est adiabatique.
- On considère le gaz est parfait
- On néglige l'échauffement dû à la conversion de l'énergie cinétique du gaz entrant parce qu'est très faible comparer à celui de la conversion des travaux des forces de pression
- Le débit massique de gaz d'hydrogène maintient la même pendant la plupart du temps de ravitaillement et il est ensuite pris en tant constante
- Les réservoirs étudiés sont des enceintes a symétries cylindrique, de longueur $L=25.5$ cm et de rayon $R=4.8$ cm.

2.2 Équations régissant

La prise en compte du caractère instationnaire de l'écoulement nous amène à considérer la forme différentielle de l'équation de l'énergie décrivant le transport de l'énergie dans un fluide homogène. Nous écrivons cette équation en termes d'énergie totale par unité de volume, c'est-à-dire la somme de l'énergie interne, e , et de l'énergie cinétique E_{cin} .

$$E_{tot} = e + E_{cin} = e + \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (1)$$

L'énergie interne d'un gaz par unité de volume peut être exprimée de la façon suivante :

$$e = \frac{P}{\gamma - 1} \quad (2)$$

Où γ est le rapport des chaleurs spécifiques ($\gamma = \frac{c_p}{c_v}$).

En reprenant l'équation de la conservation de l'énergie nous pouvons écrire :

$$\frac{\partial E_{tot/v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V}(E_{tot/v} + P)) = -\nabla \cdot (\vec{\tau} \cdot \vec{V}) + \nabla \cdot (\lambda \vec{\nabla} T) \quad (3)$$

En négligeant en première approximation les dissipations visqueuses et le transfert d'énergie par conduction, nous aboutissons à l'équation d'Euler:

$$\frac{\partial E_{tot/v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V}(E_{tot/v} + P)) = 0 \quad (4)$$

En combinant l'équation 1, 2, et 4 nous pouvons écrire :

$$\frac{1}{\gamma-1} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial t} (\rho V^2) = -\frac{\gamma}{\gamma-1} \nabla \cdot (P \vec{V}) - \frac{1}{2} \nabla \cdot (\rho V^2 \vec{V}) \quad (5)$$

On simplifier l'équation précédente et on considère que :

L'élargissement de section va conduire à une chute de la vitesse du fluide en aval. L'énergie cinétique du fluide au sein du réservoir est alors assez faible pour être négligée par rapport à l'énergie interne de ce même fluide. Ainsi pouvons-nous approximer le bilan d'énergie par :

$$\frac{V_t}{\gamma-1} \frac{dP}{dt} = -\frac{\gamma}{\gamma-1} \iint_S P (\vec{V} \cdot \vec{n}) \cdot dS - \frac{1}{2} \iint_S \rho V^2 (\vec{V} \cdot \vec{n}) \cdot dS \quad (6)$$

Où $\vec{n}$ est le vecteur normal à la surface considérée et dirigé vers l'extérieur du domaine.

Les conditions aux limites imposées par la géométrie du réservoir nous permettent de poser $V=0$ partout sauf à l'entrée du réservoir. Tenant compte du fait que le réservoir est isobare, on obtient la relation suivante pour la dynamique d'évolution de la pression :

$$\frac{V_t}{\gamma-1} \frac{dP}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P Q_m}{\rho_e} + \frac{1}{2} \frac{Q_m^3}{\rho_e^2 S^2} \quad (7)$$

ρ_e : est la densité du fluide à l'entrée du réservoir, $\rho_e = \frac{PM}{RT_e}$

T_e : est la température d'alimentation de gaz qui est constante et égale à 295 K.

L'équation (7) montre que la variation de pression en fonction du temps est due à deux phénomènes :

- les travaux de force de pression (premier terme du membre de droite)
- la conversion de l'énergie cinétique du gaz entrant (le deuxième terme du membre de droite).

Nous allons négliger cette énergie cinétique dans l'équation (7) qui devient :

$$\frac{V_t}{\gamma - 1} \frac{\partial P}{\partial t} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{RT_s Q_m}{M} \quad (8)$$

En modifiant l'équation (8) nous pouvons exprimer la température en fonction de la pression par :

$$T = \frac{T_0}{\frac{1}{\gamma} + \frac{P_0}{P} \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)} \quad (9)$$

3. Résultats et discussion

3.1 Comparaison de variation de la température entre CHG et CNG

La Figure 2 représente les évolutions temporelles de la température moyenne au sein de l'enceinte vide obtenues à l'aide de calcul via l'équation (8).

La température ici augmente plus vite. On peut noter, en régime adiabatique, que l'échauffement dans le cas de l'hydrogène est plus important que dans le cas de méthane. Ceci est dû au rapport des chaleurs spécifiques, γ , qui est plus élevé dans le cas d'un gaz diatomique que un gaz polyatomique.

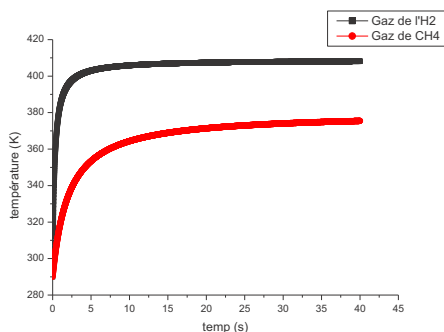


Figure 2 : Comparaison de la variation de température entre (CHG) et (CNG)

3.2 Effet de pression initial sur la variation de température

Avec un débit massique de 9 g/s de remplissage, la variation de température avec différentes pressions initiales 3, 5, 15 et 25 MPa sont présentées dans Fig. 3 et Fig.4. Le remplissage à partir d'une pression initiale de 3 MPa montre la plus grande élévation de la température tandis que le remplissage de 25 MPa montre la plus faible augmentation de la température. Ainsi, le remplissage d'une pression plus basse dans le cylindre donne une élévation de température plus élevée.

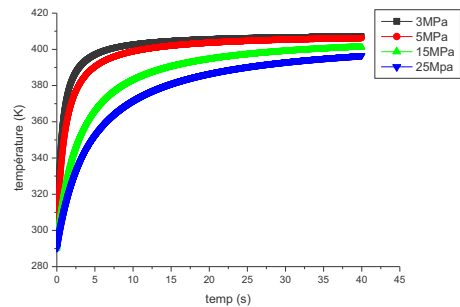


Figure 3 : effet de pression initiale sur la variation de température dans le cas de (CHG) pour $Q=9g/s$

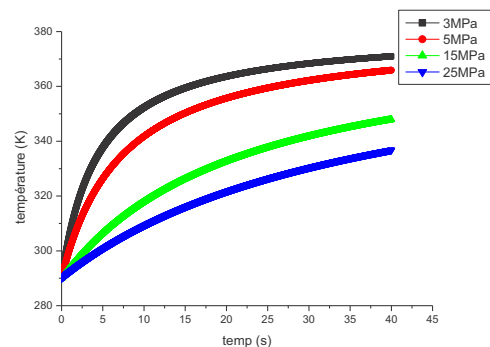


Figure 4 : effet de pression initiale sur la variation de température dans le cas de (CNG) pour $Q=9g/s$

3.3 Effet de débit initial sur la variation de température

Avec différents taux de masse de remplissage de 41 g/s, 19 g/s et 9 g/s, et une pression initiale de 3 MPa à l'intérieur du cylindre, l'élévation de la température est représentée sur la Fig.5 et Fig.6. La température atteint une valeur plus élevée avec un taux de remplissage de masse plus importante (41 g/s). Avec l'augmentation des taux de remplissage, la valeur maximale de l'élévation de la température augmente de façon non linéaire.

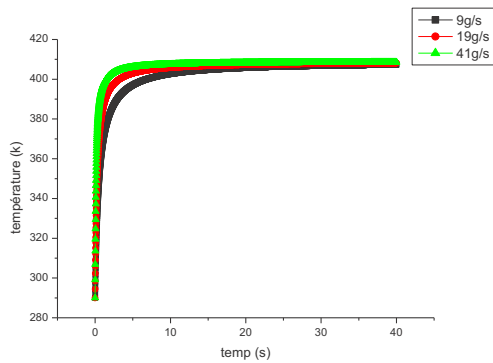


Figure 5 : Effet de débit initial sur la variation de température dans le cas de (CHG) pour $P=3\text{MPa}$

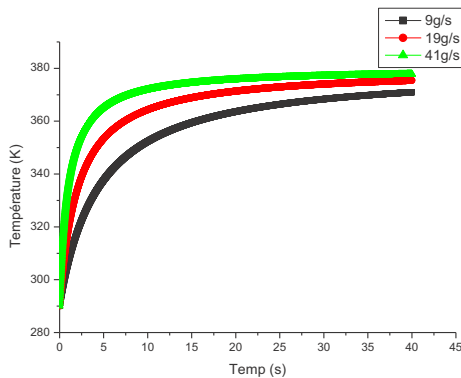


Figure 6 : Effet de débit initial sur la variation de température dans le cas de (CNG) pour $P=3\text{MPa}$

4. Conclusion

Cet article, est proposé pour simuler le ravitaillement en carburant (CHG et CNG) de cylindre véhicule, Les deux gaz sont supposé idéals. Nous avons pu montrer que:

- La conversion des forces de pression en chaleur est la principale contribution à l'échauffement. Ce mécanisme d'échauffement conduit en régime adiabatique à une augmentation de température de près de 80 K dans le cas de méthane et de 120 K dans le cas de l'hydrogène dans les mêmes conditions d'alimentation. Cette différence d'échauffements entre l'hydrogène et méthane est due à la différence entre les valeurs du coefficient adiabatique γ , pour ces deux gaz.
- La température maximale dans le cylindre se développe rapidement au début de ravitaillement en carburant, avec une température constante près de la fin de remplissage.
- L'élévation de température maximale pendant le ravitaillement principalement dépend de débit massique de remplissage et la pression initiale.

Références

- [1] Hirscher_H, Handbook of hydrogen storage: new materials for future energy storage. Wiley-VCH; 2010.
- [2] Leo'n, Hydrogen technology: mobile and portable applications. Springer; 2008
- [3] <http://www.hydrogen.energy.gov/storage.html>.
- [4] Mori_D, Hirose_K, Recent challenges of hydrogen storage technologies for fuel cell vehicles, Int J Hydrogen Energy, Vol.34, pp. 4569-74, 2009
- [5] Zheng_J, Liu_X, Xu_P, Liu_P, Zhao_Y, Yang_J, Development of high pressure gaseous hydrogen storage technologies. Int J Hydrogen Energy, doi:10.1016/j.ijhydene.02.125,2011
- [6] Dicken_CJB, Merida_W, Measured effects of filling time and initial mass on the temperature distribution within a hydrogen cylinder during refueling. J Power Source, Vol.165, pp.324-36, 2007
- [7] Dicken_CJB, Merida_W, Modeling the transient temperature distribution within a hydrogen cylinder during refueling, Numer Heat Transfer, Part A, 53, pp.1-24, 2008
- [8] Liu_YL, Zhao_YZ, Zhao_L, Li_X, Chen HG, Zhang LF, et al, Experimental studies on temperature rise within a hydrogen cylinder during refueling. Int J Hydrogen Energy, Vol. 35, pp. 2627-32, 2010
- [9] Zhao_L, Liu_YL, Yang_J, Zhao_YZ, Zheng_JY, Bie_HY, et al., Numerical simulation of temperature rise within hydrogen vehicle cylinder. Int J Hydrogen Energy, Vol. 35, pp.8092-100, 2010
- [10] Bird_R.B., Stewart_W.E, Lightfoot_E.N, Transport Phenomena, John Wiley&Sons, New York, 1960

Ismail BOUTELBA *^{1,2}
 Patrick GLOUANNEC ²
 Said ZID ¹
 Sabri YUCEF-ALI ¹

¹ LGCC –RCEE , Université
 Frères Mentouri, Ain elbey,
 Constantine, 25000, Algérie.

² LIMATB – ETEE, Université de
 Bretagne Sud, UEB, Rue de
 Saint-Maudé, Lorient, BP 92116,
 56321, France

* ismail.boutelba@ubs-univ.fr

Etude expérimentale et numérique du séchage convectif des tranches de pomme de terre

Résumé : Cette étude porte sur la modélisation du séchage convectif par air chaud d'une tranche de pomme de terre de forme parallépipède, abordée sous l'angle des transferts couplés de masse et de chaleur pour prédire la qualité du produit finale. Les cinétiques de séchage ont été simulés et comparés avec l' expérimental. Les conditions de séchage sont assurées par une centrale de traitement d'air (CTA), cela nous permet de contrôler l'humidité, la température et la vitesse d'air asséchant à l'entrée tout le long du processus.

La diffusion est évaluée à partir de la loi de Fick, dont le rétrécissement de l'épaisseur est pris en compte, une validation à été faite avec une équation empirique trouvé dans la littérature. .

Mots clés : modélisation, séchage, pomme de terre, retrait, transferts, diffusion.

Nomenclature

aw : activité de l'eau du produit
 C,K constante du model de G.A.B
 Cp: chaleur massique, J/(kg.K)
 D_{eff}: coefficient de diffusion effectif, m/s²
 ep: épaisseur, m
 h_c: coefficient de transfert convectif, W/(m².K)
 k_m: coefficient de transfert de masse, m/s
 L_v: chaleur latente, J/kg
 m: masse, kg
 M_v: masse molaire, kg/mol
 R : constante des gaz parfaits, J/(mol.K)
 T: Température, K, °C
 t: temps, s
 v: vitesse, m/s
 V: volume, m³
 X: teneur en humidité, kg_{eau}/kg_{MS}

XR: taux d'humidité adimensionné

Lettres grecques

ρ : masse volumique, kg/m³
 ψ : retrait
 ζ : coordonnée Lagrangienne
 λ: conductivité du produit, W/(m.K)

Indices / Exposants

0: initiale
 °: intrinsèque
 a: air
 b:apparente
 e: équilibre
 l: liquide, eau
 s: solide
 sat: saturation
 v: vapeur

1. Introduction

Le séchage des produits agro-alimentaire est un sujet de grande importance sur le plan commercial et industriel. En effet, le manque de traitement approprié et l'utilisation des techniques traditionnelles tend vers une contamination microbienne [1] ainsi qu'une détérioration des vitamines contenus dans le produit [2].

Les produits agro-alimentaires sont des produits à forte teneur en eau entre 70-95% [3], cela influe sur la durée et le volume de stockage.

La prédiction de la teneur en eau et la température au sein d'un produit est primordiale pour définir la qualité du produit séché [4], [5], [6], [7], les phénomènes de transfert (matière et de chaleur) sont décrits par les lois de

conservation de masse et de chaleur complété par les lois de diffusion thermique (loi de Fourier) et massique (loi de Fick) [8], [9], [10], [11].

Dans cette étude, la pomme de terre est assimilé à un milieu diphasique ayant un retrait de matière supposé idéal, la diffusion massique au sein du produit se fait uniquement en phase liquide et l'évaporation n'aura lieu qu'en surface, dans ce cas la diffusion de l'eau est mesurée à partir des données expérimentales d'un séchage isotherme [12], [13], [9], et le flux de masse par le débit massique d'eau échangé entre le produit et l'air [14].

2. Etude expérimental

Les mesures des cinétiques de séchage ont été réalisées sur un banc de l'équipe thermique et énergétique du LIMATB destiné au séchage

par air chaud, nous avons utilisé dans cette étude comme échantillon des pommes de terre fraîche de variété Starlette.

L'échantillon est suspendu par un fil à une balance d'une précision de ± 0.1 g (Voir Figure 1) ainsi toutes les surfaces sont exposées à un flux d'air contrôlé. Au niveau du produit, on a placé une sonde Rotronic pour mesurer la température et l'humidité de l'air, la température à la surface du produit est mesurée par un pyromètre Optris CS d'une précision de $\pm 0.1^\circ\text{C}$.

L'ensemble des mesures est effectué d'une façon continue via un dispositif d'acquisition de données Agilent 34980A dont l'enregistrement se fait tout les 5s. Un appareil photo numérique est placé en face du produit pour suivre l'évolution de la surface.

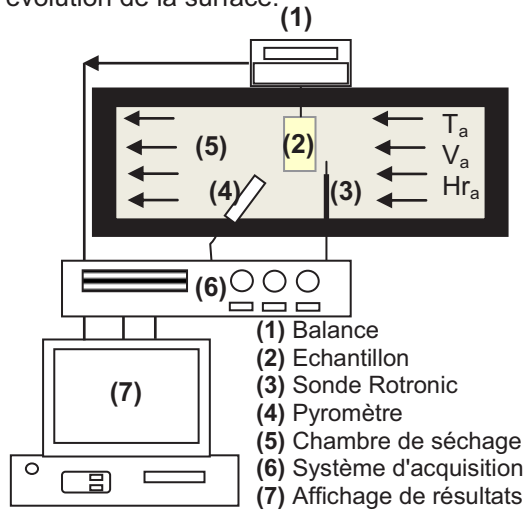


Figure 1: Schéma présentatif du banc expérimental

3. Propriété du produit et Modèle Mathématique

3.1. Diffusion d'humidité

Dans la littérature, nombreux ceux qui estime le coefficient de diffusion à partir de la solution analytique de la loi de Fick:

$$XR = \frac{X(t) - X_e}{X_0 - X_e} = \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)^2} \exp\left(- (2n+1)^2 \frac{\pi^2}{4} t^*\right) \quad (1)$$

$$t^* = \frac{D_{eff}}{ep^2} t \quad \text{temps adimensionnel}$$

Pour un séchage suffisamment long $t^* > 0.1$, l'équation de Fick prend le premier terme de la série, alors le coefficient de diffusion s'écrit:

$$D_{eff} = -\frac{4ep^2}{\pi^2} \ln\left(\frac{\pi^2 XR}{8}\right) \quad (2)$$

La diffusivité effective d'humidité (D_{eff}) peut être ainsi calculée à partir de la pente de la courbe: $\ln\left(\frac{\pi^2 XR}{8}\right) = fct(t)$, donnée par l'équation:

$$D_{eff} = \frac{4ep^2}{\pi^2} \times \text{pente} \quad (3)$$

l'influence de la température est décrite d'une façon satisfaisante par la loi d'Arrhenius [8], [19], [20], [21]:

$$D_{eff} = D_0 \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (4)$$

D_0 : facteur pré-exponentiel de l'équation d'Arrhenius, (m^2/s)

E_a : Energie d'activation, (kJ/mol)

3.2. Retrait

Pendant le processus de séchage, la perte d'eau est traduite par un changement de volume exprimé en retrait, définis par l'équation suivante:

$$\frac{V}{V_0} = \frac{V_s}{V_0} + \frac{V_s}{V_0} \psi X \quad (5)$$

Le coefficient de retrait volumique est généralement défini comme la variation relative du volume de l'échantillon sur la variation de teneur en eau correspondant [9] [25]

$$\psi = \frac{V - V_s}{X V_s} \quad (6)$$

Dans le cas d'un retrait idéal son coefficient ψ peut être calculé comme le rapport de la densité solide (densité du produit sec) et la densité de l'eau liquide [26], [7], [18].

$$\psi = \frac{\rho_s^0}{\rho_e} \quad (7)$$

Wang et Brennan [5] ont étudiés la déformation des tranche de pomme de terre dont ils ont observés un changement linéaire dans les dimensions suite à un séchage convectif, exprimé par: $Y=a+b X$ (8)

3.3. Modèle mathématique

Le phénomène de séchage est considéré comme un processus de transfert de masse et de chaleur, se produisant dans une tranche de pomme de terre placée dans un flux d'air à température constante. Pour ce système, la cinétique de séchage est régit par les hypothèses suivantes:

- Distributions de l'humidité et de la température initiales dans le produit sont uniforme.

- L'épaisseur de l'échantillon est faible par rapport aux autres dimensions; cela nous permet de supposer un flux de masse et de chaleur unidirectionnel.

- La modélisation est faite dans un axe de symétrie (demi-épaisseur).

- Le transfert de masse est régi par la diffusion et le transfert de chaleur par la conduction dans le produit

- L'approche macroscopique introduit les lois physiques: loi de Fick et loi de Fourier

- on suppose que le retrait est dû uniquement à la perte d'eau.

- Le produit est un milieu bi-phasique (phase liquide et solide) déformable.

- on néglige l'effet de la gravité sur le déplacement de l'eau, ainsi que la convection entre les particules et l'air dans les pores

3.3.1. Equations du bilan

Le développement thermodynamique à l'échelle macroscopique nécessite la résolution des équations de masse et de chaleur, dont les phénomènes mis en jeu sont présentés dans la figure 2:

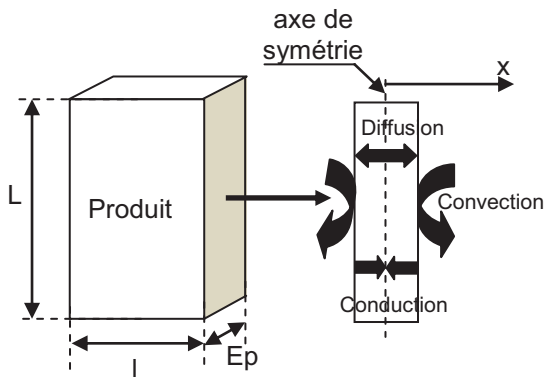


Figure 2: schéma présentatif des transferts

Bilan massique

Les équations de conservation de masse sont appliquées à la phase solide et liquide, s'écrivent:

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial t} + \text{div}(\rho_k \vec{v}_k) = 0 \quad k = l, s \quad (9)$$

sachant que: ρ, v sont respectivement la masse volumique et la vitesse de déplacement

l, s sont respectivement les phases liquide et solide

$$\text{On sait que: } X = \frac{m_l}{m_s} = \frac{\rho_l}{\rho_s} \quad (10)$$

$$\text{et } \rho v = \rho_l v_l + \rho_s v_s \quad (11)$$

En remplaçant (10) et (11) dans (9) pour la phase liquide on obtient:

$$\rho_l (\vec{v}_l - \vec{v}_s) = -\frac{\rho}{I+X} D_{eff} \vec{\text{grad}}(X) \quad (12)$$

En combinant les équations (9), (12) selon l'axe x , le transport du liquide s'écrit alors sous la forme suivante :

$$\rho_s \left(\frac{\partial X}{\partial t} + \vec{v}_s \frac{\partial X}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_b}{I+X} D_{eff} \frac{\partial X}{\partial x} \right) \quad (13)$$

x : coordonnée spatiale

Bilan énergétique

Le bilan décrit le transfert d'un flux de chaleur par conduction (loi de Fourier) sans source de chaleur et sans changement de phase, l'équation selon x est:

$$\frac{\partial (\rho C_p T)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) - v_k \frac{\partial}{\partial x} (\rho_k C_{p_k} T) \quad (14)$$

$$k = l, s$$

Conditions initiales et aux limites

Au temps $t=0$:

$$X(x, 0) = X_0 \quad \text{et} \quad T(x, 0) = T_0 \quad (15)$$

A la surface le bilan massique s'exprime:

$$F_m = -\rho_s D_{eff} \frac{\partial X}{\partial x} \quad (16)$$

A la surface, le produit échange de la chaleur que par convection. Dans ce cas, l'équation de transfert thermique présente l'égalité entre le flux de conduction, de convection et d'évaporation, elle s'écrit sous la forme suivante :

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = h_c (T - T_a) + F_m L_v \quad (17)$$

la conductivité thermique est calculée à partir de la loi du mélange:

$$\lambda = \frac{\lambda_s + X \lambda_l}{I + X} \quad (18)$$

Le flux de masse d'eau évaporé F_m tient compte des conditions d'air asséchant dans le séchoir, décrit par l'équation suivante:

$$F_m = \frac{P_t K_m M_v}{RT_{fil m}} \log \left(\frac{P_t - P_{v, sat}(T_a)}{P_t - a w P_{vs}(T)} \right) \quad (19)$$

Sur le plan de symétrie $x=0$, la condition de Neumann est imposée (frontière adiabatique):

$$\frac{\partial X}{\partial x} = 0 \quad \text{et} \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (20)$$

3.3.2. Changement de repère

Le phénomène de rétrécissement impose une modification du maillage pour chaque pas de temps (dt) pour la résolution numérique des équations dans le repère cartésien, alors un changement de repère est envisagé, pour affranchir cette difficulté, dans ce cas la coordonnée spatiale ζ varie entre 0 et 1/2 et la vitesse de déplacement du solide est nulle $v_s=0$ (21)

$$dm_s = \rho_s^0 d\zeta = \rho_s dx \Rightarrow dx = \frac{\rho_s^0}{\rho_s} d\zeta \quad (22)$$

$$\text{Alors: } \partial x = \frac{\rho_s^0}{\rho_s} \partial \zeta \quad (23)$$

D'après la loi du mélange:

$$\rho_b = \rho_s^0 \frac{1+X}{1+\psi X} \quad (24)$$

L'expression de la densité du solide s'écrit:

$$\rho_s = \frac{\rho_s^0}{1+\psi X} \quad (25)$$

Le passage dans un repère Lagrangien, nous oblige à faire un changement de variable eq.(22) et appliqué la condition eq.(20). On remplaçant les eqs. (21), (23), (24) et (25) dans (13) et (14), on obtient respectivement:

$$\left(\frac{\partial X}{\partial t} \right)_{\zeta} = \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\frac{D_{eff}}{(1+\psi X)^2} \frac{\partial X}{\partial \zeta} \right) \quad (26)$$

$$\rho_s^0 (Cp_s + XCp_l) \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right)_{\zeta} = Cp_l \frac{D_{eff} \rho_s^0}{(1+\psi X)^2} \frac{\partial X}{\partial \zeta} \frac{\partial T}{\partial \zeta} + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\frac{\lambda}{1+\psi X} \frac{\partial T}{\partial \zeta} \right) \quad (27)$$

Alors les conditions initiales et aux limites s'écrivent:

$$t=0: \quad X(\zeta, 0) = X_0 \quad \text{et} \quad T(\zeta, 0) = T_0 \quad (28)$$

$$\zeta = (1/2) ep: \quad -D_{eff} \frac{1}{(1+\psi X)} \frac{\partial X}{\partial \zeta} = \frac{(1+\psi X)}{\rho_s^0} F_m \quad (29)$$

$$-\lambda \frac{1}{(1+\psi X)} \frac{\partial T}{\partial \zeta} = h_c (T - T_a) + F_m L_v \quad (30)$$

$$\zeta = 0: \quad \frac{\partial X}{\partial \zeta} = 0 \quad \text{et} \quad \frac{\partial T}{\partial \zeta} = 0 \quad (31)$$

3.4. Résolution numérique

Le modèle proposé a été résolu numériquement en discrétisant spatialement les équations (26) et (27) par la méthode des volumes finis, tout en tenant compte des conditions initiales et aux limites (eqs. (28) (29) (30) (31)), cela nous a permis d'obtenir des

profils de température et d'humidité dans l'échantillon de pomme de terre à l'instant t. Alors que la résolution temporelle a été obtenue à partir d'un schéma implicite pur. La dérivée spatiale en un nœud suppose des variations linéaire entre deux nœuds du maillage :

$$\left. \frac{\partial X}{\partial \zeta} \right|_i = \frac{X_{i+1} - X_{i-1}}{\zeta_{i+1} - \zeta_{i-1}} \quad (32)$$

Un programme MATLAB a été adapté pour résoudre numériquement le système d'équations, qui s'écrit sous la forme matricielle suivante :

$$[\dot{W}] = [A][W] + [B] \quad (33)$$

W: vecteur des teneurs (X) ou température (T)

A: matrice tri-diagonale

B: vecteur des termes sources

4. Résultats et discussion

4.1 Cinétique de séchage

Des échantillons de forme parallélépipède d'une longueur L=40 mm, largeur l=30 mm et une épaisseur ep=10 mm ont été extraits du cœur d'une pomme de terre, cela nous permet d'avoir un produit d'une teneur en eau ($X_0=4.83 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{ms}}$) et une température initiale uniforme. Dont la teneur en eau initiale est mesurée à partir d'un séchage sous vide à une température de 60° C pendant 48 h, avec 6 pesées pour confirmer l'équilibre.

Avant d'introduire le produit dans la chambre de séchage on fait stabiliser préalablement les conditions thermo-aéraulique. la Figure 3 présente une confrontation des cinétiques de séchage de deux essais avec des températures d'air différente, Essai 1: $T_a=56^\circ \text{C}$ et Essai 2: $T_a=51^\circ \text{C}$, avec une vitesse d'air $v_a=0.75 \text{ m/s}$ et humidité relative $Hr_a=10\%$.

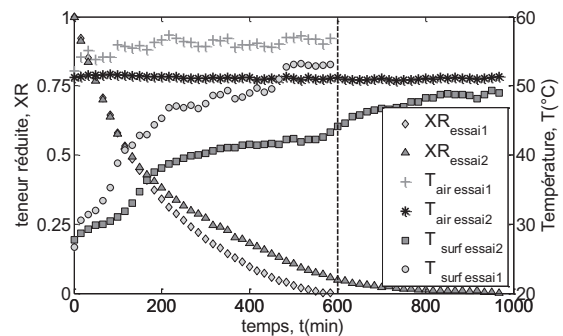


Figure 3: cinétique de séchage Essai 1 et 2 ($v_a=0.75 \text{ m/s}$, $Hr=10\%$)

4.2. Diffusion d'humidité

La diffusion d'humidité est déterminée expérimentalement à partir des courbes de

séchage des essais 1 et 2, basant sur la solution analytique de la deuxième loi de Fick (eq.2).

Le traçage de la Figure 4 est fait à partir des données expérimentales de la cinétique des essais 1 et 2. La relation linéaire entre

$$\ln\left(\frac{\pi^2 XR}{8}\right) \text{ et le temps de séchage nous on}$$

permet d'estimer la pente de l'eq.3, apporté dans le tableau 1.

Tableau 1. Coefficients de model linéaire (eq.3)

Température	Pente $\times 10^9$	$D_{\text{eff}} \times 10^9$	R^2
56	9.52	1.23	0.9894
51	6.18	1.07	0.9901

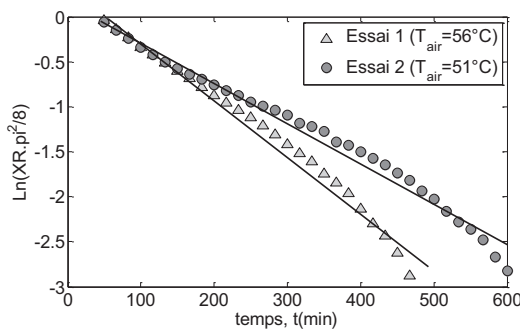


Figure 4: relation linéaire entre $\ln(XR \pi^2/8)$ avec le temps pour l'essai1 et l'essai 2

Le coefficient de diffusion estimé à partir de l'eq.3 inclus l'effet de rétrécissement de l'épaisseur, présenté dans la Figure 5 dont on observe une influence de température sur la diffusion d'humidité même pour un faible écart.

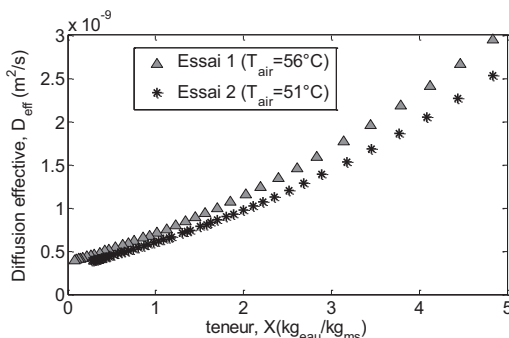


Figure 5: Evolution du coefficient de diffusion effectif des essais 1 et 2

4.3. Retrait

Le coefficient de retrait volumique qui apparaît dans les équations (11), (14), (26) et (27) est généralement défini comme un retrait idéal. Deux essais avec différentes épaisseurs initiales (essai.2: $ep_2=10$ mm et essai.3: $ep_3=5$ mm) ont été menés dans les mêmes conditions thermo-aérauliques ($Hr=10\%$, $v_a=0.75$ m/s

$T_a=51^\circ\text{C}$) afin de voir l'influence de l'épaisseur sur la cinétique de séchage (Figure 7) ainsi que le déplacement du solide (Figure 8), les tranches de pomme de terre ont une largeur $l=30$ mm et une longueur $L=40$ mm et une teneur en humidité initiale $X_0=4.83$ $\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{ms}}$, des Images ont été prises avec une caméra Full HD de 5 Mp afin de bien observer le phénomène (voir Figure 6).

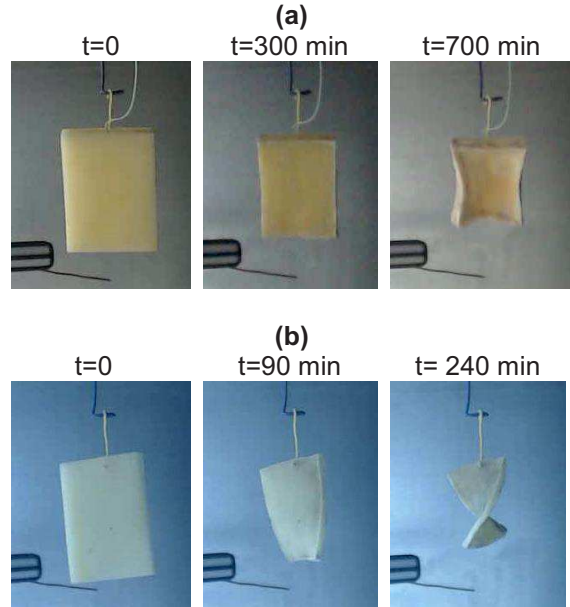


Figure 6: Images des deux essais pendant le séchage, (a) Essai 2, (b) Essai 3

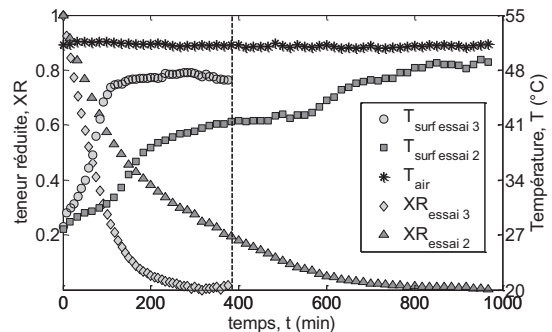
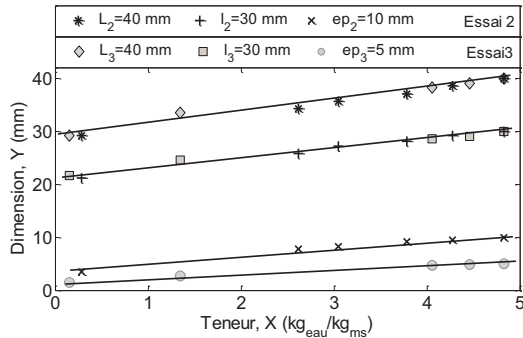


Figure 7: Cinétique de séchage Essai 2 et 3 ($T_a=51^\circ\text{C}$, $Hr=10\%$, $v_a=0.75$ m/s)

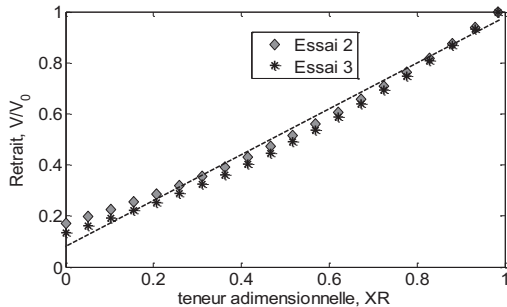
Les données expérimentales de la largeur et de la longueur sont obtenues avec des mesures directes à l'aide d'un pied à coulisse numérique d'une précision de ± 0.01 mm, alors que l'épaisseur moyenne a été estimée à l'aide d'un pycnomètre à cause de sa déformation non homogène. En fonction des résultats obtenus on a fait un lissage de point (Figure 8) à fin d'estimer les constantes a et b de l'équation. 8, apportés dans le tableau 2, la figure montre clairement un changement linéaire des dimensions des tranches avec la perte d'eau. Phénomène similaire a été observé par Wang et Brennan [5],

Tableau 2: Coefficients de l'approximation linéaire (eq.8)

	a	b	R ²
ep=10 mm	3.56781	1.39816	0.9862
ep=5 mm	1.30151	0.78957	0.9986
L=40 mm	28.9276	2.2658	0.9895
l=30 mm	20.71023	1.93789	0.9939

**Figure 8:** Evolution des Dimensions des tranches de pomme de terre des essais 2 et 3 pendant le séchage

Afin de vérifier si notre produit présente un retrait idéal, la variation de volume des échantillons a été enregistrée pendant le séchage et tracée en fonction de la teneur en eau réduite (voir Figure 9), dont on observe un ralentissement de retrait à la fin de séchage.

**Figure 9:** Le volume relatif des tranches de pomme de terre en fonction de leur teneur en humidité réduite pour les essais 2 et 3

4.4. Simulation et confrontation expérimentale

4.4.1. Propriétés physiques

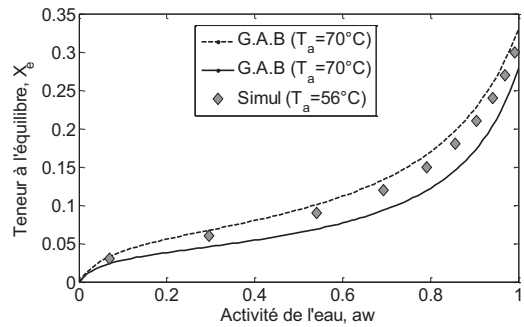
Activité de l'eau, a_w est tracée à partir du modèle de G.A.B (voir Figure 10), dont sa plage d'humidité relative est comprise entre 10 et 90% et une température entre 30 et 70°C [3]:

$$X_e = \frac{C K X_{mc} a_w}{(1 - K a_w)(1 - K a_w + C K a_w)} \quad (34)$$

Avec: $C = 10.169 \exp(0.0108 T)$

$K = 0.724 \exp(0.0025 T)$

$X_{mc} = 0.18054 \exp(-0.022 T)$

**Figure 10:** Activité de l'eau de la pomme de terre

Les propriétés de la pomme de terre humide et sèche qui apparaissent dans les équations de conservation de masse et de chaleur sont obtenues à partir des mesures expérimentales, fournis dans le tableau 3.

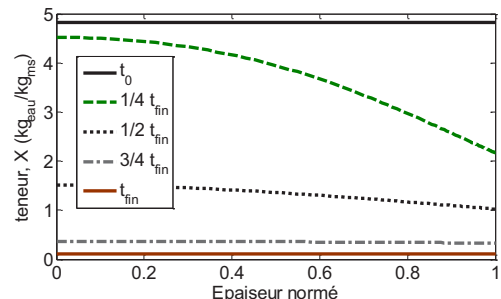
Tableau 3: propriétés de la pomme de terre

Propriétés	Produit humide	Produit sec
ρ (kg/m ³)	1056	1375
C_p (J/(kg.°C))	3950	1406.12
λ (W/(m.°C))	0.558	0.148
X (kg_eau/kg_ms)	4.83	0.09

4.4.2. Validation du modèle

La simulation a été comparée avec les mesures expérimentales de l'essai 1 ($T_a = 56^\circ\text{C}$, $H_r = 10\%$, $V_a = 0.75$ m/s)

La figure 11 représente la distribution spatio-temporelle de la teneur en humidité à une tranche de pomme de terre, dont on observe une réduction importante de la teneur en eau à la surface par rapport au cœur. En outre, la déshumidification du produit est plus rapide au début de séchage et plus on avance dans le temps cette réduction devient presque constante traduite par une homogénéité hygrométrique dans le produit.

**Figure 11:** distribution spatio-temporelle de la teneur par rapport à une épaisseur normée ($T_a = 56^\circ\text{C}$, $H_r = 10\%$, $v_a = 0.8$ m/s)

La diffusion efficace d'humidité simulée pour la pomme de terre a été mieux exprimée par

l'équation empirique de Hassini et al. [9], dont on a adapté le facteur pré-exponentiel (D_0):

$$D_0 = 6.27 \times 10^{-5} \exp((-0.00235T + 1.235)X) \quad (35)$$

$$E_a = 31800 \text{ J/mol}$$

Figure 12 compare la diffusion d'humidité de pomme de terre simulé avec l'eq.4 et celle obtenue expérimentalement à partir de la solution analytique de la loi de Fick.

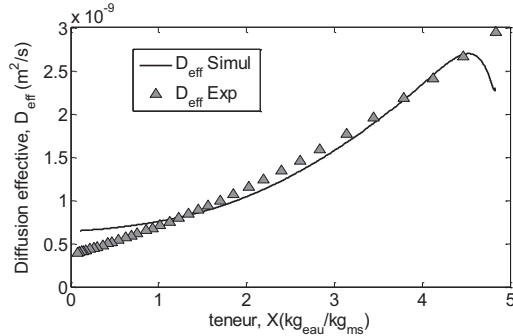


Figure 12: Diffusion effective de la pomme de terre par rapport à ça teneur selon l'expérimental et la simulation

Figure 13 illustre la variation volumique de la pomme en fonction de ça teneur en humidité, dont le déplacement du solide n'a pas été réellement uniforme en raison du gradient d'humidité dans le produit. La valeur du coefficient de retrait utilisé dans la simulation est déduit à partir de l'eq.7 et qui est égale à 1.38. par contre le coefficient expérimental a été calculé à partir de la pente de la Fig.9, utilisé dans l'eq.6 dont la valeur est égale à 1,27

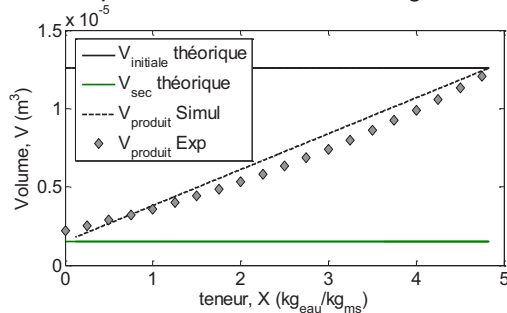


Figure 13: Variation du volume d'une tranche de pomme de terre par rapport à ça teneur en humidité

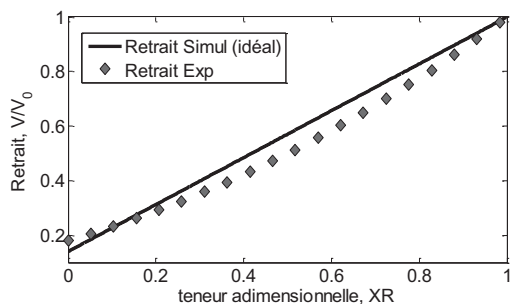


Figure 14: Comparaison du retrait expérimental et simulé

Les profils de température du produit durant le processus de séchage sont reportés sur la Figure 15, dont on observe une augmentation brusque de la température surfacique par rapport à celle du centre au premier temps de séchage suivie par une augmentation plus lente ou presque constante correspondant à la température humide (T_h). dû à l'évaporation d'une fine couche d'eau qui s'est créée à la surface par le cumul d'humidité diffuse vers la surface. La simulation est comparée avec les résultats expérimentaux dont on observe une bonne concordance sur la période à vitesse croissante, par contre on a un écart entre 1 et 3 °C relatif à une erreur de 3.5%

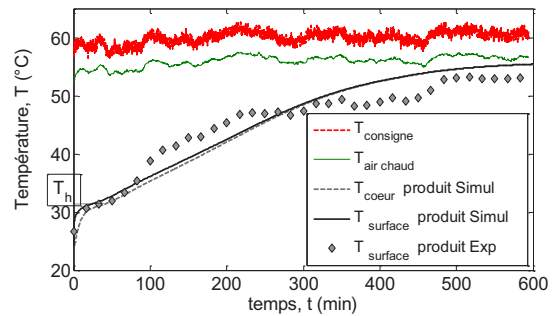


Figure 15: Profils de température pour un séchage convectif d'une tranche de pomme de terre ($X_0=4.83$, $H_r=10\%$, $v_a=0.75 \text{ m/s}$)

Sur la Figure 16 sont tracées les teneurs en eau moyenne simulée et mesurée, dans cette essai on note un séchage simulé légèrement rapide à la fin du séchage, selon [24] une surestimation de la diffusion d'humidité vers la surface cause une évaporation plus conséquente donc un séchage plus rapide, par contre on observe une bonne correspondance entre les valeurs théoriques et expérimentales sur toute la période de séchage. Sur la même figure on a reporté la teneur en eau local en surface est au cœur du produit, dont on observe un séchage plus rapide à la surface contrairement au cœur qui est plus long, la teneur commence à diminuer qu'après 20 minutes de séchage se qui a été constaté expérimentalement.

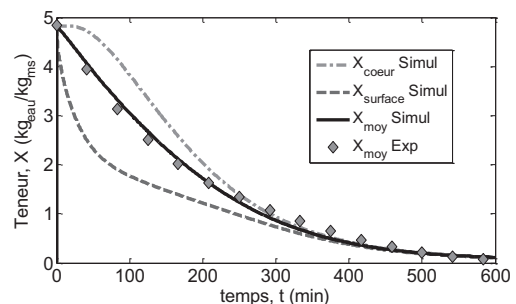


Figure 16: Profils de la teneur en humidité pour un séchage convectif d'une tranche de pomme de terre ($T_a=56^\circ\text{C}$, $H_r=10\%$, $v_a=0.8 \text{ m/s}$)

5. Conclusion:

Dans ce travail le modèle mathématique proposé décrit les transferts de chaleur et de masse, tout en tenant compte de la déformation du produit (retrait) a été validé expérimentalement pour un séchage convectif d'une tranche de pomme de terre.

Le modèle développé nous a permis de prédire les distributions spatio-temporelles de la teneur en humidité et la température dans une tranche de pomme de terre, cela pourra aider à connaître la qualité du produit finale ainsi que son volume. Les mesures expérimentales des propriétés de la pomme de terre ont été nécessaire pour tourner le programme de calcul MATLAB basé sur la méthode implicite. Par conséquent, le modèle pourrait être proposé comme un outil mathématique fournissant des données utiles concernant le séchage par convection pour d'autres produits alimentaires.

Références

- [1] X.D.Liu, Wang X.Z., Y.K.Pan, Cao C.W. & D.Y. Liu. R&D of drying technology in China. Drying, Ed. A.S. Mujumdar, pp 49-63, 2002
- [2] CTA Centre technique de coopération agricole et rurale. Le séchage des produits agricoles. Programme de radio rurale, Vol.08, No.1,2008
- [3] C.T. Kiranoudis, Z. B.Maroulis, E.Tsami, D. Marinou-Kouris, Equilibrium Moisture Content and Heat of Desorption of some vegetables, J. Food. Eng. Vol. 20, pp. 55-74, 1993.
- [4] N. Wang & J. G. Brennan. The Influence of Moisture Content and Temperature on the Specific Heat of Potato Measured by Differential Scanning Calorimetry. Journal of Food Engineering, Vol.19, pp.303-310, 1993
- [5] N. Wang & J. G. Brennan, A Mathematical Model of Simultaneous Heat and Moisture Transfer during Drying of Potato, J. Food Eng, Vol.24, pp. 47-60, 1995 b.
- [6] J. Srikiatden, J S. Roberts. Predicting moisture profiles in potato and carrot during convective hot air drying using isothermally measured effective diffusivity. J. Food Eng., Vol.84, pp.516-525, 2008.
- [7] D. Mihoubi, S. Timoumi, F. Zagrouba. Modelling of convective drying of carrot slices with IR heat source. Chemical Engineering and Processing, Vol.48, pp. 808-815, 2009.
- [8] J. Crank, The mathematics of diffusion, second edition, Oxford University Press, London, UK, 1975.
- [9] L. Hassini, S. Azzouz, R. Peczalski, A. Belghith. Estimation of potato moisture diffusivity from convective drying kinetics with correction for shrinkage. J. Food Eng, Vol.79, pp 47-56, 2007
- [10] N.J Singh, R.K Pandey. Convective air drying characteristics of sweet potato cube (*Ipomoea batatas* L.), food and bioproducts processing, Vol.90, pp.317-322, 2012.
- [11] M. Vasic, Z. Grbavcic, Z. Radojevic. Analysis of Moisture Transfer During the Drying of Clay Tiles with Particular Reference to an Estimation of the Time-Dependent Effective Diffusivity, Drying Technology, Vol.32, pp.829-840, 2014.
- [12] T. M. Afzal & T. Abe, Diffusion in Potato During Far Infrared Radiation Drying, J. Food Eng, Vol.37, pp.253-365, 1998
- [13] Z. B. Maroulis, G. D. Saravacos, N. M. Panagiotou, M. K. Krokida. Moisture diffusivity data compilation for foodstuffs: effect of material moisture content and temperature. International journal of food properties, Vol.4, No.2, pp.225-237, 2001.
- [14] Y. Jannot, A. Talla, J. Nganhon, J.R Puiggali. Modeling of Banana Convective Drying by the Drying Characteristic Curve (DCC) Method. Drying technology. Vol.22, No.8, pp. 1949-1968, 2004.
- [15] E.L. Díaz, L. Giannuzzi, S.A. Giner. Apple Pectic Gel Produced by Dehydration. Food Bioprocess Technology, Vol.2, pp.194-207, 2009
- [16] V.E. Sweat, Experimental values of thermal conductivity of selected fruits and vegetables, J. of Food Engineering, VI.39, pp.1080-1083, 1974.
- [17] G. Thorpe In D. R. Heldman, Encyclopedia of agricultural, food and biological engineering. New York, Marcel Dekker, Inc, 2003
- [18] J. Madiouli, J. Sghaier, D. Lecomte, H. Sammouda. Determination of porosity change from shrinkage curves during drying of food material. food & bioproducts processing Vol.90, pp.43-51, 2012.
- [19] P.S. Madamba, R.H. Driscoll, K.A. Buckle. The Thin-layer Drying Characteristics of Garlic Slices, J. Food Eng, Vol.29, pp.15-97, 1996.
- [20] J. Srikiatden, J S. Roberts. Measuring moisture diffusivity of potato and carrot (core and cortex) during convective hot air and isothermal drying. J. Food Eng, Vol. 74, No.1, pp. 143-152, 2006.
- [21] G. Dadali, E. Demirhan, B. Ozbek. Microwave Heat Treatment of Spinach: Drying Kinetics and Effective Moisture Diffusivity. Drying Technology, Vol.25, pp.1703-1712, 2007.
- [22] M.K. Krokida, Z.B. Maroulis, Effect of drying method on shrinkage and porosity, Drying Technology, Vol.15, No.10, pp.2441-2458, 1997
- [23] N. Wang & J. G. Brennan, Changes in Structure, Density and Porosity of Potato during Dehydration, J. Food Eng. Vol.24, pp. 61-76, 1995
- [24] J. Aprajeeta, R. Gopirajah, C. Anandharamakrishnan. Shrinkage and porosity effects on heat and mass transfer during potato drying, J.Food Eng, Vol.144, pp. 119-128, 2015.
- [25] N. Rahman, S. Kumar. Evaluation of convective heat transfer coefficient during drying of shrinking bodies, Energy Conversion and Management, Vol. 47, pp. 2591-2601, 2006
- [26] J.Van Brakel, Mass transfer in convective drying, In A. S.Mujumdar (Ed.), Advances in drying, New York: Hemisphere, Vol. 1, pp. 217, 1980.

Lazhar MEROUANI ¹
Azeddine BELHAMRI ²

¹ Laboratoire des Capteurs
Instrumentation et Procédés,
Université Abbes Laghrour,
Khenchela, Algérie

² Laboratoire de Génie
Climatique, Université
Constantine 1, Algérie

* Auteur correspondant
l.merouani@gmail.com

MODELISATION BIDIMENSIONNELLE DES ECHANGES THERMIQUES DIPHASIQUES DANS UN CONDENSEUR

Résumé : L'étude présentée concerne la modélisation numérique du processus de condensation de trois réfrigérants dans un tube vertical. Les transferts dans le mélange gazeux et la phase liquide sont régis par les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement, d'énergie et de diffusion. Les simulations numériques menées ont permis de déterminer les distributions de vitesse des fluides et les évolutions axiales de l'épaisseur de film, du taux de condensation et du coefficient de transfert thermique pour les trois réfrigérants en présence d'air et à l'état de vapeurs pures. L'analyse comparative de leurs performances hydrodynamiques et thermiques permet de mettre en évidence l'influence des propriétés thermophysiques des fluides sur l'évolution du processus de condensation.

Mots clés : Condensation, film liquide, mélange vapeur-gaz, réfrigérant, vapeur saturée

Nomenclature

a	Diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
C	Fraction massique de vapeur, $kg.kg^{-1}$
c_p	Chaleur massique isobare, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
D_v	Coefficient de diffusion, $m^2.s^{-1}$
g	Accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$
G	Gradient axial de pression, $Pa.m^{-1}$
h	Coefficient de transfert thermique, $W.m^{-2}.K^{-1}$
J_v	Densité de flux massique local, $kg.m^{-2}.s^{-1}$
L	Hauteur du tube, m
L_c	Chaleur latente de condensation, $J.kg^{-1}$
M_k	Masse molaire du fluide k, $kg.mole^{-1}$
Nu	Nombre de Nusselt
P	Pression, Pa
q_k	Débit massique du fluide k, $kg.s^{-1}$
r	Coordonnée radiale, m
R	Rayon du tube, m
Re	Nombre de Reynolds
T	Température, K
U	Composante axiale de la vitesse, $m.s^{-1}$
V	Composante radiale de la vitesse, $m.s^{-1}$
z	Coordonnée axiale, m

Lettres grecques

ρ	Masse volumique, $kg.m^{-3}$
μ	Viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
ν	Viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
λ	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
ψ_k	Variables d'état (U, V, T, C)
δ	Epaisseur de film liquide, m
η_k	Coordonnées radiales transformées

Indices / Exposants

a	Sur l'axe du tube
f	Fin de condensation
i	Interface liquide-mélange gazeux
k	Phase (liquide, mélange gazeux)
L	Liquide
M	Mélange gazeux
v	Vapeur
w	A la paroi
0	A l'entrée (z = 0)

1. Introduction

La condensation de vapeur sous forme de film liquide constitue la principale transformation subie par les fluides en écoulement dans les installations frigorifiques. La performance de ces machines dépend étroitement des propriétés des fluides frigorigènes mis en jeu et de l'efficacité énergétique de leurs principaux éléments tels que le condenseur et l'évaporateur.

Le premier modèle analytique de la condensation en film a été développé par Nusselt [1] qui a considéré une vapeur pure

saturée en contact avec une plaque plane verticale isotherme.

Plusieurs travaux ont été ensuite effectués par différents auteurs dans des systèmes de géométries variées. Une synthèse bibliographique a été établie par Panday [2] et Dalkilic et al. [3] dans ce domaine. La majorité des travaux publiés concernent des analyses expérimentales sur la condensation de réfrigérants à l'état de vapeurs pures ou de mélange de vapeurs.

Ainsi, Louahlia et Panday [4] ont présenté une étude numérique de la condensation par convection forcée des fluides frigorigènes R113, R152a et R12 sous forme de vapeurs

pures saturées en écoulement turbulent entre deux plaques horizontales. Les résultats montrent que le condenseur utilisant le R152a comme fluide frigorigène est plus performant que celui avec le R12. Boissieux et al. [5] ont effectué une étude comparative des coefficients d'échange diphasiques de trois réfrigérants HFC en écoulement dans un tube horizontal. Siow et al. [6] ont élaboré des modèles numériques pour la condensation en film de mélanges air-vapeur d'eau et air-R134a le long de plaques verticales, horizontales ou inclinées. Panday [7] a adopté le modèle de turbulence établi sur la longueur de mélange dans les deux phases liquide-vapeur lors de l'étude de la condensation en film turbulent dans un tube vertical ou entre des parois plans isothermes, de la vapeur saturée R123, puis d'un mélange binaire des fluides R123-R134a. Dalkilic et al. [8] ont mené une étude expérimentale pour déterminer les coefficients de transfert de chaleur lors de la condensation de la vapeur R134a dans un tube d'échangeur avec refroidissement liquide. Shi et al. [9] ont examiné expérimentalement la condensation du R134a dans un échangeur de chaleur à plaques verticales. Les coefficients de transfert ont été déterminés à partir des mesures de températures sur les plaques et dans l'eau de refroidissement.

L'objectif de ce travail est d'étudier le processus de condensation de divers réfrigérants (R12, R134a, R152a) dans un tube vertical à paroi isotherme et d'évaluer leur performance en présence d'air. Les calculs effectués permettent de déterminer les évolutions des profils de vitesse des deux phases, de l'épaisseur de film, du débit de liquide et du coefficient de transfert de chaleur depuis l'entrée jusqu'à l'extrémité du tube. Une analyse comparative des comportements hydrodynamiques et thermiques de ces fluides est également effectuée au cours de leur processus de condensation dans les mêmes conditions de fonctionnement.

1. Position du problème

Le système physique étudié est représenté sur la Figure 1. On considère un tube vertical de rayon R et de hauteur L . A l'entrée du cylindre, arrive un écoulement descendant d'un fluide constitué d'un mélange d'air et de vapeur saturée à vitesse U_0 , température T_0 , pression P_0 et concentration en vapeur C_0 supposées uniformes. La paroi du tube est maintenue isotherme à température T_w inférieure à T_0 . La condensation de vapeur conduit alors à l'apparition d'un mince film liquide d'épaisseur croissante δ ruisselant le

long de la paroi. Un système de coordonnées cylindriques Orz est choisi et les hypothèses suivantes sont adoptées:

- les écoulements de fluides sont incompressibles, laminaires en régime permanent bidimensionnel,
- les approximations de la couche limite sont supposées valables pour le film liquide et le mélange gazeux,
- la pression est uniforme dans toute section droite du tube,
- le mélange air-vapeur est assimilé à un gaz parfait,
- à l'interface liquide-mélange, la vapeur est à l'état saturé,
- les effets Dufour et Soret, la dissipation visqueuse et les transferts radiatifs sont négligeables.

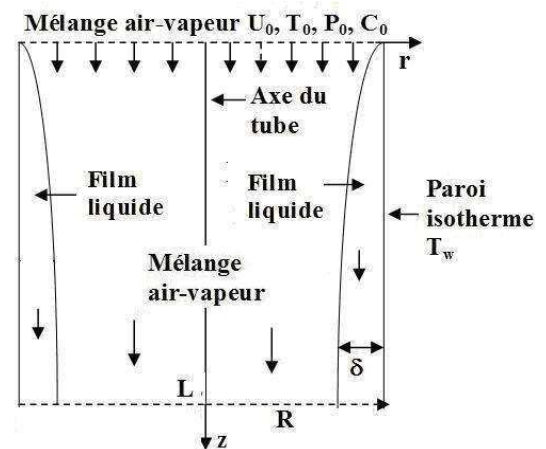


Figure 1 : Modèle physique

2. Formulation mathématique

L'épaisseur δ du film liquide étant inconnue et variable le long de la paroi, on procède à un changement de coordonnées défini comme suit:

$$\eta_M = \frac{r}{R - \delta}, \quad \eta_L = 2 + \frac{r - R}{\delta}, \quad (1a-b)$$

$$z' = z \quad (1c)$$

Cette méthode de transformation homotopique permet de transformer le domaine réel physique (r, z) en un domaine fictif numérique (η, z') dans lequel les phases gazeuse et liquide occupent respectivement les intervalles $0 \leq \eta_M \leq 1$ et $1 \leq \eta_L \leq 2$.

