

CONCEPTION D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR POUR UN SYSTÈME
DE REFROIDISSEMENT BASÉ SUR LE STOCKAGE SAISONNIER
DE NEIGE

par

Rimen ABDALLAH

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE
LA MAITRISE EN GÉNIE, CONCENTRATION ÉNERGIES
RENOUVELABLES ET EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE

MONTRÉAL, LE 16 DÉCEMBRE 2020

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

©Tous droits réservés, <Rimen ABDALLAH, 2020>

©Tous droits réservés

Cette licence signifie qu'il est interdit de reproduire, d'enregistrer ou de diffuser en tout ou en partie, le présent document. Le lecteur qui désire imprimer ou conserver sur un autre media une partie importante de ce document, doit obligatoirement en demander l'autorisation à l'auteur.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Daniel Rousse, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Simon Joncas, président du jury
Département de génie des systèmes à l'École de technologie supérieure

M. Didier Hailot, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

ELLE A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 11 DÉCEMBRE 2020

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

DÉDICACE

À mes très chers parents,

*En témoignage de mon amour et ma reconnaissance pour les efforts que vous avez consentis
pour moi durant toutes ces années ...*

À toutes les personnes que j'aime,

Je dédie ce travail...

REMERCIEMENTS

De nombreuses personnes m'ont aidé à mener à bien cette recherche. Cependant, surtout mon directeur académique, le professeur Daniel R. Rousse, pour m'avoir fourni un soutien et des encouragements continus tout au long de mes années d'études et à travers le processus de recherche et de rédaction de ce mémoire.

Je voudrais également remercier tout particulièrement les membres de chaire de recherche t3e pour tous leurs aides, pour avoir répondu à mes questions à la fois intelligentes et pas toujours aussi intelligentes.

Enfin, je dois exprimer ma profonde gratitude à MITACS pour m'avoir présenté cette formidable opportunité dans laquelle je me suis développée tant sur le plan académique, professionnel que social.

Conception d'un échangeur de chaleur pour un système de refroidissement basé sur le stockage saisonnier de neige

Rimen ABDALLAH

RÉSUMÉ

Dans un poulailler, en été, la quantité d'énergie libérée par les oiseaux à la fin de leur croissance devient très importante et des taux de ventilation énormes sont nécessaires pour tenter de maintenir des températures supportables à l'intérieur.

Alors, avec une chaleur latente de fusion de 334 kJ/kg, des tonnes de neige stockée dans un réservoir tout au long de l'hiver pourraient être utilisées pour abaisser la température intérieure et ramener les taux de ventilation à un niveau inférieur, permettant ainsi une économie d'électricité et un gain de confort pour les animaux et les travailleurs.

L'étude est concentrée sur le dimensionnement d'un échangeur eau-air. Le but de ce travail est de réaliser un code numérique qui sert à dimensionner cet échangeur de chaleur sous des conditions variables pour refroidir un poulailler situé au Québec.

Une étude bibliographique des différents échangeurs a permis de choisir la géométrie adéquate permettant le maximum d'échange. L'échangeur tube à ailette (Eau-Air) à courant-croisé a été choisi. La conception de l'échangeur repose sur la méthode de nombre d'unité de transfert.

À l'aide d'un code MATLAB, une étude paramétrique a été menée pour évaluer l'effet de certains paramètres sur la configuration optimale. Ces paramètres sont : le débit d'air; le débit d'eau; le nombre des ailettes; la conductivité thermique de tubes et des ailettes et l'encrassement.

Le volume de l'échangeur est limité à $3.5\text{m} \times 0.2\text{m} \times 1.5\text{m}$ avec une capacité maximale de 25 kW. L'eau passe à l'intérieur d'une vingtaines tubes avec une vitesse de circulation d'autour 1.5m/s. L'air circule à travers les 110 ailettes avec un débit volumique de $0.85 \text{ m}^3/\text{s}$. Avec une quantité d'eau condensée est autour 38 litres d'eau à l'heure.

L'étude réalisée avec cet échangeur eau-air répond à un besoin critique au processus de refroidissement et déshumidification en milieu nordique où la gestion de la température et de l'humidité est primordiale.

Mots clés : échangeur air-eau, dimensionnement, rafraîchissement, neige, tube à ailette.

Design of a heat exchanger for a cooling system based on seasonal snow storage

Rimen ABDALLAH

ABSTRACT

Energy Solutions Associates markets an air-to-air heat exchanger for the North American food industry. This equipment recovers heat in situations where the outside temperature is lower than inside. However, in summer the amount of energy released by birds during their growth becomes very large and enormous ventilation rates are required to keep temperatures bearable indoors.

While with a latent heat of fusion of 334 kJ/kg, tons of snow stored in a reservoir throughout the winter could be used to lower the interior temperature and reduce ventilation rates to a lower level, allowing thus saving electricity and improving comfort for animals and workers. The study is focused on the sizing of a water-air exchanger. The goal of this work is to produce a digital code that is used to size this heat exchanger under variable conditions to cool a broiler house located in Quebec.

A bibliographical study of the various exchangers made it possible to choose the appropriate geometry allowing the maximum exchange. A crossflow finned tube bank heat exchanger was chosen. The design of the heat exchanger is based on the number of transfer unit method.

Using MATLAB code, a parametric study is conducted to assess the effect of certain parameters on the optimal configuration. These effects are: air flow; water flow; the number of fins; thermal conductivity of tubes and fins and fouling.

The volume of the heat exchanger is limited to $3.5\text{m} \times 0.2\text{m} \times 1.5\text{m}$ with a maximum capacity of 25 kW. The water passes through about twenty tubes with a circulation speed of around 1.5 m/s. The air circulates through the 110 fins with a volume flow of $0.85 \text{ m}^3/\text{s}$. With the amount of condensed water is around 38 liters of water per hour.

The study carried out with this water-air exchanger responds to a critical need in the cooling and dehumidification process in northern environments where temperature and humidity management is essential.

Key words: air-water exchanger, sizing, cooling, snow, finned tube.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	5
1.1 Contexte général	5
1.1.1 Les industries avicoles canadiennes.....	5
1.1.1.1 Production.....	5
1.1.1.2 Consommation d'énergie dans le secteur agricole canadien et québécois.....	8
1.1.2 Techniques de rafraîchissement avicole	9
1.1.2.1 Rafraîchissement à ventilation statique ou dynamique.....	9
1.1.2.2 Rafraîchissement passif ou actif	11
1.1.2.3 Refroidissement passif ou actif.....	11
1.1.2.4 Autres.....	12
1.2 Système de stockage de la neige.....	12
1.2.1 Propriétés de la glace	12
1.2.2 Développement historique du stockage de glace	13
1.2.3 Travaux sur les systèmes de stockage de froid	14
1.2.3.1 Canada.....	14
1.2.3.2 Europe	14
1.2.3.3 Autres	16
1.3 Les échangeurs de type air-eau.....	16
1.3.1 Définition	17
1.3.2 Classification des échangeurs de chaleur.....	17
1.3.3 Prototypes des échangeurs eau-air dans la littérature	18
1.3.4 Synthèse	22
CHAPITRE 2 MÉTHODOLOGIE.....	25
2.1 Introduction.....	25
2.2 Emplacement, orientation et construction du poulailler	25
2.3 Données météorologiques.....	25
2.4 Charge de refroidissement du poulailler	27
2.5 Besoins en déshumidification	30
2.6 Dimensionnement de l'échangeur.....	31
2.6.1 Puissance thermique échangée	31
2.6.2 Calcul théorique de l'efficacité de l'échangeur	32
2.6.3 Évaluation du coefficient d'échange global U.....	33
2.6.4 Estimation du coefficient d'échange de chaleur extérieur he	34
2.6.4.1 Corrélation de Gray et Webb	34
2.6.4.2 Corrélation de Wang	35

2.6.4.3	Corrélation de Briggs et Young	36
2.6.5	Corrélations donnant le coefficient d'échange de chaleur à l'intérieur des tubes hi	36
2.6.5.1	Corrélation de Colburn	36
2.6.5.2	Corrélation de Dittus-Boelter Dittus	37
2.6.5.3	Corrélation de Gnielinski	37
2.6.6	Facteur de friction	38
2.6.7	Efficacité des ailettes η	39
2.6.8	Perte de charge	40
2.6.8.1	Pertes de charge à l'intérieur des tubes	40
2.6.8.2	Pertes de charge à l'extérieur des tubes	41
2.7	Modélisation avec MATLAB	42
CHAPITRE 3 RÉSULTATS		47
3.1	Introduction	47
3.2	Choix de la géométrie à concevoir	47
3.3	Hypothèses de calcul :	48
3.4	Choix du matériel	49
3.5	Étude paramétrique et optimisation	50
3.5.1	Profils de température des deux fluides (air, eau)	50
3.5.2	Influence de débit d'eau	52
3.5.3	Influence de débit d'air	53
3.5.4	Influence de configuration des tubes :	54
3.5.5	Influence des ailettes	56
3.5.6	Effet de la conductivité thermique	59
3.5.7	Effet d'encrassement	62
3.6	Conception finale de l'échangeur	63
3.7	Choix du ventilateur	66
3.8	Évaluation du coefficient de performance moyen en refroidissement	66
CHAPITRE 4 ANALYSE TECHNO-ÉCONOMIQUE		69
4.1	Introduction	69
4.1.1	Coût initial du système	69
4.1.2	Économies	72
CONCLUSIONS		77
ANNEXE I ALGORITHME MATLAB		81
ANNEXE II CORRELATIONS		89
ANNEXE III GÉOMÉTRIE		91
ANNEXE IV BILAN THERMIQUE		93
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES		95

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1-1	La contribution de l'industrie de volaille au Canada par province6
Tableau 1-2	Température ambiante recommandée selon l'âge et l'espèce (EQCMA,2013)7
Tableau 3-1	Plages des paramètres de conception48
Tableau 3-2	Conductivité thermique des matériaux49
Tableau 3-3	Essai 1 pour les tailles de l'échangeur conçu.....64
Tableau 3-4	Essai 2 : variation de la hauteur par référence à l'écoulement vertical d'air64
Tableau 4-1	Approche économique préliminaire pour le réservoir de stockage de glace (Victor Llonch, 2019)70
Tableau 4-2	Les coûts de matière par unité de masse71
Tableau 4-3	Ventilation dans le bâtiment de référence pour les productions de 2018 ..73
Tableau 4-4	Indicateurs économiques de l'analyse74

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1-1	Consommation typique d'électricité.....8
Figure 1-2	a. Ventilation tunnel, b. Buse de brumisation.....11
Figure 1-3	Description du système de stockage de neige de l'hôpital Sundsvall.....15
Figure 1-4	Échangeur eau-air18
Figure 1-5	Échangeur air-eau19
Figure 1-6	Échangeur de chaleur eau-air.....20
Figure 1-7	Échangeur eau-air21
Figure 1-8	Échangeur de chaleur air-eau.....22
Figure 2-1	Simulation de la température à l'intérieur et à l'extérieur du bâtiment26
Figure 2-2	Flux thermiques considérés dans le bilan d'énergie instantané27
Figure 2-3	Chaleur dégagée par les oiseaux par étage30
Figure 2-4	Type de liaisons entre les ailettes et le tube.....35
Figure 2-5	Diagramme de Moody39
Figure 2-6	Algorithme du programme.....43
Figure 2-7	Algorithme de l'étude paramétrique46
Figure 3-1	Configurations d'écoulement du fluide,.....50
Figure 3-2	Évolution des températures de sortie le long d'échange.....51
Figure 3-3	Profils des coefficients d'échanges52
Figure 3-4	Évolution des coefficients d'échange de chaleur.....53
Figure 3-5	Variation des pertes de charge coté air54

Figure 3-6	Arrangement des tubes.....	55
Figure 3-7	Effet de la distribution des tubes sur le taux	56
Figure 3-8	Variation du flux de chaleur échangé par tube	58
Figure 3-9	Variation du flux de chaleur échangée.....	60
Figure 3-10	Variation du flux de chaleur échangé	60
Figure 3-11	L'effet de la longueur des ailettes sur la résistance	62
Figure 3-12	Effet d'encrassement.....	63

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
COP	Coefficient de performance
GES	Gaz à effet de serre
MCP	Matériau à changement de phase
NTU	Nombre d'unités de transfert
SSS	Système de stockage de glace
WAHX	Echangeur eau- air

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

A	Surface d'échange total [m ²]
A_{ail}	Surface d'ailettes [m ²]
Cp_{air}	Chaleur spécifique de l'air [J/kg. K]
Cp_{eau}	Chaleur spécifique de l'eau [J/kg. K]
d_i	Diamètre intérieur des tubes [m]
d_e	Diamètre extérieur des tubes [m]
d_o	Diamètre extérieur des ailettes [m]
e	Epaisseur de tube [m]
f	Facteur de frottement
H	Profondeur de l'échangeur [m]
h_e	Coefficient d'échange par convection extérieur [W/m ² . K]
h_i	Coefficient d'échange par convection intérieur [W/m ² . K]
L	Hauteur de l'échangeur [m]
\dot{m}_{air}	Débit massique de l'air [kg/s]
\dot{m}_{eau}	Débit massique de l'eau [kg/s]
\dot{m}_{cond}	Débit d'eau condensée [kg/s]
N	Nombre de rang
N_t	Nombre total des tubes
N_{ail}	Nombre des ailettes
P_t	Pas transversal des tubes [m]
P_l	Pas longitudinal des tubes [m]
P_{vent}	Puissance de ventilateur [W]
Pr_{air}	Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'air
Pr_{eau}	Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'eau
ΔP_i	Pertes de charge à l'intérieur des tubes [Pa]
ΔP_e	Pertes de charge à l'extérieur des tubes [Pa]
Q	Puissance thermique échangée [W]

XXIV

R_i	La résistance d'encrassement intérieur [W / K]
R_e	La résistance d'encrassement extérieur [W / K]
s	Ecartement des ailettes [m]
$sLHP$	Chaleur latente spécifique [W/kg]
$sSHP$	Chaleur sensible spécifique [W/kg]
$sTHP$	Chaleur spécifique totale [W/kg]
t	Epaisseur des ailettes [m]
T_{ae}	Température d'entrée de l'air [°C]
T_{as}	Température de sortie de l'air [°C]
T_{ee}	Température d'entrée de l'eau [°C]
T_{es}	Température de sortie de l'eau [°C]
ΔTML	Différence moyenne de température logarithmique [°C]
U	Coefficient global de transfert de chaleur [W/m ² . K]
W	Longueur de l'échangeur [m]

Lettres grecques

ε	Efficacité
η_a	Rendement des ailettes
η_v	Rendement de ventilateur
λ_t	Conductivité thermique des tubes [W /m. K]
λ_{ail}	Conductivité thermique des ailettes [W /m. K]
λ_{air}	Conductivité thermique de l'air [W/m. K]
λ_{eau}	Conductivité thermique de l'eau [W/m. K]
μ_{air}	Viscosité dynamique de l'air [kg/m. s]
μ_{eau}	Viscosité dynamique de l'eau [kg/m. s]
ρ_{air}	Masse volumique de l'air [kg/m ³]
ρ_{eau}	Masse volumique de l'eau [kg/m ³]

INTRODUCTION

Lorsque l'élevage s'effectue l'été, la température à l'intérieure d'un bâtiment avicole est communément plus élevée que la température à l'extérieure. Ces conditions entraînent une accumulation de chaleur à l'intérieur qui mener à subir un stress thermique et même mourir si le débit de ventilation est inadéquat. Dans un tel genre de situations, les poulets ont tendance à boire plus d'eau pour transférer une partie de leur chaleur sensible à l'eau froide ingérée et diminuer ainsi leur température corporelle. Du même fait, le poulet ne gagnera pas de poids puisqu'il y aura une diminution au niveau de sa consommation de moulée (Lachance François, 2005).

Afin de maintenir des températures supportables à l'intérieur des poulaillers, des taux de ventilation énormes sont nécessaires, principalement en fin de cycle d'élevage pour éliminer la chaleur excédentaire produite par les animaux et la chaleur qui pénètre par les murs et le toit du bâtiment.

Avec une chaleur de fusion latente de 334 kJ/kg (144 Btu/lb), des tonnes de neige stockées dans un réservoir extérieur tout au long de l'hiver pourraient être utilisées pour abaisser la température intérieure et ramener les taux de ventilation à un niveau inférieur ce qui abaisserait la facture d'électricité imputable à la ventilation.

Cette chaleur de fusion élevée permet un refroidissement thermique dense à une température constante de 0 °C (32 °F). C'est une qualité exceptionnelle des systèmes de stockage de la neige, exemple commun de stockage latent, qui rend sa puissance de refroidissement pratiquement constante et indépendante de la température de l'air extérieur.

Ainsi, ce projet fait partie d'une initiative plus vaste qui concerne globalement la conception d'un système de stockage de glace qui utilise la capacité de chaleur latente pour rafraîchir et déshumidifier un bâtiment naturellement à l'aide d'un réservoir de stockage de glace.

L'entreprise qui fera l'objet d'une implantation de ce système de rafraîchissement est la Ferme du Grand Orme Inc. de Sainte-Mélanie, au Québec. Les conditions intérieures du poulailler peuvent varier tant que les poulets grandissent, la température intérieure idéale dépend du cycle

de vie des oiseaux. Au début du cycle de vie les poussins ont besoin de températures plus élevées pour les garder au chaud et en bonne santé. Alors qu'à la fin, ils libèrent collectivement de grandes quantités d'énergie.

Actuellement, le bâtiment visé ne dispose pas de système de refroidissement, seulement un simple système de ventilation forcée qui opère selon différentes conditions selon l'état de l'élevage. Au début d'un élevage, la ventilation est minimale car les oiseaux ne produisent que peu de vapeur d'eau, de dioxyde de carbone, d'ammoniac (via la production d'urine) et de chaleur. Vers la fin de l'élevage, les débits de ventilation peuvent dépasser les 200 000 CFM par plancher de 20 000 à 25 000 oiseaux. En somme, la facture d'électricité pour la ventilation seule dépasse annuellement, pour toutes les installations incluant celles du Québec, la facture de chauffage en hiver.

Le fait qu'un large volume de neige soit disponible sur le territoire du Québec autour des installations fait de cette technique une option très attrayante surtout qu'elle est basée sur une énergie renouvelable.

Dans le cadre de l'initiative mentionnée, le but de ce projet consiste à concevoir un échangeur thermique destiné à refroidir l'air intérieur d'un poulailler à partir d'un réservoir d'eau à près de 0 °C issu de la fonte progressive d'un réservoir de neige.

Afin d'atteindre le but principal du projet, des objectifs spécifiques ont été mis en place :

- Concevoir l'échangeur en sélectionnant tous ses composants ;
- Assurer la résistance à la corrosion et à l'encrassement et prévoir le nettoyage et l'entretien ;
- Simuler le système pour répondre aux besoins d'au moins un ou deux élevages en été;
- Evaluer la contribution de la chaleur latente d'évaporation au processus d'échange de chaleur dans l'échangeur lors de la présence de condensation ;
- Effectuer une analyse financière simple du système en contexte québécois.

Ce mémoire comporte quatre chapitres. Le premier chapitre, qui comporte une mise en contexte de domaine avicole et les différentes techniques de rafraichissements utilisées, présente les applications et les études antérieures pertinentes autour des systèmes de stockage

de glace et les différents échangeurs eau-air testés. Le deuxième chapitre présente la méthodologie employée, les équations et les corrélations utilisées pour la conception de cet échangeur.

