

(1) Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1  
FACULTE DE TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT DE MECANIQUE



Projet de Fin d'Etudes pour l'obtention du Diplôme de Master en  
Génie Mécanique spécialité Energétiques

## Titre

---

*Analyse énergétique et étude théorique d'un  
échangeur de chaleur géothermique destinée  
au rafraichissement, chauffage d'un  
poulailler*

---

Réalisé par :

**HERIZI Amira**

**AYOUNI Maghnia**

Proposé et encadré par :

**Promoteur : Dr. HATRAF Nesrine**

**Co-promoteur : Dr. BERDJA Mouhand**

**Année universitaire : 2021/2022**

## Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce travail dans les meilleures conditions.

Il nous est très agréable d'exprimer notre profonde gratitude et nos plus vifs remerciements respectueux à notre promotrice **Dr Hatraf Nesrine** et à notre Co-promoteur **Dr Berdja Mohand**. Nous les remercions de nous avoir encadrés et conseillés pendant la réalisation de ce travail. Leur soutien a été indispensable dans la réalisation de ce travail, dans l'acquisition de certaines des sources utilisées dans cette recherche et des logiciels nécessaires aux simulations.

Nous remercions surtout toute la famille de l'UDES Tipaza sur tout Mr Taane Walid et Mr Bouzafour Fateh. Pour nous avoir dirigée et conseillés.

Nous adressons nos remerciements à tous les enseignants qui ont donnés les bases de la science tout au long de notre cursus. De plus, nous tenons à remercier les autres étudiants, en particulier nos collègues de la spécialité Energétique pour leur soutien moral et intellectuel pendant notre temps ensemble.

Nous remercions également Monsieur Abd Elaziz Khemissi de nous aider à visiter le poulailler et collecter les données nécessaires pour notre étude.

Pour finir, nous remercions nos parents, et nos proches pour leur soutien moral.

## Dédicace

Je dédie ce modeste travail en signe de reconnaissance et de respect

A mes chères parents El Bachir et Noura qui ne cessent de donner avec amour et fournir le nécessaire pour que je puisse arriver à ce que je suis aujourd'hui, que dieu vous protège et que la réussite soit toujours à ma porte pour que je puisse vous combler de bonheur.

À mes chers frères Abd Elmounim, Oussama, Bilel, Madani et Allaa Eddine pour leur appui, encouragements et soutien moral.

A ma princesse Alaa Rahmane et mes anges Mohammed, Dhiaa et Bahaa.

A toute ma famille spécialement mon grand-père Lakhder et ma grande mère Oum Saad, mes cousine Aicha et Asmaa.

A mes très chères copines Maria, Lila, Hiba, Asmaa, Sara et Mounira.

A ma copine Ma binôme Maria et toute sa famille.

*A mes amis et à tous mes camarades de la classe de la promotion de Génie Mécanique (2021-2022).*

Pour toute personne ma soutenue dans ce travail.

Amira

## Dédicace

Je dédie ce travail à mon cher père Abdellah et ma chère mère Fatima Zahra Que Dieu me les garde »

À mes frères Noureddine et Abbes et à mes sœurs Asma, Selma, Ikram, Mahdia et Tasnim.

À mes grands-mères Kheira et Zhour qui n'ont jamais cessé de me conseiller et de m'apprendre la vie.

A mes grands pères décédés Omar et Slimane.

A toute ma Famille spécialement ma cousine Sihem .

À mes très chères amies Amira, Lila, Hiba, Sarah, Mounira et warda pour leur Soutien et leur amour

À m'amie et mon binôme Amira pour sa générosité, son amitié et sa gentillesse, et toute sa famille

*A mes amis et à tous mes camarades de la classe de la promotion de Génie Mécanique (2021-2022).*

A tous Ceux qui me sont chers.

*Enfin à tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.*

*Maghnia*

## ملخص

يعد استخدام نظام تكييف الهواء في حظائر الدواجن، سواء في الصيف أو الشتاء، ضرورة قصوى للإنتاج الجيد للدواجن وتقليل الخسائر في الحيوانات.

الأنظمة المستخدمة بكثرة هي إما سخان غاز / زيت للتدفئة الشتوية أو نظام تبريد بالمياه المرطبة في الصيف. فيما يتعلق بالتدفئة، فإن هذه الأنظمة ليست مربحة دائماً بسبب سعر تكلفة الوقود / الكهرباء. فيما يتعلق باستخدام تبريد المياه عن طريق الترطيب، فإنه من عيوبه أنه غالباً ما يكون غير فعال في المناطق الرطبة حيث تكون الرطوبة مرتفعة بالفعل. وهذه العيوب لها انعكاسات مباشرة على الحالة الصحية للحيوان وعلى سعر اللحم. سيكون من الحكمة بعد ذلك اللجوء إلى وسائل أخرى أقل استهلاكاً للطاقة لتكون قادراً على تبريد / تسخين الهواء، وذلك من خلال الاستفادة من طاقة مصدر مستقر حرارياً وهو الأرض، عن طريق مبادل حراري. المصنع الذي سيرتبط بنظام التبريد الحالي. في هذه الأطروحة، تتكون المشكلة التي سيتم دراستها من دراسة نظرية لمبادل حراري ارضي يهدف إلى تحسين كفاءة نظام التبريد / التدفئة لحظيرة الدواجن.

# Résumé

L'utilisation d'un système de conditionnement d'air dans un poulailler, que ce soit en été ou en hiver, est d'une grande nécessité pour une bonne production avicole et pour réduire les pertes animales. Les systèmes fréquemment utilisés sont soit un chauffage au gaz/fioul pour le chauffage en hiver, soit un système de refroidissement à l'eau par humidification en été. Pour ce qui est du chauffage, ces systèmes ne sont pas toujours rentables due au prix de revient du carburant/électricité. En ce qui concerne l'utilisation d'un refroidissement à l'eau par humidification, il présente l'inconvénient de n'être souvent pas efficace dans les zones humides ou le taux d'humidité est déjà élevé. Ces inconvénients induisent des répercussions directes sur l'état de santé de l'animal et sur le prix de la viande. Il serait alors judicieux de recourir à d'autres moyens moins énergivores pour pouvoir refroidir/chauffer l'air, et ceci en tirant profit de l'énergie d'une source stable thermiquement qui est le sol, au moyen d'un échangeur de chaleur géothermique enterré qui sera couplé au système de refroidissement existant.

Dans le présent mémoire, le problème à étudier consiste en une étude théorique d'un échangeur de chaleur géothermique destinée à améliorer l'efficacité du système de rafraîchissement/chauffage d'un poulailler.

# Abstract

The use of an air conditioning system in a poultry house, whether in summer or winter, is of great necessity for good poultry production and to reduce animal losses. Frequently used systems are either a gas/oil heater for winter heating or a humidified water-cooling system in summer. As far as heating is concerned, these systems are not always profitable due to the cost price of fuel/electricity. Regarding the use of water cooling by humidification, it has the disadvantage that it is often not effective in humid areas where the humidity is already high. These drawbacks have direct repercussions on the state of health of the animal and on the price of the meat. It would then be wise to resort to other less energy-intensive means to be able to cool/heat the air, and this by taking advantage of the energy of a thermally stable source which is the ground, by means of a heat exchanger. Geothermal plant which will be coupled to the existing cooling system.

In this thesis, the problem to be studied consists of a theoretical study of a geothermal heat exchanger intended to improve the efficiency of the cooling/heating system of a poultry house.

# Table des matières

Liste des tableaux .....	11
Liste des figures .....	12
Nomenclature.....	14
Symboles grecs :.....	16
Les indices :.....	17
Abréviations : .....	17
Introduction Générale .....	19
Problématique .....	20
Objectifs.....	20
La structure du mémoire : .....	20
<b>Chapitre I : Etude bibliographique sur le poulailler.....</b>	<b>1</b>
Introduction .....	1
I.1 Définition d'un poulailler .....	1
I.2 Les conditions d'ambiance climatique dans les poulaillers.....	1
I.3 les paramètres zootechniques du poulet .....	3
I.1.1 Température .....	3
I.3.2 L'humidité .....	5
I.3.3 Ventilation .....	6
I.3.4 Eclairage .....	7
I.4 Le nombre de mortalités des poules .....	7
I.5 La chaleur perdue par le poulet.....	8
I.5.1 Conduction .....	8
I.5.2 Convection .....	9
I.5.3 Rayonnement.....	9
I.6 L'orientation du poulailler .....	9
I.6.1 Le mouvement du soleil .....	9
I.6.2 La direction des vents dominants .....	9
I.7 Présentation du poulailler a Mouzaia - Blida - .....	10
I.7.1 Les équipements d'un poulailler (Mouzaia-Blida).....	10
I.7.2 Les systèmes de chauffage et de rafraîchissement d'un poulailler.....	12
I.7.3 Les technologies d'humidification des poulaillers .....	18
I.7.4 La consommation des sources d'énergétique dans les poulaillers .....	19
Conclusion .....	20
<b>Chapitre II : Le rafraichissement par la géothermie .....</b>	<b>21</b>

Introduction :	21
II.1 La géothermie en Algérie	21
II.2 Les types de géothermie	22
II.3 Échangeur air-sol.....	22
II.3.1 Principaux éléments d'un puits canadien/provençal.....	22
II.3.2 Principe de fonctionnement .....	23
II.4 L'état de l'art.....	24
II.5 Paramètres de dimensionnement.....	25
II.5.1 Longueur des tubes.....	25
II.5.2 Température de sortie .....	26
II.5.3 Débit d'air .....	26
II.5.4 Diamètre des tubes .....	26
II.5.5 Distance entre tube .....	26
II.5.6 Disposition des tubes .....	27
II.5.7 La profondeur d'enfouissement .....	27
II.6 Avantages et inconvénients des échangeurs air / sol.....	28
Conclusion .....	29
<b>Chapitre III : Etude des besoins thermiques d'un poulailler.....</b>	<b>30</b>
III.1 Présentation de la région d'étude.....	31
III.1.1 Situation Géographique .....	31
III.1.2 Les dimensions et la structure du bâtiment .....	34
III.2 Etude théorique.....	36
III.2.1 Déperditions calorifiques.....	36
III.2.2 Puissance de chauffage.....	41
III.2.3 Les apports calorifiques.....	41
III.3 Organigramme du calcul .....	48
<b>Chapitre IV : Dimensionnement d'un échangeur de chaleur air-sol destiné au poulailler (P-ECAS) .....</b>	<b>49</b>
Introduction et objectifs .....	49
IV.1 Présentation du logiciel TRNSYS .....	49
IV.1.1 Fonctionnement .....	50
IV.1.2 Météonorm .....	51
IV.1.3 Types disponibles .....	51
IV.1.4 Types couramment utilisés .....	51
IV.1.5 Simulation utiliser pour l'échangeur.....	52
IV.1.6 Simulation utiliser pour le système (échangeur +humidificateur).....	52
IV.2 Poulailler avec échangeur de chaleur air-sol.....	53

IV.2.1 Echangeur de chaleur air-sol .....	53
IV.2.2 L'humidificateur à évaporation .....	56
<b>Chapitre V : Calcul et résultat .....</b>	<b>60</b>
<b>Introduction .....</b>	<b>60</b>
<b>Le bilan thermique du bâtiment .....</b>	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
Calcul la puissance de chauffage.....	60
Calcul de la puissance frigorifique : .....	64
<b>Analyse des paramètres intervenant dans le dimensionnement du P-ECAS : .....</b>	<b>68</b>
Effet de diamètre : .....	69
Effet du débit volumique : .....	71
<b>Résultats de la simulation : .....</b>	<b>73</b>
Résultats de simulation de système (Echangeur air-sol+ humidificateur) :.....	73
Résultats de comparaison :.....	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>83</b>
<b>Bibliographie .....</b>	<b>84</b>

## Liste des tableaux

<b>Tableau I.1 : Température idéale pour les poussins en fonction de leur âge. ....</b>	<b>4</b>
<b>Tableau I.2 : Température d'élevage.....</b>	<b>4</b>
<b>Tableau I.3 : Les normes d'humidité optimale.....</b>	<b>5</b>
<b>Tableau I.4 : Taux de ventilation minimale.....</b>	<b>6</b>
<b>Tableau I.5 : Programme de lumière recommandé.....</b>	<b>7</b>
<b>Tableau I.6 : Nombres observés et escomptés de poules mortes et restantes .....</b>	<b>8</b>
<b>Tableau I.7 : Les différents équipements de poulailler (Photo source personnelle) (Mouzaia-Blida-).....</b>	<b>11</b>
<b>Tableau III.1 : Température moyenne maximale et minimale à Mouzaïa de l'année 2021 .....</b>	<b>33</b>
<b>Tableau III.2 : Les conditions maximales intérieures et extérieures du poulailler. ....</b>	<b>35</b>
<b>Tableau III.3 : Les conditions climatiques externes du jour le plus chaud et le plus froid de l'année. ....</b>	<b>35</b>
<b>Tableau III.4 : Les conditions de base interne.....</b>	<b>36</b>
<b>Tableau III.5 : Les surfaces et l'orientation du poulailler. ....</b>	<b>36</b>
<b>Tableau IV.1 : récapitulatif des modèles du système à simuler (TRNSYS: Transient System Simulation, s.d.). ....</b>	<b>51</b>
<b>Tableau IV.2 : Air à pression atmosphérique (Professionals. s.d.).....</b>	<b>55</b>
<b>Tableau IV.3 : les Conditions extérieurs et les Conditions intérieurs .....</b>	<b>57</b>
<b>Tableau .V.4: Coefficient de transmission Kété. ....</b>	<b>64</b>
<b>Tableau .V.5: Calcul de la puissance frigorifique .....</b>	<b>65</b>

## Liste des figures

Figure I.1 : Les interactions entre les paramètres de l'ambiance climatique.....	2
Figure I.2 : Exemple d'un poulailler (Photo source personnelle) (Mouzaïa-Blida). ....	10
Figure I.3 : Schéma de fonctionnement du radiateur à chauffage.....	13
Figure I.4: Schéma de fonctionnement du réchauffeur à air chaud forcé. ....	13
Figure I.5 : La ventilation naturelle dans un poulailler. ....	14
Figure I.6 : Ventilation latérale.....	15
Figure I.7 : Ventilation longitudinale.....	15
Figure I.8 : Ventilation longitudinale et aérienne. ....	16
Figure I.9 : Ventilation transversale. ....	16
Figure I.10 : Ventilation tunnel.....	17
Figure I.11 : Ventilation combi tunnel.....	18
Figure I.12 : Buse de brumisation.....	19
Figure I.13 : Système d'humidification par évaporation. ....	19
Figure II.1 : Schéma simplifié d'un puits canadien mono tube. ....	23
Figure II.2 : Tube en serpent. ....	27
Figure II.3 : Tube en boucle.....	27
Figure III.1 : Situation géographique de la région de Mouzaïa.....	31
Figure III.2 : Météo mensuelle pour Mouzaïa.....	32
Figure III.3 : Température moyenne maximale et minimale à Mouzaïa.....	32
Figure III.4 : Niveaux de confort selon l'humidité à Mouzaïa. ....	34
Figure III.5 : Différence de niveau d'un plancher par rapport au sol.....	39
Figure III.5 : Organigramme du calcul. ....	48
Figure IV.1 : Paramètres du type affichant les courbes de température (TRNSYS: Transient System Simulation, s.d.). ....	50
Figure IV.2 : Paramètres de la simulation (TRNSYS: Transient System Simulation, s.d.). .....	50
Figure IV.3 : Interface graphique de TRNSYS contenant le schéma de la simulation de l'échangeur air-sol (TRNSYS: Transient System Simulation, s.d.).....	52
Figure IV.4 : Paramètres de la simulation de l'échangeur air-sol type 33-b (TRNSYS: Transient System Simulation, s.d.). ....	52
Figure IV.5 : Interface graphique de TRNSYS contenant le schéma de la simulation du système (échangeur +humidificateur) (TRNSYS: Transient System Simulation, s.d.)..	52
Figure IV.6 : Paramètres de la simulation de l'humidificateur type 506-c (TRNSYS: Transient System Simulation, s.d.). ....	53
Figure IV.7 : Géométrie simplifiée de l'échangeur air-sol étudié (Kaboré, et al. 2017)...	53
Figure V.1 : répartition en %.des déperditions thermiques.....	63

<b>Figure V.2 : répartition en % des apports calorifiques.....</b>	<b>67</b>
<b>Figure V.3 : l'évolution de la température de l'aire en fonction de la longueur de tube, pour un débit volumique de 520 (m3/h).....</b>	<b>68</b>
<b>Figure V.4: l'évolution de la température en fonction de la longueur de tube, pour un débit volumique de 520 (m3/h) et un diamètre de tube de 0,25 (m) (Mode de chauffage) .....</b>	<b>69</b>
<b>Figure V.5: L'effet de la variation des diamètres de l'ECAS sur la distribution de la température, pour un débit volumique de 520 (m3/h), (Mode refroidissement).....</b>	<b>70</b>
<b>Figure V.6: L'effet de la variation des diamètres de l'ECAS sur la distribution de la température, pour un débit volumique de 520 (m3/h), (Mode de chauffage).....</b>	<b>71</b>
<b>Figure V.7:L'effet de la variation des débits volumiques injectés dans l'ECAS sur la distribution de la température, pour un diamètre de tube de 0.5 (m), (Mode refroidissement).....</b>	<b>72</b>
<b>Figure V.8: L'effet de la variation de débit volumique injectés dans l'ECAS sur la distribution de la température, pour un diamètre de tube de 0.5 (m), (Mode de chauffage).....</b>	<b>73</b>
<b>Figure V.9: représentation graphique de la température de sortie de système (échangeur air_sol) et (échangeur + humidificateur) .....</b>	<b>74</b>

## Nomenclature

Symboles	Désignation	Unité
$a_c$	Apports de chaleur des divers locaux chauffés vers le local non chauffé	W/°C
$A_{lat}$	Apport calorifique latents	W
$A_{sen}$	Apport calorifique sensible	W
$AI_{lat}$	Apport interne latents	W
$AI_{É}$	L'apport interne de l'éclairage	W
$AI_{MÉ}$	L'apport interne dû à l'ensemble moteur-machine	W
$AINF_{lat}$	Apports latents dus aux infiltrations d'air	W
$AINF_{sen}$	Apports sensibles dus aux infiltrations d'air	W
$AI_{sen}$	Apport interne sensible	W
$APO$	Apport à travers les parois opaques	W
$APO_S$	Apport des parois en contact avec le sol	W
$AREN_{lat}$	Apports calorifique latents dus à la ventilation des locaux	W
$AREN_{sen}$	Apports calorifiques sensible dus à la ventilation des locaux	W
$AT_{lat}$	Apports calorifiques totaux latents	W
$AT_{sen}$	Apports calorifiques totaux sensible	W
$AV$	Apports à travers les parois vitrée	W
$C_{cr}$	Pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle	%
$C_{in}$	Coefficient de surpuissance	-
$C_{lat,oc}$	Chaleur latente des occupants	W
$C_{me}$	Coefficient de majoration	-
$cp$	Chaleur spécifique	W/ kg.°C
$C_r$	Coefficient des pertes calorifiques dues au réseau de tuyauterie	-
$C_{sen,oc}$	Chaleur sensible des occupants	W
$C_{\Delta a,lat}$	Coefficient majorateurs des gains latents	-
$C_{\Delta a,sen}$	Coefficient majorateurs des gains sensibles	-
$C_{\Delta te}$	Facteur de la paroi considérée	°C
	Diamètre de tube	m
	D	Déperditions thermiques totales W/°C d

$d_e$	Déperditions thermiques du local non chauffé vers l'extérieur	$W/°C$
$D_{li}$	Déperditions à travers les liaisons	$W/°C$
$D_{inc}$	Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés	$W/°C$
$D_R$	Déperditions thermiques par renouvellement d'air renouvellement d'air du local non chauffé	$W/°C$ $d_r$ Déperditions par $W/°C$
$D_{Rs}$	Déperditions par renouvellement d'air supplémentaires dues au vent	$W/°C$
$D_{Rv}$	Déperditions par renouvellement d'air dû au ventilation	$W/°C$
$D_{surf}$	Déperditions surfaciques à travers les parties en contact avec l'extérieur	$W/°C$
$D_s$	Déperditions à travers les parois en contact avec le sol	$W/°C$
$D_T$	Déperditions thermiques par transmission	$W/°C$
$h$	Coefficient de transfert de chaleur par convection	$W/m^2.°C$
$h_e$	Coefficient extérieur d'échanges superficiels	$W/m^2.°C$
$h_i$	Coefficient intérieur d'échanges superficiels	$W/m^2.°C$
$H_r$	L'humidité relative	%
$HS_{b,e}$	Humidité spécifique de base de l'air extérieur	$g_{vap}/kg_{gas}$
$HS_{b,i}$	Humidité spécifique de base de l'air intérieur	$g_{vap}/kg_{gas}$
$It_{b}$	Rayonnement total de base pour le mois, la latitude et l'orientation considérés	$W/m^2$
$It_{b(40)}$	Rayonnement total de base pour le mois de Juillet, la latitude 40° Nord et pour l'orientation considérée	$W/m^2$
$K$	Coefficient de transmission surfacique	$W/m^2.°C$
$k_l$	Coefficient de transmission linéique	$W/m.°C$ $k_s$
$k_s$	Coefficient de transmission linéique du plancher bas ou du mur enterré	$W/m.°C$
$L$	Longueur intérieure de la liaison	$m$
$l$	Longueur de tube	$m$
$m$	Débit massique d'air	$kg/s$
$m_p$	La masse des Poulet	$kg$
$N$	Taux horaire de renouvellement d'air	$h^{-1}$
$n$	Nombre d'occupants	-
$n_p$	Nombre des poulets	-
$Nu$	Nombre de Nusselt	-

P	Périmètre de tube	m
$P_i$	Périmètre intérieur du plancher bas	m
Pr	Nombre Prandlt	-
Q	Puissance de chauffage fournie par une chaufferie	W
$Q_{lat,oc}$	Gains latents des occupants	W
$Q_{sen,oc}$	Gains sensibles des occupants	W
$q_{vinf}$	Débit dû aux infiltrations	m <sup>3</sup> /h
R	Résistance thermique	m <sup>2</sup> .°C/W
r	Rayon	m
Re	Nombre de Reynolds	-
$S_i$	Surface intérieure de la paroi	m <sup>2</sup>
$S_{app}$	Surface de la zone d'apport	m <sup>2</sup>
$T_{au}$	Coefficient de réduction de température	-
T	Température	°C
$T_e(t)$	Température extérieure sèche à l'heure t	°C
$T_{e,b}$	Température sèche de base de l'air extérieur	°C
$T_{e,m}$	Température moyenne sèche de l'air extérieur	°C
$T_{i,b}$	Température sèche de base de l'air intérieur	°C
$T_{inc}$	Température de l'espace non chauffé.	°C
V	Volume habitable du local ou hors œuvre	m <sup>3</sup>
v	Vitesse	m/s
$W_{eff}$	Puissance nominale	W
$W_n$	Puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent	W
Symboles grecs :		
$\phi_{lat}$	Gains latents des poulets	W
$\phi_{sen}$	Gains sensibles des poulets	W
$\phi_{tot}$	Gains totaux des poulets	W
$\Delta t_e$	Différence équivalente de température à l'heure t	°C
$\Delta t_{em}$	Différence équivalente de température à l'heure t pour l'orientation de la paroi considérée	°C

$\Delta t_{es}$	Différence de température équivalente à l'heure t en considérant que la paroi est à l'ombre	°C
$\eta$	Rendement du moteur	-
$\nu$	La viscosité cinématique	m <sup>2</sup> /s
$\lambda$	La conductivité thermique	w/m.°C
$\rho$	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>

Les indices :

a	Air
e	Extérieur
i	Intérieur
m	Moyenne
s	Sol
th	Thermique
as	air sec

Abréviations :

ECAS	Échangeur de chaleur air sol
ECAS-P	Échangeur de chaleur air sol destiné au poulailler
DTR	Document Technique Réglementaire



## Introduction Générale

La croissance démographique et la sécurité alimentaire ont été la cause directe du développement du secteur de la volaille dans des nombreuses régions du monde, et selon l'Organisation des Nations Unies pour l'alimentation et l'agriculture (FAO), la viande de volaille devrait couvrir 50% de la consommation mondiale de viande d'ici 2025.

Cette augmentation dans le domaine de l'industrie avicole correspond à une augmentation de la consommation énergétique mondiale, car c'est l'une des industries énergivores qui consomment des grandes quantités de combustible et d'électricité, afin de maintenir les températures nécessaires à l'élevage de volailles, notamment avec l'émergence de vagues de chaud et froid qui provoquent des stress thermiques. Ces conditions stressantes entraînent une mortalité élevée et une consommation d'énergie plus élevée en utilisant les systèmes de ventilation, de refroidissement et de chauffage. Cette consommation entraîne des coûts plus élevés et augmente les émissions de polluants atmosphériques.

Afin d'adapter la température intérieure à la température confortable du poulet à faible coût, deux solutions principales sont possibles. La première solution est de réduire les pertes d'énergie résultant des poulaillers, tandis que la seconde solution consiste à utiliser des sources d'énergie renouvelable pour fournir les besoins thermiques nécessaires à ces poulaillers.

Actuellement, pratiquement 80 % de l'énergie totale consommée dans le monde est d'origine non renouvelable. Pour cela nous devons donc chercher des alternatives renouvelables et meilleures pour l'environnement. Telles que la géothermie.