2.1 Equations de transfert

Compte tenu des hypothèses précédentes, les transferts dans le mélange gazeux et le liquide sont décrits par les équations de

conservation de masse, de quantité de mouvement, d'énergie et de diffusion qui s'écrivent dans le nouveau référentiel comme suit :

- Equations de continuité:

$$\frac{\partial U_k}{\partial z'} + \alpha_k \frac{\partial U_k}{\partial \eta_k} + \frac{1}{\eta'_k \beta_k} \frac{\partial(\eta'_k V_k)}{\partial \eta_k} = 0 \quad (2)$$

- Equations de quantité de mouvement, d'énergie et de diffusion :

$$U_k \frac{\partial \psi_k}{\partial z'} + \left(\alpha_k U_k + \frac{V_k}{\beta_k} \right) \frac{\partial \psi_k}{\partial \eta_k} = \frac{1}{\eta'_k \beta_k^2} \frac{\partial}{\partial \eta_k} \left(\Gamma_{\psi k} \eta'_k \frac{\partial \psi_k}{\partial \eta_k} \right) + S_{\psi k} \quad (3)$$

Où l'indice $k = L$ pour la phase liquide et $k = M$ pour le mélange gazeux, ψ_k désigne les grandeurs (U_k , T_k , C), $\Gamma_{\psi k}$ les coefficients de diffusion de chaque variable ψ_k et $S_{\psi k}$ le terme source dont les expressions sont indiquées dans le Tableau 1.

Les expressions de α_k , η'_k , β_k , s'écrivent comme suit :

$$\alpha_L = \frac{(2 - \eta_L)}{\delta} \frac{d\delta}{dz}, \quad \eta'_L = \eta_L - 2 + \frac{R}{\delta}, \quad (4a-b)$$

$$\beta_L = \delta \quad (4c)$$

$$\alpha_M = \frac{\eta_M}{(R - \delta)} \frac{d\delta}{dz}, \quad \eta'_M = \eta_M, \quad (5a-b)$$

$$\beta_M = R - \delta \quad (5c)$$

	Equation	ψ_k	Γ_{ψ}	S_{ψ}
Phase liquide ($k = L$)	Quantité de mouvement	U_L	ν_L	$g - \frac{1}{\rho_L} \frac{dP}{dz}$
	Energie	T_L	a_L	0
Mélange air-vapeur ($k = M$)	Quantité de mouvement	U_M	ν_M	$g - \frac{1}{\rho_M} \frac{dP}{dz}$
	Energie	T_M	a_M	ϕ_{de}
	Diffusion	C	D_v	0

Tableau 1 : Liste des variables ψ_k , coefficients Γ_{ψ} et termes S_{ψ}

Le terme de diffusion enthalpique ϕ_{de} dans l'équation de conservation de l'énergie du mélange gazeux s'écrit sous la forme suivante:

$$\phi_{de} = D_v \frac{(c_{pv} - c_{pa})}{c_{pM} (R - \delta)^2} \frac{\partial T_M}{\partial \eta_M} \frac{\partial C}{\partial \eta_M} \quad (6)$$

- Equations de conservation du débit massique:

$$2\pi(R - \delta)^2 \int_0^1 \rho_M U_M \eta_M d\eta_M + 2\pi\delta^2 \int_1^2 \rho_L U_L \eta'_L d\eta_L = q_0 \quad (7)$$

$$q_0 = \pi R^2 \rho_0 U_0 \quad (8a)$$

$$q_C = \int_0^z J_v 2\pi(R - \delta) dz \quad (8b)$$

Où q_0 est le débit massique d'entrée du mélange air-vapeur, q_C le débit de condensat le long du tube et J_v la densité de flux massique de vapeur à l'interface donnée par l'équation (13c).

2.2 Conditions aux limites

- A l'entrée du tube, les profils du mélange air-vapeur sont supposés uniformes:

$$U_M = U_0, P_M = P_0, T_M = T_0, C = C_0 \quad (9a-d)$$

- Sur l'axe du tube ($\eta_M = 0$), par symétrie:

$$\frac{\partial U_M}{\partial \eta_M} \Big|_0 = 0, \quad \frac{\partial T_M}{\partial \eta_M} \Big|_0 = 0, \quad \frac{\partial C}{\partial \eta_M} \Big|_0 = 0 \quad (10a-c)$$

- A l'interface liquide - mélange gazeux :

Les conditions de continuité des vitesses, contraintes de cisaillement, températures, densités de flux thermique et massique et saturation de vapeur à l'interface s'écrivent respectivement:

$$U_L = U_M, \quad \frac{\mu_L}{\delta} \frac{\partial U_L}{\partial \eta_L} \Big|_i = \frac{\mu_M}{R - \delta} \frac{\partial U_M}{\partial \eta_M} \Big|_i \quad (11a-b)$$

$$T_L = T_M \quad (12a)$$

$$-\frac{\lambda_L}{\delta} \frac{\partial T_L}{\partial \eta_L} \Big|_i = -\frac{\lambda_M}{R - \delta} \frac{\partial T_M}{\partial \eta_M} \Big|_i + J_v L_c \quad (12b)$$

$$J_v = -\frac{\rho_M D_v}{(1 - C_i)(R - \delta)} \frac{\partial C}{\partial \eta_M} \Big|_i \quad (13)$$

$$C = \frac{M_v P_{vs}}{M_v P_{vs} + M_a (P - P_{vs})} \quad (14)$$

- A la paroi, les conditions de non-glissement et d'isothermie s'écrivent comme suit :

$$U_L = 0, T_L = T_w \quad (15a-b)$$

2.3 Paramètres hydrodynamiques et thermiques

En vue d'évaluer les transferts de chaleur au cours de la condensation, on définit le nombre de Nusselt local à la paroi et le flux thermique produit sur une hauteur z le long du tube selon les expressions suivantes :

$$Nu = \frac{R}{(T_w - T_0) \delta} \frac{\partial T_L}{\partial \eta_L} \Big|_w \quad (16a)$$

$$\phi = 2\pi\lambda_L(T_0 - T_w)\int_0^z Nu.dz \quad (16b)$$

D'autre part, dans le cas de la vapeur pure saturée, le modèle classique de Nusselt [1] pour la condensation sur une plaque plane verticale peut être appliqué pour un tube cylindrique de diamètre très grand par rapport à l'épaisseur de film. D'après ce modèle, les expressions analytiques des évolutions axiales des principales grandeurs caractéristiques de la condensation s'écrivent comme suit :

$$\delta = \left(\frac{4\lambda_L\mu_L\Delta T}{L_c g \rho_L^2} z \right)^{1/4} \quad (17a)$$

$$q'_L = \frac{\rho_L g \delta^3}{3\nu_L} \quad (17b)$$

Où q'_L représente le débit massique de liquide par unité de largeur.

3. Méthodologie numérique

La résolution des systèmes d'équations régissant les transferts dans les deux phases nécessite l'utilisation de procédures numériques. La méthode retenue est celle des différences finies en schéma implicite permettant la discrétisation de ces équations et leur transformation en systèmes d'équations algébriques. Dans notre étude, le maillage utilisé est uniforme selon la direction radiale η avec des pas d'espace constants $\Delta\eta_M$ en phase gazeuse et $\Delta\eta_L$ en phase liquide. Dans la direction axiale, afin d'affiner le maillage au voisinage du bord d'entrée où les gradients sont élevés, l'axe z a été divisé en deux parties. A l'entrée du tube sur une courte distance L_1 , le pas d'espace Δz_1 est relativement fin. Au-delà de cette distance, le pas d'espace Δz_2 est plus élevé.

Les équations de transfert étant de type parabolique, une méthode de résolution itérative est appliquée ligne par ligne depuis l'entrée jusqu'à l'extrémité du tube. Les équations de quantité de mouvement dans les deux phases associées à l'équation de conservation du débit sont résolues par la méthode de Gauss [10]. Les équations d'énergie dans les deux phases et de diffusion dans le mélange gazeux sont résolues par la méthode de Thomas [10]. L'évolution axiale de l'épaisseur δ de film liquide est déterminée par une procédure itérative avec la méthode de la sécante appliquée au bilan massique de condensat. La convergence de la solution numérique est supposée atteinte lorsque l'écart relatif de chaque variable ψ_k entre 2 itérations successives est inférieur à 10^{-5} .

Par ailleurs, des tests de sensibilité aux pas d'espace ont été menés en considérant différentes dimensions de maillage. Ils nous ont conduit à retenir le maillage le maillage $(N_M, N_L, M', M'') = (40, 10, 200, 2900)$, où N_M , N_L sont les nombres de nœuds dans la direction radiale et M' , M'' dans la direction axiale. Ce choix est justifié par une analyse comparative des nombres de Nusselt calculés avec les différentes grilles conduisant à un écart relatif inférieur à 0.7 % entre les différents maillages.

4. Résultats et analyse

Notre étude a porté sur les fluides frigorigènes suivants: le R12 de type chlorofluorocarbure CFC, le R134a et le R152a de type hydrofluorocarbure HFC. Ces fluides ont été considérés d'une part en présence d'air et d'autre part à l'état de vapeur pure saturée en utilisant le modèle de Nusselt [1] dans les mêmes conditions de température et de pression. Leurs propriétés thermophysiques à l'état vapeur et liquide ainsi que les coefficients de diffusion de vapeur sont calculés à partir de relations théoriques ou empiriques ou par interpolation à partir de tables de données disponibles dans la littérature [12]. Les calculs ont été effectués dans les conditions suivantes :

- Dimensions du tube: $R = 1$ cm, $L = 3$ m,
- Caractéristiques des fluides à l'entrée:
 $Re_0 = 2200$, $T_0 = 40^\circ\text{C}$, $C_0 = 0.85$,
- Température de paroi: $T_w = 35^\circ\text{C}$.

Les résultats sont présentés sous différentes formes:

- profils de vitesse des deux phases à mi-hauteur du tube et en fin de condensation (Figure 2),
- variations axiales du débit liquide q_L et de l'épaisseur de film δ (Figures 4, 6),
- évolutions du coefficient d'échange thermique h et flux de chaleur pariétal ϕ (Figures 5, 7).

Dans le cas des mélanges air-vapeur, la pression d'entrée P_0 est calculée en fonction de C_0 , T_0 par la relation (14). Pour les mêmes valeurs du nombre de Reynolds Re_0 , les débits d'entrée des mélanges sont légèrement différents car les viscosités des fluides sont différentes, celle du mélange air-R12 étant la plus élevée. Sur la Figure 2 représentant les profils de vitesse des deux fluides à l'entrée du tube, à mi-hauteur et en fin de condensation, on constate que la vitesse du mélange gazeux subit une forte diminution au niveau de l'axe du tube. Dans la région centrale du cylindre, apparaît un phénomène de renversement du sens de l'écoulement du mélange air-R134a, se manifestant par des valeurs de vitesses

axiales négatives (contraires à la direction principale de l'écoulement). Par contre, à l'interface liquide-mélange gazeux, la vitesse des deux fluides atteint des valeurs nettement supérieures à celles imposées à l'entrée, celle du R152a étant la plus élevée. Les écoulements de liquide restent toutefois laminaires, car les valeurs du nombre de Reynolds liquide Re_L sont suffisamment faibles pour tous les fluides.

D'autre part, en effectuant une analyse comparative du processus de condensation de ces trois réfrigérants, on constate que les évolutions du l'épaisseur de film, du débit liquide, du coefficient de convection et du flux thermique produit par la condensation sont les plus faibles pour le mélange air-R12, les plus élevées correspondant au mélange air-R152a (Figures 3-4). Ces évolutions sont également confirmées avec la vapeur pure saturée sur les Figures 5-6. En effet, une analyse des propriétés thermophysiques de ce dernier fluide (R152a) montre que celui-ci présente les plus faibles valeurs de masse molaire et de pression vapeur saturante, conduisant au taux le plus bas de vapeur résiduelle C_f et du gradient de fraction massique d'air dans le mélange. De plus, son coefficient de diffusion de vapeur dans l'air est également supérieur à ceux des autres fluides. Il s'ensuit un taux de condensation plus important, conduisant à des valeurs plus élevées de l'épaisseur et du débit de condensat par rapport aux autres fluides. En outre, les propriétés du fluide R152a se caractérisent également par les valeurs les plus élevées de chaleur latente de condensation et de conductivité thermique liquide, permettant d'obtenir un coefficient de convection par condensation et un flux de chaleur pariétal plus important que les autres fluides. Ces résultats sont en accord avec ceux obtenus par Louahlia et Panday [4] pour la condensation des fluides R12 et R152a à l'état de vapeur pure saturée en écoulement entre deux plaques planes horizontales.

Par ailleurs, une analyse comparative des Figures 4, 6 montre que les évolutions de l'épaisseur de film et du débit liquide calculées par le modèle de Nusselt pour la vapeur pure saturée sont toujours très supérieures à celles obtenues dans le cas du mélange air-vapeur. D'autre part, leur croissance n'est pas limitée par une valeur maximale limite comme pour le mélange gazeux. Ce qui montre que la présence d'air conduit à une forte réduction du taux de condensation. Les Figures 5, 7 montrent également que la condensation du mélange air-vapeur conduit à un flux de chaleur nettement plus faible que celle de la vapeur pure saturée. En effet, dans ce dernier cas, l'écart de température vapeur-paroi reste

constant, conduisant ainsi à des valeurs plus élevées du gradient thermique dans le film liquide et de la densité de flux de chaleur à la paroi.

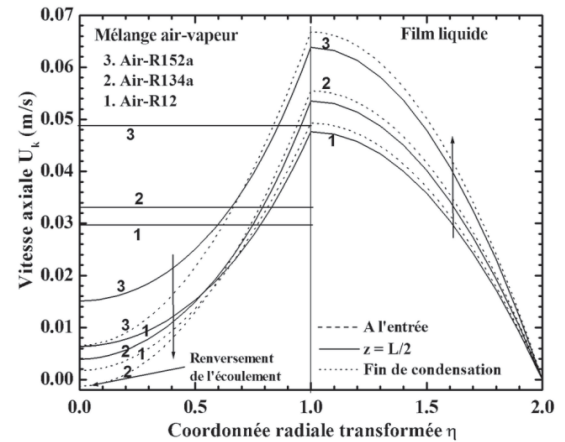


Figure 2 : Profils de vitesse pour les mélanges air-réfrigérants

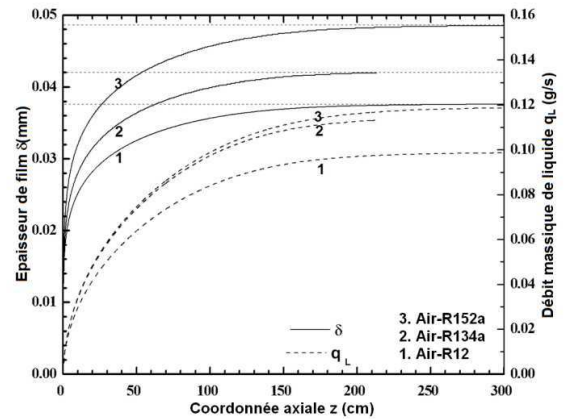


Figure 3 : Evolutions du débit et de l'épaisseur de condensat pour les mélanges air-réfrigérants

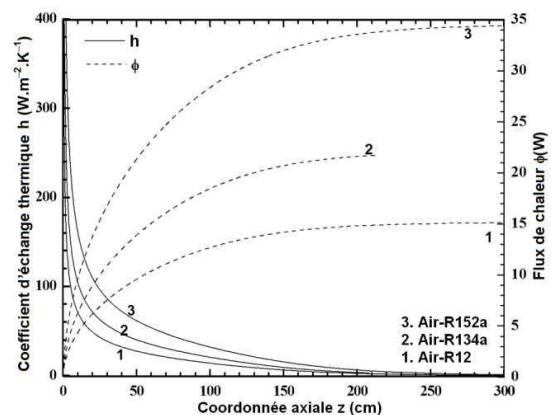


Figure 4 : Evolutions du coefficient d'échange thermique et du flux de chaleur des mélanges air-réfrigérants

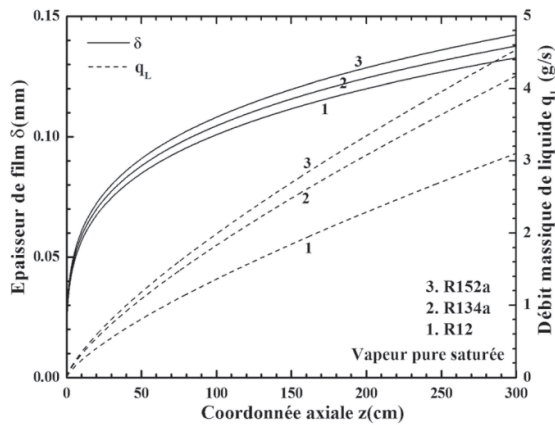


Figure 5 : Evolutions du débit et de l'épaisseur de condensat pour la vapeur pure saturée

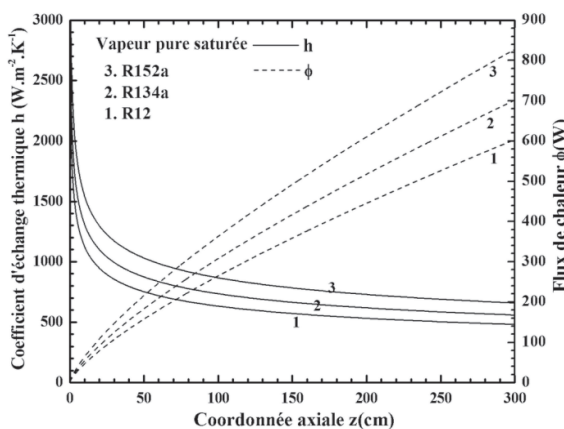


Figure 6 : Evolutions du coefficient d'échange thermique et du flux de chaleur pour la vapeur pure saturée

Conclusion

Dans ce travail, on présente une étude numérique des processus de transferts de chaleur et de masse lors de la condensation en film liquide de différents réfrigérants (R12, R134a, R152a) dans un tube vertical. La résolution des équations de transfert dans les 2 phases liquide et vapeur est effectuée par une méthode aux différences finies en schéma implicite. Le code de calcul élaboré permet de déterminer les évolutions axiales de l'épaisseur de film, du débit de condensat, du coefficient de transfert thermique et du flux de chaleur produit par la condensation. L'analyse comparative des résultats montre que les évolutions du taux de condensation et du flux de chaleur sont plus faibles pour le R12 et plus élevées pour le R152a à l'état de vapeurs pures ou de mélanges air-vapeur. Par ailleurs, la condensation de vapeur en présence d'air conduit toujours à des valeurs nettement plus faibles du coefficient d'échange thermique, de

l'épaisseur et du débit liquide par rapport à la vapeur pure saturée pour tous les fluides dans les mêmes conditions opératoires.

Références

- [1] W. NUSSELT, The condensation of steam on cooled surfaces, *Vereines Deutscher Ingenieure*, Vol. 60, pp. 541-575, 1916.
- [2] P. PANDAY, Transfert en changement de phase. Condensation sur des surfaces lisses, *Techniques de l'Ingénieur*, pp. 1-24, BE 8 238.
- [3] A.S. DALKILIC, S. WONGWISES, Intensive literature review of condensation inside smooth and enhanced tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 3409-3426, 2009.
- [4] H. LOUAHLIA, P.K. PANDAY, Etude de la condensation par convection forcée du R113, R152a et du R12 sur une plaque plane horizontale, *Journal de Physique III*, Vol. 6, pp. 873-892, 1996.
- [5] X. BOISSIEUX, M.R. HEIKAL, R.A. JOHNS, Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part II: condensation, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 23, pp. 345-352, 2000.
- [6] E.C. SIOW, S.J. ORMISTON, H.M. SOLIMAN, Two-phase modelling of laminar film condensation from vapour-gas mixtures in declining parallel-plate channels, *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 46, pp. 458-466, 2007.
- [7] PK.PANDAY, Two-dimensional turbulent film condensation of vapours flowing inside a vertical tube and between parallel plates: a numerical approach, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 26, pp. 492-503, 2003.
- [8] AS. DALKILIC, S. LAOHALERTDECHA, S. WONGWISES, Experimental investigation of heat transfer coefficient of R134a during condensation in vertical downward flow at high mass flux in a smooth tube, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 1036-1043, 2009.
- [9] ZY. SHI, JP. CHEN, V. GRABENSTEIN, S. KABELAC, Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of R134a in a plate heat exchanger, *Heat Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 1177-1185, 2010.
- [10] J.P. NOUGIER, Méthodes de calcul numérique, *Ed. Masson*, Paris, 1991.
- [11] B. E. POLING, J. M. PRAUSNITZ, J. P. O'CONNELL, The Properties of Gases and Liquids, *Fifth Edition*, McGraw-Hill, 2004.
- [12] ASHRAE Handbook, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Thermophysical properties of refrigerants, *Fundamentals*, SI Edition, 2009.

ZID Said ¹
BENNOUI Mohamed Salah ^{2*}

¹ Laboratoire de génie
climatique, université Mentouri
Constantine, Algérie

* Auteur correspondant
(bennouims@gmail.com)

SIMULATION D'UN SYSTEME DE RAFFRAICHISSEMENT SOLAIRE PAR DESSICCATION SOUS UN CLIMAT ARIDE

Résumé :

Le présent travail a pour but d'étudier la faisabilité et la performance d'un système de conditionnement de l'air par dessiccation utilisant l'énergie solaire pour créer le confort dans les bâtiments du sud Algérien, ainsi une simulation dynamique est faite qui tient compte des conditions climatiques de la ville de BECHAR, les résultats montrent que le système est très performant sous le climat étudié et que sa consommation de l'énergie est très économique.

Mots clés : dessiccation, énergie solaire, fraction solaire.

Nomenclature

A_c surface du capteur solaire, m^2
 a_1 coefficient de pertes linéaires, $W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$
 a_2 coefficient de pertes quad, $W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$
 C_{min} débit capacitif minimal
COP coefficient de performances.
 C_p chaleur massique de l'air ($KJ.Kg^{-1}$)
 f_1, f_2 fonctions potentielles.
FS fraction solaire
 h enthalpie ($KJ.Kg^{-1}_{as}$)
 I_d rayonnement incident par unité de surface ($W.m^{-2}$)
 m débit massique de l'air, $Kg.s^{-1}$
 T température, $^{\circ}C$
 Q_{aux} : puissance de la batterie auxiliaire, kW
(

Q_s : puissance délivrée par le capteur (KW)
 Q_s puissance de la batterie solaire (KW)
 w humidité absolue ($Kg_{eau}.Kg^{-1}_{as}$)

Lettres grecques

ε efficacité
 η rendement du capteur
 η_0 rendement optique du capteur

Indices / Exposants

amb ambiante
e entrée
f fluide
s sortie
sat saturation

1. Introduction

La difficulté du marché des énergies fossiles liée à l'économie d'un monde en crise, outre les contraintes environnementales, rendent indispensable le recours à des énergies propres et durables connues sous le nom d'énergies renouvelables [1]. L'utilisation des énergies renouvelables, et plus particulièrement celle de l'énergie solaire pour contribuer au conditionnement de l'air en été est une alternative remarquablement attirante, puisque le maximum d'énergie solaire reçue par la terre correspond à celui des besoins en froid [2].

L'Algérie étant un pays chaud en été et ayant un ensoleillement d'une forte intensité pourrait profiter en grande partie des technologies solaires servant à produire du froid, il est vrais que les technologies de production de froid à partir de sources de chaleurs ont un coefficient de performance très réduit par rapport à la compression mécanique (de l'ordre de 0,6 à 0,8) [2] mais l'importance du coût de l'énergie motrice saurait imposer ces systèmes, en utilisant l'énergie solaire on

aurait fourni de l'énergie gratuite, et même en ayant un appoint fonctionnant au gaz naturel on aurait payé des kWh six fois moins cher que le kWh électrique [1]. Les technologies de conditionnement de l'air par énergie solaire utilisent souvent des cycles fermés tels que les systèmes à absorption et les systèmes à adsorption, dans cet article on s'intéresse à un système ouvert qui s'appuie principalement sur l'eau et son potentiel de changement de phase qui s'accompagne avec un changement de température, il s'agit du système solaire à dessiccation, beaucoup d'études ont été effectuées sur le système [2-7] la plupart d'entre elles ont été effectuées dans des climats humides, cet article tend d'approcher l'utilisation de ce système sous un climat aride qui marque les villes chaudes du sud, l'air étant déjà sec et le sécher davantage lui donne une meilleure capacité à se refroidir par évaporation donc l'augmentation du potentiel de refroidissement évaporatif. La simulation se fait sous TRNSYS et prend le climat de la ville de BECHAR comme cas de figure.

2. Description et modélisation

L'installation de conditionnement de l'air à dessiccation se compose essentiellement d'une roue dessiccante composée de matériau dessiccant en général le Selica-Gel son rôle est de déshumidifier l'air neuf appelé aussi air de process, le matériau dessiccant devenu saturé peut être libéré de son humidité quand l'air chaud de la section régénération, on trouve aussi dans l'installation un échangeur rotatif sensible qui sert à récupérer la chaleur entre deux flux d'air à contre-courant, les humidificateur direct et retour, et les ventilateur de soufflage et de reprise le déroulement du processus selon les points marqués sur Fig. 1 est le suivant :

Phase 1 – 2 : L'air est déshumidifié au travers de la roue à dessiccation, il en résulte une diminution de son taux d'humidité et une augmentation de sa température.

Phase 2 – 3: L'air passe dans l'échangeur rotatif, il est refroidi par l'air passant dans la gaine supérieure définie par le point 5, il en résulte température de manière sensible.

Phase 3 – 4: L'air passe dans l'humidificateur de process, son taux d'humidité augmente jusqu'à l'humidité de soufflage et sa température diminue du fait de l'évaporation de l'eau.

Phase 4' – 5: L'air repris du local à climatiser passe dans l'humidificateur de retour son taux d'humidité augmente et sa température diminue.

Phase 5 – 5': L'air refroidi par l'humidification passe dans l'échangeur rotatif et refroidi l'air de process.

Phase 5 –6: L'air passe dans la batterie chaude solaire de régénération où sa température augmente.

Phase 6 – 7: dans le cas où la batterie solaire s'avère insuffisante, la batterie auxiliaire intervient.

Phase 7 – 8: La température de l'air sortant est suffisante et permet de régénérer la roue dessiccante en la traversant.

La roue est modélisée par analogie selon le modèle de Pascal Stabat [7]

$$F_1 = \frac{-2865}{(273,15 + T)^{1,49}} - 4,43w^{0,8624} \quad (1)$$

$$F_2 = \frac{(273,15 + T)^{1,49}}{6360} - 1,27w^{0,07969} \quad (2)$$

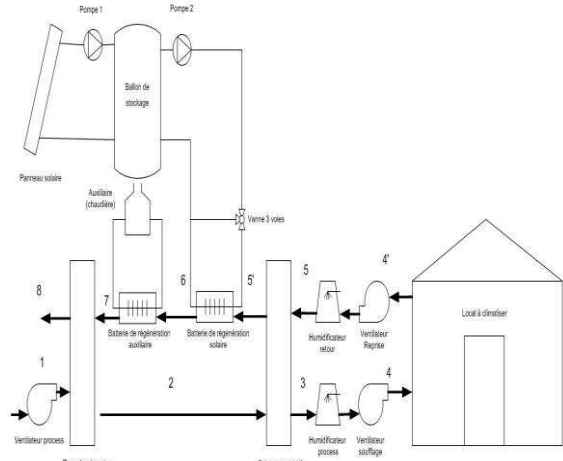


Figure 1 : Cycle de conditionnement de l'air par dessiccation solaire

Le calcul se fait sur deux phase, dans la première l'algorithme calcule les paramètres spécifiques du modèle à partir des données du constructeur, dans la deuxième il prédit les conditions de sortie de l'air en fonction des conditions d'entrée, la température de régénération est ainsi calculée, les batteries de chauffage de l'air sont programmées pour fournir un air à une température égale à celle de régénération à chaque instant.

Les échangeurs rotatifs, batterie solaire et batterie auxiliaire sont modélisés à l'aide d'une équation de l'efficacité.

$$Q_s = \varepsilon \cdot C_{\min} (T_{1,e} - T_{2,e}) \quad (3)$$

Quant aux humidificateurs ils sont considérés comme étant adiabatiques.

$$\varepsilon = \frac{(T_e - T_s)}{(T_e - T_{sat})} \quad (4)$$

Le modèle du capteur est à efficacité quadratique :

$$\eta = \frac{Q_s}{I_d A_c} \quad (5)$$

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{(T_f - T_{amb})}{I_d} - a_2 \frac{(T_f - T_{amb})^2}{I_d} \quad (6)$$

Le bâtiment utilisé sert à simuler les charges thermiques, il est de type administratif, d'une surface de 400 m² s'étalant sur deux étages, il est occupé de 8h à 17h, avec au total 50 personnes.

Les données climatiques sont stockées dans un fichier météo et permettent une simulation dynamique.

3. Discussion des résultats

Les résultats de la simulation sont présentés pour le un jour moyennement chaud du mois de Juillet pris comme jour type.

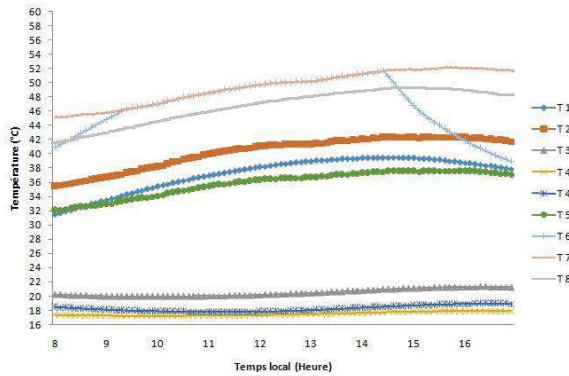


Figure 2 : Variation des températures dans les points de l'installation

La figure 3 décrit la variation des températures dans les différents points de l'installation, L'air extérieur caractérisé par la température T1 entre dans la roue dessiccante son séchage provoqué par l'effet dessiccant du Selica-gel conduit à l'élévation de sa température jusqu'à T2, ensuite elle baisse après passage par l'échangeur sensible rotatif et devient T3, l'humidification directe fait encore baisser la température jusqu'à T4 qui est la température de l'air soufflé dans le local, on remarque qu'elle descend jusqu'à 17 °C malgré que la température extérieure se situe entre 32°C et 38°C pendant la journée ceci peut ce constat permet de prouver la performance de la dessiccation dans le climat sec. La température T6 qui est la température de la sortie de la batterie chaude solaire et qui tend à égaler la température de régénération s'y approche avec l'augmentation de l'intensité du rayonnement solaire et l'atteint vers 9h30 ce qui s'explique sur le graphe par les deux courbes confondues celle de T6 et T7 température de sortie du réchauffeur auxiliaire et aussi température de régénération, à partir de 14h30 la batterie solaire redevient insuffisante et la température à sa sortie commence à redescendre

Le critère permettant de qualifier la contribution de l'énergie solaire dans le fonctionnement du système est la fraction solaire FS définie comme :

$$FS = \frac{Q_{sol}}{Q_{sol} + Q_{aux}} \quad (7)$$

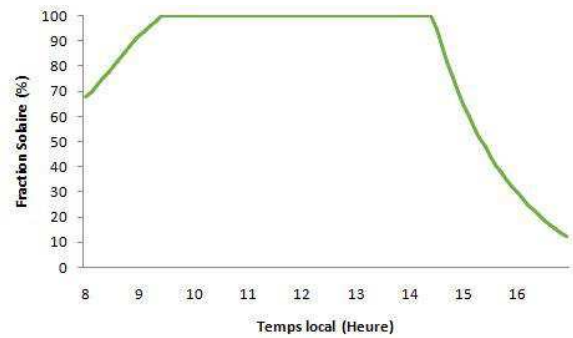


Figure 3 : Fraction solaire journalière.

La courbe de la fraction solaire (fig. 4) confirme l'allure de la variation de la température T6, la fraction solaire augmente dans la matinée et atteint la valeur de 100% vers 9h30 quand l'intensité du rayonnement solaire est plus grande et commence à régresser à partir de 14h30 quand commence la diminution de l'intensité du rayonnement solaire.

On considère comme paramètre jugeant la performance du système, le coefficient de performances thermique pour simplification, il est défini par :

$$COP = \frac{\dot{m}Cp(h_4 - h_1)}{Q_{sol} + Q_{aux}} \quad (8)$$

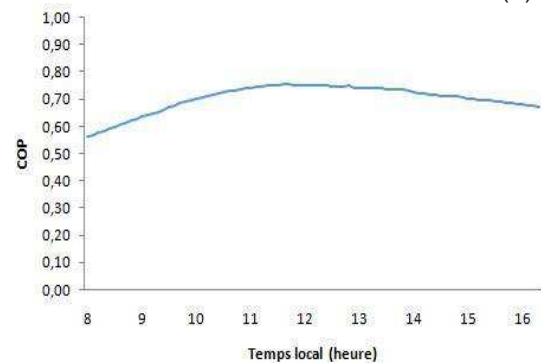


Figure 4 : Variation du COP.

On remarque que le COP varie entre 0,55 et 0,75 ce qui est déjà satisfaisant pour un système à dessiccation, il augmente pour avoir son maximum aux alentours de 11h et 12h pour redescendre ensuite, il est influencé par la température extérieure plus elle augmente et plus il diminue du fait de la diminution de l'écart $h_4 - h_1$, l'autre influence est l'humidité absolue qui influe sur la température de la température de régénération (en plus de l'influence de la température extérieure), plus l'air est humide et plus la température de régénération que demande le système est

élevée, cette élévation nécessite une plus forte énergie thermique donc augmentation de la valeur de $Q_{sol}+Q_{aux}$ ce qui conduit évidemment à la diminution de la valeur du COP.

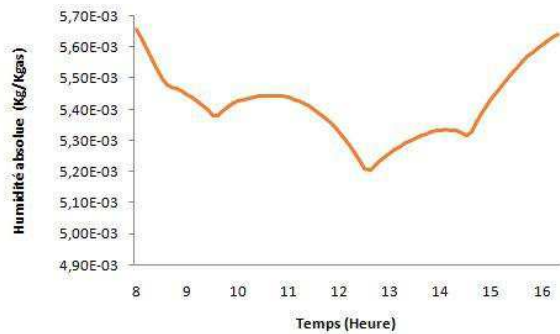


Figure 4 : Variation de l'humidité absolue.

Le COP varie dans le sens contraire de la variation de l'humidité absolue vu qu'elle agit en compagnie de la température extérieure sur la demande du système en énergie thermique.

Références

- [1] BENNOUI Mohamed Salah Optimisation de procédés de climatisation solaire, Thèse de Magistère dirigée par Pr ZID Said, Université Constantine 1.
- [2] VITTE Thibaut Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : Proposition d'une stratégie de régulation du système, Thèse de Doctorat, INSA Lyon.
- [3] BENNOUI Mohamed Salah et ZID Said, étude d'un système de climatisation solaire dans deux climats Algériens. Conférence CNERA14, 17,18 Février 2014 Adrar.
- [4] BENNOUI Mohamed Salah, ZID Said et al, Proposition de stratégie de contrôle hybride sur une installation solaire par dessiccation. Séminaire SIPE12 21,22 Février 2015 Bechar.
- [5] BOURDOUKAN, P., WURTZ, E., JOUBERT, P., SPERANDIO, "Potential of solar heat pipe vacuum collectors in the dessiccant cooling process: modelling and experimental results". Solar Energy Vol.82, March 2009 pp.1209–1219.
- [6] HENNING, H.-M., ERPENBECK, T., HINGENBURG, C., SANTAMARIA, "The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles". Heat Mass Transfer, Vol. 24, 2001, pp.220–229.
- [7] STABAT P., Modélisation de composants de systèmes de climatisation mettant en oeuvre l'adsorption et l'évaporation d'eau, Thèse de doctorat, Paris, Ecole des Mines de Paris.

Tarek KHOUALDI¹**Mohamed Esalah****ROUABEH²****Mohamed BOURAOUI³**

¹ Laboratoire de génie climatique
 Département de Génie
 mécanique, Faculté des
 Sciences de la Technologie.
 Université Frères Mentouri –
 Constantine 1. Campus Ahmad
 Hamani, 25000 Constantine,
 Algérie

tarek-clim@hotmail.com

Contribution à l'étude thermo-aéraulique d'un espace d'habitation munie d'un système de climatisation

Résumé : La simulation thermo-aéraulique, c'est l'étude du profil de température de l'air ambiant du local a pour objectif d'assurer le confort thermique, cette étude a pour objectif d'étudier un local située en Algérie, consiste à faire des simulations numériques du comportement thermo-aéraulique des ambiances intérieures des locaux d'habitation, on a pris le fluent comme un logiciel de mécanique de fluide, L'objectif principal est de faire une comparaison le confort thermique en comparant les résultats numériques obtenus pour un local d'habitation chauffé par différents systèmes. Les résultats obtenus montrent que l'utilisation d'un système de chauffage par plancher permet d'assurer un meilleur confort thermique.

Mots clés : confort thermique, CFD fluent, ventilation

Nomenclature

Q Puissance de chauffage, W

Qv Débit spécifique de ventilation, m^3/h

Qs Débit supplémentaire par infiltrations dues au vent, m^3/h

Qp Puissance de chauffage par Renouvellement d'air, W

DT Déperditions par transmission, W/K

D_{Inc} Déperditions à travers les parois contact avec locaux non chauffés, W/K

DR Déperditions renouveau d'air, W/K

Dli Déperditions dans les liaisons, W/K

Ds Déperditions surfaciques par les parties des parois contact avec l'ext., W/K

TR Température de l'air de la PAC, $^{\circ}C$

Tbe Température extérieure de base, $^{\circ}C$

Tbi Température intérieure de confort, $^{\circ}C$

S Surface de la grille de ventilation, m^2

v Vitesse d'entrée de l'air de la PAC, m/s

C_{in} Coefficient de surpuissance

Q_{vref} Débit extrait de référence, m^3/h

Cp Chaleur spécifique de l'air, $J/kg.K$

m Débit massique, kg/s

D Déperditions totales d'un volume, W

Lettres grecques

ρ Masse volumique de l'air, kg/m^3

Indices / Exposants

i volume
 max maximum
 min minimum

1. Introduction

Le thermique du bâtiment est un domaine visant à étudier les besoins énergétiques des bâtiments, le choix du mode de chauffage dans une habitation est un facteur important pour assurer le confort thermique, nous connaissons plusieurs moyens pour chauffer ou refroidir un bâtiment, la diversité des transferts de masse et de chaleur, leurs ententes actions souvent complexes, L'amélioration des conditions de confort et au chauffage par des moyens écologiques à faible coût énergétique sont considérées aujourd'hui comme une priorité absolue dans le monde entier. En Algérie le secteur résidentiel représente à lui seul 40% de la consommation énergétique [1].

Des travaux de recherche, menés au CNERIB 'Centre National d'Etudes et de Recherches Intégrées du Bâtiment', ont permis l'élaboration et l'adoption de deux Documents Techniques Réglementaires, DTR C3-2 'Réglementation Thermique des Bâtiments d'Habitation - Règles de Calcul des Déperditions Calorifiques, 'Fascicule 1' et DTR C 3- 4, 'Règles de Calcul des Apports Calorifiques des Bâtiments (Climatisation), 'Fascicule 2'. [2,3].

Dans ce travail, l'utilisation du logiciel de simulation numérique Fluent, permet de visualiser le profil de température en régime permanent d'un local, d'une habitation chauffée par un pompe à chaleur et radiateur

et par plancher, Des travaux de recherche ont été effectués dans ce contexte

Ainsi, Stamou et Katsiris [4] ont appliqué le modèle basé SST k- ω pour calculer les vitesses d'écoulement d'air et les températures dans une salle de bureau modèle. Les calculs sont comparés avec les résultats expérimentaux et les résultats du k- ϵ standard, le RNG k- ϵ modèle et le modèle laminaire. Les résultats montrent que les trois modèles turbulents testés prédisent de manière satisfaisante les principales caractéristiques qualitatives du flux thermique et du champ de température. Le modèle basé SST k- ω a montré le meilleur accord avec les données mesurées.

J.A. Myhren *et al.* [5] ont étudié la performance des émetteurs de chaleur dans un local et son interaction avec le système de ventilation. L'étude est faite en utilisant la simulation numérique. L'exploitation a permis la visualisation des profils de vitesse, l'optimisation du confort thermique ainsi que la comparaison entre les différents systèmes de chauffage par radiateurs intégrés. Les résultats obtenus ont montré que le chauffage par radiateur ventilé offre un climat thermique plus stable que celui par radiateur classique dans d'un local.

Sevilgen et Kilic [6] ont étudié une pièce chauffée par des radiateurs à deux panneaux. Un mannequin en position assise simulant un occupant a été pris en compte dans le modèle de la chambre. Les surfaces du mannequin ont été supposées à température constante. Les interactions thermiques entre la surface du corps humain et l'environnement de la chambre, le flux d'air, la température, l'humidité et les caractéristiques locales de transfert de chaleur du mannequin et les surfaces de la pièce ont été calculées numériquement par le modèle turbulent k- ω dans différentes conditions environnementales. Les résultats montrent que la consommation d'énergie peut être considérablement réduite tout en augmentant le confort thermique en utilisant des matériaux isolants pour la paroi extérieure et des fenêtres performantes énergétiquement.

2. Formulation des déperditions thermique

Il est nécessaire de faire un bilan thermique du local considéré, Avant de procéder à la simulation numérique, en se basant sur les équations contenues dans le document technique réglementaire, 'DTR C 3-2'.

2.1 Déperditions totales d'un volume

Les déperditions totales Di d'un volume i sont données par:

$$Di = (DT) i + (DR) i \quad (1)$$

2.1.1 Déperditions par renouvellement d'air

Les déperditions par renouvellement d'air DR d'un local :

$$DR = 0.34 \times (Q_v + Q_s) \quad (2)$$

Avec

$$Q_v = \text{Max} [0.6 \times V_h, Q_{vref}] \quad (3)$$

$$Q_{vref} = \frac{5 Q_{vmin} Q_{vm}}{6} \quad (4)$$

2.1.2 Déperditions par transmission d'un volume (i)

Les déperditions par transmission $(DT) i$ d'un volume i , à travers son enveloppe, sont données par:

$$(DT) i = (Ds) i + (Dli) i + (Dsol) i + (Dln c) i \quad (5)$$

2.2 Formulation de la puissance de chauffage

La puissance Q nécessaire pour établir le confort thermique dans le local dépend du type de système de chauffage utilisé.

- Pour un système de chauffage par pompe à chaleur, elle est donnée par:

$$Q = Q_p = \dot{m} \times C_p \times (TR - T_{bi}) \quad (6)$$

avec:

$$\dot{m} = \rho \times v \times S$$

-Pour un système de chauffage par radiateur ou par plancher chauffant, elle est donnée par:

$$Q = (T_{bi} - T_{be}) \times (((1 + \text{Max}(Cr, Cin)) \times DT) + ((1 + Cr) \times DR)) \quad (7)$$

3. Description du local et des Systèmes de chauffage intégrés

3.1 Le local

On a un local d'habitation mono zone de dimensions intérieures: (3,50 × 3,00 × 2,80) m³, avec un plancher bas en contact avec une cave non chauffé, Il dispose d'une fenêtre de (0,80 × 0,60) m à une distance de 1,00 m au-dessus du niveau du plancher bas et d'une porte de (0,80 × 2,10) m, Pour assurer un renouvellement d'air dans le local, deux

bouches d'entrée et de sortie d'air de même dimension (0,4 x 0,05) m.

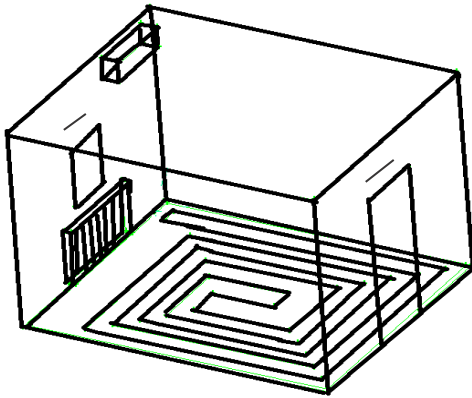


Figure 1 : Description du local et des équipements

3.2 Systèmes de chauffage

3.2.1 Chauffage par radiateur

Système de chauffage utilisé en Algérie. Il s'agit d'un émetteur de chaleur de type colonnes (Fig. 2) dans lequel circule un fluide caloporteur pouvant atteindre des températures de l'ordre de 80 °C.

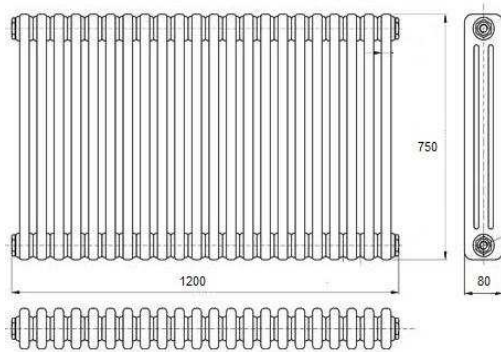


Figure 2 : Radiateur du local

3.2.2 Chauffage par pompe à chaleur (PAC)

Le chauffage est assuré par une pompe à chaleur (PAC) de type air/air (Fig.3), ou l'air chaud est soufflé à l'intérieur du local, puis repris pour être recyclé. Ce système de chauffage est devenu de plus en plus utilisé en Algérie, vu qu'il est utilisé aussi pour le rafraîchissement (système réversible chaud et froid).



Figure 3 : chauffage par pompe à chaleur.

3.2.3 Chauffage par plancher chauffant

Le chauffage est assuré par un plancher chauffant à basse température (température de surface de l'ordre de 26 °C), où un circuit hydraulique (Fig.4) est noyé dans une dalle en béton et dans laquelle circule un fluide caloporteur (température de l'ordre de 50 °C). Le système est moins répandu en Algérie, vu le manque d'informations sur ses avantages et ses inconvénients, ainsi que sa mise en œuvre.

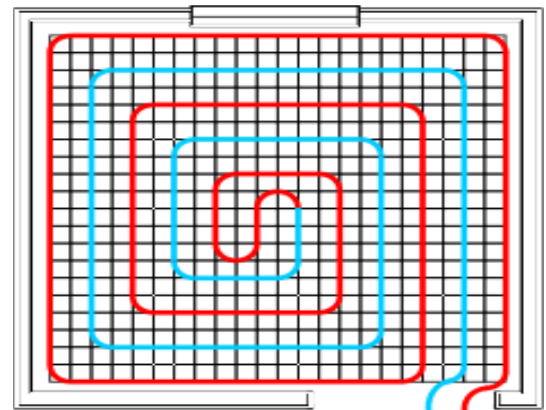


Figure 4 : Système de chauffage par plancher

4. Procédés de simulation thermique

4.1 Coefficients d'échanges thermiques globaux

Les coefficients k_1 , k_2 , k_3 , k_4 et k_5 , en (W/m².K) pour un logement individuel sont donnés dans le Tableau 1.

Pour le cas étudié, Les équations utilisées sont les équations régissant le mouvement des fluides, appelées équations de Navier-Stokes. La résolution permet de déterminer les champs de mesure de température, de vitesse et de pression en régime transitoire ou stationnaire.

-Le modèle de turbulence utilisé dans cette étude est de type modèle k-epsilon s'appuyant sur le fait qu'il donne, en général de bons résultats dans les configurations simples.

Plancher haut (k ₁)	Plancher bas (k ₂)	Mur (k ₃)	Porte (k ₄)	Fenêtre (k ₅)
1.1	2.4	1.4	3.5	4.5

tableau 1 : Coefficients de référence [1]

4.1 Conditions aux limites

-Bouche d'entrée d'air à vitesse uniforme égale à 0,6 m/s, à température égale à 4°C « velocity_inlet ».

-Température du local non chauffé en dessous du plancher bas prise égale à 12 °C.

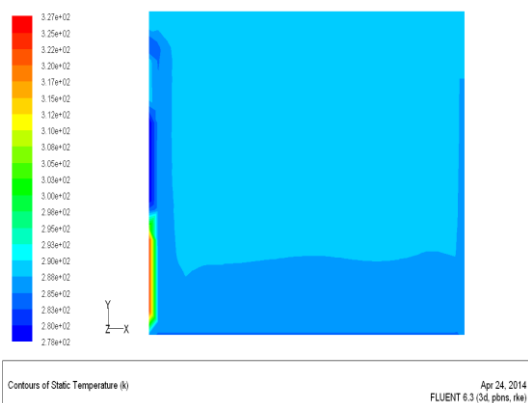
-Bouche de sortie d'air, une condition de type « Out flow » est considérée.

-Les valeurs de puissance de chauffage de chaque cas d'étude sont regroupées dans le Tableau suivant:

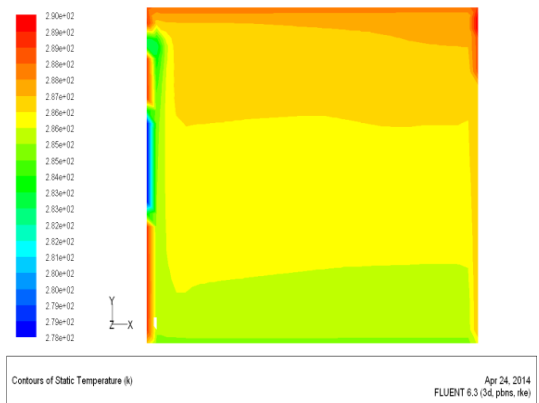
Cas de chauffage	Q (KW)	T (°C)	V (m/s)
Radiateur	1,2	60	-
Pompe à chaleur	1,2	27	1.8
Plancher chauffant	1,2	40	-

tableau 2 : Puissance de chauffe

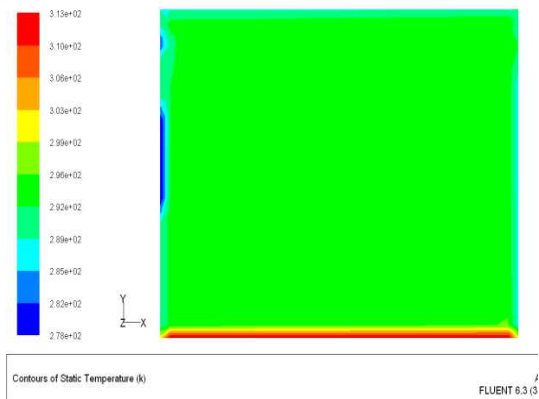
5. Résultats et discussions



Cas 1 : Chauffage par radiateur



Cas 2 : Chauffage par pompe à chaleur



Cas 3 : Chauffage par plancher bas

Figure 5 : variation de la température sur un plan vertical au milieu de la cellule pour les trois cas.

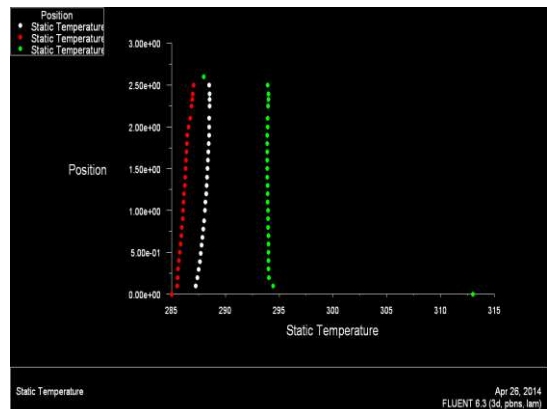


Figure 6 : comparissant de Profils de température du local pour les différents cas de chauffage

Nous remarquons que pour le chauffage par plancher bas (Cas 3), la température de l'air dans la zone d'occupation représentée sur la figure varie entre 20 °C et 21 °C, soit une variation de 1°C entre le plancher bas et une hauteur de 2,5 m.

Par contre, pour les deux autres types de chauffages, nous remarquons qu'une variation de température de l'air compris entre 14 °C et 15 °C pour le Cas 1 (chauffage par radiateur), De même pour le Cas 2 (chauffage par pompe à chaleur), la température varie entre 13°C et 14.5 °C, cette température est moins élevée au niveau du bas et augmente avec la hauteur.

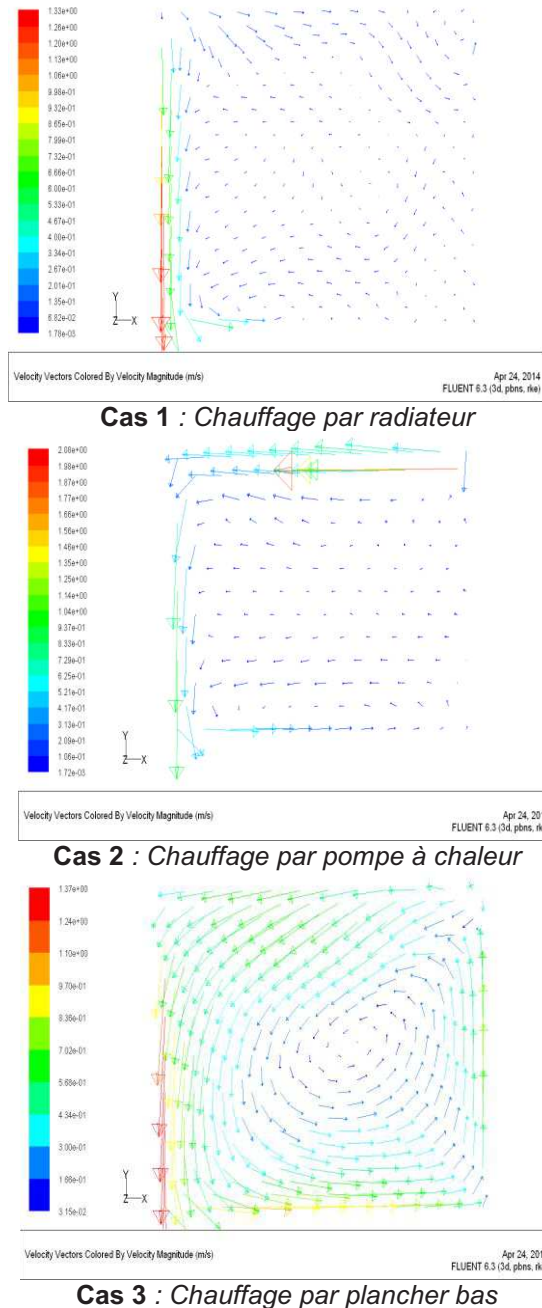


Figure 7 : Variation des vecteurs vitesses dans la cellule pour les 3 cas.

Nous remarquons que pour les deux premier cas de chauffage (chauffage par radiateur et par pompe à chaleur) presque les vecteurs vitesse dans la zone d'occupation

varient entre (0.2 et 0.4) m/s et avec vitesse très grande devant les parois avec circulation aléatoire, par contre dans le troisième cas (chauffage par plancher) les vecteur vitesse varient entre (0.3 et 0.8) m/s avec circulation homogène et presque uniforme.

5. Conclusion

Dans cette étude, nous avons étudié le confort thermique d'un local d'habitation chauffé par trois différents types de chauffage: le chauffage par radiateur, par plancher bas et par pompe à chaleur.

La simulation thermo-aéraulique a été réalisée en utilisant le logiciel Fluent, de mécanique des fluides. Les résultats numériques ont pu prédire le confort thermique global dans le local d'habitation modèle et ce pour les trois cas de chauffage étudiés. Ils ont montré aussi que dans le local d'habitation équipé d'un plancher chauffant basse température génère un meilleur confort thermique par rapport aux deux autres types de chauffage.

Références

- [1] Consommation Energétique Finale de l'Algérie, *Données & Indicateurs APRUE, Algérie, 2014.*
- [2] Document Technique Réglementaire "Règlement thermique des bâtiments d'habitation – Règles de calcul des déperditions calorifiques", *DTR C3-2 fascicule 1, CNERIB, Alger, Algérie, 2005.*
- [3] Document Technique Réglementaire, Règlement thermique des bâtiments d'habitation – *Règles de calcul des apports calorifiques des bâtiments, DTR C3-4 fascicule 2, CNERIB, Alger, Algérie, 2005.*
- [4] A. STAMOU, I. KATSIRIS, Verification of a CFD model for indoor air flow and heat transfer Building and Environment, *vol. 41, pp.1171-1181, 2006.*
- [5] J.A Myhren and S. Holmberg, 'Design Considerations with Ventilation-Radiators: Comparisons to Traditional Two-Panel Radiators', *Energy and Buildings, Vol. 41, pp. 92 – 100, 2009*
- [6] G. SEVILGEN, M. KILIC, Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort in a room

heated by two-panel radiators, *Energy and buildings*, Vol 43, pp.137- 146, 2011.

[7] F. Boudali Errebai ¹, L. Derradji ¹, Y. Maoudj ¹, M. Amara ¹ et A. Mokhtari ²
«Confort thermique d'un local d'habitation: Simulation thermo aéraulique pour différents systèmes de chauffage» *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 15 N°1 (2012) 91 – 102.

[8] ^a N. BELKACEM, ^a L. LOUKARFI, ^a A. KHELIL, ^b H. NAJI, ^aM. BRAIKIA, ^c M. MISSOU
«Simulation des charges thermiques dans une habitation pilote à plancher réversible» *Revue «Nature & Technologie »*. C- *Sciences de l'Environnement*, n° 13/ Juin 2015. Pages 17à 22.

Computational study of flow and radiation fields in UV photoreactor for water treatment

Nabila DJADI ¹
Wahiba KAABAR ²

^{1,2} Département de Chimie,
Faculté des Sciences Exactes,
Université des frères Mentouri,
Constantine, Algérie

* Auteur correspondant
(w_kaabar@yahoo.co.uk)

Abstract :

This paper describes a modeling investigation of a three-dimensional fluid flow and radiation distribution inside an annular UV photoreactor by considering the computational fluid dynamics method with radiative transfer. The finite volume method has been used to solve the Navier-Stokes equations governing the turbulent flow. The radiative transfer equation is solved by the discrete ordinates (OD) method. The numerical results of the hydrodynamic and radiation show the velocity field and the location of recirculation and stagnation zones into the UV reactor, as well as the intensity distribution. The fluid flows within the reactor play a vital role in governing the UV dose distribution, which represents the main parameter that influences the performance and efficiency of UV reactors.

Keywords: UV photoreactor, computational fluid dynamics, hydrodynamic, radiation, dose distribution.

1. Introduction

Water treatment processes using UV technology have seen a rapid growth in recent years. UV Photolysis and photo-initiated oxidation have great potentials for the inactivation of microorganisms and the destruction of a wide range of contaminants in water [1]. These UV technologies are reliable and cost-effective solutions to treat the recalcitrant pollutants and other conventional pollutants which are toxic and harmful compounds for human health and environment.

To improve reactors performance a successful simulation of UV systems is needed; the design and scale-up of these reactors require an accurate prediction of fluid behavior and radiation distribution within the reactor. A very effective approach to tackle this challenge is computational fluid dynamics (CFD). This tool is a well-established technique for the analysis of systems involving fluid flow, radiation transfer, mass transfer, reaction and associated phenomena [2]. CFD is becoming an affordable engineering tool to simulate and optimize reactor designs.

The present study deals with the modeling and simulation of radiant energy field and velocity field through an annular reactor using computational fluid dynamics. The reactor domain has been discretized using a structured grid (hexahedral meshes in three-dimensional geometries). Structured grids generally lead to fast and accurate flow solvers

and are therefore preferred where the cost of generating the grid is not excessive [1].

2. Mathematical formulation

2.1 Flow field

The flow is supposed turbulent thus the governing equations are the Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) equations :

Mass conservation;

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Momentum conservation;

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{U}_i \bar{U}_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{u_i u_j} \right] \quad (2)$$

The k-ε turbulence model : additional transport equations to close the system;

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \epsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \nu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \quad (4)$$

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (6)$$

2.2 Radiation field

Radiation model can be developed by solving radiative transfer equation (RTE):

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{dx} + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an_0^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (7)$$

Where, I is the radiation intensity; $\vec{r}$ is the position vector; $\vec{s}$ is the direction vector; a is the absorption coefficient; σ_s is the scattering coefficient; n_0 is the refractive index; σ is the Stefan-Boltzmann constant; T is the local temperature; $\vec{s}'$ is direction propagation of radiation, Φ scattering phase function and Ω' is the solid angle.

3. Geometrical model

The annular reactor geometry considered for the present study is shown in Figure 1. The geometry was created in commercial software Gambit. The reactor consists of 0.089 m outer tube diameter, 0.02 m inner tube diameter and 0.94 m total length with 0.022 m diameter inlet and outlet tubes. The later are placed 0.025 m from each respective end to form a U-shape annular reactor, and are chosen to be 45 diameters in length to ensure that a fully developed flow is established at the entrance of the reactor.