Le troisième chapitre concerne, d'une part, les résultats les plus pertinents et expose, d'autre part, les effets des variations des différents paramètres sur l'efficacité de l'échangeur et sur les dimensions finales de l'échangeur. Le dernier chapitre s'articule autour d'une analyse économique. Cette estimation financière des investissements est nécessaire pour calculer la période de retour sur investissement (PRI) simple. Il s'agit d'un outil de décision préliminaire qui permettra de savoir à quel point ce projet peut devenir réalisable dans un pays comme le Canada.

Globalement, ce projet s'inscrit parmi les initiatives visant à trouver des alternatives plus écologiques de produire de l'énergie et à rendre plus efficaces les technologies qui existent déjà, dans un monde qui dépend principalement des combustibles fossiles pour répondre à ses besoins énergétiques qui ont conduit à l'épuisement des ressources non renouvelables, à la production de déchets solides et à la production d'émissions de gaz à effet de serre (GES).

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Contexte général

1.1.1 Les industries avicoles canadiennes

1.1.1.1 Production

De tous les types de volaille vendus, le poulet demeure la viande la plus achetée par les Québécois.

En 2018, la production de produits avicoles au Canada s'élevait à 4,6 milliards de dollars, représentant 7,3% des recettes monétaires tirées des activités agricoles. Spécifiquement pour les poulets, la production s'élevait à 1,3 milliard de kilogrammes où 60,4% de cette production provenait du Québec et de l'Ontario (AAFC, 2018).

Le Tableau 1-1 décrit la contribution de l'industrie de volaille au Canada par province.

Tableau 1-1 La contribution de l'industrie de volaille au Canada par province

	BC	AB	SK	MB	ON	QC	NB	ND	PE	NL	CA
Producteurs de poulet	316	253	64	121	1,244	740	38	87	8	6	2,877
Élevage de poulets de chair	10	4	2	4	7	5	2	3	0	1	38
Totaux des abattoirs de poulet	35	5	3	6	18	10	2	1	0	1	81
Producteurs de dinde	67	48	11	55	165	147	18	20	0	0	531
Écloseries de dinde	1	2	0	1	4	3	0	0	0	0	11
Totaux des abattoirs de dinde	24	3	2	4	7	4	0	1	0	0	45
Producteurs d'œufs	138	164	69	154	404	157	16	24	7	6	1,143

En période estivale et avec les forts rayonnements solaires, combinés à une haute température, une forte ventilation est indispensable pour diminuer les températures dans les poulaillers. Il est alors primordial pour ne pas diminuer la productivité de concevoir d'autres équipements appropriés afin de refroidir et de déshumidifier ces milieux avicoles.

Les volailles ont une température corporelle plus élevée que celle des humains, elle se situe entre 40 et 42 °C, comparativement à 37 °C. Pour maximiser le rendement des productions, il faut s'assurer de maintenir les oiseaux dans leur zone de confort où ils n'ont pas besoin de se réchauffer ni de se refroidir. En général, la zone de température de confort pour les volailles se situe entre 20 et 30 °C. Cependant, les poussins d'un jour ne peuvent pas maintenir la température de leur corps si la température est inférieure à 26 °C.

Le Tableau 1-2 récapitule les besoins thermiques pour les poussins afin d'assurer le bon équilibre de température selon leurs âges. Ce tableau est extrait du guide d'élevage de volailles

de l'équipe québécoise de contrôle des maladies avicoles. Il comporte des seuils maximum et minimum au-delà et en-deçà desquels la productivité est grandement affectée.

Tableau 1-2 Température ambiante recommandée selon l'âge et l'espèce (EQCMA,2013)

Âge en semaine	Conditions ambiantes recommandées
Moins d'une semaine	30 – 33°C
2	27 – 29°C
3	25 – 27°C
4	22 – 24°C
5-8	20 – 22°C
9-15	18 – 20°C
Plus de 15 semaines	16 – 18°C

Concernant l'humidité du bâtiment souhaitable, l'équipe québécoise de contrôle des maladies avicoles (EQCMA) a précisé une plage située entre 50-70%. Cette équipe a constaté qu'un taux supérieur à 70% maintiendra le poulailler trop humide et, par conséquent, les émissions d'ammoniac augmenteront. Contrairement, si le taux d'humidité est inférieur à 50%, la litière de volaille peut s'assécher et causer des problèmes respiratoires dus à la poussière. Le nez humain peut détecter des niveaux d'ammoniac supérieurs à 15 ppm. Des niveaux élevés d'ammoniac peuvent causer des dommages respiratoires tant aux humains qu'aux oiseaux, il est ainsi recommandé de maintenir des concentrations d'ammoniac inférieures à 25 ppm.

Aussi, pour les poussins de poulet de chair âgés de moins de 2 semaines, les vitesses d'air supérieures à 0,3 m/s au niveau des oiseaux ne sont pas recommandées.

La vitesse de l'air peut être progressivement augmentée jusqu'à 2,5 m/s après les deux semaines.

Les taux de ventilation maximum et minimum pour une exploitation avicole peuvent être estimés à l'aide des équations de bilan massique et énergétique ainsi que d'autres informations disponibles dans ASAE EP270.5 R2008.

1.1.1.2 Consommation d'énergie dans le secteur agricole canadien et québécois

Le secteur agricole en général est responsable d'environ 2% de la consommation d'énergie totale au Canada. La consommation totale d'électricité au Canada en 2016 se chiffrait à 1 785 pétajoules dont le Québec accapare la plus grande part de la consommation avec 35% (Ressource naturelle Canada, 2019).

En moyenne, 44% de la consommation d'électricité d'une exploitation avicole est attribuée à la ventilation (Figure 1-1). Cela équivaut à 36 080 kWh/an pour une exploitation de 50 000 têtes.

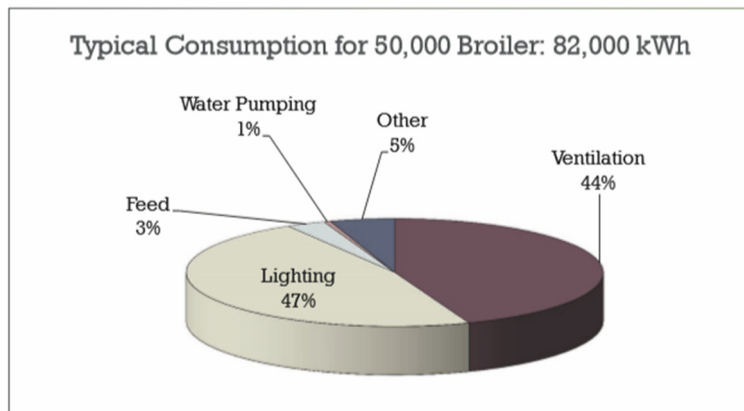


Figure 1-1 Consommation typique d'électricité
(Ventilation in Poultry Production, Alberta, 2012)

Le poulet canadien demeure, à l'échelle mondiale, l'une des sources de protéines les moins polluantes ayant le plus faible impact environnemental. C'est plutôt la production de la moulée qui contribue à la moitié de l'empreinte carbone totale. Les émissions de GES sont causées principalement par les engrais et l'utilisation du diesel dans la production des cultures fourragères (blé, maïs et soya). Les émissions de ce type d'élevage demeurent une problématique si on considère l'objectif de 2050 qui limite cette quantité à 1 tonne CO₂-eq per capita. Or, les activités des fermes représentent plus d'un quart de l'empreinte carbone,

principalement en raison de la combustion de gaz naturel et de propane nécessaire pour le chauffage, l'électricité et la ventilation.

Les enjeux du secteur sont donc globalement plus orientés vers l'atténuation des émissions de GES par la bonne gestion des bâtiments d'élevage.

1.1.2 Techniques de rafraîchissement avicole

La mortalité par coup de chaleur est très élevée, elle représente 5% des mortalités dans le monde d'après Lazaro Garcia Rosa (2003). Ainsi et afin de maintenir des conditions d'élevage adéquates, les poulaillers sont équipés des différentes techniques de rafraîchissement.

1.1.2.1 Rafraîchissement à ventilation statique ou dynamique

La ventilation statique est une ventilation naturelle. Par nature, il faut comprendre sans moteur. Elle ne consomme donc pas d'énergie ; ou du moins, pas directement. Elle ne fait appel qu'à des paramètres naturels pour fonctionner comme l'exposition du bâtiment aux rayonnements solaires qui entraîne de la convection naturelle et la direction des vents dominants.

Cependant, la ventilation dynamique fait intervenir des équipements fonctionnant notamment à l'électricité.

Les variantes de système de ventilation dynamique sont :

- Ventilation latérale;
- Ventilation longitudinale;
- Ventilation par extraction longitudinale et aérienne;
- Ventilation transversale;
- Ventilation tunnel;

Le type de ventilation souvent rencontré en aviculture industrielle est la ventilation en tunnel (Figure 1-2). Cette technique est très populaire plutôt au Canada et dans le sud des États-Unis. Ce système accélère artificiellement le mouvement d'air naturel puisque l'emplacement des

ventilateurs et des entrées d'air créent un mouvement en tunnel pour l'air circulant d'un bout à l'autre du bâtiment. Elle est très bénéfique pour les animaux dans les situations accablantes où la température ambiante est élevée puisqu'elle permet de diminuer le taux de conversion alimentaire, de réduire le taux de mortalité, et d'augmenter ainsi la densité d'élevage (Bucklin et al., 1999). C'est ce type de ventilation qui est installé dans la ferme visée par ce projet.

Dans d'autres situations extrêmes, les producteurs ont recours à des ventilateurs brumisateurs (Figure 1-2). Ce mécanisme produit de fines gouttelettes d'eau projetées dans l'air qui sont évaporées par l'énergie contenue dans l'air. Ceci permet d'une part de diminuer la température à l'intérieur et d'autre part de perpétuer la zone de confort du poulet au niveau idéal. Toutefois, on aura une sur-humidification de l'air amplifiant de même coup l'inconfort.

Il s'agit d'un mécanisme à double rôle, qui ventile et humidifie la pièce en question à la fois. Ce système capte l'air sec et chaud dans la pièce et passera ensuite à travers un tampon humide où l'air se refroidit avant d'être pulsé plus humide dans le bâtiment en contact direct avec l'eau. En pratique, ce système de rafraîchissement est principalement utilisé en période de fortes chaleurs notamment quand les animaux sont plus âgés et supportent moins bien la chaleur car les oiseaux supportent mieux la chaleur latente que la chaleur sensible.

Il permettait des abaissements de température de plus de 10°C lorsque l'air est très sec et que les gouttelettes sont suffisamment fines (Guingand et al., 2010). Toutefois, ce système nécessite une régulation des débits d'eau pour qu'il n'élève pas trop l'humidité relative de l'air et provoque plusieurs risques (risques sanitaires, risques de litière humide, etc.). Les débits d'eau des installations ont été recommandés d'être à l'ordre de 0,4 à 0,8 m³/h pour 1000 m².



Figure 1-2 a. Ventilation tunnel, b. Buse de brumisation

1.1.2.2 Rafraîchissement passif ou actif

Cette classification a été discuté par Fabien Rouault (2014) afin de répondre au contexte réglementaire et environnemental français.

Le rafraîchissement passif est un système de maintien du confort d'été par l'intermédiaire d'un phénomène naturel sans consommer d'énergie excepté pour sa régulation (les façades végétalisées, etc...), alors qu'un rafraîchissement actif nécessite de consommer de l'énergie pour bien fonctionner (ventilateurs de confort, puits climatiques, etc...).

1.1.2.3 Refroidissement passif ou actif

Le refroidissement actif est un système de maintien du confort d'été par l'intermédiaire du cycle thermodynamique d'un fluide frigorigène comme les climatiseurs, l'application de pompes à chaleur (pour les systèmes hybrides), etc...

Le refroidissement passif est une forme limitée de refroidissement avec laquelle on peut gagner seulement quelques degrés. Parmi ses techniques, on peut citer le free-cooling, l'échangeur de chaleur géothermique, refroidissement par évaporation, etc...

La ventilation dans cette classe des bâtiments est particulièrement importante. En moyenne, c'est 44% des coûts en électricité, excluant le chauffage, qui est attribué à celle-ci (gouvernement de l'Alberta, 2018b). Elle peut être divisée en deux niveaux distincts : La ventilation minimum qui permet d'assurer une bonne qualité de l'air et la ventilation nécessaire pour le contrôle d'humidité et de température de la bâtisse. Il va sans dire que les oiseaux

doivent grandir dans un environnement où l'oxygène est présent en bonne quantité et où les niveaux de particules nocives comme l'ammoniac (NH_3), le monoxyde de carbone (CO), le dioxyde de carbone (CO_2) et la poussière sont maintenus au minimum.

1.1.2.4 Autres

Les systèmes de refroidissement à l'eau commencent à s'implanter même à de hautes latitudes comme celles du Québec. Ce système discuté antérieurement fonctionne comme un radiateur : des tapis humides faits de matériaux en fibres tissées qui ressemblent à un carton ondulé sont installés à l'extérieur du bâtiment d'élevage, sur les prises d'air situées aux murs. L'eau froide qui ruisselle sur les tapis refroidit enfin l'air circulant dans le système de ventilation en s'évaporant.

Le refroidissement à l'eau n'est toutefois pas le système le plus intéressant pour un producteur avicole québécois, car quand il fait chaud, c'est déjà humide. Si l'air est trop humide, les animaux peuvent ressentir plus du stress thermique, en plus des problèmes cités plus haut, et le système perd donc de son efficacité.

1.2 Système de stockage de la neige

1.2.1 Propriétés de la glace

Traitée généralement comme tout autre matériau à changement de phase (MCP), ayant une température de fusion de $0\text{ }^\circ\text{C}$ avec une chaleur de fusion latente importante (environ 334 kJ/kg équivalent à 144 Btu/lb), la neige constitue à priori un excellent moyen de stockage de l'énergie (Langham, 1981; Gubler, 1985).

Puisque la température de fusion à $0\text{ }^\circ\text{C}$ produit un réservoir d'eau liquide à plus de $25\text{ }^\circ\text{C}$ d'écart avec l'air du bâtiment à rafraichir, la neige possède une qualité exceptionnelle pour les systèmes de stockage. La température (presque) constante du réservoir permet d'obtenir toute puissance de refroidissement en faisant simplement varier le débit de la pompe d'eau fondue.

Étant donné que 1000 kg de glace ou de neige contiennent environ 100 kWh de froid en chaleur latente. Cela fait de la glace une technologie bien adaptée au refroidissement des grands espaces qui consomment beaucoup d'énergie.

La neige pourrait être alors un moyen écologique pour abaisser la température de l'air avant qu'elle soit envoyée dans le circuit d'aération d'un bâtiment ou pompée dans un circuit d'échangeur de chaleur avec l'air ambiant permettant ainsi d'atténuer les fortes chaleurs de l'été.

1.2.2 Développement historique du stockage de glace

L'histoire du stockage de la glace ou neige est une vraie riche histoire qui remonte à des civilisations anciennes. Cette technique date de plus de deux mille ans et elle a eu une connotation historique très importante surtout aux premières années.

Les Grecs, les Romains et même les Chinois ont adopté l'utilisation de la neige stockée dans des fosses souterraines pour refroidir le vin, les boissons et pour la conservation d'autres aliments. De même, pendant le XVIIIème jusqu'au XIXème siècle, la glace formée sur les lacs était enlevée et conservée dans le sol pour une utilisation ultérieure en été (Middleton, Angleterre-Glen River, Irlande du Nord). Après la Première Guerre mondiale, des premières études de faisabilité, suggérant le stockage, ont commencé en 1920 en Allemagne à cause des ressources limitées du pays dans cette période.

Cependant, au début du 20e siècle et après le développement fait dans la fabrication de réfrigérateurs électriques, les opérations de stockage de la glace et de la neige ont été graduellement mises de côté jusqu'à la crise énergétique des années 1970. Heureusement, cette crise a stimulé les efforts visant à améliorer l'efficacité énergétique des bâtiments résidentiels et industriels (Nagengast, 1998).

Et avec le temps, des nombreuses techniques de stockage de neige ont été mises en œuvre. Au Japon, environ 100 projets ont été réalisés au cours des 30 dernières années (Kobiyama et al. 1989), alors qu'environ 50-100 systèmes de stockage de neige et de glace sont installés en Chine (Kobiyama, 2000 et Skogsberg, 2005). En fait, les systèmes en Chine sont des installations similaires à Himuros et Yukimoros qui datent de 1 000 ans av. J.-C., qui

consistaient à collecter des blocs de glace du lac en hiver et à les stocker dans un hangar (Morofsky, 1985).

1.2.3 Travaux sur les systèmes de stockage de froid

1.2.3.1 Canada

Les travaux ont commencé depuis 1975 avec le développement d'un grand projet à Ottawa appelé *Snowbowl*. Il s'agissait de stocker la neige et de l'utiliser pour refroidir un bâtiment appelé *Sir Charles Tupper* durant les périodes estivales.

Ultérieurement, spécifiquement pendant l'hiver de 1979 et 1980, *The Ice box*, un autre projet a été construit. Parmi les objectifs de ce projet il est possible de noter l'influence des conditions météorologiques sur la quantité de production de glace. Selon Morofsky (1982), la prédiction de réponse de la glace à différentes charges de refroidissement a été bien réussie.

Le Québec aussi fait partie de la recherche dans ce domaine. Le Centre de Recherche industrielle du Québec (CRIQ) a lancé son projet *Fabrikaglace* pendant l'hiver de 1981 jusqu'à 1982. Ce projet fut réalisé dans le but d'automatiser la production de couches de glace en faisant circuler de l'air froid sur une surface d'environ 3 mm en fonction d'une température extérieure moins de -10 °C.

Le COP de ce système a été estimé entre 90 et 100, après plusieurs saisons de fonctionnement (Abdelnour et al. 1994, Morofsky et al. 1982), ce qui explique la faisabilité d'une telle technologie par rapport aux systèmes conventionnels de refroidissement et même aux autres alternatives basées sur les énergies renouvelables. Mais cela n'inclut pas les défis liés au coût de conception du système.

1.2.3.2 Europe

Parmi tous les projets développés en Europe, celui créé dans la ville de Sundsvall en Suède est le plus important et il est la base d'inspiration du système implanté dans cette recherche pour le refroidissement des poulaillers.

Le système fut conçu à l'Université de technologie de Lulea (*The Luleå University of Technology*) en 1999 afin de recouvrir les charges en refroidissement de l'hôpital régional pendant les périodes estivales (1000 MWh/an). Il s'agit d'un système ouvert qui consiste à transférer la chaleur à travers la fonte des neiges. En fait une installation de refroidissement de neige peut être composée d'un système de transport de froid ouvert ou fermé. Mais le système fermé a été rejeté pour donner suite à une étude canadienne faite à Montréal à cause de son coût très élevé (Skogsberg, 2005).

L'installation à l'hôpital Sundsvall est un exemple très utile pour l'étude du refroidissement urbain. Les principes de base sont simples : un banc de neige est stocké et compressé près de l'hôpital et isolé avec une couche de copeaux de bois au printemps. Au fur et à mesure que la neige fond, les eaux de ruissellement sont filtrées et pompées via un réseau de tubes et un échangeur de chaleur principal vers un système secondaire pour répartir le refroidissement dans tous les bâtiments hospitaliers. Ensuite, l'eau réchauffée est renvoyée vers le banc de neige pour être refroidie à nouveau par la fonte.

La taille du bassin de l'hôpital Sundsvall est de $160m \times 64m \times 2m$ et peut contenir $60\,000\ m^3$ de neige, soit environ 21 000 tonnes. La Figure 1-3 décrit de plus le système de refroidissement de l'hôpital Sundsvall.