Dans notre temps on a besoin des alternatives pour les systèmes de chauffage et refroidissement qui seront peu coûteuses pour la maintenance et la consommation d'énergie (électricité).

Parmi ces alternatives, on peut suggérer l'échangeur de chaleur air-sol qui sera notre thème.

## **Problématique**

Dans la littérature, plusieurs chercheurs ont modélisé les échangeurs géothermiques air-sol horizontaux et verticaux pour différentes géométries de l'échangeur, différentes natures de sol et pour différentes zones climatiques. Toutefois, l'étude de l'utilité de ce genre d'échangeur dans notre zone et sa confirmation expérimentalement s'avère indispensable d'où vient l'exploitation du site expérimental à MOUZAIA BLIDA.

## **Objectifs**

Ce mémoire doit répondre aux objectifs suivants :

- Présenter une étude énergétique sur le secteur avicole
- Présenter une étude sur les techniques qui ont été développées dans le domaine de l'utilisation des énergies renouvelables pour le refroidissement et le chauffage.
- Déterminer les besoins thermiques de chauffage et de refroidissement d'un poulailler.
- Proposer des modèles mathématiques permettant de calculer les dimensions appropriées d'un échangeur de chaleur air-sol destiné pour un poulailler industriel.
- Vérifier l'efficacité du système lorsqu'il est couplé à un humidificateur.

## **Les obstacles**

Les obstacles que nous avons rencontrés dans cette recherche sont :

- L'indisponibilité d'une station météorologique à Mouzaia, Blida. Pour cela l'absence des données météo précise de la région sur logiciel météorologue.
- Le manque des données dans le D\_T\_R\_C3-4 (le sixième chapitre et des annexes).

Difficulté à prendre l'autorisation pour voir des poulaillers industriels.

- L'indisponibilité des types plus précis de simulations TRNSYS (type 460).
- L'indisponibilité d'une étude précise et détaillée par rapport les propriétés du sol Mouzaia, Blida.

## **La structure du mémoire :**

Le travail est scindé en cinq chapitres :

### **Le premier chapitre :**

Dans ce chapitre on va présenter une étude bibliographique sur le poulailler et les conditions de confort nécessaire à l'élevage du poulet.

### **Deuxième chapitre :**

Ce chapitre comporte une étude bibliographique sur la géothermie et ces types ainsi qu'une étude sur l'échangeur de chaleur air-sol.

### **Troisième chapitre :**

Il contient de parties, la première est une étude pratique réalisée dans un poulailler pour collecter les données scientifiques nécessaire pour cette étude.

La deuxième partie est une étude théorique qui a pour rôle de déterminer les formules nécessaires pour faire le bilan thermique de notre bâtiment.

### **Quatrième chapitre :**

Ce chapitre s'intéresse au dimensionnement d'un échangeur de chaleur air-sol destinée au poulailler, et La proposition de son couplage avec un humidificateur ainsi que leurs simulations.

### **Cinquième chapitre :**

Ce chapitre est réservé à l'exposition ; l'évaluation et l'interprétation des différents résultats obtenus.

Enfin le travail est clôturé par une conclusion générale.

# Chapitre I :

## Etude bibliographique sur le poulailler

### Introduction

L'étude bibliographique est basée sur des conditions nécessaires pour le bon fonctionnement du poulailler.

Les conditions climatiques internes d'un poulailler et sa conception jouent un rôle essentiel dans la détermination de la situation sanitaire des poulets, de la croissance et des performances productives optimales des poulets. La compréhension des principes de ventilation de base, l'isolation, l'éclairage, température sont nécessaires pour une conception et une gestion appropriée du poulailler.

Au cours de chaque cycle de croissance, les exigences de la température d'air intérieur changent en fonction des besoins du poulet, ce qui donne un cycle de charge de chauffage et refroidissement, Il en résulte une grande consommation des sources énergétique pour fournir ces conditions.

#### I.1 Définition d'un poulailler

Un poulailler est un bâtiment d'élevage de volaille, en particulier de poules, de taille modeste. Les volailles aiment vivre à l'extérieur mais le poulailler procure un abri contre la neige, les prédateurs et pour la nuit. Chaque poule doit pouvoir disposer d'au minimum 0,5 m<sup>2</sup> de bâtiment.

L'importance d'un climat confortable dans les poulaillers :

#### I.2 Les conditions d'ambiance climatique dans les poulaillers

L'ambiance climatique dans laquelle vivent les volailles, constitue un paramètre essentiel de leur environnement car elle intervient de façon prépondérante dans leur croissance et développement.

En Algérie, les aires climatiques sont très diversifiées et le climat varie de type méditerranéen au type saharien. Au nord, les hivers pluvieux et froids, les étés chauds et secs tandis qu'au sud, les températures sont très élevées les jours (35°) et très bas la nuit (0°).

Un bâtiment bien adapté doit permettre à l'éleveur de mieux maîtriser cette ambiance tout au long du cycle de production (La maîtrise de l'ambiance, c'est l'appréciation des interactions multiples).

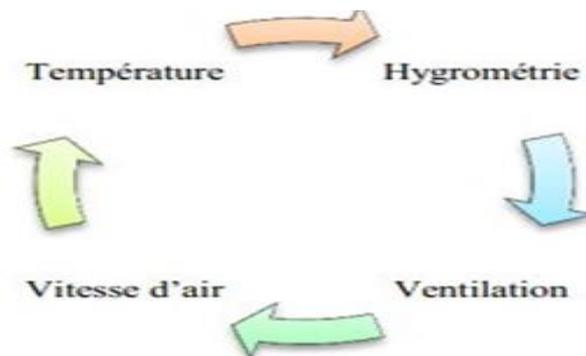


Figure I.1 : Les interactions entre les paramètres de l'ambiance climatique.

Pour une croissance optimale, les volailles ont besoin d'une alimentation de qualité et de l'eau, de la chaleur, une bonne circulation de l'air, de la lumière et une bonne hygiène. Si un ou plusieurs de ces éléments est perturbé, des maladies, des troubles et d'autres problèmes peuvent rapidement apparaître, notamment :

- Maladies pulmonaires
- Lésions plantaires
- Contamination
- Ralentissement de la croissance
- Réduction de la prise alimentaire
- Mortalité accrue

Voici quelques-uns des facteurs majeurs permettant de créer un climat stable et confortable :

- Température
- Humidité relative de l'air

- Vitesse de l'air
- Concentration d'ammoniac et de CO<sub>2</sub>

**"Si la température est trop basse, les animaux ont froid et si la température est trop élevée, ils ont chaud. La température doit être comprise entre 20 et 27 degrés pour que les animaux adultes soient bien à l'aise."**

Nous savons également que lorsqu'il y a beaucoup d'humidité, nous avons l'impression qu'il fait plus humide et donc plus chaud qu'en réalité ; à l'inverse, s'il y a peu d'humidité, nous trouvons qu'il fait moins chaud qu'attendu. Les animaux réagissent de la même manière à partir de leur 5<sup>e</sup> semaine de vie. Ainsi, les poulets ou les animaux d'élevage âgés de 5 semaines ou plus ressentent les mêmes différences que les poules pondeuses ou les reproducteurs adultes. Le dernier facteur, c'est la vitesse de l'air. Trop rapide, c'est un courant d'air. L'air qui circule à la surface du corps contribue plus efficacement à l'évacuation de la chaleur du corps qu'un air stagnant. Quand il fait chaud, une petite brise est agréable et rafraîchissante. Mais si le thermomètre chute ou s'il y a trop de vent, elle peut vite être ressentie comme un courant d'air désagréable. À vitesse de vent égale, les juvéniles et les animaux ayant moins de plumes ressentent davantage le rafraîchissement. (2)

Les poulets sont très sensibles au stress thermique : quand il fait chaud, elles consomment moins de nourriture, ce qui entraîne un ralentissement de la croissance et une baisse des résultats. Le stress thermique peut également causer des maladies. En effet, les températures élevées sont favorables à la prolifération des germes et les animaux sont moins résistants aux maladies. Le risque de stress thermique augmente si la température ressentie de l'air dans le poulailler est supérieure à 30° C avec une humidité relative > 75 %. Le principe général, c'est qu'il y a stress thermique quand la température additionnée à l'humidité est supérieure à 105.

### **I.3 les paramètres zootechniques du poulet**

#### **I.1.1 Température**

Doit être maîtrisée en particulier, il faut sévèrement la contrôler durant les premiers jours de vie du poussin, ce jeune animal ne règle lui-même la température de son corps qu'à l'âge de 5 jours et il ne s'adaptera véritablement aux variations de températures qu'à partir de deux semaines, on doit d'ailleurs distinguer deux températures. Sous éleveuse lorsqu'il est inactif.

La température ambiante du local dans lequel il se déplace. Si on ne possède pas d'éleveuse il est nécessaire de démarrer les poussins seulement vers 29°C (3)

La température est l'un des principaux facteurs d'ambiance, à prendre en considération en Algérie, en effet, les fortes chaleurs qu'on l'on enregistre durant l'été.

La volaille est assez tolérante vis-à-vis des variations de températures, elle redoute les écarts de température trop brusques, car au-delà des températures de bien être la consommation d'aliment diminue ; induisant une unité de poids. (4)

La croissance est diminuée à partir de 24 °C. la respiration du poulet augmente ainsi que sa consommation d'eau. Si la température dépasse 29 °C le poulet abaisse sa consommation alimentaire et recherche les endroits ventilés.

A l'inverse lorsqu'il a froid on observe chez le poulet une augmentation très sensible de la consommation. (3)

Il est recommandé de maîtriser la température ambiante durant le cycle d'élevage comme montré dans le tableau ci-dessous :

Âge	Température idéal
0 – 4 jours	35 – 32 °C
5 – 7 jours	32 – 30 °C
2ème semaine	30 °C
3ème semaine	28 °C
4ème semaine	26 °C
5ème semaine	21 °C
>5ème semaine	21 – 18 °C

Tableau I.1 : Température idéale pour les poussins en fonction de leur âge. (5)

Les variations brutales de température (plus de 5°C en 24 heures) sont à éviter.

Age en jour	Température au bord de l'élevage	Température dans la zone de vie (°C)	Température dans la zone de vie(°C)
0-1	38°C	28-29	31-33

2-7	34°C	28	31-32
8-14	32°C	28	29-31
15-21	29°C	28	28-29
22-28		22-28	22-28
29-35		21-22	21-22
Après 35		18-21	18-21

Tableau I.2 : Température d'élevage. (6)

Quelques repères cliniques de température sont donnés ci-après (variable suivant l'humidité la vitesse de l'air) :

- à partir de 27°C : alitement des animaux
- à partir de 30°C : stress thermique
- à partir de 35°C : croissance des volailles presque nulle
- à partir de 38°C : prostration, mue, arrêt de ponte
- à partir de 40°C : risque d'apoplexie
- à 43°C : mortalité de l'ordre de 30%.

### I.3.2 L'humidité

L'humidité est la présence d'eau ou de vapeur d'eau dans l'air ambiant, elle a une grande incidence à l'intérieur du poulailler sur les possibilités de refroidissement corporel des animaux.

Le respect des normes d'humidité a pour objet de favoriser la croissance des volailles tout en améliorant leur qualité, éviter les problèmes respiratoires, maintenir une bonne quantité de litière et réduire les dépenses des produits vétérinaires.

Tableau I.3 : Les normes d'humidité optimale (7)

Âge	Humidité Idéale
1 – 21 jours	55 – 60 %
22 – 28 jours	55 – 65 %

> 29 jours	60 – 70 %
------------	-----------

L'humidité idéal augmente avec la croissance de l'âge du poulet dans une petite plage de 15% ; jusqu'à l'arrivée à une zone de stabilisation de 60 – 70 % après l'âge de 29 jours.

### I.3.3 Ventilation

A poids égal, un oiseau a besoin de 20 fois plus d'air qu'un mammifère la ventilation doit permettre un renouvellement de l'air suffisamment rapide mais sans courant d'air. Elle doit également permettre le maintien d'une température constante. Elle joue dans tous les cas un rôle important dans le maintien de la qualité de la litière (maintien d'une litière sèche) et la bonne santé respiratoire des oiseaux.

La ventilation apporte de l'oxygène et évacue les gaz toxiques mais elle règle aussi le niveau des apports et des pertes des chaleurs dans le bâtiment.

La ventilation luttera contre l'humidité de pair avec l'isolation du bâtiment.

La vitesse de l'air souhaitable au niveau du sol dépend de la température ambiante entre 16°C et 24°C elle ne doit pas dépasser 0.15 m/s. Il est très important, particulièrement durant les deux premières semaines de vie du poussin d'éviter les courants d'air surtout en hiver une vitesse d'air trop élevée peut ralentir la croissance et même entraîner la mort.

Après quatre à cinq semaines les poulets sont plus résistants mais il est nécessaire de ne pas dépasser 0.30 m/s à 15°C. (3)

L'objectif de la ventilation est d'obtenir le renouvellement d'air dans le bâtiment afin :

- D'apporter l'oxygène à la vie des animaux.
- D'évacuer les gaz toxiques produits dans l'élevage : ammoniac, dioxyde de carbones, sulfure d'hydrogène.
- D'éliminer les poussières.
- De réguler l'ambiance du bâtiment et d'offrir aux volailles une température et une hygrométrie optimales. (8)

**Tableau I.4 : Taux de ventilation minimale (9)**

Âge	Taux de ventilation (m3/heure/sujet)
1 – 7 jours	0,16

8 – 14 jours	0,42
15 – 21 jours	0,59
22 – 28 jours	0,84
29 – 35 jours	0,93
36 – 42 jours	1,18
43 – 49 jours	1.18
50 – 56 jours	1,5

Le taux de ventilation nécessaire dans un poulailler à une relation directe avec l'augmentation de l'âge du poulet ; plus le poulet est gros plus sa consommation et besoin d'air frais sont importants.

#### **I.3.4 Eclairage**

La lumière est en relation directe avec la quantité de moulée que consomment les poulets, C'est pour cela que le poulailler doit être éclairé la nuit pour permettre au poulet de s'alimenter jour et nuit afin qu'il croisse rapidement.

**Tableau I.5 : Programme de lumière recommandé**

<b>Âge</b>	<b>Durée de la période avec lumière</b>
1 – 4 jours	23 heures
5 – 10 jours	20 heures
10 à la fin	23 heures

Le programme le plus courant chez le poulet de chair est de 23 heures de lumière et une heure d'obscurité (Mais il peut varier en fonction de la souche et L'âge des poulets) pour permettre aux poussins de s'habituer à l'obscurité en cas de panne d'électricité. (10)

#### **I.4 Le nombre de mortalités des poules**

Le tableau montre le nombre observé et attendu de poulets morts et restants au cours des saisons de l'année.

**Tableau I.6 : Nombres observés et escomptés de poules mortes et restantes (11)**

Saisons de l'année	Mortes		Restantes		Total
	Observées	Escomptées	Observées	Escomptées	
Saison sèche froide	329	249	1115	1195.6	1444
Saison sèche chaude	115	192	1000	923	1115
Début de saison humide	140	176	885	848	1025
Saison humide	197	162	145	780	942
Début de saison froide	111	113	548	546	659
Total	892		4293		5185
<b>khi2</b>	86.84				

Le tableau décrit les résultats du test du chi<sup>2</sup> de l'indépendance chez les poules et les poussins afin de montrer l'effet des saisons de l'année sur le taux de mortalité.

Le **test** du **khi2** nous permet d'avoir une réponse. Ce **test** consiste à calculer un nombre à partir des deux distributions, réelle et théorique.

## **I.5 La chaleur perdue par le poulet**

La chaleur des poulets peut être perdue de différentes façons de perte de chaleur sont énumérées ci-dessous :

### **I.5.1 Conduction**

La chaleur sera transférée d'une surface en contact avec une autre, par exemple si les poulets sont assis sur une litière plus froide que leur corps. Cependant, la litière immédiatement sous les poulets assume rapidement une température proche de celle du corps.

### **I.5.2 Convection**

La perte de la chaleur se produira à cause de la montée naturelle de l'air chaud autour d'un corps chaud. Fournir de l'air en mouvement peut favoriser la convection, mais seulement si l'air se déplace suffisamment vite pour briser la couche limite d'air immobile qui entoure le corps.

### **I.5.3 Rayonnement**

Le corps perdra de la chaleur si les surfaces environnantes sont inférieures à la température de surface de poulet. Inversement, les murs et les toits chauds peuvent émettre de la chaleur vers les surfaces aviaires.

Lorsqu'un poulet ne peut plus maintenir son équilibre thermique par l'une de ces trois méthodes, il doit utiliser une perte de chaleur par évaporation. La perte de chaleur par évaporation, bien qu'essentielle pour le poulet, ne contribue pas à chauffer le poulailler.

Les conditions chaudes et humides sont donc beaucoup plus stressantes que les conditions sèches et chaudes. (12)

## **I.6 L'orientation du poulailler**

L'orientation des bâtiments doit être choisie en fonction de deux critères :

### **I.6.1 Le mouvement du soleil**

On a intérêt à orienter les bâtiments selon un axe Est-Ouest de façon à ce que les rayons du soleil ne pénètrent pas à l'intérieur du bâtiment.

### **I.6.2 La direction des vents dominants**

L'axe du bâtiment doit être perpendiculaire à celle-ci pour permettre une meilleure ventilation.

Lorsque ces deux conditions ne sont pas compatibles, la position par rapport aux vents sera privilégiée.

Lorsqu'on construit une série de bâtiments, il faut veiller à ce que le vent ne souffle pas directement de l'un dans l'autre.

\*En Algérie l'orientation doit être Nord-Sud pour éviter l'exposition aux vents : du Nord froids en hiver ; du Sud chauds en été. (13)

### I.7 Présentation du poulailler a Mouzaia - Blida -

Bâtiment d'élevage ou le poulailler, est le Lieu destiné au logement et à l'élevage de volaille,

En particulier de poules. Le poulailler offre la possibilité de s'affranchir les différentes contraintes extérieures (pluie, vent, neige, les prédateurs...) et créer un environnement donné (microclimat) avec des conditions meilleures que celles existantes naturellement afin d'obtenir une meilleure qualité du produit.



Figure I.2 : Exemple d'un poulailler (Photo source personnelle) (Mouzaia-Blida).

#### I.7.1 Les équipements d'un poulailler (Mouzaia-Blida)

Les équipements techniques d'un poulailler sont constitués principalement de :

- **Citerne d'eau** : distribuent en permanence de l'eau propre pour les volailles car L'eau est le premier aliment des volailles (elles boivent presque deux fois plus qu'elles ne mangent).
- **Abreuvoirs à cloche** : sont des mangeoires sous forme d'assiettes plastiques Creuses permettent un accès optimal à l'aliment pour les volailles (Il existe plusieurs tailles selon l'âge Et la hauteur de l'animal).

- **Silo d'aliments** : Un silo est un réservoir de stockage destiné à entreposer la nourriture pour les volailles (il est présent au sein de chaque bâtiment).
- **Ventilateurs** : apportent l'oxygène nécessaire aux poulets et évacuent les gaz (Ammoniac, CO<sub>2</sub>, vapeur d'eau) résultant de l'aération et des fermentations de la litière.
- **Trappe et Fenêtre d'aération** : sont des trappes d'entrée d'air jouent un rôle important pour assurer une veine d'air régulière sur la longueur du bâtiment.
- **Lampes** : sont des lampes spéciales conçues pour l'éclairage d'animaux dans le poulailler.
- **Chauffages** : sont des matériels de chauffage des poussins utilisé pendant la période d'hiver.
- **Thermomètres** : sont Utilisés pour assurer un meilleur contrôle des variations de température.

**Tableau I.7 : Les différents équipements de poulailler (Photo source personnelle)  
(Mouzaia-Blida-)**

		
Citerne d'eau	Abreuvoirs à cloche	Silo d'aliments
		
Ventilateur	Trappe d'aération	Fenêtre d'aération

		
Lampes	Chauffages	Thermomètre

### I.7.2 Les systèmes de chauffage et de rafraîchissement d'un poulailler

- **Systèmes de chauffage :**

Il y a deux types de chauffage qui sont couramment utilisés dans les élevages de volailles : (14)

**a. Les radiateurs à chauffage :**

L'énergie radiante se propage dans l'air par des ondes électromagnétiques et doit entrer en contact avec un objet pour produire un effet de chauffage. Quand il frappe un objet, l'énergie radiante est absorbée et convertie en chaleur.

Les appareils de chauffage par rayonnement utilisés dans les poulaillers créent un environnement confortable pour les poulets de deux manières.

- Premièrement, lorsque les appareils de chauffage sont allumés, les poulets absorbent directement l'énergie émise.
- Deuxièmement, la litière absorbe l'énergie des chauffages, ce qui fait monter sa température. La litière chauffée crée un microclimat près de la litière qui convient aux poulets.

Lorsque des appareils de chauffage par rayonnement sont utilisés, les températures de l'air ne sont pas uniformes dans toute la maison. (14)

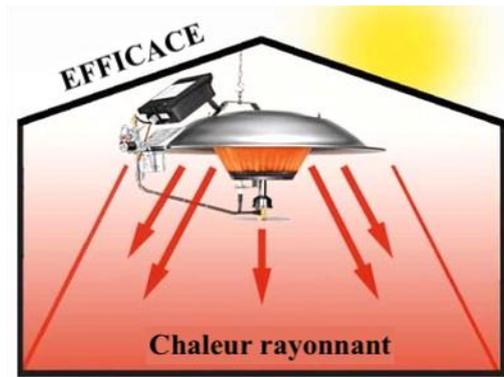


Figure I.3 : Schéma de fonctionnement du radiateur à chauffage. (15)

**b. Les réchauffeurs à air chaud forcés :**

Les radiateurs utilisent l'énergie libérée par le processus de combustion pour chauffer l'air. Les ventilateurs de l'unité distribuent ensuite l'air chaud dans toute la maison. Les radiateurs sont généralement installés sur un côté d'un poulailler, ce qui permet une meilleure distribution de la chaleur dans toute la maison. Ils fonctionnent bien pendant les derniers stades de grossissement, lorsque les poulets peuvent tolérer des températures plus froides, mais ils peuvent ne pas maintenir les températures plus chaudes près de la litière nécessaire pendant la couaison précoce en raison de la stratification thermique de l'air. La stratification thermique se produit lorsque l'air chaud soufflé dans la maison par le radiateur monte au plafond et crée une différence de température verticale dans la maison.

Dans certains cas où des températures adéquates ne peuvent être maintenues, des systèmes de chauffage par rayonnement sont utilisés. (14)

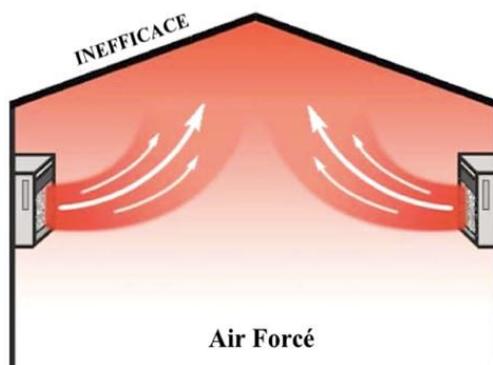


Figure I.4: Schéma de fonctionnement du réchauffeur à air chaud forcés. (15)

- **Le système de refroidissement**

On distingue deux systèmes principaux de ventilation :

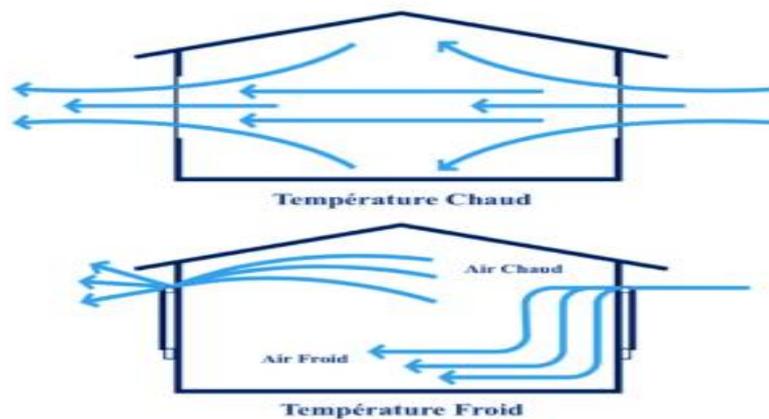
**a. La ventilation naturelle :**

"ventilation par rideau" repose sur l'ouverture du bâtiment dans la bonne mesure pour permettre aux brises extérieures et aux courants de Convection intérieurs de faire circuler l'air dans et à travers le bâtiment. Cela se fait souvent en abaissant les rideaux latéraux, les volets ou les portes.

La ventilation naturelle (rideau) ne fonctionne bien que lorsque les conditions extérieures sont proches de ce qui est nécessaire à l'intérieur du poulailler.

- Par temps chaud, des vents forts sont nécessaires pour obtenir un taux de renouvellement d'air acceptable.