The operating conditions of the UV reactor and the parameters used for the CFD model are shown in Table 1.

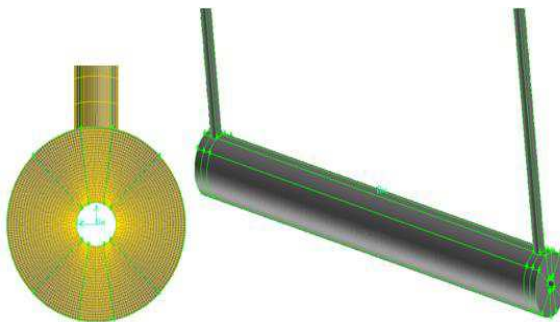


Figure 1 : Multiple views of u-shape reactor.

Table 1 : Operating conditions and parameters used for the CFD calculations

parameters	photoreactor
UV lamp	
Lamp type	Sterilume™-EX
Length (m)	0.843
Output power (W)	39
operating conditions	
Flow rate (m³/s)	0.00182
Re	21167
Parameters used for the CFD calculations	
Transmittance water [%]	81.8
Refraction water	1

3.1 Mesh structure

The commercial mesh generator Gambit (Gambit® 2.4.6) was used to create the grid. The hexahedral cells were used to discretize the reactor domain where the flow behavior was to be studied. In order to generate structured mesh for this geometry, the domain was split into several subdomains.

The utilized grid for the reactor had approximately 1174000 elements and they were verified to give mesh independent results.

3.2 Boundary Conditions

The boundary conditions for the CFD model were defined as follows. Water (liquid H₂O) was utilized as the main primary fluid in the system. 4.789 m/s of water velocity, with a hydraulic diameter of 0.069 m and 5 % turbulent intensity were applied to the velocity inlet, at the outlet a fully developed flow condition was applied. At all the walls, a no-slip boundary condition was imposed with zero heat flux.

3.3 Numerical solution: method and strategy

Commercial CFD code Fluent (6.3.26) was used to perform simulations. The governing equations were solved using pressure based three dimensional solver. Discrete Ordinate Radiation Model was used to simulate UV light intensity distribution with angular discretization of theta divisions, phi divisions, theta pixels, and phi pixels of 5,5,3,3 respectively. Since flow in this system was found to be turbulent, Standard k-ε viscous model was chosen with its standard wall functions (near wall treatment). First order upwind discretization scheme was employed except for the pressure

where STANDARD was selected. The SIMPLE algorithm was chosen for the pressure-velocity coupling. Convergence of numerical solution was ensured by monitoring the scaled residuals to a criterion of 10^{-5} for the continuity, momentum variables and the turbulence parameters and 10^{-6} for DO intensity.

The CFD model was solved in two steps. First, the equations of continuity and conservation of momentum were solved for getting the flow field across the computational domain. Then, the velocity values were kept "frozen" and the equation of radiation was solved using the converged flow solution. This solving strategy saves computation time and brings stability to the solution.

4. Results and discussion

4.1 Fluid Flow distribution

Figure 2 (a and b) shows the water flow velocity vectors at the inlet in a plane perpendicular to the reactor (a) and in a plane parallel to the reactor (b). It can be seen that the fluid enters the reactor from the top, impinges on the central annulus, and separates around it. The flow follows the contours of the central annulus, recombines below the lamp, and detaches as the secondary jet. The impinging point on the lower reactor wall spreads the secondary jet and the flow following the reactor walls back up to the inlet, introduces two symmetric recirculation loops. Similar CFD results were observed by Sozzi and Taghipour (2006) and Duran et al (2009).

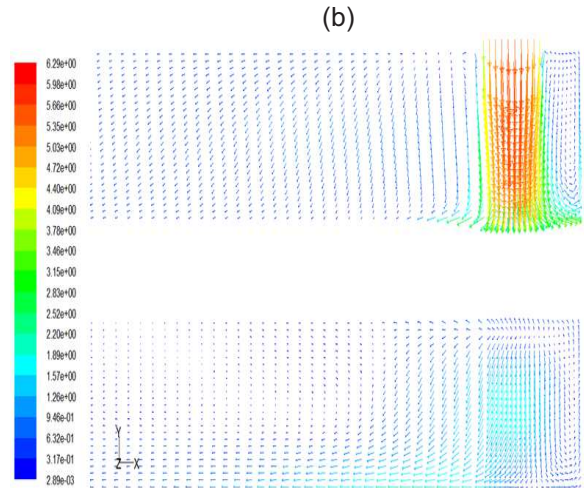
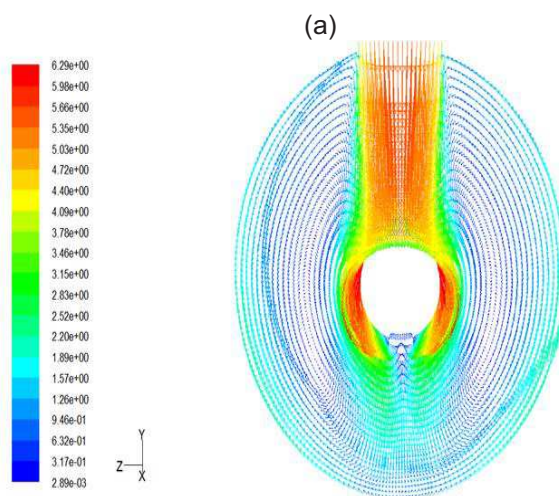


Figure 2 : Velocity vectors at the inlet: (a) plan perpendicular to the reactor, (b) plane parallel to the reactor.

A total image of the fluid flow distribution within the reactor is shown in Figure 3.

Figure 3 shows the contours of velocity magnitude in cross sections of the reactor, computed using the Standard k- ϵ turbulence model. It is very clear from the contours that the velocity through the inlet and outlet is more important because these tubes have smaller cross-sectional area of flow as compared to the annulus. On the other hand, it can be seen that there is non-uniformity in the flow at the entrance of the annulus region due to sudden expansion and change in direction of flow, which leads to the formation of recirculating zones. The generation and location of such zones at the entrance of the annular region (between the inner tube and the outer wall) in similar reactor geometry, were observed experimentally by Sozzi and Taghipour (2006) using PIV techniques and by Duran et al (2009) in more recent studies.

The flow enters the UV reactor with high velocity, and then it drops considerably inside the reactor. Leaving the reactor, the flow speed increases and reaches the maximum values at the outlet. We observe stagnation zones at the bottom and the top of the reactor where values of velocity are nil. These zones are significant in the first third of the geometry because they approximate the lamp where the radiation is at its maximum.

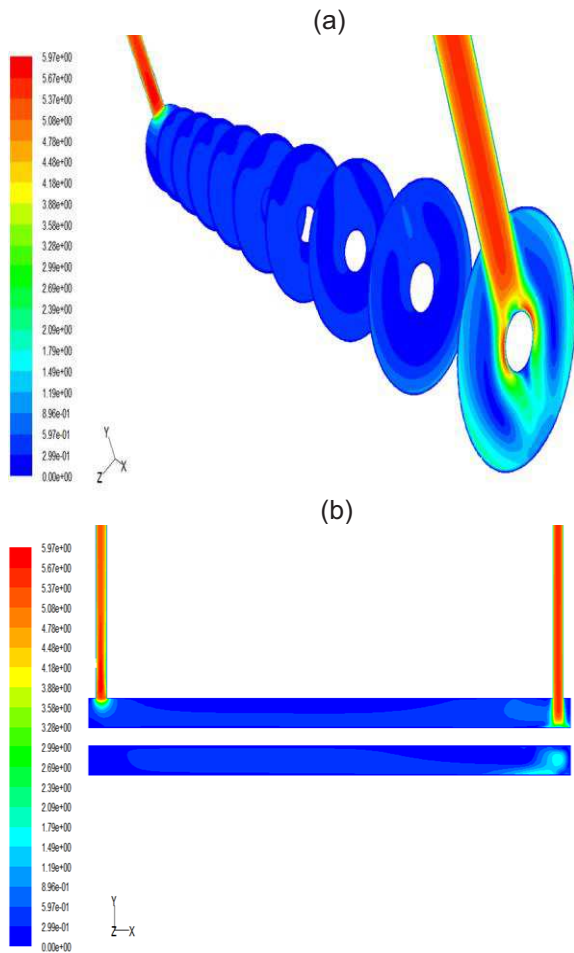


Figure 3 : Axial (a) and radial (b) cross sections of velocity magnitude contours.

4.2 Radiation distribution

Figure 4 (a and b) depict the axial and radial radiation distribution inside the reactor. It is clear that the UV intensity distribution is higher around the lamp and then decrease when one moves away from the UV lamp. Therefore, the efficiency is significantly higher in the regions close to the lamp.

The simulations predict low intensities at the wall where stagnation zones exist. This means that the particles passing through these areas will not receive the dose required for an adequate treatment because of short exposure time and low intensity.

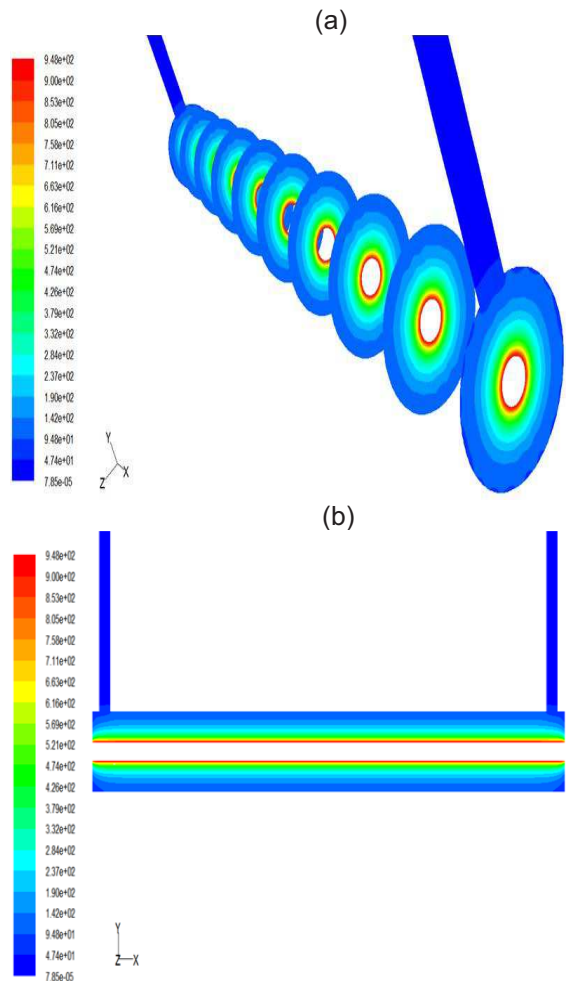


Figure 4 : Axial (a) and radial (b) cross sections of radiation contours.

5. Conclusion

The flow field of water and radiation distribution in an annular U-shape UV reactor has been simulated by CFD.

The results have shown that at the inlet the flow is unstable resulting in a swirling flow forming two symmetric recirculation loops. The volume of water entering is then dispersed up and down inside the reactor, causing a reduction in velocity.

In the first third of the reactor volume, the drop of velocity that led to the extension of pathway in the region close to the lamp makes the exposure time greater and therefore a larger received dose. However, the stagnation zones at the walls are not irradiated and thus no dose will be delivered in this region.

Hence, UV dose distribution is strongly dependent on hydrodynamic transport processes; therefore, understanding the fluid behavior is a crucial factor in order to take full advantage of the efficiency of the UV system.

This work has provided physical insights for understanding the hydrodynamics and

radiation on the performance of UV water treatment reactors.

References

- [1] D. A. Sozzi, F. Taghipour Computational and experimental study of annular photo-reactor hydrodynamics, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 27 1043–1053, 2006
- [2] J. Kumar, A. Bansal, Study of Flow Behavior of Aqueous Solution of Rhodamine B in Annular Reactor Using Computational Fluid Dynamics, *World Academy of Science, Engineering and Technology Vol. 6 -04-21, 2012 International Scholarly and Scientific Research & Innovation* 6(4) 2012
- [3] J. E. Duran, F. Taghipour, M. Mohseni CFD modeling of mass transfer in annular reactors, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 5390–5401, 2009

FROID ET CLIMATISATION SOLAIRE : ENJEUX ET PERSPECTIVES

Résumé : Les machines frigorifiques à compression consomment beaucoup d'électricité d'origine fossile et utilisent des frigorigènes qui contribuent à l'appauvrissement de la couche d'ozone et aux changements climatiques. Pour lutter contre ces phénomènes qui menacent notre planète, des accords internationaux ont été promulgués ayant pour objectifs l'augmentation de la part des énergies renouvelables et la réduction des émissions des frigorigènes. Dans ce but, les efforts ont porté sur le développement de nouvelles technologies de froid utilisant l'énergie solaire comme source de chaleur et des frigorigènes amis de l'environnement. Dans cet article on examinera les enjeux énergétiques et environnementaux d'aujourd'hui et de demain ainsi que la disponibilité d'un gisement solaire en mesure de répondre aux besoins de l'humanité. L'utilisation des énergies renouvelables (propres et durables) constitue une solution attractive car le maximum de rayonnement solaire incident correspond à celui où les besoins en réfrigération et conditionnement d'air sont importants. Ensuite, on présentera les différentes technologies de production du froid et on déterminera laquelle répond le mieux aux préoccupations internationales. Pour étayer cette démarche internationale, on étudiera le cas d'une machine frigorifique à adsorption.

Mots clés : Changements climatiques, émissions des frigorigènes, froid et climatisation solaire, machine de froid solaire par adsorption, Transfert de chaleur et de masse dans milieux poreux et microporeux.

1. INTRODUCTION.

Le froid et la climatisation deviennent une nécessité vitale pour le confort climatique des populations qui vivent dans des régions à climat chaud. L'utilisation des technologies de froid permet d'assurer le développement socio économique dans ces régions par le biais de:

- L'amélioration des conditions de vie, de travail, de santé, d'habitat et d'éducation des populations,
- le développement de l'agriculture et de l'élevage dans des locaux sous atmosphère contrôlée,
- L'introduction des technologies de l'information et de la communication,
- La fixation des populations nomades et la lutte contre l'exode rural,
- La lutte contre la famine, la sous alimentation et les maladies et ce, par la conservation et le stockage des produits périssables (agroalimentaires et pharmaceutiques),

A cet effet, les enjeux de l'utilisation de l'énergie solaire pour produire le froid sont multiples. On distingue les enjeux d'ordre énergétiques, environnementaux et de disponibilité d'un gisement solaire important dans les pays à climat chauds qu'il y a lieu d'exploiter [1].

2. LES ENJEUX ENERGETIQUES.

La Fig. (1) montre que la demande énergétique dans les pays du MENA augmente d'année en année à cause des plans de développement de ces pays ; notamment l'utilisation de plus en plus accrue des équipements de production du froid et de climatisation dans les secteurs de l'habitat, de l'agriculture, de l'industrie et du commerce. Malgré les progrès technologiques enregistrés en termes d'efficacité énergétique, ces équipements restent encore consommateur d'énergie d'origine fossile atteignant le seuil de 15% de la production mondiale d'électricité.

Egalement ; il y a lieu de souligner que les industries qui utilisent le charbon et le pétrole contribuent aux émissions du gaz carbonique (CO₂) dans l'atmosphère. Ces émissions induisent une pollution de l'environnement et un réchauffement climatique global de la planète.

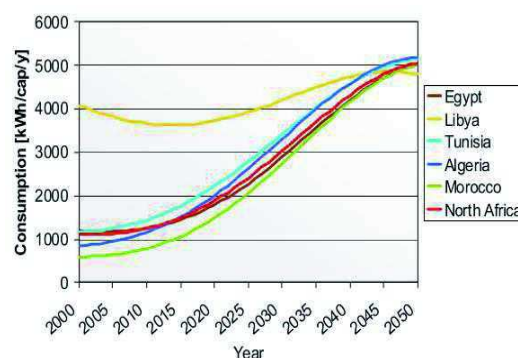


Fig.1 : Augmentation de la demande d'électricité dans les pays du MENA.

La prise de conscience par la communauté internationale du caractère fini des énergies fossiles d'une part et la nécessité de protéger la planète contre les changements climatiques d'autre part a amené les experts à revoir dans le fond et dans la forme la façon de produire, d'utiliser et de consommer l'énergie, notamment :

- comment mieux maîtriser les ressources énergétiques et définir leurs stratégies d'utilisation,
- comment développer de nouvelles ressources énergétiques alternatives, notamment faire augmenter la part des énergies renouvelables dans les bilans énergétiques internationaux et nationaux jusqu'à 40%,
- comment développer des technologies à efficacité énergétique, mieux encore qui utilisent des énergies propre et durable et qui n'émettent pas des gaz à effet de serre.

L'introduction des énergies renouvelables dans le secteur du froid et de la climatisation permet de répondre à ces préoccupations.

3. LES ENJEUX ENVIRONNEMENTAUX.

Le secteur du froid et de la climatisation utilise les gaz à effet de serre qui appauvrissent la couche d'ozone. Les préoccupations environnementales sont caractérisées par les changements climatiques qui sont dûs aux émissions du gaz carbonique (CO₂) et aux émissions des gaz à effet de serre tels que les frigorigènes CH₄, N₂O, SF₆, HFC, HCFC, PFC, ... et leurs substituts etc.

La fig.2 montre l'influence du Potentiel de Destruction de l'Ozone (ODP) sur le Potentiel Global de Réchauffement Climatique (HGWP) pour certains frigorigènes [2]

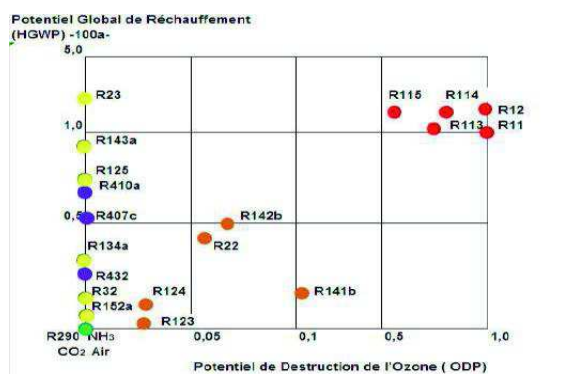


Fig.2 Variation du HGWP en fonction de l'ODP.

Ce phénomène de réchauffement climatique constitue l'une des plus grandes menaces auxquelles la planète est confrontée : fonte des glaciers, fonte des neiges sur certains pics montagneux, montée des eaux de mer, augmentation des catastrophes naturelles, avancée de la désertification, dérèglement climatique des saisons, ...etc. Pour lutter contre ces catastrophes, l'ONU et les Etats se sont mobilisés lors de différents sommets internationaux pour promulguer des accords internationaux qui ont été ratifiés par plusieurs pays dont l'Algérie. La fig.3 montre le calendrier fixant l'élimination graduelle des HCFC prévu par le protocole de Montréal. Ce calendrier prévoit :

- ✓ Le Gel de la consommation en 2013,
- ✓ La Réduction de la consommation à 10 % du plafond en 2015,
- ✓ La Réduction de la consommation à 35 % en 2020,
- ✓ La Réduction de la consommation à 67.5% en 2025,
- ✓ La Réduction de la consommation à 100% en janvier 2030 avec une flexibilité de 2.5% jusqu'à 2040.

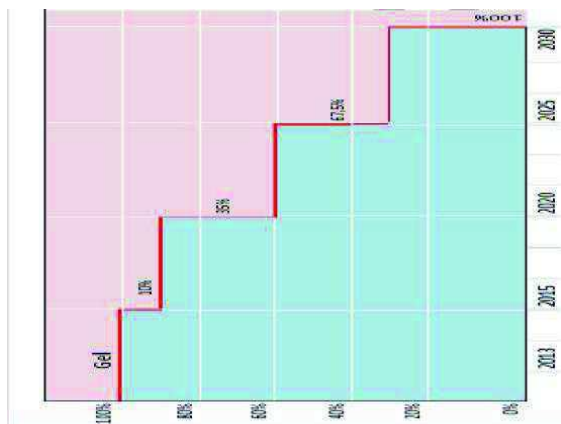


Fig. 3 : Calendrier fixant l'élimination graduelle des HCFC (article 5 du protocole de Montréal) [2].

4. DISPONIBILITE DU GISEMENT SOLAIRE DANS LE MONDE ET EN ALGERIE.

La fig.3 montre que l'énergie solaire reçue par an est évaluée à 5600.10^{21} Joules. Elle est plus importante que la consommation énergétique mondiale estimée à $0.49 \cdot 10^{21}$ Joules. De même, qu'elle est supérieure à la somme de toutes les autres ressources énergétiques disponibles (gaz naturel, pétrole, charbon, uranium,...) [3].

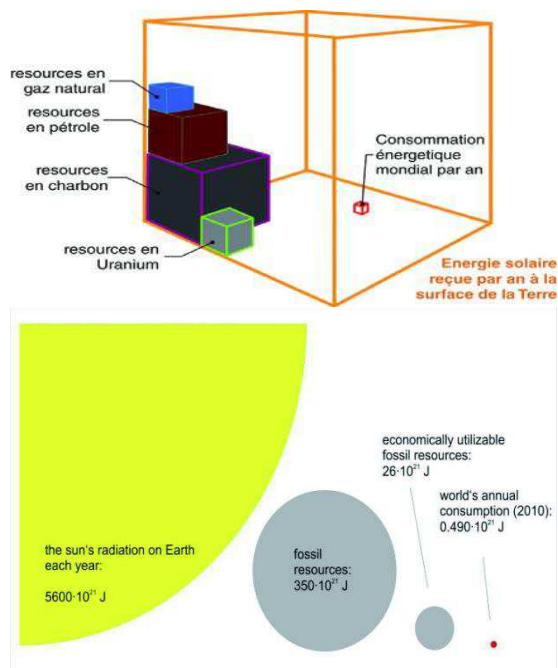


Fig. 3 : Ressources énergétiques disponibles dans le monde et leur consommation annuelle [3], [12].

Si l'on considère les cartes du rayonnement solaire incident dans le monde, notamment celles des pays à climat chaud et des pays du MENA, Fig.4, les études effectuées par des fondations tel que « Desertec » montrent qu'une partie des surfaces de ces pays est suffisante pour répondre à leurs propres besoins et aux besoins énergétiques de l'Europe et du Monde.

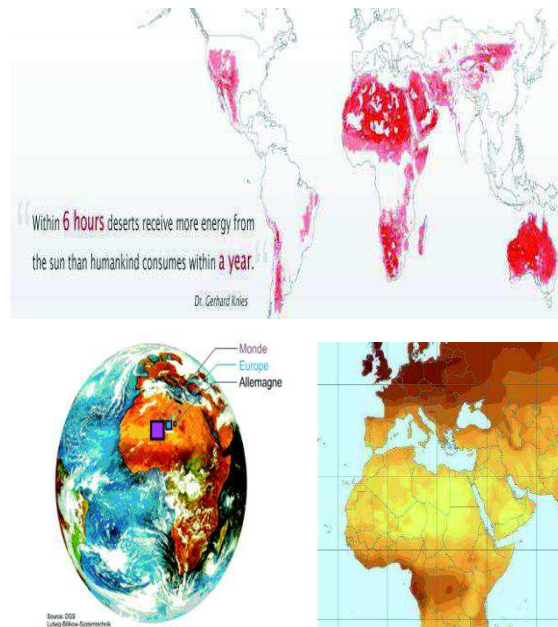


Fig.4 : Carte du rayonnement solaire et surfaces nécessaires pour répondre aux besoins de l'humanité [3],[12].

Toutefois, dans ces régions où le rayonnement solaire est élevé, ce gisement solaire demeure insuffisamment exploité, notamment dans le domaine des applications de la réfrigération et du conditionnement d'air.

Ces régions sont souvent arides, vastes, avec des localités éparses, des populations rurale ou nomade, parfois démunies d'électricité. Les populations de ces régions ont des besoins en équipements de froid et climatisation énormes et vitaux que ce soit pour leurs confort climatiques ou pour leurs activités économiques, domestiques, agricoles ou touristiques [4],[5]. On cite :

- les équipements de refroidissement, d'humidification ou de déshumidification,
- les équipements de rafraîchissement ou de ventilation dans les serres agricoles (culture de fruits et légumes, élevage d'animaux,...etc.),
- les réfrigérateurs pour la conservation des produits agroalimentaires périssables,
- les conservateurs des produits pharmaceutiques,
- Les climatiseurs pour les locaux administratifs, commerciaux, d'éducation et des TIC,

Ces équipements paraissent appropriés à l'utilisation de l'énergie solaire et constituent pour ces populations un moyen d'accès aux progrès (éducation, santé, télécommunication, audio-visuel, confort climatique, TIC). Par ailleurs, grâce à la maîtrise des technologies solaires photovoltaïques et thermiques et la baisse de leurs coûts, l'énergie solaire occupe de plus en plus de place dans nos sociétés et dans le marché mondial. La fig.5 montre que l'utilisation du solaire est en croissance et les puissances installées se comptent en milliers de Gigawatts [3].

La situation de l'Algérie est motivée par son gisement solaire très important, parmi les plus élevés du monde. La figure 6 montre la carte solaire de l'Algérie et ses zones climatiques. Dans les zones des Hauts Plateaux et du Sahara, qui représentent 96% du territoire Algérien, le taux d'ensoleillement est compris entre 3000 et 3500 heures par an tandis que l'énergie moyenne incidente du rayonnement solaire varie entre 1900 et 2650 KWh/m²/an [6], [7]. Ces zones climatiques d'Algérie ont un besoin en froid et climatisation important et vital car les températures peuvent atteindre des valeurs incompatibles avec l'exercice des activités humaines.

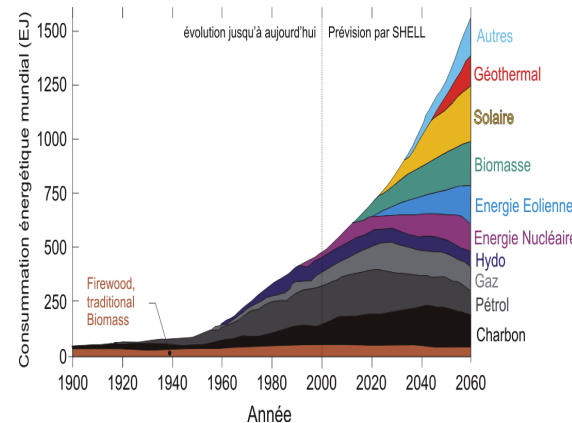
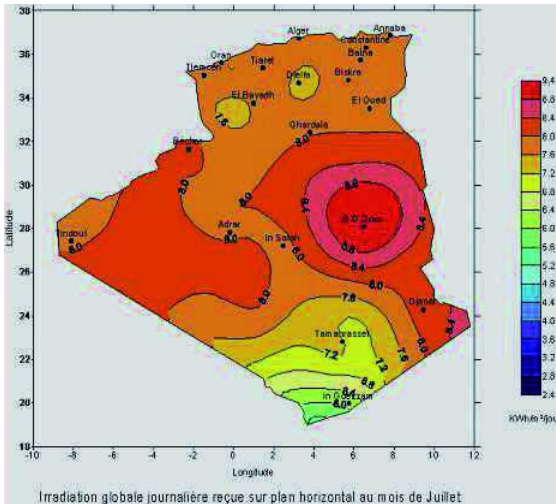


Figure 5 : Prédiction de l'utilisation des différentes ressources énergétiques [3].



Régions	Région côtière	Hauts Plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Durée moyenne d'ensoleillement (heures/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue (kWh/m ² /an)	1700	1900	2650

Fig.6 : Carte du rayonnement solaire de l'Algérie et ses zones climatiques [7].

5. LE FROID SOLAIRE

Le froid solaire constitue une solution aux enjeux susmentionnés car le maximum d'énergie solaire incidente correspond à celui où les besoins en froid et climatisation sont importants et vitaux [6], [7]. La fig. 7 montre une adéquation entre les pics des besoins en froid et conditionnement d'air, l'intensité du rayonnement solaire incidente maximum et la température à l'extérieur élevée : d'où tout l'intérêt d'exploiter cette énergie gratuite pour la production du froid dans les zones à climat chaud, arides et désertiques où les habitations sont souvent peu performantes en termes d'isolation thermique et où les températures et l'hygrométrie peuvent atteindre des valeurs humainement insupportables ($T \geq 50^\circ\text{C}$ et un climat très sec).

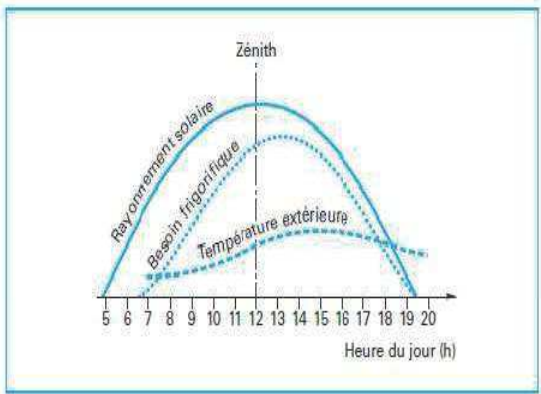


Fig. 7 : Adéquation entre besoin en froid, rayonnement solaire incident et température extérieure

La fig.8 montre les procédés permettant de produire le froid à partir de l'énergie solaire par voie photovoltaïque et par voie thermique [8], [9], [11].

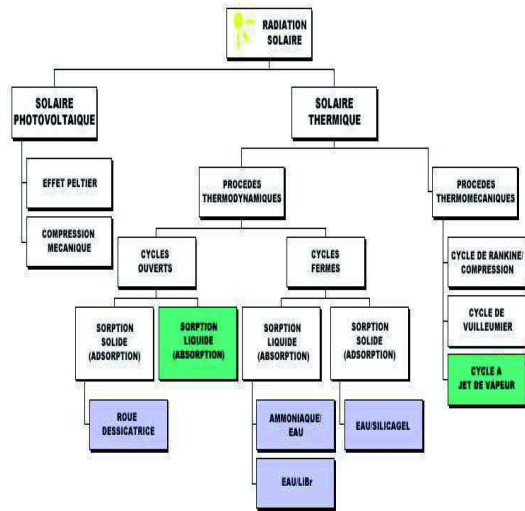


Fig. 8 Différentes technologies de production du froid solaire

5.1. Technologies de production du froid solaire par conversion photovoltaïque.

Le rayonnement solaire incident est transformé en électricité grâce à des modules photovoltaïques en silicium monocristallins ou multi cristallins sous un (01) soleil ou sous concentration solaire (CPV). Cette électricité est destinée à alimenter un compresseur mécanique en courant/tension alternative (AC) ou en courant/tension continu (DC/ 12 ou 24 volts). Dans ce cas, les équipements de production du froid utilisent un cycle classique de compression. La machine de production de froid solaire est constituée dans ce cas d'un équipement frigorifique, d'un champ composé de modules PV, d'un système de régulation et de contrôle et éventuellement d'un système de stockage d'énergie (batteries).

Ces systèmes sont généralement onéreux car en plus du coût du générateur d'électricité par conversion photovoltaïque, il y a lieu d'ajouter le prix de l'équipement de production du froid ou de conditionnement d'air avec des paramètres de conception optimisés (épaisseur des parois isolantes, compresseur en courant alternatif ou continu, etc.).

En outre, dès qu'on veut utiliser cette technologie pour des applications de puissances élevées (cas d'une chambre froide ou une installation collective), on est confronté à des surfaces importantes de modules PV à raison de 100 à 120 Watts par m^2 . Egalement, le stockage de l'électricité par batteries solaires est coûteux, volumineux et lourd à déplacer [10]

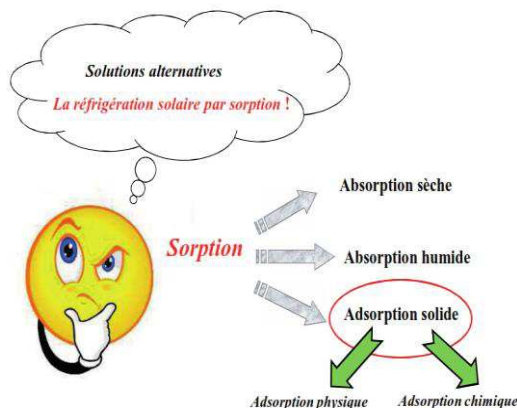
5.2 Technologies de production du froid solaire par conversion thermique.

Dans ce cas, le froid et la climatisation solaire nécessitent des basses températures (90 à 140°C). En fonction de l'intensité du rayonnement solaire du site et du type d'application, on utilise des capteurs solaires thermiques plans sans couches sélectives ou avec couches sélectives ou à tubes sous vide ou des systèmes à concentration (CSP) du type cylindro-paraboliques, lentilles de Fresnel, Dish Stirling ou centrales à tours avec miroirs plans [12].

La Fig. 9 montre que le froid solaire thermique est basé sur l'utilisation des procédés thermodynamiques et thermomécaniques :

- procédés thermomécaniques : On cite les cycles de Rankine, de Vuilleumier et à jet de vapeur.

- procédés thermodynamiques : ces technologies de froid solaire sont les mieux maîtrisées. On cite essentiellement les machines frigorifiques à **absorption** et à **adsorption**.



5.2.1. Machines à absorption : les technologies du froid par absorption sont bien établies et utilisent de la chaleur au lieu de l'énergie électromécanique. La Fig.9 montre les éléments essentiels qui constituent un compresseur thermique à absorption. La chaleur est fournie par des capteurs solaires plans ou des systèmes à concentration solaire (CSP). Le cycle à absorption est réalisé avec un mélange de deux fluides. L'un des fluides agit en tant qu'absorbant ou réfrigérant et l'autre en tant

qu'agent absorbant. Les deux (02) mélanges de fluides les plus utilisés sont : Eau (H₂O)/Bromure de Lithium (LiBr) et Ammoniac (NH₃)/Eau (H₂O). Ces mélanges trouvent leur application dans des cycles fermés, par exemple, pour produire de l'air frais. On déduit que ces machines sont destinées pour la réfrigération et le conditionnement d'air. La température de la chaleur fournie pour le processus de désorption est comprise entre 90°C et 140 °C. Cette plage de température peut être obtenue à l'aide de capteurs solaires plans avec couches sélectives ou des capteurs solaires sous vide ou un système CSP. La fig. 10 donne le diagramme Pression-Température- Concentration pour le couple Eau – Bromure de Lithium.

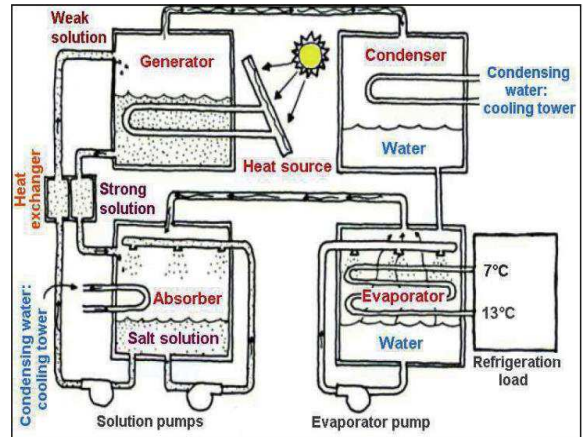


Fig.9 : Schéma de principe d'une machine à absorption solaire [12].

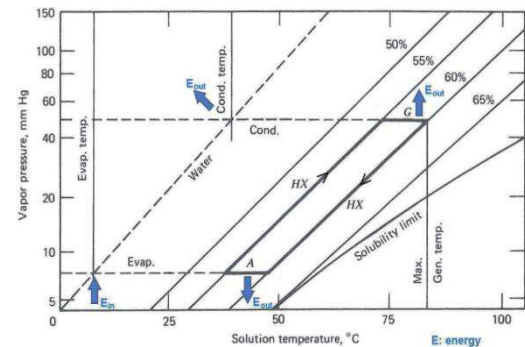


Fig.10 : Diagramme Pression-Température- Concentration pour le couple Eau –Bromure de Lithium [12]

5.2.2. Machines à adsorption : dans ces machines, la vapeur se fixe sur un matériau poreux. Les matériaux utilisés sont généralement les Gels de Silice ou les Zéolites qui sont couplés à la vapeur d'eau, comme réfrigérant. Le pair charbon actif – Méthanol est également utilisé. La Fig. 11 montre le schéma de principe d'une machine frigorifique par adsorption. Cette dernière est constituée essentiellement de deux réacteurs : un évaporateur et un condenseur. Chaque réacteur est constitué d'un lit d'adsorbant de matériau solide et d'un échangeur de chaleur. Les 02 réacteurs fonctionnent en mode « Switch » c'est-à-dire quand le réacteur 1 est en mode adsorption, le réacteur 2 se trouve en mode désorption. Cette eau froide, à la sortie de l'évaporateur, est utilisée pour refroidir ou climatiser grâce à un ventilateur qui injecte de l'air froid dans le volume de l'enceinte. Il existe plusieurs possibilités pour fournir de la chaleur, par exemple, des capteurs solaires thermiques pour des applications domestiques ou des systèmes à concentration solaire CSP pour des applications industrielles ou collectives.

Le diagramme de DÜHRING, Fig.12, montre le cycle de réfrigération et les différents modes de fonctionnement du système solaire à adsorption :

- le processus 4-1 illustre l'étape d'adsorption,

- le processus 2-3 correspond à la phase de désorption,
- Les processus 1-2 et 3-4 se produisent après la commutation des modes du réacteur,
- la phase d'échauffement se produit pendant le cycle 1-2, après la phase d'adsorption,
- la phase de refroidissement se produit pendant le cycle 3-4, après la phase de désorption.

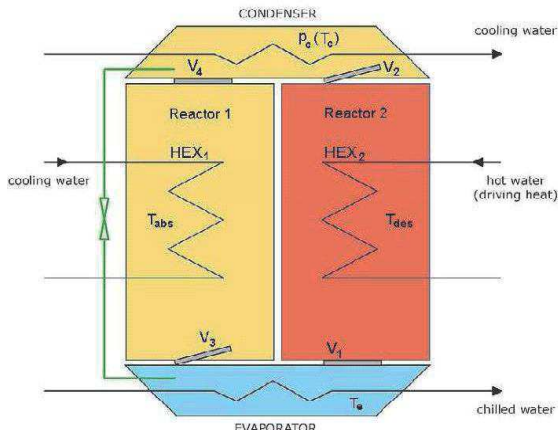


Fig. 11 : Schéma de principe d'une machine à adsorption [12].

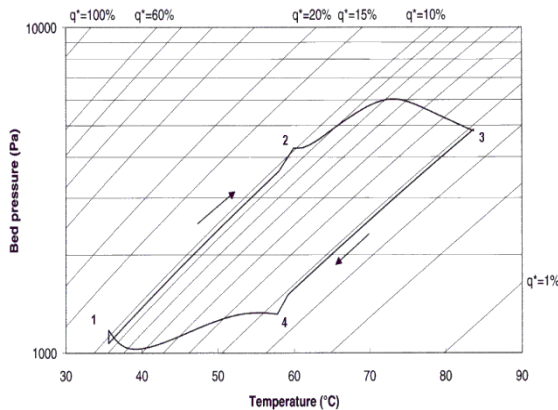


Fig. 12 : Diagramme de Dühring d'un système de réfrigération par adsorption solaire [12].

La technologie de froid par adsorption présente beaucoup d'avantages. On cite notamment :

- la température de l'eau chaude qui est de l'ordre de 75°C, ce qui est facile à obtenir à l'aide de capteurs solaires thermiques ;
- la technologie à adsorption est compatible avec l'environnement car elle utilise l'eau ou l'alcool comme réfrigérant en remplacement des gaz HFC et HCFC qui appauvrissent la couche d'ozone et contribuent aux changements climatiques.
- Les machines à adsorption sont silencieuses, sans vibrations, nécessitent peu de pièces de rechange, d'entretien et de maintenance,
- Ces machines n'utilisent pas de compresseur frigorifique ou de cuve sous pression, par conséquent sans consommation électrique.

On déduit que les systèmes à absorption et à adsorption s'adaptent le mieux à l'utilisation de l'énergie solaire. Par conséquent il y a tout intérêt à exploiter cette énergie pour la production du froid notamment dans les zones à climat chaud. Pour ces régions, l'apport de l'air frais et de la réfrigération constitue un bien-être inestimable pour les populations.

Compte tenu de tous les facteurs cités ci-dessus, notre contribution a porté sur l'étude théorique et physique d'un système de production de froid solaire par adsorption,

6. ETUDE D'UN SYSTÈME DE PRODUCTION DU FROID SOLAIRE PAR ADSORPTION.

Le système étudié a été choisi pour les raisons suivantes :

- Il s'adapte à l'utilisation de l'énergie solaire,
- il peut fonctionner de manière autonome (sans aucun apport électrique),
- l'adsorbant et l'adsorbé sont placés directement dans le capteur solaire lequel est exposé aux rayonnements solaires,
- L'inclinaison du capteur solaire est ajustée de manière que l'adsorbant ait un volume suffisant pour contenir l'adsorbé,
- Il n'y a pas de circulation de fluide caloporteur,
- il ne nécessite que peu ou moyennement de chaleur,
- il fonctionne avec des températures basses à moyennes (70 à 90°C).
- il utilise des adsorbants et des adsorbés amis de l'environnement,

La fig.13 montre le schéma de principe d'un système de production du froid par adsorption. L'adsorbent, où se déroule la réaction entre le fluide frigorigène et l'adsorbant, est le réacteur solaire qui remplace le compresseur mécanique. Il est en contact avec la source chaude [13].

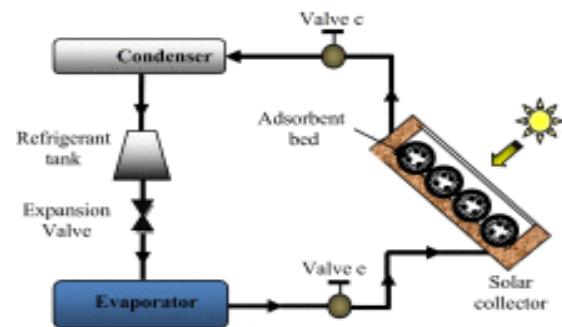


Fig.13 : schéma d'un système de froid solaire par adsorption [13]

Le réacteur solaire est constitué de capteurs solaires thermiques dont le rôle est de convertir le rayonnement solaire en chaleur ; cette dernière est directement absorbée par l'adsorbent, ensuite, la chaleur absorbée est transférée à l'adsorbant durant la journée pour lui permettre de chauffer, fig.14

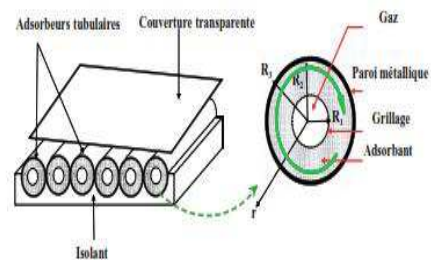


Fig.14 : Schéma de l'adsorbent (réacteur solaire) étudié. [14].

Notre contribution a porté tout d'abord sur le développement de logiciels permettant d'optimiser une machine de production de froid solaire par adsorption et ce , en

étudiant les équations très complexes qui régissent tous les phénomènes thermiques, thermodynamiques, cycle de Clapeyron modèles moléculaires de LANGMUIR et de BRUNAUNER, EMMET et TELLER (B.E.T), les modèles thermodynamiques de DUBININ- RADUSHKEVICH et de DUBININ- ASTAKHOV et enfin les équations de transfert de chaleur et de masse [1],[14],[15]. Ces équations sont très complexes et leurs résolutions ont été effectuées par la méthode numérique des différences finies. Leurs résolutions nous ont permis d'étudier les évolutions spatio-temporelles des différentes variables d'état (température, pression et masse adsorbée) et de déterminer les paramètres optimaux de conception et de fonctionnement du système qui sont fonction de plusieurs données à introduire au départ [1],[11]. Les paramètres optimaux qu'on peut calculer à l'aide de nos logiciels sont :

- Le couple adsorbant/adsorbat (charbon actif AC-35/ méthanol),
- La longueur des tubes en cuivre,
- Le rayon des tubes de cuivre,
- La surface de captation du rayonnement solaire,
- Le nombre de tube nécessaire,
- La masse de l'adsorbant,
- $-5^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{de production du froid}} \leq 10^{\circ}\text{C}$.
- Type d'application : réfrigération et conditionnement d'air.

Ces paramètres de conception montrent que la machine frigorifique solaire à adsorption fonctionne uniquement avec une énergie renouvelable propre et durable et n'utilise pas de frigorigènes.

7. CONCLUSION ET PERSPECTIVES.

Le secteur du froid et de la climatisation consomme beaucoup d'énergie d'origine fossile et utilise des frigorigènes (CFC et HCFC) qui sont en partie les causes des changements climatiques. L'ONU et les Etats se sont mobilisés pour promulguer des accords incitant à l'augmentation de la part des énergies renouvelables et la réduction des émissions des frigorigènes. Dans ce cadre, on a étudié différentes technologies de production du froid solaire afin de montrer la faisabilité technique d'introduire cette énergie comme source de chaleur et d'utiliser de nouveaux matériaux adsorbant/adsorbat compatible avec l'environnement. On a montré que les systèmes de froid solaire par adsorption sont adaptés à la production du froid entre -5°C et 10°C , fonctionne uniquement avec de l'énergie solaire et utilisent des frigorigènes amis l'environnement.

Ces systèmes, s'ils sont développés à une échelle industrielle permettent de sauvegarder l'environnement, le climat et augmenter la part des énergies renouvelables.

En perspective, les modèles et les codes de calcul qu'on a développé peuvent subir des extensions utiles en mesure d'élargir leurs domaines d'applications pour étudier différents comportements des machines frigorifiques solaire, notamment :

- En introduisant des données climatiques sur des durées plus longues (une semaine ou plus),
- En introduisant d'autres données climatiques et géographiques relatives à d'autres sites en Algérie ou dans d'autres pays afin de déterminer dans quelle région ces systèmes frigorifiques solaires seront performants, fiables et rentables,
- En utilisant les paramètres d'autres couples adsorbant/adsorbat compatibles avec l'environnement,

- En étudiant d'autres types de machines frigorifiques solaire telles que les machines à double effet avec des cycles à récupération de masse et de chaleur,

-En étudiant d'autres configurations géométriques et physiques de l'adsorbent (réacteur solaire),

Références

- [1] « FROID ET CLIMATISATION SOLAIRE : Réductions des frigorigènes, augmentation la part des énergies renouvelables, lutte contre les changements climatiques », Chikouche A., Chekirou W., Ouvrage, Editions Universitaires Européennes, 2015, ISBN-13: 978-3-8417-4540-8, <http://www.editions-ue.com>, www.get-morebooks.com
- [2] « Journée de sensibilisation aux problèmes de remplacement des HCFC », International Workshop organised by UDES and I. I. R, March 2008, UDES- Bou Ismail, Algeria.
- [3] « Photovoltaïque », Prof. Dr.-Ing. habil. Stefan Krauter, PI Photovoltaik-Institut Berlin, AG, Einsteinufer 25, 10587 Berlin, Allemagne, www.pi-berlin.com, krauter@pi-berlin.com
- [4] « Investigation of an evaporative air cooler using solar energy under Algerian climate » M.L. Yousfi, A. Chikouche, ...Energy Procedia, Volume 6, 2011, Pages 573-582, www.sciencedirect.com,
- [5] « Solar energy heating and cooling equipments development in Algeria: perspectives and outcomes », A. Chikouche, ..., 22 th International Congress of Refrigeration, August, 21-26, 2007, Benging, China.
- [6] « Using solar energy for refrigeration purpose in Algeria », A. Chikouche, key Notes Speech, 4th JIIRCRAC Proceeding, Editor : IIF-IIR, Refrigeration Science and Technology, ISBN:9782913149922.
- [7] « Solar Energy use in Air Conditioning Applications », A. Chikouche, B. Abbad, ...UNEP & ASHRAE Conference, Road to climate friendly chillers, 30th September – 3th October, 2010, Cairo- Egypt.
- [8] « Solar Atlas for the Mediterranean », Carsten Hoyer-Klick, Lucien Wald, ..., Solar Paces, 2011, Granada, Spain (2011),
- [9] « Atlas Solaire Algérien », M. Redha Yaïche, A. Boubrik, MESRS, DGRSDT/CDER, EISSN: 1112-3850.
- [10] « Solar cooling technologies » Prof. Dr. Ursula Eicker, Website: <http://www.zafh.net/index.php?id=97&L=1>, 2006
- [11] « Perspectives of solar cooling in view of the developments in the air-conditioning sector », A.M. Papadopoulos, S. Oxizidis, ..., Renewable and Sustainable Energy Reviews 7 (2003) 419-43.
- [12] « Enernena Advanced CSP Teaching Material », Johannes Sattler, Julian Eckstein, Bryan O'Connell, Annette Anthrakidis, Ahmed Chikouche, Bernhard Hoffschmidt, ..., Ouvrage, edited by German Aerospace Center (DLR), Cologne, Germany, 2012.
- [13] « Simulation of tubular adsorber for adsorption refrigeration system powered by solar energy in sub-Sahara region of Algeria », A. Hadj Ammar, B. Benhaoua, ..., Energy Conversion and Management, Volume 106, Dec 2015, pp 31-40.
- [14] « Dynamic modeling and simulation of a tubular adsorber of a solid adsorption machine powered by solar energy », W. Chekirou, A. Chikouche, ...International Journal of Refrigeration, Volume 39, Mars 2014, pp 137-151, Cité 7 fois.
- [15] « Behaviour of a rectangular adsorber of solar adsorption cooling machine », W. Chekirou, A. Chikouche, ..., 24th IIR International Congress of Refrigeration, 24 th ICR2015, august 16-22, 2015, Yokohoma, Japon.



Thermique du bâtiment

Ali CHIKHI ^{1,2}Azeddine BELHAMRI ²Patrick GLOUANEC ³Jean COSTA ³

¹ Département de Génie Civil,
Faculté de Technologie,
Université Ferhat Abbas Sétif1,
19000 Algérie

² Laboratoire de Génie
Climatique, Faculté des
sciences de l'ingénieur,
Université Mentouri Constantine,
25000 Algérie

³ Laboratoire d'Ingénierie des
Matériaux de Bretagne,
Université de Bretagne Sud,
Rue de Saint Maudé, 56321
Lorient Cedex France

* Ali Chikhi

a.chikhi@yahoo.fr

CARACTERISATION THERMOPHYSIQUE DES MATERIAUX DE CONSTRUCTION

Résumé : Le but de ce travail est de présenter les résultats expérimentaux des mesures effectuées sur des matériaux de construction à base de ciment et chargés de billes de polystyrène. Il est consacré dans un premier temps à la présentation de la composition et de la préparation des divers échantillons des matériaux retenus, ensuite à leur caractérisation. Les résultats montrent qu'en augmentant le pourcentage massique du polystyrène dans le béton, il devient plus léger et, thermiquement, plus isolant.

Mots clés : Béton de polystyrène, mortier de ciment, conductivité thermique, masse volumique, expérimentation.

Nomenclature

e épaisseur, m Jq flux de chaleur, w R_{th} résistance thermique, $^{\circ}C.m^2/w$ S surface, m^2 T température, K ou $^{\circ}C$

Lettres grecques

 λ conductivité thermique, $w/m.K$

Indices / Exposants

C chaude

F froide

L latérale

1. Introduction

Le concept de développement durable, dont on a donné beaucoup d'importance ces dernières années, s'appuie à la fois sur les domaines écologique, économique et socio-culturel. Dans le secteur du bâtiment, l'enjeu environnemental est de maîtriser les consommations des ressources et de limiter les pollutions ; l'enjeu social est d'apporter confort, santé et sécurité aux occupants tout en créant de l'emploi et en veillant à la sécurité des travailleurs ; l'enjeu économique repose sur la facture énergétique et sur le coût global d'un bâtiment.

Durant toutes les phases de sa vie (construction, utilisation, réhabilitation et destruction), un bâtiment affecte fortement l'environnement à travers l'utilisation de ressources naturelles (roches, bois, eau...) et d'énergie (processus de construction, transport, chauffage, éclairage...) d'où la nécessité de l'isolation thermique des bâtiments afin d'optimiser la consommation énergétique. L'isolation thermique introduite par les différents éléments de l'enveloppe de bâtiment constitue un important critère de performance énergétique. Elle permet de réduire les déperditions de chaleur, de réaliser des

économies de chauffage, de limiter les émissions de gaz à effet de serre, et de bénéficier d'un meilleur confort de vie.

La connaissance des propriétés thermophysiques des matériaux utilisés dans la construction permet une approche plus précise des échanges d'énergie qui s'établissent entre une ambiance extérieure naturelle et une ambiance intérieure contrôlée.

2. Matériaux étudiés

Le matériau « idéal » doit à la fois avoir des impacts limités sur l'environnement extérieur durant tout son cycle de vie et être performant (thermiquement, acoustiquement...). Toutefois, le choix de ce matériau est complexe car les qualités environnementales des matériaux peuvent être contradictoires. Il faut alors définir des priorités.

Les performances techniques et fonctionnelles des matériaux utilisés ont des répercussions sur les consommations énergétiques du bâtiment ainsi que sur les conditions de confort et de santé à l'intérieur de celui-ci. La mise en place de matériaux ayant de bonnes propriétés thermiques (isolation et inertie) permet de limiter les consommations

énergétiques pour le chauffage et la climatisation. De plus, ces propriétés permettent d'assurer un bon niveau de confort thermique (pas de sensation de paroi froide en hiver, pas de surchauffe en été...).

Dans le présent travail, deux matériaux de construction sont étudiés : le mortier de ciment qui sert comme matériau de référence et le béton chargé de billes de polystyrène. En plus du caractère isolant de ce dernier matériau, il permet de valoriser et de recycler un déchet domestique et industriel qui est le polystyrène.

2.1 Mortier de ciment

Le mortier de ciment est un matériau de construction composé d'un mélange de sable et une quantité spécifiée d'eau / ciment [1-6]. Le pourcentage des ingrédients du mortier de ciment varie légèrement en fonction de sa destination. Il peut être utilisé pour plusieurs applications.

Le mortier a été utilisé pendant des siècles comme un moyen d'adhésion entre briques ou blocs de béton. Il continue d'être utilisé dans de nombreux types de construction. Les projets de construction professionnels utilisent souvent le mortier comme liant entre les briques des murs, des clôtures et des allées. Autour de la maison, il est souvent utilisé pour faire des réparations rapides dans des dalles de patio et de pierres desserrées réinitialisées ou des briques dans une allée ou un mur de soutènement.

Le mortier de ciment est aussi un excellent moyen pour créer une surface lisse aux murs faits de briques et d'autres formes de maçonnerie. Il est appliqué à l'aide d'une truelle puis lissé en position. Souvent, il est appliqué en couches, ce qui permet de réaliser progressivement un revêtement qui adhère bien à la surface du mur. Le mortier peut être teinté avant son application comme il peut être peint ultérieurement.

2.2 Béton de polystyrène

Pour réduire la consommation énergétique dans le domaine de la construction et les problèmes environnementaux liés au recyclage des déchets industriels et domestiques, il est nécessaire de développer de nouvelles solutions pour l'avenir. Ces solutions passent par l'amélioration des matériaux de construction existant tel que le béton. L'introduction de matériaux « déchets » tel que le polystyrène semble une solution intéressante. Les propriétés thermiques de ces matériaux permettent par rapport à un béton classique d'alléger le produit de base, de proposer une meilleure isolation, d'améliorer l'inertie thermique, de recycler certains déchets et de

réduire le dégagement de CO₂ dû à la combustion pour le chauffage des bâtiments.

➤ Avantages de l'ajout du polystyrène

Les propriétés suivantes du polystyrène montrent que son ajout au béton semble être intéressant :

- Masse volumique comprise entre 10 et 30 kg/m³ [7] ce qui permet d'obtenir un béton léger de faible conductivité thermique (conductivité thermique du polystyrène : 0.045 W.m⁻¹.K⁻¹)
- capacité d'amortissement des chocs,
- imperméabilité des billes de polystyrène à l'eau [8],
- mise en forme facile (moulage, découpage,...),
- possibilité de recyclage.

➤ Inconvénients de l'ajout du polystyrène

La résistance à la compression du béton à billes de polystyrène expansé diminue lorsqu'on augmente le taux et la taille des billes [9]. Par contre, l'ajout du polystyrène au béton a moins d'influence sur la résistance à la flexion [10].

2.3 Composition des matériaux étudiés et préparation des échantillons

Pour cette étude, les compositions suivantes sont retenues :

Fraction massique (%)	Ciment	Sable	Eau	Polystyrène	Eau/Ciment
MP0	22,22	66,67	11,11	0,00	50
MP1	22,17	66,52	11,09	0,22	50
MP2	22,12	66,37	11,06	0,44	50
MP3	22,08	66,23	11,04	0,66	50
MP4	22,03	66,08	11,01	0,88	50

Tableau 1 : Composition initiale des matériaux étudiés

Remarque : Le pourcentage massique des constituants, mentionné dans le tableau 1, est calculé en fonction de la masse totale de l'échantillon.

➤ Nomenclature des échantillons

Désignation	Dénomination	Pourcentage massique du polystyrène
MP0	Mortier de ciment	0%
MP1	Béton à billes de polystyrène	1%
MP2	Béton à billes de polystyrène	2%
MP3	Béton à billes de polystyrène	3%
MP4	Béton à billes de polystyrène	4%

Tableau 2 : Nomenclature des échantillons fabriqués

Remarque : Le pourcentage massique du polystyrène, mentionné dans le tableau 2, est calculé en fonction de la masse du ciment.

3. Résultats et discussion

3.1 Masse volumique

Comme pour tous les bétons et mortiers, la masse volumique dépend de plusieurs facteurs tels que l'âge du composite, la proportion d'agréats, rapport Eau / Ciment, quantité de ciment, température, état de l'humidité de l'échantillon, le mode de préparation des échantillons, etc [11].

L'influence de l'incorporation des billes de polystyrène sur la masse volumique du béton est étudiée, les résultats obtenus sont regroupés sur le tableau 3. Il apparaît clairement que la masse volumique du béton allégé décroît avec l'augmentation du pourcentage de billes. La masse volumique du mortier de ciment MP0 (0% de polystyrène) est de 2200 kg/m³, alors que celle du béton MP4 (4% de polystyrène) est de 1220 kg/m³, ce qui correspond à une diminution de 44.5%. Le décroissement n'est pas linéaire, il suit une courbe parabolique.

Le béton léger obtenu présente, en plus de l'isolation thermique, l'avantage de réduire le poids des bâtiments. Les pièces de bétons légers sont donc plus légères, ce qui réduit considérablement la dimension, donc le poids, des fondations. De plus, on note une augmentation de la productivité sur le chantier en raison du faible poids du matériau, les pièces de béton léger sont plus faciles à manipuler et à déplacer, en raison de leur relative légèreté. Il est aussi possible de faire des économies sur les quantités de ciment par rapport au béton ordinaire.

Matériau	Masse volumique (kg.m ⁻³)
MP0	2200
MP1	1820
MP2	1540
MP3	1370
MP4	1220

Tableau 3 : Masse volumique des matériaux étudiés

3.2 Conductivité thermique

Dans notre étude, la méthode utilisée est celle de la plaque chaude gardée. Il s'agit d'un banc de mesure en régime stationnaire mis en place au LIMATB.

Le dispositif expérimental est composé (Figure 1):

- d'une plaque froide et d'une garde arrière (de 13 cm de côté) usinées dans du cuivre massif pour assurer une bonne homogénéité des températures,
- d'un élément chauffant,
- d'une isolation entre l'élément chauffant et la garde arrière,
- et d'une garde latérale qui entoure l'échantillon afin de limiter les effets de bord.

La température de la plaque froide (T_F) et celle de la garde arrière (T_G) sont maîtrisées par la circulation de fluide thermostaté. La forte capacité thermique de ces éléments rend les fluctuations de température liées à la régulation non détectables. La régulation ajuste la puissance dissipée dans l'élément chauffant de façon à équilibrer la température de celui-ci (T_C) avec celle mesurée sur la garde latérale (T_L). Les températures T_F , T_C et T_G sont mesurées au centre et sur les bords de l'échantillon. La température T_L est mesurée en deux points.