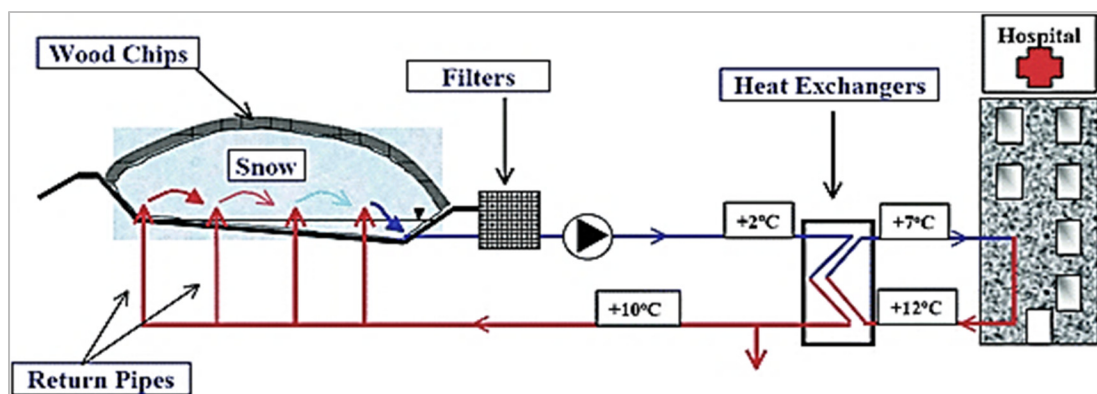


Figure 1-3 Description du système de stockage de neige de l'hôpital Sundsvall

(Tiré de K. Skogsberg, B. Nordell, 2001)

Aussi, on ne peut pas négliger la contribution des pays scandinaves qui sont classés parmi les pionniers dans l'utilisation des technologies de stockage de la neige ou la glace. Parmi les grands projets réalisés, celui de l'aéroport d'Oslo en Norvège. L'aéroport a été construit en

1998 avec une capacité de 17 millions de passagers par an et une demande initiale de puissance en refroidissement de 8 MW. Le nombre de passagers étant bien sûr en croissance cela a exigé la construction d'un nouveau terminal entre 2013 et 2017. Cet agrandissement a augmenté la capacité à 21 millions de passagers et la demande de refroidissement augmentée à 19 MW. L'aéroport d'Oslo doit faire face à plusieurs chutes de neige en hiver. C'est pourquoi un système de stockage de neige était une excellente solution pour répondre à la nouvelle demande de refroidissement tout en utilisant des chasse-neiges pour garder les pistes dégagées.

Le système a été conçu pour réduire la charge de refroidissement estival de 5 MW maximum. En 2016, le système de stockage de glace (SSS) étanche a été construit et, en 2017, il économisait déjà 375 MWh. On s'attend à de nouvelles améliorations au cours des prochaines années.

1.2.3.3 Autres

À Sapporo, au Japon, l'aéroport de Chitoise utilise un système de stockage de glace pour répondre à 30% de sa demande de refroidissement, réduisant ainsi les émissions de 2100 tonnes de CO₂ par an (Nordell, 2015). Plusieurs zones résidentielles utilisent cette technologie, principalement en Finlande, en Chine et aux États-Unis. Au Japon, d'autres applications, tel que les systèmes mobiles ont été étudiées pour les lieux publics (Hamada et al. 2010).

1.3 Les échangeurs de type air-eau

Des études faites à l'Université de Wageningen (Pays-Bas) recommandent l'emploi d'un échangeur de chaleur pour rafraichir et déshumidifier le climat d'un bâtiment soit en période de printemps, d'été ou d'automne. Ils ont prouvé que l'utilisation d'un ventilateur et d'un échangeur de chaleur est économiquement viable en fonction de l'efficacité du système utilisé (Bakker et coll., 2003).

1.3.1 Définition

La fonction générale d'un échangeur de chaleur est de transférer la chaleur d'un fluide à un autre. Le composant de base d'un échangeur de chaleur peut être considéré comme un tube avec un fluide le traversant et un autre fluide s'écoulant à l'extérieur.

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans des divers processus allant de la conversion à l'utilisation et à la récupération de l'énergie thermique dans différentes utilisations industrielles, commerciales et domestiques. Certains exemples publics incluent la condensation dans l'énergie, la génération de vapeur, le refroidissement dans le traitement thermique de produits chimiques, le chauffage sensible, les centrales de cogénération, les produits agricoles, les produits pharmaceutiques, la récupération de chaleur, etc.

1.3.2 Classification des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont généralement classés en fonction de la disposition des flux et du type de construction. L'échangeur de chaleur le plus simple est celui pour lequel les fluides chauds et froids se déplacent dans la même direction ou dans des directions opposées dans une construction à tube concentrique (ou à double tuyau). Dans un écoulement parallèle, les fluides chauds et froids entrent par la même extrémité, s'écoulent dans la même direction et sortent par la même extrémité. Dans l'agencement à contre-courant, les fluides entrent aux extrémités opposées, s'écoulent dans des directions opposées et partent aux extrémités opposées.

Sinon, les fluides peuvent être en écoulement transversal (perpendiculaire l'un à l'autre), tel est le cas pour les échangeurs de chaleur tubulaires à ailettes et/ou sans ailettes. Les deux configurations diffèrent selon que le fluide circulant sur les tubes est mélangé ou non mélangé. Un fluide est dit non mélangé parce que les ailettes empêchent le mouvement dans une direction transversale à la direction d'écoulement principale.

1.3.3 Prototypes des échangeurs eau-air dans la littérature

Ce type d'échangeur est peu documenté dans la littérature bien qu'il permette d'extraire efficacement de grandes quantités de chaleur par rapport à d'autres solutions thermiques (E. Azad et al 1985).

Dans la suite de cette section, l'attention est portée sur quelques modèles appliqués pour des divers domaines :

Le concept du serpentin a été adapté par Rathroe et Kapuno en 2010. Ce type d'échangeur a été utilisé aussi pour aspirer l'air chaud et humide d'une serre tout en utilisant de l'eau comme une source de refroidissement. La Figure 1-4 illustre bien le modèle proposé :

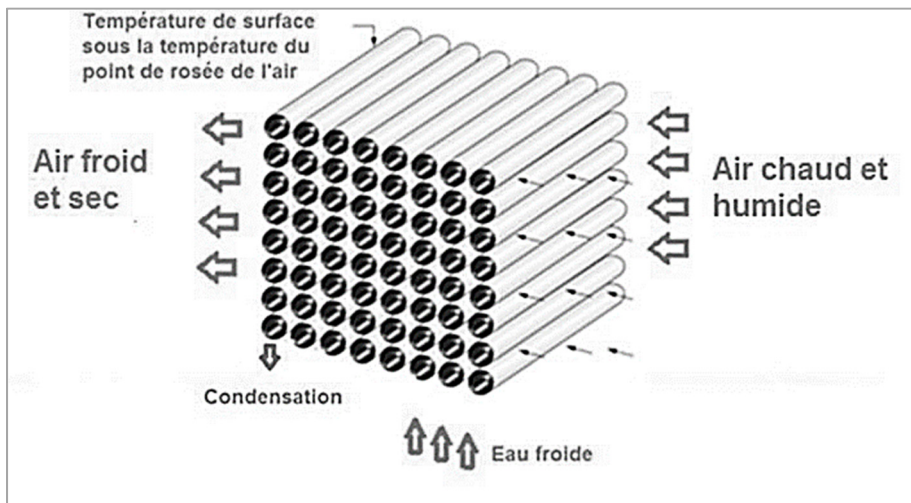


Figure 1-4 Échangeur eau-air
(Adapté de Rathroe et Kapuno, 2010)

Dans cette technique, la température de surface de l'échangeur de chaleur est inférieure à la température du point de rosée de l'air, ce qui cause souvent la condensation de vapeur d'eau contenue dans l'air chaud et humide dans l'échangeur de chaleur. L'auteur propose des tubes en polyéthylène qui servent en partie à enlever l'eau condensée du système et par la suite, l'air froid et plus sec est réintroduit dans la serre. Ce système est équipé aussi d'un filtre qui protège le serpentin des particules présentes dans l'air.

Mohammad Saraireh (2012) a présenté un échangeur à plaques parallèles à contre-courant en polypropylène. L'utilisation d'échangeurs de chaleur en polymère offre des économies substantielles en termes de résistance de coût et de poids. Aussi les polymères résistent à la corrosion et à l'encrassement, ce qui leur confère un avantage par rapport d'autres métaux souvent utilisé comme l'aluminium et l'acier inoxydable.

L'échangeur conçu est constitué de 250 plaques de flûte parallèles en polypropylène soudé, produisant 249 sorties parallèles étroites. L'écart entre les deux planches voisines est de 0,8 mm. L'eau chaude traverse les vides. Chaque canal étroit contient un obstacle du même matériau d'une dimension de $225\text{ mm} \times 20\text{ mm} \times 0,6\text{ mm}$ qui permet de modifier la configuration du flux afin d'obtenir une distribution uniforme du flux dans les canaux et d'améliorer le transfert de chaleur. Les plaques ont une hauteur et une largeur de 609 mm chacune. La surface d'échange total disponible de l'échangeur de chaleur compact en polymère est de $184,70\text{ m}^2$.

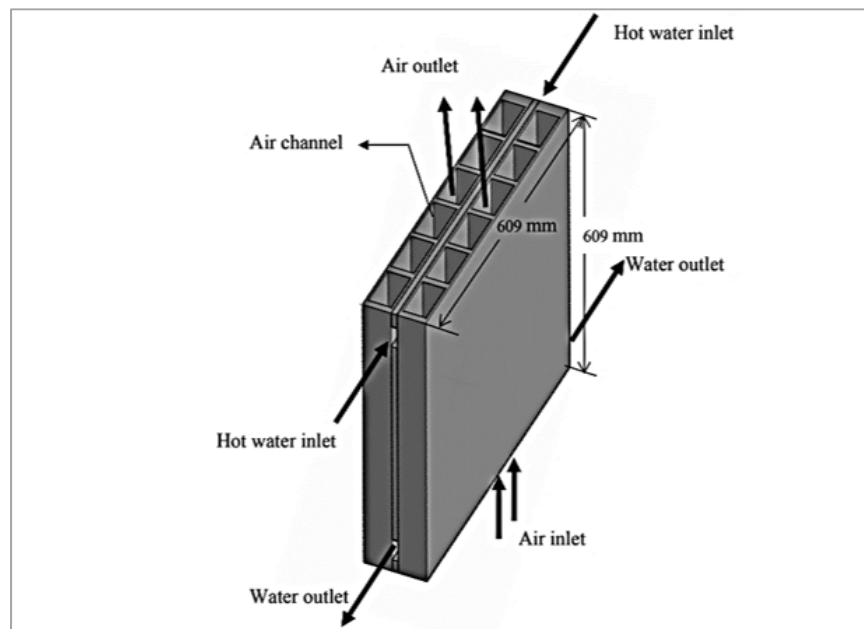


Figure 1-5 Échangeur air-eau
(Adapté de Mohammad Saraireh en 2012)

Ye Yao et al. (2012) ont développé un échangeur eau-air à flux croisés. Les passages de tubes individuels sont interconnectés par des courbures pour former un tube sinueux à passages multiples. Les ailettes s'enroulant autour des surfaces extérieures des tubes, augmentent la surface d'échange améliorant ainsi le transfert de chaleur et de masse côté air. Le sens d'écoulement de l'eau froide ou chaude dans les tuyaux passe par celui de l'air humide, comme indiqué dans la Figure 1-6. Ils ont distingué qu'il existe essentiellement deux types de modes de fonctionnement pour l'échangeur de surface : l'un est le mode à l'état sec lorsque la température de surface de l'échangeur de chaleur est supérieure à la température du point de rosée de l'air; l'autre est le mode humide lorsque le premier est plus bas que le dernier.

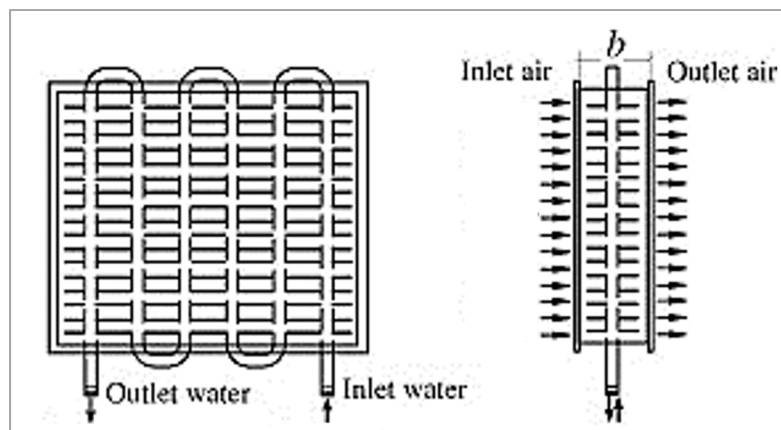


Figure 1-6 Échangeur de chaleur eau-air
(Adapté de Ye Yao et al. 2012)

L'échangeur de chaleur conçu contient aussi des tuyaux de drainage qui servent à conduire l'eau condensée vers un endroit approprié. L'air évacué atteint à certains moments son point de rosée (la température à laquelle se produit la condensation) ce qui forme ces gouttelettes d'eau sur la surface des ailettes.

L'échangeur proposé par Henrik Davidsson en 2013, est un échangeur eau-air à contre-courant couplé avec un système de ventilation conçu pour un bâtiment situé en Suède. Il est composé des tubes à ailettes, placés en parallèle et reliés à un collecteur de chaque côté. Un tuyau en

cuivre est utilisé comme collecteur. Un tuyau à ailettes est composé d'un tube en cuivre bien emboîté entre les ailettes constituée d'aluminium.

Les grandes flèches sur la Figure 1-7 illustrent le flux d'air, tandis que les petites flèches au niveau de la conduite d'eau illustrent le flux d'eau. Ce type de tuyau à ailettes peut être produit en série, ce qui entraîne un prix bas. Ceci est bien sûr essentiel pour les considérations économiques de ce type de système.

Un avantage évident avec cette conception par rapport à beaucoup d'autres échangeurs liquide-air est qu'il peut être facilement nettoyé. Si le couvercle est retiré, les ailettes peuvent être nettoyées. Sur la Figure 1-7, le haut, indiqué en gris, peut être supprimé. En outre, l'échangeur de chaleur peut facilement être divisé en plusieurs unités plus petites. Ces échangeurs de chaleur plus petits peuvent être situés séparément dans chaque chambre. De cette manière, le débit d'air peut être réglé individuellement pour les différentes pièces.

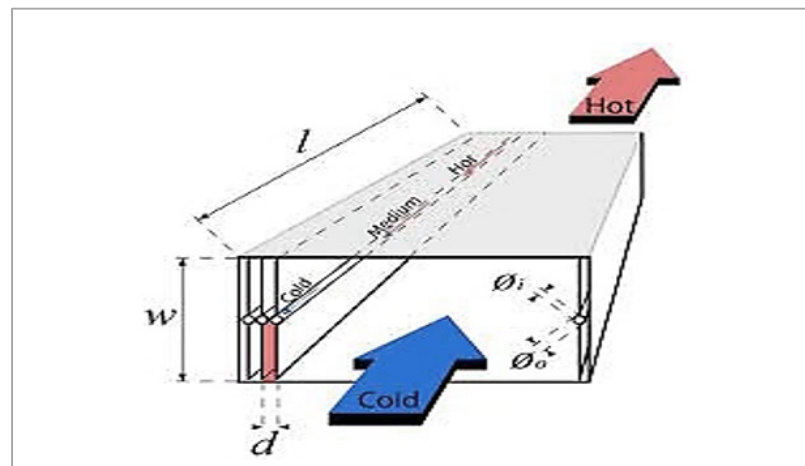


Figure 1-7 Échangeur eau-air
(Adapté de Henrik Davidsson en 2013)

Le modèle adapté par Sylwia Wojnarska et al. en 2016 a été utilisé afin de refroidir l'air entrant à 80 F (26°C) par de l'eau froide à 45 F (7°C).

L'échangeur conçu est sous forme d'un serpentin de refroidissement typique (Figure 1-8) à disposition contre-courant des flux. Cette configuration influence les performances et le transfert de chaleur vu qu'elle peut produire un échange de chaleur plus élevé dans la plus

petite profondeur de rangée possible. Les tubes défilent généralement plusieurs fois, chaque fois qu'il y a une courbure en U pour former l'arrangement multi passe parallèle.

Les ailettes constituant la partie la plus importante de la géométrie de l'échangeur ont été modélisés sous forme des plaques rectangulaires de 0,01 pouce d'épaisseur.

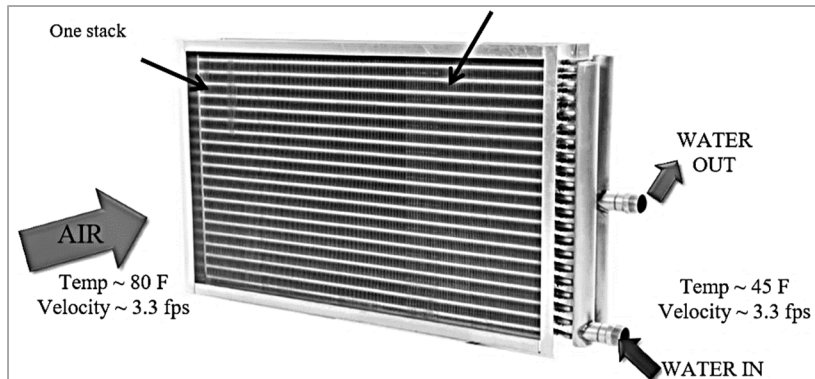


Figure 1-8 Échangeur de chaleur air-eau
(Adapté de Sylwia Wojnarska et al. en 2016)

1.3.4 Synthèse

Le concept le plus commun des échangeurs air-eau présents dans la littérature est celui à courants croisés et tubes à ailettes. Ce type d'échangeurs de chaleur a été testé depuis au moins 90 ans (Wilson, 1915). Au cours de cette période, des progrès technologiques ainsi que des efforts de nombreux chercheurs, D.G. Riche (1973, 1975), F.C. McQuiston (1978, 1981), R.L. Webb (1986, 1998) et C.C. Wang (1998a, 1998b, 1998c, 1999, 2000a, 2000b), ont accru la disponibilité des mesures expérimentales, de corrélations expérimentales et des données de performance surtout côté air.

Il existait alors une multitude des corrélations pour les coefficients de transfert de chaleur et les facteurs de frottement pour les échangeurs de chaleur tubes à ailettes. Cependant, il existe également un nombre infini de configurations étudiées qui diffèrent au niveau l'espacement transversal des tubes, l'espacement longitudinal des tubes, le diamètre des tubes, le nombre de rangées de tubes, l'espacement des ailettes, l'épaisseur des ailettes et/ou le type d'ailettes, etc.

Et comme aucun de ces auteurs ne compare ses données avec les données d'autres chercheurs, les corrélations publiées sont donc limitées aux données expérimentales pour des cas particuliers.

CHAPITRE 2

MÉTHODOLOGIE

2.1 Introduction

Ce chapitre décrit la méthodologie de conception d'un échangeur eau-air pour le système de refroidissement basé sur le stockage de glace, y compris la charge de refroidissement.

2.2 Emplacement, orientation et construction du poulailler

La conception est prévue pour fournir le refroidissement nécessaire à un poulailler situé à 70 km au nord de Montréal, Canada, qui s'élève sur 2 étages de 2,55 m de hauteur et s'étend sur 76,20 m de longueur puis sur 18,29 m de largeur. En moyenne, on y retrouve 20 000 oiseaux par étage par élevage.

Pour ce qui est de l'isolation des parois, on retrouve R-28 dans les murs, R-38 pour le toit et R-10 pour le plancher.