- Par temps frais, l'air extérieur froid est susceptible de tomber directement sur les poulets. (16)



**Figure I.5 : La ventilation naturelle dans un poulailler.**

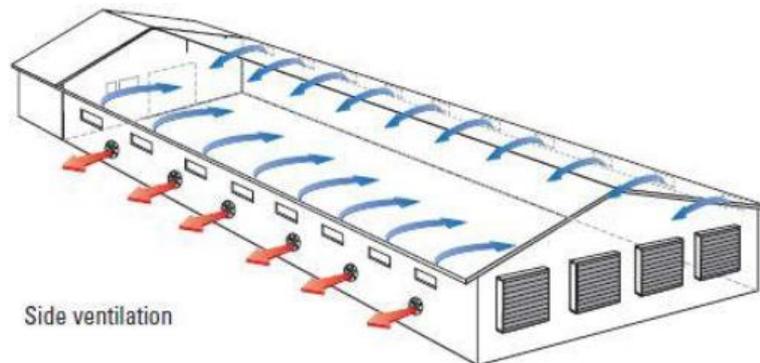
**b. La ventilation dynamique :**

Utilise des ventilateurs pour amener l'air dans et à travers le bâtiment. La ventilation électrique permet généralement un contrôle beaucoup plus important du taux de renouvellement de l'air et du flux d'air traversant, en fonction de la configuration des ventilateurs et des prises d'air ainsi que du type de contrôle utilisé. (17)

➤ **Les variantes de système de ventilation dynamique**

Les modèles présentés ci-dessous sont rencontrés dans les bâtiments d'élevage de volaille en cage. Ce sont des systèmes utilisés pour des bâtiments de plus de 1000m<sup>2</sup>.

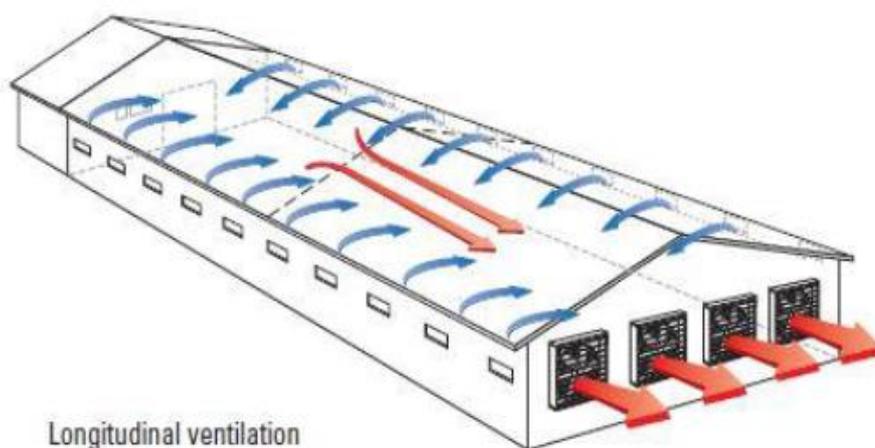
**a. Ventilation latérale : (18)**



**Figure I.6 : Ventilation latérale.**

La ventilation se fait de manière transversale. L'air frais entre à travers des lanternes placés sur les côtés longitudinaux et l'air chaud est évacué grâce aux ventilateurs extracteurs sur un des côtés longitudinaux.

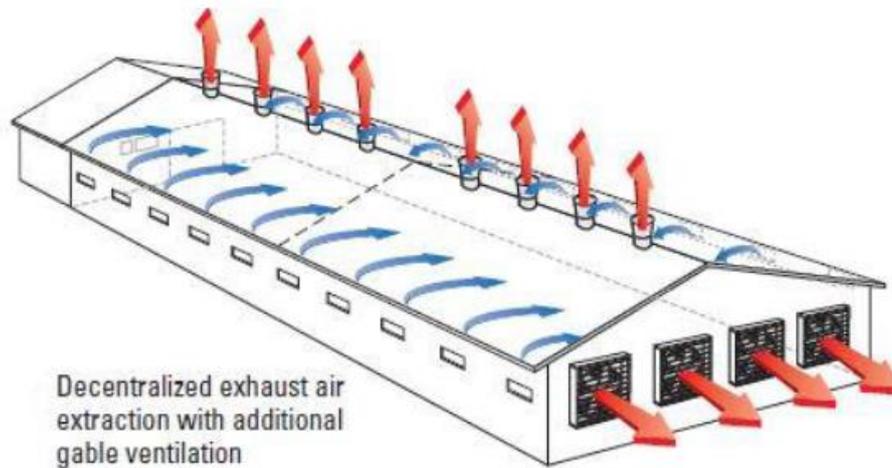
**b. Ventilation longitudinale :**



**Figure I.7 : Ventilation longitudinale.**

La ventilation longitudinale consiste à admettre l'air par les lanterneaux sur les longueurs du bâtiment et à évacuer l'air par des ventilateurs muraux situés sur la largeur.

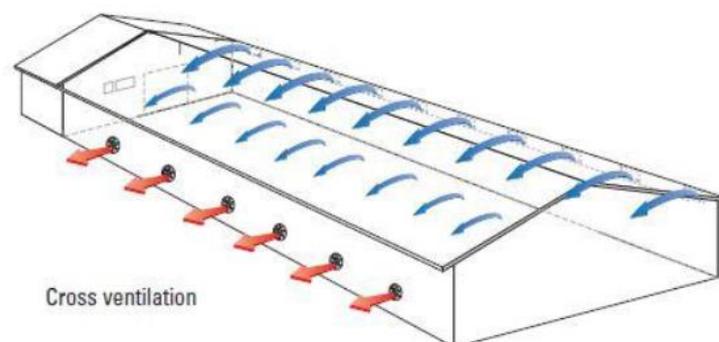
**c. Ventilation par extraction longitudinale et aérienne :**



**Figure I.8 : Ventilation longitudinale et aérienne.**

Les entrées d'air se font par des lanterneaux situés en haut des côtés longitudinaux. L'air est rejeté par des ventilateurs muraux situés sur la largeur et par des cheminées placées sur le toit.

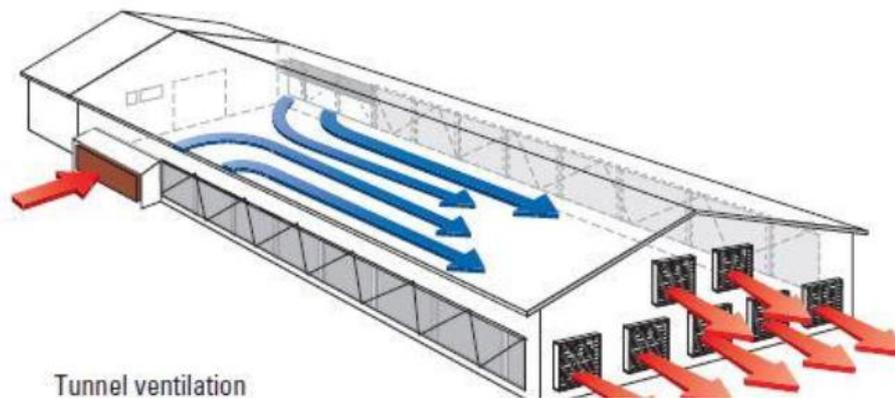
**d. Ventilation transversale :**



**Figure I.9 : Ventilation transversale.**

Le flux d'air est unidirectionnel. L'admission de l'air se fait par des lanternes situés en haut d'un côté de la longueur et l'évacuation se fait sur la longueur opposée grâce à des ventilateurs extracteurs.

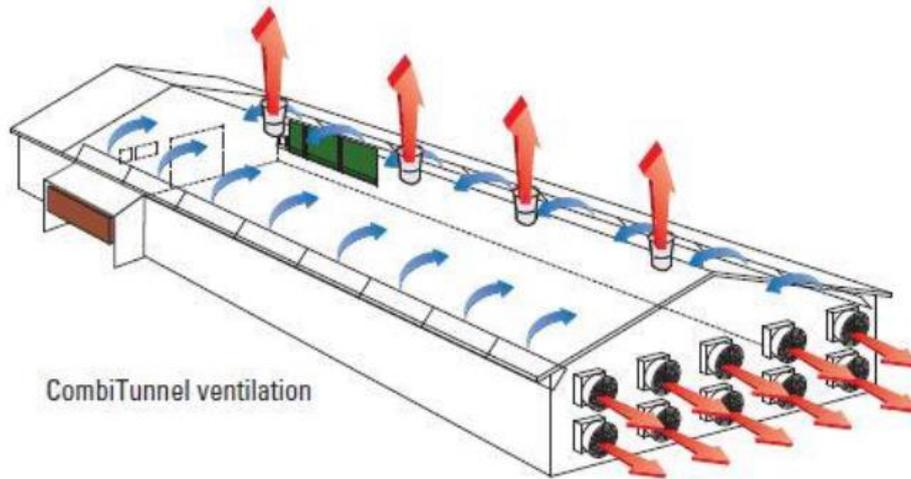
**e. Ventilation tunnel :**



**Figure I.10 : Ventilation tunnel.**

La ventilation tunnel fait intervenir l'humidification de l'air en plus. L'air chaud entre par des ouvertures faites sur un matelas de cellulose. La cellulose est humidifiée et l'air après son passage s'humidifie et se refroidit du même coup. L'extraction se fait par des ventilateurs muraux situés en sens opposé au matelas de cellulose.

**f. Ventilation combi tunnel :**



**Figure I.11 : Ventilation combi tunnel.**

La ventilation combi tunnel est une ventilation en tunnel qui a en plus une extraction par le haut, grâce à des cheminées équipées de ventilateurs hélicoïdaux (19)

**Au moment de choisir le type de ventilateurs :** utilisés dans les poulaillers, c'est-à-dire le « matériel » du système de ventilation, il convient de prendre en compte les éléments suivants :

- la durabilité et la fiabilité des ventilateurs.
- leur adaptation à une utilisation intensive.
- leur contrôlabilité.
- la résistance aux conditions corrosives. (20)

### **I.7.3 Les technologies d'humidification des poulaillers**

Les principales technologies d'humidification les plus utilisées en aviculture industrielle sont l'humidification par évaporation et l'humidification par brumisation.

#### **a. La brumisation**

L'humidification par brumisation consiste à vaporiser de l'eau en très fines gouttelettes. De manière pratique, la brumisation se fait en pulvérisant un mélange d'eau et d'air comprimé.

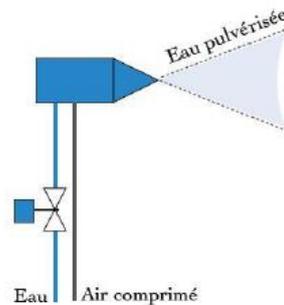


Figure I.12 : Buse de brumisation. (21)

### b. L'humidification par évaporation

L'humidification par évaporation consiste à faire passer de l'air à travers un médium humide. Dans la plupart des cas, cette paroi est en cellulose et est appelée pad-cooling. Une pompe de recirculation permet de mouiller le pad-cooling en circuit fermé.

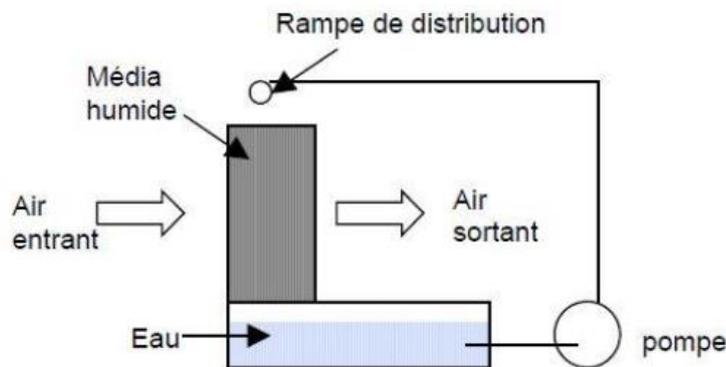


Figure I.13 : Système d'humidification par évaporation.

### I.7.4 La consommation des sources d'énergétique dans les poulaillers

Dans la filière avicole, les sources d'énergies directes utilisées au niveau des bâtiments sont :

- Gaz, Fuel, Diesel ou propane pour le chauffage des bâtiments.
- Électricité pour l'éclairage, la ventilation, l'abreuvement, l'alimentation...,

- Fuel pour les travaux de curage et autres matériels motorisés, le groupe électrogène ou génératrice. (22)

**Conclusion**

La température, l'éclairage et la ventilation sont les conditions les plus importantes qui contrôlent la croissance et l'amélioration de la production avicole.

Et pour fournir ces conditions, les spécialistes ont conçu des nombreuses techniques grâce auxquelles ils ont essayé de combiner des conditions adaptées et de réduire la consommation en réduisant l'influence des conditions extérieures par l'isolation ou par la bonne orientation du poulailler.

Mais ce dernier consomme toujours de grandes quantités d'énergies fossiles et émet de grandes quantités de CO<sub>2</sub>, ce qui a des effets négatifs sur la production et sur l'environnement.

.

---

## Chapitre II :

# Le rafraîchissement par la géothermie

### Introduction :

Aujourd'hui la recherche des nouvelles sources d'énergie est une obligation et n'est pas un choix, ces sources doivent obéir à des conditions de point de vue économique, écologique telles que :

- L'abondance et la disponibilité des sources (et si la source est renouvelable il sera mieux)
- Le coût d'exploitation de ces énergies doit être acceptable.
- L'exploitation elle-même ne représente pas un danger sur l'environnement.

Parmi ces sources : l'énergie solaire, biomasse, hydraulique, géothermie, celle-ci est l'objet de cette partie.

La géothermie ou "chaleur de la terre" se présente sous forme de réservoirs de vapeur ou d'eaux chaudes ou encore de roches chaudes. Lorsque le réservoir géothermique est à une température modérée, cette ressource est exploitée pour de la production de chaleur distribuée par un réseau de chaleur. Elle est particulièrement développée dans les bassins aquitain et parisien pour le chauffage urbain. Lorsque la température du réservoir géothermique est plus élevée et permet de produire de la vapeur, il est possible de produire de l'électricité. (23).

Dans ce chapitre on va parler sur l'échangeur de chaleur (air-sol) qui a été choisi comme un système de refroidissement et de chauffages pour le poulailler étudié dans le chapitre précédent.

### II.1 La géothermie en Algérie

Qu'elle soit verticale ou horizontale, la géothermie implique de creuser (ou de posséder) un puits de l'ordre de 80 à 100 m de profondeur. Un générateur transforme les calories captées dans le sol en énergie utilisable dans le poulailler puisque le réseau de distribution de chaleur est alimenté par le capteur. Mais il faut que ce dernier soit installé dans le sol.

## II.2 Les types de géothermie

- **La géothermie profonde à haute énergie** (150 – 250°C à 2 500 m de profondeur dans des zones au gradient géothermal anormalement élevé) pour la production d'électricité (vapeur + turbine) ;
- **La géothermie moyenne à basse énergie** (30 à 150°C dans les aquifères) pour le chauffage urbain collectif par réseau de chaleur ;
- **La géothermie à très basse énergie** (<30°C). Elle extrait la chaleur terrestre et solaire présente à faible profondeur dans le sol (10 à 100 m) par pompe à chaleur (PAC). (24)

## II.3 Échangeur air-sol

Un échangeur air-sol (également connu sous les noms de puits provençal, puits canadien, cheminée solaire ou encore, plus récemment, puits climatique) est un échangeur géothermique à très basse énergie utilisé pour rafraîchir ou réchauffer l'air ventilé dans un bâtiment. Ce type d'échangeur est notamment utilisé dans l'habitat passif.

On distingue deux différents types d'échangeurs de chaleur air-sol. Le premier, à « boucle ouverte » où l'air extérieur est aspiré à travers des tubes afin de ventiler le local, et le second à « boucle fermée » où l'air est aspiré du local avant d'être recyclé à travers les tubes. Ce dernier type est moins utilisé dans le secteur résidentiel, car il ne répond pas aux exigences de la qualité de l'air. Les aspects importants qui déterminent l'efficacité d'un échangeur air-sol sont la nature du climat, les propriétés thermo-physiques du sol, la profondeur de la roche mère et de la nappe phréatique. Ces informations sont primordiales pour le dimensionnement du système échangeur air-sol.

Les principaux avantages du système échangeur air-sol sont sa simplicité technique, son grand potentiel de refroidissement et de préchauffage et aussi ses faibles coûts d'investissement, d'exploitation et de maintenance en plus de l'économie d'énergie et la limitation des gaz à effets de serre.

### II.3.1 Principaux éléments d'un puits canadien/provençal

- Entrée d'air neuf
- Conduit
- Système d'évacuation des condensats
- Ventilateur et système de régulation du puits

Eléments pour la conception d'un puits canadien/provençal :

- Nature du sol
- Localisation géographique
- Place disponible pour l'enfouissement du conduit et coût
- Type de bâtiment et ventilation hygiénique
- Besoins en chauffage et refroidissement

### II.3.2 Principe de fonctionnement

Un échangeur de chaleur air-sol est un système géothermique qui utilise l'inertie thermique du sol pour chauffer ou refroidir une partie de l'air de renouvellement d'un habitat. Il est parfois appelé puits canadien ou puits provençal. (25)

Le phénomène du refroidissement et du chauffage par la géothermie s'appuie principalement sur le fait qu'en été la température du profond du sol étant basse par comparaison à celle de l'air ambiant, et l'inverse en hiver. (26)

Le dimensionnement d'un puits canadien est assez délicat du fait du nombre de paramètres à optimiser : débit de ventilation, longueur, diamètre, la profondeur d'enfouissement.

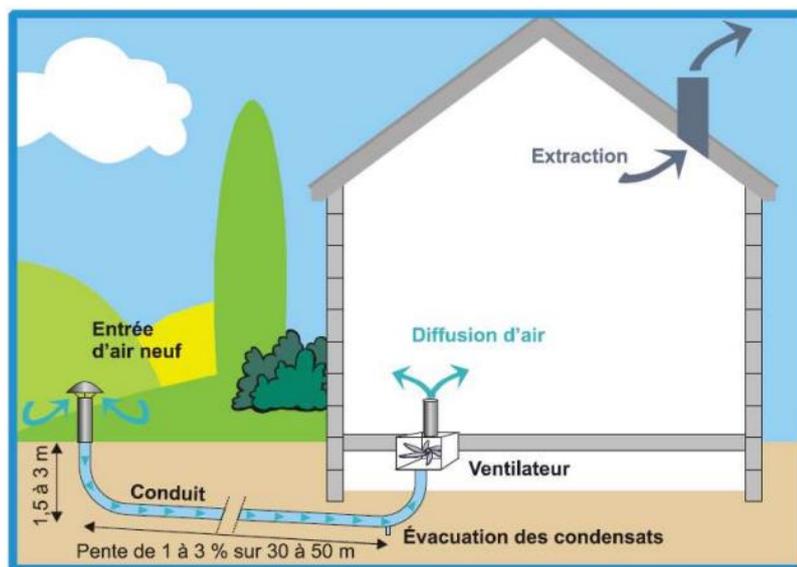


Figure II.1 : Schéma simplifié d'un puits canadien mono tube. (27)

Comme le montre le figure 26, la pente de la conduite enterrée doit être comprise entre 1 et 3% pour favoriser l'évacuation des condensats qui peuvent se former sur les parois froides du conduit lorsque l'air extérieur chaud est en contact avec ces parois.

La stagnation de cette eau de condensation au sein du puits favorise le développement de germes et de bactéries, peut perturber la circulation et altérer la qualité de l'air neuf dans le puits. Afin d'éviter ces phénomènes, le puits doit impérativement être muni d'un système d'évacuation des condensats. La structure de ce système dépend de la présence ou non d'un sous-sol au sein du bâtiment.

#### II.4 L'état de l'art

Le concept de l'utilisation du sol comme puits de chaleur a été utilisé plusieurs siècles avant notre ère. Par exemple, les architectes iraniens ont combiné les tours à vent et les échangeurs air-sol comme technique passive de contrôle de la température dans les maisons (28).

D'autres modèles numériques plus élaborés ont été développés par divers auteurs. Ces modèles, essentiellement basés sur la méthode des différences finies, traitent soit d'un seul conduit (29); (30); (31); (32); (30); (33) soit de plusieurs conduits en parallèles ( (34); (35); (36); (37)). La validation de ces modèles est souvent limitée à quelques heures ou jours de fonctionnement avec des résultats expérimentaux généralement issus de prototype de laboratoire. Un de ces modèles développé par Boulard et al ( (36); (38)) a été révisé par Hollmuller et Lachal ( (39)). Le modèle révisé intègre la diffusion thermique 3D transitoire dans le sol, différentes géométries de conduits enterrés, les propriétés du sol, les pertes de charges, l'échange de chaleur latente (condensation/ évaporation de l'humidité de l'air). Ce modèle a été adapté au logiciel commercial TRNSYS de simulation dynamique des systèmes énergétiques sous le nom type 460. Il est ainsi possible de coupler un échangeur de chaleur air-sol avec le module TRNBUILD (Type 56) de TRNSYS pour la simulation des bâtiments. Le type 460 a été validé en comparaison avec :

- La solution analytique de la diffusion de la chaleur avec un seul tube enterré parcouru par un courant d'air dont la température à l'entrée est en oscillation sinusoïdale ;
- Les résultats expérimentaux issus du suivi d'installations réelles du puits canadien pendant une ou plusieurs années.

Cependant les validations expérimentales ont concerné uniquement des conduits enterrés sous des bâtiments et ne subissant donc pas les effets des conditions météorologiques à la surface supérieure du sol.

On peut aussi trouver ces échangeurs utilisés pour moduler la température de certains procédés industriels. Comme par exemple dans le système proposé par (40) où un échangeur à air est utilisé pour diminuer la température d'un drain thermique. L'ensemble des applications des échangeurs géothermiques à air peut être trouvé dans (41). Cette revue se concentrera sur les échangeurs dans le milieu résidentiel.

## **II.5 Paramètres de dimensionnement**

L'analyse des paramètres de dimensionnement d'un puits canadien permet d'évaluer l'influence des différents paramètres sur les performances et le comportement thermique de l'échangeur air-sol et d'en distinguer les plus prépondérants. Ces paramètres sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur air-sol, et par conséquent pour sa modélisation.

Les critères de choix des tubes reposent sur la résistance mécanique, durabilité, étanchéité, conductivité thermique et l'imperméabilité. Le puits canadien peut être constitué d'une boucle d'un seul tube ou de plusieurs tubes montés en parallèle. La configuration du réseau des tubes dépend de la taille de la surface disponible. Les parois des tubes sont traitées afin de réduire la croissance microbienne pouvant polluer l'air frais. Les études concernant la pollution de l'air ont été effectuées et ont montré que la concentration d'une croissance possible de bactéries nocives pourrait même être diminuée en raison de l'écoulement d'air.

Le dimensionnement d'un puits canadien est assez délicat du fait du nombre de paramètres à optimiser : longueur, diamètre et nombre de tubes, profondeur d'enfouissement, distance entre les tubes, débit de ventilation et la température du bâtiment.

### **II.5.1 Longueur des tubes**

La longueur des tubes du puits canadien détermine la surface d'échange et le temps de séjour de l'air dans les tubes. Il a été démontré par plusieurs études qu'en dessous de 25 mètres de longueur, le puits canadien ne permet pas d'obtenir une température de sortie proche de celle du sol, car le rendement de l'échange est moyen. En revanche au-delà de 40 mètres le rendement n'augmente plus de manière significative. Il est préférable d'employer plusieurs tubes de longueur raisonnable (20 m à 40 m) plutôt qu'un tube de longueur importante (42). Notons que plus le tube est long, plus les pertes de charges sont importantes entraînant une plus grande consommation d'énergie par ventilateur.

### II.5.2 Température de sortie

La température de sortie d'un tube enterré est directement liée à la température du sol. Son amplitude diminue fortement avec la profondeur. Le tube doit donc être enterré assez profondément de manière à profiter au mieux de l'inertie du sol. Le type de sol n'influe pas de manière importante sur la température de sortie dans le cas d'un échangeur air-sol constitué d'un seul tube, à condition que, le débit ne soit pas trop élevé. (43) a présenté une étude de cas pour examiner le gradient de température du sol et le rendement des EAHX au Burkina Faso.

Des expériences ont été menées à la profondeur d'enfouissement de 0.5 m, 1.0 m et 1.5 m. Il a conclu que la diminution d'environ 7,6 °C de la température extérieure est réalisée avec un tube de 25 m de longueur enterré à la profondeur de 1,5 m et muni d'un ventilateur de capacité de 95 m<sup>3</sup>/h. La température du sous-sol a enregistré de faibles valeurs au moment où la température extérieure était la plus élevée.

### II.5.3 Débit d'air

Le débit d'air dans les tubes intervient simultanément sur l'échange convectif entre l'air et la canalisation et sur la puissance thermique apportée au bâtiment. Un optimum est à déterminer, le débit global devant surtout correspondre aux besoins de renouvellement d'air de la pièce ou de la zone à ventiler. Lors du rafraîchissement d'été, le débit doit être plus élevé que lors du préchauffage d'hiver où seul le débit hygiénique est nécessaire.

### II.5.4 Diamètre des tubes

Le nombre et le diamètre des tubes définissent la section totale de tubes par laquelle va circuler l'air, influent à la fois sur la vitesse d'écoulement de l'air et sur la surface de contact entre l'air et le sol. Les tubes de petit diamètre donnent une meilleure performance thermique, mais avec des chutes de pression importantes (De Paepe & Janssens 2003). Le diamètre du tube et le débit d'air sont liés par la vitesse de l'air parcourant le tube. Celle-ci ne doit pas dépasser les 3 mètres par seconde afin de ne pas induire des pertes de charges importantes dans le tube. La qualité de l'échange varie peu en fonction du diamètre. Afin d'obtenir un débit significatif, ce dernier doit être compris entre 15 et 25 centimètres (De Paepe & Janssens 2003). Le régime de ventilation peut varier selon le mode de fonctionnement (réduit en préchauffage, plus élevé en rafraîchissement). Plus le débit est important, plus la longueur du tube devra être importante.