Le flux dissipé par l'élément chauffant est obtenu à partir des mesures de tension et d'intensité à ses bornes. Ce flux traverse d'une part l'échantillon (J_{qe}) et d'autre part l'isolant (J_{qi}).

Les mesures des températures T_C et T_G permettent donc d'évaluer le flux J_{qi} . La mesure de T_L permet d'évaluer les effets de bord.

La conductivité, mesurée en régime permanent, a pour expression :

$$\lambda = \frac{J_{qe} \cdot e}{(T_C - T_F)S} \quad (1)$$

Avec J_{qe} flux traversant l'échantillon (W), e épaisseur de l'échantillon (m), T_C et T_F températures de l'élément chauffant et de la plaque froide simultanément (K) et S surface d'échange (m²).

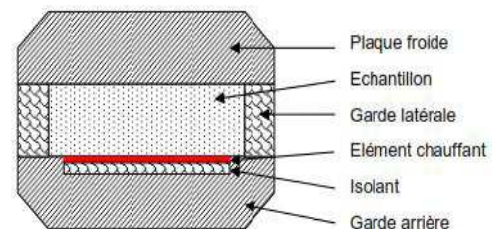
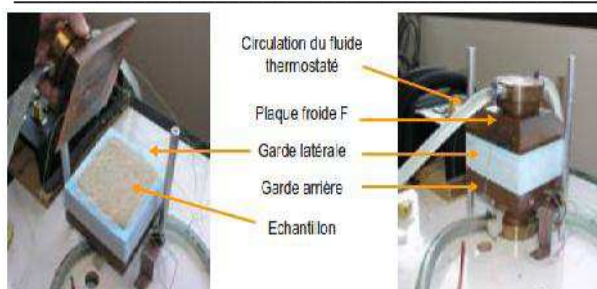


Figure 1 : Coupe de la plaque chaude gardée



Photos du dispositif expérimental de mesure à la plaque chaude gardée

Les mesures sont effectuées sur des échantillons dans les conditions naturelles de température, de pression et d'humidité de la salle de mesure.

Influence de la masse volumique

La conductivité thermique apparente croît avec la masse volumique apparente du matériau (tableau 4). Elle représente la conductivité équivalente des trois phases (solide, liquide et gaz) qui forment le matériau poreux. Plus le matériau est dense, moins il y a des pores, donc moins d'air à l'intérieur du matériau, on sait que ce dernier possède une conductivité thermique inférieure à celle de la matrice solide. Or, plus le matériau est compact, plus il comporte des particules élémentaires solides susceptibles de transporter de l'énergie thermique par conduction.

Il est à signaler que la variation de la conductivité thermique en fonction de la masse volumique n'est pas linéaire, elle suit plutôt une corrélation parabolique. Ce résultat est justifié par l'étude de Boutin [12] qui montre par homogénéisation que la dépendance entre λ et ρ n'est pas linéaire mais curviligne.

Désignation	MP0	MP1	MP2	MP3	MP4
Masse volumique (kg.m ⁻³)	2200	1820	1540	1370	1220
Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	1.6	1.55	1.34	1.18	0.93

Tableau 4 : Conductivité thermique des matériaux étudiés

Influence du pourcentage de polystyrène

La variation de la conductivité thermique du béton en fonction du pourcentage de polystyrène est représentée sur la figure 2. La conductivité thermique évolue en sens inverse du dosage en billes de polystyrène, ceci se justifie par le fait que le polystyrène est un

matériau isolant et que sa conductivité thermique est très faible (0.045 W.m⁻¹.K⁻¹) comparativement à celle du ciment et du sable. Ainsi pour un volume donné, en augmentant le pourcentage massique de ce matériau dans le béton, on le rend par conséquent plus isolant thermiquement.

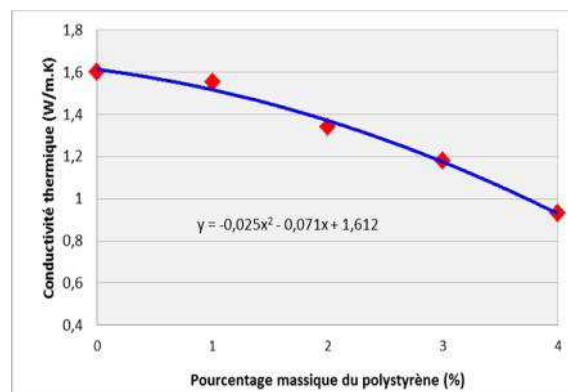


Figure 2 : Variation de la conductivité thermique en fonction du pourcentage massique de polystyrène (plaque chaude à une température de 33.2°C)

Influence de la température

Des tests sont effectués sur deux types de béton à billes de polystyrène (MP3 et MP4). Sur la figure 3, sont reportés les résultats de mesure de la conductivité thermique apparente moyenne pour deux températures différentes : 20°C et 30°C. Elle montre que la conductivité thermique apparente évolue en fonction de la température. Ce phénomène a été observé aussi par Goual et al. [13]. Leur travail consiste à faire des mesures de la conductivité thermique des bétons argileux à base de ciment. Nous pouvons interpréter le comportement thermique de nos matériaux en se référant à leur étude ; ils ont observé que la conductivité thermique ne varie presque pas pour des températures inférieures à 20°C et qu'elle commence à croître au-delà de cette température. Ce phénomène est d'autant plus remarqué que le taux de microporosité est important. Leur explication est soutenue par l'étude de l'évolution, en fonction de la température, de la conductivité thermique de l'air humide, ils ont constaté que cette dernière commence à croître à partir de 20°C. Et comme le béton à billes de polystyrène présente un taux de microporosité important et que les pores sont remplis d'air humide, l'évolution de sa conductivité thermique en fonction de la température est donc justifiée.

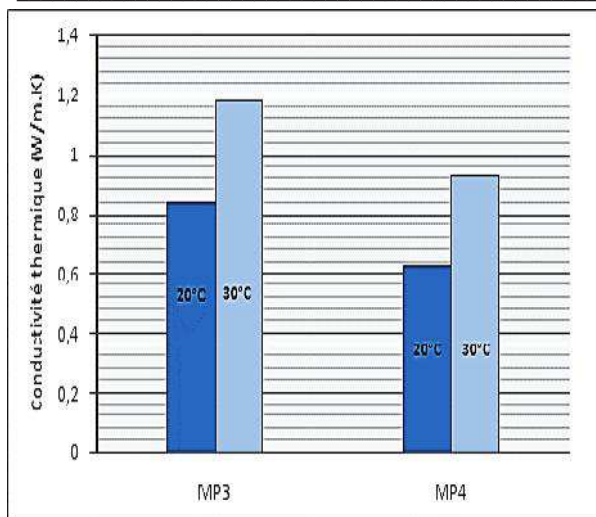


Figure 3 : Variation de la conductivité thermique en fonction de la température

3. Conclusion

Les travaux de la littérature montrent que les matériaux choisis dans le présent travail ont été étudiés sur le plan mécanique, mais sur le plan thermique, on note que peu d'études ont été réalisées. Les travaux expérimentaux menés sont établis dans le but de caractériser ces matériaux pour connaître leurs propriétés afin de mieux comprendre le processus de transfert thermique à travers une enveloppe d'habitation intégrant ces types de matériaux.

L'utilisation du béton de polystyrène semble une solution intéressante afin de contribuer à la réduction de la consommation énergétique dans le domaine de la construction et les problèmes environnementaux liés au recyclage des déchets industriels et domestiques. Les résultats montrent qu'en augmentant le pourcentage massique des billes de polystyrène dans le béton, il devient plus léger et plus isolant thermiquement ; et que la conductivité thermique évolue avec la température.

Les paramètres déterminés expérimentalement, dans ce travail, serviront à l'alimentation des équations de transferts de chaleur et de masse.

Références

- [1] R. WANG, T. ZHANG, P. WANG, Waste printed circuit boards nonmetallic powder as admixture in cement mortar, *Materials and Structures*, Vol. 45, pp. 1439-1445, 2012.
- [2] R. BOURAS, A. KACI, M. CHAOUICHE, Influence of viscosity modifying admixtures on the rheological behavior of cement and mortar pastes, *Korea-Australia Rheology Journal*, Vol. 24, No 1, pp. 35-44, 2012.
- [3] M. AAMER, R. BHUTTA, Effects of polymer cement ratio and accelerated curing on flexural behavior of hardener-free epoxy- modified mortar panels, *Materials and Structures*, Vol. 43, pp. 429-439, 2010.
- [4] F. WANG, Z. LIU, S. HU, Early age volume change of cement asphalt mortar in the presence of aluminum powder, *Materials and Structures*, Vol. 43, pp. 493-48, 2010.
- [5] R. XU, Y. ZHU, Experimental determination of fracture parameters for crack propagation in hardening cement paste and mortar, *International Journal Fracture*, Vol. 157, pp. 33-43, 2009.
- [6] F. WANG, Z. LIU, T. WANG, S. HU, A novel method to evaluate the setting process of cement and asphalt emulsion in CA mortar, *Materials and Structures*, Vol. 41, pp. 643-67, 2008.
- [7] N. SOTEHI, Caractéristiques thermiques de parois des bâtiments et amélioration de l'isolation, *Thèse de Doctorat, Université Mentouri*, Constantine, 2010.
- [8] K. YAMURA, M. YAMAUCHI, Use of polystyrene pieces for aggregate of concrete, *Proc. Annual conf. of Chugoku-Shikoku Branch of JSCE*, pp. 295- 329, Japan, 1982.
- [9] K. MILED, K. SAB, R. LE ROY, Effet d'échelle dans le béton léger de polystyrène expansé, *Colloque Microstructure et Propriétés des matériaux*, pp. 189- 194, ENPC, 2005.
- [10] N. CHAFI, Matrice cimentaire renforcée de fibres, *Thèse de Magistère*, Constantine, 2005.
- [11] K.H. KIM, S.E. JEON, J.K. KIM, S. YANG, An experimental study on thermal conductivity of concrete, *Cement Concrete Research*, Vol. 33, pp. 363-371, 2003.
- [12] C. BOUTIN, Conductivité thermique du béton cellulaire autoclavé : modélisation par méthode autocohérente, *Matériaux et Constructions*, Vol. 29, pp. 609-615, 1996.
- [13] M.S. GOUAL, A. BALI, M. QUENEUDEC, T'KINT, Influence de la température et de la teneur en humidité sur la conductivité thermique des bétons argileux cellulaires, *A.J.O.T, International Publication*, Série A, Vol. 15, No 1, 2002.

El Hadj BENACHOUR ¹
 Belkacem DRAOUI ¹
 Mohamed HASNAT ¹
 Khadidja ASNOUNE ¹
 Brahim MEBARKI ¹
 Lakhdar Rahmani ¹

¹Département de sciences exactes, Faculté des sciences, Université de Tahri MOHAMED Bechar, Algérie.

* Benachour El-hadj

benachour_elhadj@yahoo.fr

EFFET DU TYPE DES MATERIAUX DE CONSTRUCTION DES MURS SUR LA CONVECTION DANS LES BATIMENTS

Résumé : Le bâtiment tel qu'il est consomme beaucoup d'énergie. Les études visent à rationaliser cette consommation, parmi les paramètres qui permettent d'économiser l'énergie c'est la paroi qui constituée des matériaux de construction, En effet, de nos jours, l'usage des matériaux dans différents domaines technologiques croît de plus en plus. Ce travail présente une étude de simulation numérique visant le rôle et l'influence des types des matériaux de construction des murs sur la convection dans les bâtiments. Nous nous intéressons à trois types : la brique rouge, le béton et le bois, Dans ce contexte, la discrétisation par la méthode des différences finis a été utilisée pour calculer le transfert thermique et les coefficients d'échanges en variant les trois types du matériau.

Mots clés : Matériaux De Construction, Bâtiment, Chauffage, Convection Naturelle, Méthodes Numériques, Performance Energétique

Nomenclature

L longueur, m
 H hauteur, m
 g accélération de la pesanteur, m/s²
 C_p chaleur spécifique, J/kgK
 D_h hauteur de la source de chaleur, m
 T_f température froide, K
 T_c température chaude, K
 t le temps, s
 Ra nombre de Rayleigh

Nu nombre de Nusselt

Pr nombre de Prandtl

Lettres grecques

ν viscosité cinématique, m²/s
 β coefficient de dilatation, K⁻¹
 λ conductivité thermique, W/mK
 ρ masse volumique, Kg/m³

1. Introduction

Pouvant avoir différentes formes et fonctions, le bâtiment a connu d'importantes modifications au fil du temps pour s'adapter à un grand nombre de facteurs, des matériaux de construction disponibles aux conditions météorologiques en passant par les prix fonciers, les conditions du terrain, la spécificité de son utilisation et autres raisons esthétiques. Répondant à de nombreux besoins de société, les bâtiments sont avant tout un abri contre les intempéries et un espace de vie en général, permettant d'avoir une certaine intimité ainsi qu'un endroit pour stocker ses biens et pour vivre et travailler confortablement.[1]

En demi-saison, les températures intérieures et extérieures d'une habitation sont identiques : il n'y a pas de différence de température entre les deux faces et donc pas de transfert de chaleur par conduction. En hiver et en été, les différences de température entre les faces intérieures et extérieures des parois sont importantes : la chaleur se propage alors du point chaud vers le point froid à

différentes vitesses. Plus la résistance thermique des matériaux composant la paroi est grande, plus le flux est ralenti : c'est cet effet que l'on va chercher à optimiser.

La capacité thermique d'un matériau représente sa propension à emmagasiner de la chaleur en fonction de son volume. Plus la capacité thermique d'un matériau est grande, plus ce matériau sera capable d'emmagasiner et de restituer de la chaleur en hiver, ou de la fraîcheur en été. Le principal bénéfice d'une forte capacité thermique est de lisser les variations de température d'un bâtiment [2].

Un travail considérable a été effectué ces dernières années sur les écoulements et les transferts thermiques dans les échangeurs à faisceaux et à calandres. De tels travaux présentent un intérêt particulier dans l'amélioration et la prédiction des écoulements. Ces études sont de natures aussi bien expérimentales [3-6] que numériques [7-10]. Elles montrent essentiellement que l'écoulement est caractérisé par des fortes déformations et de grandes régions de recirculation et qu'en général, le nombre de Nusselt et le coefficient

de frottement augmentent avec le nombre de Rayleigh. Les gains solaires constituent un atout pendant la période de chauffe. Cependant, en été voire en mi-saison, ils peuvent causer des problèmes de surchauffe dans les logements et dans les bureaux. En effet, l'énergie solaire transmise aux locaux par l'intermédiaire des vitrages peut entraîner la surchauffe de l'air par effet de serre. De plus, même avec une température ambiante intérieure acceptable, le confort thermique des occupants peut être détérioré par le rayonnement direct du soleil et le rayonnement chaud ensoleillé [11]. La modélisation des flux solaires énergétiques et lumineux se fait par plusieurs méthodes utilisant des logiciels de simulation comme exemple, ArchiWIZARD [12]. Donc le domaine d'application est très vaste. Alors le transfert thermique par convection et l'écoulement d'air aussi ont fait l'objet de plusieurs études numériques et expérimentales [13-22]. Ce qui nous a conduits à faire une analyse numérique et énergétique qui consiste à examiner numériquement le champ thermique et dynamique en tenant compte de la température imposée au mur extérieur du bâti, causée par un rayonnement global mesuré expérimentalement au laboratoire ENERGARID, ou on s'intéresse de présenter la diffusion de chaleur dans le mur en brique à 8:00, 13:00 et 16:00 pour une journée du 15/08/2013. Pour but de comprendre mieux ce phénomène nous avons changé la brique par le béton puis par le bois pour viser le matériau le plus adapté à la construction au Sahara.

2. Configuration Géométrique

La configuration étudiée est représentée sur la figure 1. Le modèle physique à étudier est une cavité bidimensionnelle de section carrée à parois horizontales adiabatiques, immobiles et isothermes, la facette extérieure de mur reçoit un rayonnement variable au cours du temps, on s'intéresse au rayonnement et à la température à 13 h 00 d'une période estivale dans la ville de Bechar pour différents nombres de Rayleigh égaux à 10^3 , 10^4 , 10^5 et 10^6 . Alors pour modéliser ce phénomène il s'agit d'une cavité carrée de longueur L , et d'une hauteur $H=L$. Les parois horizontales de la cavité sont adiabatiques. La température chaude pour le cas adimensionnel T_c est imposée sur la paroi gauche et la température froide T_f est imposée sur la paroi du côté droite.

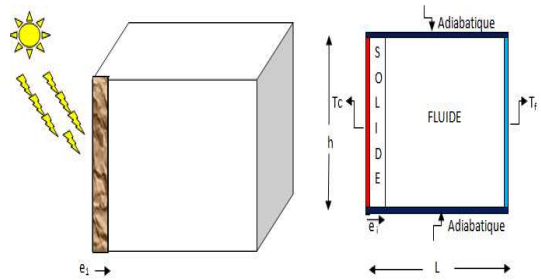


Figure 1 : Configuration géométrique.

Pour simplifier le problème, on suppose que :

- Le fluide est newtonien et incompressible.
- La dissipation de la chaleur par frottement visqueux est négligée.
- L'approximation de Boussinesq est considérée.

3. Objectif

On peut exprimer notre but pour cette étude dans les points suivants :

- ❖ Modéliser le couplage conduction convection.
- ❖ Étudier l'effet de la diffusion de chaleur des murs en brique en béton et en bois sur la convection à l'intérieur de bâti.
- ❖ voire l'effet de nombre de Rayleigh dans ces cas sur la convection.

4. Modèle Mathématique

Le système d'équations régissant le modèle s'écrit sous la forme adimensionnelle suivant :

Equation de continuité:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

Equations de quantité de mouvement:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} + \nabla^2 U \quad (2)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial Y} + \nabla^2 V + g\beta \frac{\partial T}{\partial X} \quad (3)$$

Equation d'énergie:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + U \frac{\partial T}{\partial X} + V \frac{\partial T}{\partial Y} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \nabla^2 T \quad (4)$$

On dérive l'équation de mouvement (2) par rapport à Y et l'équation du mouvement (3) par rapport à X , puis, après la soustraction des deux équations obtenues, on obtient les

équations sans dimension écrit par les variable de d'Helmutz comme suit :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U \frac{\partial \omega}{\partial X} + V \frac{\partial \omega}{\partial Y} = \text{Pr} \nabla^2 \omega + \text{Ra} \text{Pr} \frac{\partial T}{\partial X} \quad (5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + U \frac{\partial T}{\partial X} + V \frac{\partial T}{\partial Y} = \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \quad (6)$$

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial Y^2} = -\omega \quad (7)$$

Pour les besoins de la résolution numérique et afin de mettre en évidence les paramètres du problème, les équations sont mises sous forme adimensionnelle à l'aide de l'introduction des variables réduites suivantes:

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad U = \frac{u}{u_i} \quad (8)$$

$$V = \frac{v}{u_i}, \quad P = \frac{p}{\rho u_i^2}, \quad T = \frac{T - T_i}{T_c - T_i}, \quad t^* = \frac{t}{L^2 / a} \quad (9)$$

5. Procédure De Simulation

Le calcul numérique a été mené à l'aide du code de calcul « fluent » 6.2.13. La procédure numérique utilisée dans ce travail est celle des volumes finis. Elle consiste à l'intégration des équations différentielles du modèle mathématique sur des volumes de contrôle finis pour obtenir les équations algébriques correspondantes. L'algorithme SIMPLE [23] a été choisi pour le couplage vitesse pression dans les équations de Navier Stokes sur le maillage. Les termes convectifs dans toutes les équations sont évalués en utilisant le schéma apwind 1er ordre. La discrétisation du terme temporel est faite selon un schéma totalement implicite. La convergence de la solution est considérée atteinte lorsque le changement relatif maximal de toutes les variables (u,v,w,p,t) entre deux pas du temps successifs est inférieur à 10^{-4} . Dans le but de bien suivre toute variation des champs thermique et hydrodynamique, nous avons utilisé un maillage uniforme de 12221 nœuds et 12440 éléments en régime transitoire.

6. Validation Du Code De Calcul

6.1 Validation du modèle:

Le code de calcul a été validé sur un problème de convection naturelle de l'air confiné dans une cavité carrée à parois verticales chauffées différentiellement et à

parois horizontales adiabatiques. Nos résultats ont été comparés avec ceux obtenus par De Vahl Davis (1983) [24]. Ce dernier a traité le même problème en adoptant la méthode des différences finies avec la formulation vorticité-fonction de courant (voir tableau ci-dessous).

	Ra = 10³	Ra = 10⁴	Ra = 10⁵
Numoy (Paroi chaude)	Présente étude : 1.2	Présente étude : 2.257	Présente étude : 4.64
Numoy (Paroi chaude)	De Vahl Davis [24] : 1.12	De Vahl Davis [24] : 2.243	De Vahl Davis [24] : 4.52

Table1. Comparaisons des résultats de validation

7. Résultats Et Discussion

La structure de l'écoulement, le champ thermique, ainsi que le transfert de chaleur à travers la paroi chaude sont examinés dans cette section.

On présente des champs d'écoulement et de température typiques correspondant aux différentes solutions obtenues en régime instationnaire.

7.1 Isothermes :

Les isothermes sont montrées par les figures [2-7]. La Répartition de la chaleur dans la cavité est conforme à la Circulation du fluide révélée par les iso courants. En effet nous constatons un échauffement du fluide à partir de la paroi gauche qui recevez la chaleur par l'extérieur et qui provoque le changement de la distribution de la chaleur dans la cavité soit pour un nombre de Rayleigh faible ou important Pour une valeur fixe du nombre de Prandtl égale 0.71. Au fur et à mesure que Ra augmente les isothermes deviennent de plus en plus ondulée et le transfert thermique s'accroît, donc l'écoulement s'intensifie et la convection naturelle prend de l'ampleur et prédomine.

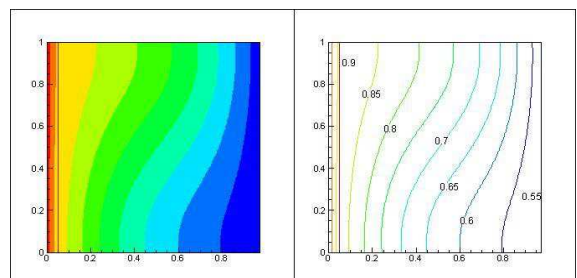


Figure 2 : Les isothermes pour nombre de Rayleigh $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, pour le mur en brique.

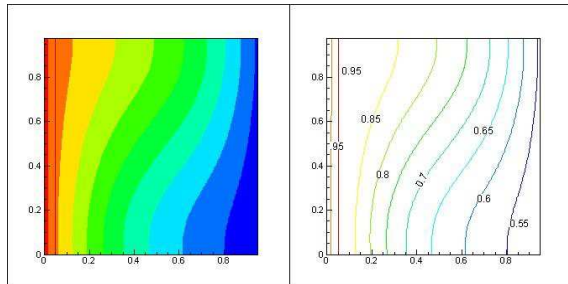


Figure 3 : Les isothermes pour nombre de Rayleigh $Ra=10^4$, $Pr=0.71$ pour le mur en Béton.

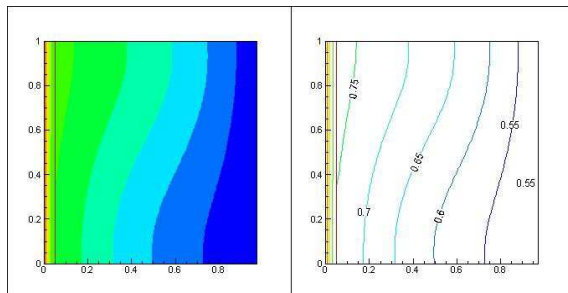


Figure 4 : Les isothermes pour nombre de Rayleigh $Ra=10^4$, $Pr=0.71$ pour le mur en Bois.

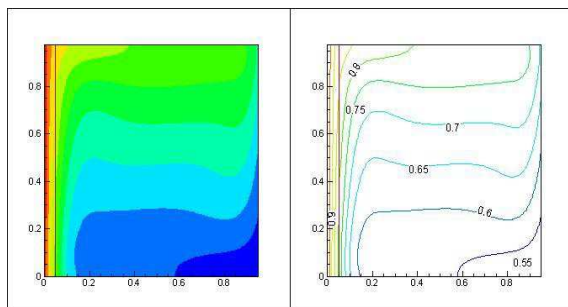


Figure 5 : Les isothermes pour nombre de Rayleigh $Ra=10^6$, $Pr=0.71$ pour le mur en brique.

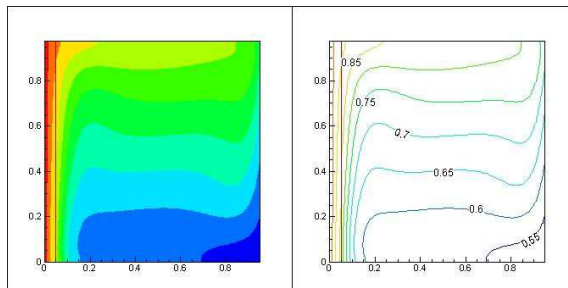


Figure 6 : Les isothermes pour nombre de Rayleigh $Ra=10^6$, $Pr=0.71$ pour le mur en Béton.

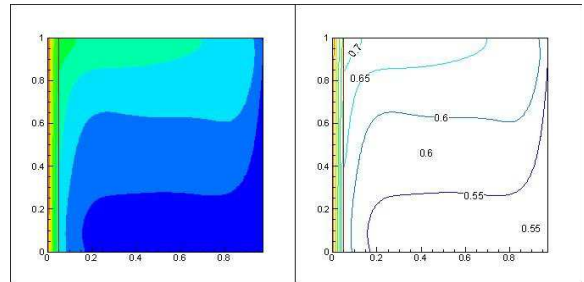
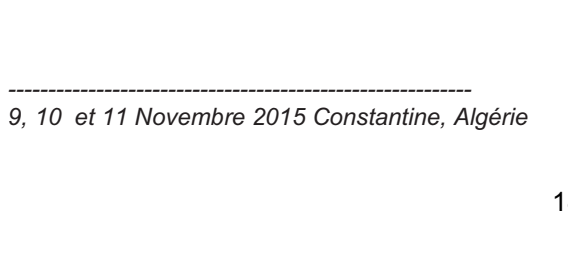


Figure 7 : Les isothermes pour nombre de Rayleigh $Ra=10^6$, $Pr=0.71$ pour le mur en Bois.

8. Les lignes de courants

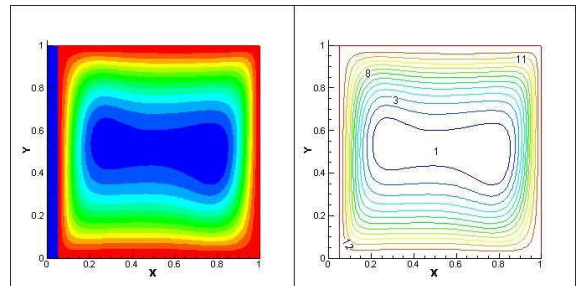


Figure 8 : Les lignes de courants pour nombre de Rayleigh $Ra=10^6$, $Pr=0.71$, pour le mur en brique.

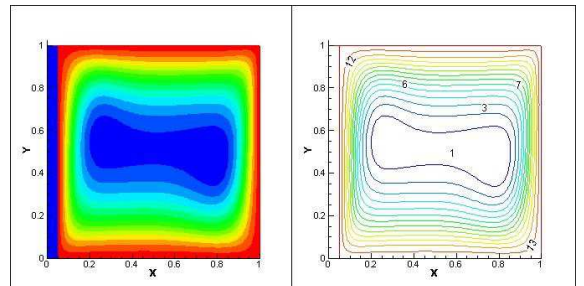


Figure 9 : Les lignes de courants pour nombre de Rayleigh $Ra=10^6$, $Pr=0.71$ pour le mur en Béton.

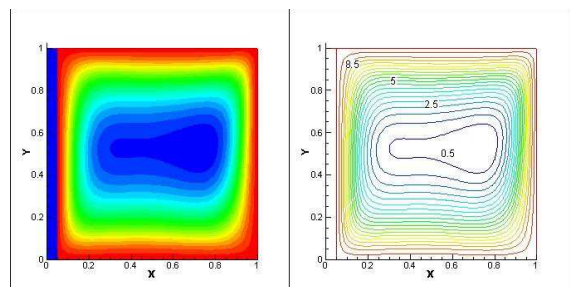


Figure 10 : Les lignes de courants pour nombre de Rayleigh $Ra=10^6$, $Pr=0.71$ pour le mur en Bois.

Les figures [8-10] représentent les lignes de courant correspondant aux différents matériaux ou le nombre de Rayleigh $Ra=10^6$, $Pr=0.71$, plus proche des murs latéraux

verticales la vitesse du mouvement du fluide est important par rapport au milieu de la cavité ,aussi plus proche du parois il ya un écrasement du fluide ,on remarque l'absence de vortex des zones mortes plus proches des frontières , les lignes du courant sont un peu déformables .

9. Profils de la température

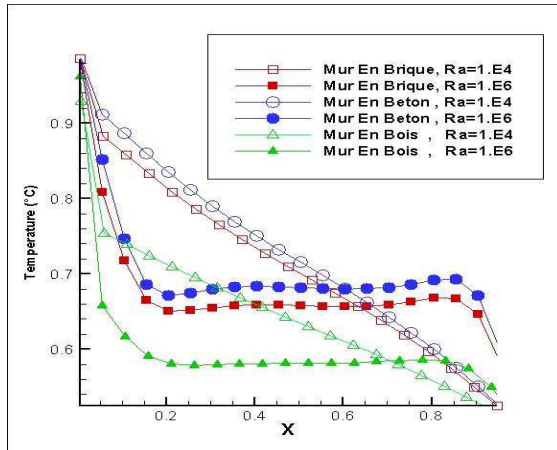


Figure 11 : Profils de la température adimensionnelle sur une ligne horizontale au centre de la cavité $y=0.5$, pour différents nombre de Rayleigh Successivement. $Ra=10^4$, 10^6 et pour différents matériaux, $Pr=0.71$.

La figure (11) illustre l'évolution de la température adimensionnelle sur la ligne horizontale $Y = 0.5$, pour différents nombre de Rayleigh Successivement. $Ra=10^4$, 10^6 et pour différents matériaux avec $Pr=0.71$, on remarque juste après la facette intérieure de mur gauche il ya un changement sensible malgré il est faible ,entre $x=0$ et $x=0.2$, il ya une stabilisation critique de température pour entre $x=0.2$ et $x=0.8$, puis une chute encore plus faible .

10. Le nombre de Nusselt :

Nous avons calculé le nombre de Nusselt aux parois de chaude (interface) pour but de déterminer le coefficient d'échange, Le nombre de Nusselt moyen augmente Pour chaque augmentation des différents nombres de Rayleigh Successivement. $Ra=10^3$, 10^4 , 10^5 et 10^6 (voire figure 12) , mais la meilleure observation c'est que le Bois a un transfert de chaleur moins par rapport au deux autres matériaux soit le Béton ou la Brique, en plus Ilya une proportionnalité directe du nombre de Nusselt avec le nombre de Rayleigh.

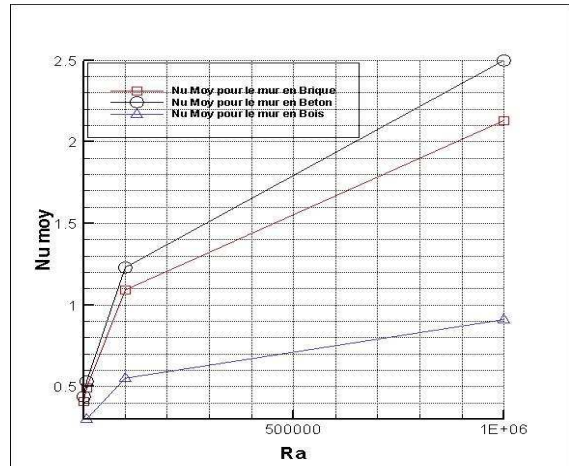


Figure 12 : Nombre de Nusselt moyen pour différents nombre de Rayleigh Successivement. $Ra=10^3$, 10^4 , 10^5 et 10^6 , et pour différents matériaux, $Pr=0.71$.

11. Conclusion

Dans le présent travail, on a résolu numériquement le problème. L'étude présentée dans ce travail porte la convection naturelle laminaire qui est modélisée par une cavité carrée non ventilées. Les parois latérales horizontales sont adiabatiques. Le nombre de Rayleigh est varié : $Ra=10^3$, 10^4 , 10^5 , 10^6 , le nombre de Prandtl égale à 0.71. Les résultats numériques obtenus montrent un régime d'écoulement instationnaire. Nous avons montré et fait ressortir les points suivants :

- Pour chaque matériau l'écoulement est assez désorganisé surtout près des parois solides (interface).
- La perturbation la plus élevée est obtenue pour le Béton. Ces zones sont responsables des variations locales du coefficient de friction et du nombre de Nusselt le long des surfaces à cause de la conductivité thermique qui est plus important.
- Ilya une proportionnalité directe du nombre de Rayleigh avec le nombre de Nusselt.
- Il faut que les maîtres d'ouvrages publics imposent le matériau bois dans leur programme de logements collectifs.
- La construction par le bois permet de réaliser des économies sur les frais financiers.
- Du point de vue de l'entretien, des réparations et des transformations, une construction à base de bois présente bien des avantages. Une façade en bois brut, par exemple, ne demande aucun entretien sur une période de 30 ans.
- Le bois est un excellent isolant thermique

Références

- [1] Manuel de l'élève, Les Bâtiments: efficacité énergétique et énergies renouvelables, Edition FR 1.2 - novembre 2010.
- [2] Complément Technique n° 23, novembre-décembre 2011, p. 28-36, 2011.
- [3] Demartini, L. C., Vielmo, H. A., and Möller, Q.V., Numeric and experimental analysis of turbulent flow through a channel with baffle plates, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 26(2), pp 153-159, 2004.
- [4] Roetzel, W., Lee, D., Experimental investigation of leakage in shell-and-tube heat exchangers with segmental baffles, *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 36, pp 3765-3771, 1993.
- [5] Habib, M.A., Mobarak, A.M., Sallak, M.A., Abdel Hadi, E.A., Affify, R.I., Experimental investigation of heat transfer and flow over baffles of different heights, *Trans, ASME J. Heat Transfer*, 116, pp 363-368, 1994.
- [6] Berner C, Durst F, McEligot DM, Flow around Baffles, *ASME Journal of Heat Transfer*, 106, 743-749, 1984
- [7] Rachid Saim Et All , Analyse Numerique De La Convection Forcee Turbulente Dans Les Tubes Munis Des Chicanes Transversales, 13èmes Journées Internationales De Thermique, Albi, France Du 28 Au 30 Août 2007.
- [8] Kelkar, K. M., Patankar, S. V., Numerical prediction of flow and heat transfer in parallel plate channel with staggered fins, *Journal of heat transfer*, 109, pp 25-30, 1987.
- [9] Chen, C.H., Huang, W.H., Prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays, *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 34(11), pp 2739-2747, 1991.
- [10] Webb, B.W., Ramadhyani, S., Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs, *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 28, pp 1679-1687, 1985.
- [11] Nada. Chami , "Evaluation de l'impact des isolants minces réfléchissants dans le batimen," These doctorat,ED n°432 : science des méétiérs de l'ingénieur, paris,France ,19 octobre 2009.
- [12] Rapport Technique, Les Risques De Surchauffe -, Institut Bruxellois Pour La Gestion De L'environnement, Septembre 2010.
- [13] David JOSEPH et all, Calcul des flux solaires pour le Bâtiment par méthode de Ray-Tracing, High Performance Computing – Simulation Acceleration, France ,2003.
- [14] Belkacem Abdellah,"etude de la convection naturelle dans un canal vertical don't l'une des parois est non plane ",These Doctorat, Université de Bechr,Algerie,2007.
- [15] Mebrouk Rabhi, Abdellah belkacem, Touhami Abdelhamid,"simulation numérique de la convection naturelle dans une cavité a fond sinusoidal ". 12 emes journées internationales de thermique, Tanger,Maroc, du 15 au 17 novembre 2005.
- [16] Benachour Elhadj," simulation numerique de la convection naturelle et mixte dans une cavité carrée avec la presence d'un élément de climatisation.", Mémoire de Magister, Université de l'USTO.,Oran Algerie , 2010.
- [17] E. Benachour,B. Draoui,L. Rahmani,B. Mebarki,L.Belloufa,K. Asnoune,B. Imine," Effect of Geometric Shap of The roof (Type Habitat) on The natural Convection With The Presence of a heat Source. ",Internatoinal review of Mechanical Engineering(I RE. M. E),vol.5,N.2, Special Issue On Heat Transfer, PP355-360, February 2011.
- [18] M. Rabhi, H. Mezrhab, " Radiation-natural covection heat transfer in inclined rectangular enclosures with multiple partition", *Energy Conversion and management* 49 (2008),PP 1228-1236.
- [19] R.F. Berghoz , " instability of steady natural convection in a vertical fluid layer",*J Fluid Mech* .84(4) .. pp.743-768. 1978.
- [20] S.M Elsherbiny," Heat Transfert by natural convection across vertical and inclined air layer", Ph.D.thesis,university of Waterloo, canada,1980.
- [21] E.G Eckert, W.O. Carlson , " Natural Convection in a layer enclosed between two vertical plates with different temperatures", *Int . J. Heat Mass Transfer* 2, pp106-120, 1961.
- [22] H.Manz,"Numirical simulation of heat trnsfer by natural convection in cavities of façade elements ", *Energy Buildings* 35, pp 305-311, 2003.
- [23] S. V. Patankar, " Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, " McGraw-Hill New York, 1980.
- [24] De Vahl Davis G. " Natural convection of air in a square cavity. A bench mark numerical solution. " *Int. J. Num. Methods in fluids*, 3, 249-255,1983.

Nasreddine SAKHRI ^{1*}Belkacem DRAOUI ^{1**}

Comparaison entre deux modes de ventilation naturelle : ventilation transversale et ventilation par tour à vent dans les régions arides (cas de la ville de Béchar)

¹ (Laboratoire d'Energétique en Zones Arides, Faculté des sciences et de technologie, Université Béchar, Béchar, Algérie).

* (sakanasro69@gmail.com)

** (bdraoui@yahoo.com)

Résumé : La ventilation naturelle est un axe principal de l'architecture bioclimatique. La tour à vent est une technique parmi plusieurs techniques de ventilation naturelle sans consommation d'énergie ; ce qui assure la passivité du système et une efficacité énergétique importante. Le présent travail vise à prouver l'efficacité d'une telle technique dans l'amélioration du confort thermique dans les zones arides ventées comme la ville de Béchar. Les résultats montrent qu'un système de tour à vent de 9 m de hauteur est capable de fournir plus de 30 % de débit de ventilation par rapport à la ventilation transversale. Une réduction de 2 °C seulement par le passage de l'air par la tour.

Mots clés : ventilation naturelle, zones arides, tour à vent, confort thermique, vent, conditions climatiques.

Nomenclature

f Paramètre de Coriolis

g Accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$

H Hauteur, m

L Longueur, m

l Largeur, m

P Pression, Pa

t Temps, s

T Température, K

U, V, W Vitesses instantanées, $m.s^{-1}$

$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$ Vitesses moyennes, $m.s^{-1}$

u', v', w' Vitesses fluctuantes, $m.s^{-1}$

Lettres grecques

μ Viscosité dynamique, $m^2.s^{-2}$

ρ Densité, $kg.m^{-3}$

τ_u, τ_v, τ_w Contraintes de cisaillement, $kg.m^{-1}.s^{-2}$

(supprimer ce texte et conserver cette ligne vide)

1. Introduction

La ventilation est le changement d'air à l'intérieur des milieux clos et semi-clos. Elle est assurée par deux voies principales : naturelle et mécanique.

Un manque de ventilation peut provoquer un excès d'humidité, la condensation, la surchauffe et une accumulation d'odeurs, les fumées et les polluants. L'air optimal est défini comme l'air libre de contaminants ou de matières nocives qui peuvent présenter un risque pour la santé des occupants, ce qui pourrait causer une irritation et d'inconfort [1].

Dans les bâtiments commerciaux et industriels, la ventilation est une partie des systèmes CVC (chauffage, ventilation et climatisation), grands consommateurs d'énergie [2].

Dans les bâtiments domestiques, la ventilation est faite sous forme naturelle (infiltration d'air par les fenêtres et les ouvertures) ou par Ventilation Mécanique Contrôlée (VMC).

Dans les bâtiments bien isolés, les déperditions thermiques par ventilation peuvent être de 30 à 70 %, ce qui réduit le recours aux systèmes de conditionnement d'air [3].

1.1. La ventilation naturelle

La ventilation naturelle permet la livraison d'air frais pour les occupants pour non seulement fournir un confort thermique et une bonne qualité de l'air intérieur, mais aussi pour réduire la consommation d'énergie et de coût à l'aide des méthodes durables et énergétiquement efficace [4]. Elle est le cœur de la conception bioclimatique dans les climats arides et semi-arides toute en permettant de limiter l'utilisation d'un système de ventilation mécanique et d'éviter le plus souvent le recours à la climatisation [5].

La ventilation naturelle est créée sous l'effet de deux phénomènes purement naturels : les gradients de pression et les gradients de température.

a) Gradients de pression

Lorsque le vent rencontre un obstacle qui peut être à l'occasion une structure d'habitation, il se crée dans les zones de contact une surpression due à une accumulation plus ou moins rapides des molécules d'air. Si cette surface de contact présente des ouvertures (fenêtres, portes, cheminées, etc.), il résultera un écoulement d'air gouverné par une différence de pression entre la zone de contact (coté au vent) et les autres surfaces de la construction (coté sous le vent) [6].

b) Gradients de température

L'existence d'une différence de température entre l'intérieur d'une habitation et l'air environnant produit une différence de densité entre les deux milieux. Sachant que l'air chaud est plus léger remonte toujours vers le haut, il suffit de placer judicieusement des ouvertures sur le bas des façades et en haut de l'habitation pour assurer un écoulement. Pendant la nuit, l'air pénètre par les ouvertures inférieures et s'échappe par le haut. Le flux d'air est inversé.

1.2. Gisement nationale du vent

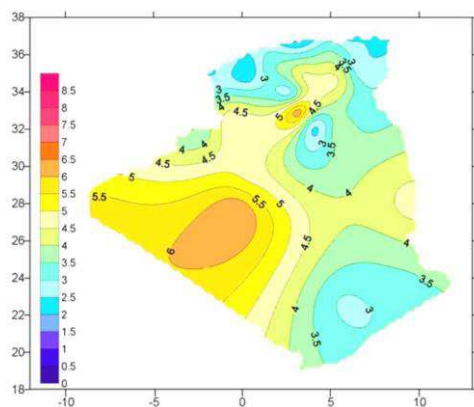


Figure 1 : Cartes annuelles de la vitesse du vent en Algérie à 10 m de haut [7].

L'Algérie dispose d'un potentiel éolien élevé. 78 % de la surface du pays est caractérisée par des vitesses supérieures à 3 m/s.

2. La ville de Béchar

Située dans le Sud-ouest, elle se trouve entre les zones climatiques D2 et D3. Deux saisons principales (été et hiver) sont bien constatées.

Béchar est caractérisée par un été long, chaud et sec, de longues périodes de surchauffe et la majeure partie de l'année se situe en dehors de la zone de confort.

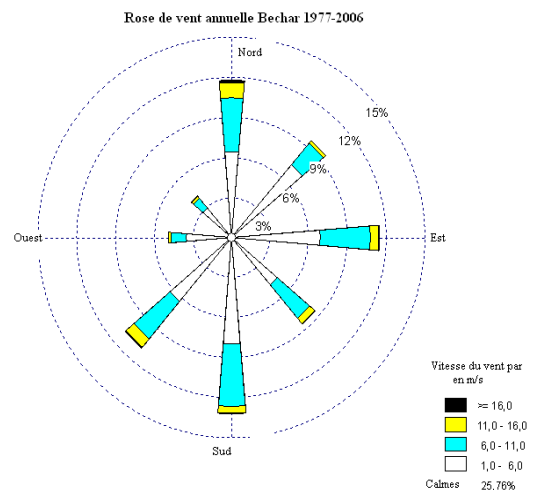


Figure 2 : Rose de vent annuelle de la ville de Béchar (1977-2006) [8].

La ville de Béchar profite du potentiel venteux de la région. La moyenne annuelle de la vitesse du vent est de 3.7 m/s [9]. Les vents dominants soufflent du nord vers le sud, et du Nord-est vers le Sud-ouest.

3. Les tours à vent

La tour à vent (Wind tower), capteur des vents (Wind catcher), ou la tour éolienne, sont des appellations qui décrivent ces grandes structures qui s'élèvent dans le ciel. Un dispositif de ventilation par entraînement du vent utilisé dans le but d'augmenter le taux de ventilation à l'intérieur des bâtiments.

L'idée courante considère les tours à vent comme une technique purement Persienne utilisés dans les régions chaudes et arides depuis plusieurs décennies, mais des gravures trouvées prouvent que l'idée des tours à vent revient aux premiers périodes pharaoniques (1300 Avant J. C) [10].

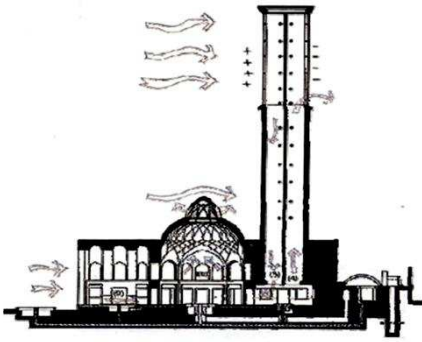


Figure 3 : Principe de fonctionnement de système tour à vent [11].

Il est essentiel qu'un système de ventilation naturelle se comporte bien dans toutes les conditions du vent. Les tours à vent peuvent être divisés selon leur nombre de faces : tour à une face, à deux faces, à quatre faces, hexaèdre, et octaèdre. Les tours multidirectionnelles sont souvent construits dans des conditions où il n'y a pas de direction des vents dominants prévisible [12]. Une conduite fonctionne comme entrée pour le vent, et les autres fonctionnent comme sortie pour extraire l'air chaud et vicié.

Le vent est la principale force motrice [13], qui fournit 76 % de plus de ventilation à l'intérieur que les forces motrices de flottabilité. Le système de tour à vent utilise les différences naturelles de pression autour d'une structure, causée par le vent et les gradients de température pour diriger l'écoulement de l'air à travers le bâtiment [14]. Enfin, l'air quitte le bâtiment par les ouvertures.

Le vent change de direction sur une certaine plage et sur une base horaire, journalière et saisonnière. Le champ de pression sera également modifié. L'orifice d'entrée de la tour peut changer de pression positive à une pression négative. Dans ce cas, l'ouverture fonctionne comme une conduite d'évacuation [15].

En absence du vent, la force motrice de la tour sera la flottabilité (*effet de cheminée*). L'air chaud (moins dense) monte et s'échappe par la partie supérieure de la tour. Par conséquence, l'air extérieur sera aspiré pour remplacer l'air qui s'est échappé (suction).

La hauteur de la tour à vent (distance entre l'entrée et l'orifice de décharge) influe également sur le taux de ventilation [16]. Les hauteurs varient de 5 à 33 mètres [17]. Les tours à vent dans les régions chaudes et sèches sont hautes, où le vent à des altitudes plus élevées contient moins de poussière et de pollution.

Différentes techniques de refroidissement peuvent être incorporées à une tour à vent afin

d'améliorer sa performance thermique comme le Qanât (réseau d'eau souterrain), le puits canadien (échangeur air-sol), etc.

4. Modélisation numérique de la ventilation naturelle par tour à vent :

La couche limite atmosphérique (CLA) est le domaine de l'étude de la ventilation. C'est la couche de l'écoulement turbulent entre la surface de la terre et le vent non perturbé. La 5 à 10 % inférieure de la CLA est la sous-couche rigoureuse.

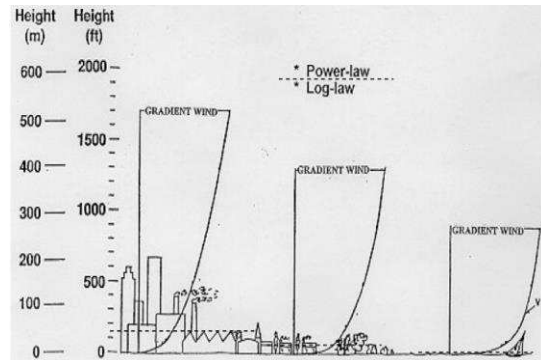


Figure 4 : Variation de la vitesse du vent avec la hauteur et l'état du terrain dans la CLA [18].

Les équations qui gouvernent l'écoulement du vent dans la couche limite atmosphérique neutre et stable sont les suivantes:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = fV + \frac{\partial \tau_u}{\partial z} \quad (1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = -fU + \frac{\partial \tau_v}{\partial z} \quad (2)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + g = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_w}{\partial z} \quad (3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0 \quad (4)$$

Les liquides et les gaz circulant à faible vitesse se comportent comme des fluides incompressibles [18]. Les équations gouvernantes pour un fluide incompressible comme l'air atmosphérique dans la sous-couche rigoureuse deviennent alors:

a) Conservation de la masse [19]

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

b) Les équations de Navier-Stokes [19] :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vu)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wu)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wv)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (9)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho ww)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (10)$$

4.1. Domaine d'étude

Le domaine extérieur ou le macroclimat est composé essentiellement de l'air atmosphérique. Les dimensions du domaine ont été choisies selon les travaux de certains auteurs [20].

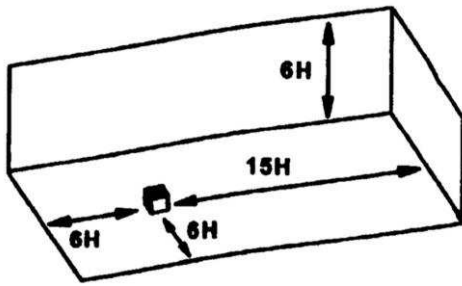


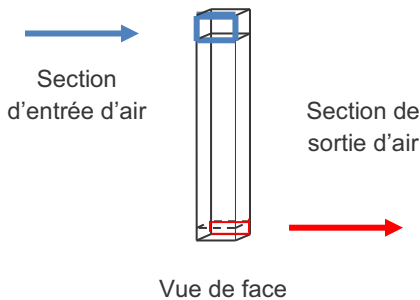
Figure 5 : Dimensions du domaine d'étude.

Dimensions du domaine extérieur (macroclimat) :

$$\begin{cases} L_{\text{Domaine}} = 195 \text{ m} \\ l_{\text{Domaine}} = 112 \text{ m} \\ H_{\text{Domaine}} = 54 \text{ m} \end{cases}$$

Dimensions de la pièce (microclimat) sont :

$$\begin{cases} L' = 5 \text{ m} \\ l' = 4 \text{ m} \\ h' = 3 \text{ m} \end{cases}$$



Dimensions de la tour à vent :

$$\begin{cases} \text{Section transversale} = 1 \text{ m}^2 \\ \text{Section d'entrée d'air} = 1 \text{ m}^2 \\ \text{Section de sortie d'air} = 0.5 \text{ m}^2 \\ H = 9 \text{ m} \end{cases}$$

4.2. Maillage

Un maillage non structuré (triangulaire+hexaédrique) est utilisé pour le macroclimat avec un raffinement au niveau du microclimat (pièce ou tour + pièce) d'un taux de croissance de 1.2. Un maillage structuré est utilisé au niveau de l'ensemble tour+pièce afin de réduire les coûts de simulation.

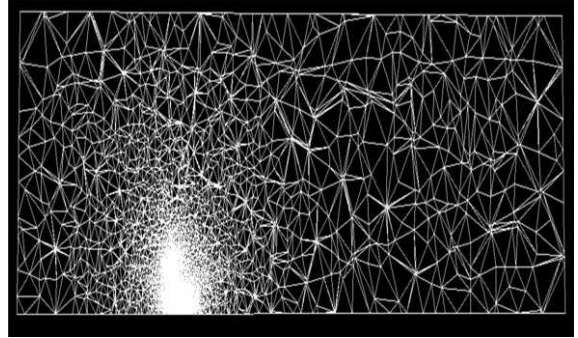


Figure 6 : Maillage du domaine d'étude à (y=56m).

La vitesse de l'air est 3m/s et seulement suivant l'axe X. La pression atmosphérique égale à 1 atm (101325 Pa) et la température égale à 300 K. les murs sont lisses et adiabatiques.

Le modèle universel $k - \varepsilon$ standard est le modèle utilisé. Il prend en charge les effets des gradients de pression et les effets thermiques afin de comparer la ventilation transversale avec la ventilation par tour à vent

5. Résultats et discussion

L'analyse de la pression totale de la ventilation par tour à vent montre une surpression en amont du système (51 Pa) et une dépression en aval du système (environ 10 Pa), avec une répartition uniforme décroissante.

La vitesse de l'air à l'intérieur du système de ventilation transversale commence par une valeur de (3 m/s) au niveau des deux ouvertures et diminue au centre de la pièce.

La vitesse de l'air à l'entrée de la tour à vent est environ (3 m/s) avec l'existence d'une zone de stagnation de flux dans le coin contre le vent incident et une zone de séparation et recirculation de flux au niveau du bord inférieur de l'entrée de la tour (proche de 0 m/s). La vitesse de l'air croît en traversant la tour (4 m/s). La vitesse atteint sa valeur maximale au niveau de la sortie de la tour (8.08 m/s).

L'intensité de la turbulence est supérieure au niveau des ouvertures d'entrée et de sortie de système de ventilation transversale, mais seulement au niveau de la sortie de la tour qui fait 2.5 fois sa valeur dans la ventilation transversale. Le même cas pour l'énergie

cinétique turbulente avec 6 fois de plus dans le système de tour à vent.

L'analyse de la température indique la capacité de la tour à vent à réduire la température de presque de 2 °C seulement par le passage de l'air dans la tour avant son injection dans la pièce. Par contre, la ventilation transversale introduit l'air directement dans la pièce. Il est important de citer le rôle de l'isolation thermique des murs de la tour qui contribue dans cette réduction de température.

Le débit de l'air introduit dans le système de ventilation transversale est 3 m³/s. Le système de ventilation par tour à vent fournit un débit de ventilation de 4 m³/s, donc une augmentation significative du débit de ventilation de 1 m³/s.

6. Conclusion

Les résultats montrent qu'un système de ventilation qui utilise une tour à vent de 9 m de hauteur est capable de fournir plus de 30 % de débit de ventilation par rapport à la ventilation transversale qui la plus utilisée parmi les mécanismes de ventilation naturelle et contribue aussi à la réduction de la température à l'intérieur de la structure de presque de 2 °C. La répartition de la pression à l'intérieur de la structure à ventiler avec la tour à vent est plus uniforme.

Références

- [1] : Allard F ; Natural ventilation in buildings : a design handbook ; European Commission. Directorate General for Energy Altener Program ; 1998.
- [2] : Faye C. McQuiston, Jerald D. Parker, Jeffrey D. Spitler, Heating, Ventilating and Air Conditioning: analysis and design, 6th edition, John Wiley and Sons, Hoboken, NJ, 2005.
- [3] : S.Courgey, J.P. Oliva. La conception bioclimatique des maisons confortables et économes. Terre vivante-L'écologie pratique, 2006.
- [4] : M.Battle ; Consulting engineers. Wind towers: detail in building ; London: Academy Press; 1999.
- [5] : I.Benoudjafer; amélioration du confort thermique (des ambiances intérieures) du bâtiment dans le contexte Saharien : Cas de la ville de Béchar. Mémoire magistère. 2009-2010.
- [6] : N. K. Bansal, R.Mathur, M. S. Bhandari ; Solar Chimney for Enhanced Stack Ventilation. Building and environment. Vol. 28. No. 3. Pp. 373-377. 1993.
- [7] : M. N. Kasbadji ; 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.
- [8] : K. IMESSAD; Centre de Développement des énergies renouvelables CDER. Février 2014.
- [9] : F. Chellali, A. Khellaf, A. Belouchrani, A. Recioud ; A contribution in the actualization of wind map of Algeria ; Renewable and Sustainable Energy Reviews ; 15 993–1002, 2011.
- [10] : H. Fathy ; Natural energy and vernacular architecture : principals and examples with references to hot arid climate ; Chicago. USA ; 1986.
- [11] : B. A. Maleki ; wind catcher: passive and low energy cooling system in iranian vernacular architecture ; International Journal on "Technical and Physical Problems of Engineering" (IJTPE). Issue 8 Volume 3 Number 3 Pages 130- 137 ; Seraj Higher Education Institute, Tabriz, Iran. September 2011.
- [12] : A'zami A. Badgir in traditional Iranian architecture ; International conference for the built environment ; Greece; 2005.
- [13] : Hughes BR, Cheuk-Ming M ; A study of wind and buoyancy driven flows through commercial wind towers ; Build Environ; 43 : 1784–91, 2011.
- [14] : Elmualim A ; Dynamic modeling of a wind catcher/tower turret for natural ventilation. Build Services Eng Res Technol;27:165–82, 2006.
- [15] : Hughes B. R, Calautit .J.K, Saud A.G; The development of commercial wind towers for natural ventilation: A review; Applied Energy 92 606–627, 2012.
- [16] : Vali Kalantar ; Numerical simulation of cooling performance of wind tower (Baud-Geer) in hot and arid region ; Mechanical departement of Yazd University, Yazd, Iran ; Renewable energy 34, 246-254, 2009.
- [17] : Gage SA, Graham JM; Static split duct roof ventilators ; Build Res Informat;4:234–44, 2000.
- [18] : Tong Yang ; CFD et essais sur le terrain de ventilation naturelle d'un immeuble à grande échelle; Thèse de doctorat ; Université de Nottingham Angleterre ; Mai 2004.
- [19] : Matthew Peter Straw ; Computation and Measurement of Wind Induced Ventilation ; Thèse de doctorat ; Université de Nottingham ; Angleterre ; Mars 2000.
- [20] : Julia Revuz ; Numerical simulation of the wind flow around a tall building and its dynamic response to wind excitation ; Thèse de doctrat. Department of Civil Engineering, Faculty of Engineering ; Université de Nottingham, Angleterre, Avril 2011.

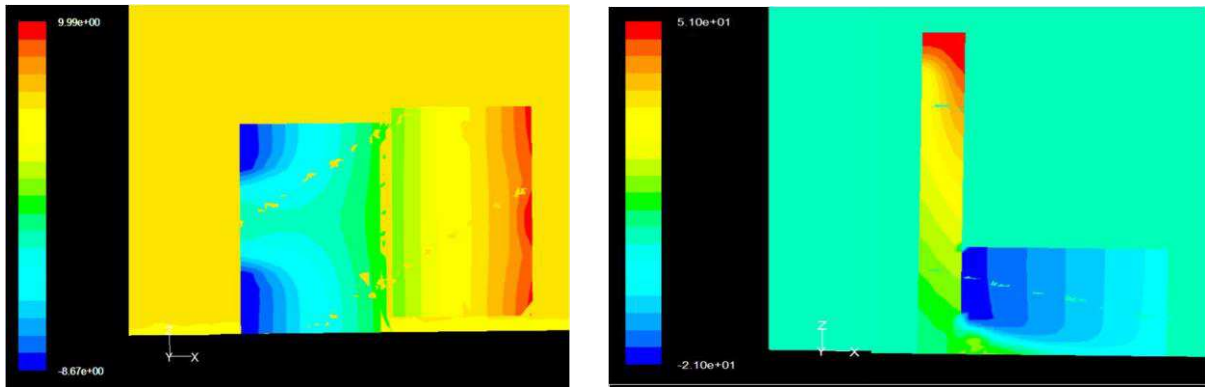


Figure 7 : Comparaison de la pression totale (Pa) ($y=56m$).