2.3 Données météorologiques

Pour les simulations, les données de la station de l'Assomption, située à environ 40 km du bâtiment de référence, sont utilisées. C'est la station la plus proche pour laquelle il est possible d'obtenir des données horaires selon la base de données météorologiques canadiennes (<https://weather.gc.ca/>).

Au Québec, les étés sont confortables, les hivers sont glacials et le climat est partiellement nuageux tout au long de l'année. Au cours de l'année, la température varie généralement de -15°C à 26°C et est rarement inférieure à -24°C ou supérieure à 30°C .

L'un des meilleurs moyens de voir où se situerait le pic de demande de refroidissement est de faire chevaucher la température extérieure avec la température intérieure. La Figure 2-1 montre la température moyenne du site en 2019 en bleu et la température mesurée à l'intérieur du bâtiment en rouge. Le graphique de la Figure 2-1 montre sept cycles d'environ 38 jours chacun, et entre chaque cycle, il y a environ 10 à 14 jours où le poulailler reste vide. Le propriétaire préchauffe le bâtiment quelques jours avant l'arrivée du nouvel élevage afin de fixer les conditions appropriées à temps. Au début de chaque cycle, la température intérieure idéale serait d'environ 31°C , et elle diminue progressivement jusqu'à 21°C (Ross broiler handbook, 2018). Comme le montre la Figure 2-1, à la fin du quatrième et du cinquième cycle, la température extérieure pendant la journée dépasse clairement les conditions intérieures idéales. Évidemment, cette période coïncide avec la saison estivale, plus précisément en juillet et août. Cette fois, la ventilation ne suffira pas à maintenir la température en dessous du seuil.

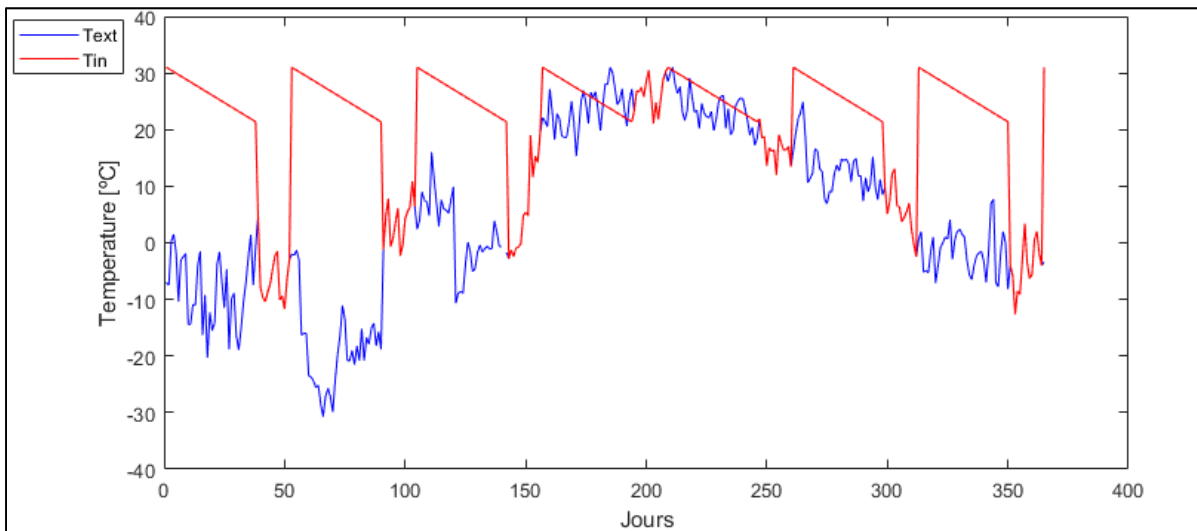


Figure 2-1 Simulation de la température à l'intérieur et à l'extérieur du bâtiment sur une période annuelle.

Mais il y a plus, en début d'élevage, les poussins ne dégagent que peu de chaleur alors qu'un poulet de 2,3 kg (en fin d'élevage) dégage 4 W en énergie sensible. Avec 20 000 à 25 000 oiseaux par plancher d'élevage, il faut alors évacuer jusqu'à 100 kW d'énergie sensible en sus des gains par convection et rayonnement pendant le jour. Ce qui explique pourquoi de forts débits de ventilation sont requis même en hiver en fins de cycle.

2.4 Charge de refroidissement du poulailler

Le calcul du bilan thermique de refroidissement d'air permet de déterminer la puissance du système conçu qui pourra répondre aux critères fixés. Le calcul se fera à partir des gains réels, au moment où les apports calorifiques atteignent leur maximum dans la bâtisse.

La Figure 2-2 schématise les flux thermiques considérés dans le bilan thermique lors du dimensionnement du système de refroidissement.

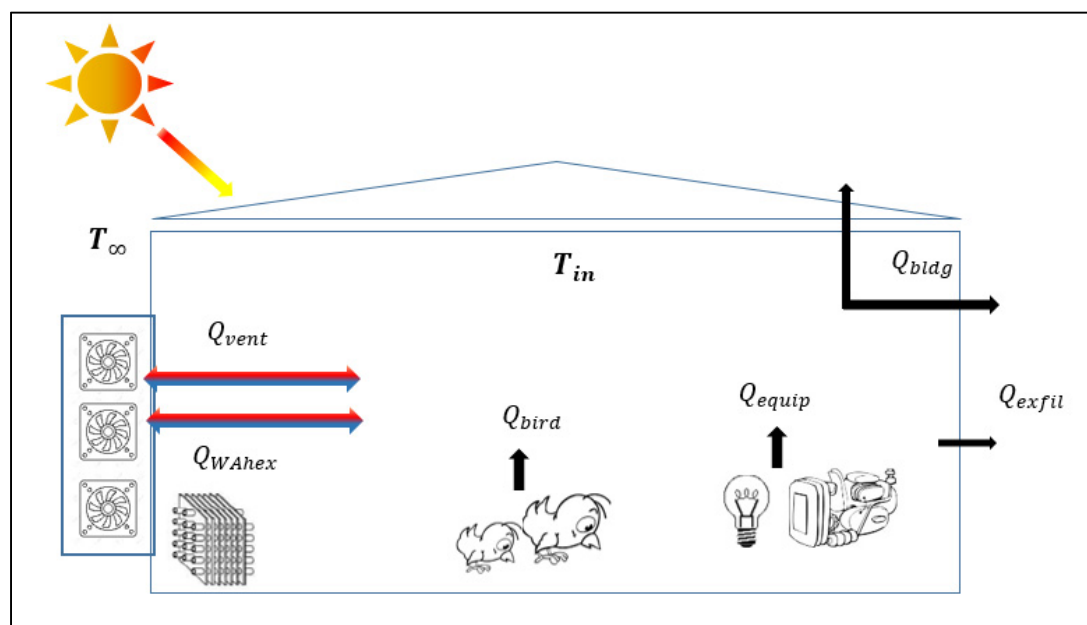


Figure 2-2 Flux thermiques considérés dans le bilan d'énergie instantané
(Bilan de puissance sur une période horaire)

Le fonctionnement du système de refroidissement et déshumidification conçu tient compte d'un bilan thermique qui comprend les différents gains et pertes de chaleur.

Le bilan proposé se base sur l'équation proposée par l'ASABE (American Society of Agricultural and Biological Engineers, 1986 (2008)) à laquelle est ajouté un terme d'énergie provenant de système conçu (échangeur eau-air).

On aura donc :

$$Q_{bird} + Q_{equip} = Q_{exfil} + Q_{bldg} + Q_{vent} + Q_{WAhex} \quad (2.1)$$

Où Q_{bird} est le taux de variation de l'énergie sensible dégagée par les poulets, Q_{equip} est le taux de transfert de chaleur dégagée par les équipements électriques tels que les moteurs et les lumières, Q_{vent} est le taux de variation de l'énergie sensible échangée dans la ventilation directe, Q_{bldg} est le taux de variation de l'énergie sensible échangée par les murs et le plafond, Q_{WAHX} est la contribution de l'échangeur eau-air, puis finalement Q_{exfil} est le taux de variation de l'énergie sensible échangée dans les infiltrations et exfiltrations. Les infiltrations dans le bâtiment sont considérées négligeables principalement parce que le bâtiment est récent et qu'aucun signe de fuite n'a été détecté.

La charge de refroidissement du poulailler dépend davantage du nombre d'oiseaux dans le processus, plutôt que de la charge de refroidissement du bâtiment à elle seule. Chercher donc à évacuer cette chaleur peut refroidir la bâtisse et réduire les taux de ventilation. L'étude actuelle utilise 20 000 poulets, ce qui correspond à une taille de lot commune pour la taille d'un poulailler. Une taille similaire a été utilisée par Xin en 2001.

(Xin et al., 2001) établissent une corrélation permettant d'obtenir la chaleur totale dégagée par les poulets, basés entre autres sur le poids des oiseaux, la température intérieure et le programme d'éclairage des couvées. L'étude a été réalisée sur 20 poulaillers de 18 000 oiseaux avec une période de croissance de 56 jours. Ce modèle a été sélectionné parmi une multitude disponible puisqu'il est un des plus récents incluant davantage de paramètres. Il est capable non seulement de calculer l'énergie totale générée par les poulets mais aussi d'estimer la contribution de chaleur sensible et latente.

La chaleur spécifique totale $sTHP$ [W/kg] dégagée par les poulets est corrélée par :

$$\ln(sTHP) = b_0 + b_1 \times \ln(w_b) + b_2 \times LT + b_3 \times T_i + b_4 \times T_i^2 \quad (2.2)$$

Avec :

$$b_0 = -1.7270, b_1 = -0.4660, b_2 = -0.1969, b_3 = -0.4066 \text{ et } b_4 = 0.00983$$

LT représente le programme de lumière avec une valeur de 0 si toutes les lumières sont ouvertes, 1 si toutes les lumières sont fermées et entre 0 et 1 s'il y a une luminosité partielle.

(w_b) est le poids du poulet modélisé par Constantino et al. (2018) selon son âge en jours d et avec les constantes f_i :

$$w_b = f_1 \times d^3 + f_2 \times d^2 + f_3 \times d + f_4 \quad (2.3)$$

$$f_1 = -2.1164 \cdot 10^{-5} \text{ (kg/jour}^3\text{)}, f_2 = 2.5608 \cdot 10^{-3} \text{ (kg/jour}^2\text{)}, f_3 = -5.3002 \cdot 10^{-3} \text{ (kg/jour)}, f_4 = 7.0839 \cdot 10^{-2} \text{ (kg/jour)}$$

L'énergie spécifique latente $sLHP$ (W/kg) est déterminée comme un pourcentage de THP avec la relation suivante :

$$\%sLHT = b_0 + b_1 \times T_i + b_2 \times T_i^2 + b_3 \times RH_i \quad (2.4)$$

Avec :

$$b_0 = 149.7, b_1 = -10.36, b_2 = 0.3002 \text{ et } b_3 = -0,3409$$

RH_i est l'humidité relative en pourcentage (%)

L'énergie spécifique sensible $sSHP$ (W/kg) est alors simplement la différence entre l'énergie totale et l'énergie latente :

$$sSHT = sTHT - sLHT \quad (2.5)$$

Les énergies totales ci-dessous peuvent être calculées en multipliant par la masse de chaque oiseau et leur nombre.

Quelques simulations du modèle décrit par les équations précédentes ont été faites avec toutes les valeurs réelles du poulailler. Les résultats sont présentés sur la Figure 2-3, où le THP, LHP

et SHP ont été tracés pour un cycle (environ 900 heures). Les normes de qualité nécessitent différentes configurations d'éclairage le long du cycle, c'est la raison de la forme bosselée du graphique. Ces résultats montrent que la quantité de chaleur totale produite (par unité de temps, puissance) peut atteindre 250 kW aux derniers jours d'élevage et que la chaleur sensible seule peut dépasser le 70 kW. Cela illustre donc le besoin de rafraichir les bâtiments, particulièrement pour les couvées estivales.

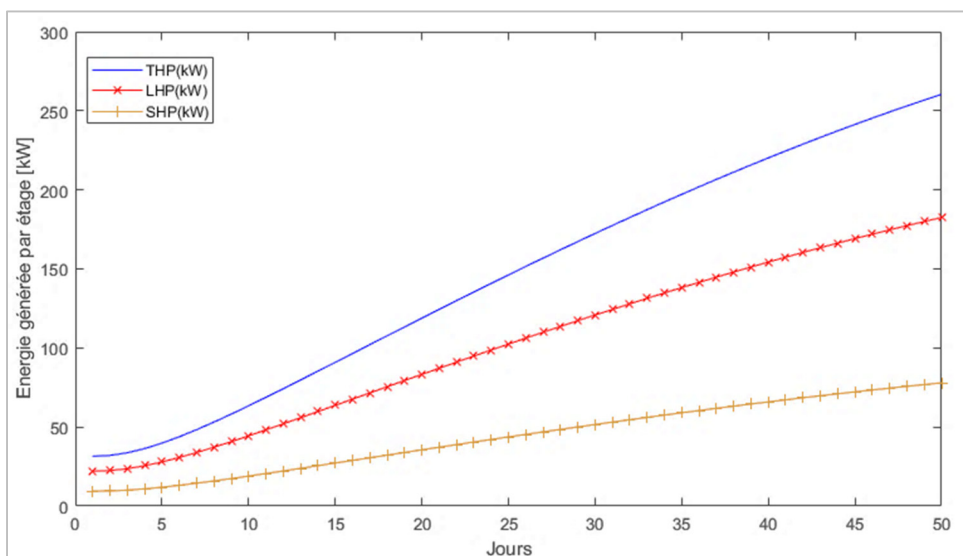


Figure 2-3 Chaleur dégagée par les oiseaux par étage

2.5 Besoins en déshumidification

Pour un poulailler, le calcul des besoins de déshumidification nécessite d'estimer la quantité d'eau dégagée par les poulets sous forme vapeur par leur système de respiration ou sous forme liquide par leur système de digestion. Les facteurs à considérer dans le calcul des besoins de déshumidification sont la transpiration, condensation, infiltration et ventilation.

L'élimination de l'eau peut se faire généralement par condensation et/ou par échange d'air par ventilation. Néanmoins l'infiltration et la ventilation pourraient ajouter de l'eau à l'air de bâtiment lorsque l'humidité extérieure est plus élevée.

La procédure globale du calcul de déshumidification au point de consigne d'humidité est la vapeur d'eau entrante dans l'air de poulailler moins la perte de vapeur d'eau dans l'environnement.

2.6 Dimensionnement de l'échangeur

L'analyse globale pour un échangeur de chaleur dont les températures de sortie ne sont pas connues, est généralement effectuée selon la procédure dite (ϵ , NTU), comme suggérée par Kays et London (1984) dans leur livre de référence en thermique. L'un des problèmes rencontrés par le concepteur lors de l'utilisation de cette procédure est de trouver des corrélations adéquates entre l'efficacité ϵ , et le nombre d'unités de transfert, NTU. Ces corrélations impliquent d'autres paramètres tels que le rapport entre les taux de capacité calorifique des fluides, la géométrie et la disposition des flux relatifs, etc.

Au cours des cinquante dernières années, plusieurs études ont été consacrées au développement de telles corrélations (ϵ , NTU) pour les échangeurs de chaleur (Hewitt et Barbosa (2008), Shah et Sekulic (2003), Kays et London (1998), Hartnett et Cho (1998)).

La méthode (ϵ , NTU), par opposition à la méthode LMTD Kays et London (1984), reste la méthode de calcul la plus appropriée pour l'élaboration d'un modèle fiable surtout avec les données disponibles. En effet, les calculs seront effectués avec la température ambiante, la distribution du débit d'air à travers l'échangeur, la température d'entrée de l'eau froide, le débit de l'eau et les dimensions des maximales de l'échangeur.

Dans la suite les corrélations utilisées dans l'algorithme de l'outil numérique Matlab conçu pour le dimensionnement de l'échangeur.

2.6.1 Puissance thermique échangée

Les paramètres qui interviennent dans le calcul de la puissance moyenne par échangeur de chaleur eau-air sont estimés par la formule suivante :

$$Q = Q_{sensible} + Q_{latent} \quad (2.6)$$

Où

Q : Chaleur totale moyenne extraite par l'échangeur de chaleur eau-air, W

$Q_{sensible}$: Chaleur sensible moyenne extraite par l'échangeur de chaleur eau-air, W

Q_{latent} : Chaleur moyenne extraite par l'eau condensée sur l'échangeur de chaleur eau-air, W

Avec

$$Q_{sensible} = \dot{m}_{air} \times c_{pair} \times \Delta T \quad (2.7)$$

Où ΔT est l'écart moyen de température entre l'air d'entrée et l'air de sortie de l'échangeur de chaleur eau-air, °C

Et

$$Q_{latent} = \dot{m}_{cond} \times h_{fg} \quad (2.8)$$

Où est h_{fg} la chaleur latente de vaporisation de l'eau, elle est exprimée comme suit avec T est la température de vapeur en degré Celsius :

$$h_{fg} = 2500.7 - 2.36 \times T + 16 \times 10^{-3} \times T^2 - 6 \times 10^{-5} \times T^3 \quad (2.9)$$

2.6.2 Calcul théorique de l'efficacité de l'échangeur

L'efficacité globale pour un échangeur est définie comme le rapport du transfert de l'énergie réel par le transfert d'énergie maximale possible :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (2.10)$$

Pour un échangeur de chaleur à flux croisés, l'efficacité peut être exprimée comme suit :

Si $C_f > C_c$;

$$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \times (1 - \exp(-C_r \times (1 - \exp(-NUT)))) \quad (2.11)$$

Sinon, si $C_f < C_c$;

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1}{C_r}\right) \times (1 - \exp(-C_r \times NUT)) \quad (2.12)$$

Avec:

$$C_c = \dot{m}_{air} \times c_{p_{air}} \quad (2.13)$$

$$C_f = \dot{m}_{eau} \times c_{p_{eau}} \quad (2.14)$$

$$C_{min} = \text{minimum}(C_c, C_f) \quad (2.15)$$

$$C_{max} = \text{maximum}(C_c, C_f) \quad (2.16)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.17)$$

Pour gérer correctement ce flux croisé, la configuration de chaque ligne a été analysée individuellement, en utilisant la relation ε -NTU du flux, représentée dans l'équation (2.18) :

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1}{C_r}\right) \times NTU^{0.22} \times (\exp(-C_r \times NUT^{0.78}) - 1) \quad (2.18)$$

Même si cette relation est pour un nombre de rangées infini, pour des faibles valeurs de ε et donc NTU, cette relation est presque identique à la relation d'écoulement transversal à une seule rangée, comme indiqué dans Wang (2000a) et montré dans les équations ci-dessus.

2.6.3 Évaluation du coefficient d'échange global U

Le coefficient de transfert thermique global, UA est défini en fonction des résistances thermiques suivantes :

$$\frac{1}{UA} = R_{air} + R_{eau} + R_{tube} \quad (2.19)$$

Où

$$R_{air} = \frac{1}{\eta h_e A} \quad (2.20)$$

$$R_{eau} = \frac{1}{h_i A_t} \quad (2.21)$$

$$R_{tube} = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi\lambda_t N_{tube} L_t} \quad (2.22)$$

2.6.4 Estimation du coefficient d'échange de chaleur extérieur h_e

Pour les échangeurs classiques, plusieurs abaques existent déjà. Par ailleurs, dans le cas d'échangeurs innovants, ces abaques n'existent pas ou ne sont pas divulgués par les industriels. Il est donc indispensable de trouver pour chaque nouvelle configuration, l'évolution du coefficient d'échange en fonction des conditions d'écoulement étudiés.