### II.5.5 Distance entre tube

La distance entre les tubes est aussi très importante, parce qu'elle influe sur la température de la portion du sol située entre ces tubes, ce qui réduit localement la capacité de

stockage du sol. D'après (Hollmuller 2002) une distance de 40 cm sera suffisante pour maintenir l'effet de stockage thermique pour des variations journalières. Par contre, un stockage thermique saisonnier nécessiterait un espacement de l'ordre de 3 m, qui n'est généralement pas envisageable en pratique. En tout cas, si plusieurs tubes sont placés à proximité il faut les espacer suffisamment pour que le sol puisse se régénérer.

### II.5.6 Disposition des tubes

Afin de minimiser les pertes de charge au sein du conduit et de faciliter son entretien, il est conseillé de limiter le nombre de coudes. Deux dispositions sont majoritairement utilisées lorsque le puits ne comporte qu'un seul tube

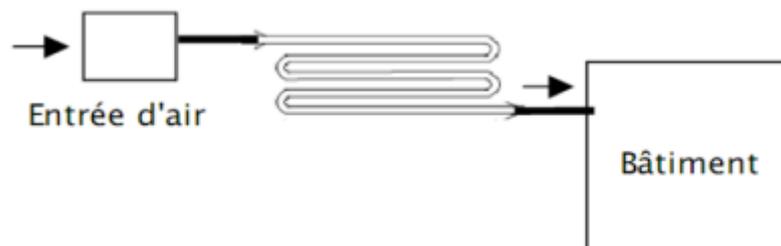


Figure II.2 : Tube en serpentin.

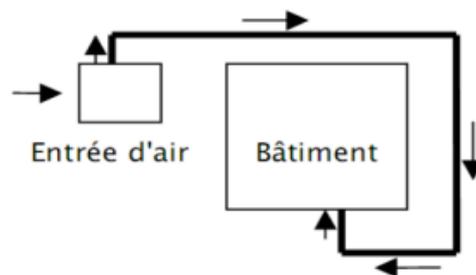


Figure II.3 : Tube en boucle.

### II.5.7 La profondeur d'enfouissement

La profondeur d'enfouissement influe sur la qualité de l'isolation entre l'atmosphère et les tubes enterrés. Le calcul de la profondeur d'enfouissement dépend de la nature du sol (conductivité thermique, diffusivité thermique, capacité thermique) et de l'échange thermique entre la surface du sol et l'entourage : par radiation avec le soleil et le ciel et par convection

---

avec l'air ambiant. (Hollmuller 2002) montre que les variations de température de l'air extérieur sont d'autant plus amorties et déphasées par le sol que la profondeur est grande.

## II.6 Avantages et inconvénients des échangeurs air / sol

### ➤ **Avantages :**

- Ressource énergétique renouvelable préservant l'environnement (Pas de déchet, émissions gazeuses très réduites) ;
- Consommation énergétique très faible ;
- Coût du matériel faible ;
- La maintenance restreinte ;
- Pas de rejets de CO<sub>2</sub>, pas de liquides frigorigènes, pas de phénomène allergogène ou virales.

### ➤ **Inconvénients :**

- Inutile à la mi- saison ;
- Technique de pose relativement délicate ;
- Coût de terrassement important ;
- Consommation supplémentaire : il est à souligner qu'en parallèle des possibilités d'économie d'énergie, la consommation électrique des auxiliaires (ventilateur de circulation d'air, by-pass automatisé, pompe de relevage de l'eau condensée, etc.) peut s'avérer importante.
- Entretien du circuit – il faut prévoir un entretien régulier de la conduite pour garantir une qualité hygiénique de celui-ci. Des accès à la conduite sont à prévoir pour nettoyer le système et éviter la prolifération des bactéries consécutive à la condensation (estivale) (44).

## Conclusion

Dans cette étude nous avons conclu la contribution à la rationalisation de la consommation énergétique des bâtiments, et à la minimisation de leurs émissions des gaz à effet de serre, de nombreuses alternatives techniques ont été explorées. Une de ces techniques est l'échangeur air-sol dont le principe est techniquement simple.

Le principe de rafraîchissement à l'aide des échangeurs air-sol est bien établi, mais le comportement d'un tel système dépend des conditions climatiques et de la nature du sol. Le comportement thermique dynamique d'un échangeur air-sol n'est donc pas universel et doit être étudié dans le cadre du climat, du sol et des conditions de charge du bâtiment.

## Chapitre III :

# Etude des besoins thermiques d'un poulailler

### Introduction

L'objectif de ce chapitre est d'étudier les besoins thermiques d'un poulailler situé dans la région de Mouzaia Blida.

Cette étude est divisée en deux parties principales :

- **Étude pratique** : a été réalisée dans un poulailler a Mouzaia, Blida, où toutes les informations sur le poulailler (orientation, dimensions, structure, etc.) et sur les conditions internes et externes du bâtiment ont été collectées.

- **Étude théorique** : les formules nécessaires pour le calcul des apports et des déperditions de la chaleur ont été déterminées, ce qui a permis de déterminer la puissance de chauffage et de refroidissement requise de ce poulailler.

### III.1 Présentation de la région d'étude

#### III.1.1 Situation Géographique

La daïra de Mouzaïa est située à 14 km à l'ouest de Blida sur une altitude de 100m, à environ 59 km au sud-ouest d'Alger. Elle couvre une superficie 83,90km<sup>2</sup>, le nombre des habitants est de 52 555 habitants.

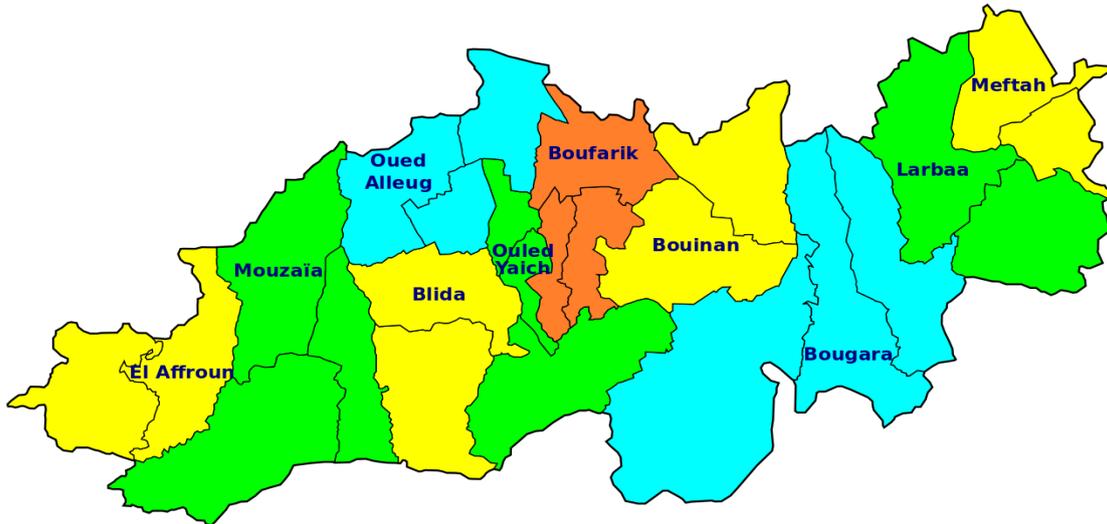


Figure III.1 : Situation géographique de la région de Mouzaïa.

Coordonnées 36° 28' 00" nord, 2° 41' 00"

- **Climat**

Mouzaïa possède un climat méditerranéen chaud avec été sec (Csa) selon la classification de Köppen-Geiger. Sur l'année, la température moyenne à Mouzaïa est de 15.9°C et les précipitations sont en moyenne de 676.3 mm.

Climat et moyennes météorologiques tout au long de l'année pour Mouzaïa Algérie

À Mouzaïa, les étés sont courts, très chaud, humide, sec et dégagé dans l'ensemble et les hivers sont long, frisquet et partiellement nuageux. Au cours de l'année, la température varie généralement de 5 °C à 34 °C et est rarement inférieure à 1 °C ou supérieure à 38 °C.

En fonction du score de plage/piscine, le meilleur moment de l'année pour visiter Mouzaïa pour les activités estivales est de mi juin à début septembre.

#### Climat à Mouzaïa

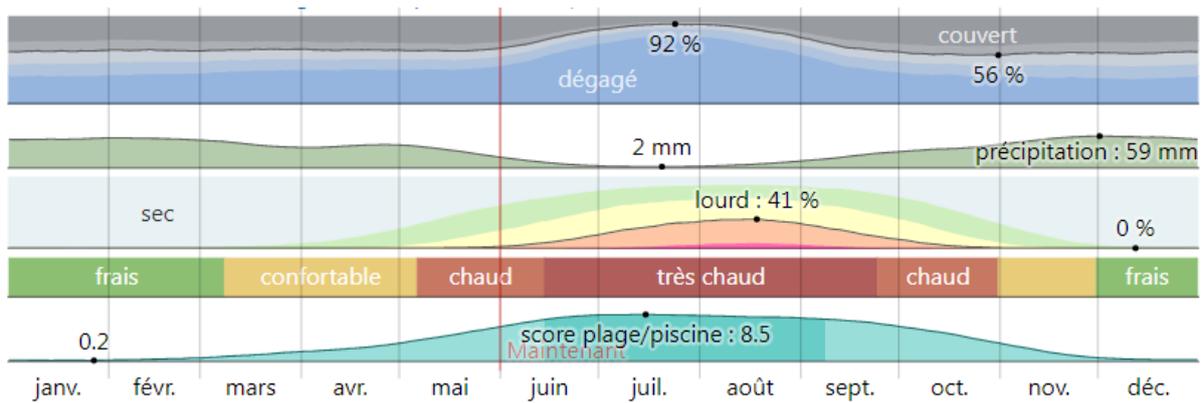


Figure III.2 : Météo mensuelle pour Mouzaïa.

- **Température moyenne à Mouzaïa**

La saison très chaude dure 2,9 mois, du 19 juin au 15 septembre, avec une température quotidienne moyenne maximale supérieure à 30 °C. Le mois le plus chaud de l'année à Mouzaïa est août, avec une température moyenne maximale de 34 °C et minimale de 21 °C.

La saison fraîche dure 4,0 mois, du 20 novembre au 20 mars, avec une température quotidienne moyenne maximale inférieure à 20 °C. Le mois le plus froid de l'année à Mouzaïa est janvier, avec une température moyenne minimale de 5 °C et maximale de 16 °C.

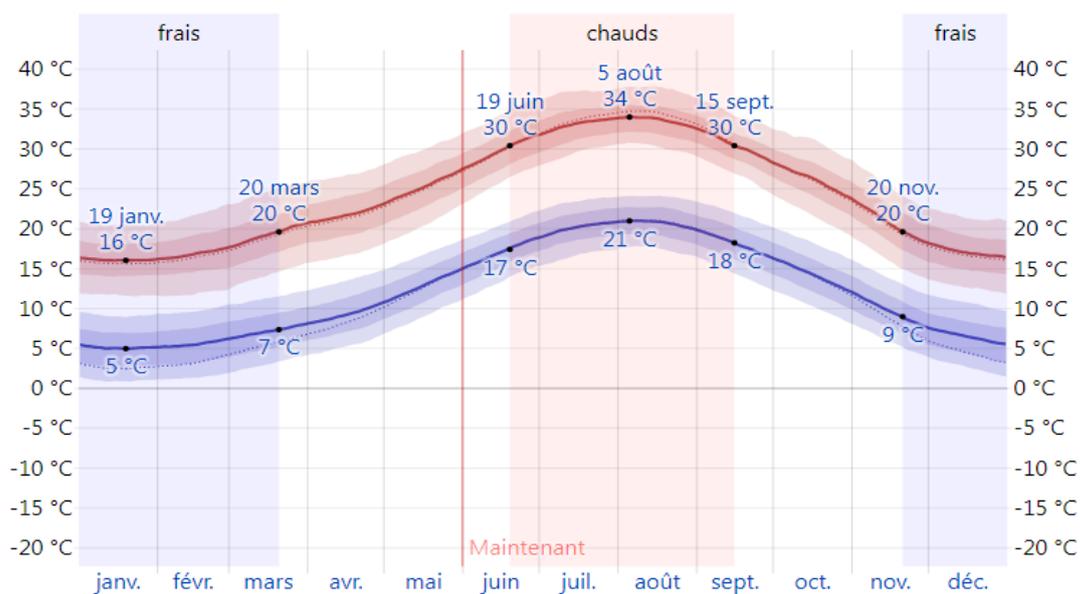


Figure III.3 : Température moyenne maximale et minimale à Mouzaïa.

La température moyenne quotidienne maximale (ligne rouge) et minimale (ligne bleue), avec bandes du 25e au 75e percentile et du 10e au 90e percentile. Les fines lignes pointillées sont les températures moyennes perçues correspondantes.

**Tableau III.1 : Température moyenne maximale et minimale à Mouzaïa de l'année 2021.**

Moyenne	janv.	févr.	Mars	avr.	Mai	Juin	juil.	Août	sept.	oct.	nov.	déc.
<b>Haute</b>	16 °C	17 °C	19 °C	22 °C	25°C	30°C	33°C	34°C	30°C	26°C	21 °C	17 °C
<b>Temp.</b>	10 °C	11 °C	13 °C	15 °C	19°C	24°C	27°C	27°C	24°C	20°C	15 °C	11 °C
<b>Basse</b>	5 °C	6 °C	7 °C	9 °C	13°C	17°C	20°C	21°C	18°C	14°C	10 °C	6 °C

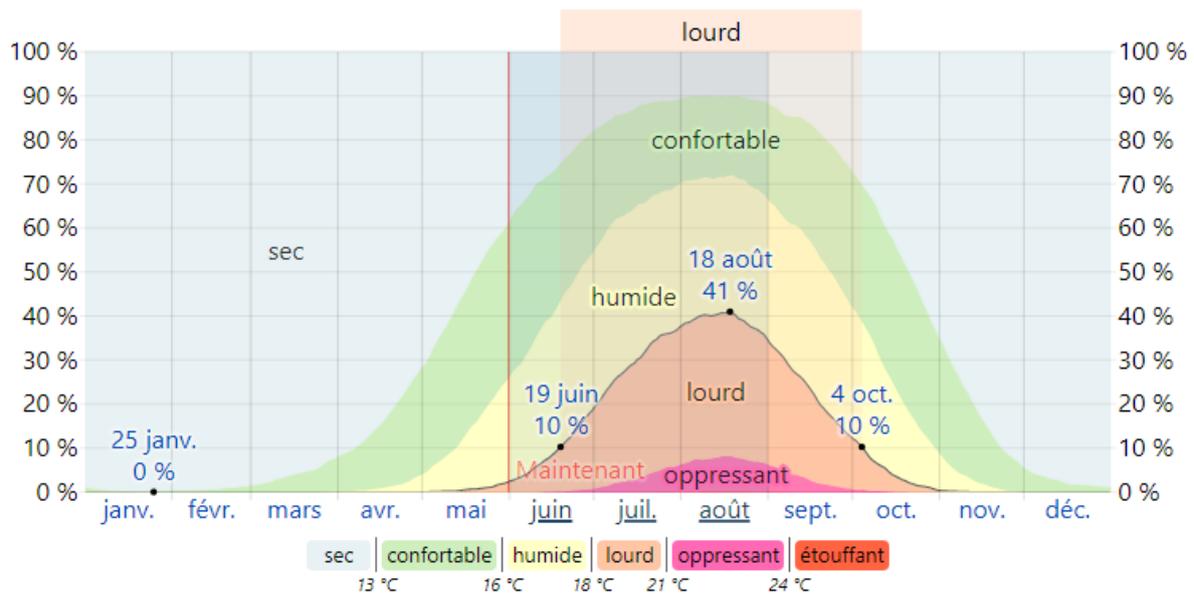
- **Humidité**

Nous estimons le niveau de confort selon l'humidité sur le point de rosée, car il détermine si la transpiration s'évaporerait de la peau, causant ainsi un rafraîchissement de l'organisme. Les points de rosée plus bas sont ressentis comme un environnement plus sec et les points de rosée plus haut comme un environnement plus humide. Contrairement à la température, qui varie généralement considérablement entre le jour et la nuit, les points de rosée varient plus lentement. Ainsi, bien que la température puisse chuter la nuit, une journée lourde est généralement suivie d'une nuit lourde.

Mouzaïa connaît des variations saisonnières considérables en ce qui concerne l'humidité perçue.

La période la plus lourde de l'année dure 3,5 mois, du 19 juin au 4 octobre, avec une sensation de lourdeur, oppressante ou étouffante au moins 10 % du temps. Le mois ayant le plus grand nombre de jours lourds à Mouzaïa est août, avec 12,0 jours lourds ou plus accablants.

Le jour le moins lourd de l'année est le 25 janvier, avec un climat lourd quasiment inexistant.



**Figure III.4 : Niveaux de confort selon l'humidité à Mouzaïa.**

Le pourcentage de temps passé dans divers niveaux de confort selon l'humidité, catégorisés par le point de rosée.

### III.1.2 Les dimensions et la structure du bâtiment

Le bâtiment étudié mesure 44m de long sur 11m de large avec un 3m hauteur de murs et une courbure de toit de 20°.

Les murs du bâtiment sont construits avec du béton et de la maçonnerie en ciment ; à l'épaisseur de 5cm, le toit est en double pente de 5% ; il est de brique plate de 2cm d'épaisseur ; un faux plafond de 1cm de nylon plastique et le plancher en béton armé d'épaisseur de 20cm.

Le mure (Nord/Est) contient 10 fenêtres de dimensions [1m × 0,7 m].

Le mure (Sud/Ouest) contient 10 fenêtres de dimensions [1m × 0,7 m].

Le mur (Ouest /Nord) contient une porte de [2 m × 1m] et une fenêtre [1 m × 0.4 m]

Le mur (Est / Sud) contient une porte de [2 m × 1m]

Les conditions du travail maximale du poulailler :

Pour déterminer la période du travail maximal de ce poulailler, nous avons coordonne entre les conditions maximales intérieur et extérieur comme suivant :

Tableau III.2 : Les conditions maximales intérieures et extérieures du poulailler.

	Les conditions intérieures maximales		Les conditions extérieures maximales	
<b>Cas 1</b>	Les poulets ont les premières semaines de croissance	Besoin des températures élevées	Hiver	Le jour le plus froid de l'année
<b>Cas 2</b>	Les poulets ont les dernières semaines de croissance	Besoin des températures basses	Été	Le jour le plus chaud de l'année

Tableau III.3 : Les conditions climatiques externes du jour le plus chaud et le plus froid de l'année.

Conditions externes	Hiver 2022	Été 2021
<b>La date</b>	<b>01 février</b>	<b>22 août</b>
<b>La température C°</b>	01	38
<b>L'humidité relative %</b>	05	41
<b>La vitesse du vent km.h<sup>-1</sup></b>	14	11.11
<b>Le temps (h)</b>	10H	12h

Les conditions intérieures du poulailler sont résumées dans le tableau ci-dessous :

Tableau III.4 : Les conditions de base interne.

Conditions interne	Hiver 2022	Été 2021
La date	01 février	22 août
La température C°	25	18
L'humidité relative %	60	70
La vitesse du vent m.s <sup>-1</sup>	0.1	1
L'Age de poulet (jours)	10	40
Le poids de poulet (kg)	0.38	3.0

Tableau III.5 : Les surfaces et l'orientation du poulailler.

	Orientation	Surfaces (m <sup>2</sup> )			
		Paroi	Mur net	Porte	Fenêtre
Paroi 1	Nord / Est	132	125	-	0.7
Paroi 2	Est / Sud	33	34	2	-
Paroi 3	Sud / Ouest	132	125	-	0.7
Paroi 4	Ouest /Nord	33	30.6	2	0.4
Plancher	-		484		
Toiture	-		506		

Le bâtiment est dimensionné pour contenir 4000 poulettes et un personnel de surveillance de 02 personnes

Les effets de la direction du vent sur la convection seront négligés à cause de la faible vitesse de l'air et de la végétation entourant le bâtiment.

## III.2 Etude théorique

### III.2.1 Déperditions calorifiques

La chaleur se déplace naturellement du chaud vers le froid. Dès que l'on chauffe un bâtiment à une température supérieure à celle de l'extérieure, la chaleur va essayer de sortir de

l'intérieur du bâtiment vers le milieu extérieur. Ce déplacement de chaleur de l'intérieur vers l'extérieur s'appelle la déperdition calorifique. Les déperditions calorifiques sont égales au flux de chaleurs sortant d'un local, ou d'un groupe des locaux, par transmission de chaleur à travers les parois et par renouvellement d'air pour un degré d'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur. (45)

### a) Déperditions totales

Les déperditions totales sont données par :

$$D = D_T + D_R \quad (\text{III.1})$$

Où  $D_T$  et  $D_R$  (en  $W/^\circ C$ ) sont respectivement les déperditions thermiques par transmission et les déperditions par renouvellement d'air.

### b) Déperditions calorifiques par transmission DT

Les déperditions par transmission sont données par :

$$D_T = D_{surf} + D_{li} + D_s + D_{inc} \quad (\text{III.2})$$

- $D_{surf}$  (en  $W/^\circ C$ ) représente les déperditions surfaciques à travers les parois en contact avec l'extérieur.
- $D_{li}$  (en  $W/^\circ C$ ) représente les déperditions à travers les liaisons.
- $D_s$  (en  $W/^\circ C$ ) représente les déperditions à travers les parois en contact avec le sol.
- $D_{inc}$  (en  $W/^\circ C$ ) représente les déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés.

### c) Déperditions surfaciques par transmission à travers les parois

$$D_{surf} = K_{hiver} \times S_i \quad (\text{III.3})$$

$S_i$  (en  $m^2$ ) est la surface intérieure de la paroi.

$K_{hiver}$  (en  $W/ m^2 \cdot ^\circ C$ ) représente le coefficient de transmission surfacique en hiver et calculer par :

$$\frac{1}{K_{\text{hiver}}} = \sum R + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad (\text{III.4})$$

#### d) Déperditions à travers les ponts thermiques :

Les ponts thermiques sont des points de jonction où l'isolation n'est pas continue et qui provoquent des pertes de chaleur. (46)

Les déperditions à travers les ponts thermiques sont calculées par :

$$D_{li} = k_{l.L} \quad (\text{III.5})$$

Les déperditions par ponts thermiques pour tout le logement peuvent être évaluées à 20% des pertes surfaciques par transmission à travers les parois du logement, soit :

$$D_{li} = \sum(k_l, L) = 0,20 \sum(K_{\text{hiver}} \cdot S_i) \quad (\text{III.6})$$

$$D_{li} = 0,20 \sum D_{\text{surf}} \quad (\text{III.7})$$

- $k_l$  (en W/m.°C) représente le coefficient de transmission linéique de la liaison.
- $L$  (en m) représente la longueur intérieure de la liaison.

#### e) Déperditions à travers les parois en contact avec le sol

Les déperditions  $D_S$ , pour un plancher bas ou un mur enterré, sont données par la formule :

$$D_S = k_s \times P \quad (\text{III.8})$$

-  $P$  (en m) représente le périmètre intérieur pour les planchers bas.

-  $k_s$  (en W/m.°C) est le coefficient de transmission linéique du plancher bas ou du mur. Les valeurs des coefficients  $k_s$  sont données en fonction de la différence de niveau  $z$ .

- Pour un plancher bas enterré, la différence de niveau est la différence entre le niveau de la face supérieure du plancher et le niveau du sol. Elle est comptée négativement lorsque le plancher est plus bas que le sol, et positivement dans le cas contraire (figure) (47)

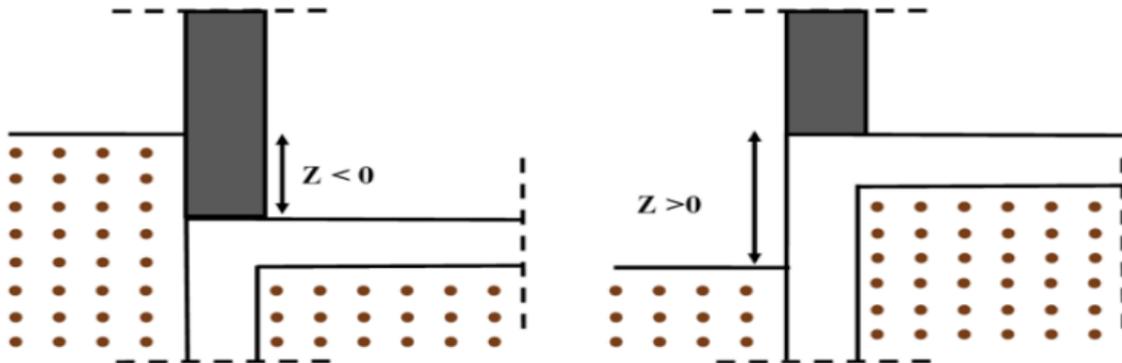


Figure III.5 : Différence de niveau d'un plancher par rapport au sol. (47)

#### f) Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés

On entend par local non chauffé tout local pour lequel le chauffage n'existe pas ou risque d'être interrompu pendant de longues périodes, ainsi que tout local chauffé par intermittence.

$$D_{\text{inc}} = T_{\text{au}} [\sum D_{\text{surf}} + \sum k_l \cdot L] \quad (\text{III.9})$$

Où  $T_{\text{au}}$  est le coefficient de réduction de température et il est donné par la formule suivante :

$$T_{\text{au}} = \frac{T_i - T_{\text{inc}}}{T_i - T_e} = \frac{d_e}{d_e + a_c} \quad (\text{III.10})$$

$-a_c$  (en  $\text{W}/^\circ\text{C}$ ) représente les apports de chaleur des divers locaux chauffés vers le local non chauffé et sont calculant en utilisant la formule suivante :

$$a_c = \sum (K_{\text{hiver}} \times S_i) + \sum (k_l \times L) \quad (\text{III.11})$$

En considérant la ou les parois séparatrices entre les locaux non chauffés et les locaux chauffés.