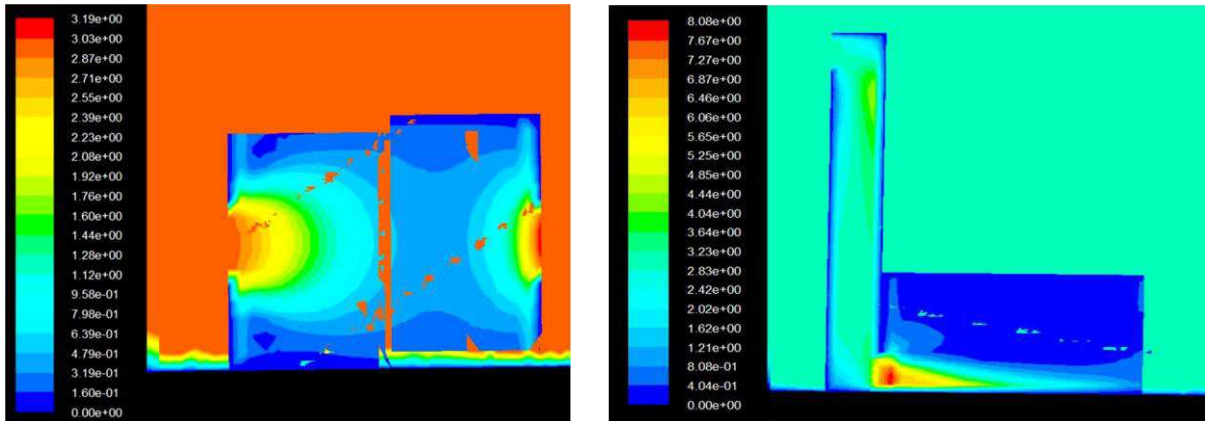


Figure 8 : Comparaison de la vitesse moyenne (m/s) ($y=56m$).

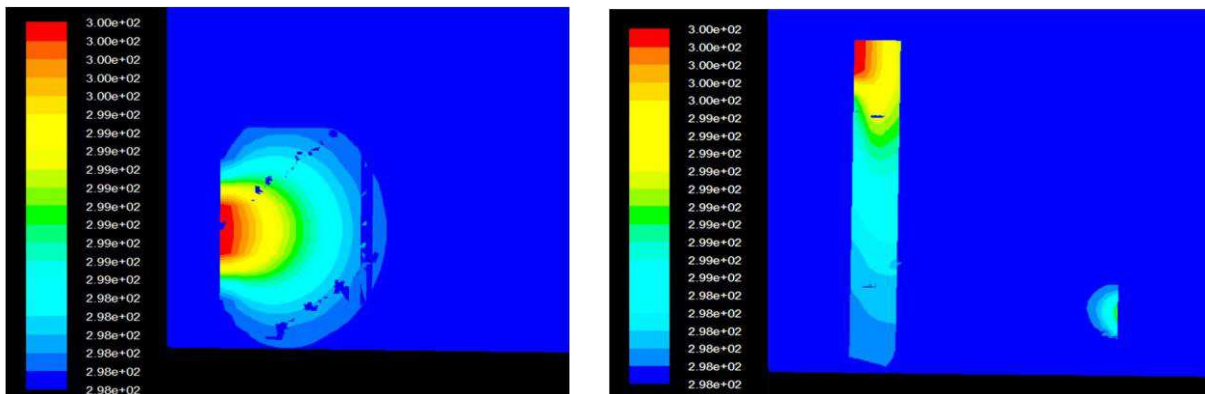


Figure 9 : Comparaison de la température (K) ($y=56m$).

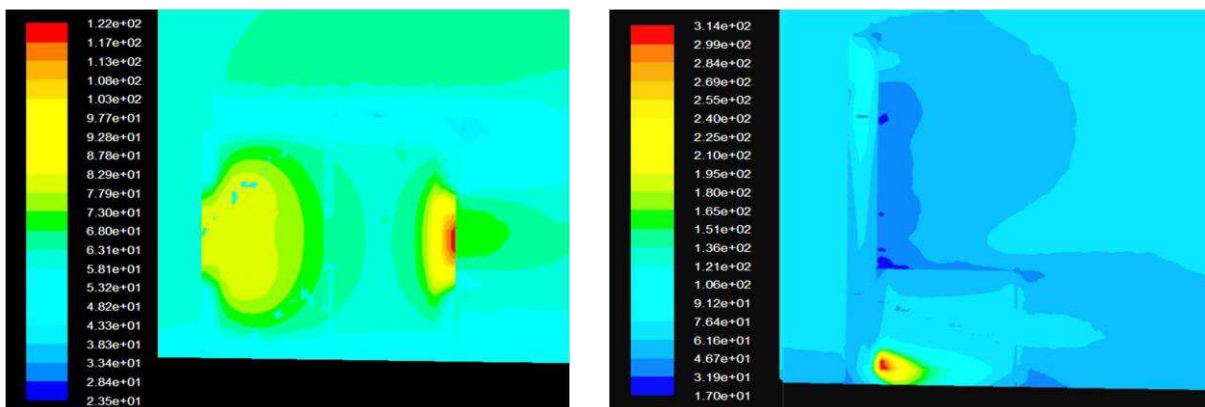


Figure 10 : Comparaison de l'intensité de la turbulence (%) ($y=56m$).

Mohammed HASNAT ¹
 El Hadj BENACHOUR ¹
 Belkacem DRAOUI ¹
 Lakhdar Rahmani ¹
 Khadidja ASNOUNE ¹
 Brahim MEBARKI ¹

¹Département de sciences exactes, Faculté des sciences, Université de Tahri MOHAMED Bechar, Algérie.

* Hasnat.mohammed

mohammed.hasnat@yahoo.fr

ETUDE DE L'INFLUENCE DE LA CONCEPTION D'UN ESPACE TAMPON SOUS LA FORME D'UNE VERANDA VITREE SUR LE CONFORT THERMIQUE.

Résumé : Les habitations avec des zones tampons (vérandas) peuvent être une solution d'économiser d'énergie. Le mur qui sépare une véranda et la salle chauffée peut être un mur de stockage, comme dans le système Balcomb. Ou on peut présenter schématiquement un système de gain de chaleur solaire. Dans cette solution, la véranda agit comme un système solaire composé d'un capteur solaire et un accumulateur de chaleur. Le rayonnement est incident sur les surfaces internes, y compris la paroi de stockage, où l'énergie est partiellement réfléchi, absorbé et accumulé. Ce travail présente une simulation numérique de cette technique visant la quantité du transfert thermique et la vitesse de l'air au niveau des ouvertures provoquées dans le mur.

Mots clés : Les Espaces Tampons, Véranda, Bâtiment, Convection Naturelle, Méthodes Numériques, Confort Thermique.

Nomenclature

L, L1, L2, L3 longueurs, m
 H, H1 hauteurs, m
 g accélération de la pesanteur, m/s²
 Cp chaleur spécifique, J/kgK
 D1 hauteur d'ouverture, m
 Tf température froide, °C
 Tc température chaude, °C
 t le temps, s

Ra nombre de Rayleigh

Nu nombre de Nusselt

Pr nombre de Prandtl

Lettres grecques

ν viscosité cinématique, m²/s
 β coefficient de dilatation, K⁻¹
 λ conductivité thermique, W/mK
 ρ masse volumique, Kg/m³

1. Introduction

L'énergie solaire peut être utilisée directement, sans avoir besoin d'être absorbée par des capteurs.

Différents systèmes existent en toiture pour permettre au soleil de pénétrer dans un bâtiment. Leurs fonctions peuvent être aussi bien de favoriser l'éclairage naturel que d'avoir des apports gratuits de chaleur. Ces apports de chaleurs sont intéressants en hiver, mais ils peuvent entraîner des surchauffes en été. Il peut donc être nécessaire de mettre en place des protections solaires afin de limiter l'inconfort que ces ouvertures peuvent amener lors de la période chaude. La Technologie a développé deux techniques : les atriums et les vérandas, dans ce dernier il s'agit d'un local accolé au bâtiment et dont les parois principales sont vitrées. Le local ne peut que temporairement servir de terrasse couverte habitable, car la fluctuation de température y est élevée. On peut l'amortir par une capacité

thermique suffisante. De plus cet espace-tampon diminue les nominales du local contigu [1].

L'amélioration de l'efficacité énergétique dans le secteur de constitue du bâtiment un axe de progrès prioritaire. Parmi les solutions d'amélioration dites "passives"; de nombreux travaux de recherche [02-10] ont mis l'accent sur ces aspects. Pour la construction d'un bâtiment haute qualité environnementale (HQE) [11], le transfert thermique par convection et l'écoulement d'air ont fait l'objet de plusieurs études numériques et expérimentales [12-16]. Notre objectif principal est de construire des modèles mathématiques destinés pour la description du comportement thermique d'une pièce d'habitat. Dans ce travail on s'intéresse premièrement sur l'évolution des profils de la température intérieure de la pièce pour but de contrôler l'effet de ce changement sur la convection naturelle en régime laminaire.

2. Configuration Géométrique

La configuration étudiée est représentée sur la figure 1. On s'intéresse à un bâtiment habitable d'un espace tampon sous la forme d'une véranda vitrée de deux dimensions.

Le dimensionnement des parois vitrées chaudes et froides et les paramètres géométriques donnés par $L1/L$, $L2/L$, $L3/L$, $H1/H$, $D1/H$, $D2/H$ sont respectivement données par : 0.35, 0.5, 0.55, 0.15, 0.05, 0.05 (voir figure 1).

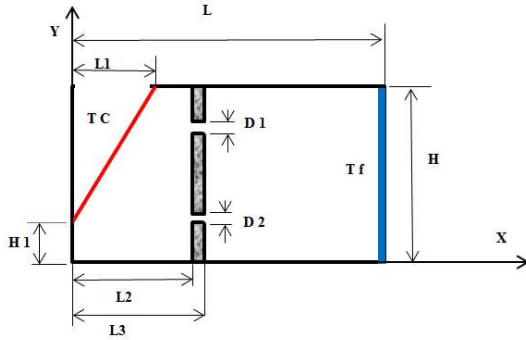


Figure 1 : Configuration géométrique.

Pour simplifier le problème, on suppose que :

- Le fluide est newtonien et incompressible.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- La dissipation de la chaleur par frottement visqueux est négligée.
- L'approximation de Boussinesq est considérée

3. Model mathématique

Le système d'équations régissant le modèle s'écrit sous la forme adimensionnelle suivant :

3.1. Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

3.2. Equations de quantité de mouvement

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta \frac{\partial T}{\partial y} \quad (3)$$

3.3. Equation d'énergie:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \nabla^2 T \quad (4)$$

Les conditions aux limites thermiques et hydrodynamiques sont :

$$u = v = 0, T_c = 1 \text{ aux paroi chaude} \quad (5)$$

$$u = v = 0, T_f = 0 \text{ aux paroi froide} \quad (6)$$

$$u = v = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \text{ aux parois adiabatique} \quad (7)$$

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad U = \frac{u}{u_i} \quad (8)$$

$$V = \frac{v}{u_i}, \quad P = \frac{p}{\rho u_i^2}, \quad T = \frac{T - T_i}{T_c - T_i}, \quad t^* = \frac{t}{L^2 / \alpha} \quad (9)$$

4. Procédure de Simulation

Le calcul numérique a été mené à l'aide du code de calcul « fluent » 6.2.13. La procédure numérique utilisée dans ce travail est celle des volumes finis. Elle consiste à l'intégration des équations différentielles du modèle mathématique sur des volumes de contrôle finis pour obtenir les équations algébriques correspondantes. L'algorithme SIMPLE [17, 18] a été choisi pour le couplage vitesse pression dans les équations de Navier Stokes sur un maillage uniforme rectangulaire. Les termes convectifs dans toutes les équations sont évalués en utilisant le schéma upwind 1er ordre. La discrétisation du terme temporel est faite selon un schéma totalement implicite. La convergence de la solution est considérée atteinte lorsque le changement relatif maximal de toutes les variables (u, v, w, p, t) entre deux pas du temps successifs est inférieur à 10^{-3} . Dans le but de bien suivre toute variation des champs thermique et hydrodynamique, nous avons utilisé un maillage uniforme et un régime transitoire.

5. Validation du Code de Calcul

5.1. Validation du modèle :

Le code de calcul a été validé sur un problème de convection naturelle de l'air confiné dans une cavité carrée à parois verticales chauffées différentiellement et à parois horizontales adiabatiques. Nos résultats ont été comparés avec ceux obtenus par De Vahl Davis [17, 18]. Ce dernier a traité le même problème en adoptant la méthode des différences finies

avec la formulation vorticité-fonction de courant (voir tableau ci-dessous).

	$Ra = 10^3$	$Ra = 10^4$	$Ra = 10^5$
Nu_{moy} (Paroi chaude)	Présente étude : 1.2	Présente étude : 2.257	Présente étude : 4.64
Nu_{moy} (Paroi chaude)	De Vahl Davis [21] : 1.12	De Vahl Davis [21] : 2.243	De Vahl Davis [21] : 4.52

Table 1. Comparaisons des résultats de Validation

6. Résultats et Discussion

La structure de l'écoulement, le champ thermique, ainsi que le transfert de chaleur à travers la paroi chaude sont examinés dans cette section. On présente des champs d'écoulement et de température typiques correspondant aux différentes solutions obtenues en régime instationnaire.

6.1 Isothermes

Les isothermes sont montrées par les figures (2,3, 4 et 5). La Répartition de la chaleur dans le bâtiment est conforme à la Circulation du fluide révélée par les iso courants. En effet nous constatons un échauffement du fluide à partir de la surface extérieure du vitrage, puis on remarque une élévation de la température du fluide provoquer par un gradient de température tout au long de la paroi gauche de ce mur jusqu'à l'occupation de toute le bâtiment.

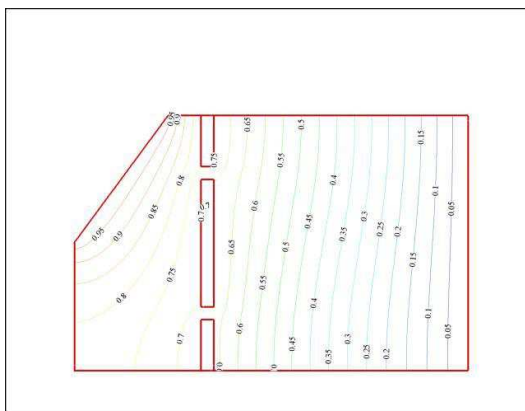


Figure 2 : Les isothermes pour le nombre de $Ra = 10^3$, $Pr=0.71$.

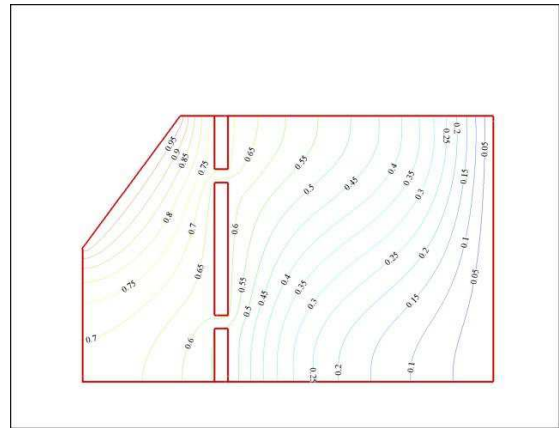


Figure 3 : Les isothermes pour le nombre de $Ra = 10^4$, $Pr=0.71$.

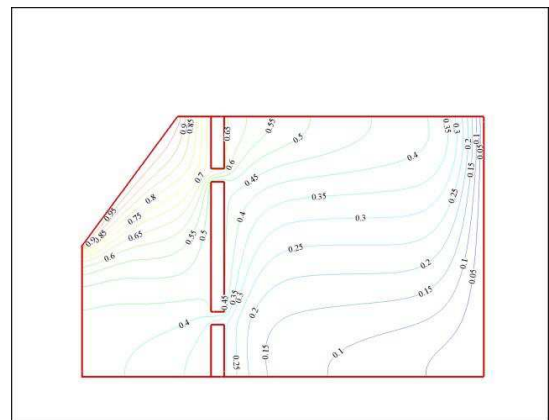


Figure 4 : Les isothermes pour le nombre de $Ra = 10^5$, $Pr=0.71$

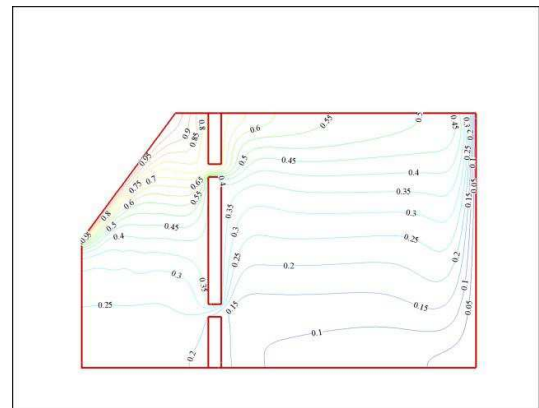


Figure 5 : Les isothermes pour le nombre de $Ra = 10^6$, $Pr=0.71$

6.2 Les lignes de courants

Les figures (6,7) représentent les lignes de courant correspondant aux différents nombres Rayleigh, Successivement $Ra= 10^5$ et 10^6 , $Pr=0.71$. On remarque que les vitesses du fluide sont très faible plus loin de des parois

des murs par contre elles sont un peu plus important plus proche de la paroi.

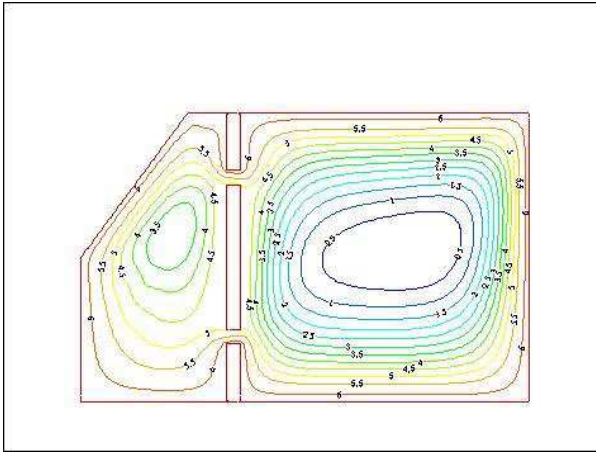


Figure 6 : Les lignes de courants pour le nombre de $Ra = 10^5$, $Pr=0.71$.

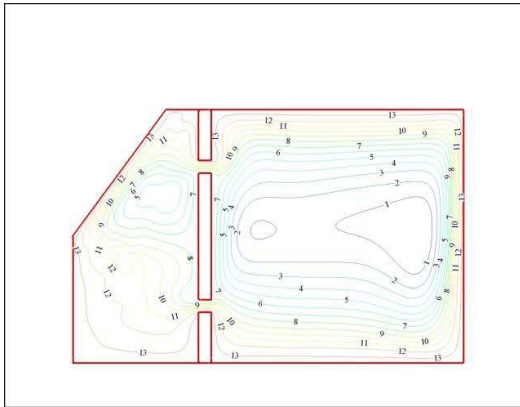


Figure 7 : Les lignes de courants pour le nombre $Ra = 10^6$, $Pr=0.71$.

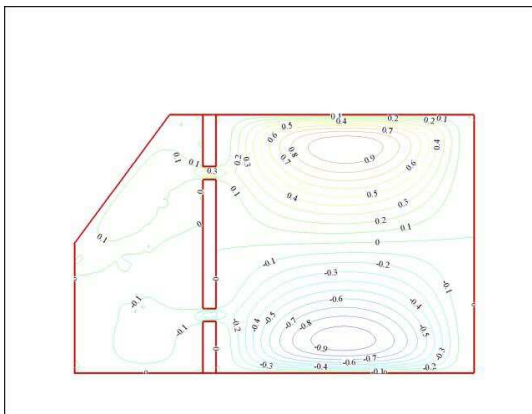


Figure 8 : Les lignes de courants horizontaux pour le nombre $Ra = 10^3$, $Pr=0.71$.

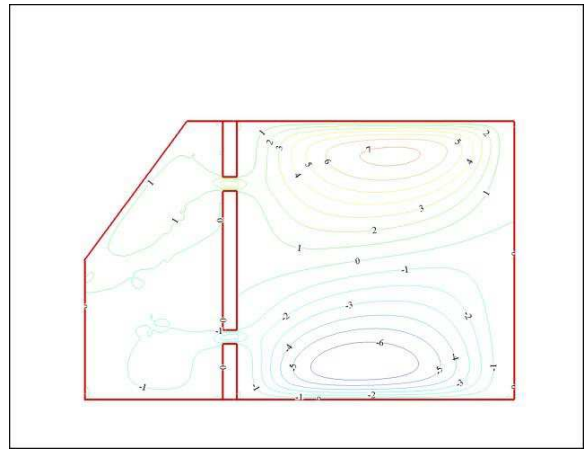


Figure 9 : Les lignes de courants horizontaux pour le nombre $Ra = 10^4$, $Pr=0.71$.

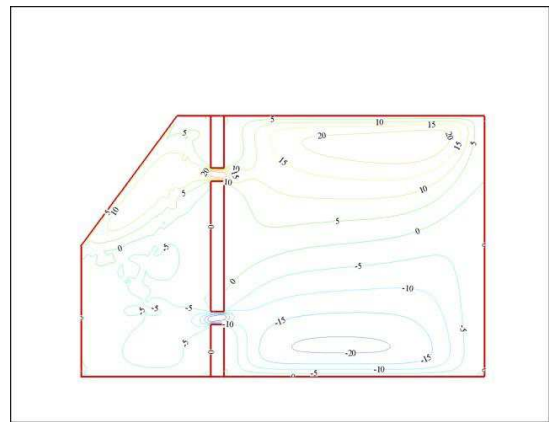


Figure 10 : Les lignes de courants horizontaux pour le nombre $Ra = 10^5$, $Pr=0.71$.

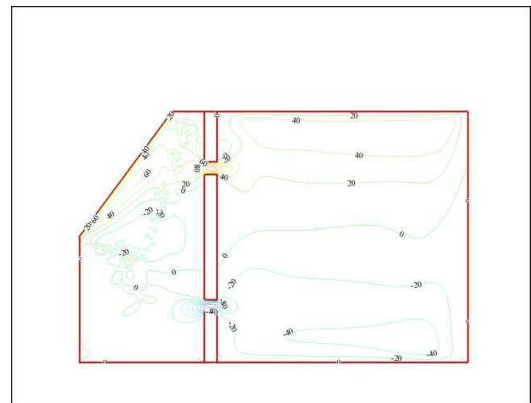


Figure 11 : Les lignes de courants horizontaux pour le nombre $Ra = 10^6$, $Pr=0.71$.

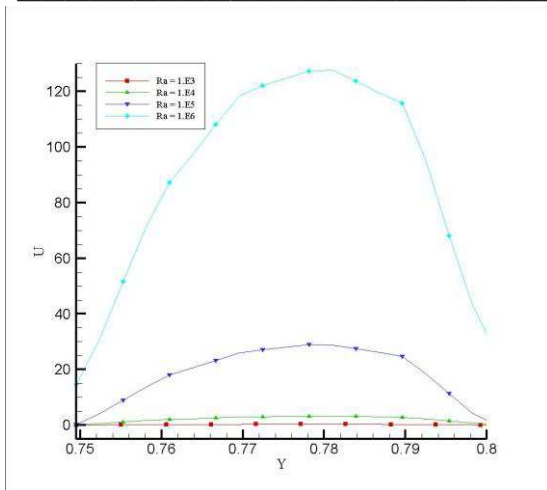


Figure 12 : Les profils des vitesses au niveau d'ouverture haute pour différents nombres de Rayleigh respectivement, $Ra = 10^3, 10^4, 10^5, 10^6$, $Pr=0.71$.

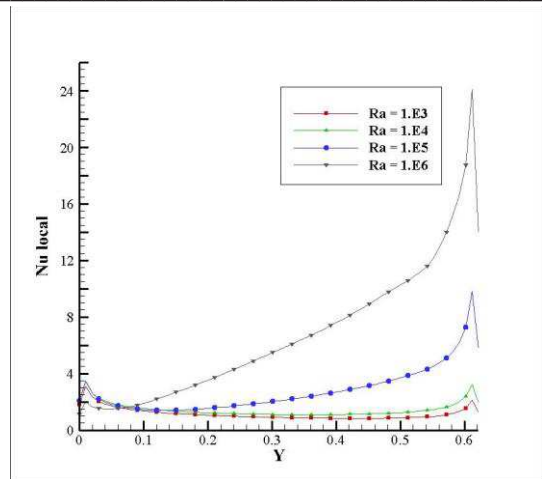


Figure 14 : Les profils de nombre de Nusselt local pour différents nombres de Rayleigh respectivement, $Ra = 10^3, 10^4, 10^5, 10^6$, $Pr=0.71$.

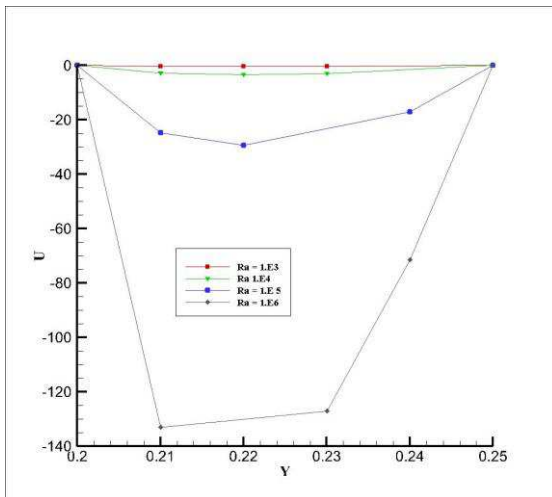


Figure 13 : Les profils des vitesses au niveau d'ouverture bas pour différents nombres de Rayleigh respectivement, $Ra = 10^3, 10^4, 10^5, 10^6$, $Pr=0.71$.

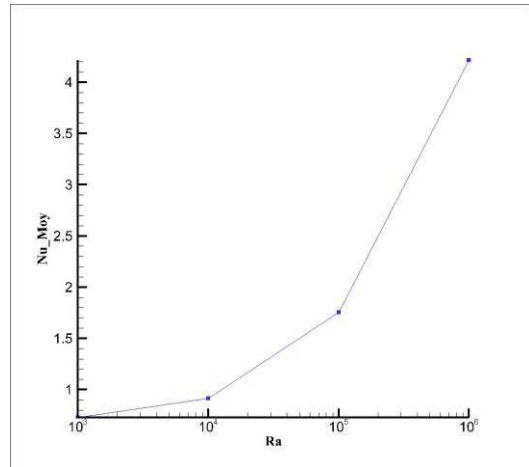


Figure 15 : Les profils de nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Rayleigh respectivement, $Ra = 10^3, 10^4, 10^5, 10^6$, $Pr=0.71$

7. Le nombre de Nusselt

Nous avons calculé le nombre de Nusselt local et moyen pour différents nombres de Rayleigh $Ra = 10^3, 10^4, 10^5$ et 10^6 , $Pr=0.71$ pour but de déterminer le coefficient d'échange sur l'écoulement et le transfert de chaleur.

8. Conclusion :

L'étude présentée dans ce travail porte l'étude de la convection naturelle laminaire dans un local modélisé par un bâtiment habitable d'un espace tampon sous la forme d'une véranda vitrée non ventilées. Dans le présent travail, la méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre numériquement le problème. Le nombre de Rayleigh est varié entre $10^3, 10^4, 10^5$ et 10^6 . le nombre de Prandtl égale à 0.71. Nous avons montré et fait ressortir les points suivants :

- La température du fluide augment du bas en haut.
- la véranda agit comme un système solaire composé d'un capteur solaire et un accumulateur de chaleur.

- On a remarqué que les vitesses au niveau des deux ouvertures sont égaux mais de sens opposés.

.Si vous souhaitez faire des travaux d'agrandissement de votre maison, l'une des solutions les plus accessibles consiste à faire installer une véranda. Ouvrir votre salon sur le jardin est une opération très souvent réalisable avec peu de complexité. La véranda, apporte un nouvel espace à vivre dans la maison tout en étant visuellement ouvert sur son environnement extérieur. Avec les différentes qualités de verre disponibles aujourd'hui vous pourrez même obtenir beaucoup de lumière naturelle tout en conservant tous les confort dus à votre habitat.

Références

- [1] F. Véronique, le solaire passif, Editeur Service de thermique et combustion, 2008.
- [2] S. Thiers, Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive, *thèse de doctorat*, 252 p, École des Mines de Paris, 2008.
- [3] Z. Wang, Y. Ding, G. Geng, N. Zhu, Analysis of energy efficiency retrofit schemes for heating, ventilating and air-conditioning systems in existing office buildings based on the modified bin method, *Energy Conversion and Management*, No 77, pp. 233–242, 2014.
- [4] M. Rastogi, A. Chauhan, R. Vaish, A. Kishan. Selection and performance assessment of Phase Change Materials for heating, ventilation and air-conditioning application, *Energy Conversion and Management*, 89, pp. 260-269, 2015.
- [5] J.A.Duffie, W.A.Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, 2nd ed., *John Wiley & Sons*, New York, 1991.
- [6] S.M.A. Bekkouche, Modélisation du comportement thermique de quelques dispositifs solaires, *thèse de doctorat*, Université de Tlemcen, Algérie, Juin 2009.
- [7] M.A.C Haddam, S.M.A. Bekkouche, T. Benouaz, M. Hamdani, M. K. Cherier, N. Benamran, Integration of eaves and shading devices for improving the thermal comfort in a multi-zone building, *Thermal Science*, doi: 10.2298/TSCI140422117H, 2014.
- [8] S.M.A. Bekkouche, T. Benouaz, M. Hamdani, M.R. Yaiche, N. Benamrane, Thermal resistances of local building materials and their effect upon the interior temperatures case of a building located in Ghardaïa region, *Construction and Building Materials*, 52, pp 59 – 70, 2014
- [9] R. Albatici, F. Passerini, Bioclimatic design of buildings considering heating requirements in Italian climatic conditions, a simplified approach, *Building and Environment*, 46, pp 1624- 1631, 2011.
- [10] P. Depecker, C. Menezo, J. Virgone, S. Lepers, Design of buildings shape and energetic consumption. *Building and Environment*, 36(5), pp 627-635, 2001.
- [11] E. Benachour, B. Draoui, L. Rahmani, B. Mebarki, L. Belloufa, K. Asnoune, B. Imine, Effect of Geometric Shape of The roof (Type Habitat) on The natural Convection With The Presence of a heat Source, *International review of Mechanical Engineering (I RE. M. E), Special Issue On Heat Transfer*, vol.5, N.2, pp355-360, February, 2011.
- [12] M. Rabhi, H. Mezrhab, Radiation-natural convection heat transfer in inclined rectangular enclosures with multiple partition, *Energy Conversion and management*, 49, pp1228-1236, 2008.
- [13] S.H. YIN, T.Y. Wung, K. Chen, natural convection in an air layer enclosed within rectangular cavities, *International Journal of heat transfer*, 21, pp 307-315, 1978.
- [14] Hasnat M, Benachour E, Draoui .B, Belkacem .A, Rahmani .L, Mebarki .B, Asnoune . K, L'effet De Type De Couplage Pression Vitesse (Algorithme) Sur La Convection Naturelle, *12ème Séminaire International sur la Physique Energétique*, (SIPE 12), 23- 25 février, Béchar, Algérie, 2015.
- [15] E. Benachour, M. Hasnat, B. Draoui, L. Rahmani, K. Asnoune, Effet Du Rayonnement Solaire Sur La Convection Dans Les Bâtiments Au Sahara D'Algérie [Cas De La Ville De Bechar], *the first international conférence on solar energy, INCOSOLE*, 4-5 May, Bordj Bou Arreridj, Algeria, 2015
- [16] A. Bouchair, solar chimney for promoting cooling ventilation in southern Algeria, *Building Service Engineering, Research and Technology*, 15(2), pp 81-93, 1994.
- [17] S. V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, *McGraw-Hill New York*, 1980.
- [18] De Vahl Davis G. ,Natural convection of air in a square cavity. A bench mark numerical solution, *Int. J. Num. Methods in fluids*, 3, pp 249-255, 1983.

Mohammed BENBELHOUT^{1*}
Mabrouk BENBRIKA²

^{1,2} Laboratoire de Mécanique,
 Département de Mécanique,
 Faculté de la technologie
 Université Amar Têlidi, 03000
 Laghouat, Algérie.
 (hbm1988alg@yahoo.fr)

ÉTUDE DE LA CRISTALLISATION DE PLAQUES CONTENANT UN MATERIAU A CHANGEMENT DE PHASE (MCP) INSTALLEES DANS UNE CHAMBRE FROIDE

Résumé : Dans le domaine du froid industriel, Les procédés utilisant des matériaux à changement de phase (MCPs) sont parmi les meilleures techniques de stockage d'énergie à cause de leur chaleur latente importantes.

L'objectif de la présente étude est d'étudier le processus de cristallisation d'une plaque rempli d'un MCP intégrée dans un mur d'une chambre froide à l'aide d'une installation frigorifique qui assure la restitution du froid par le MCP pendant la nuit (où le coût d'électricité est réduit). On a formulé le problème de solidification du MCP en utilisant un modèle de conduction. Le modèle mathématique est résolu par la méthode enthalpique et les différences finis.

Mots clés : MCP, solidification, enthalpie, stockage thermique, chaleur latente.

Nomenclature

C chaleur spécifique, $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ K^{-1}$
 H enthalpie, J
 k conductivité thermique, $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ K^{-1}$
 L_f chaleur latente massique, $J \cdot kg^{-1}$
 T température, $^\circ C$
 t temps, s
 s front de solidification, m
 L longueur, m

Lettres grecques

α diffusivité thermique, $m^2 \cdot s^{-1}$
 ρ la masse volumique, $kg \cdot m^{-3}$
 λ la fraction liquide

Indices / Exposants

f fusion
 l liquide
 s solide
 i initial

1. Introduction

Le stockage du froid par chaleur latente, associé principalement aux installations de conditionnement d'air et des systèmes de froid industriel, apporte une solution efficace de réduire d'une part, l'utilisation des gaz à effet de serre utilisés dans les systèmes conventionnels et d'autre part la consommation en énergie électrique. Le principe de fonctionnement de ces systèmes est basé sur la transformation liquide-solide des matériaux à changement de phase (MCP).

Le procédé de stockage étudié utilise le changement de phase liquide-solide des plaques remplis de l'eau, ces plaques sont placées sur les murs d'une chambre froide. Pendant la journée, le compresseur ne fonctionne pas et la chaleur contenue dans la chambre est absorbée par les plaques de MCP lors de leur fusion pour maintenir la température sous le point froid voulu. dans la nuit ,le compresseur peut être mis en marche

pour solidifier le MCP où la charge électrique et le coût sont déduits.

Ce problème est formulé mathématiquement en utilisant un modèle de conduction, le modèle est résolu par la méthode enthalpique est discrétisé par la méthode des différences finis.

Après la validation des résultats numériques par comparaison avec les travaux de la littérature, nous allons déterminer l'évolution au cours du temps de la température du MCP, de l'enthalpie et de l'interface liquide-solide. Un paramètre important pour l'industriel est la durée du stockage du froid.

2. Modélisation

Considérons une plaque de longueur caractéristique L. les échanges thermiques sont unidirectionnels suivant la direction L. la plaque est remplie du MCP à une température initiale $T_i > T_f$ (état liquide), à l'instant $t = 0$ la

surface externe de la plaque est exposée à l'air refroidit au niveau de l'évaporateur à la température $T_\infty < T_f$. Cet écart de température induit un flux de chaleur convectif entre l'air et la surface de la plaque MCP, la surface interne est isoler thermiquement par le mur de la chambre froide, la solidification commence de la surface externe.

Supposant que :

- La température d'air et le coefficient d'échange thermique h sont constants.
- Les transferts thermiques se font uniquement par conduction.
- Les propriétés thermophysiques du MCP sont constantes, elles peuvent être différentes pour les deux phases.

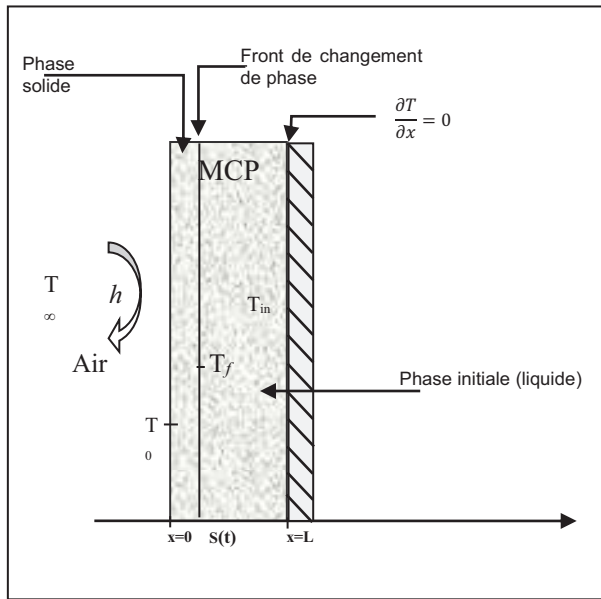


Figure 1 : Schéma de la plaque étudiée

1.1. Modèle mathématique

Le processus de solidification à l'intérieur du matériau (1D) est gouverné par l'équation :

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (1)$$

La relation entre la température T et l'enthalpie H s'écrit :

$$T = \begin{cases} T_f + \frac{H}{\rho c_s} & (H \leq 0) \\ T_f & (0 < H < \rho L_f) \\ T_f + \frac{H - \rho L_f}{\rho c_l} & (H \geq \rho L_f) \end{cases} \quad (2)$$

La condition initiale est :

$$\text{à } t=0 \quad T = T_i \quad 0 \leq x \leq L \quad (3)$$

Les conditions aux limites spatiales sont :

$$\text{à } x=0 \quad -k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = h(T_0 - T_\infty) \Big|_{x=0} \quad (4)$$

$$\text{à } x=L \quad \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=L} = 0 \quad (5)$$

2.2. Méthodologie numérique

L'équation de transfert thermique n°(1) est résolue numériquement par la méthode des différences finis (MDF) qui a l'avantage de grande simplicité d'écriture et faible coût de calcul.

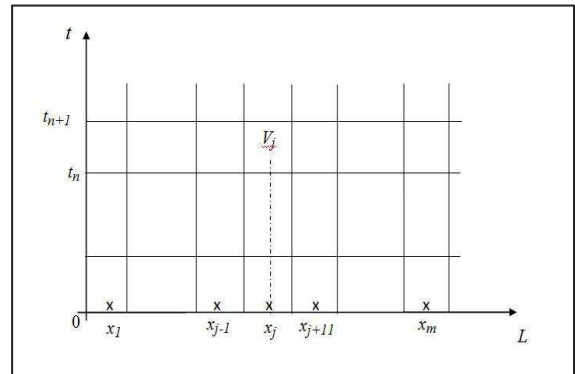


Figure 2 : Maillage spatio-temporelle

Après l'intégration de l'équation dans le volume de contrôle et l'intervalle du temps, on trouve un arrangement numérique comme suite :

$$\frac{H_j^{n+1} - H_j^n}{t_j^{n+1} - t_j^n} = \frac{k}{\Delta x} \left[\frac{(T_{j-1}^n - 2T_j^n + T_{j+1}^n)}{\Delta x} \right] \quad (6)$$

La fraction liquide (λ) de chaque volume de contrôle, est mise à jour chaque itération du temps :

$$\lambda_j^n = \begin{cases} 0 & , \quad H_j^n \leq 0 \quad (\text{solide}) \\ \frac{H_j^n}{\rho L_f} & , \quad 0 < H_j^n < \rho L_f \quad (\text{interface}) \\ 1 & , \quad H_j^n \geq \rho L_f \quad (\text{liquide}) \end{cases} \quad (7)$$

3. Validation

Afin de valider les résultats numériques, on a comparé les prédictions numériques du code Matlab et les résultats d'autres modèles numériques de la littérature. On va comparer nos résultats avec ceux de Vasilios Alexiades & Alan D. Solomon [9].

La figure 3 représente la Variation de la température en fonction d'épaisseur en $t=50$ heures.

Le MCP employé est le sel de Glauber (sodium sulfate decahydrate) dont les conditions (initiale et aux limites) sont :

$$\begin{aligned} T_f &= 32^\circ\text{C} ; \\ T(x,0) &= 25^\circ\text{C} ; \\ T(0,t) &= 90^\circ\text{C} ; \end{aligned}$$

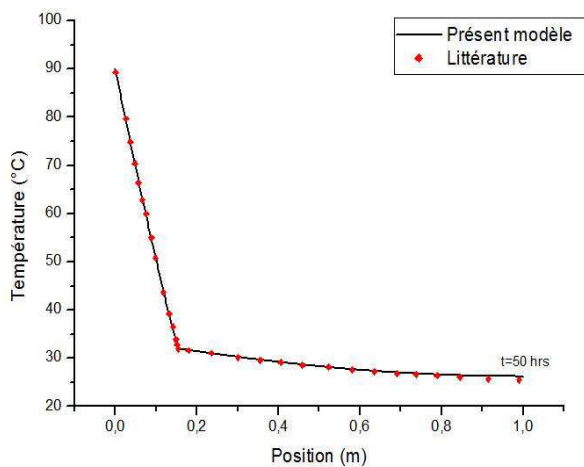


Figure 3 : Variation de la température en fonction d'épaisseur en $t=50$ heures

De la figure 3, on remarque que nos résultats et ceux d'Alexiades et Solomon [...] sont en accord pour l'ensemble du processus.

4. Résultats

Maintenant, après la validation de notre programme, on simule le processus de la solidification. Ce changement de phase est assuré par écoulement d'air froid à une température basse que celle de fusion du MCP.

D'abord, il faut mettre les suppositions et les conditions suivantes dans notre connaissance :

- La température de la chambre doit être maintenue au point froid entre -1°C et 4°C .
- La Température initiale de l'eau est: $T_i = 4^\circ\text{C}$.
- La température d'air froid est : $T_\infty = -2^\circ\text{C}$.

- Le coefficient d'échange convectif extérieur moyen entre l'air et la plaque est : $h=20\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, (la vitesse de l'air est petite).

- L'épaisseur optimum du MCP est : $L = 1.5\text{cm}$;

ce choix de L est fait à partir d'une étude globale du billon énergétique de la chambre, l'épaisseur dépend essentiellement du dimensionnement de l'enceinte et d'énergie perdue pendant l'exploitation (durent un jour). Donc, pour $L=1.5\text{ cm}$ l'eau peut absorber une quantité de chaleur égale à $e = 5\text{ MJ}/\text{m}^2$ durant un cycle.

D'après l'utilisation de ces conditions, on a trouvé les résultats suivants:

4.1 Champ de température

Afin d'examiner et valider notre programme, on a ploté la variation de la température avec le temps (Fig.4), et aussi la température dans chaque point de la plaque MCP (dans trois instants) (Fig.5).

Sur la Fig.4, on distingue quatre allures : une première là où le point considéré est encore liquide et puis une deuxième étape caractérisée par le changement de phase instantané. Ensuite, une troisième étape qui commence avec la solidification du point en question et se termine avec la solidification du dernière goutte liquide (2 h 30 mn).

Enfin, une quatrième et dernière étape ramenant le MCP totalement solidifié à l'équilibre thermique avec le milieu ambiant ($T = -2^\circ\text{C}$).

Dans cette dernière étape le flux thermique échangé à la surface commence à diminuer.

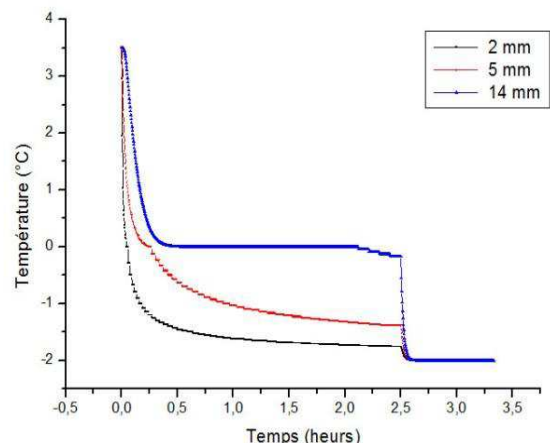


Figure 4 : Variation des températures dans le temps de trois points de MCP

Mais la figure (5) décrit l'état et la température de chaque point de la plaque dans un instant défini. On peut distinguer à partir des allures, les différents types de stockage. Aussi l'importance de la chaleur latente dans le changement de phase.

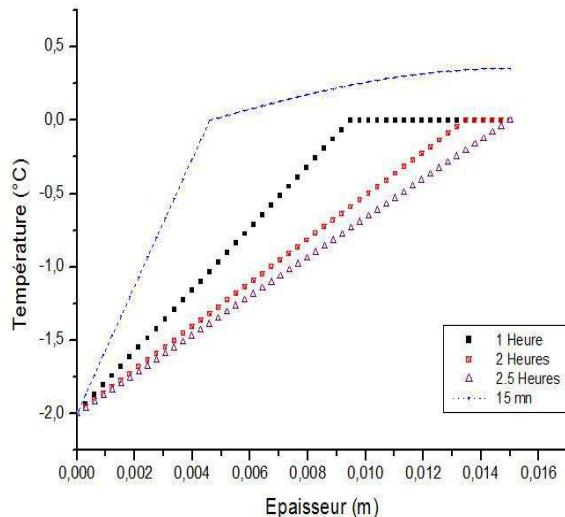


Figure 5 : Variation des températures en fonction de l'épaisseur de trois points de MCP

4.2 Champ d'enthalpie

Le module analysé est utilisé pour le stockage du froid par chaleur latente, ce dernier va apparaître clairement dans la figure (6) où l'évolution de l'enthalpie de la plaque exprime le processus de stockage, plus de 95% de chaleur dégagée est sous forme de chaleur latente.

La courbe peut se décomposer à 3 parties, la première où le MCP stocke le froid par la chaleur sensible, dans la deuxième, la température fixe sa valeur lors de changement de phase, et le MCP stocke une grande quantité d'énergie grâce à sa chaleur latente, et la troisième est comme la première mais cette fois le MCP est complètement solide.

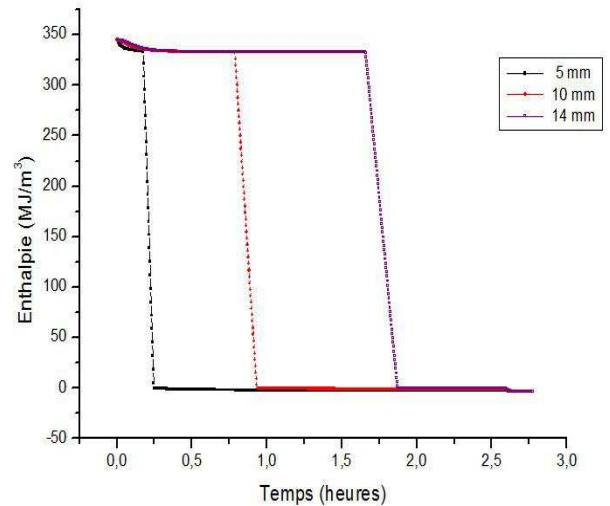


Figure 6 : Évolution des enthalpies de trois points de MCP

4.3. Evolution du processus de solidification

La figure 7 présente l'évolution avec le temps du processus de solidification de l'eau dans les plaques du module de froid en termes de pourcentage de la masse solidifiée.

Le MCP est complètement liquide à 3.5°C, il ne commence de se solidifier qu'après avoir dégager la totalité de la chaleur sensible entre 3.5°C et 0°C. Si par exemple on veut connaître l'état de la plaque après une (01) heure, on peut le déterminer par cette figure (front = 0.95 cm donc 63% de la plaque se solidifié).

La durée totale du stockage est, $t = 2 \text{ h } 30 \text{ mn}$.

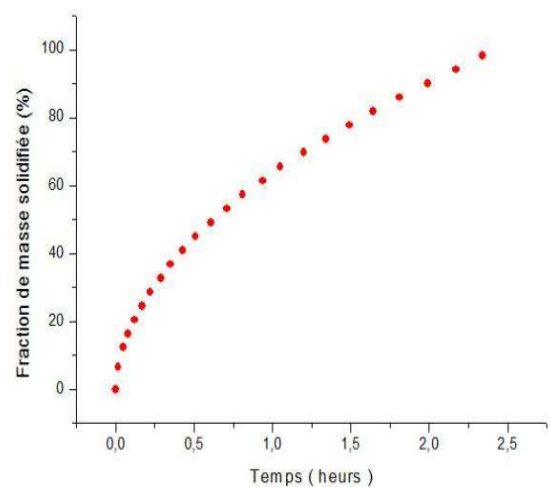


Figure 7 : Évolution du front de solidification

5. Billon énergétique de stockage

Il est important de noter que les quantités d'énergie mises en jeu dans le processus de changement de phase sont bien plus importantes que celles qui interviennent lors de transferts sensibles. C'est grâce à ces transferts latents qu'il est aujourd'hui possible de réduire considérablement le volume d'un élément de stockage d'énergie (Compacité), ou encore d'augmenter très fortement la quantité d'énergie contenue dans un même volume de stockage. Dans notre chambre froide, quatre (04) plaques chacune de longueur égale à 3m et d'hauteur égale à 2m avec l'épaisseur $e = 1.5$ cm, remplie du MCP (eau) peut stocker une quantité de froid par exemple entre 0 et 80°C: par chaleur sensible

$$E_{0-80} = m \cdot c_p \cdot \Delta T; \\ = 23.832 \text{ MJ.}$$

On compare cette énergie avec celle stockée par chaleur latente de fusion du même MCP et sans variation de température.

$$E_f = 30.006 \text{ MJ.}$$

Ici on voit l'importance de ce type de stockage.

6. Conclusion

Nous avons modélisé, à l'aide de la méthode enthalpique, le processus de stockage de froid par chaleur latente d'un matériau à changement de phase dans une chambre froide pour conserver les produits alimentaires. Le modèle numérique est résolu par la méthode des différences finies. Les prédictions du modèle numérique sont optimisées et validées par comparaison à un modèle numérique de la littérature.

L'évolution au cours du temps de la température du MCP et de son enthalpie est présentée.

Les résultats montrent l'importance de l'énergie échangée sous forme de chaleur latente, elle est évaluée à plus de 95%. La période effective du stockage du froid est estimée à 2h et 30 mn.

Références

- [1] A.F. SIMARD, Etude numérique d'un accumulateur de froid par énergie latente en conditions de givrage, Mémoire de maîtrise en science appliquées, Université de Sherbrook, Canada (2003).
- [2] A. SHARMA, V.V. TYAGI, C.R. CHEN, D. BUDDHI, Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews 13 (2009) 318–345.
- [3] A. W. DATE, A strong enthalpy formulation for the Stefan problem. Heat Mass Transfer, Vol.34 .No. 9. PP. 2231-2235, 1991.
- [4] E. GONCALVES, Méthodes, analyse et calculs numériques, Institut polytechnique de Grenoble, 2005.
- [5] F.C. CAVALCANTI, Caractérisation thermique de produits de l'état liquide à l'état solide, thèse de doctorat, Institut national des sciences appliquées de Lyon, 2006.
- [6] J.P. BÉDÉCARRATS, Utilisation rationnelle de l'énergie par les techniques de stockage et de transport du froid par chaleur latente. Habilitation à diriger des recherches, Université de Pau et des Pays de l'Adour, France (2010).
- [7] H. MEHLING, F.CABEZA, Heat and cold storage with PCM: An up to date introduction into basics and applications, Springer, 2008.
- [8] K. EL OMARI, Étude de la convection autour d'un nodule sphérique contenant un Matériau à Changement de Phase au cours de sa cristallisation, Thèse de doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2001.
- [9] M. BENBELHOUT, M.BENBRIKA, Applications et emploi des matériaux à changement de phase (MCPs), Mémoire de Licence, Université de Laghouat, 2010.
- [10] M. BENBRIKA, Etude thermique d'un matériau à changement de phase (MCP) lors de l'absorption d'un rayonnement solaire, Mémoire de Master, Université de Laghouat, 2012.
- [11] M. TEGGAR, Etude du transfert de chaleur lors de la solidification d'un matériau pur à changement de phase (MCP), Thèse de doctorat, Université 20 Août 1955-Skikda, Soutenue le 21/02/2013.
- [12] N. SOARES, A. SAMAGIAO, R.VICENTE, J. COSTA, Numerical simulation of a PCM shutter for buildings space heating during the winter, World Renewable Energy Congress, Sweden 8-13 Mai 2011.
- [13] S. B. EKOMY ANGO, Contribution au stockage d'énergie thermique en bâtiment: développement d'un système actif à matériaux à changement de phase, Thèse de doctorat, Arts et Métiers ParisTech - Centre de Bordeaux, 2011.
- [14] V. ALEXIADES & A. D.SOLOMON, Mathematical Modeling of Melting and Freezing Processus, Hemisphere Publishing Corporation, 1993.

- [15] Y. JANNOT, Transferts thermiques, Ecole des Mines Nancy, 2008. Du Site web: www.thermique55.com, consulté le 15-09-2012.

MAINTIEN DES CONDITIONS DE CONFORT EN MILIEU SEMI ARIDE A L'AIDE D'UNE TOITURE RAYONNANTE

K. Bensmaili et M. Merzouk
FundApl, Université Saad Dahlab, Blida 1

INTRODUCTION

Le climat est un facteur très important en raison de son influence prépondérante sur le confort humain. Les régions arides sont connues pour leurs écarts de température diurnes importants tout comme ils souffrent de conditions climatiques extrêmes pendant une longue période de l'année. L'idée est d'utiliser cet important écart diurne, favorisé par la clarté du ciel, pour décharger la quantité de chaleur accumulée durant la journée. Ceci, en jouant sur l'inertie thermique de la cellule comme le montre les études de D. Medjelakh et S. Abdou [1] qui ont mis en évidence l'impact de cette dernière sur le confort humain, à partir des résultats expérimentaux obtenus sur deux (02) maisons à Guelma. Expériences combinant la variation de l'inertie du bâtiment avec l'utilisation d'une surface sélective froide. La surface sélective permettra de diminuer les apports solaires durant la journée, grâce à son fort coefficient de réflexion dans le visible, tout en rayonnant au maximum durant la nuit, comme le montrent les études de C.N. Awanou, P.F. Kieno, X. Berger [2]. L'utilisation d'une peinture sélective froide (Blanc de Titane couramment répandu en milieu aride et semi aride). Le cycle charge décharge se fera donc de façon intermittente.

Le système thermique constitué par la cellule et son environnement a été modélisé. Le système aux équations différentielles aux dérivées partielles a été résolu. Après validation avec les données expérimentales de la littérature, le programme élaboré a été utilisé pour mettre en évidence l'effet des différents paramètres sur les conditions de confort climatique dans la cellule.

1 MODELISATION DES VARIABLES ALEATOIRES

1.2 Estimations de l'éclairement solaire par ciel clair

Pour l'estimation de l'éclairement solaire par ciel clair, la littérature fournit de nombreux modèles. Pour l'Algérie, Capderou [3] propose :

$$I_g = 1080 C \sin h [\sin h / (0.89)^z]^{0.22} \quad (1)$$

Pour l'éclairement global

Et

$$I_d = 425 (\sin h)^{0.4} \quad (2)$$

Pour l'éclairement diffus.

L'éclairement directe est déduit par différence, soit :

$$I_b = I_g - I_d \quad (3)$$

Avec :

z : altitude du lieu, exprimée en km.

h : Hauteur du Soleil

C : Correction de la distance Terre-Soleil

Correction pouvant être estimée par, [4] :

$$C = [1 + 0.033 \cos (360Nj/365)] \quad (4)$$

Nj étant le numéro du jour dans l'année.

La hauteur du Soleil est donnée par :

$$\sin h = \sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos \omega \quad (5)$$

Avec :

φ : Latitude du lieu

δ : Déclinaison

ω : Angle horaire

La déclinaison peut être calculée par :

$$\delta = 23.45 \sin[(284 + Nj) 360/365] \quad (6)$$

Les courbes de la figure 1 représentent la variation de l'éclairement solaire (globale, diffus, direct) obtenus en appliquant le modèle pour différents mois de l'année pour la région d'Alger:

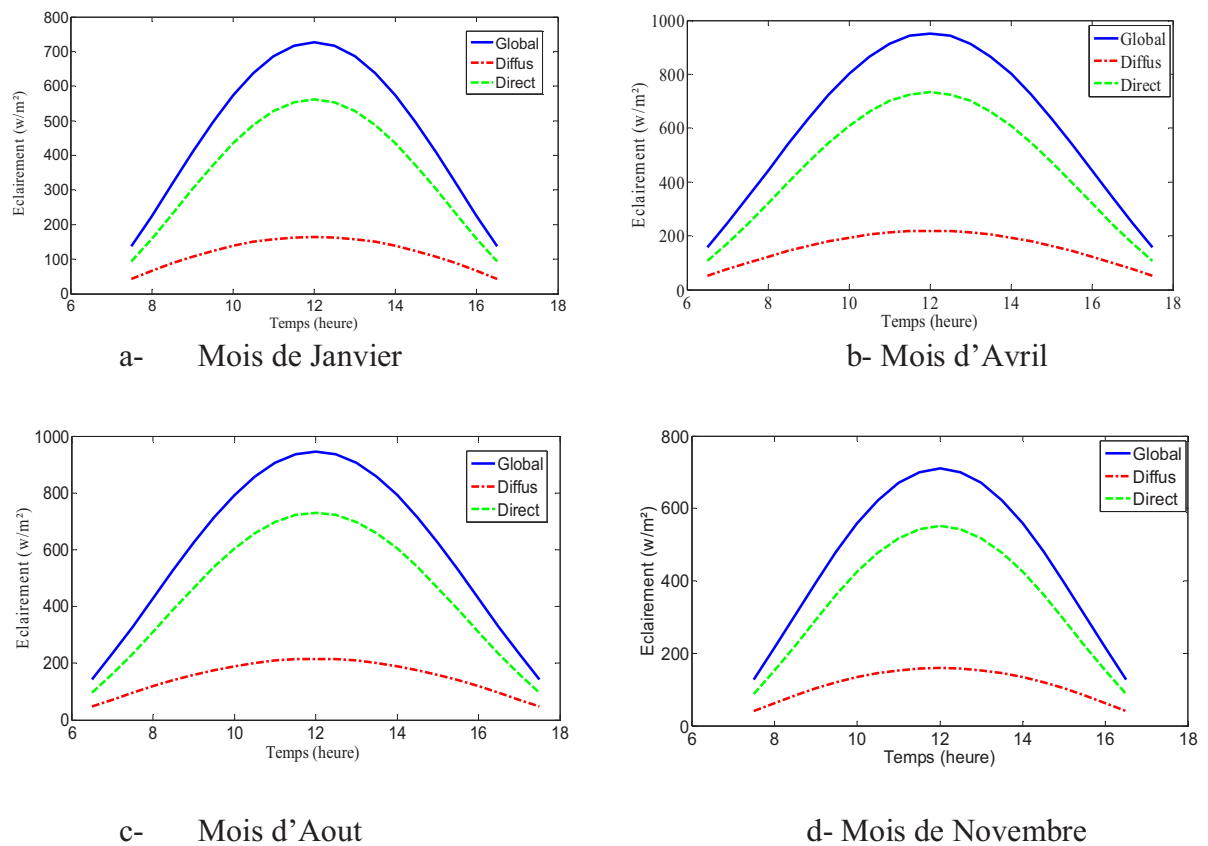


Fig. 1 variation de l'éclairement solaire (globale, diffus, direct)

1.2 Variation temporelle de la température ambiante

La température ambiante est une variable aléatoire. Son influence sur les performances des systèmes thermiques solaires est importante. L'évolution de la température au cours d'une journée peut être divisée en deux parties. Une partie croissante et une partie décroissante.