Ces dernières sont couramment présentées en facteur de Colburn « j » en fonction du nombre de Reynolds :

$$h_e = j \rho_{air} c_{p,air} V_{air} Pr^{-\frac{2}{3}} \quad (2.23)$$

2.6.4.1 Corrélation de Gray et Webb

(Gray et Webb 1986) proposent une corrélation valable pour des ailettes rectangulaires, respectivement pour 4 rangées de tubes et pour plus de 4 rangées.

Le coefficient j a été évalué pour un nombre de rangées $N \geq 4$, en tenant compte de divers paramètres géométriques comme les pas transversal et longitudinal des ailettes, le diamètre externe des tubes et les dimensions du collet serrant l'ailette sur le tube (Figure 2-4).

Ces travaux ont été menés pour un écoulement d'air compris entre 0 et 10 m/s.

$$j_4 = 0.14 \times Re_{d_e}^{-0.328} \times \frac{Pt^{-0.502}}{Pl} \times \frac{S^{0.0312}}{d_e} \quad (2.24)$$

$$\frac{j_N}{j_4} = 0.991 \times \left(2.24 \times Re_{D_c}^{-0.092} \times \frac{N^{-0.031}}{4} \right)^{0.607(4-N)} \quad (2.25)$$

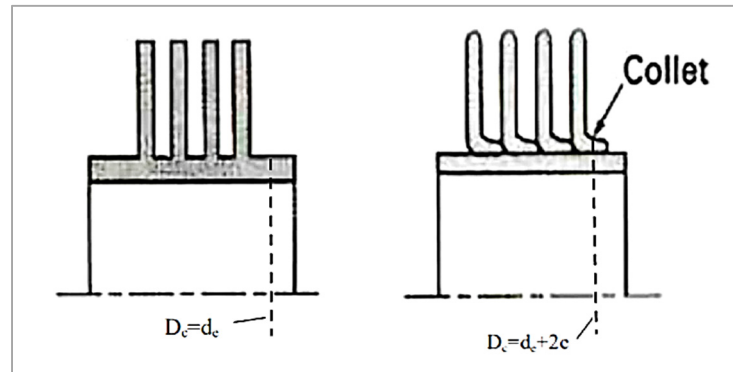


Figure 2-4 Type de liaisons entre les ailettes et le tube
(Tiré de Bontemps, Garrigue et al. 1995).

2.6.4.2 Corrélation de Wang

Wang et al. (1997) proposent une correction à la corrélation de Webb & Gray pour les petits tubes :

$$j_4 = 0.35 \times Re_{d_e}^{-0.328} \times \frac{Pt^{-0.502}}{Pl} \times \frac{S^{0.0312}}{D_c} \times \frac{Pl^{-1.28}}{D_c} \quad (2.26)$$

Après en 2000, la relation de Wang, Chi et Chang a été retenue car la bibliographie fait ressortir son vaste domaine d'application valable pour $N > 2$ et $200 < Re_{D_c} < 10000$:

$$j = 0.086 \times Re_{D_c}^{j_3} \times N^{j_4} \times \frac{S^{j_5}}{d_e} \times \frac{S^{j_6}}{D_h} \times \frac{S^{-0.93}}{Pt} \quad (2.27)$$

$$j_3 = -0.361 - \frac{0.042 \times N}{\ln(Re_{D_c})} + 0.158 \times \ln \left(N \times \left(\frac{S}{d_e} \right)^{0.41} \right) \quad (2.28)$$

$$j_4 = -1.224 - \frac{0.076 \times \left(\frac{Pt}{D_h}\right)^{1.42}}{\ln(Re_{D_c})} \quad (2.29)$$

$$j_5 = -0.083 + \frac{0.076 \times N}{\ln(Re_{D_c})} \quad (2.30)$$

$$j_6 = -5.735 + 1.21 \times \ln\left(\frac{Re_{D_c}}{N}\right) \quad (2.31)$$

Avec D_h est le diamètre hydraulique défini par Fallahoshi (2011) comme suit :

$$D_h = \frac{4 \times s \times H}{2 \times (s + H)} \quad (2.32)$$

2.6.4.3 Corrélation de Briggs et Young

Pour des ailettes circulaires, Briggs et Young ont recommandé la corrélation suivante :

$$j = 0.134 \times Re^{-0.319} \times \left(\frac{Pf - t}{de - do}\right)^{0.2} \times \left(\frac{Pf - t}{t}\right)^{0.11} \quad (2.33)$$

2.6.5 Corrélations donnant le coefficient d'échange de chaleur à l'intérieur des tubes h_i

De nombreuses corrélations ont été utilisées pour évaluer au mieux les coefficients d'échange thermique à l'intérieur d'un tube. Cette sous-section présente les plus classiques.

2.6.5.1 Corrélation de Colburn

Cette équation est applicable pour un Re entre 10^4 et 10^5 et pour un Pr entre 0,5 et 3, avec une précision entre 19,8% et 27,6 % (Hewitt et Barbosa, 2008). Il s'agit de l'une des corrélations les plus employées (Kays et London, 1984)

$$Nu = 0.023 \times Re_{di}^{0.8} \times Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.34)$$

2.6.5.2 Corrélation de Dittus-Boelter Dittus

Cette corrélation est utilisable pour un Re entre 2500 et $1,24 \times 10^5$ et pour un Pr entre 0,7 et 120 , avec une précision d'autour de 25 % (Hewitt et Barbosa, 2008).

Lorsque le fluide se chauffe :

$$Nu = 0.024 \times Re_{di}^{0.8} \times Pr^{0.4} \quad (2.35)$$

Lorsque le fluide se refroidit :

$$Nu = 0.026 \times Re_{di}^{0.8} \times Pr^{0.3} \quad (2.36)$$

Cette corrélation est souvent implantée afin de vérifier la correcte implantation de la précédente et de la suivante qui tient compte explicitement de la friction pariétale.

2.6.5.3 Corrélation de Gnielinski

Gnielinski propose une corrélation applicable à la fois pour un régime de transition et pour un régime turbulent tout en tenant compte de la longueur d'établissement de l'écoulement.

La précision de cette corrélation est de $\pm 10\%$ et elle est valable pour une large plage de nombres de Reynolds entre 2300 jusqu'à 5×10^6 , y compris la région de transition et pour un Pr entre 0,5 et 2000 (Hewitt et Barbosa, 2008) ;

$$Nu = \frac{h_i di}{\lambda_{eau}} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) \times (Re_{di} - 1000) \times Pr_{eau}}{1 + 12.7 \times \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_{eau}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.37)$$

Avec :

f : le facteur de frottement

2.6.6 Facteur de friction

Les frottements du fluide aux parois d'un tube sont usuellement estimés en facteur de friction f qui dépend généralement de type de la conduite et de la vitesse d'écoulement du fluide qui la traverse.

Pour un régime laminaire, Shah et Sekulic (2003) ont exprimé ce coefficient de cette manière

$$f = \frac{64}{Re_d} \quad (2.38)$$

Alors que pour un régime turbulent les avis diffèrent :

Pour une conduite lisse :

- Selon Blasius, et pour Re_d entre 4×10^3 et 10^5 (Shah et Sekulic, 2003).

$$f = 0.0791 \times Re_d^{-\frac{1}{4}} \quad (2.39)$$

- Selon McAdams, et pour Re_d entre 3×10^4 et 10^6 (Shah et Sekulic, 2003).

$$f = 0.046 \times Re_d^{-\frac{1}{5}} \quad (2.40)$$

- Selon Colebrook et pour un Re_d entre 3000 et 5000000 (Shah et Sekulic, 2003).

$$f = \frac{1}{(1.58 \times \ln(Re_d) - 3.28)^2} \quad (2.41)$$

Selon Colebrook, dans le cas où la conduite était rugueuse, et avec un Re_d supérieur à 4000 (Shah et Sekulic, 2003)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -4 \times \log \left(\frac{\xi}{3.7} + \frac{1.255}{Re_d \times \sqrt{f}} \right) \quad (2.42)$$

Ce facteur de friction f peut être obtenu aussi à partir du diagramme de Moody présenté dans la Figure 2-5 tout en connaissant le nombre de Reynolds et la rugosité relative de la paroi de tube.

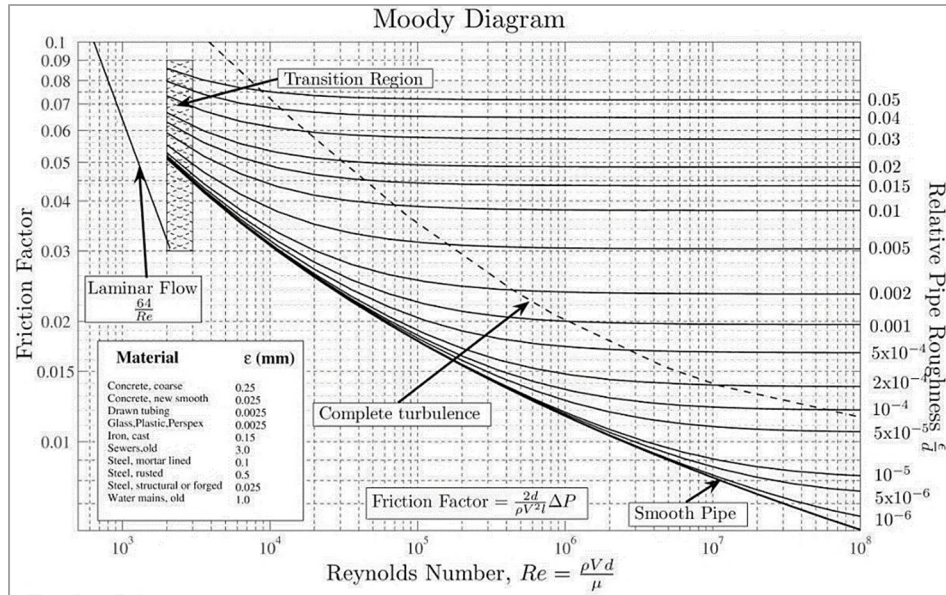


Figure 2-5 Diagramme de Moody
(tirée de Rouse, 2003)

2.6.7 Efficacité des ailettes η

L'efficacité de l'ailette est le rapport entre le flux réellement échangé et le flux maximum transférable si toute l'ailette avait la température de la paroi du tube. L'efficacité d'une ailette doit être comprise entre 0 et 1.

Pour une ailette rectangulaire, l'efficacité est définie par la relation :

$$\eta = 1 - \frac{A_{ail}}{A_{tot}} \times (1 - \eta_a) \quad (2.43)$$

η_a a été calculé par la méthode d'approximation décrite par Schmidt (Kuehn, 2005) :

$$\eta_a = \frac{\tanh(m \times L_{carac})}{m \times L_{carac}} \quad (2.44)$$

Avec

$$m^2 = \frac{2 \times h_e}{\lambda_{ail} \times t} \quad (2.45)$$

Et L_{carac} est la longueur corrigée de l'ailette donnée par:

$$L_{carac} = \left(R_{eq} - \frac{d_o}{2}\right) \times \left(1 + 0.35 \times \ln\left(\frac{2 \times R_{eq}}{d_o}\right)\right) \quad (2.46)$$

Avec R_{eq} se calcule à partir de l'arrangement des tubes :

- Faisceaux en ligne:

$$R_{eq} = 1.28 \times X_m \times \left(\frac{X_l}{X_m} - 0.2\right)^{0.5} \quad (2.47)$$

- Faisceaux en quinconce :

$$R_{eq} = 1.27 \times X_m \times \left(\frac{X_l}{X_m} - 0.3\right)^{0.5} \quad (2.48)$$

Où

$$X_m = \frac{P_t}{2} \quad (2.49)$$

$$X_l = \sqrt{\left(\frac{P_t}{2}\right)^2 + \frac{P_t^2}{2}} \quad (2.50)$$

2.6.8 Perte de charge

Dans la littérature, il y'a plusieurs modèles bien prouvés afin d'estimer cette perte. Les plus utilisées sont celles de Zhukauskas et al. (1988), Kays et London (1964) et même celui de Jakob développés en 1938, encore employé de nos jours. Ce dernier modèle ne prend pas en compte les propriétés des matériaux des tubes, ce qui pourrait considérablement conduire à une sous-estimation de la perte de charge pour les tubes bruts et à la surestimation des tubes lisses.

2.6.8.1 Pertes de charge à l'intérieur des tubes

Généralement, dans un échangeur les pertes de charge à l'intérieur les tubes sont égales à la somme des pertes régulières et singulières, dues également à l'entrée et à la sortie de l'échangeur (Ettahir, A., 2013)

$$\Delta P_i = \Delta P_{es} + \Delta P_f + \Delta P_p \quad (2.51)$$

Les pertes de charge dues à l'entrée et à la sortie de l'échangeur sont données par :

$$\Delta P_{es} = \frac{3}{4} \times \rho_{eau} \times V_{eau}^2 \quad (2.52)$$

Celles dues aux frottements le long de l'échangeur sont exprimée :

$$\Delta P_f = \frac{\Omega}{2} \times \frac{L_t}{\omega} \times \rho_{eau} \times V_{eau}^2 \quad (2.53)$$

Pour $2100 < Re < 10^5$, la formule de Blasius est recommandée

$$\Omega = 0.3164 * Re^{-0.25}$$

Pour $Re > 10^5$, la formule de Herman est le plus utilisé

$$\Omega = 0.0054 + 0.3164 * Re^{-0.3} \quad (2.54)$$

La perte de charge due aux changements de direction est :

$$\Delta P_p = \xi \times \frac{1}{4} \times \rho_{eau} \times N_t \times V_{eau}^2 \quad (2.55)$$

Où ξ est le coefficient de pertes de charge régulières (droite), il est exprimé par :

$$\xi = \sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right) + 2 \times \sin^4\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (2.56)$$

Avec θ est l'angle entre le sens d'écoulement initial et final

2.6.8.2 Pertes de charge à l'extérieur des tubes

L'estimation des pertes de charge extérieurs se décomposent en deux parties : une partie liée à une perte de pression par circulation d'air autour des tubes et une autre due aux ailettes et (Fallahsohi, H. 2011)

$$\Delta P_e = \Delta P_{tube} + \Delta P_{ailettes} \quad (2.57)$$

- Pertes autour des tubes :

$$\Delta P_{tube} = f_{tube} \times N \times \frac{\rho_{air} \times V_{air}^2}{2} \quad (2.58)$$

$$f_{tube} = \frac{2.17}{\frac{P_t}{d_e}^{1.08}} - 0.174 \times \frac{\ln(Re)}{\frac{P_t}{d_e}^{1.24}} \quad (2.59)$$

- Pertes de charge dues aux ailettes :

$$\Delta P_{ailettes} = f_{ailettes} \times A \times \frac{\rho_{air} \times V_{air}^2}{2} \quad (2.60)$$

$$f_{ailettes} = 0.026 \times Re^{F1} \times \frac{P_t^{F2}}{P_l} \times \frac{s^{F3}}{D_c} \quad (2.61)$$

Les coefficients F1, F2 et F3 seront déterminés à partir des relations suivantes :

$$F_1 = -0.764 + 0.739 \times \frac{P_t}{P_l} + 0.177 \times \frac{s}{D_c} - \frac{0.00758}{N} \quad (2.62)$$

$$F_2 = -15.689 - \frac{64.021}{\ln(Re_{D_c})} \quad (2.63)$$

$$F_3 = -1.696 - \frac{15.695}{\ln(Re_{D_c})} \quad (2.64)$$

2.7 Modélisation avec MATLAB

Les équations définies précédemment ont été programmées sous Matlab afin de déterminer en premier temps l'efficacité, la surface d'échange requise et le coefficient d'échange global de l'échangeur. Ce code permet de visualiser les variations de la taille, l'efficacité, et les températures de sortie de l'échangeur en fonction de la variation de diverses variables comme la puissance à récupérer, les débits d'eau, les températures à l'entrée, etc. La Figure 2-6 présente l'algorithme de calcul nécessaire pour l'évaluation des températures de sorties et la surface échangée de l'échangeur en utilisant la méthode de NTU et les corrélations de coefficients de convection présentés dans les sections précédentes.

Si le calcul prend trop de temps ou ne montre pas la convergence, il fallait diminuer la valeur jusqu'à ce que la convergence se produit (erreur de 10^{-2}).

Les vérifications se font parallèlement sur Interactive Heat Transfer IHT4.0.

L'Annexe I présente le listing du programme Matlab qui a été développé et implanté.

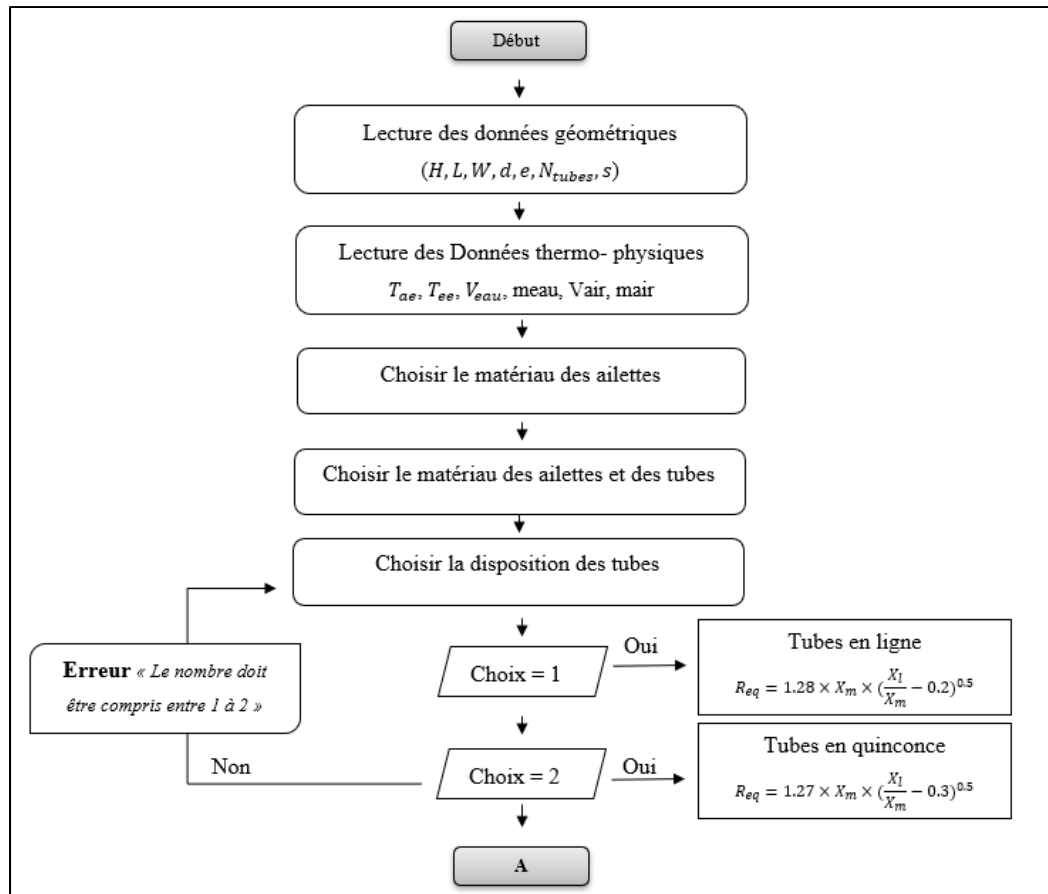


Figure 2-6 Algorithme du programme
(Début)