$-d_e$  (en  $\text{W}/^\circ\text{C}$ ) représente les déperditions du local non chauffé vers l'extérieur et sont données par la formule suivante :

$$d_e = \sum(K \times S_i) + \sum(k_l \times L) + d_r \quad (\text{III.12})$$

$d_r$  (en  $W/^\circ C$ ) représente les déperditions par renouvellement d'air du local non chauffé, qui sont calculées différemment selon la formule suivante :

$$d_r = 0,34 \times N \times V \quad (\text{III.13})$$

- $V$  (en  $m^3$ ) est le volume du local non chauffé.
- $N$  (en  $h^{-1}$ ) est le taux horaire de renouvellement d'air du volume  $V$  du local non chauffé.

### g) Les déperditions par renouvellement d'air

Les déperditions calorifiques par renouvellement d'air d'un local représentent les pertes de chaleur provenant des entrées d'air neuf et de l'excédent d'air extrait, ainsi que des infiltrations d'air dans le local en cause des perméabilités des parois. (47)

$$D_R = D_{Rv} + D_{Rs} \quad (\text{III.14})$$

Où  $D_{Rv}$  représente les déperditions dues au fonctionnement normal des dispositifs de ventilation et calculer par la formule suivante : (48)

$$D_{Rv} = 0,34 \times Q_v \quad (\text{III.15})$$

- $n_p$  nombre des poulets.

- $Q_v$  (en  $m^3/h$ ) le débit nécessaire pour les poulets de chair.

$$Q_v = m_p \times n_p \times q_v \quad (\text{III.16})$$

$D_{Rs}$  représente les déperditions supplémentaires dues au vent et calculer par la formule suivante : (47)

$$D_{Rs} = 0,34 \times Q_s \quad (\text{III.17})$$

- **0,34** (en  $Wh/m^3 \cdot ^\circ C$ ) est la chaleur volumique de l'air.

-  $Q_s$  (en  $m^3/h$ ) est le débit supplémentaire par infiltrations dues au vent.

### III.2.2 Puissance de chauffage

La puissance de chauffage est l'énergie nécessaire pour assurer une température de consigne et de confort dans la pièce ou le bâtiment à chauffer, cette puissance ne doit pas être inférieure aux déperditions de base.

Théoriquement, il suffirait d'une puissance utile égale aux déperditions de base pour être en mesure d'assurer la température de consigne d'un local. Mais dans le cas pratique, en raison de l'inertie du bâtiment et des éventuelles pertes calorifiques dues aux réseaux de tuyauterie, la puissance à fournir doit être supérieure aux déperditions de base. (45)

La puissance de chauffage  $Q$  nécessaire pour un logement est donnée par : (47)

$$Q = [t_{bi} - t_{be}] \times [[1 + \text{Max}(c_r; c_{in})]D_T] + [(1 + c_r) \times D_R] \quad (\text{III.18})$$

$C_r$  est un ratio estimé des pertes calorifiques dues au réseau de tuyauteries éventuel.

$C_{in}$  représente un coefficient de surpuissance.

### III.2.3 Les apports calorifiques

Les apports calorifiques (appelés aussi gains) d'un local sont égaux à la somme des apports de chaleur sensible et latente, provenant d'une source intérieure ou extérieure du local, pour des conditions extérieures et intérieures déterminées. (47)

#### a) Les apports calorifiques sensibles

Les apports calorifiques sensibles, ou gains sensibles, sont les apports de chaleur qui affectent directement la température sèche de l'air du local considéré.

$$A_{sen} = APO + AV + AI_{sen} + AINF_{sen} \quad (\text{III.19})$$

- APO (en W) représente les apports par les parois opaques.
- AV (en W) représente les apports à travers les parois vitrées.
- $AI_{sen}$  (en W) représentent les parties sensibles des apports internes.

- $A_{INF_{sen}}$  (en W) représentent les parties sensibles des apports dus aux infiltrations d'air.

### b) Les apports calorifiques latent

Les apports calorifiques latents, ou gains latents, sont les apports d'humidité sous forme de vapeur d'eau qui affectent le local considéré.

$$A_{lat} = A_{I_{lat}} + A_{INF_{lat}} \quad (III.20)$$

- $A_{I_{lat}}$  (en W) représentent les parties latentes des apports internes.
- $A_{INF_{lat}}$  (en W) représentent les parties latentes des apports dus aux infiltrations d'air.

### c) Apports totaux

Les apports calorifiques totaux ou puissance frigorifique sont égaux aux gains du local augmentés, d'une part des quantités de chaleur correspondant au débit d'air total qui passe à travers l'installation, et augmentés, d'autre part, des quantités de chaleur provenant de l'installation elle-même. (47)

Les apports calorifiques totaux sensibles  $AT_{sen}$  et latents  $AT_{lat}$  sont donnés par :

$$AT_{sen} = (C_{\Delta a, sen} \cdot A_{sen}) + A_{REN_{sen}} \quad (III.21)$$

$$AT_{lat} = (C_{\Delta a, lat} \cdot A_{lat}) + A_{REN_{lat}} \quad (III.22)$$

- $C_{\Delta a, sen}$  et  $C_{\Delta a, lat}$  sont coefficient majorateur des gains sensibles (échauffement du ventilateur, réseau de conduits d'air traversant des locaux non conditionnés) et latents (tels que ceux dus aux fuites d'air éventuelles dans les réseaux de conduits d'air) qui prend en compte les gains supplémentaires.
- $A_{REN_{sen}}$  et  $A_{REN_{lat}}$  (en W) représentent les apports sensibles et latents dus à la ventilation des locaux.

### d) Apports externes

➤ **Les apports à travers les parois aériennes**

Les apports de chaleur par les parois opaques extérieures tiennent compte de la différence de température entre les faces des parois, de l'ensoleillement, de l'amortissement et du déphasage dans la paroi du flux de chaleur induit. (47)

$$APO(t) = 1,2 \times K_{\text{été}} \times S_i \times \Delta t_e(t) \quad (\text{III.23})$$

1,2 (sans dimension) est un coefficient majorateur tenant compte des apports latéraux linéiques (à travers les ponts thermiques).

Le coefficient  $K_{\text{été}}$  des parois opaques est donné par la formule suivante :

$$\frac{1}{K_{\text{été}}} = \sum R + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad (\text{III.24})$$

La différence de température équivalente  $\Delta t_e(t)$  est donnée par : (49)

• Paroi ensoleillée :

$$\Delta t_e(t) = \Delta t_{es}(t) + C_{\Delta te} + \frac{\alpha}{0,9} [\Delta t_{em}(t) - \Delta t_{es}(t)] \times \frac{I_{t,b}}{I_{t,b}(40)} \quad (\text{III.25})$$

• Paroi à l'ombre 24/24h :

$$\Delta t_e(t) = \Delta t_{es}(t) + C_{\Delta te} \quad (\text{III.26})$$

- $\Delta t_{es}(t)$  (en °C) représente la différence de température équivalente à l'heure t en considérant que la paroi est à l'ombre.
- $\Delta t_{em}(t)$  (en °C) est la différence équivalente de température à l'heure t pour l'orientation de la paroi considérée.
- $C_{\Delta te}$  est un facteur de correction.

- $\alpha$  est le facteur d'absorption de la paroi.
- $I_{t,b}$  et  $I_{t,b}(40)$  (en  $W/m^2$ ) représentant le rayonnement total de base pour le mois, la latitude et l'orientation considérés et le rayonnement total de base pour le mois de Aout, la latitude  $40^\circ$  Nord et pour l'orientation considérée respectivement.

➤ **Les apports à travers un plancher en contact avec le sol (47)**

$$APO_S = K_{été} \times S_i \times (T_m - T_{i,b}) \quad (III.27)$$

- $K_{été}$  (en  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ) est le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée en été.
- $T_m$  (en  $^\circ C$ ) est la température moyenne sèche de l'air extérieur.

d) **Apports internes**

On désigne par gains internes, les quantités de chaleur dégagée sous forme latente ou sensible à l'intérieur des locaux conditionnés. (49)

➤ **Gains dus à la chaleur des poulets (50)**

La production de chaleur totale de la poule est donnée par :

$$\phi_{tot} = \phi_{sen} + \phi_{lat} \quad (III.28)$$

Pour calculer la production de chaleur latente et sensible du poulet, une équation développée par Pedersen & Thomsen (2000) a été utilisée, comme indiqué ci-dessous :

$$\phi_{tot} = 9,84 \cdot m_p^{0,75} \left( 4 \cdot 10^{-5} \cdot (20 - T_{i,b})^3 + 1 \right) \quad (III.29)$$

$$\phi_S = 0,83. \phi_{tot} \left( 0,8 - 1,85. 10^{-7} (T_{i,b} + 10)^4 \right) \quad (\text{III.30})$$

Où  $m_p$  (en kg) est la masse du poulet.

➤ **Gains dus aux occupants** (47)

Les gains dus aux occupants sont une source de chaleur sensible et latente.

- Gains sensibles occupants :

$$Q_{sen,oc} = n. C_{sen,oc} \quad (\text{III.31})$$

- Gains latents occupants :

$$Q_{lat,oc} = n. C_{lat,oc} \quad (\text{III.32})$$

- **n** nombre d'occupants.
- $C_{sen,oc}$  et  $C_{lat,oc}$  (en W) la chaleur sensible et latente des occupants.

➤ **Gains dus aux machines entraînées par un moteur électrique** (47)

Les moteurs électriques et les machines entraînées par ces moteurs constituent des sources de gains sensibles. Dans le cas où le moteur et la machine entraînée sont dans le même local climatisé, toute l'énergie absorbée est dissipée sous forme de chaleur dans le local climatisé. L'apport AI dû à l'ensemble moteur-machine est donné par la formule :

$$A_{ME} = W_a = \frac{W_{eff}}{\eta} \quad (\text{III.33})$$

- $W_a$  (en W) est la puissance absorbée.
- $W_{eff}$  (en W) est la puissance nominale.
- $\eta$  est le rendement du moteur.

➤ **Gains dus à l'éclairage (47)**

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible.

Si l'on connaît la puissance installée pour l'éclairage, les gains dus à l'éclairage sont donnés par la formule suivante :

$$A_E = \sum(W_n \cdot C_{me} \cdot C_{cr}) \quad (\text{III.34})$$

- $W_n$  (en W) est la puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent.
- $C_{me}$  est un coefficient de majoration.
- $C_{cr}$  est le pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle.

e) **Apports de chaleur par introduction d'air extérieur**

On parle des apports par introduction d'air neuf. Lorsque l'air, en provenance de l'extérieur, pénètre directement c'est-à-dire sans transiter par la centrale de traitement d'air, que cet air pénètre par des entrées d'air non souhaitées (aux infiltrations AINF) ou souhaitée (au renouvellement de l'air AREN).

Lorsque l'apport d'air neuf extérieur se fait principalement au niveau de la centrale de traitement d'air. Ce dernier apport d'air neuf extérieur est de type indirect et ne doit en aucun cas être comptabilisé dans la charge du local. (51)

Les gains sensibles dus au renouvellement de l'air  $AREN_{sen}$ , et dus aux infiltrations  $AINF_{sen}$  sont donnés par les formules données ci-après (47) :

$$AREN_{sen}(t) = 0,320 \times qv \times (T_e(t) - T_{b,i}) \quad (\text{III.35})$$

$$AREN_{sen}(t) = 0,320 \times qv_{inf} \times (T_e(t) - T_{b,i}) \quad (\text{III.36})$$

- 0,320 (en J/m<sup>3</sup>. °C) représente le produit de la chaleur spécifique de l'air (1004 J/kg.°C) par la masse volumique de l'air (1,15 kg/m<sup>3</sup>) et par un facteur de conversion (1/3600).
- $T_e(t)$  (en °C) représente la température sèche de l'air extérieur à l'heure  $t$  et calculer par :

$$T_e(t) = T_{b,e} - [C_{TS}(t) \times Eb] \quad (\text{III.37})$$

- $C_{TS}(t)$  représente un coefficient correcteur.
- $Eb$  (en °C) représente l'écart diurne de base.

Les gains latents dus au renouvellement de l'air  $AREN_{lat}$ , et dus aux infiltrations  $AINF_{lat}$  sont donnés par les formules données ci-après :

$$AREN_{lat}(t) = 0,797 \times qv \times \text{Max} \cdot [(HS_{b,e} - HS_{b,i}), 0] \quad (\text{III.38})$$

$$AINF_{lat}(t) = 0,797 \times qv_{inf} \times \text{Max} \cdot [(HS_{b,e} - HS_{b,i}), 0] \quad (\text{III.39})$$

- 0,797 (en J.kg<sub>air</sub> /g<sub>vap</sub>.m<sup>3</sup>air) représente le produit de la masse volumique moyenne de l'air (1,15 kg/m<sup>3</sup>) par la chaleur de vaporisation de l'eau (2498 J/g) et par un facteur de conversion (1/3600). (47)

III.3 Organigramme du calcul

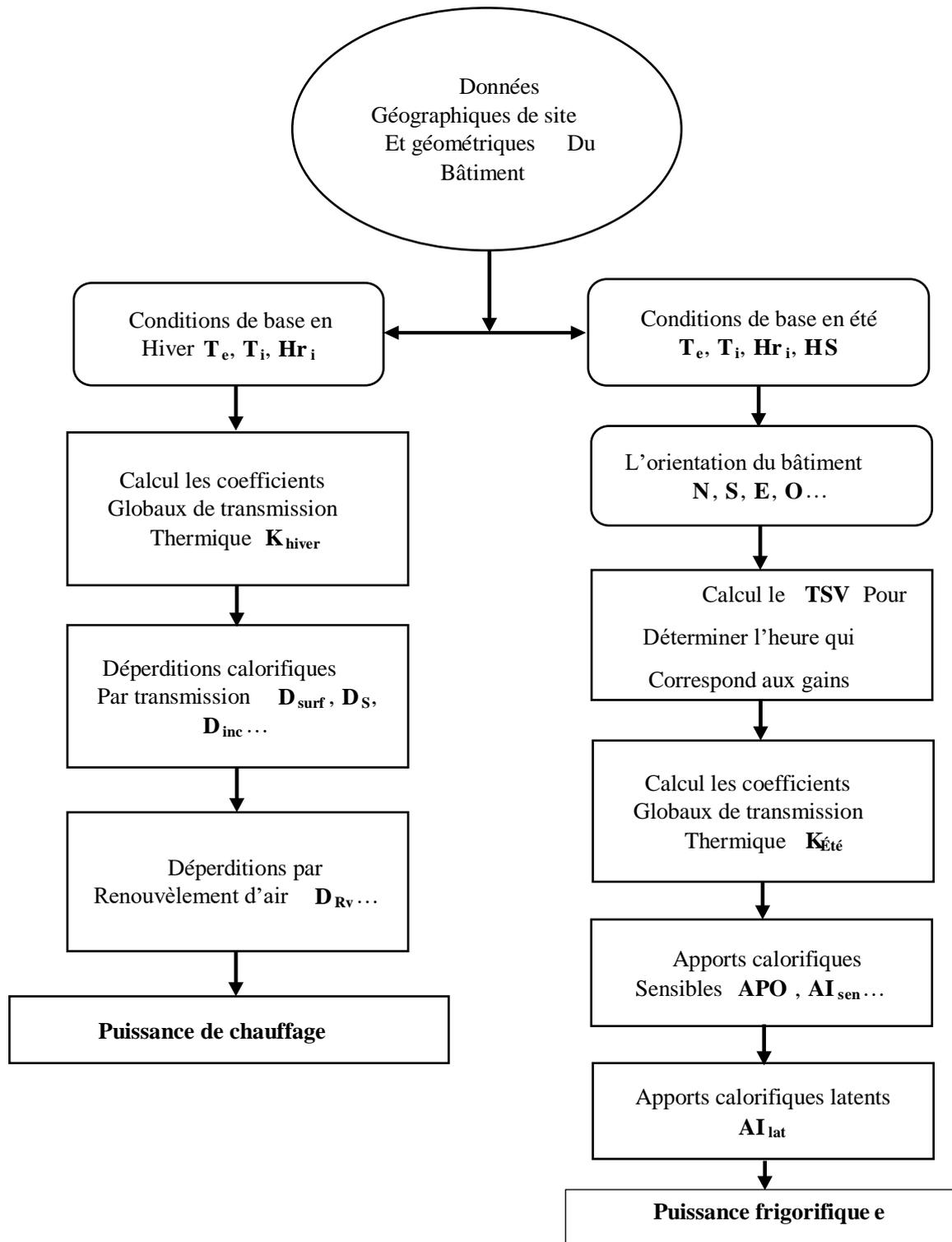


Figure III.5 : Organigramme du calcul.

---

## Chapitre IV :

# Dimensionnement d'un échangeur de chaleur air-sol destiné au poulailler (P-ECAS)

### Introduction et objectifs

Dans la première partie Un échangeur de chaleur (air-sol) a été choisi comme un système de refroidissement et de chauffages pour le poulailler étudié dans le chapitre précédent ; et pour la deuxième partie on fait un système de couplage (échangeur +humidificateur).

Les buts de ce chapitre sont :

- Premièrement, Présenter le fonctionnement de TRNSYS et Énumérer les modules basiques et optionnels qu'on a utilisé pour notre simulation.
- Deuxièmement, une modélisation mathématique et une simulation TRNSYS permettant de déterminer la température de l'air à la sortie d'un échangeur (air-sol) pour des différentes diamètres et débits afin de déterminer les paramètres de fonctionnement optimal de l'échangeur.
- Troisièmement, une modélisation mathématique et une simulation TRNSYS permettant de déterminer la température de l'air et l'humidité à la sortie du système (échangeur +humidificateur).

### IV.1 Présentation du logiciel TRNSYS

TRNSYS « Transient System Simulation » est un logiciel de simulation très connu dans le monde du solaire. Il a été développé au États-Unis dans les années soixante-dix, plus précisément en 1975, par l'université du Wisconsin. Il est aujourd'hui un outil de référence au niveau mondial dans le domaine de la simulation dynamique de bâtiments et des systèmes énergétiques, et il est mis à jour en permanence. Son langage d'origine est le FORTRAN. Le TRNSYS présente un environnement de simulation complet et extensible. Il est basé sur une approche modulaire. Chaque module est simulé en tant que partie intégrante du système, chaque élément physique, un phénomène physique ou une entrée/sortie, est simulé par un modèle mathématique (Figure 36). Cette technique modulaire décompose un problème complexe en plusieurs problèmes élémentaires. En TRNSYS, le « module » possède d'autres synonymes, on désigne donc un « module » par « type » ou « composant ». **Source spécifiée non valide.**

**IV.1.1 Fonctionnement**

- Une simulation sous TRNSYS se prépare en reliant différents modules appelés « types » entre eux.
- Chaque type simule un composant du système.
- Il recevra des données d'entrées issues des types connectés à ses inputs, et à son tour fournira des données aux types reliés sur ses valeurs d'outputs.

Le fonctionnement de chaque type peut être réglé par une série de paramètres.

1		Nb. of left-axis variables	2	-	More...
2		Nb. of right-axis variables	2	-	More...
3		Left axis minimum	0.0	-	More...
4		Left axis maximum	1000.0	-	More...
5		Right axis minimum	0.0	-	More...
6		Right axis maximum	1000.0	-	More...
7		Number of plots per simulation	1	-	More...
8		X-axis gridpoints	12	-	More...
9		Shut off Online w/o removing	0	-	More...

**Figure IV.1 : Paramètres du type affichant les courbes de température**Source spécifiée non valide..

Les paramètres globaux de la simulation seront eux définis par la carte de contrôle.

1		Simulation start time	0	hr	More...
2		Simulation stop time	168	hr	More...
3		Simulation time step	1	hr	More...
4		Solution method	<input checked="" type="radio"/> Successive <input type="radio"/> Powell's me		More...
5		The minimum relaxation factor	1	-	More...
6		The maximum relaxation factor	1	-	More...
7		Equation solver	0	-	More...
8		Equation trace	<input type="radio"/> True <input checked="" type="radio"/> False		More...

**Figure IV.2 : Paramètres de la simulation**Source spécifiée non valide..

### IV.1.2 Météonorm

Le logiciel Météonorm permet de disposer pour TRNSYS, des données climatiques fiables Chaque heure et durant une année. Si on ne dispose pas d'une station météorologique, METEONORM peut calculer par interpolation entre différentes stations les conditions climatiques d'un lieu [12].

### IV.1.3 Types disponibles

Le package standard de TRNSYS inclut une centaine de types différents. Ils sont rassemblés dans Trois catégories de composants (ou types) :

- Utilitaires Ex : lecteur de données, imprimante, traceur de courbes
  - Equipement Ex : tour de refroidissement, capteur solaire, pompe, ventilateurs
  - Phénomènes Physiques Ex : psychométrie, processeur de rayonnement
- Le package standard de TRNSYS inclut une centaine de types différents. Ils sont rassemblés dans les catégories suivantes :

### IV.1.4 Types couramment utilisés

Composant	Symbole	Fonction
Type 556	 Type556	Echangeur horizontal enterré
Type 65c	 Type65c	Afficher les résultats
Type33e	 Psychrometrics	Calcul des propriétés de l'air humide
Type 109	 Weather data	Simuler les données métrologiques de la région de Blida

**Tableau IV.1 : récapitulatif des modèles du système à simuler** Source spécifiée non valide..

IV.1.5 Simulation utiliser pour l'échangeur

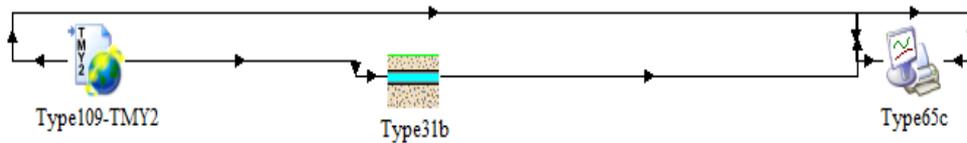


Figure IV.3 : Interface graphique de TRNSYS contenant le schéma de la simulation de l'échangeur air-sol Source spécifiée non valide..

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inside diameter	0.25	m	More...		
2	Pipe length	51	m	More...		
3	Loss coefficient	11.7	W/m <sup>2</sup> .K	More...		
4	Fluid density	1.15	kg/m <sup>3</sup>	More...		
5	Fluid specific heat	1.005	kJ/kg.K	More...		
6	Initial fluid temperature	32	C	More...		

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inlet temperature	32	C	More...		
2	Inlet flow rate	520	kg/hr	More...		
3	Ground temperature	20	C	More...		

Figure IV.4 : Paramètres de la simulation de l'échangeur air-sol type 33-b

IV.1.6 Simulation utiliser pour le système (échangeur +humidificateur)

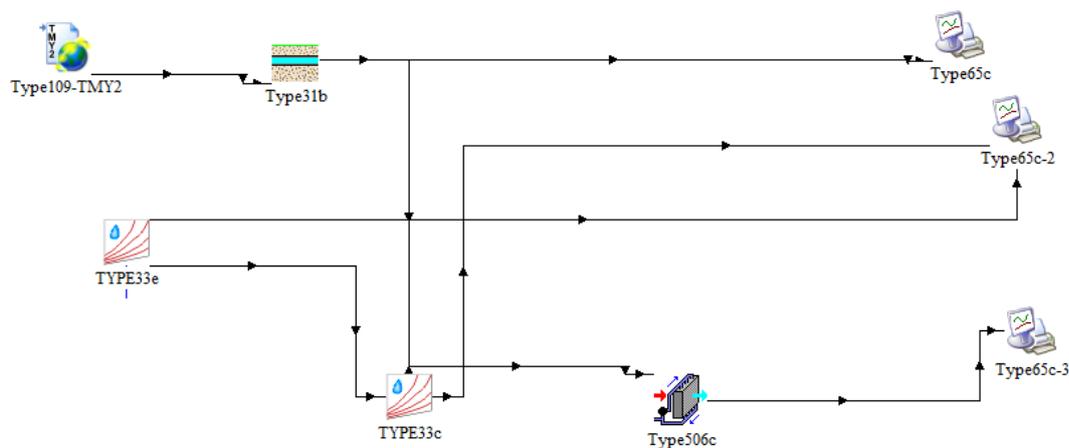


Figure IV.5 : Interface graphique de TRNSYS contenant le schéma de la simulation du système (échangeur +humidificateur)

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inlet air temperature	20.0	C	More...		
2	Inlet air humidity ratio	0.012	-	More...		
3	Not used	50.0	-	More...		
4	Inlet air flow rate	520	kg/hr	More...		
5	Inlet air pressure	1.0	atm	More...		
6	Air-side pressure drop	0.0	atm	More...		
7	On/Off control signal	1.0	-	More...		
8	Saturation efficiency	0.7	-	More...		

Figure IV.6 : Paramètres de la simulation de l'humidificateur type 506-c

## IV.2 Poulailler avec échangeur de chaleur air-sol

### IV.2.1 Echangeur de chaleur air-sol

#### IV.2.1.1 Description

Un échangeur de chaleur sol-air est un tuyau horizontal enterré à une certaine profondeur l'air circule à l'intérieur (la plupart du temps par des moyens mécanique) et en raison de la température du sol plus basse sa température diminue.

Dans cette partie, le bâtiment est équipé d'un système de chauffage et refroidissement P-ECAS.