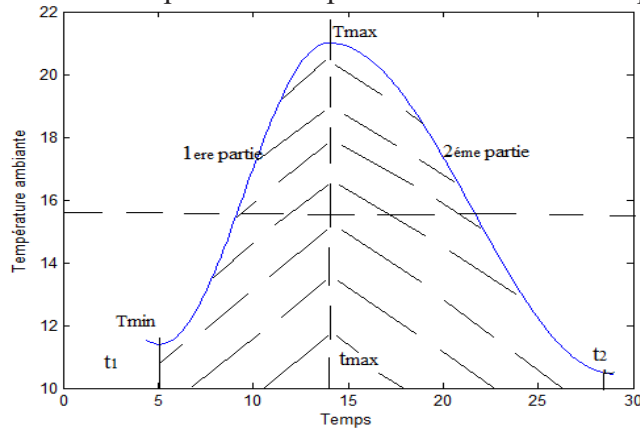


Fig. 2 Profil de la température ambiante pour la journée type du mois de mai à Alger.

1/ Partie croissante:

On peut modéliser cette partie de la courbe par le modèle de Lazzarin, [5] qui s'écrit :

$$T = a + b \cos \pi \frac{t-t_1}{t_M-t_1} \quad (7)$$

Avec :

$$a = (T_M + T_m)/2 \quad \text{Et} \quad b = (T_m - T_M)/2$$

2/ **partie décroissante** peut être modélisée par :

$$T = a_2 + b_2 \cos \omega \frac{t - t_M}{t_2 - t_M}$$

Avec :

$$a_2 = 24 \frac{\bar{T}}{t_2 - t_M} - \frac{T_M + T_m}{2} \frac{t_M - t_1}{t_2 - t_M}$$

$$b_2 = T_M - a_2 = T_M - 24 \frac{\bar{T}}{t_2 - t_M} - \frac{T_M + T_m}{2} \frac{t_M - t_1}{t_2 - t_M}$$

t_1 : Temps du lever du soleil pour le jour (j).

t_M : Temps correspondant au maximum de la courbe (soit vers 14h tsv)

t_2 : Temps du lever du soleil pour le jour (j + 1). Soit : $t_2 = t_1 + 24$

La figure 3 représente le profil de la température ambiante selon le modèle utilisé.

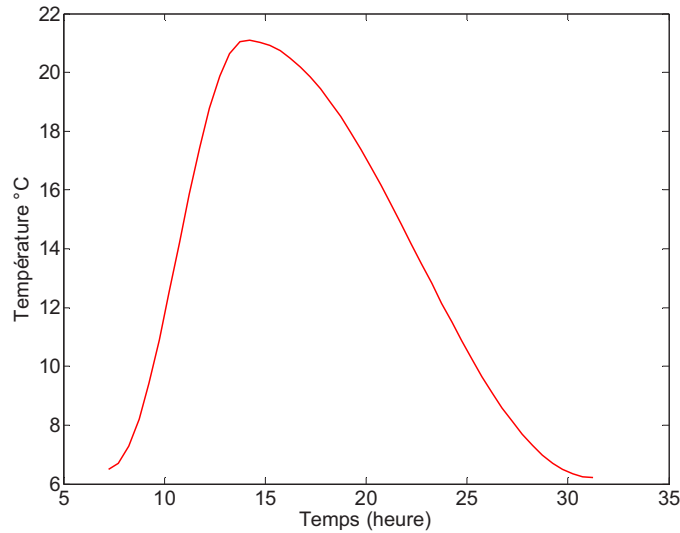


Fig.3 profil de la température ambiante selon le modèle utilisé

2 Modélisation des transferts thermiques dans la cellule

L'équation de la chaleur appliquée aux différentes parois de la cellule, en supposant que le flux de chaleur est unidirectionnel et en négligeant la variation des propriétés thermophysiques des matériaux, s'écrit :

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} - \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T_p}{\partial t} = 0 \quad (8)$$

Avec $\alpha = \lambda / \rho C_p$ la diffusivité thermique

Et les conditions aux limites suivantes :

• Bilan thermique sur la surface externe d'une paroi :

Un bilan thermique sur la surface externe d'une paroi (horizontale ou verticale) permet d'écrire :

$$A \cdot \alpha \cdot G = Q_p + Q_t \quad (9)$$

Avec :

A : Surface d'échange.

α : Absorptivité,

G : Eclairement solaire global reçu par la surface

Q_t : Flux de chaleur transmis vers l'intérieur.

Q_p : Flux de chaleur renvoyé vers l'ambiance par convection et rayonnement.

L'éclairement solaire reçu sur un plan incliné dépend de l'angle d'incidence et des facteurs de forme entre le plan et son environnement. Il est donné par [6] :

$$G = R_b I_b + [(1 + \cos \beta)/2] I_d + \rho [(1 - \cos \beta)/2] I_g \quad (10)$$

Avec :

R_b : Coefficient de conversion géométrique donné par $R_b = \frac{\cos \theta}{\sin h}$

θ : Angle d'incidence des rayons solaires directs

β : Angle d'inclinaison du capteur, par rapport à l'horizontale

ρ : Albédo.

I_b, I_d, I_g : composantes directe, diffuse et globale de l'éclairement solaire sur un plan horizontal.

Ceci, sachant que l'angle d'incidence est donné par [6] :

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \varphi \cos \beta - \sin \delta \cos \varphi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \varphi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \varphi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega$$

γ étant l'azimut du plan.

• Bilan thermique sur le volume interne de la cellule

Un bilan thermique sur le volume interne de la cellule permet d'écrire :

$$\sum h_i (T_{pi} - T_i) + \sum \dot{m} \cdot C_p (T_i - T_a) = M \cdot C_p \frac{dT_i}{dt} \quad (11)$$

Avec

$\dot{m}$: débit d'air infiltré à travers les ouvertures

3 DISCRETISATION

Pour la discrétisation des équations différentielles on considérera 3 nœuds. Un sur chaque face et un nœud central. Ainsi, après discrétisation en procédant à un développement centré, du 2^d ordre, en séries de Taylor, le système à résoudre s'écrit :

$$\begin{cases} \left. \frac{T_{pe} - 2T_{pm} + T_{pi}}{L^2} \right|_{j+1} = \frac{\rho \cdot C_p}{k} \frac{T_{pm}^{j+1} - T_{pm}^j}{\Delta t} \\ \alpha \cdot I - U_e (T_{pe} - T_a) \Big|_{j+1} = -k \frac{T_{pm} - T_{pe}}{L/2} \Big|_{j+1} \\ h_i (T_{pi} - T_i) \Big|_{j+i} = -k \frac{T_{pi} - T_{pm}}{L/2} \Big|_{j+i} \end{cases} \quad (12)$$

Et après réarrangement :

$$\begin{cases} \frac{2k}{L} T_{pm}^{j+1} - \left(\frac{2k}{L} + U_e \right) T_{pe}^{j+1} = -\alpha I - U_e T_a \\ \left(h_i + \frac{2k}{L} \right) T_{pi}^{j+1} - \frac{2k}{L} T_{pm}^{j+1} = h_i T_i^j \\ \frac{1}{L^2} T_{pe}^{j+1} - \frac{1}{L^2} T_{pi}^{j+1} - \left(\frac{2k}{L^2} + \frac{\rho \cdot C_p}{k \Delta t} \right) T_{pm}^{j+1} = -\frac{\rho \cdot C_p}{k \Delta t} T_{pm}^j \end{cases}$$

4 Résolution

Après réécriture sous forme matricielle et initialisation des températures à la température ambiante le système est résolu par itérations successives.

Sous forme matricielle le système (pour chaque paroi) s'écrit :

$$\begin{bmatrix} \left(\frac{2k}{L} + U_e \right) & -\frac{2k}{L} & 0 \\ 0 & -\frac{2k}{L} & \left(h_i + \frac{2k}{L} \right) \\ \frac{1}{L^2} & -\left(\frac{2k}{L^2} + \frac{\rho \cdot C_p}{k \Delta t} \right) & -\frac{1}{L^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{pe} \\ T_{pm} \\ T_{pi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\alpha I - U_e T_a \\ h_i T_i^j \\ -\frac{\rho \cdot C_p}{k \Delta t} T_{pm}^j \end{bmatrix} \quad (13)$$

La température interne de la cellule est déduite en utilisant l'équation (11). Equation d'où l'on tire :

$$T_i = T_a + \frac{\sum h_{ij} (T_{p_{ij}} - T_a) + \tau \cdot A \cdot I_g}{\sum h_{ij} + m \cdot C_p} \quad (14)$$

5 RESULTATS ET DISCUSSION

La figure 4 représente la variation journalière de la température interne dans la cellule pour les journées type de chaque mois dans la région d'Alger. Les données relative à la température ambiante (Tmax, Tmin, et Tmoy) sont fournées par l'ONM (Alger).

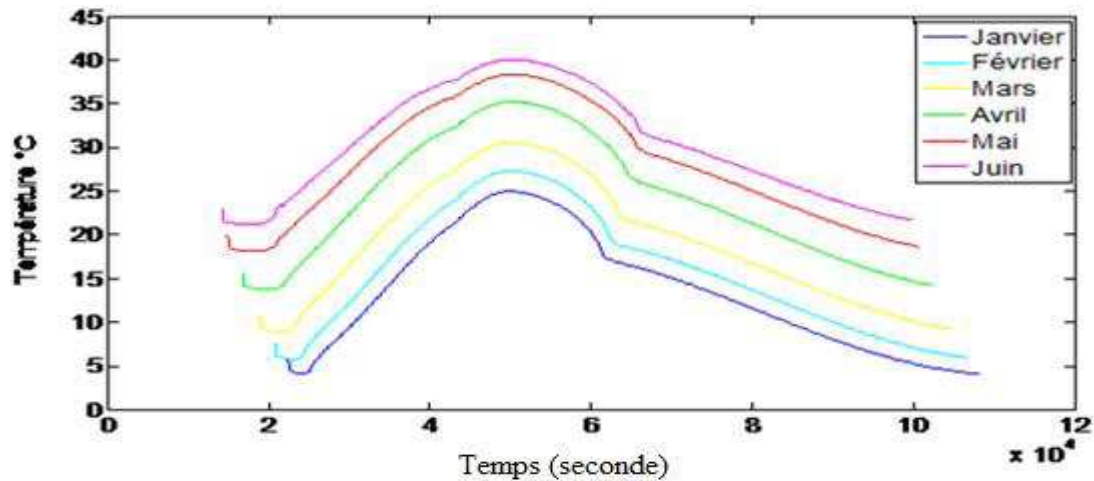


Fig.4 Variation de la température interne de la cellule pour différentes journées représentatives à Alger.

6 EFFET DE L'EMPLACEMENT DE LA FENÊTRE SUR LA TEMPÉRATURE INTERNE

La figure 5 représente l'effet de l'emplacement de la fenêtre sur la distribution de température interne

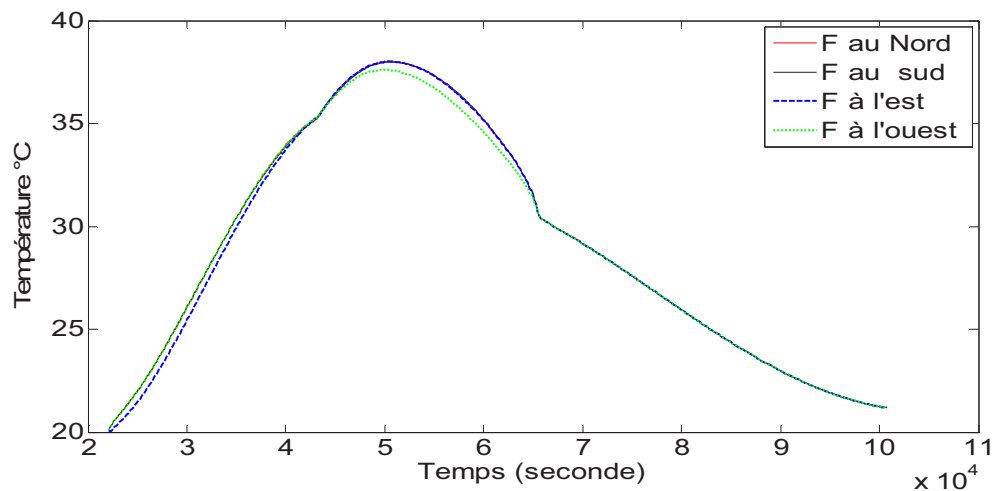


Fig.5 Effet de l'emplacement de la fenêtre sur la température interne (mois de Mars)

On remarque que l'emplacement de l'ouverture influe peu sur la variation de la température interne de la cellule. Néanmoins, la plus grande valeur de la température est lorsque la fenêtre est située sur la face sud. Ce qui est tout à fait logique même s'il n'a pas été tenu compte des apports solaires directs à travers la fenêtre.

7 EFFET DES LA NATURE DES MATERIAUX

La figure 6 représente l'effet des propriétés thermo-physiques (inertie et conductivité) des matériaux composant les parois de la cellule sur la distribution de la température interne.

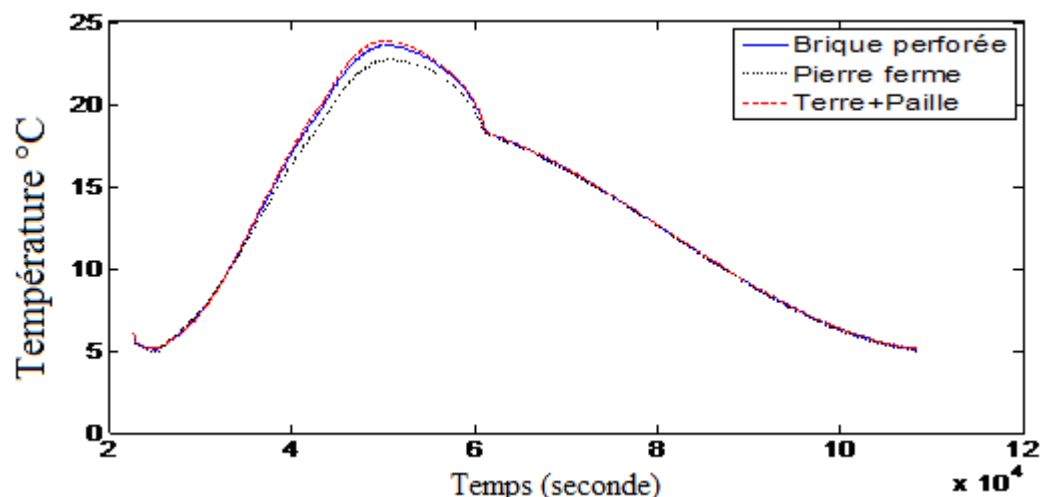


Fig.6 Effet des propriétés des matériaux sur la température interne (Mois de Janvier)

Ainsi, la valeur maximale de 24 °C atteinte en Janvier pour des murs en brique ($C_p=1400 - 1600 \text{ J/Kg. K}$) passe à 21°C pour des murs en pierre ($C_p=1840 - 2340 \text{ J/kg}$).

L'inconvénient de la pierre est le stockage de la chaleur pendant la journée et sa dissipation pendant la nuit ce qui n'est pas souhaitable dans les pays chauds car on tombe dans le cas d'un mur stockeur. D'où la nécessité d'une isolation interne pour que le déstockage se fasse vers l'ambiance extérieure de la cellule.

8 Effet de la surface sélective

La figure 7 représente l'effet des propriétés radiatives d'une surface sélective déposée sur la toiture sur la variation de la température à l'intérieur de la cellule.

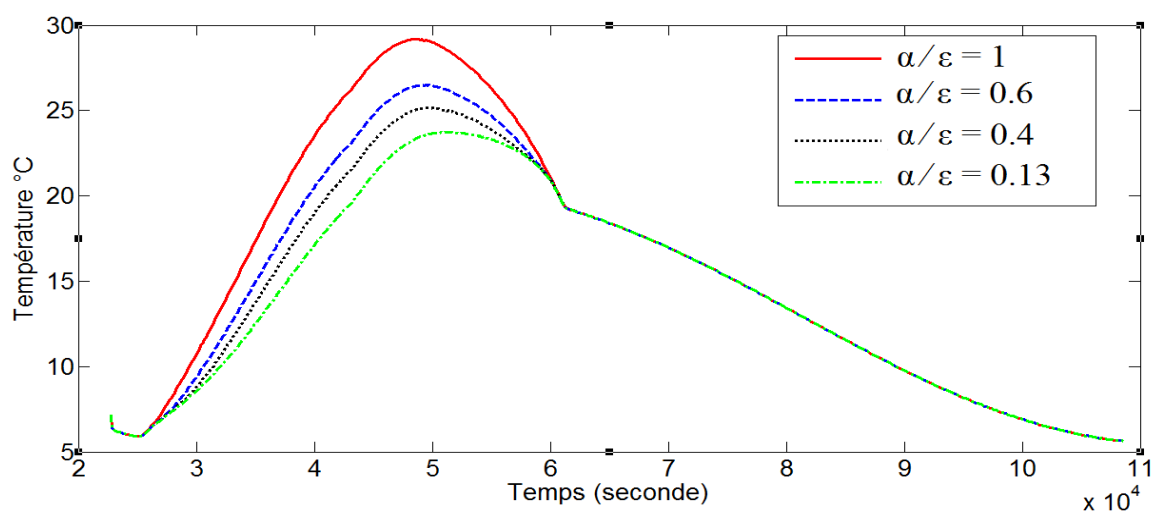


Fig. 7 l'effet des propriétés radiatives d'une surface sélective

Les courbes sont obtenues en faisant varier le rapport α/ε (absorptivité au visible sur l'émissivité dans l'infrarouge) de 1 (surface grise) à 0.13 (surface dite sélective froide et correspondant à un enduit de chaux neuf). Les courbes montrent que l'effet est marquant le matin avec un maximum vers 15h. Par contre, l'effet est négligeable après le coucher du soleil.

Les écarts sur la température interne de la cellule, en milieu de journée et selon le rapport retenu, peuvent dépasser les 6°C. Ce qui est énorme pour les habitants des zones arides. Surtout que le traitement est simple et peu onéreux (il suffit de le maintenir en l'état avec un ravalement répété et bien appliqué).

9 Conclusion

Attendu que, pour d'un pays comme l'Algérie, le problème est plus un problème de protection contre la chaleur que contre le froid, l'étude de la variation de la température interne d'une cellule munie d'une surface sélective en toiture a été réalisée.

Les résultats obtenus mettent en évidence l'influence des paramètres internes et externes sur la variation de la température interne dans la cellule, en milieu semi aride où le problème est l'évacuation de la chaleur en été et sa préservation en hiver. L'effet du traitement sélectif sur le comportement thermique de la cellule a été nettement mis en évidence. Ceci, d'autant que le coût du traitement est négligeable à tout point de vue.

Références

- [1] D. Medjelakh * et S. Abdou " Impact de l'inertie thermique sur le confort hygrothermique et la consommation énergétique du bâtiment" Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°3 (2008) 329 – 341
- [2] C.N. Awanou, P.F. Kieno, X. Berger. Climatisation en pays chauds et secs par toiture diode. Revue de Physique Appliquée, 1987, 22 (6), pp.413-423.
- [3] Capderou M., Atlas Solaire de l'Algérie – Modèles Théorique et Expérimentaux, OPU, Mai 1988.
- [4] Duffie J.A. et W.A. Beckman, solar Engineering of thermal processes, Ed.J.Wiley & sons, USA 1980
- [5] Lazzarin R., Sistemi solari Attivi, Manuale di calcolo, Ed. F. Muzzio et cie, Italie 1981.
- [6] Solar Energy Thermal Processes, John A. Duffie - William A. Beckman, John Wiley & Sons Inc , New York, US, 2006, ISBN: 0471223719.
- [7] BENHAMOU.A « Optimisation d'un nouveau système de séchage solaire modulaire pour plantes aromatiques et médicinales », Thèse de Doctorat 2010.Département de science physique, Université Abou bekr belkaid.
- [8] Rapport, '*Atlas Climatologique National*', Ministère des Transports, Office National de la Météorologie, Partie 1: Recueil de Données, Station: Adrar, Période 1975-1984.
- [9]. C.N. Awanou, P.F. Kieno, X. Berger. Climatisation en pays chauds et secs par toiture diode. Revue de Physique Appliquée, 1987, 22 (6), pp.413-423.

Nora GUELIANE¹
Karima HADDOUCHE²

¹ Architecte, Doctorante au
CRH, EHESS de Paris, France.

² Architecte, Doctorante à
l'Université d'Annaba, Algérie
*nora.gueliane@ehess.fr

REVISITER UN HERITAGE MILLENAIRE : PERFORMANCES ENERGETIQUES DE L'HABITAT TRADITIONNEL MOZABITE

Résumé : La présente proposition s'intéresse à l'aspect bioclimatique dans l'habitat à travers une étude de l'architecture traditionnelle Mozabite. La question posée est comment est ce que l'architecture mozabite peut être utile dans le domaine des énergies renouvelables ? Somme nous capables de faire évoluer ses principes en de solutions contemporaines ? Il s'agit donc d'étudier le coté bioclimatique de l'habitat mozabite. Pour atteindre nos objectifs, nous adopterons une approche, quantitative. Ainsi les outils mobilisés sont la recherche documentaire, l'observation, les interviews, sans pour autant nous éloigner du "terrain" et oublier de mobiliser nos compétences d'architectes.

Mots clés : M'Zab, architecture traditionnelle, bioclimatique, durabilité.

1. Le M'Zab en quelques Mots

Cette présentation a pour cadre géographique la vallée du M'Zab, située dans la wilaya de Ghardaïa, à 600 km au sud de la capitale Alger. La vallée s'est développée dans des conditions climatiques particulières, un climat désertique peu favorable à l'installation d'établissement humain. La vallée est connue par ses cinq ksour historiques d'un caractère architectural et paysager exceptionnel qui lui ont valu le classement par l'UNESCO, en 1982, comme patrimoine mondial. Mais également par une architecture particulière. Une architecture pensée de sorte à s'adapter avec les conditions climatiques dure de la région. Car dans un environnement comme celui du M'Zab, tout le génie humain est orienté pour assurer un certain niveau de confort climatique à l'intérieur des habitations. Pour y arriver, un ensemble de dispositifs passifs ont été mis en place.

Il s'agit dans cette intervention d'élucider comment l'architecture vernaculaire mozabite peut être utile dans le domaine des énergies renouvelables ? Pour ce faire, de multiples questionnements seront nécessaires: Alain Farel signale dans l'avant propos de son livre – Bâtir éthique et responsable " La tradition et le bon sens contiennent beaucoup de qualités mais est-ce suffisant ? Faut-il s'en contenter ad vitam aeternam dans un monde qui évolue de plus en plus vite ? "¹ Donc, somme nous capables de faire évoluer les principes de l'architecture traditionnelle en de solutions contemporaines [en matière des performances énergétiques] que nous pourrions confronter aux exigences actuelles? Sans autant les

considérer comme des "alternatives prêtes à être consommées".² Mais plutôt comme un héritage "constamment revisité, réinterprété et réapproprié"³.

Il s'agit donc d'étudier le coté bioclimatique de l'habitat traditionnelle mozabite⁴. Nous traiterons des différentes mesures; de captage et de protection solaire, de ventilation, d'inertie thermique, le choix des matériaux de construction ...etc. Ainsi que le mode de vie particulier adopté dans une tentative d'adaptation climatique

Pour atteindre nos objectifs, nous adopterons une approche, quantitative. Ainsi les outils mobilisés pour le recueil et l'analyse des données sont en premier lieu la recherche documentaire, la consultation d'archives et de fonds cartographiques essentiellement ceux de l'office de la promotion de la vallée du M'Zab (OPVM). Ainsi que recensions et lectures d'études spécialisées et les rapports établis par les services d'urbanisme de la ville de Ghardaïa. Cette recherche documentaire a pour objectif, entre autre, la mise en place d'un cadre théorique du sujet. Nous serons particulièrement soucieux de croiser différents types d'approches et de perspectives sans pour autant nous éloigner du "terrain" et oublier de mobiliser nos compétences d'architecte. Nous avons également mobilisé d'autres outils ; l'observation, les interviews, nos

² Ibid.

³ Ibid.

⁴ En termes de démarche globale, il n'existe pas dans l'architecture mozabite de différences entre une mosquée, une école ou une maison....etc. C'est les mêmes techniques, procédés et matériaux utilisés pour toutes ces catégories. En revanche, les différences constatées sont dues au programme, la fonction et au site; la topographie du terrain et sa position dans le ksar. Pour mieux traiter le sujet, il a fallu alors choisir une de ces catégories. La maison mozabite nous a été le choix le plus judicieux, car, occupée de manière continue, elle est le siège de plusieurs activités durant la journée donc elle est plus représentative des contraintes liées au climat et gestion de ressources.

¹ A. FAREL, Bâtir éthique et responsable, p.11.

interrogations nous ont amené à poursuivre notre enquête sur place pour élucider ces aspects sans exclure des investigations sur le net (forums, réseaux sociaux...etc.) et par le biais d'entretiens téléphoniques.

2. Les techniques d'adaptation climatique ; à l'échelle urbaine

Chaque ksar est installé sur un piton rocheux surplombant la vallée. D'un côté cette situation offre une vue "rayonnante"⁵ d'un intérêt défensif. D'un autre côté, son implantation tenue à l'écart de la terre et de l'eau permet la préservation des ressources hydriques et des sols fertiles pour l'activité agricole⁶. Le choix du site permet également la protection du ksar des inondations de l'Oued.

Au cours des siècles et avec l'amélioration des conditions sécuritaires, la zone occupée par les mozabites s'est agrandie avec des extensions sur les parties basses de la butte d'où l'apparition des maisons de la palmeraie⁷. Saïd MAZOUZ qualifie cette implantation "d'un agro-système"⁸ harmonieux et judicieusement pensé, intégrant "la triptyque bâti-palmeraie-eau"⁹ dont la topographie du site impose une dialectique particulière dans le rapport entre ces trois éléments¹⁰. La palmeraie avec son eau et sa végétation crée un microclimat rafraichissant.

Une des manières avec laquelle les mozabites ont pu préserver leur écosystème et gérer efficacement leurs ressources était la limitation du développement du ksar¹¹. Elle est faite de façon à ce qu'il y ait une certaine concordance entre l'espace bâti et "les capacités nourricières du territoire"¹². Lorsque le ksar n'est plus en mesure de répondre aux besoins de la croissance démographique, il se multiplie. La limitation de la surface des ksour a entraîné une forte densité et a diminué le risque d'exposition aux conditions climatiques.

Le ksar est sous forme de groupement radioconcentrique. La forme urbaine compacte du ksar est conçue dans un esprit d'économie de foncier ainsi que pour se protéger des vents dominants et des vents de sable. Les maisons du ksar sont accolées les unes contre les autres avec une occupation totale de la parcelle. Cette conception de l'espace urbain entraîne une introversion de l'espace habité et rend l'habitation protégée de toute insolation ou effet de nuisance sonore et climatique. En effet, La maison n'a pas de façades donc, pour

garantir le minimum d'éclairage et d'aération, elle s'ouvre vers l'intérieur sur un patio. Ainsi cette composition architecturale horizontale et introvertie est prévue pour mieux s'adapter aux conditions climatiques rigoureuses.

Les rues, ruelles et impasses sont régies par une hiérarchisation spatiale; du public au semi public puis à l'espace privé devant l'entrée de la maison. Elles ont aussi une hiérarchie d'éclairement naturel, par l'ombrage qu'elles donnent et leur intimité¹³. Cet effet crée une barrière psychologique chez les étrangers pour les avertir qu'ils ne sont pas les biens venu dans cet espace. Les ruelles sont étroites et sinueuses, créent de l'ombre et minimisent l'exposition aux rayonnements solaire. Le rapport entre la hauteur des constructions et la largeur des rue et ruelle renforce encore plus ce principe.

La conception des ruelles permet de retenir l'air frais de la nuit par le rétrécissement de celle-ci, ce qui crée l'effet venturi [Il se produit lorsque la disposition des bâtiments forme un collecteur de flux, le rétrécissement du passage à pour effet d'augmenter la vitesse pour un débit identique. Cet effet provoque l'accélération de l'air même lorsque les vents sont faibles, participe de manière non négligeable à la ventilation de la rue et des habitations]¹⁴. Cette configuration fait diminuer la pression du vent et en augmente la vitesse d'où un flux important qui provoque la ventilation. Si des ruelles ne bénéficient pas de la protection des constructions, dans ce cas, elles sont couvertes pour garantir l'ombrage qu'il faut. Les décalages de ruelles dues à la forme organique du ksar créent des coupes vents de manière continue, ce qui engendre une variation de pressions et de favoriser en conséquence la ventilation. En outre, les formes aérodynamiques dans les constructions protègent également des vents dominants, ces formes dirigent les vents, évitent l'érosion et assurent la fluidité de la circulation.

3. Les techniques d'adaptation climatique à l'échelle architecturale : le confort thermique

Le confort thermique est un des éléments les plus recherchés dans la maison mozabite et un de ses succès car " la température ambiante intérieure y dépasse rarement les 30°C en été, et ne descend pas en dessous de 15°C la nuit en plein hiver, le tout sans technologie complexe"¹⁵. Cela est rendu possible grâce à un ensemble de dispositifs

⁵ M. CÔTE, "Une ville remplit sa vallée : Ghardaïa", p. 107.

⁶ M. CÔTE, *la ville et le désert le bas-Sahara algérien*, p. 123.

⁷ M. CÔTE, "Une ville remplit sa vallée : Ghardaïa", op.cit.

⁸ M. CÔTE, *la ville et le désert le bas-Sahara algérien*, p. 123.

⁹ *Ibid.*, p. 124.

¹⁰ *Ibid.*

¹¹ A. BOUCHAIR, "decline of urban ecosystem of M'Zab valley", p. 720.

¹² N. DRIS, *Patrimoine et développement durable*, p. 162.

¹³ M. CÔTE, *la ville et le désert le bas-Sahara algérien*, p. 191.

¹⁴ <http://www.gramme.be/unite9/pmwiki/pmwiki.php?n=PrGC0708.LeComportementA%E9rodynamiqueDeLaTour>

¹⁵ A. DUTREIX, *bioclimatisme et performances énergétiques des bâtiments*, p. 28.

passifs et une organisation particulière de l'utilisation des espaces :

3.1 L'orientation

La majorité des constructions du ksar sont orientées selon l'axe Sud-est, Nord-Ouest car c'est envers le Sud-est que la mosquée est orientée "vers la qibla" même les habitations. En outre les portiques du premier étage [Cette partie de la maison est la plus ouverte vers l'extérieur donc exposée aux conditions climatiques.] de la maison sont orientés au Sud-Est. Il est connu que l'orientation optimale d'une façade est le Sud géographique¹⁶ car celle-ci reçoit le plus de rayonnement solaire durant l'hiver¹⁷. Le soleil étant bas dans le ciel, il pénètre profondément dans la maison et la chauffe, cela est très bénéfique vu l'absence d'un système de chauffage dans la maison mozabite. En été, la façade sud reste la meilleure orientation car elle est la plus facile à protéger (le masque, dans notre cas est la galerie "d'ikomar" dont le rôle est d'atténuer l'intensité des rayons solaires par l'ombre qu'elle procure et garantir un espace de circulation assez confortable) car le soleil est haut dans le ciel donc ses rayons perpendiculaires n'entrent pas à l'intérieur de la maison qui reste à l'abri.

3.2 La forme de l'enveloppe.

L'enveloppe est le support des gains et des déperditions dans une bâtisse. La diminution de la surface de l'enveloppe entraîne systématiquement la réduction de la quantité des échanges. La maison mozabite, en allant dans le principe de densification, a l'impression d'être serrée sur elle-même [Une maison mozabite ne dépasse généralement pas 100m² de surface.]. Elle n'a pratiquement pas de façade à part celle de l'entrée, cette fermeture de la maison sur elle-même entraîne une limitation "des fluctuations du confort intérieur dû aux phénomènes extérieurs"¹⁸. En outre, la mitoyenneté "permet un minimum de perte de chaleur en hiver et un minimum de gain en été"¹⁹. En résumé, le principe régnant dans la maison mozabite est d'avoir le minimum de contact avec l'espace extérieur.

3.3 Les ouvertures.

La maison mozabite est introvertie sur son patio couvert. Les fenêtres sur l'extérieur sont pratiquement inexistantes sinon limitées aux justes besoins de lumière²⁰. Cette pratique

n'est pas justifiée uniquement pour des raisons d'intimité mais aussi parce qu'il "faut réduire au minimum les entrées solaires"²¹ afin de minimiser la surface de contact avec l'environnement et d'assurer un "intérieur frais et sombre"²². La seule grande ouverture qui existe c'est la porte, elle est laissée généralement ouverte pour assurer la ventilation. Le peu d'ouvertures existantes sont généralement localisées en haut dans le mur [elles sont percées le haut du mur de façon à ne voir qu'en étant debout ainsi que pour renforcer la ventilation.]. Si le besoin de plus de lumière s'impose, les mozabites utilisent les puits de lumières. Une manière d'éclairage indirect introduite dans la volonté de bénéficier de la lumière naturelle sans autant être exposé aux rayons solaires.

3.4 La ventilation naturelle.

Dans une région chaude comme le M'Zab, la ventilation est d'une importance cruciale car elle participe au rafraîchissement des espaces. La circulation de l'air est activée grâce à la disposition ingénieuse des ouvertures ainsi que leurs dimensions. "Les ouvertures doivent se trouver en face l'une de l'autre et celle par laquelle l'air pénètre doit être plus petite que celle de sortie"²³. Une fois la nuit tombée au M'Zab, la température de l'air extérieure étant plus basse que celle de la maison, il suffit alors d'ouvrir le "chebeq" du patio et les quelques ouvertures percées dans le mur pour activer une circulation de l'air par effet thermosiphon²⁴. La position du "chebeq" dans le point le plus haut permet l'évacuation rapide de l'air chaud vu que celui-ci a tendance à monter contrairement à l'air froid qui descend. Le patio reste de ce fait l'endroit le plus frais à l'intérieur de la maison²⁵. L'autre intérêt de la ventilation c'est la décharge de l'énergie amassée dans les murs, ces derniers étant de forte inertie thermique, il est indiqué de les ventiler surtout durant la nuit quant la température est relativement basse.

3.5 L'humidification de l'air.

Malgré l'ingéniosité des mozabites dans les techniques d'adaptation climatique, certes, ils ne disposent pas d'un système d'humidification tel le malquaf [Un système de ventilation et d'humidification de l'air, une sorte de cheminée orientée de façon à exploiter les vents, elle est répondue ou Machrek (les pays de l'est comme l'Iran).]. En revanche dans les périodes

¹⁶ S. COURGEY, J-P OLIVA, *la conception bioclimatique des maisons confortables et économiques*, p. 130.

¹⁷ *Ibid.*, p. 44.

¹⁸ M. CHABI, *Le Ksar de Tafilalet dans la vallée du M'Zab*.

¹⁹ *Ibid.*

²⁰ A. RAVERAU, *le M'Zab une leçon d'architecture*, p. 139.

²¹ P. FERNANDEZ & P. LAVIGNE, *concevoir des bâtiments bioclimatiques*, p.342.

²² C. et P. DONNADIEU, H. et J-M. DIDILLON, *Habiter le désert, les maisons mozabites*, p.110.

²³ P. SUPIC, "L'aspect bioclimatique de l'habitat vernaculaire", p. 33.

²⁴ P.FERNANDEZ & P. LAVIGNE, *op.cit.*, p. 263.

²⁵ A. DUTREIX, *op.cit.* p. 28.

de canicule les occupants disposent de jarres d'eaux poreuses disposées devant les entrées d'air. L'eau absorbe une partie de la chaleur de l'air et le rafraîchit.

3.6 Le patio.

La maison mozabite est issue de sa précédente "maison d'isedraten". Ces maisons étaient encore conçues sous le modèle méditerranéen avec un patio à ciel ouvert comme celle de Fès et des médinas du Nord. Mais ce n'est qu'au M'Zab qu'elle est devenue vraiment saharienne.²⁶ L'innovation effectuée c'est de couvrir le patio par le "le chebeq"²⁷ donc de diminuer l'intensité des rayons solaires et à entrainer la création d'un nouvel espace; la terrasse à galerie nommée Tigharghart, caractéristique de la maison mozabite.

Le patio permet un éclairage zénithal minimal des pièces du rez-de-chaussée. Il est aussi utilisé comme "un régulateur climatique"²⁸; en été "le chebeq" est couvert durant la journée pour empêcher les rayons solaires de pénétrer à la maison. Pendant la nuit, il est ouvert pour permettre la sortie de l'air chaud de la maison et la pénétration de l'air extérieur plus frais, dans ce cas il joue le rôle d'une "cheminée de ventilation"²⁹. En hiver c'est l'inverse qui se produit, "le chebeq" est fermé durant la nuit pour se protéger du froid et ouvert le jour pour tirer profit de la chaleur du soleil. Ses dimensions, relativement petites, permettent d'un côté de minimiser l'entrée du soleil et de l'autre piéger à l'intérieur la masse d'air frais qui rentre durant la nuit et la restituer lentement sur les pièces adjacentes le long de la journée.³⁰ Le patio participe aussi à l'accélération de la ventilation; celle-ci est assurée grâce aux courants d'airs qui s'installent entre l'ouverture du patio et la porte d'entrée ouverte ou les quelques ouvertures aménagés en façade.

3.7 L'inertie thermique des parois.

L'inertie thermique est l'ensemble "des caractéristiques thermophysiques d'un bâtiment qui le font résister à la variation des flux d'énergie (ou de chaleur) qui s'exerce sur lui"³¹. C'est grâce à l'inertie thermique que la durée du transfert de la chaleur d'un milieu extérieur à un autre intérieur est retardée. Elle dépend essentiellement des matériaux de construction utilisés et de l'épaisseur des murs. Cette inertie "Ralentit l'entrée de la

chaleur le jour et la restitue la nuit, quant elle est bénéfique", elle "rend aussi la ventilation plus efficace"³². Les mozabites ont su utiliser cette caractéristique pour maintenir une température moyenne journalière et effacer les fluctuations extrêmes du climat. Grâce à la conception de murs qui pouvaient absorber le maximum de chaleur durant la journée et éviter le réchauffement de l'ambiance intérieur. La nuit en favorisant la ventilation par le chebeq, les murs refroidissent et rechargent leur masse de fraîcheur en restituant cette chaleur or qu'il fait plus froid³³. Une fois le jour levé la fraîcheur reste piégée à l'intérieur grâce à l'inertie élevée. Les murs servent d'accumulateurs et de transfert d'énergie entre le jour et la nuit en limitant les variations de températures de l'air ambiant³⁴. Pour cette raison le rez-de-chaussée et la cave sont les plus frais le jour car non seulement ils bénéficient de l'inertie des murs mais aussi de celle du sol.

3.8 Les teintures utilisées.

Les couleurs blanches, pastelées et claires utilisées dans les maisons mozabite sont les mieux adaptées au climat car elles réfléchissent environ 100% des rayons solaires avec un taux d'absorption minimal, dans ce cas la paroi chauffe moins. A l'intérieur des habitations une couleur blanche aide à mieux répartir la lumière, une chose importante vu le faible nombre d'ouvertures percées.

3.9 Nomadisme quotidien et saisonnier.

Le nomadisme quotidien et saisonnier à l'intérieur de la maison est une des méthodes d'adaptation climatique [Le nomadisme dans ce cas est utilisé pour qualifier l'occupation partielle de la maison dans certaines périodes, un déménagement vers un autre espace considéré plus confortable dans un moment donné de la journée ou dans une saison. Voir: A. BENNADJI, op.cit, p. 41.]. En hiver, le premier étage est le plus fréquenté, celui-ci est plus chaud grâce aux portiques "d'lkomar" qui permettent aux rayons solaires de pénétrer et de le chauffer. Quant à la terrasse, qui est un espace féminin d'origine, certes elle est utilisée lors des chaudes nuits d'été comme chambre à coucher. Ses acrotères sont suffisamment hauts pour assurer l'intimité des occupants ainsi que celle des voisins. En été, le rez-de-chaussée et la cave étant les espaces les plus frais durant la journée, ils sont utilisés comme espace de vie, la cave bénéficie d'une humidité relative plus élevée

²⁶ A. REVEREAU, op.cit., p. 97.

²⁷ Ibid., p. 146.

²⁸ A. BOUCHAIR, op.cit.

²⁹ M. CHABI et M. DAHLI, *Une ville nouvelle saharienne sur les traces de l'architecture traditionnelle*.

³⁰ P. SUPIC, op.cit., p. 32.

³¹ J.-L. IZARD, *Architectures d'été construire pour le confort d'été*, p.68.

³² P. FERNANDEZ & P. LAVIGNE, op.cit., p.342.

³³ A. DUTREIX, op.cit. p. 28.

³⁴ Ibid, p. 29.

que le reste de la maison³⁵. La cuisine est la principale source de chaleur "apports internes"³⁶, ce qui fait que celle du rez-de-chaussée n'est utilisée qu'en hiver où elle permet entre temps de chauffer la maison mais dès que la chaleur se fait sentir l'espace cuisine est transporté à l'étage durant toute la saison estivale.

Les gens les plus aisés disposent d'une maison dans la palmeraie. Ils quittent le ksar à partir du mois de juin pour y passer la période de la canicule. L'environnement de la palmeraie est nettement plus frais et confortable dû au microclimat que la végétation offre. Cette migration vers les résidences de la palmeraie vient aussi à la période de la cueillette des dattes, ce qui rend leur séjour à la palmeraie bénéfique car il facilite le travail des champs. Il est important aussi d'évoquer que les mozabites "mangent et dorment à même le sol, bien qu'ils sachent faire de magnifiques meubles en bois"³⁷. Ce comportement n'est pas dû au manque de civisme ou de modernité³⁸ mais plutôt une technique d'adaptation climatique, car ils ont su que dans leur climat "le confort vient du sol"³⁹; celui-ci maintenait une température de 15°C durant toute l'année.

3.10 L'économie d'énergie.

La maison mozabite ne dispose d'aucune isolation, aucun chauffage, aucune étanchéité d'air [Les ouvertures de la maison mozabite ne possèdent pas une menuiserie, c'est uniquement des ouvertures perforées dans le mur, qu'on peut facilement boucher lors des nuits froides ou du vent de sable.], aucune ventilation électrique, aucune climatisation...⁴⁰ la seule source d'énergie disponible était le soleil et le bois du palmier, ce dernier était utilisé avec modération et seuls les palmiers morts étaient utilisés. Malgré ça le mozabite a pu concevoir une ambiance vivable avec une utilisation optimale de l'énergie solaire, car même dans une région chaude comme le M'Zab le soleil est recherché par tous.

3.11 Matériaux de construction.

Les matériaux utilisés sont issus du site, ce qui leur donne deux caractéristiques. D'un côté "ils assurent l'intégration de la forme bâtie à son site par le biais de l'harmonie chromique"⁴¹, vu qu'ils sont extraits sur place. Cela implique une concordance générale entre le bâtiment et son site d'implantation ainsi

qu'avec le paysage général⁴². D'un autre côté, garantir une concordance entre le climat du lieu et "les propriétés thermo-physique"⁴³ du matériau. Elles sont un élément fondamental du confort thermique car elles permettent au matériau de "transmettre l'onde de chaleur avec un amortissement important et plusieurs heures plus tard quand la température extérieur aura chuté"⁴⁴.

En outre, les matériaux extraits in situ ne demandent aucune énergie pour leur extraction, transport, et mise en œuvre. Ils n'entrent dans aucun processus de transformation industrielle⁴⁵ donc ils ne contiennent pas de polluants, ce qui garanti ainsi qu'ils ne sont pas nocifs pour la santé durant toutes les étapes; fabrication, utilisation et mise en place⁴⁶. Une fois la maison démolie, une grande partie des matériaux comme la pierre, le bois (poutres et solives) sont récupérés et réutilisés⁴⁷ donc recyclables. Ce qui implique un coût global minimum et sans impact sur l'environnement. Le matériau, généralement utilisés pour la construction d'une maison est la pierre. Une roche calcaire qui constitue le site de la vallée, extraite sauvant du sol même d'implantation sous différentes formes et tailles. Elle est utilisée, sans la tailler, pour les murs, les piliers, les planchers, les arcs et les voûtes⁴⁸. Les mozabites utilise également les briques crues; en terre argileuse, combinée parfois, avec de la paille pour une meilleure cohésion. Elles sont fabriquées sur place, séchées au soleil et elles ne nécessitent aucune énergie à part l'effort humain pour leur fabrication et mise en œuvre. En fin de vie, les briques peuvent être mouillées, retravaillées et réutilisées ou tout simplement abandonnées sur le site sans qu'elles n'engendrent aucun impact nocif sur l'environnement.

Ils utilisent aussi la Timchent, un plâtre typique de la région, obtenu d'un gisement de gypse disponible à environ 1m de profondeur. Après l'extraction de la matière première, elle est cuite dans un four semi-enterré fonctionnant avec du bois et d'autres sortes de déchets. Après 24heurs de cuisson, la pierre devient tendre, elle est nettoyée puis préparée à la consommation. Ce matériau est caractérisé d'une couleur blanche grisâtre, utilisé comme enduit et liant. En revanche, il présente quelques anomalies, d'un côté son billant Carbonne est positif, il demande un combustible; le bois mais celui-ci est une source renouvelable. D'un autre côté,

³⁵ M. MERCIER, *la civilisation urbaine au M'Zab*.

³⁶ J.-L. IZARD, *op.cit.*, p.16.

³⁷ A. DUTREIX, *op. cit.*, p. 28.

³⁸ R. BAUDOUÏ et P. POTIE, *André Ravéreau: l'atelier du désert*, p. 113-118.

³⁹ A. DUTREIX, *op.cit.* p. 28.

⁴⁰ *Ibid.*

⁴¹ M. CÔTE, *la ville et le désert le bas-Sahara algérien*, *op.cit.*, p. 193.

⁴² B. BENYOUNCEF, *le M'Zab espace et société*, p. 136.

⁴³ M. CÔTE, *la ville et le désert le bas-Sahara algérien*, *op.cit.*, p. 196.

⁴⁴ *Ibid.*

⁴⁵ F. KUR, *l'habitat écologique, quel matériaux choisir?*, p. 13,14.

⁴⁶ *Ibid.*, p. 53.

⁴⁷ C. et P. DONNADIEU, H et J-M. DIDILLON, *op.cit.*, p. 90.

⁴⁸ B. BENYOUNCEF, *op.cit.*, p. 137.

beaucoup de gisements utilisés pour la fabrication de cette matière "sont maintenant épuisés"⁴⁹.

Pour la construction, les mozabites utilisent également la chaux, dont la matière première est disponible de manière abondante dans la région, son extraction est facile vu sa disponibilité dans les couches superficielles⁵⁰. Certes la roche nécessite une calcination dans un four, par un procédé identique à celui de Timchent mais sollicite cinq à six fois plus de bois⁵¹. Ils utilisent aussi le bois, principalement celui du palmier mais aussi d'autres types disponibles dans les palmeraies comme l'acacia, le bois des arbres fruitiers. Il est utilisé "entièrement"⁵², avec rationalité et exceptionnellement pour la structure et les portes d'entrées; une lourde porte en bois de palmier, malgré la richesse de la région en bois de palmiers. En outre, il est strictement interdit de couper un arbre si celui-ci n'est pas mort, cet acte est considéré comme "détruire l'œuvre de dieu"⁵³. Avant son utilisation, le bois est solidifié au soleil et n'est traité avec aucun autre produit.

Conclusion

L'habitat mozabite est un cas révélateur de l'adaptation des architectures traditionnelles. Développée dans un contexte de fortes contraintes, leurs constructeurs ont pu malgré tout, transformer une vallée hostile en un lieu vivable, relativement confortable, répondant ainsi aux besoins de leur communauté durant mille ans. Cela avec le peu de ressources naturelles disponibles sur le site et grâce au développement de techniques affinées avec le temps et l'expérience. Ils ont mis au point une architecture climatique adaptée à l'environnement.

Concernant leur philosophie de bâtir, André RAVERAU signale que "Les constructeurs mozabites...se sont imposés de ne mettre en œuvre que ce qui était nécessaire à l'élémentaire équilibre de leurs constructions [...] tous les éléments constructifs du M'Zab permettent toujours de se référer à une démarche objective"⁵⁴ et la une des caractéristiques fondamentales de cette architecture.

L'étude de l'architecture mozabite devient ainsi intéressante, en terme de logique d'implantation, d'utilisation économe des ressources, des techniques d'adaptation climatiques ainsi que l'interprétation spatiale d'un contexte culturel et social particulier. Sa

durabilité réside dans sa possibilité de s'adapter à un contexte, à un environnement naturel et humain déterminé, en exploitant au mieux ce qui est disponible localement pour atteindre le maximum de confort possible. Une ingéniosité qui lui a permis de survivre mille ans et rester fonctionnelle jusqu'à nos jours. Elle représente une bonne leçon d'architecture, une mine d'enseignements et une réserve de solutions efficaces du point de vue de la soutenabilité. Elle mérite, alors, d'être revisitée et développée pour résoudre les questions de l'époque contemporaine. De ce fait, ce patrimoine vernaculaire gagne alors de l'intérêt et devient d'une vraie utilité d'exemplarité pour répondre à des problématiques de la vie contemporaine.

En revanche, il faut avoir à l'esprit que l'architecture traditionnelle n'offre en aucun cas des solutions prêtes à être utilisées. Elle ne peut pas être considérée comme une alternative de l'architecture et des techniques contemporaines, ni comme un catalogue de solutions prêtes à être reproduites à l'identique. Mais plutôt comme *un héritage "constamment revisité, réinterprété et réapproprié"*. Car le rythme du développement, le mode de vie de notre époque conditionnent de nouveaux besoins, les moyens dont on dispose permettent d'utiliser de nouveaux procédés qui devront être confrontés aux pratiques traditionnelles.

Références

- [1] ALKAMA Djamel, TACHERIFT Abdelmalek, "essai d'analyse typo-morphologique des noyaux urbains traditionnels dans la région des Ziban", Université Mohamed Khider – Biskra, Algérie, 2001.
- [2] BAUDOUÏ Rémi et POTIE Philippe, *André Ravéreau: l'atelier du désert*, Marseille, Éd. Parenthèses, 2003.
- [3] BENYOUCEF Brahim, *Le M'Zab parcours millénaire*, Alger, Éd. Alpha, 2010.
- [4] BOUCHAIR Ammar, "decline of urban ecosystem of M'Zab valley", *building and environment*, 39, 2004, pp. 719-732.
- [5] CHABI Mohammed, *Le Ksar de Tafilelt dans la vallée du M'Zab, une expérience urbaine entre tradition et modernité*.
- [6] COURGEY Samuel, OLIVA Jean-Pierre, *la conception bioclimatique des maisons confortables et économiques*, Mens, Éd. Terre vivante, 2006.
- [7] COTE Marc, "Une ville remplit sa vallée : Ghardaïa", *France. Revue Méditerranée*, Tome 99, N° 34, 2002. Document téléchargé d'internet:

<http://www.persee.fr/web/revues/home/prescrip>

⁴⁹ C. et P. DONNADIEU, H et J-M. DIDILLON, *op.cit.*, p. 88.

⁵⁰ Site officiel de l'OPVM.

⁵¹ C. et P. DONNADIEU, H et J-M. DIDILLON, *op.cit.*, p. 88.

⁵² *Ibid.*

⁵³ *Ibid.*

⁵⁴ A. RAVERAU, *op.cit.*, p. 153.

[t/article/medit_0025-8296_2002_num_99_3_3270](#)

- [8] COTE Marc, *la ville et le désert le bas-Sahara algérien*, Paris et Aix-en-Provence, Ed. IREMAM-KARTHALA, 2005.
- [9] DONNADIEU Catherine et Pierre, DIDILLON Henriette et Jean Marc, *Habiter le désert, les maisons mozabites*, Bruxelles, Éd. Pierre MARDAGA, 1986.
- [10] DRIS Nassima, *Patrimoine et développement durable ressources -enjeux-lien social*, Rennes, Presses Universitaires de Rennes, 2012.
- [11] DUTREIX Armand, *bioclimatisme et performances énergétiques des bâtiments*, Paris, Éd. Eyrolles, 2010.
- [12] FAREL Alain, *Bâtir éthique et responsable*, Paris, Éd. Moniteur, 2007.
- [13] FERNANDEZ Pierre, LAVIGNE Pierre, *concevoir des bâtiments bioclimatiques, fondements&méthodes*, Paris, Éd. Le Moniteur, 2009.
- [14] IZARD Jean-Louis, *Architectures d'été construire pour le confort d'été*, Aix-Provence, Éd. Edisud, 1993.
- [15] SUPIC Plemenka, "L'aspect bioclimatique de l'habitat vernaculaire", *Arch. & Comport. / Arch. & Behav.*, Vol. 10, no 1, p. 27 – 47. <http://www.habiter-autrement.org/11.construction/contributions-11/Habitation-vernaculaire-et-contraintes-climatique.pdf>
- [16] KUR Friedrich, *l'habitat écologique, quel matériaux choisir?*, Mens, Éd. Terre vivante, 2000.
- [17] MERCIER Marcel, *la civilisation urbaine au M'Zab*, Alger, Éd. Pfister, 1922.
- [18] RAVEREAU André, *le M'Zab une leçon d'architecture*, Arles, Éd. Actes Sud-Sindbad, 2003.

Meriem SEGUINI¹**Lyesse LALOU²****Djamel NEDJAR¹**¹ (Laboratoire de Mécanique des Structures et Stabilité des

Constructions (LM2SC),

Université des Sciences et de la

Technologie d'Oran Mohamed

Boudiaf, USTO-MB, Oran,

Algerie)

² (Laboratoire de Mécanique des Sol (LMS), Ecole Polytechnique

Fédérale de Lausanne (EPFL),

Lausanne, Suisse)

(seguinimeriem@yahoo.fr)

ANALYSE NUMÉRIQUE DU COMPOTEMENT THERMIQUE D'UN PIEU ENTERRÉ

Résumé : Dans ce travail, une étude numérique d'un pieu soumis à une charge thermique pure (axiale) a été effectuée. Un modèle éléments finis 2D axisymétrique d'un pieu a été développé en utilisant le logiciel Comsol afin d'étudier l'effet de la température et des caractéristiques mécaniques du pieu et du sol sur le comportement du pieu enterré. Des variations de la distance radiale par rapport au déplacement vertical du pieu ont été aussi étudiées. Les résultats obtenus ont montré l'influence significative de la variation de la température, de la longueur du pieu et du module de Young du sol et du pieu sur le comportement de ce dernier.

Mots clés : Effet de la température, Analyse numérique, Interaction sol-pieu, Pieu enterré, Mouvement du point nul, Modèle élément finis.

Nomenclature

 E Module de Young du sol, Mpa E_p Module de Young du pieu, Mpa r Rayon du pieu, m L Longueur du pieu, m T Température, $^{\circ}C$ c La chaleur spécifique massique du matériau, $J.m^{-3}.K^{-1}$ P Production volumique de chaleur, W/m^3 D Le coefficient de diffusivité thermique, m^2/s Z_{np} Position du point nul, m dy_h Déplacement de la partie haute du pieu, mm dy_t Déplacement de la partie basse du pieu, mm r_m Rayon magique, m

Lettres grecques

 ξ_{ij}^e Déformation élastique, (-) ξ_{ij}^T Déformation thermique, (-) Δ Opérateur Laplacien, (-) α Coefficient de dilatation thermique, K^{-1} ν_p viscosité du pieu, m^2/s ν_s viscosité du sol, m^2/s ρ_p Masse volumique du pieu, kg/m^3 ρ_s Masse volumique du sol, kg/m^3 λ Coefficient exprimant le rapport entre Le module de Young du pieu et du sol, (-) λt Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$

1. Introduction

La géo-structure énergétique est une nouvelle technologie de rôle primordiale qui ne cesse de se développer dans le monde et qui permet d'éviter les crises d'énergie. En effet elle représente une grande source d'énergie propre et renouvelable. Les géo structures sont des structures en béton armé qui sont enterrées ou mise en place dans le sol servant de soutènement ou de fondation à une construction. Elles peuvent servir aussi à chauffer et refroidir de divers structures et ouvrages comme le terminal E de l'aéroport de Kloten, La Main Tower à Frankfurt [1], le Lainzer tunnel à Vienne [2] et le One New Change Building à Londres.

Plusieurs essais expérimentaux [2-6] ont été effectués et plusieurs modèles numériques ont été aussi développés [6-12] afin d'étudier le comportement thermomécanique des pieux énergétiques dans le domaine statique et dynamique. En effet, Laloui et al [11] ont développé un modèle numérique d'un pieu soumis à une charge thermomécanique incrémentale et discrétiser en une série d'éléments permettant de tenir en compte plusieurs couches du sol de différentes propriétés. L'interaction sol-pieu est modélisée par des ressorts de comportement elasto-plastique tout en utilisant un outil informatique de dimensionnement des pieux énergétiques,

Thermo-Pile [7] où les résultats numériques ont été validés par les résultats expérimentaux obtenus par des essais in situ à l'école polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL) [3]. Différentes lois de transfert de charge ont été définies pour décrire la relation entre le déplacement et le frottement latéral et celles entre le déplacement et la charge transmise à la base du pieu [13], comme la formulation thermo-hydraulique qui a été utilisée par Laloui et al [11] pour étudier le comportement du pieu.

D'autres tests ont été aussi réalisés et un nouveau site expérimental a été conçu dans les fondations du nouveau centre des congrès de l'EPFL. Cette fois-ci le site comporte quatre pieux-test sous un radier. Ces pieux sont bien équipés et efficacement instrumentés et dans chaque pieu se trouve un tube échangeur formé par des sondes géothermiques coupées et raccordées pour former 4U connectés en série [12]. Cependant, l'effet du chargement thermique (statique et cyclique) sur le comportement d'un groupe de pieux a été étudié tout en analysant l'effet de ce dernier sur le comportement du sol et sur l'interface sol-pieu [14]. Néanmoins Silvani et al [15] avaient déjà étudié auparavant l'effet non symétrique de la température extrême sur le comportement d'un groupe de neuf pieux et cela en développant un modèle élément finis 3D tout en se basant sur les travaux de Laloui et al [11]. Tandis que

La prise en considération de l'effet thermique dans l'optimisation de la conception des pieux énergétiques est d'une importance cruciale qu'on ne peut négliger. De ce fait pour une analyse numérique plus adéquate de ces problèmes thermiques, un nouveau modèle de pieu axisymétrique 2D a été développé dans cet article afin d'étudier l'influence de plusieurs paramètres (Température, variation du module de Young du sol et du pieu, mouvement du point nul...etc) sur le comportement du pieu. La modélisation par la méthode des éléments finis du système sol-pieu a été effectuée en utilisant le logiciel Comsol Multiphysics [16].

2. Formulation éléments finis du modèle numérique

2.1 Équation de la chaleur

Pour la modélisation thermique, il est nécessaire de résoudre l'équation de la chaleur qui s'écrit sous la forme locale en

adoptant la loi de Fourier :

$$\forall x \in \Omega, \frac{\partial T}{\partial t}(x,t) = D \Delta T(x,t) + \frac{P}{\rho c} \quad (1)$$

Où T étant la température [$^{\circ}\text{C}$], ρ la masse volumique [kg.m^{-3}], c la chaleur spécifique massique du matériau, P une éventuelle production volumique de chaleur (W/m^3), Δ est l'opérateur Laplacien et D est le coefficient de diffusivité thermique (m^2/s),

En posant $D = \frac{\lambda t}{\rho c}$, on obtient l'expression

finale de l'équation de la chaleur comme suit :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda t}{\rho c} \Delta T + \frac{P}{\rho c} \quad (2)$$

Où λt est la conductivité thermique.

2.2 Relation contrainte-déformation

Dans le cas de petites perturbations, le tenseur de déformation est défini comme suit :

$$d\varepsilon_{ij} = d\varepsilon_{ij}^e + d\varepsilon_{ij}^T \quad (3)$$

Où ε_{ij}^e est la déformation élastique et ε_{ij}^T la déformation thermique.