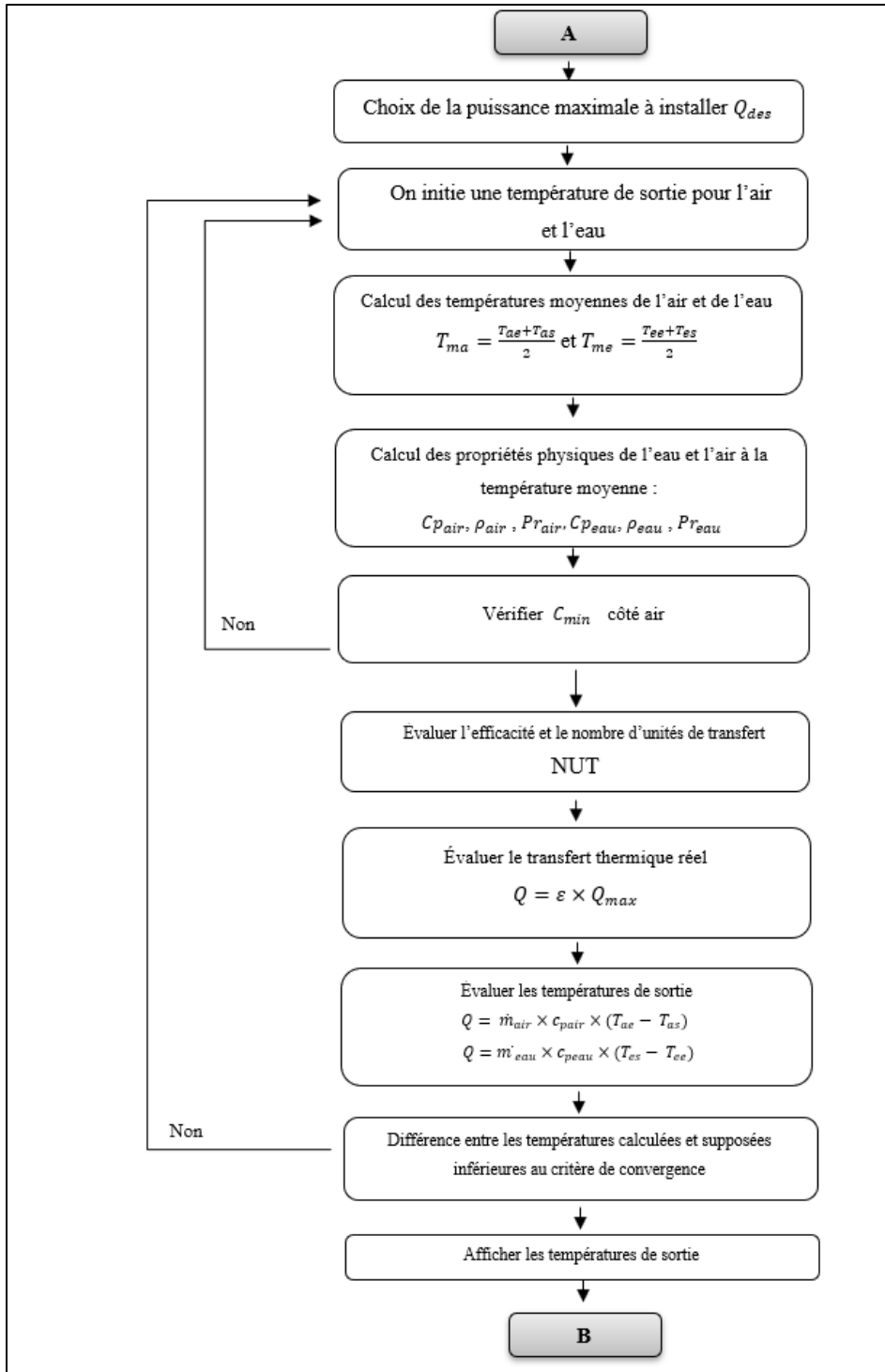


Figure 2-6 Algorithme du programme
(Boucle centrale)

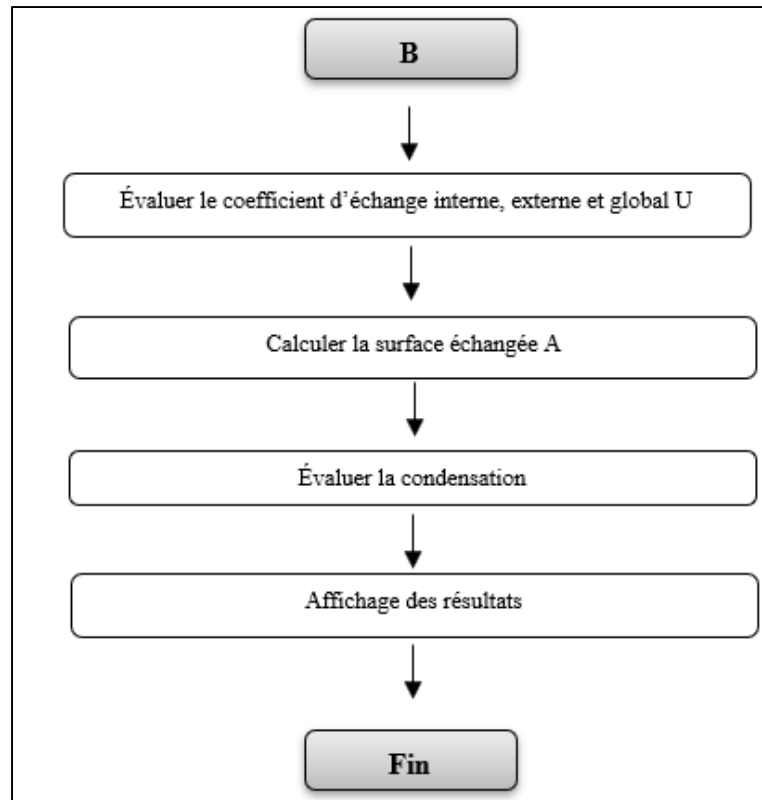


Figure 2-6 Algorithme du programme
(Post-traitement)

La Figure 2.7 présente l'algorithme de calcul nécessaire pour déterminer l'effet de la variation des différents paramètres (débit de fluides, ailettes, agencement des tubes, encrassement, etc.) sur la combinaison optimale de l'échangeur en utilisant l'algorithme présent dans la Figure 2.6.

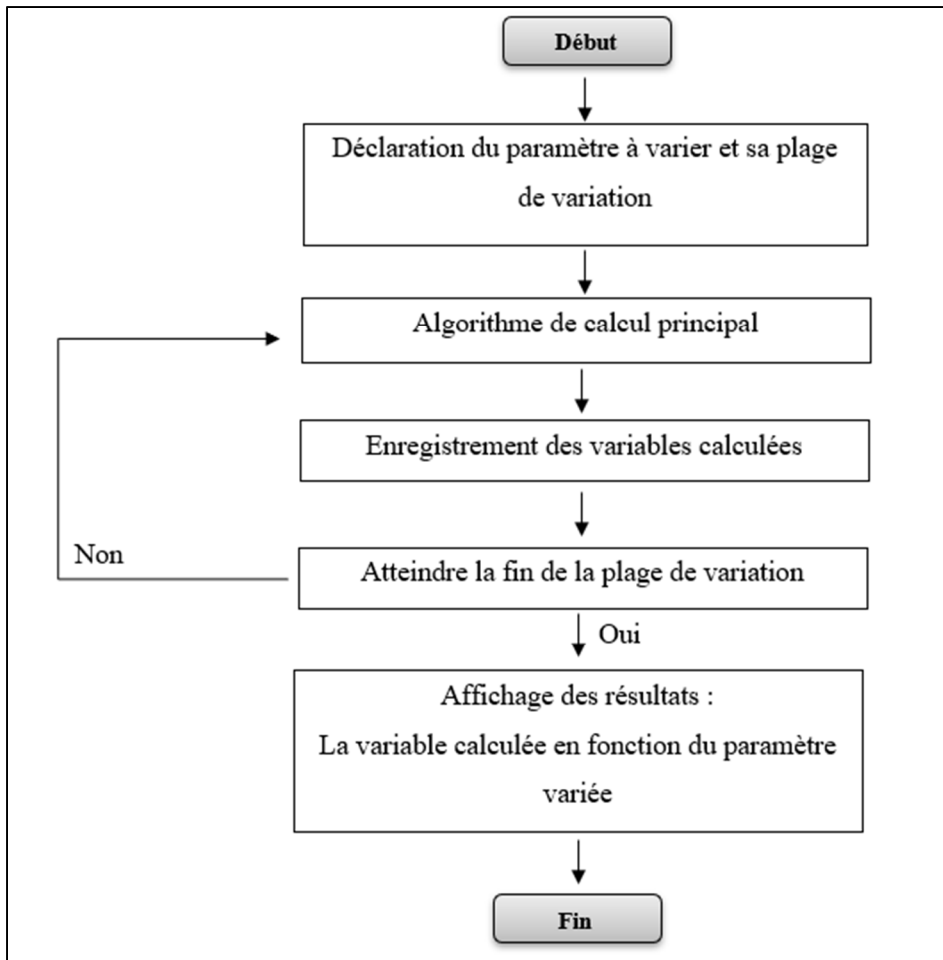


Figure 2-7 Algorithme de l'étude paramétrique

CHAPITRE 3

RÉSULTATS

3.1 Introduction

Avec les équations présentées et implantées, cette section présente comment ont été obtenues les dimensions exactes qui satisferont les exigences de conception de l'échangeur.

Un programme numérique est réalisé pour dimensionner l'échangeur de chaleur de type tube à ailettes, examiner les effets des caractéristiques géométriques et dynamiques sur la surface d'échange et les pertes de charge, déterminer les profils de température et quantifier la condensation.

Ce chapitre s'intéresse donc à valider le code numérique et donne les résultats qui paraissent les plus importants.

3.2 Choix de la géométrie à concevoir

L'échangeur conçu est constitué d'un ensemble d'ailettes rectangulaires et d'un faisceau de tubes interchangeable. L'air chaud circule verticalement à travers les ailettes suivant une direction perpendiculaire aux rangées de tubes horizontaux traversés par l'eau froide provenant du réservoir d'eau fondue baignée de glace à une température d'environ 3°C.

L'échangeur comporte aussi deux collecteurs d'eau (plénums), placés respectivement à l'entrée et la sortie des tubes alimentés par l'eau de refroidissement. Chaque collecteur est dimensionné de façon à obtenir une vitesse d'écoulement constante égale à la vitesse d'eau à l'intérieur de chaque tube.

Les caractéristiques techniques de la géométrie testée sont regroupées dans le tableau 3.1.

Tableau 3-1 Plages des paramètres de conception

Variable	Marge
Hauteur (m)	0.5 – 1.5
Largeur (m)	2 – 4
Profondeur (m)	0.1 – 0.5
Ecartement entre les ailettes (m)	0.01 – 0.05
Charge thermique (kW)	≤ 80

Le choix des paramètres de conception se fait suite au calcul des besoins en refroidissement pour le poulailler en question, tout en respectant l'espace disponible pour implanter l'échangeur. L'annexe III visualise la géométrie de l'échangeur proposé à cet effet.

3.3 Hypothèses de calcul :

- Étant donné que seules les températures d'entrée de l'air et de l'eau à l'intérieur des tubes ont été enregistrées, les températures de sortie des rangées individuelles, les températures moyennes des rangées intermédiaires restent à calculer. Pour résoudre ce problème, l'hypothèse est formulée que toutes les rangées ont le même produit UA et donc la même efficacité ε .
- Afin de réduire la complexité de ces calculs préliminaires, les hypothèses suivantes sont formulées :
- Les encrassements et les résistances thermiques de différents matériaux sont négligés: la résistance conductrice à travers la paroi du tube et entre le tube et les ailettes est négligeable, et la conduction thermique de rangée en rangée à travers les ailettes est ignorée ;
- Pas fuite d'eau ou perte de chaleur (adiabatique);
- La pression atmosphérique est de 1 bar;
- Le modèle est appliqué en régime permanent (pour un cas extrême);

- Les propriétés physico-chimiques de l'eau ne dépendent pas de la température puisque la température de l'eau varie très peu ;
- La section de passage est constante ;
- L'épaisseur de l'ailette est faible par rapport à sa hauteur et sa longueur, de sorte que le gradient de température sur toute l'épaisseur de l'ailette et le transfert de chaleur depuis les bords de l'ailette peuvent être négligés ;
- Les profils des vitesses sont invariables ;
- La vitesse de l'eau est comprise entre 1,5 m/s et 2,5 m/s et la vitesse de l'air ne doit pas dépasser 1,25 m/s. Ces limitations sur les vitesses d'écoulement maximales acceptables sont faites pour éviter toutes types de vibrations, corrosion, érosion etc. ;
- Le transfert de chaleur entre les deux fluides se fait par : convection forcée fluide-paroi (air-externe), conduction à travers la paroi et une convection forcée fluide-paroi (eau-interne).

3.4 Choix du matériel

La question du choix du matériau à utiliser s'est posée très tôt dans le processus. Deux options étaient possibles pour le choix du matériel : l'aluminium et /ou un alliage de cuivre.

Tableau 3-2 Conductivité thermique des matériaux

	Conductivité thermique ($W m^{-1} K^{-1}$)
Air (à 293 K)	0.0275
Cuivre	385
Aluminium 6061-T6	167
Aluminium Série 3003	193
Acier au carbone	36
Acier UNS C14300	377
Acier UNS C26000	120

En choisissant des parois conductrices, à moins d'avoir un débit d'air très important, ce qui est impossible pour ne pas perturber les élevages, le film d'air devient la résistance principale.

3.5 Étude paramétrique et optimisation

Afin d'avoir une combinaison optimale entre les différents paramètres géométriques en fonction de la température de l'air demandée, plusieurs paramètres ont été étudiés: le débit d'eau, la compacité de l'échangeur thermique, l'arrangement des rangées, le diamètre du tube, le pas transversal, le nombre total de tubes, le nombre de rangées et la vitesse de l'air.

Cette étude paramétrique est l'une des questions importantes à définir lors des travaux de conception qui visualise l'influence des différentes variables sur la rentabilité du système.

3.5.1 Profils de température des deux fluides (air, eau)

Avec l'hypothèse d'invariance du coefficient d'échange local, les températures de sorties du fluide le long de l'échange thermique ont été évaluées pour trois différents types d'écoulement : croisé simple, croisé à contre-courant et croisé à courant parallèles (Figure 3-2), en fonction du sens de l'écoulement du fluide.

Le sens d'écoulement de chaque configuration est bien décrit à la figure 3.1 tirée de C. Bougriou (2002).

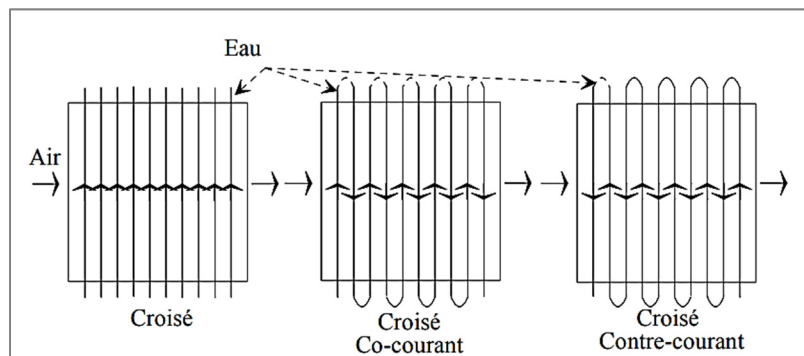


Figure 3-1 Configurations d'écoulement du fluide,
tirée de C. Bougriou (2002).

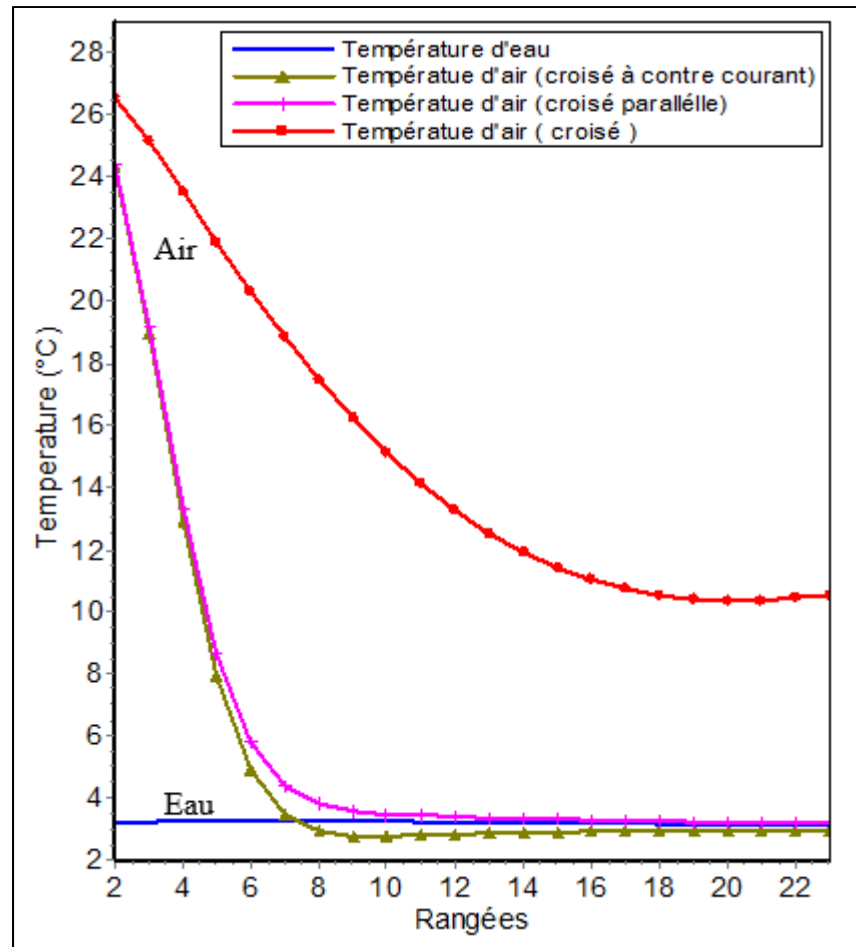


Figure 3-2 Évolution des températures de sortie le long d'échange

L'écart de température entre les deux fluides (eau et air) diminue en se déplaçant de l'entrée à la sortie de l'échangeur jusqu'à il se resserre pour certaines configurations.

La température de l'air a presque le même profil pour les trois configurations mais ne refroidit pas de la même manière. En fait, pour un échangeur croisé simple la température d'air s'abaisse mais n'atteint pas la température d'entrée d'eau. La température de sortie de l'air est environ 14°C. L'air dans l'échangeur croisé se refroidit mal par rapport aux deux autres configurations, où la température de sortie d'air est très faible et elle peut même atteindre la température d'eau. Le profil de température d'eau pour un écoulement croisé, contre-courant ou à co-courant évolue légèrement de la même manière le long d'échange.

3.5.2 Influence de débit d'eau

En augmentant le débit d'eau passant à l'intérieur des tubes, le coefficient d'échange de chaleur global augmente considérablement, jusqu'à une valeur asymptotique de $12 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ au-delà de laquelle il reste constant (Figure 3-3). Cependant cette valeur ne peut pas atteindre la valeur du coefficient d'échange de chaleur externe de côté de l'air (oscille autour de $16 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$). L'augmentation du débit côté eau contribue à augmenter ce coefficient global très faiblement puisque même à faible débit, la résistance du côté de l'eau reste la plus faible.

Dans ce cas, pour des échangeurs Air-Eau, il sera crucial d'intensifier le coefficient d'échange de chaleur de fluide gazeux uniquement par l'augmentation de la vitesse du gaz en installant un ventilateur pour forcer l'écoulement, par exemple.

En augmentant le débit d'eau, l'élévation de la température de l'eau diminue légèrement. L'abaissement de la température d'air chaud est alors insignifiant, dû essentiellement à son mauvais coefficient d'échange de chaleur qui freine l'augmentation du coefficient d'échange global et le flux de chaleur échangé.