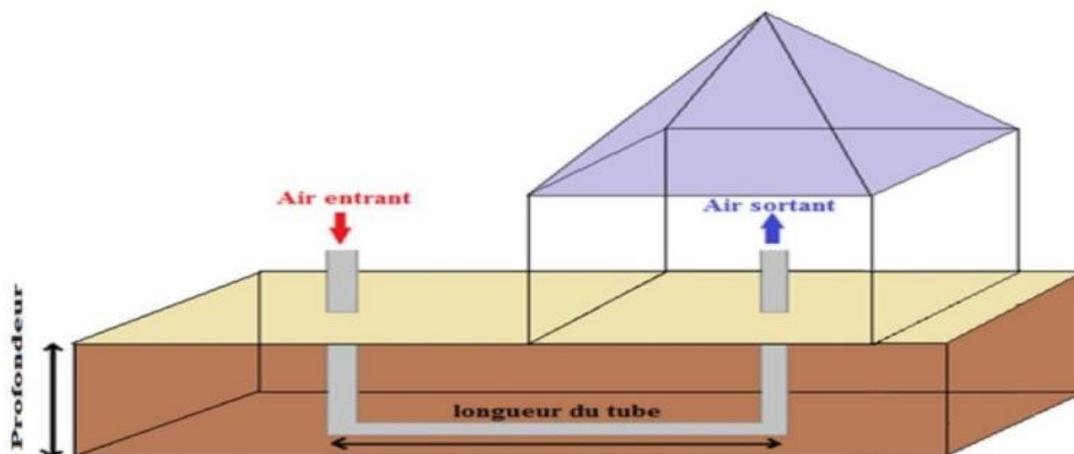


Figure IV.7 : Géométrie simplifiée de l'échangeur air-sol étudié

Afin de déterminer les dimensions de cette installation, nous menons l'étude suivante :

---

### IV.2.1.2 Formulation mathématique

Le modèle théorique utilisé pour étudier l'ECAS comprend deux parties principales, la première est liée au sol et la seconde est consacrée à l'échangeur de chaleur au sol.

#### Hypothèses considérées

Dans ce qui suit on va considérer les hypothèses suivantes :

- La température extérieure du tube est constante.
- Le sol est considéré comme étant homogène.
- la température de sol est considéré comme constant.
- La variation temporelle du taux d'humidité du sol due à l'infiltration d'eau est négligée et aucune nappe phréatique n'est prise en compte sous la zone d'implantation de l'échangeur.
- La vitesse de l'air est considérée constante tout le long de l'échangeur (air/sol) enterré.
- Les propriétés thermo-physiques de l'air sont considérées constantes (masse volumique, conductivité thermique, chaleur massique, ...etc.).
- Le tube est de PVC de 51 m de longueur et 0.003m d'épaisseur.
- la profondeur d'enfouissement est de 3m.

#### Les paramètres intervenant dans le dimensionnement du P-ECAS

##### La température du sol

On la température du sol à BLIDA d'après la station météorologique Dar-el-Baida Alger :

$T_{sol} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  Source spécifiée non valide.

**Propriétés thermo physiques**

D'après les tables publiées par Frank M. White, *Heat and Mass transfer*, Addison-Wesley, 1988.

<b>Air à pression atmosphérique</b>				
<b>T</b>	$\rho$	$\mu$	<b>k</b>	<b>Pr</b>
K	kg/m <sup>3</sup>	Kg/m.s	Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	-
305	1,159	$1,85 \times 10^{-5}$	0.0262	0.707

**Tableau IV.2 : Air à pression atmosphérique**

avec :

- $T$  : température en kelvins
- $\rho$  : masse volumique.
- $\mu$  : viscosité dynamique.
- $\nu$  : viscosité cinématique.
- $Pr$  : nombre de Prandtl.
- Conductivité thermique (Wm<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>).

**La vitesse de l'air dans le tube**

Le débit, au temps  $t$ , dans une conduite de section uniforme, est égal au produit de la section de cette conduite par la vitesse du flux d'air traversant à cet instant  $t$ .

$$Q = VS$$

où :

- $Q$  = débit d'air en m<sup>3</sup>/s.
- $V$  = vitesse d'air en m/s.
- $S$  = surface tuyauterie en m<sup>2</sup>.
- On a :  $S = \pi \times r^2$ .

**Le nombre de Reynolds**

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Ce nombre sans dimension apparaît en dimensionnant les équations de Navier-Stokes.

On le définit de la manière suivante :

$$Re = \frac{VL_c}{\nu}$$

avec :

- $V$  Vitesse caractéristique du fluide ( $m\ s^{-1}$ ).
- $L_c$  Dimension caractéristique de l'écoulement (m) (diamètre intérieur du tube.).
- $\nu$  Viscosité cinématique du fluide ( $m^2\ s^{-1}$ ),
- $\rho$  Masse volumique du fluide ( $kg\ m^{-3}$ ),
- $\mu$  Viscosité dynamique du fluide (Pa s ou  $kg\ m^{-1}\ s^{-1}$ ).

### Le nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt pour le débit d'air à l'intérieur d'un tuyau donné par l'équation (B.8) pour le refroidissement et (B.9) pour le chauffage :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3} \quad (B.8)$$

- $Re$  ; nombre de Reynolds.
- $Pr$ , nombre de Prandtl.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (B.9)$$

Le coefficient  $h$  de transfert de chaleur par convection entre l'air dans le tuyau et la surface intérieure du tuyau calculée comme :

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda_a}{d} \quad (B.10)$$

## IV.2.2 L'humidificateur à évaporation

### IV.2.2.1 Description

Dans notre travail on utilise l'humidificateur à évaporation directe. C'est le procédé le plus simple, dans lequel l'air extérieur est alimenté par un ventilateur, cet air passe ensuite dans une pièce où il entre en contact avec l'eau. Celle-ci est fournie soit par un asperseur, sous forme

de fines gouttelettes d'eau, soit par un milieu poreux humidifié. Durant le contact avec l'air chaud l'eau s'évapore, ce qui abaisse sa température et augmente sa teneur en humidité.

Pour des raisons pratique, on a un intérêt a ce que l'air ne soit pas saturé entièrement à 100%. Généralement, ce procédé est également appelé « refroidissement adiabatique » par les fabricants, par le fait qu'il n'y a pas d'échange de chaleur autre qu'entre l'air et l'eau avec laquelle il est en contact.

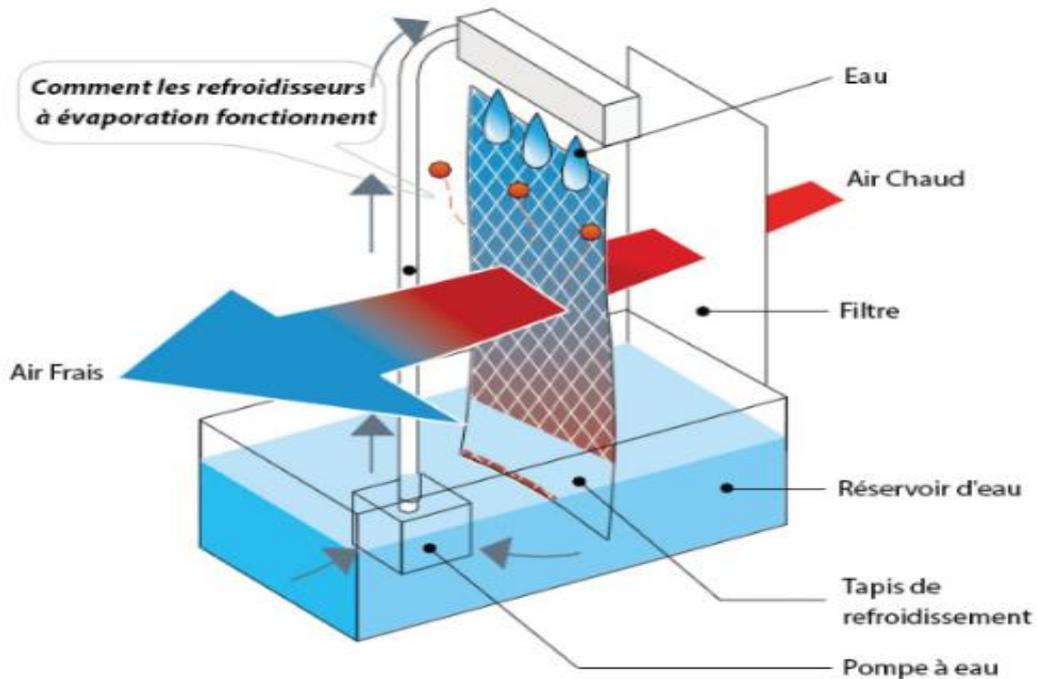


Figure IV.8 : Humidificateur à évaporation direct

	Température(°c)	Humidité relative %	Humidité absolue (ge/kg <sub>as</sub> )	Enthalpie (kj/kg <sub>air</sub> )
<b>Conditions extérieurs</b>	32	41	12	63.25
<b>Conditions intérieurs</b>	2	70	10.21	45.92

Tableau IV.3 :les Conditions extérieurs et les Conditions intérieurs

IV.2.2.2 Formulation mathématique

- Les charges latentes

À  $T = 32^{\circ}C$ , on a environs  $1,5g/kg.h$ ,

On a  $m_p = 3 \text{ kg}$

Donc

$$3 \times 1,5 = 4,5 \text{ g/h} = 0,00125 \text{ g/s}$$

$$\text{Les charges latentes} = 0,00125 \text{ g/s}$$

- **Les charges sensibles**

$$40661 \text{ watt} = 40,66 \text{ KW}$$

Détermination des conditions de soufflage :

Calcul du rapport caractéristique de soufflage « j » :

$$J = \frac{H}{M} = \frac{Hl}{Whl - Whs} \text{ (kj/kg)}$$

AN :

$$J = 40661/3,75 = 10842 \text{ kj/kg}$$

On fixe l'écart de soufflage  $\Delta T_s = 4 \text{ }^\circ\text{C}$

avec :  $\Delta T_s = T_{int} - T_s$

alors :  $T_s = T_{int} - \Delta T_s$

$$T_s = 20 - 4 = 16^\circ\text{C}$$

Calcul de l'humidité absolue :

$$W_{hs} = \frac{j \cdot r_e + 1,006 \cdot T_s - h_e}{j - 2501 - 1,83 \cdot 18}$$

A.N:

$$W_{hs} = (10842 \times 0,01 + 1,006 \times 16 - 45,92)/(10842 - 2501 - 1,83 \times 18)$$

$$W_{hs} = 9,46 \text{ Kg/kg}_{as}$$

$$v = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg}$$

donc :

$$T_s = 16^\circ c$$

$$W_{hs} = 37 \text{ kj/kg}_{as}$$

$$q_{mas} = 40661 / (45,92 - 37) = 0,4459 \text{ kg}_{as}/s$$

$$q_v = q_{mas} \times v$$

$$q_v = 0,4459 \times 0,85$$

$$q_v = 0,3875 \text{ m}^3/s = 1395,05 \text{ m}^3/h$$

Le nombre des tubes utilisés pour le refroidissement :

$$n = q_{principal} / q_{v,refroidissement}$$

$$n = 1395/520$$

$$n = 3 \text{ tubes}$$

## Chapitre V :

# Calcul et résultat

### Introduction

Dans ce chapitre, nous présenterons les résultats de bilan thermique (chauffage et rafraîchissement) dans le poulailler considéré.

Les exigences thermiques sont déterminées selon la méthode DTR présentée au Chapitre III.

Les résultats d'analyse du paramètre intervenant dans les dimensionnements d'un échangeur de chaleur destiné au poulailler.

Les résultats de simulations d'un système d'échangeur de chaleur (air-sol +humidificateur)

Les résultats de la comparaison entre la température et l'humidité de sortie d'un échangeur de chaleur (air-sol) seul et le système d'échangeur de chaleur (air-sol +humidificateur).

### Le bilan thermique du bâtiment

Le bilan thermique est une comptabilité des entrées et des sorties d'énergie du bâtiment pendant une période de temps donnée.

Le bilan thermique permet de connaître la consommation d'énergie pour le chauffage et le refroidissement.

Dimensionnement de l'installation technique telle que système de chauffage et de refroidissement nécessaire pour ce poulailler.

#### V.1 Calcul la puissance de chauffage

##### V.1.1 Calcul du coefficient de transmission Hiver

Le coefficient de transmission par l'équation (III. 4) est calculé comme suit :

Tableau V.1 : Coefficient de transmission  $K_{\text{hiver}}$  .

Parois	Matériaux	e (m)	l (W/m.°C)	R (m.°C/W)	1/h <sub>e</sub> +1/h <sub>i</sub> (m <sup>2</sup> .°C/W)	$K_{\text{hiver}}$ (W/m <sup>2</sup> .°C)
<b>Mur N/E</b>	Parpaing	0,2	0.84	0.23	0,17	2.5
<b>Mur E/S</b>	Parpaing	0,2	0.84	0.23	0,17	2.5
<b>Mur S/O</b>	Parpaing	0,2	0.84	0.23	0,17	2.5
<b>Mur O/N</b>	Parpaing	0,2	0.84	0.23	0,17	2.5
<b>Toiture</b>	Brique	0,02	0,84	0.023	0.2	1.68
	Nylon	0,01	0,25	0.04	0.33	
<b>Plancher</b>	Béton	0,15	1,5	0.1	0,22	3.12
<b>Porte</b>	Bois	0.02	0,05	0.4	0,17	1.75
<b>Porte O/N</b>	Bois	0.22	0.05	0.4	0,17	1.75
<b>Fenêtre</b>	Verre	0.1	1	0.1	0,17	3.7

Tableau V.2 : Les données utilisées.

Les données				
L (m)	l (m)	H (m)	T <sub>e,b</sub> (°C)	V(m <sup>3</sup> )
44	11	3	2	1613.33
C <sub>r</sub>	C <sub>in</sub>	T <sub>i,b</sub> (°C)	Hr	(% <sup>i,b</sup> )
0	0,2	25	60	

Tableau V.3 : Calcul de la puissance de chauffage.

Les déperditions par transmission (W/°C)			
La déperdition surfacique à travers les parois			
Parois	S(m <sup>2</sup> )	K <sub>hiver</sub> (W/m <sup>2</sup> . °C)	D <sub>surf</sub> (W/°C)
<b>Mur</b>	-----		
N/E	125	2.5	312.5
E/S	34	2.5	85
S/O	125	2.5	312.5
O/N	30.6	2.5	76.5
<b>Fenêtre</b>	-----		
N/E	7	3.7	25.9
S/O	7	3.7	25.9
O/N	0.4	3.7	1.48
<b>Porte</b>	-----		
E/S	2	1.75	3.5
O/N	2	1.75	3.5
<b>Toiture</b>	506	1.68	850.08
<b>Les déperditions surfacique Totale D<sub>s</sub> (W/°C)</b>			<b>1696.86</b>
<b>Les déperditions à travers les parois en contact avec le sol :</b>			

Parois	P (m)	$k_s$ (W/m <sup>2</sup> . °C)	$D_s$ (W/°C)
Plancher	110	3.12	343.2
<b>Les déperditions à travers les parois en contact avec le sol</b>			<b>343.2</b>
Absence des déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés			
<b>Les déperditions par transmission totale</b>			<b>2040.06</b>
<b>Les déperditions par renouvellement d'air (W/°C)</b>			
Le débit d'air nécessaire à apporter l'oxygène et à extraire l'ammoniac			
Le débit d'air total par kg de poulette est la somme des seuils maximaux de l'oxygène 0.3 (m <sup>3</sup> /h) et de l'ammoniac 1.5 (m <sup>3</sup> /h)			
Le poids maximal d'une poulette est 3.0 kg			
$Q_v = 3000 \times 3 \times 1.8$			
$Q_v = 16200$ (m <sup>3</sup> /h)			
$q_v$ (m <sup>3</sup> /h)		$(\rho * c_p)/3600$	$D_r$ (W/°C)
16200		0,34	5508
<b>PUISSANCE = 136091.276 W = 136 KW</b>			
<b>LA PUISSANCE DE CHAUFFAGE (W)</b>			
<b>136091.276</b>			

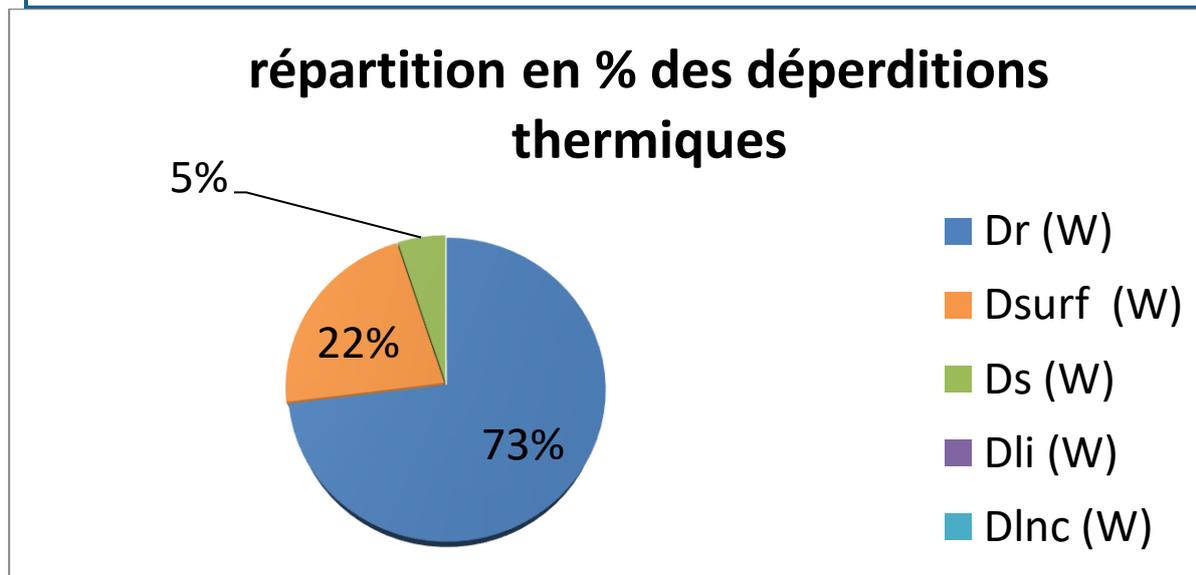


Figure V.1 : répartition en % des déperditions thermiques.

Le bilan thermique de ce poulailler en hiver, permet d'observer les déperditions thermiques à travers les différentes parties du bâtiment, où on constate que :

- La plus grande perte de chaleur provient du renouvellement d'air, environ 73%.
- Les pertes de chaleur à travers les murs et la toiture, sont moins car ils sont composés de matériaux isolants.
- Les pertes de chaleur à travers le sol représentent 22% et on peut réduire cette valeur à partir de l'isolement du sol.
- Les pertes de chaleur à travers les locaux non chauffer et à travers les ponts thermiques sont négligeables.

Il permet également de déterminer la puissance de chauffage nécessaire pour fournir la chaleur appropriée dans ce poulailler elle est estimée d'environ 156.5 KW

## V.2 Calcul de la puissance frigorifique :

Toutes les valeurs considérées dans le bilan thermique des apports est donnée dans l'Annexe

### Calcul du coefficient de transmission été

**Tableau V.4 : Coefficient de transmission Kété.**

Parois	R (m. °C/W)	$1/h_e + 1/h_i$ (m <sup>2</sup> . C°/W)	K <sub>été</sub> (W/m <sup>2</sup> . °C)
Mur N/E	0.23	0,14	2.7
Mur E/S	0.23	0,14	2.7
Mur S/O	0.23	0,14	2.7
Mur O/N	0.23	0,14	2.7
Toiture	0.1	0,20	2.5
Plancher	0,1	0,12	4.58
Porte	0.4	0,14	1.85
Porte O/N	0.4	0,14	1.85
Fenêtre N/E	0.1	0,14	4.16
Fenêtre S/E	0.1	0,14	4.16
Fenêtre O/N	0.1	0.14	4.16

Tableau V.5 : Calcul de la puissance frigorifique

Les données						
TSV (h)	T <sub>i,b</sub> (°C) (g <sub>vap</sub> /kg <sub>gas</sub> )	H <sub>ri,b</sub> (%)	T <sub>e,b</sub> (°C)	HS <sub>b,i</sub> (g <sub>vap</sub> /kg <sub>gas</sub> )	HS <sub>b,e</sub>	
17	18	70	38	7,5	12.5	
Apports à travers les parois opaques APO						
Les apports à travers les parois aériennes						
Les données						
Parois (W/m <sup>2</sup> )	$\alpha$	$\Delta t_{es}$ (t) (°C)	$\Delta t_{em}$ (t) (°C)	C <sub><math>\Delta t_e</math></sub> (C°)	I <sub>t,b</sub> (W/m <sup>2</sup> )	I <sub>t,b</sub> (40°)
Mur	-----					
N/E		7,2	7,8	11,9	330	0,5
E/S		7,2	8,3	11,9	433	0,5
S/O		7,2	22,8	11,9	433	0,5
O/N		7,2	-	11,9	-	-
Fenêtre	-----					
N/E		7,2	7,8	11,9	330	0,5
S/O		7,2	22,8	11,9	433	0,5
O/N		7,2	-	11,9	-	-
Porte	-----					
N/E		7,2	7,8	11,9	330	0,5
S/O		7,2	22,8	11,9	433	0,5
O/N		7,2	-	11,9	-	-
Toiture	-----					
Horizontale		7,2	23,9	11,9	708	0,5
Calcul						
Parois	$\Delta t_e$ (t) (°C)	S(m <sup>2</sup> )	K <sub>été</sub> (W/m <sup>2</sup> . °C)	APO (W)		

<b>Mur</b>				
N/E	19,44	125	2.7	7873.2
E/S	19,67	34	2.7	2166.84
S/O	27,27	125	2.7	11044.35
O/N	19,1	30.6	2.7	1893.65
<b>Fenêtre</b>				
N/E	19,44	07	4,16	679.31
S/O	27,27	07	4,16	952.92
O/N	19,1	0.4	4.16	38.13
<b>Porte</b>				
N/E	19,44	02	1.85	86.31
O/N	19,1	02	1.85	84.804
<b>Toiture</b>				
Horizontale	25,4175	506	2.5	38583.765
Les apports à travers les parois aériennes				<b>63403.279</b>

Les apports à travers un plancher en contact avec le sol				
Paroi	$T_m(^{\circ}\text{C})$	$S(\text{m}^2)$	$K_{\text{été}}(\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	$\text{APO}_s(\text{W})$
Plancher	26.5	484	4,58	18842.12
Les apports à travers un plancher en contact avec le sol				
<b>Apports à travers les parois opaques APO</b>				<b>82245.399</b>
Apports internes AI				
<b>Poulets</b>				
$m_p(\text{kg})$	$N^{\circ}$	$A_{\text{ptot}}(\text{W})$	$A_{\text{Ps}}(\text{W})$	$A_{\text{Pi}}(\text{W})$
03	3000	67312.58146	38342.56379	28970.01767
<b>Occupants</b>				
$N^{\circ}$	$C_{\text{Soc}}(\text{W})$	$C_{\text{Loc}}(\text{W})$	$A_{\text{Ocs}}(\text{W})$	$A_{\text{Ocl}}(\text{W})$
2	91	100	182	200
<b>Moteurs électriques</b>				
$N^{\circ}$	$W_{\text{eff}}(\text{W})$	$\eta$	$A_{\text{É}}(\text{W})$	
2	550	0,72	1527.77	
<b>Éclairage</b>				
$N^{\circ}$	$W_n(\text{W})$	$C_{\text{me}}$	$C_{\text{cr}}$	$A_{\text{Éi}}(\text{W})$
14	60	1,2	1	1008
<b>Les apports internes sensible</b>				

Les sources	$C_s$	$N_{AI}$	$A_s$ (W)	$AI_s$ (W)
Poulets	1	1	38342.56379	38342.56379
Occupants	0,90	1	182	163.8
Moteurs électriques	0,85	1	1527.77	1298.6045
L'éclairage	0,85	1	1008	856.8
Les apports internes sensible				<b>40661.76829</b>
Les apports internes latente				
Les sources	$C_l$		$A_l$ (W)	$AI_l$ (W)
Poulets	1		28970.01767	28970.01767
Occupants	0,90		200	180
Les apports internes latente				<b>29150.01767</b>
<b>Les apports interne totaux</b>				<b>69811.78596</b>
La puissance calorifiques				
$C_{\Delta as}$	$C_{\Delta al}$		$AT_s$ (W)	$AT_l$ (W)
1,15	1,1		141343.234	32065.01944
LA PUISSANCE FRIGORIFIQUE (W)				
<b>173408.253</b>				

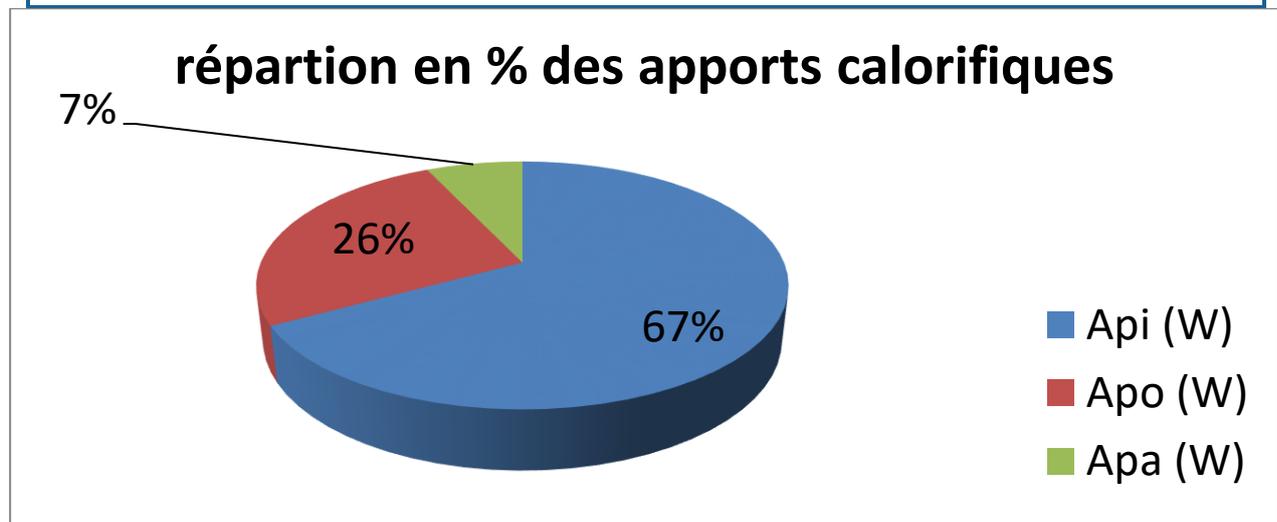


Figure V.2 : répartition en % des apports calorifiques.