Donc le domaine étudié est un domaine thermoélastique avec un incrément de contrainte qui est défini comme suit :

$$d\sigma_{ij} = C_{ijkl} d\varepsilon_{kl} + \alpha dT \quad (4)$$

Où $d\sigma_{ij}$ est la contrainte incrémentale et C_{ijkl} est le tenseur de rigidité qui est composé du module de Young, E , du coefficient de poisson, ν_s et de la dilatation thermique α .

2.3 Définition du rayon magique

L'effet de la température sur le déplacement horizontal du pieu par apport à son déplacement vertical a été aussi étudié ou le rayon magique est défini respectivement pour la partie haute et basse du pieu comme suit

$$r_m = 10\% dy_h \quad (5)$$

$$r_m = 10\% dy_t \quad (6)$$

3. Etude et modélisation numérique du pieu

3.1 Modélisation du pieu

Une modélisation thermique d'un pieu isolé en état plan de déformation a été effectuée afin de mieux comprendre l'influence des différents paramètres sur les performances énergétiques des pieux.

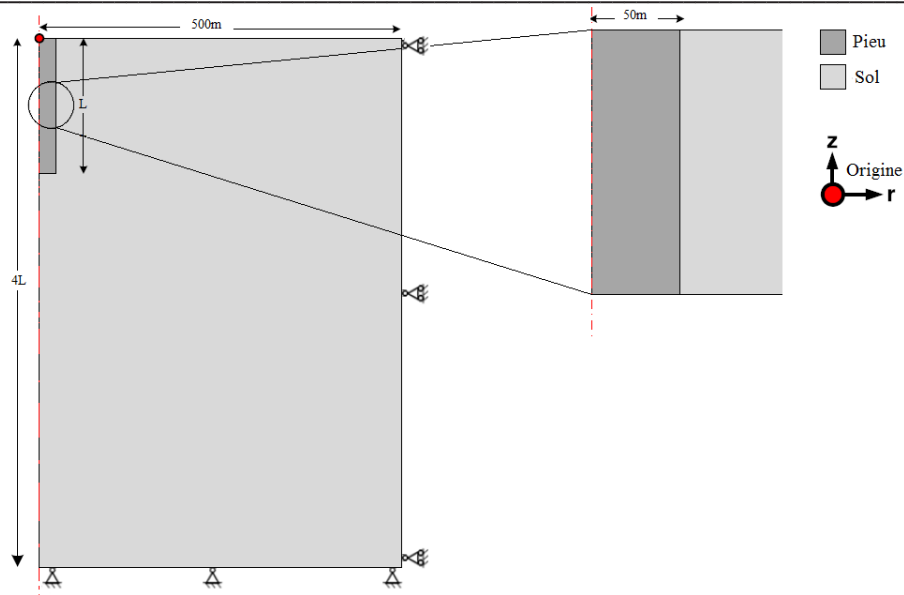


Figure 1 : Modèle éléments finis d'interaction sol-pieu

De ce fait, le comportement linéaire d'un pieu soumis à des sollicitations thermiques a été étudié afin de déterminer l'influence de la température sur ce dernier.

En effet, le modèle développé est un modèle d'interaction sol-pieu axisymétrique (Figure 1)

où le maillage adopté est représenté sur la Figure 2, tandis que les caractéristiques du pieu et du sol sont résumées dans le Tableau 1.

Le sol comporte une seule couche et il est considéré comme étant simplement appuyé dans le plan transversal et doublement appuyé dans le plan longitudinal (Figure 1).

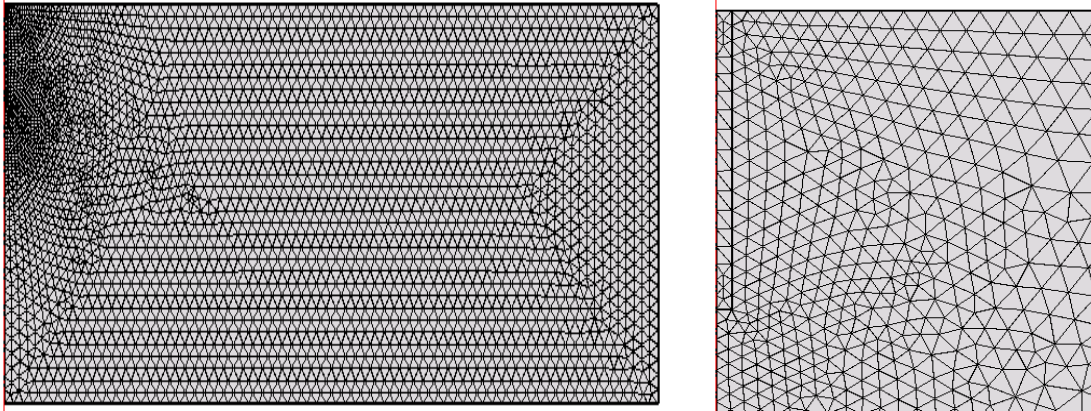


Figure 2 : Maillage adopté dans le modèle éléments finis

Tableau 1 : Caractéristiques du pieu et du sol pour la simulation numérique

Pieu		Sol	
E_p : (MPa)	30000	E_1 : (MPa)	8.1
ν_p : (-)	0.2	E_2 : (MPa)	81
ρ_p : (kg/m ³)	2500	E_3 : (MPa)	810
α : (K ⁻¹)	10	ν_s : (-)	0.35
r : (m)	0.5	ρ_s : (kg/m ³)	2000
L_1 : (m)	10		
L_2 : (m)	25		
L_3 : (m)	50		

Afin d'étudier l'influence de la variation de la température sur le pieu, trois différentes longueurs du pieux (L_1 , L_2 , L_3) et trois différents modules de Young du sol (E_1 , E_2 , E_3) ont été pris en considération (Tableau 1). La température de référence est de 13 °C et les valeurs de température imposées au pieu sont $T_1 = 23^\circ\text{C}$ et $T_2 = 33^\circ\text{C}$.

3.2 Résultats numériques

A partir de la Figure 3 on remarque que le déplacement vertical de la partie haute du pieu

augmente avec l'augmentation de la longueur du pieu et avec la diminution de la distance radiale et cela pour différentes températures imposées ($\Delta T = 10^\circ\text{C}$ et $\Delta T = 20^\circ\text{C}$).

En effet, plus la distance radiale est grande plus le déplacement tend vers 0, et plus le pieu à une grande longueur ($L3 = 50\text{ m}$), plus son déplacement vertical est grand.

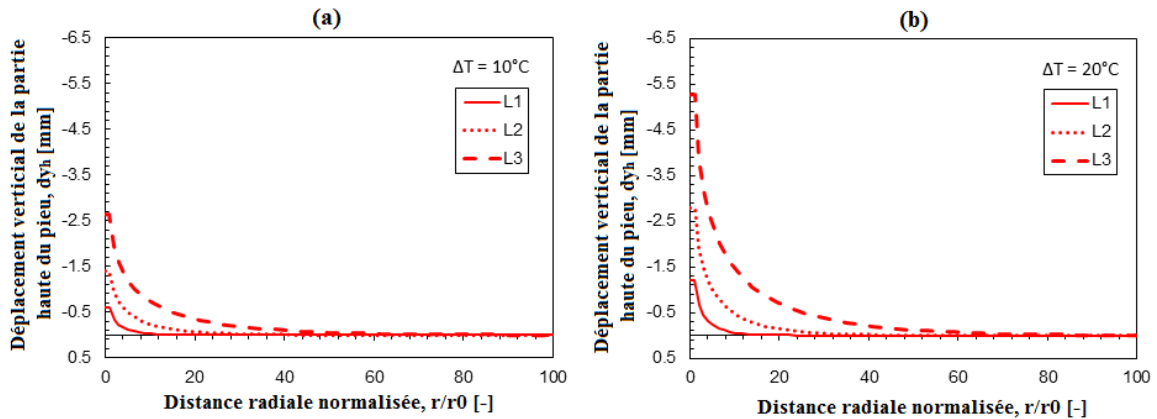


Figure 3 : Déplacement vertical de la partie haute du pieu en fonction de la distance radiale normalisée et de la longueur de pieu : (a) Déplacement obtenu avec un incrément de température $\Delta T = 10^\circ\text{C}$, (b) Déplacement obtenu avec un incrément de température $\Delta T = 20^\circ\text{C}$

En outre, les mêmes constatations ont été faites pour le déplacement vertical de la partie basse du pieu qui augmente avec l'augmentation de la longueur du pieu et puis diminue et tend vers 0 avec l'augmentation de la distance radiale (Figure 4).

Pour ce qui est de l'influence de la température, on remarque à partir des Figures 3 et 4 que le déplacement vertical de la partie haute du pieu pour une valeur de température de 20°C (Figure 3b) est deux fois plus grand que celui obtenu pour une valeur de température de 10°C (Figure 3a).

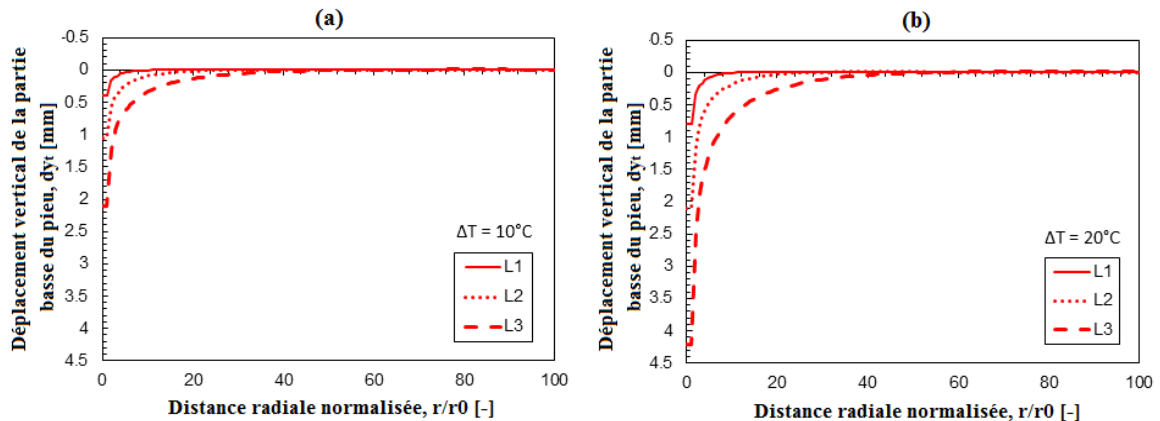


Figure 4 : Déplacement vertical de la partie basse du pieu en fonction de la distance radiale normalisée et de la longueur de pieu : (a) Déplacement obtenu avec un incrément de température $\Delta T = 10^\circ\text{C}$, (b) Déplacement obtenu avec un incrément de température $\Delta T = 20^\circ\text{C}$

Tandis qu'en variant le coefficient $\lambda = E_p/G_s$ avec $G_s = E/2(1+\nu_s)$, les déplacements verticaux de la partie haute du pieu varient (Figure 5) et cela en fonction de différentes longueurs du pieu.

En effet, plus le module de Young du sol diminue (λ plus grand) et la longueur du pieu augmente, plus le déplacement vertical du pieu est plus grand.

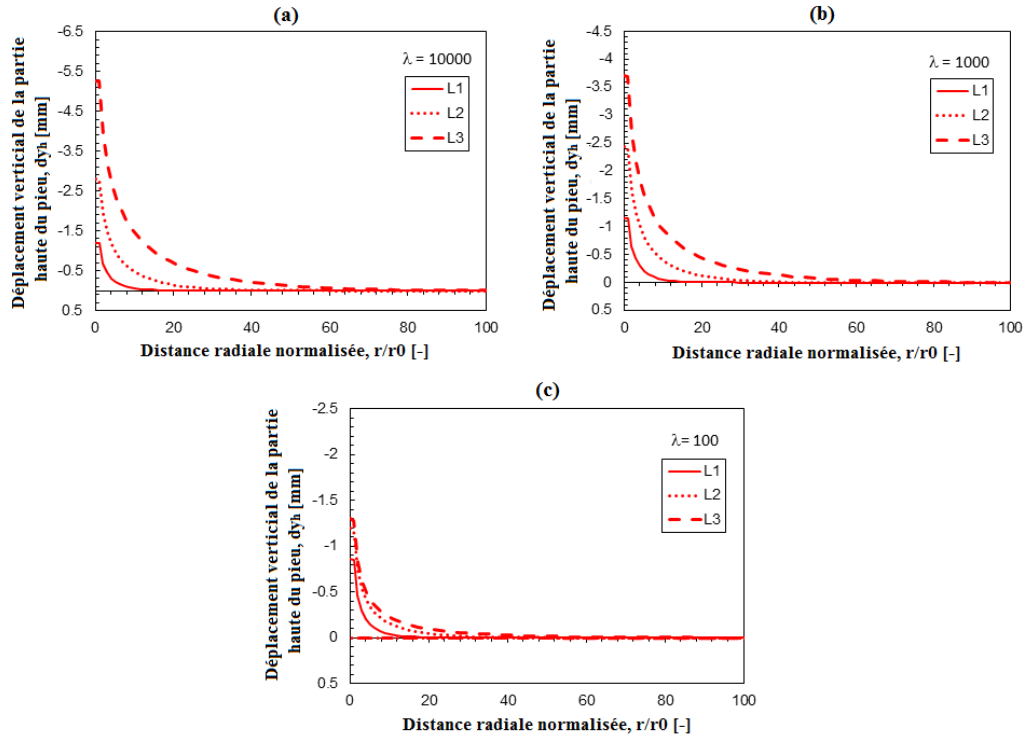


Figure 5 : Déplacement vertical de la partie haute du pieu en fonction de la distance radiale normalisée et de la longueur du pieu : (a) Déplacement obtenu avec $\lambda = 10000$ (b) Déplacement obtenu avec $\lambda = 1000$ (c) Déplacement obtenu avec $\lambda = 100$

Pour la partie basse du pieu, on peut dire aussi que l'augmentation de la longueur du pieu ainsi que la diminution du module de

Young du sol donnent de grandes valeurs du déplacement vertical du pieu (Figure 6).

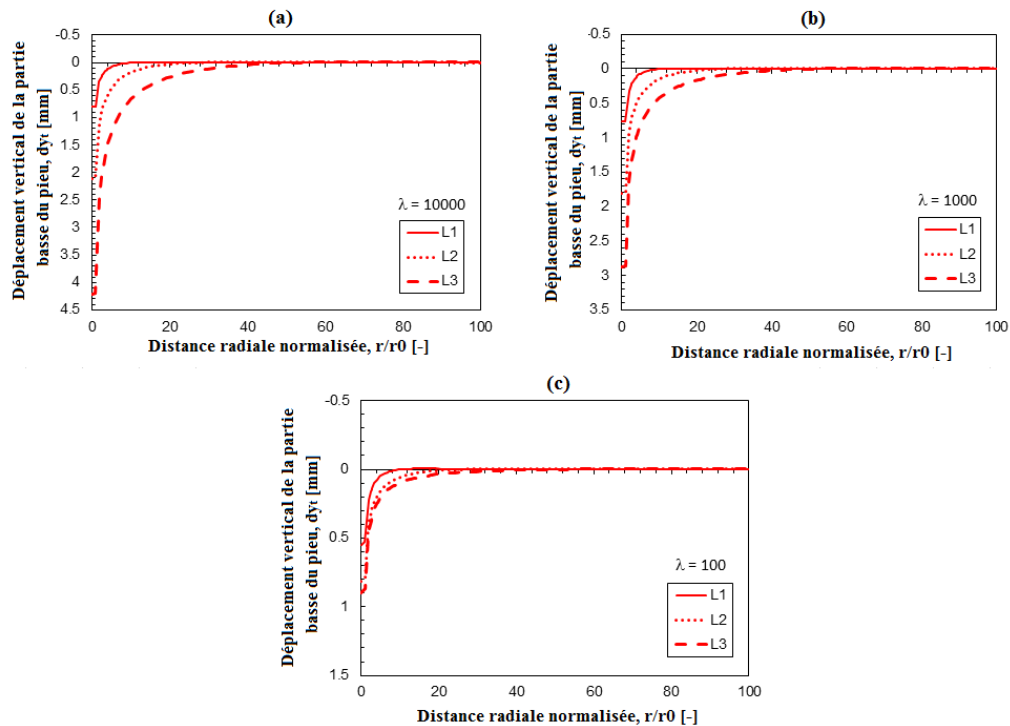


Figure 6 : Déplacement vertical de la partie basse du pieu en fonction de la distance radiale normalisée et de la longueur du pieu : (a) Déplacement obtenu avec $\lambda = 10000$ (b) Déplacement obtenu avec $\lambda = 1000$ (c) Déplacement obtenu avec $\lambda = 100$

La Figure 7 donne l'évolution de la valeur de la position du point nul normalisé (Z_{np}/L_p) en fonction de $\lambda = E_p/G_s$ et de la longueur du pieu L . Dans ce cas, on peut dire qu'un pieu avec une longueur plus petite (L_1) a une valeur de point nul plus grande donc avec une augmentation de la longueur du pieu, il y'a effectivement une diminution de la valeur du point nul, par contre avec l'augmentation du module de Young du sol ($\lambda = E_p/G_s$) il y'a une augmentation de la valeur du point nul où on constate aussi qu'avec un plus grand module de Young du sol E (λ petit) et avec une longueur du pieu plus grande (L_2 et L_1) la position du point nul est presque la même pour L_1 et L_2 . En effet, plus le module de Young et la longueur du pieu sont grands, la position du point nul devient fixe et ne change pas.

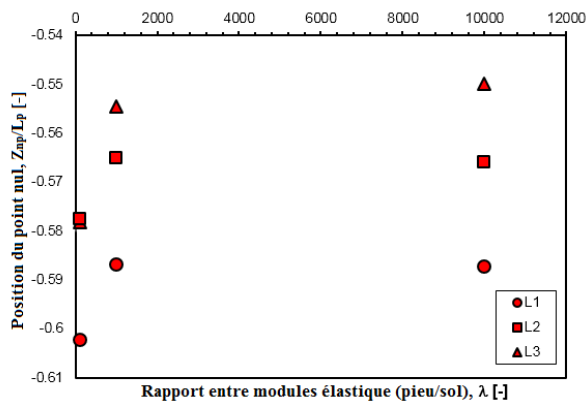


Figure 7 : Déplacement vertical de la position du point nul normalisé en fonction de $\lambda = E_p/G_s$ et de la longueur de pieu L

La variation du rayon magique en fonction de la longueur et du déplacement vertical du pieu avant et après le point nul a été aussi étudiée et représentée sur la Figure 8. Donc à partir de la Figure 8a, on constate qu'il y'a une augmentation du rayon magique r_m avec l'augmentation de la longueur du pieu L et qui diminue avec la profondeur jusqu'à arriver au point nul Z_{np} .

Tandis que pour la partie du pieu après le point nul Figure 8b, le rayon r_m augmente toujours avec l'augmentation de la longueur du pieu L jusqu'à atteindre la profondeur du pieu.

De ce fait, on peut dire que la longueur du pieu a une grande influence sur le rayon magique r_m et plus on descend vers la profondeur plus le rayon est plus petit.

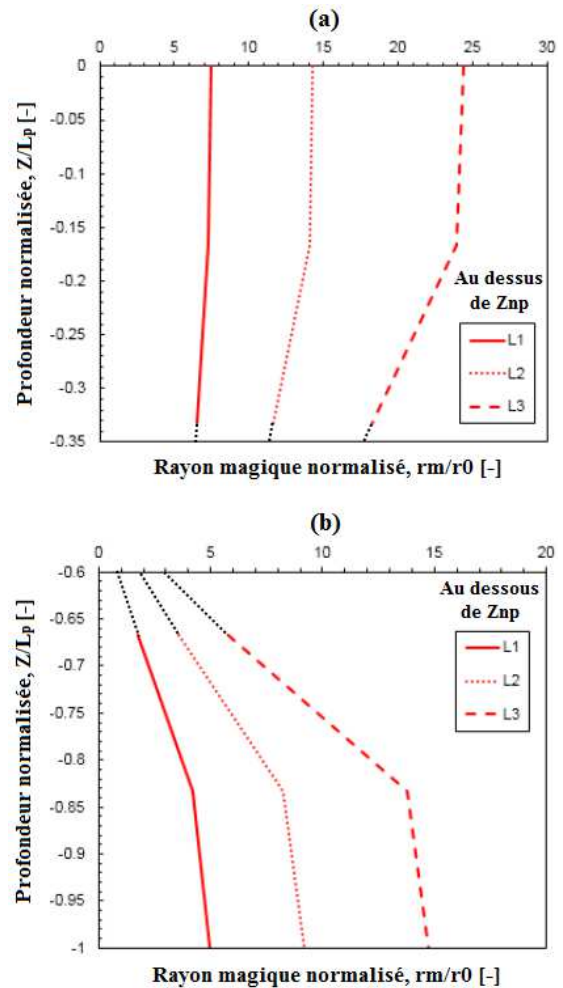


Figure 8 : Le rayon magique normalisé en fonction de la profondeur normalisée et de la longueur du pieu : (a) Le rayon magique obtenu avant le point nul Z_{np} , (b) Le rayon magique obtenue après le point nul Z_{np}

3. Conclusion

Les technologies d'extraction d'énergie du sol à partir des systèmes géothermiques pour des besoins de chauffage et de refroidissement ont connu ces dernières années un essor rapide mais qui nécessite toujours de l'optimisation. En effet, l'efficacité du système dépend d'une bonne gestion de la température car l'ignorance de l'effet de cette dernière peut nuire au système, dont le tassement de ce dernier est un des effets induits par l'augmentation de la température.

Dans ce travail il a été montré que la déformation d'un pieu sous sollicitations thermiques dépend de plusieurs paramètres tels que la longueur du pieu, le module de Young du sol et la variation de la température. Il a été déduit que la variation de la température, du module de Young du sol et de la longueur du pieu influent d'une manière significative sur le comportement thermique du pieu.

En effet, un pieu soumis à une plus grande température et ayant une plus grande longueur et un module de Young du sol plus petit, subit de très grands déplacements verticaux qui conduiront par la suite à une rupture du pieu et à un mauvais fonctionnement du système énergétique donc en ayant un pieu plus long et un sol moins rigide, ce pieu va subir automatiquement de très grands déplacements.

Il a été observé aussi que la longueur du pieu, le module de Young du sol influent beaucoup sur le rayon magique qui diminue avec la profondeur et qui augmente avec l'augmentation de longueur du pieu et avec la diminution du module de Young du sol.

L'effet de la longueur du pieu et du module de Young du sol sur la position du point nul a été notamment discuté dans ce travail. Il a été constaté que pour le cas d'un pieu de grande longueur avec un sol de module de Young petit on a une grande valeur de point nul tandis que pour un sol de module de Young plus grand, il n'y a pas eu un grand changement de la position du point nul.

Pour conclure, la thermique ainsi que la longueur du pieu et le module de Young du sol ont une très grande influence sur le comportement des pieux énergétiques et ne doivent être en aucun cas négligeables afin de prévoir un bon dimensionnement du pieu et donc une bonne transmission énergétique avec une construction plus stable.

Références

- [1] R. Katzenbach, H. Ramm, T. Waberseck, Recent developments in foundation and geothermal engineering, *2nd International Conference on New Developments in Soils Mechanics and Geotechnical Engineering*, Near East University, Nicosia, North Cyprus, 2009.
- [2] H. Brandl, Energy foundations and other thermo-active ground structures, *Géotechnique*, Vol. 56, No 2, pp. 81-122, 2006.
- [3] L. Laloui, M. Moreni, L. Vulliet, Comportement d'un pieu bi-fonction, fondation et échangeur de chaleur, *Canadian Geotechnical Journal*, Vol. 40, pp. 388-402, 2003.
- [4] L. Laloui, M. Moreni, L. Vulliet, Behavior of a dual-purpose pile as foundation and heat exchanger. *Canadian Geotechnical Journal*, Vol. 40(2), pp. 388-402, doi: 10.1139/T02-117, 2003.
- [5] P. J. Bourne-Webb, B. L. Amatya, K. Soga, T. Amis, C. Davidson, P. Payne, Energy pile test at Lambeth College, London: geotechnical and thermodynamic aspects of pile response to heat cycles. *Géotechnique*, Vol. 59(3), pp. 237-248, 2009.
- [6] A. Rotta Loria, A. Gunawan, C. Shi, L. Laloui, Numerical modelling of energy piles in saturated sand subjected to thermo-mechanical loads. *Geomechanics for Energy and the Environment* Vol.1 pp.1-15, 2015.
- [7] M. Suryatriyastuti, H. Mroueh, S. Burlon, Understanding the temperature-induced mechanical behaviour of energy pile foundations. *Renew Sustain Energy*, Vol.16(5), pp.3344-3354, 2012.
- [8] C. Knellwolf, H. Peron, L. Laloui, Geotechnical analysis of heat exchanger piles, *Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering*, Vol. 137, No 10, pp. 890-902, 2011.
- [9] T. Bodas Freitas, F. Cruz Silva, P. Bourne-Webb, The response of energy foundations under thermo-mechanical loading. In: 18th International Conference on Soil Mechanics and Geotechnical Engineering. Paris, France: Comité Français de Mécanique des Sols et de Géotechnique, pp. 3347-3350, 2013.
- [10] CG. Olgun, TY. Ozudogru, C. Arson, Thermo-mechanical radial expansion of heat exchanger piles and possible effects on contact pressures at pile-soil interface. *Géotech Lett*, pp.170-178, 2014.
- [11] L. Laloui, M. Nuth, L. Vulliet, Experimental and numerical investigations of the behaviour of a heat exchanger pile. *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics*, Vol. 30(8), pp. 763-781, doi: 10.1002/Nag. 499, 2006.
- [12] T. Mimouni, L. Laloui, Full-scale in-situ testing of energy pile. In L. Laloui & A. Di Donna (Eds.), *Energy geostructures: innovation in underground engineering*. ISTE Ltd and John Wiley & Sons Inc, pp. 304, 2013a.
- [13] R. Frank, S. R. Zhao, Estimation par les paramètres pressiométriques de l'enfoncement sous charge axiale de pieux forés dans des sols fins, *Bulletin de Liaison des Laboratoires des Ponts et Chaussées*, No. 119, pp. 17-24, 1982.
- [14] L. Laloui & A. Di Donna, *Energy geostructures: innovation in underground engineering*. ISTE Ltd and John Wiley & Sons Inc., ISBN: 978-1848215726. 2013.
- [15] C. Silvani, M. Nuth, L. Laloui & H. Peron, Understanding the thermo-mechanical response of heat exchanger piles. *First International Symposium on Computational Geomechanics (ComGeo I)*, Juan-les-Pins (France), pp. 589-596. 2009.
- [16] COMSOL Multiphysics™ v4.3b :User's guide and reference manual. COMSOL, Burlington MA. 2013.

Loubna KAHLERRAS^{1,2}Azeddine BELHAMRI²Laurent FRAIKIN¹Angélique LEONARD¹

¹ University of Liège, Department of Chemical Engineering, PEPs (Products, Environment, Processes) Agora Quarter, Institute of Chemistry - B6c - Sart Tilman, Liège, 4000, Belgium

² Université Mentouri, Département de Génie Climatique, Faculté des Sciences de l'Ingénieur, Route Ain El Bey, Constantine, 25000, Algeria

* Loubna Kahlerras

(l.kahlerras@doct.ulg.ac.be)

ETUDE DE LA MICROSTRUCTURE DU MORTIER DE CIMENT A TRAVERS LES COURBES DE SORPTION

Résumé : La présente étude se focalise sur l'étude à travers les courbes de sorption de vapeur d'eau du comportement hydrique du mortier de ciment. Les expériences sont effectuées sur trois types de mortiers dont la seule différence est dans le rapport eau/ciment ($E/C = 0,4, 0,5$ et $0,6$) afin d'étudier l'influence de ce rapport sur la microstructure du matériau. La méthode dynamique est utilisée pour l'obtention des isothermes de sorption en utilisant le « DVS (dynamic vapour sorption) Des échantillons en forme de concassât de quelques millimètres de diamètre sont utilisés, l'étude est complétée par la porosité à mercure. Deux principaux modes poreux sont déterminés.

Mots clés : Mortier, isotherme de sorption, sorption dynamique, rapport E/C , modes poreux.

Nomenclature

S Saturation en eau, %.

m masse, *mg*.

HR Humidité relative, %.

d diamètre, *mm*.

R Constante des gaz parfaits

M Masse molaire de l'eau, *kg/mole*

T Température en Kelvin.

r répartition de la porosité.

Lettres grecques

 γ tension superficielle de l'eau, N/m. ρ Masse volumique de l'eau, kg/m^3 .

Indices / Exposants

sec la masse sèche à $HR=0\%$ sat la masse saturante à $HR=100\%$

i palier de l'humidité relative considéré.

i+1 palier de l'humidité relative suivant.

1. Introduction

Le transfert dans les milieux poreux est un sujet fondamental qui trouve application dans de nombreux domaines tels que la chimie et le génie civil [1]. Le mortier de ciment est un matériau à base de ciment il est l'objet d'une utilisation massive dans le bâtiment, les ouvrages ou les voies publiques. Leur faible coût, leur facilité de mise en œuvre et leurs propriétés de bonne résistance mécanique, justifie cette grande utilisation. La durabilité du matériau est également un des paramètres très important [2, 3]. N'importe quel matériau à base de ciment est un système poreux avec des tailles de pore allant du nanomètre aux micromètres. Le mortier de ciment peut être envahi par des espèces gazeuses ou liquides. Les interactions avec l'environnement sont les sources possibles de troubles susceptibles de menacer la durabilité du matériau cimentaire. La formation de la porosité est contrôlée par le processus d'hydratation. L'hydratation du ciment est reconnue comme un processus physico-chimique des particules de ciment très complexe ainsi de nombreuses tentatives ont été faites pour décrire et quantifier la cinétique d'hydratation. Beaucoup de modèles

développés considèrent explicitement les effets de la taille et de la distribution granulométrique de particules de ciment (PSD) et de la température de cure sur la cinétique de l'hydratation. Cependant, beaucoup moins d'études envisagent l'influence du ratio eau/ciment (E/C) sur le processus d'hydratation [4, 5] et le développement de la microstructure.

Ce travail est une investigation expérimentale qui met l'accent sur l'influence du rapport E/C utilisé initialement pour la préparation des gâchés, sur la microstructure du mortier de ciment.

La présente étude se focalise sur l'étude à travers les courbes de sorption de vapeur d'eau du comportement hydrique du mortier de ciment. Les expériences sont effectuées sur trois types de mortiers (Tableau 1) dont la seule différence est dans le rapport eau/ciment ($E/C = 0,4, 0,5$ et $0,6$) afin d'étudier l'influence de ce rapport sur la microstructure du matériau. La méthode dynamique est utilisée pour l'obtention des isothermes de sorption en utilisant le « DVS (dynamic vapour sorption) intrin 1.6 from SMS England ». Des échantillons en forme de concassât de quelques millimètres de diamètre sont utilisés,

afin de réduire le temps nécessaire pour obtenir l'isotherme complet. Afin d'assurer la représentativité expérimentale, chaque essai est répété trois fois. Les résultats obtenus avec la technique expérimentale actuelle DVS se comparent bien avec des travaux antérieurs avec la méthode classique aux solutions salines saturées sur différentes géométries d'échantillons [6] une analyse approfondie sur la répartition de la phase aqueuse dans les mortiers de ciment a été faite. Un modèle de réseau de pores sur la base de la théorie de capillaire de Kelvin – Laplace est implémenté [7] et complété par la méthode MIP (mercury intrusion porosimetry). Les résultats montrent l'existence de deux modes principaux de désaturation correspondant aux pores capillaires et à la porosité des hydrates C–S–H. L'augmentation du rapport E/C conduit à accroître le pic de la macroporosité, la porosité des hydrates n'est pas affectée par le rapport E/C. Le rapport E/C contrôle la macroporosité, mais d'autres facteurs sont aussi importants tel que l'âge du matériau et la cure d'hydratation.

2. Matériaux et Méthodes

Composants	Références	Portions (g)		
		M04	M05	M06
Ciment	CIMI-52.5R HES	450	450	450
Sable	référéncié CEN	1350	1350	1350
Eau	Eau de robinet	180	225	225
(W/C)	Rapport Eau/Ciment	0,4	0,5	0,6
(S/C)	Rapport Sable/Ciment	3	3	3

Table 1 Composition du mortier de ciment.

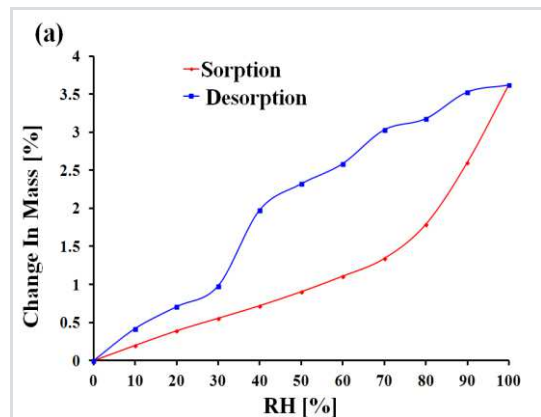
L'étude expérimentale a été réalisée à l'aide de sable normalisé : CEN, en 196-1 ; un sable naturel siliceux, à grains ronds, d'une teneur en silice égal à 98 % et le ciment Portland de type CIM I 52,5 R HES. Les échantillons de mortier ont été préparés avec de l'eau de robinet pour les trois mortiers avec rapports (E/C) 0,40 0 et 0,50 et 0,60 (comme il est indiqué dans le tableau1) les échantillons ont été préparés dans le laboratoire des matériaux de construction de l'Université de Liège (Belgique). L'air de conditionnement du laboratoire est maintenu à une température de $(21 \pm 2)^\circ\text{C}$ et une humidité relative supérieure ou égale à $(60 \pm 10)\%$. La chambre humide conçue pour la conservation des échantillons est maintenue à une température de $(20.0 \pm 1,0)^\circ\text{C}$ et une humidité relative supérieur à 90

%, conformément aux instructions EN 196-1 [8].

2.1 Dynamic Vapor Sorption DVS.

L'échantillon placé dans le DVS sont des agrégats de quelques millimètres de diamètre ($>1\text{mm}$) Une fois dans l'appareil l'échantillon est d'abord séché à une humidité relative de 0 % afin d'obtenir la masse sèche de référence. Puis un débit d'air est soufflé à une température constante sur l'échantillon. Pour avoir la courbe d'adsorption l'humidité relative est augmenté par incréments de 10 % jusqu'à une humidité de 100%, l'échantillon devient humide, à la fin de chaque palier d'humidité relative l'équilibre est obtenue et la masse de l'échantillon est constante alors on passe au palier suivant. Pour obtenir l'isotherme de désorption l'humidité relative est ensuite diminuée par incréments jusqu'à arriver à 0 %. La perte de masse est mesurée pour chaque incrément [9] Un broyage millimétrique n'affecte pas le spectre poreux de la matrice cimentaire car les gammes de tailles de pores sont plutôt inférieures à 10^{-7}m . [Baroghel 1994] a vérifié par porosimétrie au mercure que les distributions poreuses n'étaient pas modifiées après broyage, et a montré à l'issue de différents tests, que la granulométrie qui s'avère optimum est $0.8 < d < 1\text{ mm}$.

3. Résultats et discussions



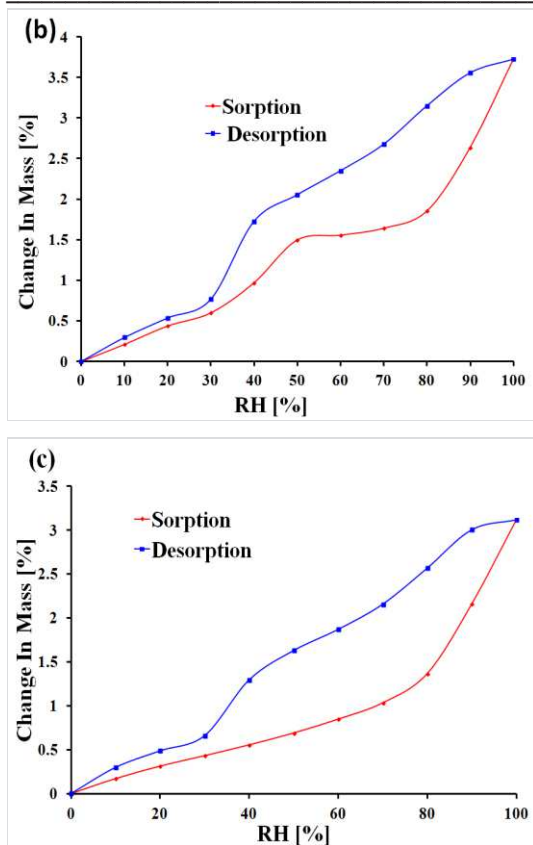


Figure 1 Isotherme de sorption pour les mortiers; (a) M04, (b) M05 et (c) M06 à une température de 40°C.

Sur la figure 1 chaque point représente la moyenne de trois mesures.

L'analyse des cycles adsorption/désorption ainsi que la forme des boucles d'hystérésis observés sur nos matériaux, indique leurs appartenance au types **IV** pour les isothermes de sorption et au type **H₂** pour l'hystérésis, d'après la classification donnée par l'IUPAC donc la présence des mésopores: (2 nm < d pore < 50 nm)

La formation d'un "palier de saturation" dans la zone des très hautes H.R. (quantité adsorbée limitée par la taille des pores). Prouve que nos isothermes expérimentales sont bien de type IV, même si la faible étendue de celui-ci fait que la branche de désorption est, jusqu'à des valeurs élevées de H.R., appartient à une isotherme de type II, caractéristique des adsorbants non poreux ou macroporeux. Cette similitude avec une isotherme de type II peut s'expliquer par le fait que nos matériaux ont une large distribution de tailles de pores. Ils contiennent des mésopores mais aussi des macropores. Or, la condensation capillaire n'a lieu dans les macropores qu'au voisinage de H.R. = 100 %. Donc, jusqu'à cette zone d'H.R., une partie importante du réseau poreux reste non remplie de liquide : l'augmentation d'H.R.

provoque dans ces pores une augmentation de la quantité adsorbée qui équivaut statistiquement à une croissance de l'épaisseur d'un film d'eau adsorbé sur une surface non poreuse. [10] Ensuite, la condensation dans les macropores vient limiter l'adsorption, d'où l'apparition d'un "palier". Ceci démontre qu'il y a effectivement limitation de l'adsorption, lorsque tous les pores sont remplis d'eau condensée, même si sur certain expériences cette "saturation" du matériau n'est visible que sur le dernier point (c'est à dire qu'elle n'a lieu que pour H.R. = 100 %)

La forme similaire des courbes de sorption pour les trois matériaux, montre que le rapport E/C n'a pas une grande influence sur la forme ou le type de l'isotherme de sorption.

Pour mieux comprendre le comportement de la matrice cimentaire et le rôle de la porosité pendant la désorption, Une répartition de porosité en fonction de la saturation du matériau autorise aussi une bonne base de comparaison [11], car elle fournit la proportion de pores d'un certain diamètre par rapport à la porosité totale, basé sur des mesures réelles. La répartition r de la porosité, en fonction de l'humidité relative HR, est calculée par l'équation 2;

$$S_i(H_r) = \frac{m^{H_r} - m^{sec}}{m^{sat} - m^{sec}} \quad (1)$$

$$r(RH^{i+1}) = \frac{S_w(RH^i) - S_w(RH^{i+1})}{RH^i - RH^{i+1}} \quad (2)$$

Étant donné que la loi de Kelvin-Laplace a été supposée applicable à nos matériaux, il est alors possible d'obtenir une répartition de la porosité en fonction du diamètre de pore désaturé d . Par analogie avec la présentation habituelle des résultats de porosimétrie obtenues par intrusion de mercure, l'équation (2) est réécrite sous la forme (4):

$$d = - \frac{4\gamma.M}{R.T.\rho.\ln(RH)} \quad (3)$$

Les diamètres obtenues pour chaque palier d'humidité relative sont donnés par le tableau numéro 2

$$r(d^{i+1}) = \frac{S_w(d^i) - S_w(d^{i+1})}{\log(d^i) - \log(d^{i+1})} \quad (4)$$

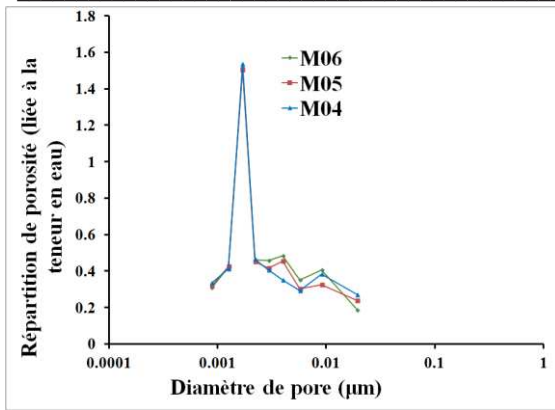


Figure 2 Distribution de la porosité obtenue à partir des isothermes de désorption pour les mortiers M04 M05 et M06

Trois pics de porosité peuvent être relevés figure 2. Un premier pic apparaît aux alentours d'un diamètre de pore d'environ 9 nm (au cours du palier 80% d'HR), pour les trois matériaux.

Le deuxième pic apparaît à une humidité de 60%, donc pour des pores de diamètre de 3.97 nm pour les deux matériaux M05 et M06, et n'apparaît pas pour le matériau à E/C 0,4. Ce pic semble dépendre du rapport E/C du matériau considéré. Une diminution du rapport E/C entraîne une diminution du diamètre moyen des pores de ce type de porosité (la non apparitions du pic démontre qu'il n'y a pas une persistance du mode de porosité lié au palier d'humidité). Cette dernière est liée à la manière dont les hydrates sont arrangés entre eux, un plus grand rapport E/C aboutissant à un arrangement différent des (amas) d'hydrates entre eux (distance moyenne deux à deux plus importante,...)

Enfin un troisième pic est sensiblement discernable pour des diamètres de 2 nm, lors du passage à un palier d'humidité = 30% pour les trois matériaux. La variation du rapport E/C ne semble pas modifier l'allure de ce pic. Il inclut les pores internes aux hydrates. Il est à noter que ce dernier pic peut être surestimé la connectivité du réseau poreux et aboutissant à une prise en compte dans ce pic d'une partie de porosité occluse.

Qualitativement, les proportions des différents types de porosité pour les trois matériaux sont équivalentes, excepté l'absence notable du deuxième pic pour les éprouvettes M04.

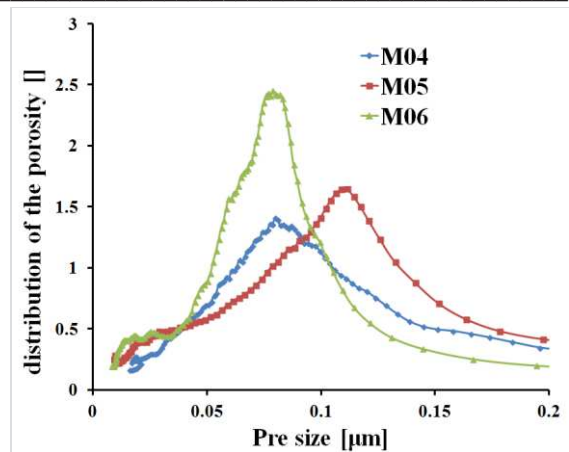


Figure 3 Distribution de la porosité obtenue par intrusion de mercure pour les mortiers M04 M05 et M06

Les échantillons de mortier avaient subi un séchage à l'étuve à 90°C, avant d'être introduits dans la cellule de mesure [12, 13]. Chaque essai est répété trois fois et une moyenne est représentée.

Le quasi totalité du réseau poreux aurait un diamètre compris entre 100 et 10 nm, figure 3, avec un premier mode poreux dominant aux environs de 100 nm pour les trois matériaux, un deuxième mode poreux dominant à environ 10 nm apparaît seulement pour le M05 et le M06 mais pas pour le M04. Ces valeurs semblent cohérentes avec les valeurs rencontrées dans d'autres travaux de recherche où l'intrusion de mercure est utilisée pour quantifier la porosité. On rappellera néanmoins que ces tailles obtenues sont essentiellement indicatives et comparatives entre les différents matériaux, et ne constituent pas une mesure correcte de la porosimétrie car négligeant les effets dus au réseau et la connectivité de ce dernier [14,15] dans le calcul des diamètres.

Le premier pic aux environs de 100 nm correspondrait aux pores entre les hydrates, puis un second pic à environ 10 nm pourrait être la porosité la plus grande interne aux hydrates. L'effet de variation du rapport E/C modifie légèrement les diamètres mesurés et tend plutôt à augmenter le volume des modes poreux.

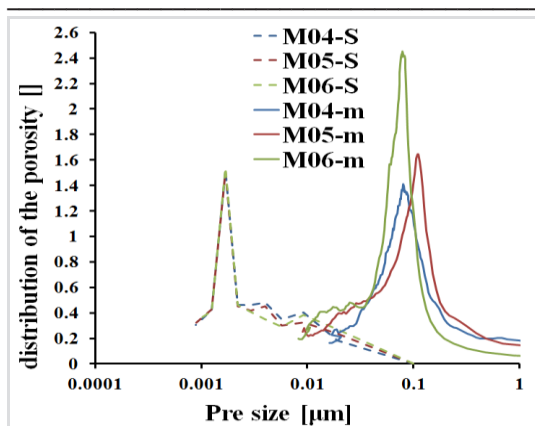


Figure 4 Répartition de la porosité mesurée à partir des courbes de désorption (S) et par intrusion de mercure MIP (m)

La méthode d'intrusion de mercure complète la distribution obtenue par désorption de l'eau, surtout pour les plus gros pores. Les essais de porosimétrie à vapeur d'eau et porosimétrie à mercure mettent en évidence deux grandes familles de pores : porosité des hydrates C-S-H (pores de gel) et de la porosité capillaire (macro-pores). La porosité des hydrates présente le rayon de pore qui varie d'environ 1 nm à 10 nm. La porosité capillaire, initialement remplie d'eau, comprend les pores dont rayons peuvent varier de 10 nm à 500 nm. Tous ces pores peuvent interconnecter les réseaux formés offrant des chemins par lesquels le transport de vapeur d'eau se produit. L'existence de ces chemins détermine la possibilité de transport des matières.

4. Conclusion

La présente étude est focalisée sur l'étude de la microstructure du mortier de ciment à travers les courbes de sorption.

Un modèle de réseau de pore basé sur la théorie capillaire de Kelvin-Laplace's est mis en œuvre, et complété par MIP (l'intrusion de mercure porosimetry).

La mesure montre l'existence de deux modes poreux principaux correspondant aux pores capillaires et la porosité C-S-H.

L'influence de ratio E/C a été observée sur la microstructure, montrant qu'un plus haut rapport E/C a tendance à augmenter les pics de la macro porosité. La répartition des pores les plus étroits ou les pores de gel semble être non affectée par ce rapport.

Le rapport E/C contrôle la porosité, mais d'autre facteur, comme l'âge du matériau et sa durée d'hydratation sont aussi important.

La disponibilité de dynamique vapeur sorption instrumentation (DVS) a réduit la quantité de

travail nécessaire à l'obtention des isothermes de sorption pour les matériaux en comparaison avec la méthode classique à solutions salines saturée. Les hypothèses de base pour les deux méthodes sont cependant identiques puisque l'équilibre est basé sur la valeur dm/dt .

Références

- [1] Bejan, A.- Dincer, I.- Lorente, S.- Miguel, A. F.-Reis, A. H.: Porous and Complex Flow Structures in Modern Technologies, Berlin: Springer, 2004.
- [2] International Energy Agency. Cement roadmap targets, [http://www.iea.org/papers/2009/CementRoadmap targets viewing.pdf](http://www.iea.org/papers/2009/CementRoadmap%20targets%20viewing.pdf), 2009.
- [3] Baroghel, Bouny, V.: Caractérisation des pâtes de ciment et des bétons, Méthodes, analyse, interprétation, laboratoire central des ponts et chaussées : Paris, 1994.
- [4] Bentz, D.P.: Influence of water-to-cement ratio on hydration kinetics: Simple models based on spatial considerations, Cement and Concrete Research Vol.36, 2006, pp. 238–244.
- [5] Yurtdas, I.- Peng, H.- Burlion, N.- Skoczylas, F.: Influences of water by cement ratio on mechanical properties of mortars submitted to drying, Cement and Concrete Research Vol. 36, No 7, July 2006, pp. 1286-1293.
- [6] Wu, Q. - Rougelot, T.- Burlion, N. - Bourbon, X.: Experimental investigation of the first desorption isotherm of a high performance concrete with thin sliced samples, Construction and Building Materials, Elsevier Vol. 72, 2014, pp. 389–397.
- [7] Vu, T. H. - Frizon, F. - Lorente, S.: Architecture for gas transport through cementitious materials, J. Phys. D: Appl. Phys. Vol. 42, 2009, 105501
- [8] Norme Européenne EN 196-1 :2005 F. Méthode d'essais des ciments-partie 1 : détermination des résistances mécaniques. Comité Européen De Normalisation CEN.
- [9] Desmorieux, H.; Decaen, N. Convective drying of spirulina in thin layer. Journal of Food Engineering 2005, 66, 497–503.
- [10] Trabelsi, A.- Belarbi, R.- Turcry, P.- Aït-Mokhtar, A. Water vapour desorption variability of in situ concrete and effects on drying simulations, Magazine of Concrete Research, Vol. 63 No 5, pp.333-342.
- [11] Rougelot, T. - Skoczylas, F. - Burlion, N.: Water desorption and shrinkage in mortars and cement pastes: Experimental study and poromechanical model, Cement and Concrete Research, Elsevier Vol.39 No.1, 2009, pp.36-44.
- [12] Gallé. Effect of drying on cement-based materials pore structure as identified by

mercury intrusion porosimetry a comparative study between oven-, vacuum-, and freeze-drying. Cement and Concrete Research 2001, 31, 1467– 1477.

[13]Jennings, H.M.; Thomas, J.J.; Gerenov, J.S.; Constantinides, G.; Ulm, F.-J. A multi-technique investigation of the nanoporosity of cement paste. Cem. Con. Res. 2006, 37 (3), 329-336.

[14]S. Diamond, Mercury porosimetry, an inappropriate method for the measurement of pore size distributions in cement-based materials, Cem. Concr. Res. 30 (2000) 1517–1525.

[15]R. Vocka, C. Gallé, M. Dubois, P. Lovera, Mercury intrusion porosimetry and hierarchical structure of cement pastes. Theory and experiments, Cem. Concr. Res. 30 (2000) 521–527.

HR [%]	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10	00
S [%]	1,00	0,94	0,84	0,73	0,66	0,59	0,52	0,32	0,27	0,21	0,08
d [nm]	100	19,34	9,13	5,71	3,99	2,94	2,22	1,69	1,27	0,89	-

Tableau 2 diamètres d'accès des pores en dépendant de l'humidité relative à partir des courbes de désorption

Hayet. KHAB 1¹
 Abia. CHAKER 2²

¹ Laboratory of Physics Energy
 Mentouri University -
 Constantine

² Laboratory of Physics Energy
 Mentouri University -
 Constantine

* Auteur correspondant
hayetphysique@gmail.com

EXPERIMENTAL STUDY OF THE BEHAVIOUR HYGTHERMAL A BUILDING MATERIAL

Abstract: The major objective of this study is to determine the thermophysical properties of building materials in the presence of moisture. It is important to note and retain that the presence of water damages the performances thermals considerably and reduces the insulating power of the materials. An experimental work has been put in place in order to understand and evaluate the thermophysical characteristics according to the water content of the concrete material which is massively used in civil engineering for many reasons, the main is the increasing demography, a real crisis of lodging and in particular the technological mastery of this material. The thermal resistance is determined from the results of measuring the thermal conductivity.

Key words: concrete, Thermal conductivity, Thermal resistance, humidity

Nomenclature

T : Temperature, K
 e : Thickness of the sample, m
 S : Surface crossed by the thermal flux, m²
 R : Thermal resistance, k.m²/w

Greek letters

λ : Thermal conductivity, w/m.k
 ϕ : Flux of heat

Indices / Exhibitors

f cold
 c hot

1. Introduction

The thermophysical properties of a material characterize his behaviour and his response to a temperature gradient. The measures of heat flux, of densities of flux and thermophysical properties such as thermal conductivity are essential in the study of thermal processes. They can predict how the material will react to a given environment. It is obvious that in a double context of lasting development and improvement of the insulation in order to save energy, knowledge of these characteristics is important, even indispensable.

2. Principle of measure of Thermophysical properties

In the case of a monodimensional conduction, where the conductivity depends only on the space variables; the transfer of pure heat conduction through a porous media, without internal heat sources and in the absence of natural convection and transfer radiant heat is described by the equation of energy conservation.

$$\nabla(\lambda_{app} \nabla T) = \rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \quad (1)$$

Some simplifying hypotheses are generally so adopted:

- Permanent regime.
- Thermal conductivity not depending on the variables of spaces.
- Flow of heat unidimensional.
- Lateral partitions without thermal losses.

The flux of heat is given by the following relation:

$$\phi = \frac{\lambda_{app}}{e} . S . (T_c - T_f) \quad (2)$$

With:

T_c : Temperature of the isotherm hot face.

T_f : Temperature of the isotherm cold face.

e : Thickness of the sample.

S : Surface crossed by the thermal flux.

λ_{app} : Equivalent thermal conductivity of the material.

2.1. Description of the experimental device

For the measurement of the equivalent thermal conductivity the method of the boxes is used. This method has been developed within the Laboratory of Thermal and Solar studies of

the Claude Bernard University of Lyon; it is fast compared to the conventional method of the hot plate kept. It is carrying out two ambiances one hot, box B and the other cold the volume A. The samples to test shape parallelepiped, of size are (27cm×27cm) of side and a thickness of 2 to 7cm are placed between the two ambiances, of such sort that the lateral flux are negligible. A diagram of the device used for the measure of the thermal conductivity is presented on the figure1. A detailed description of the cell experimentation is given in references [1], [2].

The relative error estimated on the measurement of thermal conductivity by this method is about:

$$\frac{\Delta\lambda}{\lambda} = 5\%$$

The measured thermal conductivity is the equivalent conductivity of the set of the phase's solid, liquid (water) and/or gaseous (air) that constitutes the material to be tested.

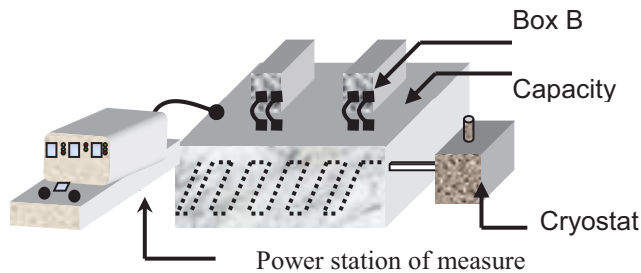


Figure 1: Cell of measure by the boxes method

2.2. Experimental protocol of determination of the thermal conductivity

The measurement of the thermal conductivity is based on the thermal transfer in permanent regime, either:

- Joule effect produced by the heating element:

$$\phi_J = \frac{V^2}{R} \quad (3)$$

- Thermal losses through the box B:

$$\phi_d = C(T_b - T_a) \quad (4)$$

- The flux conductive through the sample:

$$\phi_C = \lambda S(T_c - T_f) / e \quad (5)$$

The flux ϕ_J composing the losses ϕ_d and the conduction ϕ_C , the equations (3), (4) and (5) lead to the expression of the thermal conductivity in the form:

$$\lambda = \frac{e}{S_c(T_c - T_f)} \left[\frac{V^2}{R} - C(T_b - T_a) \right] \quad (6)$$

The conductivity expressed by the equation (6) is then measured the thermal conductivity when the permanent regime is reached.

2.3. Thermal resistance

The thermal resistance is deducted from the measure of the thermal conductivity is given by:

$$R_{th} = \frac{e}{\lambda} \quad (7)$$

3. Characteristics of the used materials

The first phase of this study consisted in elaborating the various samples to test. The materials used to achieve the different types of the concrete are, the cement of hamma coming from East enterprise of cements and derivatives "ERCE", the sand, and granular mixtures of different size of classes granulometric 8/16, 5/15 and 15/25.

4. Results of the measures of the thermal conductivity

4.1. Influence of density

The results presented on the curves of the Figure 2, show without ambiguousness that the thermal conductivity increases with the apparent density. It is obvious that the factor determining in this growth is the porosity of the material that decreases as the material is dense. More the apparent density increases and more the porosity decreases. The density of the material closes up the pores and eliminates the air that finds itself of it.

Besides, the observation of these curves shows that the thermal conductivity of the concrete to the saturated state is higher than that of the concrete to the dry state. This is easily explained by the fact that while adding water to the dry concrete, we replace a constituent of weak thermal conductivity (thermal conductivity of the air of the order of 0.026 W/ms. k) by a constituent of a more bigger conductivity (the water of thermal

conductivity equal to 0.6 W/ms. k), thirty times superior than dry air.

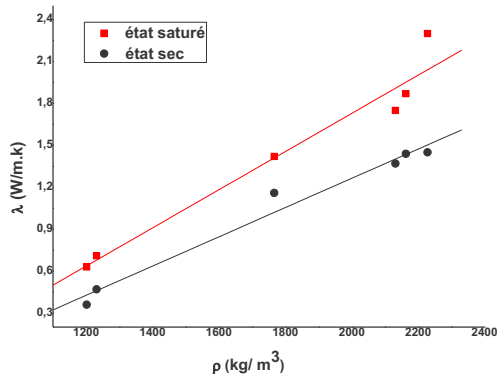


Figure 2: Influence of density in the dry state and the state saturated on the thermal conductivity

4.2. Statistical study

The statistical study shows that the equation $\lambda_a = A + B\rho_a$, give a better approximation of the real evolution of the thermal conductivity apparent according to the density. This equation shows the greatest correlation coefficient: 98.85%. The numerical values of the parameters A and B are respectively: $A = -0.82738$; $B = 0.00105$.

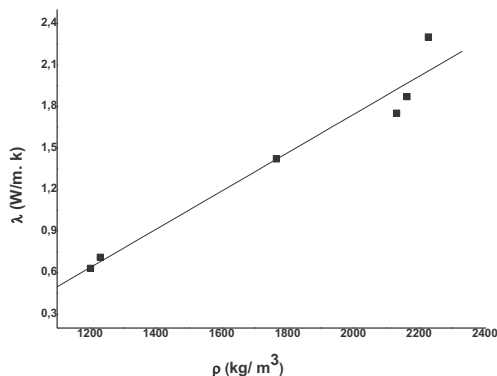


Figure 3: Variation of the density to the state saturated according to the thermal conductivity

4.3. Influence of the humidity

We have undertaken measures of thermal conductivity on samples of concrete to different water content. Figure 4 gives the appearance of the experimental curves expressing the variation of the apparent thermal conductivity λ , according to the water content, neighbouring temperature average of the ambience, of two concrete samples.

The curves gotten of general shape very near of those found in the literature [3], [4], and [5] show an increase of the thermal

conductivity with the growth of the moisture. Besides they permit to observe a very significant increase for weak volumetric content in water (0 - 10%), followed by a slower increase in the medium moistures and again a faster growth for content near of the saturation state.

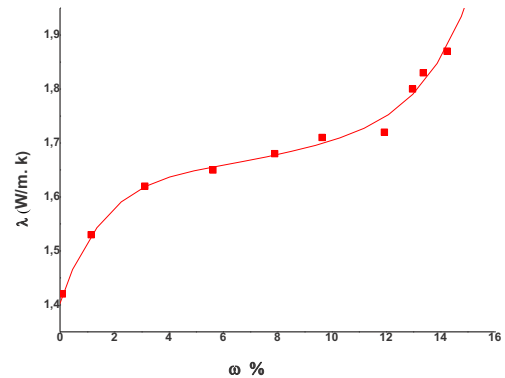


Figure 4: Variation of the thermal conductivity according to the humidity TOI 2.