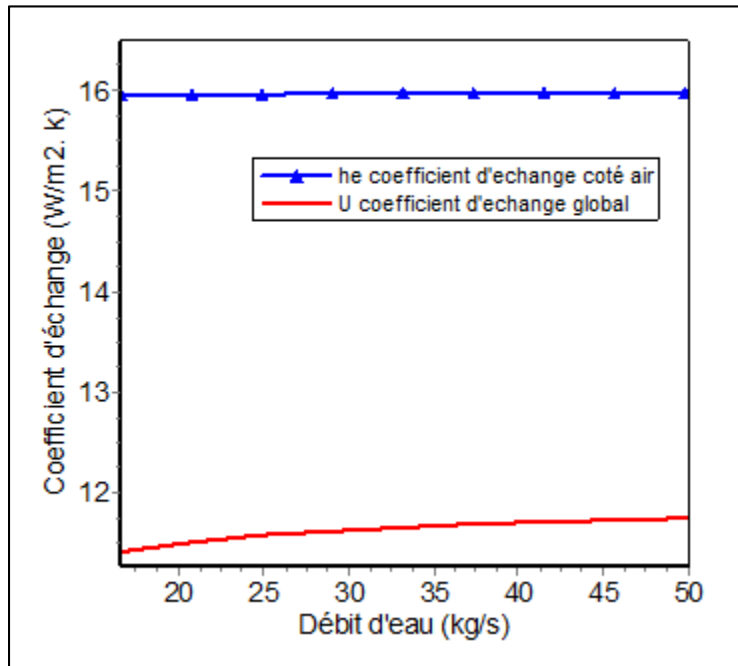


Figure 3-3 Profils des coefficients d'échanges avec la variation de débit d'eau

Les fluctuations du coefficient d'échange apparaissent du côté d'air sont dues principalement à la variation des propriétés physiques de l'air avec la température (l'annexe II présente les corrélations utilisées pour étudier la variation des propriétés physiques).

3.5.3 Influence du débit d'air

Si on augmente le débit d'air, le coefficient d'échange convectif côté air augmente et ceci augmente encore le coefficient d'échange global et fait baisser la surface d'échange requise. Ainsi le flux de chaleur échangé par tube augmente avec le débit d'air. Cela est dû à l'amélioration du coefficient d'échange externe coté air et du coefficient d'échange de chaleur global.

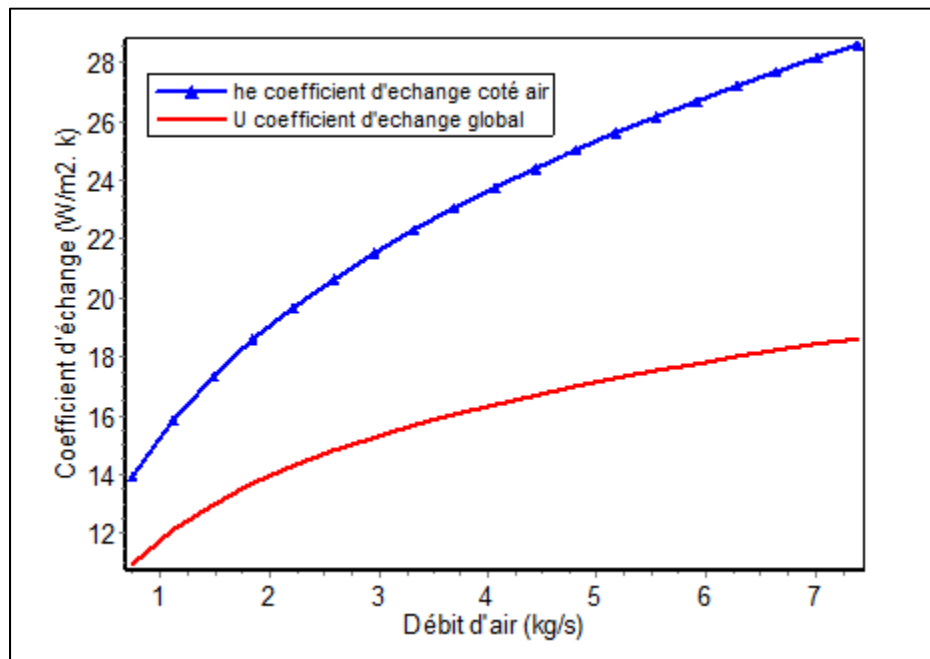


Figure 3-4 Évolution des coefficients d'échange de chaleur

L'augmentation de débit d'air intensifie les pertes de charge coté air (Figure 3-5). Pour diminuer cette perte, l'échangeur de chaleur doit être conçu avec plus grand nombre des ailettes ce qui rendra le système très volumineux et difficile à nettoyer. La solution sera donc de limiter la vitesse de l'air afin de minimiser les frottements.

La Figure 3-5 représente la courbe caractéristique du réseau, elle représente la perte charge en entre l'entrée et la sortie à différentes vitesses d'air (débit d'air).

L'un des scénarios d'optimisation recherché est défini sur la base de la minimisation de la perte de charge et de la maximisation du taux de transfert de chaleur total dans l'unité.

Néanmoins, pour des conditions d'élevage optimales, la vitesse d'air ne peut pas dépasser une valeur de 1,25 m/s compte tenu du compromis entre les performances supérieures et le coût de fonctionnement du ventilateur.

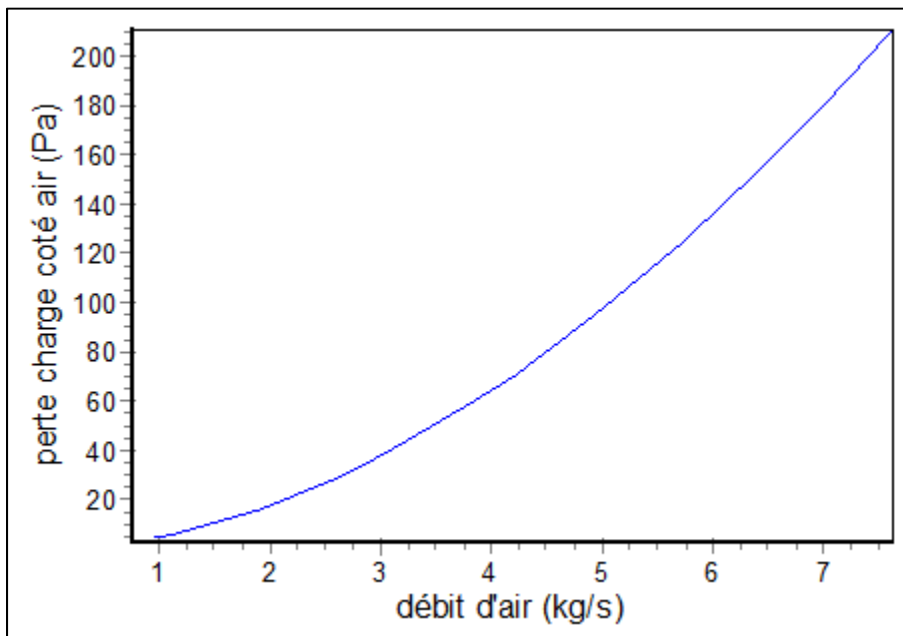


Figure 3-5 Variation des pertes de charge coté air en fonction du débit d'air à $A = 69 \text{ m}^2$

3.5.4 Influence de configuration des tubes :

Les tubes peuvent être agencés en ligne ou en quinconce comme le montrent la Figure 3-6

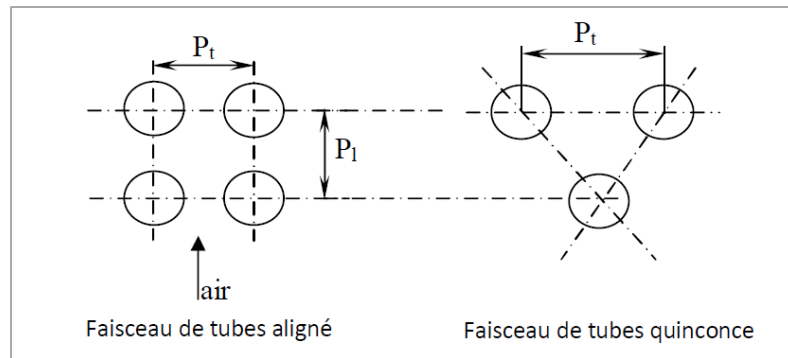


Figure 3-6 Arrangement des tubes

(Tirée de Ettahir, A. 2013)

La configuration des tubes elle-même influe sur l'échange thermique. En fait, la distribution en quinconce perturbe les voies d'écoulement d'air par rapport à une distribution bien alignée. Lorsque la vitesse de l'air augmente, le taux de transfert de chaleur augmente et la température de l'air de sortie diminue.

Une analyse comparative des performances des deux configurations de bancs de tubes (Figure 3-7) a révélé que la disposition en quinconce donne des taux de transfert de chaleur plus élevés que la disposition en ligne. On voit que le flux échangé est presque le même pour les premières rangées dans les deux arrangements, la raison est que les conditions d'entrée sont les mêmes. Mais globalement, un arrangement en quinconce produit clairement un coefficient de transfert de chaleur plus élevé. Néanmoins, un tel réseau est difficile à nettoyer et la chute de pression est supérieure à celle de l'agencement en ligne (Soltani, 1998).

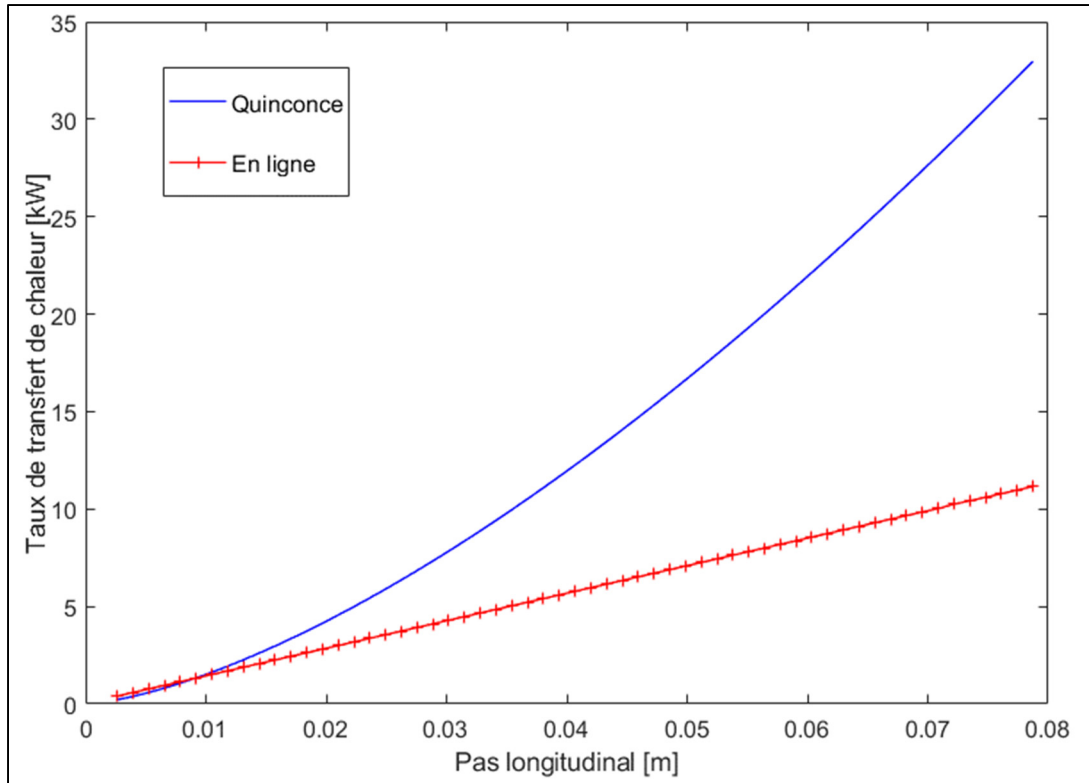


Figure 3-7 Effet de la distribution des tubes sur le taux de transfert de chaleur

3.5.5 Influence des ailettes

Le nombre des ailettes varie avec l'épaisseur et l'écartement de ces dernières. La Figure 3-8 visualise l'effet de ces paramètres sur l'échange thermique du système.

On constate que le flux échangé croît avec l'augmentation de l'épaisseur des ailettes jusqu'à une valeur maximale correspond à l'épaisseur optimale de valeur environ 2.5mm. De même pour l'écartement avec une valeur optimale d'environ 20 mm.

La pose des ailettes intensifie l'échange de chaleur (Figure 3-8), mais entraîne aussi un accroissement du volume des tubes et ceci rend le système très volumineux et augmente les coûts de construction, la masse et la complexité des opérations de nettoyage. Cet inconvénient faut être évité par un choix adéquat d'une épaisseur et d'un écartement optimaux.

Un écartement inférieur à 2 cm rendrait alors les opérations de nettoyage très onéreuses et une épaisseur de l'ordre du mm confère suffisamment de résistance pour l'environnement dans lequel l'échangeur serait installé et subir les opérations cycliques de nettoyage.

L'espacement entre les ailettes est le paramètre le plus important qui affecte les performances des échangeurs de chaleur à tubes à ailettes. Un petit espacement des ailettes conduit à une augmentation de l'épaisseur des couches limites. En fait, à un Reynold constant, lorsque le pas des ailettes varie, l'interaction entre les couches limites sur les deux surfaces des ailettes est affectée, ce qui entraîne une variation du transfert de chaleur. L'effet du pas des ailettes sur le transfert de chaleur et la perte de charge dépend principalement de trois autres paramètres; le nombre de Reynolds, le nombre de rangées de tubes et la formation de condensat sur la surface de transfert de chaleur (pour des conditions de surface humides).

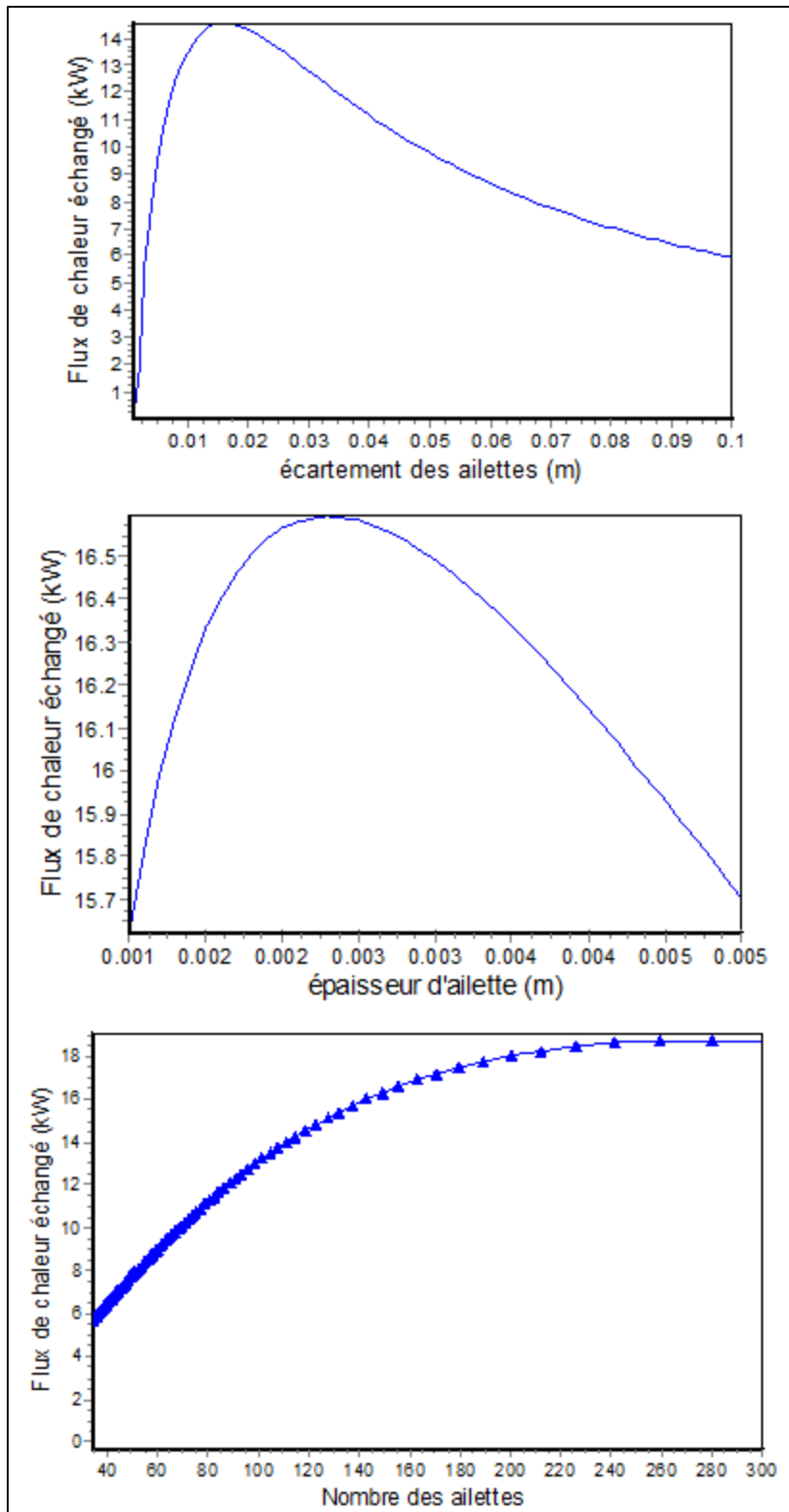


Figure 3-8 Variation du flux de chaleur échangé par tube

3.5.6 Effet de la conductivité thermique

Dans le modèle de calcul développé dans les parties précédentes, lorsque les dimensions géométriques et les conditions du fluide sont établies, la performance de l'échangeur de chaleur prend en compte la conductivité thermique du matériau. La Figure 3-9 montre les résultats de prédiction du coefficient de transfert de chaleur global extérieur en fonction de la conductivité thermique

En augmentant la conductivité thermique de tube, l'échange de chaleur est nettement amélioré. Cela peut se traduire par la diminution de la résistance thermique par conduction dans le tube. Le flux de chaleur est amélioré de 1.8% en travaillant avec un tube en cuivre de conductivité thermique d'environ 385 W/m.K au lieu un tube en acier de 36 W/m.K. En augmentant davantage la conductivité thermique de la paroi du tube, l'intensification du transfert de chaleur ne peut pas dépasser 2% (Figure 3-9).

Si on veut condenser une vapeur, on est obligé d'utiliser des conductivités thermiques élevées à 60 W/m. K côté tubes.

Cependant en augmentant la conductivité thermique des ailettes, l'échange de chaleur est intensifié. L'élévation du flux est d'environ 11% en utilisant une conductivité thermique d'environ 177 W/m. K (celle de l'aluminium) au lieu de 50 W/m.K. L'accentuation de transfert thermique ne peut pas dépasser 20% en améliorant continuellement la conductivité thermique des ailettes. On doit choisir ainsi des ailettes dont la conductivité thermique dépasse 150 W/m. K (Figure 3-10).