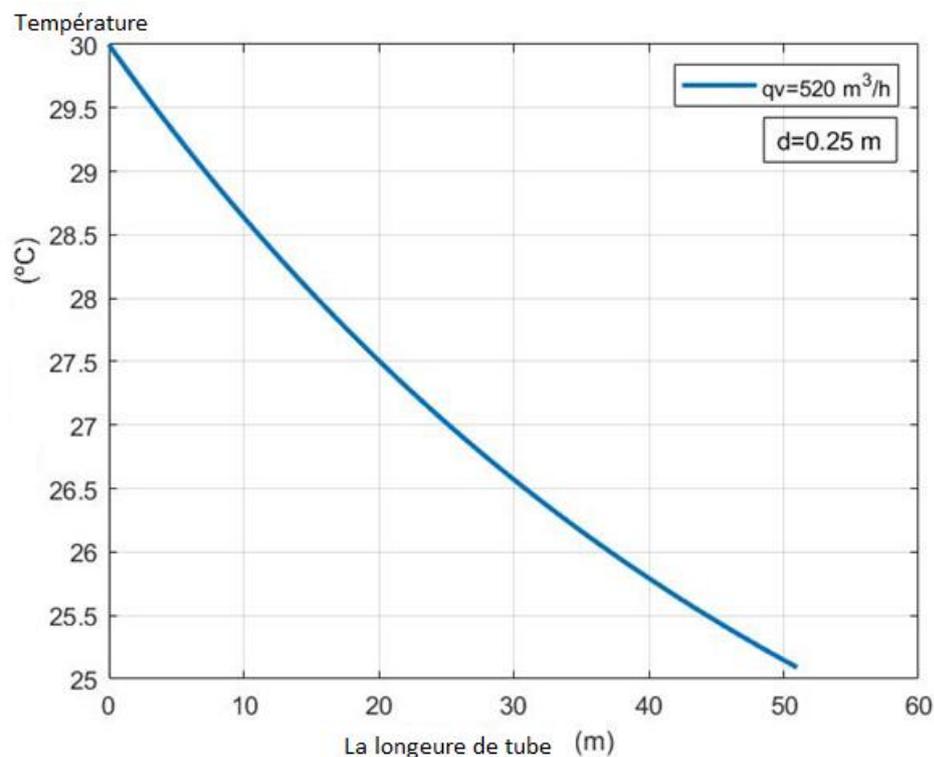
On peut observer le gain de chaleur qui affecte sur le bâtiment, qu'il s'agisse des gains externes entrant à travers la structure du bâtiment (chaleur, soleil ...) ou internes (chaleur perdue par les poulets, les machines ...), où on constat que :

- Les apports thermiques internes représentent 67 % de celui qui entre par la structure du bâtiment.

- Les apports thermiques émis par les poulets représentent la plus grande source de chaleur, 64%. Car la chaleur produite par les animaux par temps chaud est émise sous forme de vapeur d'eau dans l'air, et cela provoque un stress thermique dans le bâtiment.
- Les apports thermiques émis par les machines, l'éclairage et l'occupation sont négligeables par rapport aux autres sources de chaleur.
- Les apports thermiques entrant par les murs et le toit du bâtiment sont faibles comparés aux apports thermiques entrant par le sol car le toit et les murs sont constitués de matériaux isolants.
- La puissance de refroidissement nécessaire pour fournir la chaleur appropriée dans ce poulailler est estimée à environ 173 .408KW.

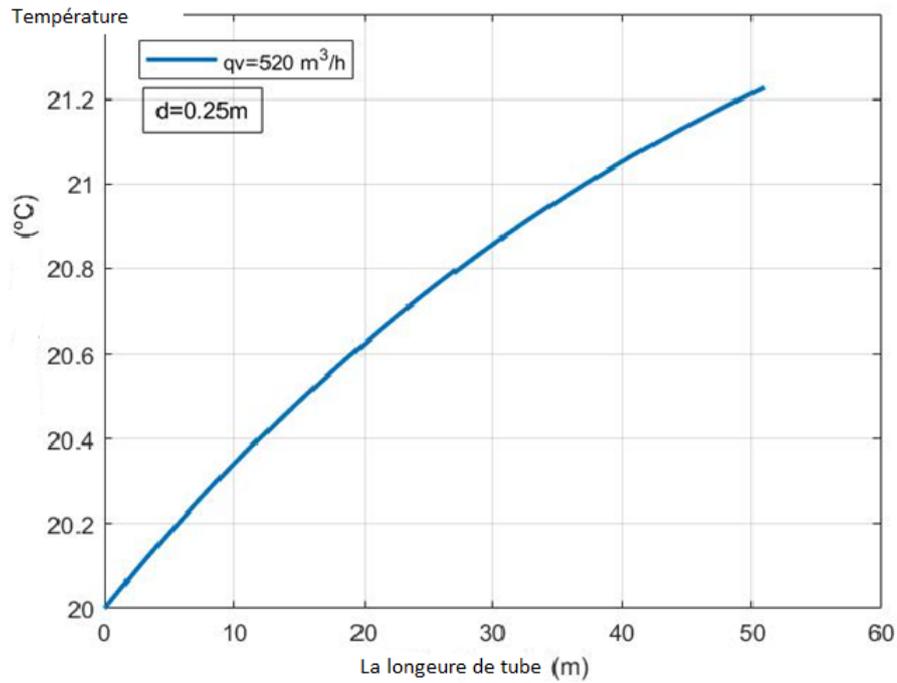
### V.3 Analyse des paramètres intervenant dans le dimensionnement du P-ECAS

#### Mode de rafraîchissement :



**FigV.3 : Cette courbe nous montre l'évolution de la température de l'air en fonction de la longueur de tube, pour un débit volumique de 520 (m<sup>3</sup>/h) et un diamètre de tube de 0,25 (m), (mode de refroidissement)**

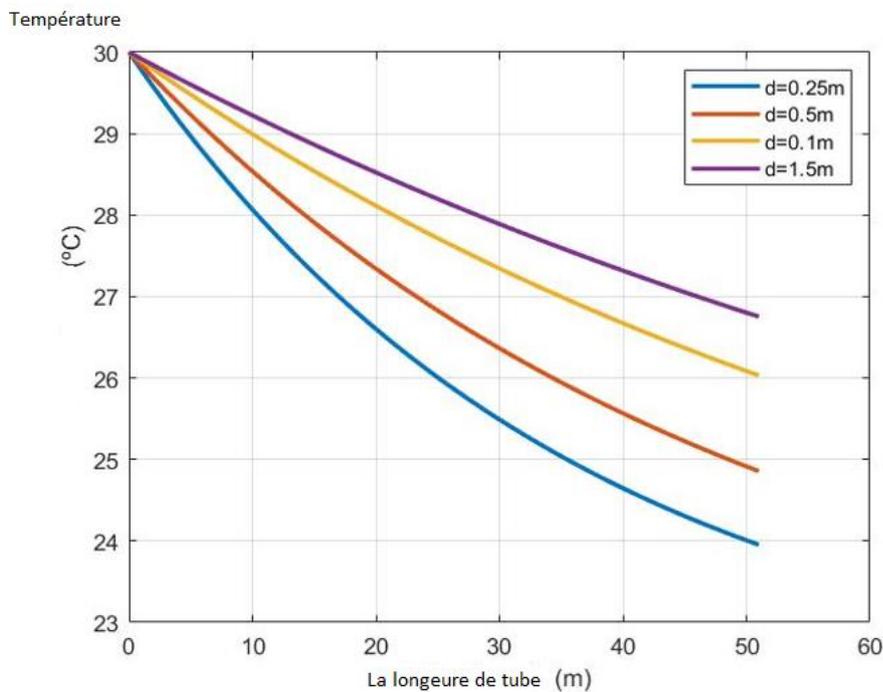
#### Mode de chauffage :



**Figure V.4:** Cette courbe nous montre l'évolution de la température en fonction de la longueur de tube, pour un débit volumique de 520 (m<sup>3</sup>/h) et un diamètre de tube de 0,25 (m) (Mode de chauffage)

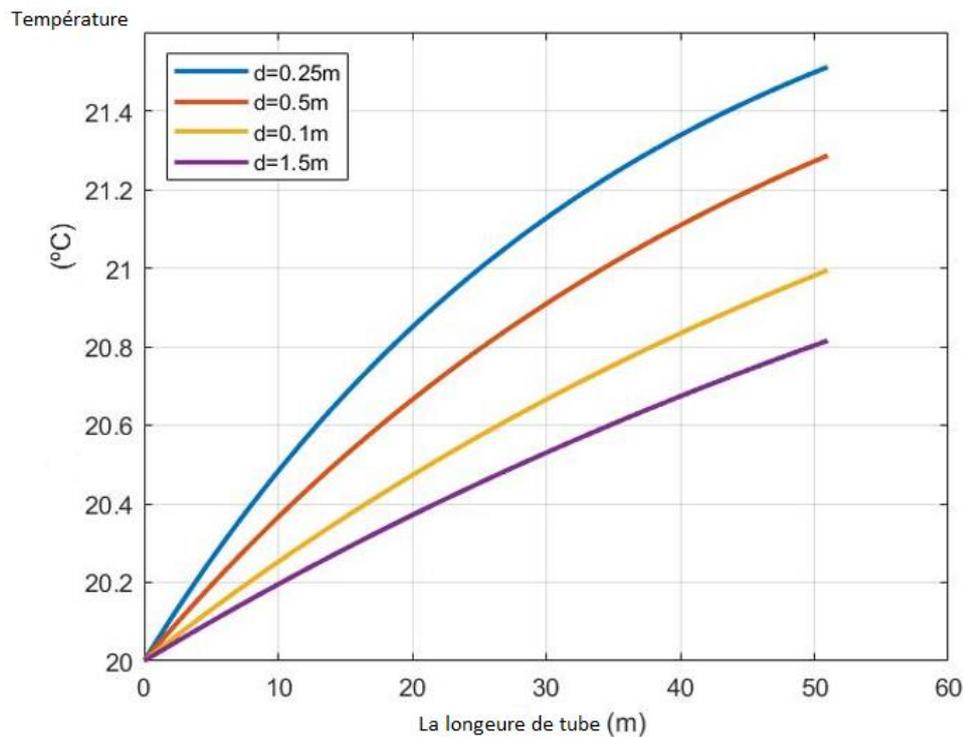
**V.3.1 Effet de diamètre**

- Mode de rafraîchissement :



**Figure V.5:** L'effet de la variation des diamètres de l'ECAS sur la distribution de la température, pour un débit volumique de 520 (m<sup>3</sup>/h), (Mode refroidissement).

- Mode de Chauffage :



**Figure V.6: L'effet de la variation des diamètres de l'ECAS sur la distribution de la température, pour un débit volumique de 520 (m<sup>3</sup>/h), (Mode de chauffage).**

### Discussion :

Les figures (3) et (4) montrent l'effet de la variation du diamètre des tubes sur la température d'air local le long d'un tube de l'ECAS. La température extérieure est 32°C en été et 7°C en hiver. Où on remarque que la température de l'air diminue pour tous les diamètres en mode refroidissement (l'été) et augmente en mode chauffage (hiver).

Dans le premier cas (figure 3), on constate une diminution de la température d'air avec la diminution du diamètre. Et une augmentation de la température avec la diminution de diamètre dans le deuxième cas (figure 4). Où 0,25 (m) donne la température le plus basse en mode refroidissement (figure 3) et la plus élevée en mode de chauffage (figure 4), puis 0.5, 0.1, 1.5 mètre respectivement.

Cela peut s'expliquer ces résultats par le fait qu'avec un petit diamètre, l'air dans le tube est proche du sol environnant, de sorte que la température de l'air s'approche progressivement de la température du sol, où sa température est basse en été et chaude en hiver, contrairement à la température de la surface.

### V.3.2 Effet du débit volumique

- Mode de rafraîchissement :

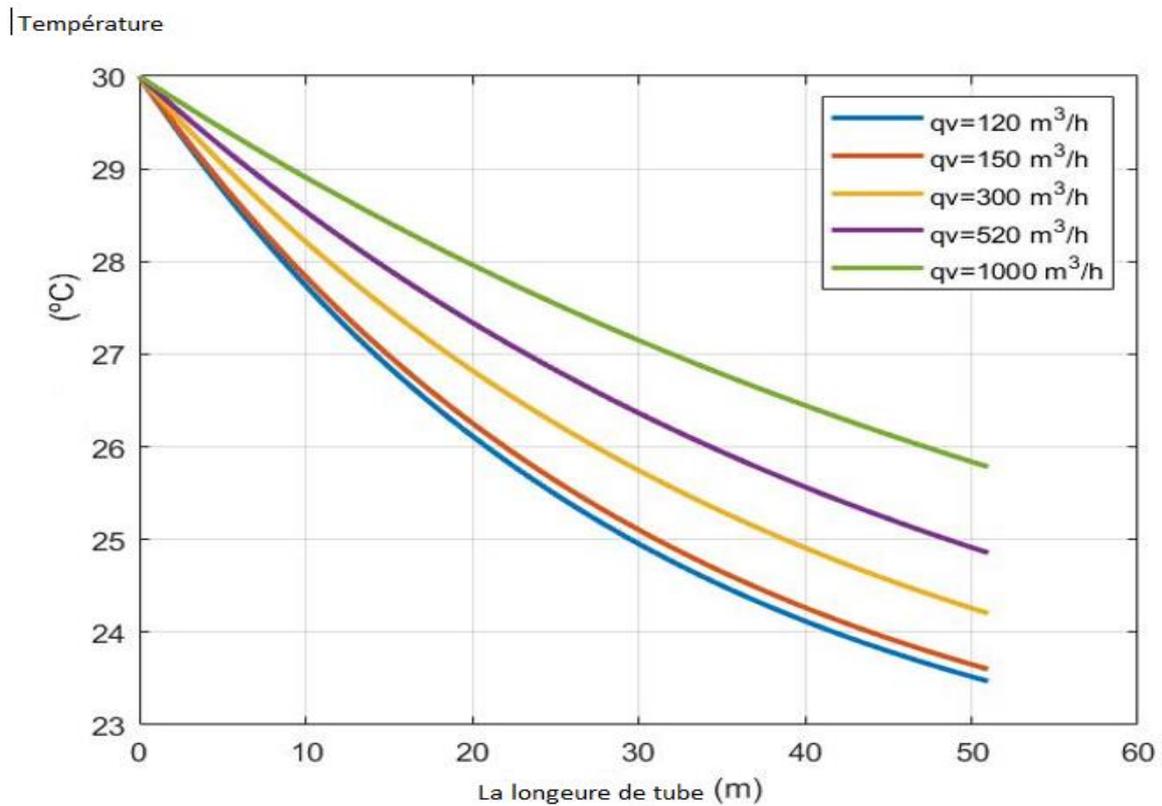
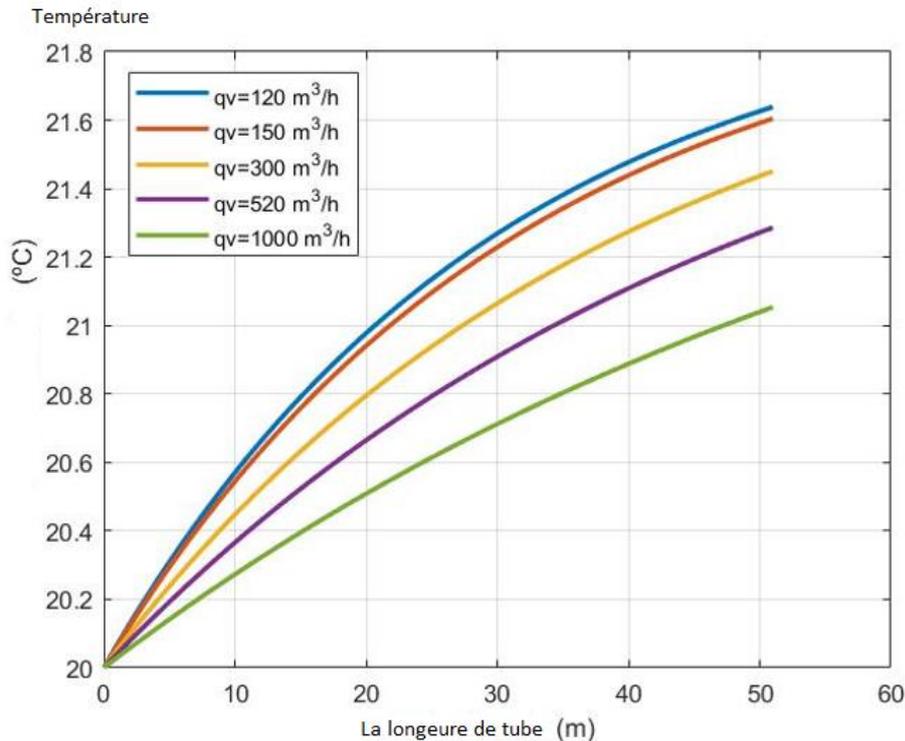


Figure V.7: L'effet de la variation des débits volumiques injectés dans l'ECAS sur la distribution de la température, pour un diamètre de tube de 0.5 (m), (Mode refroidissement).

- Mode de Chauffage :



**Figure V.8: L'effet de la variation de débit volumique injectés dans l'ECAS sur la distribution de la température, pour un diamètre de tube de 0.5 (m), (Mode de chauffage).**

### Discussion :

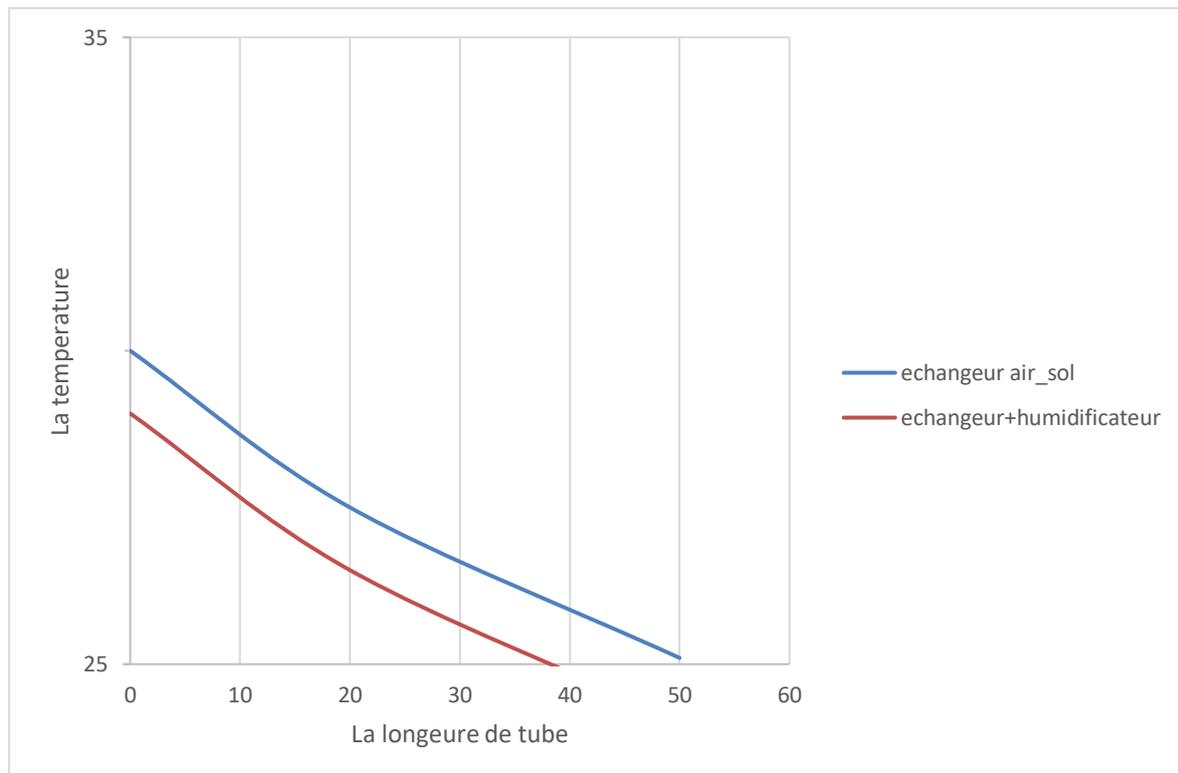
Les figures (5) et (6) montrent l'effet de la variation du débit volumique injecté dans des tubes sur la température d'air local. La température extérieure est 32°C en été et 7°C en hiver. Où on remarque que la température de l'air diminue pour tous les débits en mode refroidissement (l'été) et augmente en mode chauffage (hiver).

Dans le premier cas (figure 5), on constate une diminution de la température d'air avec la diminution du débit. Et une augmentation de la température avec la diminution de débit dans le deuxième cas (figure 6). Où 120 (m³/H) donne la température la plus basse en mode refroidissement (figure 5) et la plus élevée en mode de chauffage (figure 6), puis 150 ;300, 520 ;1000 (m³/H) respectivement.

La variation du débit va faire varier la vitesse (vu que diamètre D constant donc surface  $\pi \cdot D^2/4$  traversé par le débit est également constante). Donc si le débit diminue, la vitesse diminue également, et si la vitesse diminue, cela veut dire que le temps augmente ; et l'échange thermique est amélioré dans tout l'échangeur et donc la température de l'air s'approche de plus en plus de la température du sol pour un petit débit.

#### V.4 Résultats de la simulation :

##### V.4.1 Résultats de simulation de système (Echangeur) et (Echangeur air-sol+ humidificateur)



**Figure V.9:** représentation graphique de la température de sortie de système (échangeur air\_sol) et (échangeur + humidificateur)

#### Discussion ;

Cette figure montre une comparaison de la température de sortie de système (échangeur air\_sol) et (échangeur + humidificateur) pour une journée de l'été avec un débit volumique 520 (m<sup>3</sup>/h) et un diamètre 0,25m

LA température extérieure est 30°C

Cas échangeur : on constate une diminution de température T=26°C

Cas (échangeur +humidificateur) ; on constate une diminution de température T=25°C



---

## Conclusion générale

Dans ce travail, la demande de chauffage et de refroidissement d'un poulailler d'une Capacité de 3000 poulets, situé dans la région MOUZAIA, BLIDA, ALGERIE ; est calculé.

La demande maximale de chauffage pour ce poulailler est calculée en fonction de conditions de travail hivernales extrêmes correspondant aux conditions extérieures maximum (jour le plus froid).

Et conditions intérieures maximales liées à l'âge poulet (dans les premières semaines, le plus grand besoin de chauffage).

Les besoins de refroidissement maximal pour les conditions sont également calculées conditions extrêmes de fonctionnement en été, correspondant aux conditions extérieures maximales (jours le plus chaud)

Et les conditions intérieures maximales liées à l'âge des poulets (dans les dernières semaines, les besoins de refroidissement sont les plus importants).

Tous les gains et pertes thermiques ont été calculés selon la méthode DTR.

On a trouvé que la puissance de chauffage de ce poulailler atteint **65(kW)**. Et la puissance de refroidissement atteint **109 (kW)** ; donc on a besoin de 3 tubes pour le refroidissement et 2 tubes pour le chauffage.

L'échangeur de chaleur pourra ouvrir des nouvelles perspectives dans le domaine de chauffage et climatisation par le développement des recherches qui étudient l'exploitation approprié de la géothermie : dans les zones à basse énergie pour la climatisation, dans les zones à hautes énergies pour le chauffage et celle à moyen énergie pour le conditionnement.

## LES ANNEXES

Tableau : Conditions extérieures de base (47).

Zone climatique	Température sèche $TS_{b,e}$ (°C)	Humidité spécifique $HS_{b,e}$ ( $g_{vap}/kg_{as}$ )	Ecart diurne $E_b$ (°C)	Température moyenne $TS_m$ (°C)	Ecart annuel de température EAT (°C)
<b>A</b>					
alt < 500 m	34	14,5	9	25,5	31
500 ≤ alt < 1000 m	33,5	13	10	25	32,5
alt ≥ 1000 m	30,5	13	9	22,5	31,5
<b>B</b>					
alt < 500 m	38	12,5	15	26,5	36
500 ≤ alt < 1000 m	37	11	15	26,5	36
alt ≥ 1000 m	35	10	14	25	36
<b>B'</b>					
alt < 500 m	41	11	18	29	41
alt ≥ 500 m	voir zone B	voir zone B	voir zone B	29	
<b>C</b>					
alt < 1000 m	39,5	8,5	20	27	41,5
alt ≥ 1000 m	36	8,5	18	25	40
<b>D1</b>	44	6,5	15,5	33	38
<b>D2</b>	48	5,5	16,5	36,5	43
<b>D3</b>	39	5,0	12,0	29,6	35

Tableau : Valeurs de CTS (47).