4.4. Effect of aggregates

The size of aggregates has an influence on the thermal properties of building materials. Figure 5 can be observed that the properties of concrete achieved with aggregates of the mixture class granular 8/16 and 15/25 are better than one with aggregate 5/15 and 15/25.

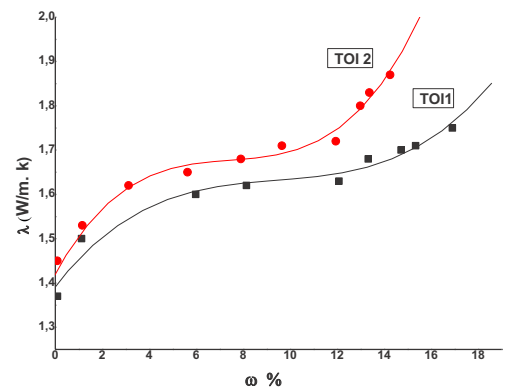


Figure 5: Effect of type of aggregates

4.5. Influence of the thickness

The effect of thickness on the thermal resistance of the concrete material was also studied. For that measures thermal conductivity of concrete samples prepared at different thicknesses were carried out in the dry state for the formulation TOI 1, the thermal resistance is deduced from the relationship 7.

The gotten results allow know that increasing thickness leads to a linear growth of thermal resistance. What justified while referring to the definition of thermal resistance ($R_{th} = e / \lambda$).

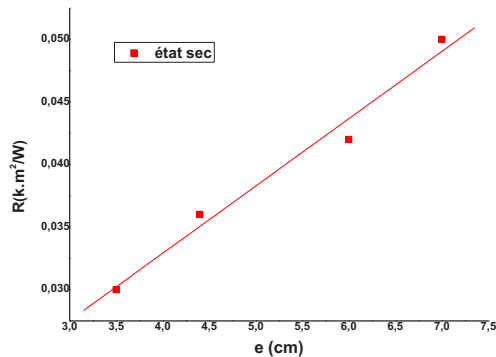


Figure 6: Effect of the thickness on the thermal resistance for the formulation TOI 1

Conclusion

This article presents an experimental study on the characterization of local materials used in the civil engineering. The results of measuring the apparent thermal conductivity obtained using the boxes method lead the following main conclusions:

- An increase of thermal conductivity with the density of the material.
- The humidity at a significant influence on the thermal conductivity of studied materials. More the material is wet and more power to its insulation is low.
- The size of aggregates has an effect on the thermal properties of cementitious materials. The concrete achieved with aggregates of classes granular 8/16 and 15/25 have improved thermal characteristics as those with aggregate 5/15 and 15/25.
- Concerning the study of the thermal resistance the undertaken tests showed that a wall is of as much more resistant thermally that it is thicker.

Références

- [1] A. Chaker, Caractérisation thermique et mécanique de matériaux de construction du sud Algérien, thèse de doctorat d'Etat, Université de Constantine, 1999.
- [2] K. Loukou, Etude expérimentale des caractéristiques acoustiques de bétons de terre stabilisée au ciment, thèse de doctorat, Lyon, 1994.
- [3] C. Boutin, Conductivité thermique du béton cellulaire autoclave : modélisation par

méthode auto cohérente. Matériaux de constructions, Vol.29, pp. 609-615, 1996.

[4] A. Khabazi, N. Lahrahar, et O. Terhmina, Etude expérimentale hygrothermique d'un nouveau matériau isolant à base de granulats de liège. Phys. Chem. News 14, pp. 22- 25, 2003.

[5] A. Bakouri, H. Ezbakhe, T. Ajzoul, et A. Bouardi, Etude thermomécanique du béton allégé avec du liège et du béton allégé avec des grignons d'olive. 12^{ème} JITH, pp. 307-310, 2005.

Mohamed BOURAOUI¹
 Catalin POPA²
 Guillaume POLIDORI*²
 Mohamed Salah
 ROUABAH¹

¹ Laboratoire de génie climatique, Département de génie climatique, Faculté des Sciences de la Technologie. Université Frères Mentouri – Constantine 1. Campus Ahmed Hamani, 25000 Constantine, Algérie

² GRESPI/Thermomécanique, UFR sciences Exactes et Naturelle, Campus du Moulin de la Housse-BP 1039, 51687 Reims, France

* guillaume.polidori@univ-reims.fr

Simulation numérique d'un écoulement double-peau avec ventilation secondaire sur paroi adiabatique

Résumé :

Une étude d'un écoulement double-peau avec ventilation secondaire a été menée numériquement, afin d'appréhender les mécanismes fondamentaux de la convection libre en canal ouvert chauffé asymétriquement à densité de flux imposée. Le canal plan vertical a été immergé dans un réservoir rempli d'eau qui constitue le domaine d'étude afin de s'affranchir du rayonnement thermique et des conditions de pression en entrée et en sortie du canal. Les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et d'énergie sont résolues avec la méthode des volumes finis et les simulations numériques sont réalisées à l'aide du logiciel Ansys Fluent CFD. On s'intéresse, dans ce travail, à l'étude de l'influence de la position et de la taille d'une ouverture dans la paroi adiabatique, qui représente une ventilation secondaire, sur la dynamique de l'écoulement et les échanges de chaleur.

Mots clés : Convection naturelle, canal plan vertical, chauffage asymétrique, CFD.

Nomenclature

A hauteur, m
 b largeur, m
 Cp capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
 g accélération gravitationnelle, $m.s^{-2}$
 k conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
 P pression, Pa
 q" densité de flux, $W.m^{-2}$
 R rayon, m
 T température, K
 t temps, s
 l taille de l'ouverture, m
 u,v composante longitudinale et transversale de la vitesse, $m.s^{-1}$

x,y composante longitudinale et transversale,
 m
 X largeur adimensionnée du canal
 P* pression motrice

Pr nombre de Prandtl
 Ra nombre de Rayleigh
 Ra* nombre de Rayleigh modifié
 R_f Rapport d'aspect

Lettres grecques

ν viscosité cinématique, m^2/s
 ρ masse volumique, m^3/kg
 β Coefficient de la dilatation thermique, $1/K$
 μ viscosité dynamique, $kg/m.s$

1. Introduction

Dans ce travail, on s'intéresse à l'étude de l'écoulement laminaire en convection naturelle dans un canal plan vertical chauffé asymétriquement. L'intérêt de cette étude vient du fait que le canal plan est représentatif de plusieurs problèmes comme la cheminée, le mur trombe, le capteur solaire ou la paroi double-peau. Notons également que l'écoulement dans un canal plan vertical asymétriquement chauffé à flux constant peut être considéré comme un prototype des écoulements semi-confinés en convection naturelle.

Elenbaas [1] a observé expérimentalement deux régimes dynamiques pour l'écoulement dans un canal vertical. L'apparition de ceux-ci dépend du nombre de Rayleigh modifié Ra^* ; en effet, pour un nombre de Rayleigh

relativement bas, nous avons un régime pleinement développé où tout le fluide entre par le bas et sort par le haut du canal avec un profil proche de Poiseuille. En revanche, pour un nombre de Rayleigh élevé, une couche limite est observée près de la paroi chauffée ; le fluide entre alors simultanément par le bas du canal et par le haut via un écoulement retour le long de la paroi non chauffée. Aung [2] a mis en évidence également, dans une étude numérique pour un canal chauffé symétriquement ou asymétriquement et en calculant le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh, deux régimes : le premier développé à bas nombre de Rayleigh et le second de type couche limite à haut nombre de Rayleigh. Azevedo et Sparrow [3] se sont également intéressés à l'intensification des transferts de chaleur pour les écoulements de convection naturelle dans un canal plan vertical en étudiant l'influence de l'ouverture

sur la paroi non chauffée. Dans cette configuration, il a été montré que le nombre de Nusselt moyen sur la paroi chauffée est quasiment indépendant de l'emplacement et de la taille de l'ouverture.

Webb et Hill [4] ont pu observer un écoulement ascendant de type couche limite se trouvant à proximité de la paroi chauffée, provenant du bas du canal. Ce dernier est accompagné d'un écoulement descendant se développant sur le côté opposé non chauffé provenant du haut du canal. La structure dynamique de l'écoulement a été mise en évidence à l'aide d'une technique de visualisation par tomographie laser utilisant des traceurs discrets [5]. Ces auteurs se sont intéressés plus précisément à l'influence du rapport d'aspect (A/b) et du nombre de Rayleigh sur la structure de l'écoulement ; en effet, leurs résultats montrent que l'écoulement retour prend différentes proportions de largeur du canal pour différents nombres de Rayleigh modifiés. Ce constat est vérifié par l'étude comparative entre les simulations et les résultats expérimentaux [6].

Concernant l'étude de la contribution du rayonnement dans un canal vertical, Li et al [7] ont montré que le rayonnement thermique entraîne la disparition de la recirculation dans la partie supérieure du canal. Enfin, une étude récente de Polidori et al [8], dans un canal plan vertical asymétriquement chauffé, réalisée expérimentalement par tomographie laser aux tout premiers instants, a permis d'observer simultanément l'apparition de la couche limite dynamique et un écoulement de retour provenant du haut du canal.

Notre travail se résume dans l'étude de l'influence de la position et de la taille d'une ouverture, qui représente une ventilation secondaire, sur la dynamique de l'écoulement et les transferts de chaleur. Le canal plan vertical a été immergé dans une cuve remplie d'eau qui constitue le domaine d'étude ; afin de s'affranchir du rayonnement thermique et des conditions aux limites de pression en entrée et en sortie du canal. En effet, ces derniers peuvent rendre l'étude compliquée, dans le cas de la convection naturelle, si le canal représente seul le domaine de l'étude.

2. Formulation du problème

2.1 Description du canal

Le canal est constitué de deux murs plans parallèles verticaux espacés d'une distance (b). Le premier mur est composé d'une partie centrale chauffée de hauteur $A=188\text{mm}$ et de deux extensions non chauffées, de hauteur $A/2$ respectivement, situées en sortie et en entrée

du canal. Le deuxième mur est une paroi adiabatique avec une ouverture de dimension égale respectivement à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$ et située en bas, au milieu et en haut du canal.

Pour une meilleure maîtrise des conditions d'écoulement à l'entrée, un quart de cylindre ($R=36\text{mm}$) a été ajouté au bas des deux parois (voir figure 1). Le système de chauffage du canal est constitué d'un tissu chauffant ($20 \times 30\text{cm}^2$) et recouvert par une plaque d'aluminium de 3mm d'épaisseur, ce qui permet d'avoir une densité de flux de chaleur uniforme et réglable. La face arrière de la paroi chauffée est rendue adiabatique en ajoutant une couche de 140mm d'épaisseur en polystyrène, afin de minimiser la perte de chaleur et d'empêcher l'apparition de la convection dans l'environnement extérieur. Pour les simulations numériques, le canal vertical est immergé dans un réservoir rempli d'eau ; ceci permet de s'affranchir du rayonnement thermique et des conditions aux limites de pressions qui rendent l'étude compliquée dans le cas de la convection naturelle si le canal représente seul le domaine d'étude.

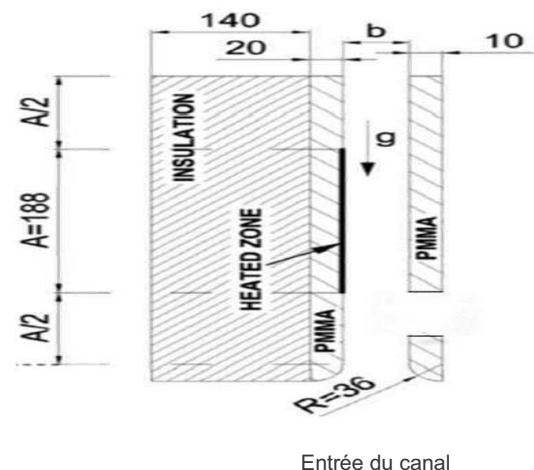


Figure 1 : Géométrie du canal

2.2 Modelé physique

La convection naturelle est régie par l'équation de continuité(1), l'équation de quantité de mouvement(2) et (3) et l'équation de conservation de l'énergie (4).

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p^*}{\partial x} + \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] + \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial \mu}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \frac{\partial \mu}{\partial y} \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p^*}{\partial y} + \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] + \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial \mu}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial y} \frac{\partial \mu}{\partial y} \quad (3)$$

$$\rho c_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (4)$$

Pour simplifier le modèle qui décrit la convection naturelle dans le canal plan vertical, nous avons imposé certaines hypothèses simplificatrices. Dans cette étude, nous avons supposé que l'écoulement est laminaire en régime établi bidimensionnel. Le fluide est supposé newtonien, incompressible et les propriétés physiques du fluide ne dépendent que de la température.

Les simulations ont été menées pour un nombre de Rayleigh modifié (Ra^*) égal à $4,5 \cdot 10^6$. Le nombre de Rayleigh modifié est basé sur la densité de flux et l'épaisseur du canal (b) et tient compte également du rapport d'aspect de la partie chauffée (A/b) à travers l'équation (5)

$$Ra^* = \frac{g \beta q'' b^4}{k \nu^2 A} Pr \quad (5)$$

2.3 Méthode numérique

Les équations de transport de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues numériquement en utilisant la méthode des volumes finis. Cette méthode est basée sur l'intégration spatiale des équations de transport par rapport aux volumes élémentaires de contrôle. Les simulations numériques sont réalisées avec le logiciel commercial ANSYS Fluent CFD. Le maillage représenté sur la figure 2 est structuré et de type couche limite à l'intérieur du canal et non structuré et progressif vers l'extérieur de la cuve.

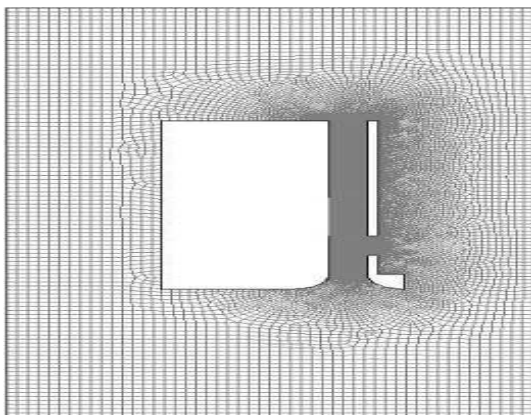


Figure 2 : Maillage du domaine fluide

Dans la configuration de solveur, nous utilisons le solveur "pressure-based" qui résout les équations de transport de manière séquentielle. Toutefois, le couplage entre la vitesse et la pression est réalisé avec l'algorithme "coupled-scheme" qui permet de résoudre simultanément les équations de continuité et de quantité de mouvement donnant un avantage pour le traitement des écoulements avec une forte interdépendance entre champs thermique et dynamique.

3. Résultats et discussions

Dans ce qui suit, nous présentons les résultats obtenus pour un nombre de Rayleigh modifié $Ra^* = 4,5 \cdot 10^6$, un rapport d'aspect $R_f = 5.2$ et un flux surfacique de 510 W.m^{-2} appliqué par le tissu chauffant. Les résultats ont été obtenus après 30 minutes de chauffage.

Nous avons utilisé la configuration de base étudiée par Popa et al. [6] comme configuration du canal sans ouverture du côté de la paroi non chauffée. Et nous avons constaté qu'en régime établi (voir figure 3), un écoulement ascendant de type couche limite se développe le long de la paroi chauffée, alimenté par le fluide provenant de l'entrée en bas du canal avec une zone de recirculation en forme de V du côté de la paroi non chauffée. On peut remarquer entre la simulation et l'étude expérimentale que cette entrée du fluide en haut du canal a la même longueur de recirculation allant jusqu'aux trois-quarts de la hauteur du canal, donc il y a une parfaite concordance entre la simulation numérique et les résultats expérimentaux (voir figure 3).

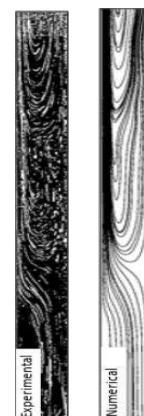


Figure 3 : Comparaison de la structure de l'écoulement entre la simulation et l'étude expérimentale ($Ra^* = 4,5 \cdot 10^6$)

3.1 L'influence de l'ouverture sur la structure de l'écoulement et le champ de température

Les résultats obtenus permettent d'observer l'effet de la position de l'ouverture ayant une taille égale à (b) sur la structure de l'écoulement et le champ de température au sein du canal. En effet, on peut voir sur la figure 4 que la position de l'ouverture joue un rôle important sur la profondeur de la zone de recirculation. Si l'ouverture est située dans la partie basse du canal, alors la zone de recirculation est presque proche de celle observée dans la configuration sans ouverture ; alors que, si l'ouverture est placée au milieu du canal, on alimente la couche limite en fluide froid et donc on diminue la zone de recirculation. Par contre, la présence de l'ouverture en haut du canal entraîne seulement une alimentation de la zone de recirculation en fluide froid et non pas directement la couche limite.

La figure 5 montre le champ de température au sein du canal. Et, on peut constater que la présence et la position d'une ouverture sur la paroi non chauffée, dans un canal plan vertical chauffé asymétriquement, n'a aucun effet sur la couche limite thermique. Et, que la présence de l'ouverture dans la partie basse du canal permet d'augmenter légèrement le transfert de chaleur : la couche limite thermique est le moteur de l'écoulement.

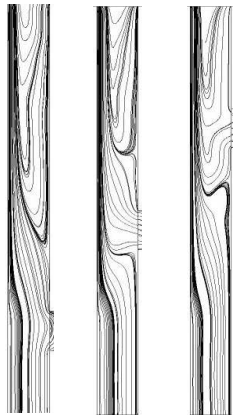


Figure 4 : Les résultats des lignes de courants en présence de l'ouverture pour $Ra = 4,5.10^6$

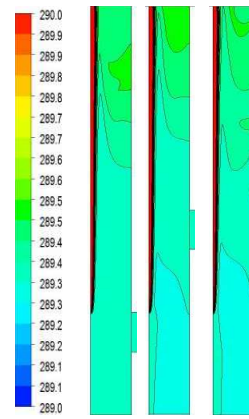


Figure 5 : Les résultats de champs de température en présence de l'ouverture pour $Ra = 4,5.10^6$

3.2 L'influence de l'ouverture sur le nombre de Nusselt de la paroi chauffée

La figure 6 montre la variation du nombre de Nusselt à la paroi chauffée en fonction de la position de l'ouverture. On constate que le Nombre de Nusselt ne varie pas avec la position de l'ouverture.

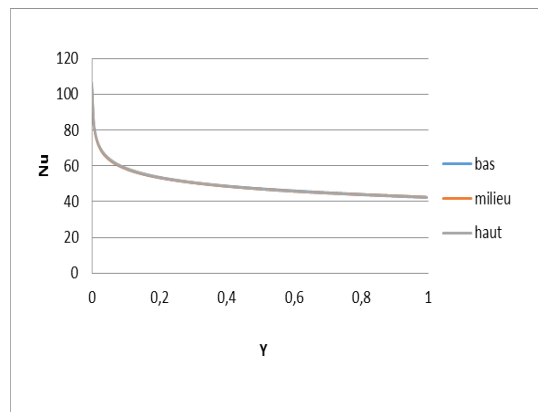


Figure 6 : Profil de la variation du nombre de Nusselt à la paroi chauffée à $l=b$ pour différentes positions de l'ouverture

4. Conclusion

Une étude numérique de convection naturelle dans un canal plan vertical chauffé asymétriquement à flux constant a été effectuée pour déterminer l'influence de la présence d'une ouverture sur la paroi non chauffée sur la thermique et la dynamique de l'écoulement. Nous avons montré que l'influence de l'ouverture sur la structure de l'écoulement, ou plus exactement sur la pénétration de la zone de recirculation, dépend de l'emplacement de cette dernière. Nous avons mis en évidence également que, quel que soit l'emplacement ou la position de l'ouverture, un régime d'écoulement de type couche limite et une zone de recirculation se développent.

Enfin, nous avons pu montrer que l'influence de l'ouverture sur le nombre de Nusselt à la paroi chauffée est, au contraire, négligeable pour le rapport d'aspect du canal étudié.

Références

- [1] Elenbaas W, Heat dissipation of parallel plates by free convection, *Physica* 9 n° 9, pp. 1-23, (1942)
- [2] W. Aung, L.S. Fletcher, et V. Sernas. Developing Laminar Free Convection Between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating. *International Journal Heat Mass Transfer*, 15 :2293–2308, (1972)
- [3] L.F. Azevedo et E.M. Sparrow. Natural Convection in a Vertical Channel Vented to the Ambient Through an Aperture in the Channel Wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29:819–830, (1986).
- [4] B.W Weeb, D.P Hill, High Rayleigh number laminar natural convection in an asymmetrical heated vertical channel, *ASME J. Heat transfer*, vol. 111, pp. 649-656, (1989).
- [5] D. Ospir, C. Popa, C. Chereches, G Polidori, et S. Fohanno. Flow Visualization of Natural Convection in a Vertical Channel With Asymmetric Heating. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, pp, 486–493, (2008).
- [6] C. Popa, D. Ospir, S. Fohanno, et C. Chereches. Numerical Simulation of Dynamics Aspects of Natural Convection Flow in a Double-skin Façade. *Energy and Buildings*, pp, 229–233, (2012).
- [7] R. Li, M.Bousetta, E.Chenier, G.Lauriat, Effect of surface radiation on natural convective flows and onset of flow reversal in asymmetrically heated channels, *International Journal of thermal sciences*, pp. 9-27, (2013).
- [8] G. Polidori, S. Fatnassi, R. Ben Maad, S. Fohanno, F. Beaumont. Early-stage dynamics in the onset of free-convective reversal flow in an open-ended channel asymmetrically heated. *International Journal of thermal sciences*, pp, 40-46, (2014).

Karima HADDOUCHE¹
Nora GUELIANE²
Ammar SEGUENI³

¹ Doctorante à l'université Badji Mokhtar, Annaba, Algérie

² Doctorante au CRH, EHESS de Paris, France.

³ Doctorant à l'université de Souk Ahras, Algérie

*haddouche-
karima@hotmail.fr

MUR RIDEAU OU FAÇADE INTELLIGENTE? QUELLE CONCEPT POUR UN BLOC ADMINISTRATIF A L'UNIVERSITE DE SOUK AHRAS ?

Résumé : le présent travail accentue l'intérêt écologique et énergétique qu'offrent les façades actuelles, une petite analyse s'avère nécessaire pour bien comprendre le rôle que joue les enveloppes ou façades vitrées dans la conservation des énergies et le respect de l'environnement.

Nous allons essayer avec des calculs simples sur le transfert de chaleur sachant que plusieurs facteurs influents les résultats trouvés tel que la forme de la façade étudiée ainsi que la valeur du facteur solaire local en fonction de l'orientation du bâtiment sans oublier l'utilisation de la climatisation et du chauffage centrale par les occupants. L'exemple pris est celui d'une façade du bloc rectorat à l'université de Souk Ahras.

Mots clés : façade active, façade intelligente, efficacités énergétiques

1. Le bâtiment ; un gros consommateur d'énergie

La plus grande part de l'énergie utilisée par un bâtiment sert au chauffage. Le flux de chaleur généré dans le système de chauffage aboutit inévitablement à l'extérieur par différentes voies plus ou moins directes. Dans les climats plus chauds, il peut être nécessaire et en tous cas confortable d'abaisser la température intérieure des bâtiments Ce refroidissement, et l'assèchement de l'air sous les tropiques peut aussi être un grand consommateur d'énergie. [1] (Thierry SALOMON,2000).

Les bâtiments planifiés et exploités en tenant compte de l'efficacité énergétique ne sont plus uniques. La description même de « bâtiment intelligent » commence à perdre son caractère exotique. Ces deux tendances révolutionnent actuellement l'architecture de plus en plus ambitieuse dans la lutte mondiale contre le changement climatique. De ce fait, la conservation énergétique dans le secteur du bâtiment est devenue une tendance majeure et ce concept s'est progressivement intégré dans le quotidien des architectes et des constructeurs de bâtiments.

2. Bâtiment à énergie positive

Un bâtiment à énergie positive est un bâtiment qui produit plus d'énergie qu'il n'en consomme. Concevoir un tel bâtiment se fait en deux temps. Il convient tout d'abord de réduire les besoins de chaleur, de froid et d'électricité. Puis il s'agit de subvenir

aux besoins restants par des énergies renouvelables locales. [2] (C. Inard,2007).

3. Matériaux intelligents

Un matériau intelligent est sensible, adaptatif et évolutif. Il possède des fonctions qui lui permettent de se comporter comme un capteur (détecter des signaux), un actionneur (effectuer une action sur son environnement) ou parfois comme un processeur (traiter, comparer, stocker des informations). Ce matériau est capable de modifier spontanément ses propriétés physiques, par exemple sa forme, sa connectivité, sa couleur, en réponse à des excitations naturelles ou provoquées venant de l'extérieur ou de l'intérieur du matériau. Par exemple des variations de température, des contraintes mécaniques, de champs électriques ou magnétiques. Le matériau va donc adapter sa réponse, signaler une modification apparue dans l'environnement et dans certains cas, provoquer une action de correction.»[3] (Consensus, 2008).

4. Façade intelligente

« Une façade intelligente est un produit complexe qui s'auto-adapte par ses composants (actif ou passif) aux changements produits par son environnement ou à l'intérieur de la construction. » [4] (Lee E et Al,2002).

Nous citerons quelques type de ces façades disponible sur le marché

4.1 La façade double peau (FDP)

Ce que l'on appelle une façade double peau (FDP), est une superposition de deux couches de verre séparées par un espace vide, appelé canal. Dans ce dernier, circule un courant d'air maîtrisé, qui permet d'obtenir des gains énergétiques intéressants. La première couche, souvent appelée peau intérieure, est un verre isolant, souvent un double vitrage. [5] (CROIX et BASSIL, 2008-2009) La seconde couche est juste une paroi de verre simple. Elles sont équipées de clapets ou tout autre système, permettant de faire circuler l'air à travers. En général, les parois ont une entrée en bas, une sortie en haut. [6] (X. Loncour et al, 2009)

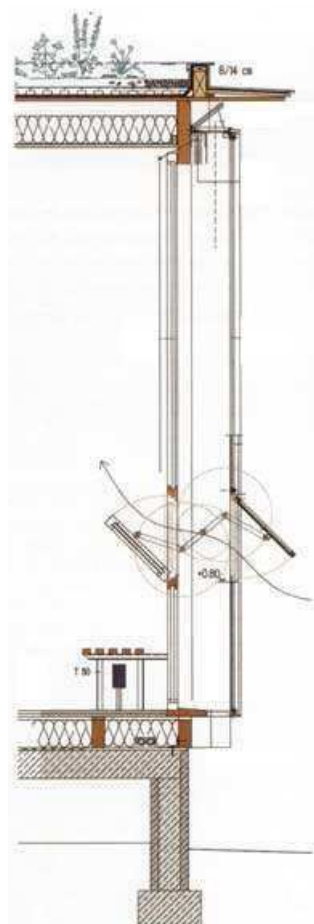


Figure 1 : Schema technique. (www.crit.archi.fr)

4.2 La façade ventilée

Aussi appelées « Double Façade Ventilées », sont composées de deux façades parallèles généralement vitrées et séparées par une cavité de quelques centimètres à plusieurs mètres dans certains cas.

Les principales finalités de ces types de façades autre que l'isolation acoustique ; sont la création d'une ventilation naturelle et jouent le rôle d'une ventilation mécanique en utilisant l'effet du tirage thermique mais aussi le préchauffage de l'air introduit dans le bâtiment diminue les pertes thermiques liées au renouvellement d'air.

4.3 La façade active en lamelle de bois¹

Cette façade est une façade solaire, qui se compose d'un verre solaire, un élément absorbant en bois et un mur isolant. La façade utilise l'énergie solaire, gagnée par le système et stockée dans celle-ci, comme force isolante naturelle. La façade solaire à lamelle en bois est un principe utilisable pour tous types de construction et de rénovation.

Ce type de façade est capable de produire, avec l'énergie solaire, plus d'énergie qu'elle n'en a besoin. De ce fait, le bilan énergétique d'une construction avec une façade en principe solaire est excellent ; celle-ci utilise de 50% à 100% moins d'énergie qu'une façade conventionnelle. [7] (Buchi ; Emery ; Say ; Villar, 2007)

4.4 Une façade intelligente grâce à des brise-soleil automatisés²

Le système est composée d'une double peau ; à l'extérieur une menuiserie vitrée simple vitrage, ou un mur rideau simple vitrage, et à l'intérieur, placé à 42 cm, le composant de façade dynamique solaire, qui se présente sous la forme d'un brise-soleil à lames isolantes thermiques de 9 cm d'épaisseur, équipées d'un traitement particulier et différent sur chacune des faces.

Le système s'oriente automatiquement selon l'angle du soleil. Fermé, il forme une paroi opaque, véritable manteau isolant thermique protecteur, identique à un mur très bien isolé et atteint un coefficient de transmission thermique U de 0,35 W/m².K. Ouvert, le procédé constitue une surface vitrée transparente à la lumière et au rayonnement solaire et affiche suivant certains effets, un facteur solaire de 0,8, traduisant sa capacité à transmettre la chaleur solaire à l'intérieur de l'habitation. [8]

¹ Ce type de façade étudié dans cette partie de recherche est un résumé d'un travail du bureau d'ingénieurs bois et ingénieurs civils associés (Buchi ; Emery ; Say ; Villar, 2007) portant comme thème : Principe de fonctionnement de la façade active Lucido.

² Ce système est élaboré par Frédérique Vergne (2009) par un article paru aux éditions du moniteur.



Figure 2 : Description de la façade intelligente. (Frédérique Vergne, 2009).

5. Cas d'étude³

5.1 Problématique

Malgré les nombreux avantages qu'offre ce mur rideau du point de vue esthétique, ses références techniques jouent un rôle primordial dans la détermination de son aspect écologique. D'où là l'utilité d'étudier ou d'analyser sa performance coté déperditions et gains énergétiques.

Certaines études traitées au pare avant à propos des gains énergétiques de l'enveloppe nous laisse suspicieux compte à ce sujet et nous mènent à des interrogations auxquels nous allons d'y répondre au cours de notre recherche. Parmi ses questions :

Attends besoin d'une façade à caractère énergétique pour résoudre les problèmes écologiques dus aux pertes thermiques dans le bâtiment à fin de le rendre équilibré et qui préserve le confort des occupants ?

5.2 Situation géographique et climat

La wilaya de Souk Ahras se situe à l'extrême est du pays, près de la frontière tunisienne, à 640 kilomètres d'Alger, en vertu du découpage administratif de 1984. Elle est limitée au nord-est par la wilaya de Tarf, au nord-ouest par la wilaya de Guelma, au sud Tébessa, au sud-ouest par la république tunisienne. Elle s'étale sur 4360 km². Se subdivise en 10 daïras et 26 communes qui regroupent près de 454000 habitants.

Distante de 80 km de la mer Méditerranée, la ville est caractérisée par un climat semi-humide. Et se distingue par un été chaud et un hiver froid et humide et la pluviométrie atteint

une moyenne de 650 mm par an ; Les hauteurs enregistrent une chute de neige importante durant l'hiver, la température oscillant entre 1 et 15 degrés en hiver et entre 25 et 32 degrés en été.

5.3 Descriptif du cas d'étude

Le bloc étudié est un bloc administratif (rectorat) de l'université Souk Ahras. Une façade principale qui fascine par sa transparence et apporte la lumière et permet aussi la vue sur l'extérieur, est orientée en plein sud-est, se compose d'un mur rideau de 08m90 et d'une largeur de 26m30 s'étalant sur 03 étages.

Le mur rideau étudié ici se compose d'un double vitrage 6.12.6 (6mm de verre teinté de l'extérieur, 12 mm de lame d'air et 6mm de verre clair à l'intérieur).



Figure 3 : Photo de la façade étudiée prise par l'auteur

5.4 Principe de calcul

Lorsqu'on parle de « transferts thermiques » on cherche à expliquer la façon dont les transferts de chaleur se font ainsi que leur vitesse. Le principe de la thermodynamique spécifie que le transfert de chaleur se fait du corps chaud vers le corps froid, ou de façon équivalente d'une température élevée vers une température plus basse. Le système ne sera donc pas en équilibre thermique durant le transfert. Ainsi on parle de transfert thermique pour décrire un échange de chaleur lié à une différence de température. Les transferts de chaleur au niveau de l'enveloppe des bâtiments se font essentiellement par conduction dans la matière immobile, par convection dans les fluides, par rayonnement dans les milieux transparents et par évaporation – condensation de vapeur d'eau. [9] (Michel Macary, 2007).

5.5 Résultats obtenus

Après avoir fait un petit calcul sur un mur rideau en vitrage simple et un autre avec double vitrage, nous avons constaté que le

³ Ce travail est un résumé d'un mémoire de magistère en génie civil soutenu par Melle Haddouche Karima en 2012 à l'université Mohamed cherif Messaidia Souk Ahras.

double vitrage utilisé améliore considérablement l'isolation thermique des parties vitrées de l'enveloppe ainsi qu'une nette réduction de 60% du taux de chaleur et d'énergie perdu en saison estivale et même en hiver, ce résultat reflète l'estimation du gain d'énergie produit par le double vitrage. Ce qui explique aussi l'intérêt d'utiliser une enveloppe avec des caractéristiques techniques élevées. Sa implique aussi la réduction de l'utilisation des équipements de chauffage et de climatisations. Vu que le mur rideau utilisé conserve bien la chaleur.

6. Conclusion et solutions proposées

L'utilisation de ce type d'enveloppe et malgré les nombreux avantages qu'elle offre tel que l'esthétique et une belle vue d'extérieur, implique des conditions de réalisation très techniques et adapté au climat comme le respect des prescriptions de mise en place, la maintenance des vitrage....Et afin de rendre ce mur rideau plus performant et penchant plus vers l'intelligence, de nombreuses solutions sont possibles, comme par exemple, la mise en place de store comme protection mobile de ses parois vitrées.

Plusieurs types de stores sont disponibles sur la marché, nous citons comme exemple :

-Les stores en toile : ces stores sont utilisés en intérieur ou en extérieur. Les matériaux employés varient selon l'imperméabilité, la durabilité et les qualités optiques souhaitées. les toiles de protection solaire et lumineuse sont généralement fabriqués à base de fibre de verre ou de polyester et enduits de PVC. les colories des deux faces, une enduction aluminium permettent d'obtenir les qualités visuelles et énergétiques requises

-Les stores à lames horizontales : à l'extérieur et à l'intérieur, ces stores sont relevables orientables. A l'extérieur, les matières utilisées sont l'aluminium et le bois. A l'intérieur, les lames sont en aluminium, en bois ou en PVC.

Les guidages sont en câbles acier. L'intérêt de ces stores réside dans la possibilité de moduler leurs qualités optiques en baissée mais la manœuvre des lames les rend plus

fragiles que les stores en toile. Entre les deux vitres : un positionnement entre deux vitres protège le store des éléments, mais son efficacité est moindre qu'à l'extérieur.

L'efficacité de la protection peut être cependant améliorée en ventilant l'espace entre les deux vitres.

-Les stores à lames verticales : Ces stores sont coulissants, utilisés à l'extérieur, ont des lames orientables en tissu de fibre de verre ou de polyester, parfois en bois et tissu.

Références

- [1] THIERRY Salomon. Architecture solaire et conception climatique des bâtiments. 25.05.2000.
- [2] C. INARD. Maîtrise de la Qualité des Ambiances Habitables. www.univ-larochelle.fr.2007
- [3] Conseil canadien des normes. Place aux bâtiments verts et intelligents. volume 35 de la revue CONSENSUS. 14 Octobre 2008.
- [4] LEE E, et al, High-performance commercial building facades. 2002 .
- [5] CROIX Jean-Charles, Bassil Charles. (2008). Gestion et performances des façades active de type double peau. Ecole des mines douai. 2008-2009.
- [6] X. Loncour., A. Deneyer., M. Blasco., G. Flamant., P. Wouters. 2009.
- [7] BUCHI, EMERY , SAY ,VILLAR, bureau d'ingénieurs bois et ingénieurs civils associés, Principe de fonctionnement de la façade active Lucido.2007
- [8] Frédérique VERGNE.(2009). Une façade intelligente grâce à des brise-soleil automatisés. Solution technique. Article moniteur.22/12/2009.www.lemoniteur.fr.

Prospective sur les défis de développement des filières photovoltaïques à l'horizon 2025

M. BOUMAOUR

Centre de Recherche en Technologie des Semiconducteurs pour l'Energétique
CRTSE/DDCS - 2, Bd F. Fanon Alger

Résumé :

Avec une puissance cumulée de 235 GW installés en 2015 et progressant vers le TW à l'horizon 2025, l'énergie solaire photovoltaïque (PV) commence à acquérir une plus grande reconnaissance pour le rôle qu'elle peut jouer dans le bouquet énergétique global. Le silicium demeure le matériau le plus largement dominant (~ 93% du marché mondial du PV) et cette position est susceptible de se perpétuer durant la prochaine décennie. L'évolution des technologies photovoltaïques montre de nouveaux records pour le rendement de conversion de la filière en couches minces (CIGS et CdTe). Mais la part de marché de ces technologies est en déclin et devrait se stabiliser à seulement 7% à partir de 2016. Accroître les rendements tout en réduisant les coûts et améliorer la fiabilité sont le triptyque d'un nouveau paradigme énergétique dans laquelle les technologies du futur devront s'inscrire, à l'exemple de l'hétérostructure HIT basée sur une alliance silicium/films minces atteignant un rendement record de 25,6%. Dans le cadre des 40% d'énergie renouvelable dans la production nationale d'électricité en 2030, l'Algérie se doit d'adapter dans sa vision le choix stratégique des technologies à développer pour éviter l'obsolescence. Cette communication aborde dans un contexte international fluctuant mais aussi environnement national difficile la tentative infructueuse de construire une première usine PV en Algérie, l'absence d'un tableau de bord coordonné intégrant les ressources universitaires et capacités industrielles nationales qui sont autant d'indicateurs cruciaux interpellant sur les retombées à terme de ce programme et dictent l'absolue nécessité d'associer la R&D pour le renforcement à terme des capacités nationales dans l'objectif de l'intégration technologique.

Mots clés : Energie photovoltaïque, Silicium, Couches minces, prospective technologique

1. Introduction :

La croissance des investissements mondiaux dans les entreprises d'énergies renouvelables (solaire, éolien ou biomasse), en progrès de 17% en 2014, s'explique par la baisse inexorable des coûts de ces dernières en s'approchant de la parité mais également appuyée par une prise de conscience des enjeux environnementaux incitant par cela un bon nombre des grands groupes énergétiques ou pétroliers à afficher leur volonté de se diversifier vers des énergies moins carbonées et s'acheminer vers le mix énergétique.

Parmi l'ensemble des filières technologiques en énergies renouvelables, l'énergie solaire PV connaît le taux de croissance le plus stable et le plus important (doublement tous les 2 ans de la production mondiale). Par ailleurs, l'impact innovation technologique est considérable puisqu'un effort mondial est concentré aussi bien sur le perfectionnement du savoir-faire expérimental que sur la mise au point de nouveaux matériaux massifs ou en alliage, aidé pour cela par les développements parallèles d'outils TCAD de modélisation et de simulation en physique fondamentale, en conception de dispositifs et en procédés technologiques.

Le matériau historique pour le photovoltaïque reste le silicium qui domine de manière écrasante la filière avec plus de 93% du marché mondial. Cependant depuis les cinq dernières années, certaines cellules solaires en couches minces (dites de 2^o génération) sont arrivées au même niveau et ont même pu dépasser à l'échelle du laboratoire le rendement de conversion réalisé par les cellules à base de silicium massif. La figure 1 illustre l'évolution de ces technologies durant les dix dernières années et

montre que les cellules à base de CIGS et CdTe prédominent les technologies en termes de performance avec 21.7 et 21.5% respectivement (20.4% pour le matériau de référence au Si multicristallin). On constate également parmi les filières émergentes, la croissance fulgurante des cellules à base de Perovskite (rendement de 20.1% en 2015) et dont l'effort de développement mobilise de nombreux programmes de recherche et développement technologiques (RD&T).

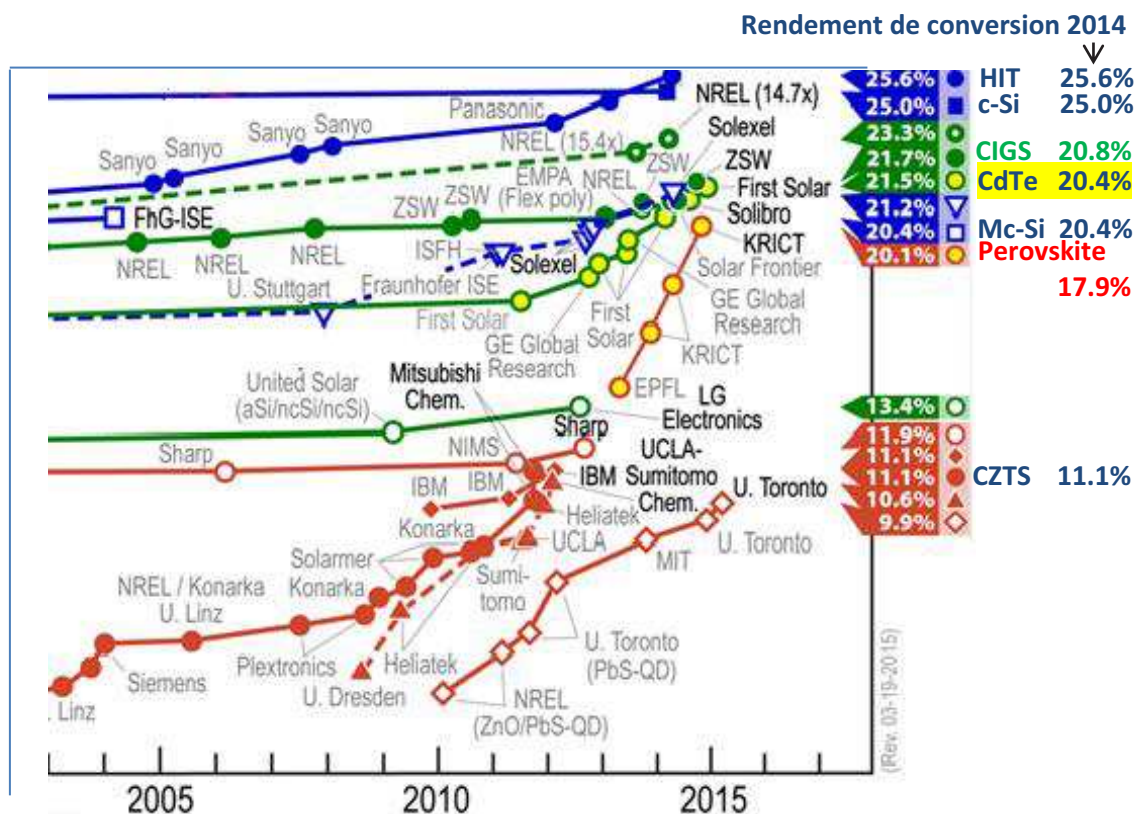


Figure 1 : Evolution entre 2004 et 2015 des filières PV à base Silicium et en couches minces [1]

Si au niveau des performances industrielles, les cellules au silicium présentent un rendement de conversion proche de 19%, supérieur à celui des cellules à base de CIGS et CdTe (~15%), la transposition de l'effort soutenu de R&D devrait à terme réduire l'écart entre les deux filières et ce, au vu de la stagnation d'évolution des performances des cellules à base de silicium depuis plus d'une décennie (Fig. 1). L'enjeu face au marché sera alors déterminé par les paramètres suivants qui caractérisent une technologie ; à savoir : le coût, la disponibilité pérenne des matériaux, la toxicité des éléments intrants, la complexité des procédés, la fiabilité des dispositifs et l'empreinte carbone.

2. Analyse des filières technologique Si et en Couches minces

L'essor des capacités PV globales cumulées sur la dernière période décennale est montré à la figure 2. De 5GW en 2005, les ventes ont atteint 177.4GW en 2014 avec un accroissement estimé à 57.3 GW pour 2015. A ce rythme basé sur un quasi doublement des capacités toutes les 2 années, la barre du TW (1000 GW) devrait être franchie bien avant l'échéance de 2025. Le tableau inséré dans la figure 2 affiche la répartition par filières technologiques en 2014 et illustre la suprématie de celle du silicium (~ 93%).

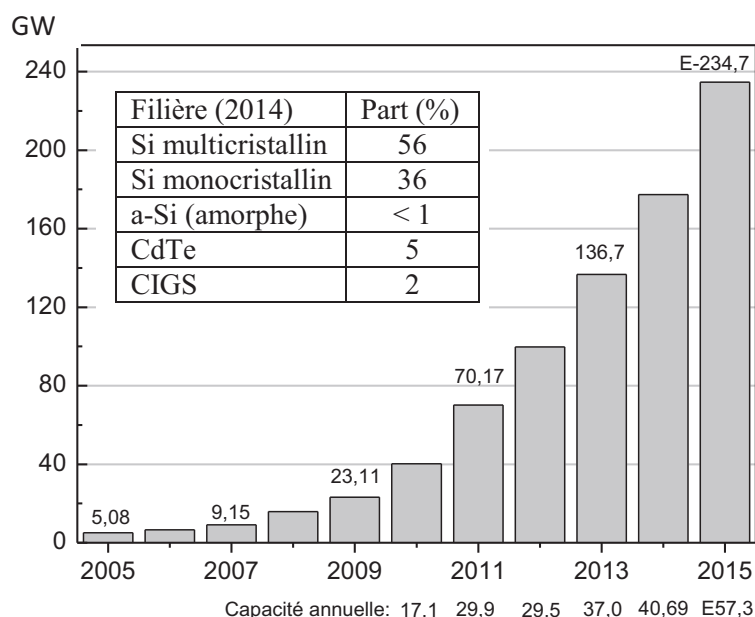


Figure 2 : Croissance globale des ventes de modules PV en GW (2005-2015) [2].

Points forts.

La technologie du silicium possède de nombreux atouts. On citera succinctement l'abondance de la silice, sa non-toxicité et sa stabilité multi-décennale ; le bénéficie de l'acquisition cumulée du savoir-faire historique de la microélectronique et enfin l'avantage de manufactures à l'échelle multi-mégawatts qui permettent de réduire sensiblement le coût du watt-crête produit.

Côté couches minces, les matériaux considérés (CIGS, CdTe, ZnO, CdS, ...) sont très absorbants et les épaisseurs requises vont de la centaine de nanomètres à environ 2 μm , soit 100 fois moins que celles du silicium. Moins de matériaux signifie dispositifs plus légers et déposées sur un large choix de substrats (verre, plastiques, métal, ...), elles peuvent être privilégiées pour de nouvelles applications potentielles comme par exemple le verre solaire intégré au bâtiment (BIPV). Facteur fiabilité, les cellules en couches minces présentent une meilleure tenue à température élevée et sous l'effet d'ombrage (hot-spot).

Points faibles.

Pour le silicium, ils concernent essentiellement 3 points. D'abord la nature physique de ce semiconducteur qui présente une médiocre absorption de lumière (à cause du bandgap indirect) et qui nécessite des épaisseurs de substrat d'au moins 180 à 200 μm ; ensuite, c'est une technologie énergivore sur un nombre important d'étapes thermiques (entre 750 et 2000°C) pour des procédés avec une relative complexité et qui se déclinent en pas moins de 18 étapes sur tout le cycle; enfin, une empreinte carbone relativement importante (notamment pour les étapes de raffinage métallurgique de la silice et la cristallisation).

Les hautes performances des cellules en couches minces sont favorisées par la présence soit d'éléments rares (et donc coûteux) comme l'Indium et le Gallium pour le CIGS, ou toxiques comme le Cadmium et le Tellure pour le CdTe ou le CdS. La problématique d'approvisionnement pérenne en matières premières deviendra aigue lors de productions à l'échelle du GW ; problème également de la manipulation de produits toxiques et la gestion des modules solaires en fin de cycle, par rapport aux préoccupations écologiques. Par ailleurs la stabilité à terme des couches minces constituées d'alliages binaires ou quaternaires reste à être bien affirmée par des retours d'expériences et des études de vieillissement accéléré.

3. Percées technologiques

L'intense effort de recherche et développement en sciences des matériaux a permis durant les 3 dernières années aux cellules solaires à base de CIGS et CdTe de rejoindre le niveau référence de rendement de conversion du silicium multicristallin (20.4%) ; et comme pour ce dernier, toute amélioration ultérieure des performances tendra vers une saturation, l'approche consistera plus à perfectionner les procédés, recourir à de nouveaux designs et rechercher de nouveaux matériaux partenaires en alliage à faible coûts pour cibler des réductions conséquentes du prix de revient.

Ainsi vers 2019, la filière silicium standard actuelle (avec plaquettes mono et multi) tendra vers la disparition complète pour laisser la place (part de 70%) à des cellules de grade Prime avec du silicium de haute pureté type p et type n. L'introduction de plaquettes type 'quasi-mono' ainsi que du matériau '1366-Tech' [3] traduit déjà l'effort de se rapprocher de la qualité 'grade électronique' et en supprimant l'étape de découpe des lingots en plaquettes qui induit près de 40% de perte de silicium en sciure (Kerf-loss).

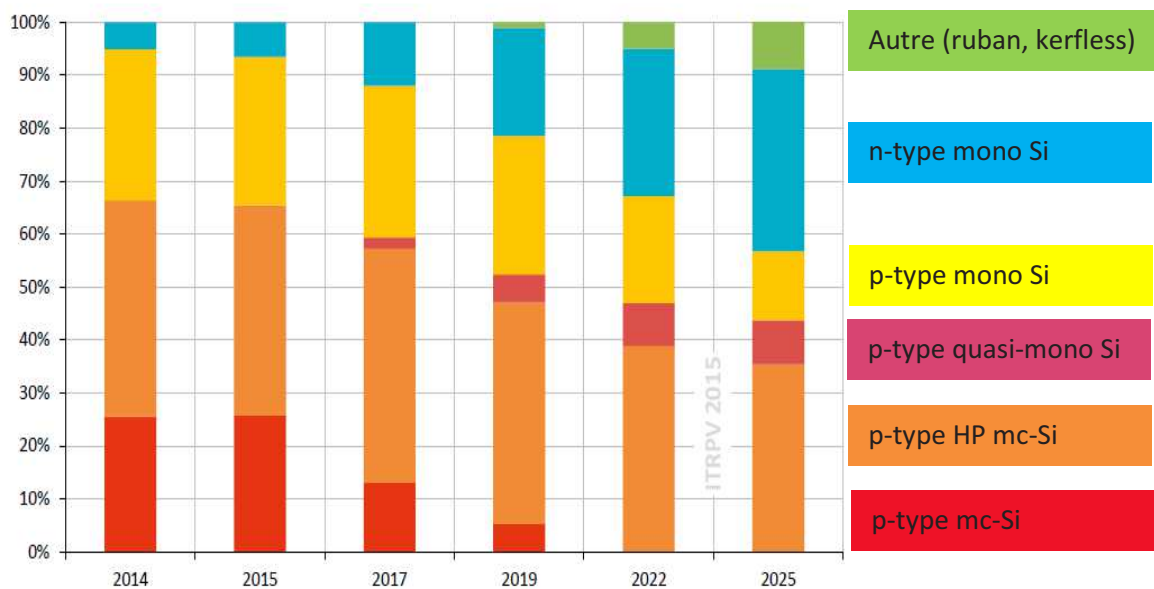


Figure 3. Evolution des parts des diverses technologies des plaquettes de Silicium (2014-2025) [4]

Par ailleurs, l'alternative de grilles métalliques (actuellement à base d'Argent) par du Cuivre pour la collecte du courant, d'une part et le développement de techniques de métallisation par impression sans contact (LIP/LTP) pour obtenir des fines lignes de contact d'une trentaine de microns (au lieu de 120 microns actuellement) permettront de réaliser des gains substantiels en coûts et en matières.

Trois concepts avancés de cellules à base de silicium atteignent en 2015 des rendements record. Ce sont la cellule HIT ($\eta = 25.6\%$) en hétérostructure Si cristallin/Si amorphe, la cellule IBC ($\eta = 25.5\%$) à contacts interdigités regroupés à l'arrière et la cellule BiSon ($\eta = 23.4\%$) à structure bifaciale.

Pour la filière en couches minces, il s'agira de l'alternative CZTS pour le CIGS où l'indium et le gallium sont remplacés par des éléments plus abondants tels que le zinc et l'étain et atteignant déjà des rendements de conversion supérieurs 11%, mais les innombrables travaux qui y sont consacrés révèlent une complexité accrue de la technologie CZTS en raison de la présence de phases binaires ZnS et SnS dans le réseau cristallin et assimilés à des défauts structuraux [5]

4. Quid d'une industrie PV en Algérie ?

Face à cette puissante dynamique de placer les technologies d'énergies renouvelables (en particulier l'énergie photovoltaïque) au cœur des mutations en cours visant ouvertement la concurrence directe du nucléaire, voire du charbon pour mitiger les impacts désastreux sur l'environnement, l'Algérie avec un gisement solaire très envié (plus de 3000 heures d'ensoleillement par an) et une volonté politique de réaliser 40% de renouvelables dans le bilan national de production d'électricité en 2030 [6] ne montre encore sur le terrain aucun programme d'envergure à la hauteur de ces atouts. En aval de la technologie, des secteurs stratégiques comme l'agriculture, les télécommunications ou la sécurité nationale sont au premier plan du développement national pour bénéficier durablement d'un approvisionnement décentralisé en électricité propre. La figure 4 est illustrative du taux de pénétration de l'énergie solaire PV par pays en 2014.

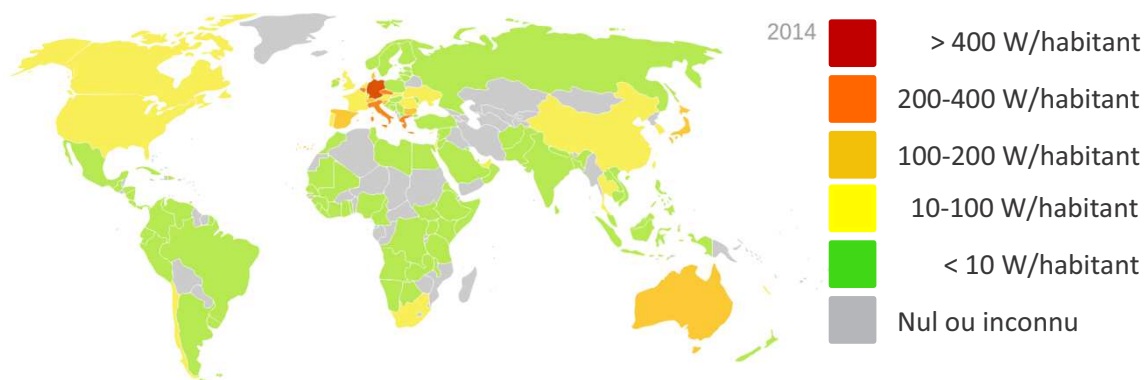


Figure 4. Capacité photovoltaïque installée en 'watt per capita' et par pays en 2014 [7]

L'analyse des marchés rudement tiraillés entre 4 zones d'influence (Asie, Europe, USA et Japon) fait ressortir le très fort taux de croissance de la Chine parallèlement à une hécatombe de firmes poussées à la faillite ou contrainte de se délocaliser [8].

En Algérie, l'initiative en 2010 de lancement d'un projet d'usine photovoltaïque de plus de 100 MW/an avec une approche verticale sur les 3 segments technologiques fut vite avortée en 2012, conséquemment à la conjoncture de bouleversement mondial des marchés. Elle avait pourtant suscité un réel espoir de pouvoir disposer enfin d'un complexe industriel mobilisateur aussi bien pour les PME (sous-traitance) que pour la recherche et développement technologique (RD&T). Bien que trivial et quand bien même le programme national des ENR à l'horizon 2030 soit partiellement concrétisé par l'importation isolée de biens ou par la mise sur pied de quelques firmes privées (prenant généralement en charge le segment final d'encapsulation de modules), il est indéniable que ce programme ne saurait prendre sa vraie dimension et durablement que par la jonction multisectorielle des efforts (notamment la RD&T), coordonnés par une feuille de route échancée.

5. Place et rôle de la RD&T

Un formidable vivier de compétences existe au niveau des établissements de formation académique et de recherche scientifique et technologique. A titre d'exemple, au CRTSE qui accueille une quarantaine de doctorants, pas moins d'une dizaine de projets de R&D étudient les procédés conventionnels au silicium, de l'élaboration du lingot jusqu'au module photovoltaïque, les hétérostructures TCO/Si, les techniques de gettering, les émetteurs sélectifs, les techniques de passivation, etc...

Mais en l'absence en face d'une industrie exprimant ses besoins et suscitant des programmes ciblés de recherche pour émuler l'innovation, les projets de recherche restent (et resteront) cependant cloisonnés sur la formation (post-graduée) et la valorisation traduite parfois par des brevets et à l'international par d'excellents articles scientifiques mais pratiquement sans retombées économiques. Le transfert de technologie restant un leurre, le compter sur ses propres forces est incontournable pour bâtir durablement et se hisser à hauteur du savoir-faire international. A ce niveau, la complexité des procédés, la pluridisciplinarité et la mobilité des compétences exigent l'excellence, la simplification tout azimut des procédures et le soutien attentif des pouvoirs publics. Des mécanismes d'aide à la création de start-ups dans un processus d'incubation pourraient pallier l'absence d'industrie dans un premier temps. L'apport de la communauté scientifique nationale à l'étranger, la coopération internationale (notamment sud-sud) ainsi que l'organisation régulière d'ateliers technologiques seraient autant de passerelles supplémentaires venant consolider utilement l'existant au niveau national.

6. Conclusion

Le développement de la technologie photovoltaïque qui connaît un essor remarquable (doublement de la production mondiale tous les 2 ans) est un processus complexe comprenant plusieurs segments déployés dans un environnement hautement exigeant tant sur le plan savoir-faire qu'en management. Le choix de la filière étant pour le moment (et jusqu'à l'horizon 2025) fixée par le silicium, la déclinaison d'évolution des divers procédés pour ce matériau met en avant l'exigence de sa haute qualité et à un meilleur coût pour assurer aux nouveaux dispositifs des rendements de conversion compétitifs dans un contexte international de marchés très rude.

Avec son ambition vers 2030 de réaliser 40% de sa production nationale d'électricité par des énergies renouvelables, l'Algérie devra en marge de son programme d'importation, savoir profiter de cet objectif pour asseoir et assurer les bases d'une industrie pérenne, en décloisonnant les efforts par l'implication coordonnée de nombreux acteurs socio-économiques, qu'ils soient publics ou privés. A la base, la contribution d'une RD&T forte et soutenue focalisée vers un projet national est un prérequis incontournable devant conduire non seulement à assurer, à terme, la compétitivité des entreprises par l'innovation mais aussi à faire face à la menace pesante sur la production nationale de l'ouverture du marché à l'importation massive de panneaux et systèmes photovoltaïques.

Remerciements

Cette étude prospective a été effectuée au CRTSE en marge des travaux de l'équipe HET/DDCS4 financés dans le cadre du Fond National de la recherche (FNR) par la Direction Générale de la Recherche Scientifique et du Développement Technologique.

Références

- [1] National Center for Photovoltaics - Rev. 03-19-2015. <http://www.nrel.gov>
- [2] International Energy Agency, 2014 Snapshot Report of Global PV Markets.
- [3] A. Lorenz, 'Kerfless Silicon Precursor Wafer Formed by Rapid Solidification', NREL Report 2011
- [4] Echo du solaire, 4 Novembre 2014.
- [5] S. Chen et al., 'Defect Physics of the Kesterite Thin-Film Solar Cell Absorber $\text{Cu}_2\text{ZnSnS}_4$ ', Applied Physics Letters 96, 021902 – 2010.
- [6] Programme des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique, MEM – Mars 2011.
- [7] Worldwide installed PV capacity by country, commons.wikimedia.org – April 2015.
- [8] E. Wesoff, 'Rest in Peace: The List of Deceased Solar Companies' Greentechmedia, April 6, 2013.