Heure	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$C_{TS}$ (%)	67	80	87	94	100	100	93	85	77	63	48	35
Heure	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
$C_{TS}$ (%)	21	6,7	0	0	0	4,7	12	20	28,5	32	43	53

Tableau : Facteur de correction  $C_{\Delta te}$  (47).

Valeurs de $C_{\Delta te}$ (en °C)		
$\Delta ts_{max} = TS_{b,e} - TS_{b,i}$	Ecart diurne de base $E_b$ (en °C)	
	15	16
22	11,9	11,4

Tableau : Rayonnement de base (47).

Rayonnement total de base $I_{t, b}$ et diffus de base $I_{d, b}$ (en $W/m^2$ )										
Latitude Nord	Mois	ORIENTATION								
		N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.
20°	Juillet	59	435	514	267	44	267	514	435	791
	Août	34	372	520	356	81	356	520	372	788
	Septembre	31	273	514	441	205	441	514	273	733
30°	Juillet	50	413	516	315	94	315	516	413	776
	Août	34	340	520	406	198	406	520	340	741
	Septembre	28	284	498	479	330	479	498	284	668
40°	Juillet	47	400	516	394	217	394	516	400	734
	Août	34	321	511	459	321	459	511	321	675
	Septembre	28	183	470	511	441	511	470	183	577

### Le facteur d'absorption $\alpha$

Le facteur d'absorption  $\alpha$  d'une paroi extérieure peinte est donné en fonction de la couleur de la face extérieure de la paroi :

- Face extérieure de couleur sombre (bleu foncé, rouge foncé, brun foncé),  $\alpha = 0,90$ .
- Face extérieure de couleur moyenne (vert clair, bleu clair, gris clair),  $\alpha = 0,70$ .
- Face extérieure de couleur claire (blanc, crème),  $\alpha = 0,50$ .
- Face extérieure de couleur noir mat,  $\alpha = 1$ .

**Tableau** : Différence équivalente de température pour les murs extérieurs.

Différence équivalente de température $\Delta t_{es}(t)$ ou $\Delta t_{em}(t)$ - Murs ensoleillés ou à l'ombre				
Orientation	$m_{surf}$ (kg/m <sup>2</sup> )	Temp Solaire Vrais		
		16	17	18
NE	≤100	7,8	7,8	7,8
	300	6,7	7,2	7,8
	500	5,5	6,1	6,7
	≥700	7,8	6,7	5,5
E	≤100	7,8	7,8	7,8
	300	6,7	7,2	7,8
	500	10,0	8,9	7,8
	≥700	10,0	9,4	8,9
SE	≤100	8,9	8,3	7,8
	300	10,0	8,3	7,8
	500	10,0	9,4	7,8
	≥700	8,9	10,0	8,9
S	≤100	14,4	11,1	8,9
	300	14,4	12,8	11,1
	500	8,9	10,0	10,0
	≥700	5,5	7,2	7,8
SO	≤100	22,2	22,8	23,3
	300	17,8	19,4	20,0
	500	7,8	10,6	12,2
	≥700	4,4	5,0	5,5
O	≤100	22,2	25	26,7
	300	14,4	18,9	22,2
	500	6,7	9,4	11,1
	≥700	5,5	6,1	6,7
NO	≤100	13,3	18,3	22,2
	300	6,7	11,7	16,7
	500	3,3	5,0	6,7
	≥700	3,3	3,9	4,4
N (à l'ombre)	≤100	7,8	7,2	6,7
	300	5,5	6,1	6,7
	500	2,2	2,8	2,8
	≥700	1,1	1,7	2,2

**Tableau** : Différence équivalente de température pour les toits extérieurs.

Différence équivalente de température $\Delta t_{es}(t)$ ou $\Delta t_{em}(t)$ - Toits ensoleillés ou à l'ombre				
Condition	$m_{surf}$ (kg/m <sup>2</sup> )	Temp Solaire Vrais		
		16	17	18
Ensoleillé	≤50	23,9	25,6	25
	≤100	22,8	23,9	23,9
	200	21,1	22,2	22,8
	300	19,4	21,1	21,7
	≥400	17,8	19,4	20,6
A l'ombre	≤100	7,8	7,2	6,7
	200	6,7	7,2	6,7
	300	4,4	5	5,5

**Tableau : Gains dus aux occupants.**

Degré d'activité	Exemple d'application	Température sèche du local (°C)			
		24		21	
		Apports sensibles (Sen) et latents (Lat) en W/pers.			
		Sen	Lat	Sen	Lat
Travail léger	Atelier, usine	86	134	107	113

**Coefficient de majoration  $C_{me}$  et le pourcentage de chaleur  $C_{cr}$** 

$C_{me}$  est un coefficient de majoration ; il est égal à 1,2 pour les lampes à incandescence.

$C_{cr}$  est le pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle ;  $C_{cr}$  est 1 pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air.

**Tableau : Le coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne  $C_s$ .**

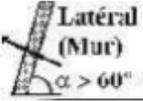
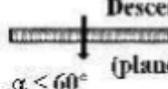
Apport	Nature des apports	Coefficient de Simultanéité $C_s$	
		Locaux	
		Artisanal	Industriel
Occupation	Sensible Latent	0,90	
Moteur électriques	Sensible Latent	0,85	
Éclairage fluorescent encastré, éclairage incandescent non encastré	Sensible Latent	0,85	

**La zone climatique en période d'hiver : (47)****Tableau : Liste des communes pour le zonage hiver (CHAUFFAGE).**

Wilaya	Communes	Zones
09 Blida	Toutes les communes	B

**La valeur de la résistance thermique superficielle d'hiver varie avec la position de la paroi horizontale ou vertical et les résistances thermiques d'échanges superficiels :**

**Tableau : Résistances thermiques superficiels d'hiver (47).**

$\frac{l}{h}$ en $m^2 \cdot ^\circ C/W$	Paroi en contact avec :			Paroi en contact avec :		
	- l'extérieur, - un passage ouvert, - un local ouvert.			- un autre local, chauffé ou non chauffé, - un comble, - un vide sanitaire.		
	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$
 Latéral (Mur) $\alpha > 60^\circ$	0,11	0,06	0,17	0,11	0,11	0,22
 Ascendant (toiture) $\alpha < 60^\circ$	0,09	0,05	0,14	0,09	0,09	0,18
 Descendant (plancher) $\alpha < 60^\circ$	0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34

**La température extérieure de base est fonction de l'altitude et de la zone climatique où est implanté le projet.**

L'annexe 1 donne la zone climatique à considérer pour le projet.

Le tableau fixe les valeurs de la température extérieure de base.

**Les rendements moyens des moteurs électriques en fonction de la puissance nominale :**

**Tableau : Rendements moyens des moteurs électriques (47)**

Puissance nominale		Rendement (%)
(W)	(ch)	
550	3/4	72

**Tableau** : les valeurs de la température extérieure de base. (47)

ZONE	Altitude (m)	$t_{be}$ (en °C)	ZONE	Altitude (m)	$t_{be}$ (en °C)
A	< 300	6	C	500 à 1000 ≥ 1000	- 2 - 4
	300 à 500	3			
	500 à 1000	1			
	≥ 1000	-1			
B	< 500	2	D	< 1000 ≥ 1000	5 4
	500 à 1000	1			
	≥ 1000	-1			
B'	<500 ≥ 500	0 voir Zone B	D'	< 1000	5

**Calcul du volume du poulailler étudié :**

La formule suivante permette de calculer le volume  $V$  d'un prisme droit à base rectangulaire :

- $V = A_{bb} \times h$

Pour les volumes des solides pointus comme la pyramide, la grandeur du volume est toujours le produit du tiers de l'aire de la base fois la hauteur.

Volume de pyramide à base rectangle =  $(L \times l \times h) / 3$ .

**Les valeurs de Cin et Cr****Le coefficient Cin prend les valeurs suivantes**

- 0,10 en cas de chauffage continu.
- 0,15 en cas de chauffage discontinu, et dans le cas d'une construction dont la classe d'inertie est "faible" ou "moyenne".
- 0,20 en cas de chauffage discontinu, et dans le cas d'une construction dont la classe d'inertie est "forte".

**On entend par construction de classe d'inertie forte**

Les constructions dans lesquelles la structure porteuse est en maçonnerie, et dans lesquelles les matériaux utilisés sont des pierres taillées, des produits usinés tels que la brique silico-calcaire, le parpaing, la brique en terre cuite, la brique en terre stabilisée, le plâtre, etc., - les constructions dans lesquelles la structure porteuse est constituée de poteaux/poutres en béton

armé ou de voiles, où les planchers sont soit des planchers hourdis, soit des dalles pleines, et dans lesquelles l'enveloppe est réalisée en maçonnerie, - les constructions dans lesquelles la structure porteuse est constituée d'éléments préfabriqués en béton, où les planchers sont eux aussi préfabriqués en béton, et dans lesquelles les façades sont soit en maçonnerie, soit préfabriquées (panneaux-sandwichs à parements en béton armé).

**Le coefficient Cr prend les valeurs suivantes**

- 0 pour les installations de type "chauffage individuel". - 0,05 pour les installations de type "chauffage central" dans lesquelles toutes les tuyauteries sont calorifugées,
- 0,10 pour les installations de type "chauffage central" dans lesquelles les tuyauteries sont calorifugées seulement dans les zones non chauffées,
- 0,20 pour les installations de type "chauffage central" dont le réseau de tuyauteries n'est pas calorifugé (47)

**Tableau : Seuils minimaux de renouvellement d'air (52)**

Critères à prendre en compte	Débit d'air (m <sup>3</sup> /h/kg de poulet vif)
Oxygène O <sub>2</sub>	0,1 à 0,3
Gaz de combustion	0,4 à 1,2
Ammoniac	1 à 1,5
Chaleur minimale	3 à 5

Le tableau ci-dessus donne les seuils minimaux de renouvellement d'air selon les critères à prendre en compte pour une bonne ventilation dans un poulailler industriel. Parmi ces critères, le gaz de combustion n'est pas pris en compte dans les pays sahélien car il concerne la production de gaz carbonique due aux machines à chauffage fonctionnant au gasoil. Nous ne nous intéresserons qu'au volume d'air nécessaire à l'apport d'oxygène et à l'évacuation de la chaleur et de l'ammoniac. Quant au débit d'air nécessaire pour extraire la chaleur, il sera calculé à partir du bilan thermique du poulailler précédemment réalisé. Pour les volumes d'ammoniac et d'oxygène, nous utiliserons les ratios fournis par le Service Technique Avicole français. La somme de tous ces débits nous permet d'obtenir le débit total tenant compte de tous les critères.

## Conclusion générale

Dans ce travail, la demande de chauffage et de refroidissement d'un poulailler d'une Capacité de 4000 poulets, situé dans la région MOUZAIA, BLIDA, ALGERIE.

La demande maximale de chauffage pour ce poulailler est calculée en fonction de conditions de travail hivernales extrêmes correspondant aux conditions extérieures maximum (jour le plus froid).

Et conditions intérieures maximales liées à l'âge poulet (dans les premières semaines, le plus grand besoin de chauffage).

Les besoins de refroidissement maximal pour les conditions sont également calculées conditions extrêmes de fonctionnement en été, correspondant aux conditions extérieures maximales (jours le plus chaud). Et les conditions intérieures maximales liées à l'âge des poulets (dans les dernières semaines, les besoins de refroidissement sont les plus importants).

Tous les gains et pertes thermiques ont été calculés selon la méthode DTR.

On a trouvé que la puissance de chauffage de ce poulailler atteint **65(kW)**. Et la puissance de refroidissement atteint **109 (kW)**.

## Bibliographie

1. Bansal, V. et al. *Performance analysis of earth–pipe–air heat exchanger for summer cooling*. s.l. : Energy and Buildings, 42(5), pp.645–648., 2010.
2. Citation de M. Henk Rodenboog, spécialiste du climat et zootechnicien chez De Heus Voeders BV \*. *Citation de M. Henk Rodenboog, spécialiste du climat et zootechnicien chez De Heus Voeders BV \**. [En ligne]
3. R., SURDEAU PH et HENAFF. *la production du poulet*. paris : EdJ-B.bailliere, 1979. p. 155.
4. G., BELLAOUI. Réflexion sur la situation de l'élevage avicole type chair dans la wilaya de Tindouf perspectives de développement. Ouargla., Mém. d'ing. agro. INFSAS : s.n., 1990.
5. Pouliot, D. Pierre and G. *Guide d'élevage du poulet de chair, 1e éd.* Canada : socodevi.org, 2013.
6. *I.T.P.E.* 1997.
7. Hubbard, C. *Guide d'élevage du poulet de chair Hubbard 1*. LYON, France : HubbardBreeders, 2015.
8. DIDA, D. Santé animale de l'aviculture tropicale. *Guide Sanofi*. France : s.n., 1996, p. 117.
9. Aviagen, G. *Guide d'élevage du poulet de chair ROSS*. Italie : Aviagen.com, 2010.
10. <https://wikimemoires.net/2019/09/le-climat-le-batiment-d-elevage-et-le-cycle-de-production/>. le-climat-le-batiment-d-elevage-et-le-cycle-de-production. *wikimemoires.net*. [En ligne] 09 2019. <https://wikimemoires.net/2019/09/le-climat-le-batiment-d-elevage-et-le-cycle-de-production/>.
11. Gbanamou, M. Mourad 1 A.S. Bah 1 G. *Evaluation de la productivité et de la mortalité de la poule locale sur le plateau du Sankaran, Faranah, Guinée*. 1993-1994.
12. ITAVI. "*Guide du bâtiment d'élevage à énergie positive (BEBC+)*". Paris : ITAVI, 2013.
13. DJEROU, Zouhir. " Influence des condition l'élevage sur les performances chez le poulet de chair". *Mémoire de Magister*. Constantine , Université Mentouri : s.n., 2006.
14. JOHN, Linhoss. "*Modern Broiler House Heating Systems*". Université de Mississippi : s.n., 2017.
15. Radiant heat works like the sun, warming the animals and litter below it without warming the air first. [En ligne] hogslat. . Radiant heat works like the sun, warming the animals and litter below it without warming the <https://www.hogslat.com/brooder-heaters-gro-series>.
16. Ross. "*Environmental Management in the Broiler House*". 2010.
17. —. "*Environmental Management in the Broiler House*". 2010.

18. wall-fans. *bigdutchman*. [En ligne] 2007. <https://www.bigdutchman.com/en/egg-production/products/detail/wall-fans/>.
19. KABORE, Yannick M.B. ETUDE DU CONDITIONNEMENT D’AIR DANS UN POULAILLER INDUSTRIEL. *MEMOIRE POUR L’OBTENTION DU MASTER D’INGENIERIE EN SCIENCES DE L’EAU ET DE L’ENVIRONNEMENT*. 23 06 2014.
20. les-diverses-options-de-ventilation-dans-les-poulaillers. *vostermans*. [En ligne] <https://www.vostermans.com/fr/ventilation/blog/les-diverses-options-de-ventilation-dans-les-poulaillers>.
21. A.ITAVI. “*Section humidification*.”. 2004.
22. Les consommations d’énergie dans les bâtiments avicoles. ITAVI, 2008.
23. Actu-Environnement. *Dictionnaire Environnement*.
24. energies, connaissance des. *géothermie* .
25. B. Kaboré, W.P.G. Ouedraogo, S. Kam, M. Ousmane et D.J. Bathiébo. “*Echangeur de chaleur air-sol à Ouagadougou : Revue de la littérature, étude analytique et expérimentation*”. *Revue des Energies Renouvelables*. 2017. pp. 363 – 375. Vol. 20.
26. N. Moumami, H. Benfatah , N. Hatraf , A. Moumami et S.Youcef Ali. “*Le rafraîchissement par la géothermie*. 2010. pp. 399–406. Vol. 13.
27. oussama, bentftifa. *rafraichissement par puits canadien*. 2014-2015.
28. Bahadori, M.N. *Passive cooling systems in Iranian architecture*. (United States) : Sci. Am. 238:2., 1978.
29. Bansal, V. et al. “*Derating Factor*” *new concept for evaluating thermal performance of earth air tunnel heat exchanger: A transient CFD analysis*. s.l. : Applied Energy, 102, pp.418–426, 2013.
30. Misra, R., Bansal, V., Agrawal, G. Das, Mathur, J. & Aseri, T.K. *CFD analysis based parametric study of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger*. s.l. : Applied Energy, 103, pp.266–277., 2013.
31. Bojic, M. et al. s.l. : Energy, 22(12), pp.1151–1158., 1997.
32. Mihalakakou, G., Santamouris, M. & Asimakopoulos, D. *Modelling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers*. s.l. : Solar Energy, 53(3), pp.301–305., 1994.
33. Huber, A. & Remeund, S. *Widerstands-Kapazitäten-Model WKM\_Lte : Program for the simulation of air-earth heat exchangers*. s.l. : Huber Energietechnik., 1996.
34. Gygli W, F.K. *Trnsys-model type 60 for hypocaust thermal storage and floor heating*. . s.l. : User manual., 1994.
35. De Paepe, M. & Janssens, A. *Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers*. . s.l. : Energy and Buildings, 35(4), pp.389–397., 2003.

36. Boulard, T., Razafinjohany, E. & Baille, A. *Heat and water vapour transfer in a greenhouse with an underground heat storage system part II. Model.* s.l. : Agricultural and Forest Meteorology, 45(3–4), pp.185–194., 1989b.
37. Gauthier, C., Lacroix, M. & Bernier, H.. s.l. : Solar Energy, 60(6), pp.333–346., 1997.
38. Boulard, T., Razafinjohany, E. & Baille, A. *Heat and water vapour transfer in a greenhouse with an underground heat storage system part I Experimental results.* s.l. : Agricultural and Forest Meteorology, 45(3–4), pp.175–184., 1989a.
39. Hollmuller, P. & Lachal. *Buried pipe systems with sensible and latent heat exchanges: validation of numerical simulation against analytical solution and long-term monitoring.* s.l. : monitoring. Proceedings of the 9th International Building Performance Simulation Association Building Simulation (BS 2005), 1, pp.411–418., 2005.
40. Vidhi, R. *Organic Fluids and Passive Cooling in a Supercritical Rankine Cycle for Power Generation from Low Grade Heat Sources.* South Florida : s.n., 2014.
41. K. K. Agrawal, R. Misra , G. Das Agrawal, M. Bhardwaj and D. K. Jamuwa . *"Effect of different design aspects of pipe for earth air tunnel heat exchanger system: a state of art"*. s.l. : International Journal of Green Energy, 2019.
42. Thiers, S. & Peuportier, B. *Thermal and environmental assessment of a passive building equipped with an earth-to-air heat exchanger in France.* s.l. : Solar Energy, 82(9),pp.820–831., 2008.
43. Woodson, T. *Earth-Air Heat Exchangers for Passive Air Conditioning: Case Study Burkina Faso.* s.l. : journal of Construction in Developing Countries., 2012.
44. PATIN, Mathieu. *Étude des performances d'un échangeur géothermique air-sol.* MONTREAL : s.n., 2020.
45. Kenza MAHTOUT, Yacine MEDJKOUNE. *“Etude d'une centrale de traitement d'air du bâtiment de stockage de sucre en morceaux- CEVITAL”.* BEJAIA : Mémoire de MASTER. Université Abderrahmane MIRA , 2018. .
46. *Toutsurlisolation* . [En ligne] [Citation : 02 04 2022.] <https://www.toutsurlisolation.com/Isolation-thermique/Reussir-son-isolation-thermique/Qualite-de-mise-en-aeuvre/Les-ponts-thermiques>.
47. Bâtiment, Centre National d'Etudes et de Recherches Intégrées du. *“DOCUMENT TECHNIQUE REGLEMENTAIRE”.* 2011.
48. *“Use of Biogas Energy in Poultry Farming Heating”.* Ismail MASALHA, Mutaz ELAYYAN et Husam ISSA. 2017, The International Journal of Engineering and Science, Vol. 06, pp. 58-63.
49. *DB-City*. [En ligne] < <https://fr.db-city.com/Algérie--Biskra--Sidi-Okba--Sidi-Okba>>.
50. Mariano P. SILVA, Fernando C. BAÊTA, Ilda TINÔCO, et al. *“Evaluation of a simplified model for estimating energy balance in broilers production housing”.* *“Evaluati Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental”.* 2007, Vol. 11, 05, pp. 532- 536.

51. ISMAIL, Rana. *Mémoire d'Ingénieur "Conception, étude et analyse du conditionnement d'air et de chauffage d'un établissement scolaire libanais"*. Paris : Institut des Sciences Appliquées et Economiques Centre associé au Conservatoire National des Arts et Métiers Paris, 2015.
52. ISA. "Conduite d'élevage moderne." . 2001.
53. Citation de M. Henk Rodenboog, spécialiste du climat et zootechnicien chez De Heus Voeders BV \*. Citation de M. Henk Rodenboog, spécialiste du climat et zootechnicien chez De Heus Voeders BV \*. : s.n., Citation de M. Henk Rodenboog, spécialiste du climat et zootechnicien chez De Heus Voeders BV \*.
54. SURDEAU PH. et HENAFF R., 1979. *la production du poulet. Ed J.-.*
55. Citation de M. Henk Rodenboog, spécialiste du climat et zootechnicien chez De Heus Voeders BV \*. Citation de M. Henk Rodenboog, spécialiste du climat et zootechnicien chez De Heus Voeders BV \*. Citation de M. Henk Rodenboog, spécialiste du climat et zootechnicien chez De Heus Voeders BV \*. [En ligne]
56. R., SURDEAU PH. et HENAFF. . *la production du poulet. Ed J.-.* 1979.
57. batiment-d-elevage-de-poulet-la-filiere-avicole-en-algerie. *wikimemoires.net*. [En ligne] 09 2019. <https://wikimemoires.net/2019/09/batiment-d-elevage-de-poulet-la-filiere-avicole-en-algerie/>.
58. Nicolas, Christian. Chauffer un poulailler par géothermie pour économiser des euros et des kg de CO2. *terragricoles de bretagne* . 4 septembre 2019.
59. A. Fekraoui et Abouriche. *Ressources Géothermiques du Nord de l'Algérie - Eléments de l'Atlas Géothermique* -. Bouzaréah, Alger : Rev. Energ. Ren. : Vaalorisation (1999) 159-162, 1999.
60. S. Ouali. 'Etude Géothermique du Sud de l'Algérie'. Boumerdès : s.n., 2006.
61. Santamouris, M. & Kolokotsa, D.,. *Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures: The state of the art. Energy and Buildings*. s.l. : 57, pp.74–94., 2013.
62. Soni, S.K., Pandey, M. & Bartaria, V.N.,. *Ground coupled heat exchangers: A review and applications*. . s.l. : Renewable and Sustainable Energy Reviews, 47, pp.83–92., 2015.
63. Vaz, J. et al. *Experimental and numerical analysis of an earth–air heat exchanger*. s.l. : Energy and Buildings, 43(9), pp.2476–2482., 2011.
64. Vaz, J. et al. *An experimental study on the use of Earth-Air Heat Exchangers (EAHE)*. s.l. : Energy and Buildings, 72, pp.122–131., 2014.
65. Brum, R. da S. et al.,. s.l. : Energy and Buildings, 64, pp.395–402., 2013.
66. Hollmuller, P. & Lachal, B.,. *Cooling and preheating with buried pipe systems: monitoring, simulation and economic aspects*. s.l. : Energy and Buildings, 5, pp.509–518., 2001.
67. Bansal, V. et al.,. *Performance analysis of integrated earth–air-tunnel-evaporative cooling system in hot and dry climate*. s.l. : Energy & Buildings, 47, pp.525–532, 2011.

68. Al-Ajmi, F., Loveday, D.L. & Hanby, V.I. *The cooling potential of earth–air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate*. s.l. : Building and Environment, 41(3), pp.235–244., 2006.
69. Kumar, R., Ramesh, S. & Kaushik, S.C. *Performance evaluation and energy conservation potential of earth–air–tunnel system coupled with non-air-conditioned building*. s.l. : Building and Environment, 38(6), pp.807–813., 2003.
70. Mathur, A. et al. *Investigation of soil thermal saturation and recovery under intermittent and continuous operation of EATHE*. s.l. : Energy and Buildings, 109, pp.291–303., 2015.
71. Mihalakakou, G. et al. *Parametric prediction of the buried pipes cooling potential for passive cooling applications*. s.l. : Solar Energy, 55(3), pp.163–173., 2015.
72. Givoni, B. *Man, climate and architecture 2 nd editi.*, London: Applied Science. London : Applied Science., 1976.
73. Hollmuller, P. & Lachal, B. *Air-soil heat exchangers for heating and cooling of buildings: Design guidelines, potentials and constraints, system integration and globalenergy balance*. s.l. : Applied Energy, 119, pp.476–487., 2014.
74. Santamouris, M& Kolokotsa, D. *Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures: The state of the art*. *Energy and Buildings*. s.l. : 57, pp.74–94., 2013.
75. Climat et moyennes météorologiques tout au long de l'année pour Mouzaïa. *Weather Spark*. 15 Mai 2022.