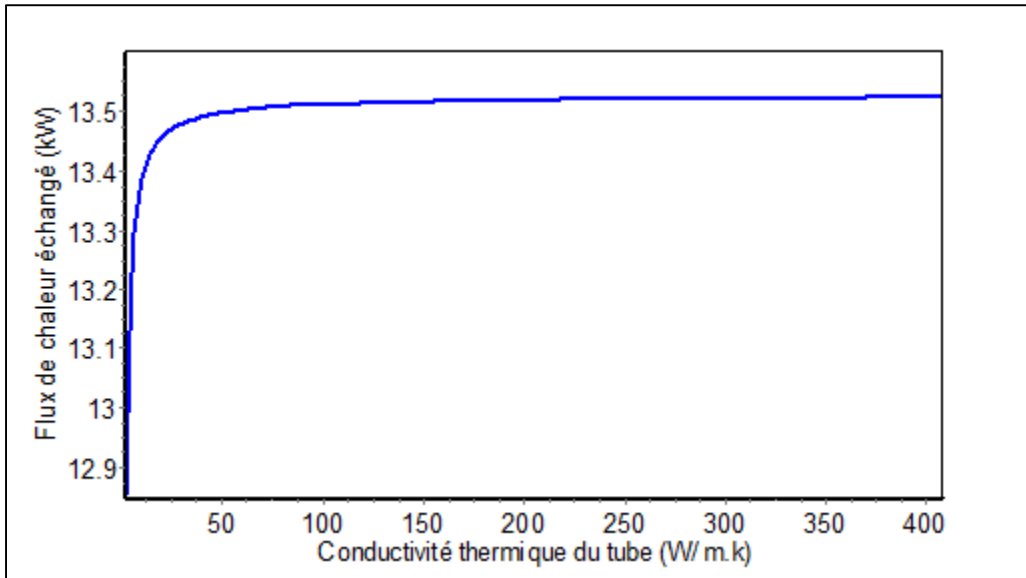


Figure 3-9 Variation du flux de chaleur échangée
par conductivité du tube

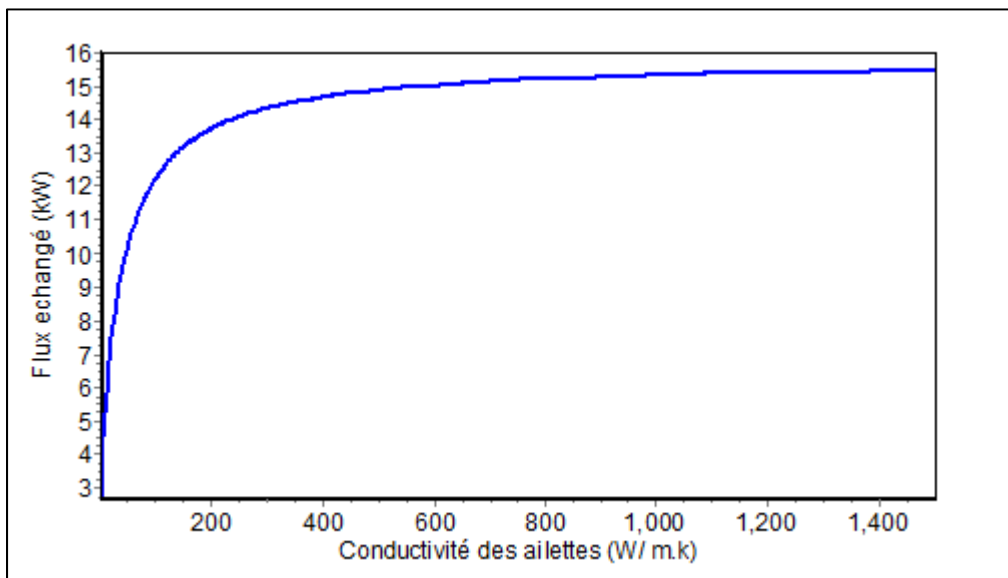


Figure 3-10 Variation du flux de chaleur échangé
par conductivité des ailettes

Afin d'évaluer l'effet de la longueur des ailettes sur le taux de transfert de chaleur, la résistance thermique est tracée par rapport à la longueur des ailettes (Figure 3-11). Pour différentes propriétés thermiques du matériau des ailettes. Trois matériaux courants sont choisis: l'aluminium (177 W/m. K), l'acier inoxydable (16 W/m. K) et le cuivre (385 W/m. K). Une valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection du fluide de refroidissement (eau) est supposée être 4.52 kW/m². K. On peut voir que la résistance thermique ne varie pas trop à une longueur d'ailette plus courte, quelles que soient les propriétés thermiques du matériau choisi. Cependant, à une longueur d'ailette plus longue, une diminution notable de la résistance thermique est observée. De plus, la résistance thermique des ailettes en aluminium et en cuivre se chevauchent. Par conséquent, l'utilisation d'une ailette en cuivre peut augmenter le coût d'investissement et la densité globale du système, sans aucune amélioration des performances thermiques de l'échangeur de chaleur. Il devrait être judicieux pour les applications pratiques d'utiliser des ailettes en aluminium en raison de sa conductivité thermique élevée, de sa faible densité et de son coût.

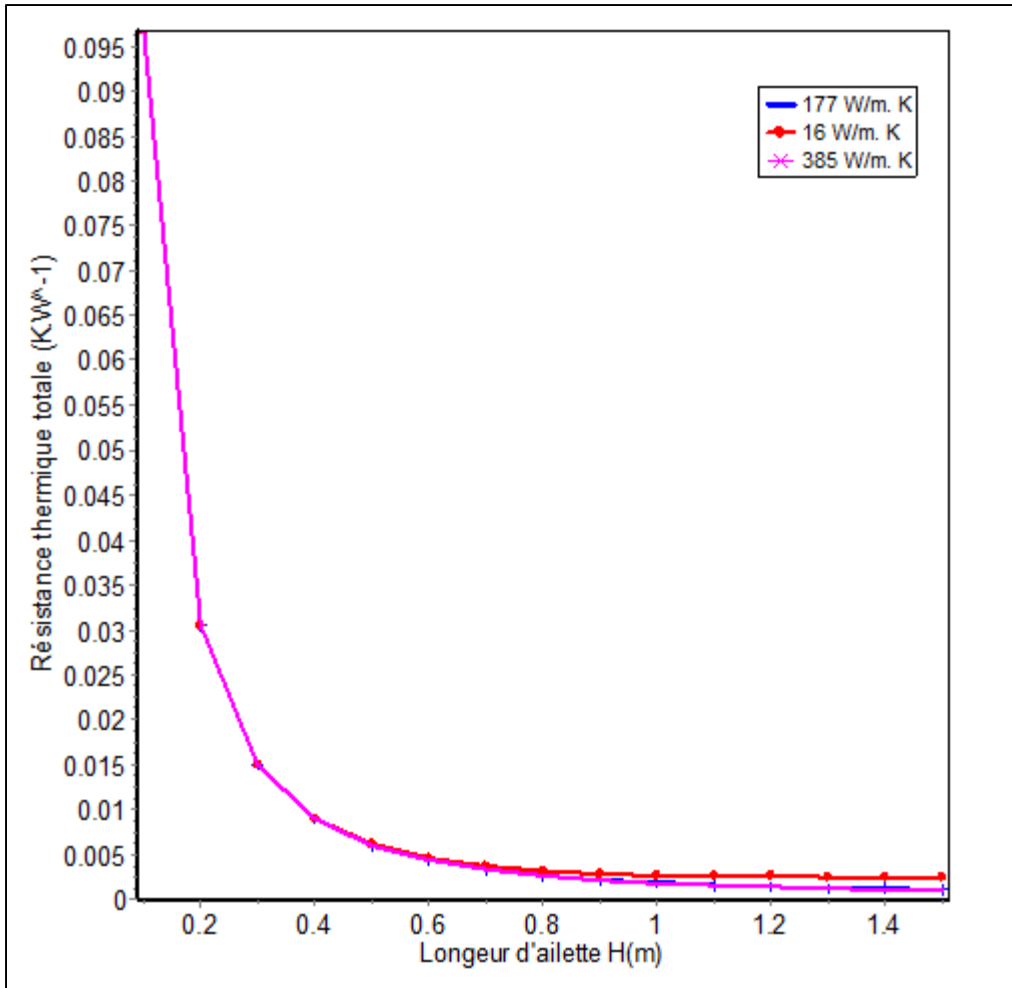


Figure 3-11 L'effet de la longueur des ailettes sur la résistance thermique globale pour différents matériaux d'ailettes

3.5.7 Effet d'encrassement :

Les résistances d'encrassement utilisées lors de simulation sont de valeurs respectivement $R_i = 0.0004 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ et $R_e = 0.0003 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$.

Les calculs montrent qu'un échangeur de chaleur propre est performant d'environ 8% par rapport à un échangeur encrassé (Figure 3-12). Cela est expliqué au mauvais échange de chaleur causé par la résistance thermique supplémentaire de l'encrassement qui se manifeste encore au niveau de la température de la paroi des tubes qui sera nettement supérieure par rapport à un échangeur propre.

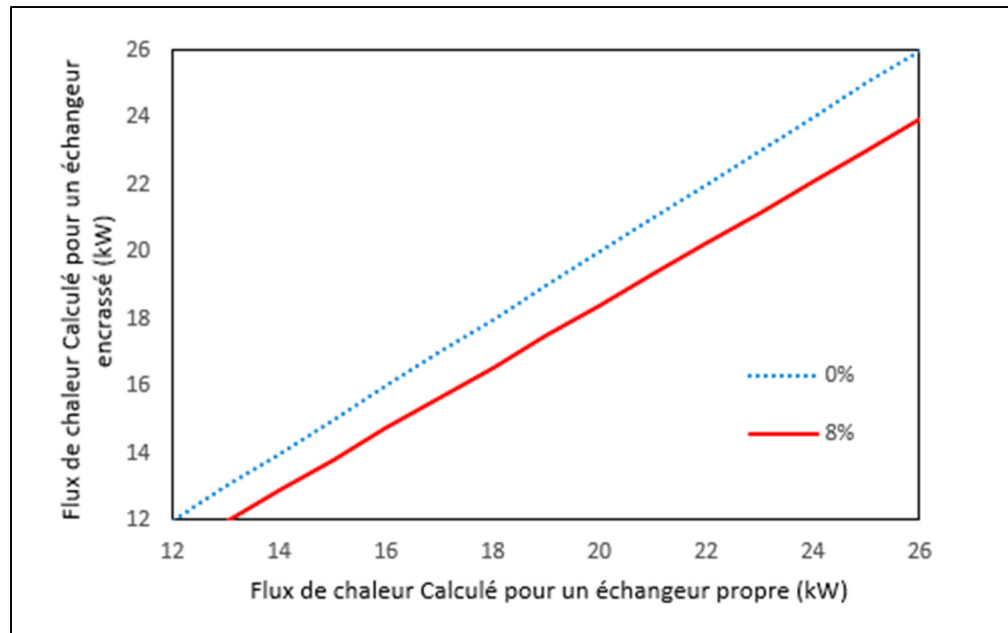


Figure 3-12 Effet d'encrassement

L'implantation de l'échangeur dans un bâtiment d'élevage s'encrasse rapidement à cause des conditions environnementales et opérationnelles du milieu. C'est pour cette raison qu'il doit être entretenu très régulièrement, et particulièrement avant l'été, car la belle saison vient avec des allergènes, de la poussière et autres polluantes. Ces poussières se déposent dans l'échangeur de chaleur en formant avec le temps, avec l'eau de condensation, une couche humide et collante.

L'encrassement pose ainsi un vrai problème économique qui influe sur la rentabilité des installations à travers des coûts principalement liés aux pertes de production, à la surconsommation d'énergie et aux coûts de nettoyage et d'entretien.

3.6 Conception finale de l'échangeur :

Il fallut limiter la puissance maximale de l'échangeur à 25 kW afin de limiter le volume et assurer la compacité. Afin de ne pas déranger les ouvriers dans le poulailler, le volume de l'échangeur doit être restreint, notamment en termes d'épaisseur. Pour assurer un maximum de flexibilité à l'installation et une adaptabilité à un plus grand nombre possible de

configurations internes, il fut décidé alors à limiter le volume de l'échangeur à 3.5m la largeur, à 1.5m la hauteur et à 0.2m la profondeur. Il est donc impossible de couvrir toute la charge de refroidissement estimée à 80 kW par étage puisque le système conçu ne peut fournir que 18% de besoins en refroidissement requise réellement aux dernières semaines d'élevage.

Le tableau 3.3 visualise quelques résultats des tailles requises pour l'échangeur en fixant sa capacité maximale désirée vu les besoins de refroidissement.

Tableau 3-3 Essai 1 pour les tailles de l'échangeur conçu

Test n°	Q (kW)	D(m)	W(m)	H(m)	T _{as} (°C)	T _{es} (°C)	A _{tot} (m ²)	ε
1	25	0,2	3,5	1	17,68	3,15	54,02	0,4353
2	25	0,4	3,5	1.5	16,12	3,314	134,6	0,4953
3	50	0,75	3,75	1.5	15,94	3,481	267,3	0,4638
4	75	0,85	4,5	1.7	15,27	3,688	410,8	0,5307
5	100	1	5	2	14,74	3,93	629,9	0,5658

Les designs subséquents ont permis une nette amélioration au niveau de l'efficacité de l'échangeur et des densités surfaciques (69 m²/m³) sans toutefois permettre d'atteindre des grandes densités équivalentes à celles des échangeurs compacts. Cela est fait en jouant sur la hauteur par référence à l'écoulement d'air.

Le tableau 3.4 résume les différents résultats obtenus lors de chaque test.

Tableau 3-4 Essai 2 : variation de la hauteur par référence à l'écoulement vertical d'air

Test n°	H (m)	W (m)	D (m)	Q(kW)	Q _{max} (kW)	A _{tot} (m ²)	ε
1	0,5	3,5	0,2	5,601	25	23,61	0,2321
2	0,6	3,5	0,2	6,447	25	27,85	0,2671
3	0,7	3,5	0,2	7,25	25	32,09	0,3004
4	0,8	3,5	0,2	8,013	25	36,34	0,3321
5	0,9	3,5	0,2	8,738	25	40,58	0,3621
6	1	3,5	0,2	9,428	25	44,82	0,3907
7	1,1	3,5	0,2	10,08	25	49,06	0,4178

8	1,2	3,5	0,2	10,71	25	53,31	0,4437
9	1,3	3,5	0,2	11,3	25	57,55	0,4682
10	1,33	3,5	0,2	11,86	25	61,79	0,4916
11	1,5	3,5	0,2	14,58	25	69,03	0,5832

L'échangeur rejette réellement moins de 15kW, son efficacité est à une moyenne de 60% avec une densité de surface du transfert de chaleur inférieure à 70 m²/m³. L'air subira un changement de température beaucoup plus important que le liquide en raison de sa chaleur spécifique inférieure. Son débit massique est également susceptible d'être considérablement inférieur à celui de l'eau.

Par conséquent, entre 50 et 60% d'efficacité pour échangeur est très logique où la production partielle de la condensation est appropriée.

Le système conçu présente une performance de déshumidification d'environ 38.16 kg/h à 29°C et 80% HR.

Le recours à un échangeur de chaleur eau-air pour le refroidissement et la déshumidification permet de condenser environ 38 litres d'eau à l'heure pour un poulailler de 1394 m², avec plus de 24 kW de chaleur latente moyenne retirée.

La capacité totale de refroidissement et déshumidification par un échangeur air-eau est environ 28 W/m² pour une journée type.

La quantité du condensat doit être éliminée régulièrement car la rétention d'eau sur les surfaces peut poser des problèmes pour plusieurs raisons ; l'eau retenue sur les surfaces a le potentiel de réduire le coefficient de transfert de chaleur sensible côté air et peut conduire à la corrosion des ailettes à long terme. Aussi, La rétention d'eau augmente également la perte de charge côté air, ce qui entraîne une augmentation des besoins en puissance du ventilateur.

Enfin, les gouttelettes d'eau fournissent un environnement humide propice à la croissance de micro-organismes. Ainsi, un échangeur de chaleur humide nécessite non seulement plus d'énergie pour fonctionner, mais il pose également des problèmes de santé. Il faut donc bien prévoir un entretien régulier pour ce type d'échangeur.

3.7 Choix du ventilateur

Pour la sélection du ventilateur, certains paramètres ont été étudiés. Pour être en mesure d'obtenir les résultats les plus concluants, on doit pouvoir trouver un ventilateur ayant une vitesse de sortie d'air plus grande que 1,25 m/s, et une puissance de ventilation P_{vent} capable à surmonter la résistance à l'écoulement et assurer un débit constant.

La puissance de ventilation est donnée par l'expression ci-dessous :

$$P_{vent} = \frac{V_{air} \times \Delta P_e}{\eta_v} = \frac{\dot{m}_{air} \times \Delta P_e}{\rho \times \eta_v} \quad (3.1)$$

(Tirée de HoSung Lee,2011)

Le débit de ventilation requis à l'échangeur pour réaliser un changement d'air complet du poulailler est égal à 6,5 kg/s.

Avec la géométrie proposée et en tenant compte des limitations faites au niveau de la vitesse d'air, il fallut une puissance d'environ 6 W pour une efficacité de 60%.

Les ventilateurs sont évalués en fonction du débit volumétrique en multipliant le débit massique par le volume spécifique obtenu à partir d'un tableau psychrométrique avec des conditions choisies pour représenter celles du côté admission du ventilateur.

Plusieurs types de ventilateurs sur le marché peuvent fournir ce débit, le problème majeur consiste à trouver un compromis entre la chute de pression côté air et l'efficacité c.-à-d. trouver un ventilateur capable de répondre à un maximum de perte de pression avec une bonne efficacité.

3.8 Évaluation du coefficient de performance moyen en refroidissement

Le coefficient de performance moyen représente la performance énergétique du système. Dans ce cas où le refroidissement et la déshumidification sont faits par l'échangeur air-eau, il correspond au rapport entre l'énergie utile (pour le refroidissement et la déshumidification) et

l'énergie consommée pour faire fonctionner la technologie (c.à.d. celle consommée par le ventilateur).

Le COP oscille autour de 4 pour ce système si on prend compte de ce qui a été trouvé précédemment lors d'une journée type à 29°C et 80% HR, avec un ventilateur d'efficacité de 60%.

CHAPITRE 4

ANALYSE TECHNO-ÉCONOMIQUE

4.1 Introduction

Les performances techniques et économiques de toutes les alternatives d'un système de refroidissement sont généralement estimées respectivement en termes de coefficient de performance et du coût total de refroidissement par kilowattheure de l'installation.

L'impact économique de ce projet peut être observé de deux points de vue différents. Le premier serait de supposer que le système ne fait que remplacer l'excès de ventilation et économiser l'électricité consommée par les ventilateurs. Par ailleurs, les économies potentielles qui résulteraient de l'implantation de cet échangeur de chaleur à ailettes plates et à tubes ronds ont été évaluées.

Le deuxième point de vue supposerait que le poulailler a besoin d'un système de conditionnement pour améliorer le bien-être de la volaille, dans ce cas, le système de stockage de neige sera comparé à un système de refroidissement standard.

4.1.1 Coût initial du système

Pour compléter la validation de prototype, une analyse des coûts est également nécessaire. Pour y parvenir, certaines hypothèses sont nécessaires.

En règle générale, l'évaluation économique des systèmes de stockage de la neige découle de facteurs géographiques, temporels (c.-à-d. le moment de la construction) et d'autres facteurs. Pour cette étude, les détails des coûts sont obtenus auprès des entrepreneurs locaux, de la revue de la littérature et des fabricants.

Le tableau 4.1 regroupe en détail les coûts obtenus après consultation des cotations de plusieurs fabricants (Victor Llonch, 2019).

Les coûts d'exploitation et d'entretien et les coûts d'isolation thermique par exemple, peuvent s'élever à environ 750 à 1100 \$, et les conduits et l'installation pour procéder à une excavation comme le dépôt étudié (dimensions exactes du gisement, du type de sol, l'accessibilité du site, etc.) peuvent représenter un coût supplémentaire qui varie entre 3 000 et 10 000 \$.

Tableau 4-1 Approche économique préliminaire pour le réservoir de stockage de glace
(Victor Llonch, 2019)

	Prix minimum (CAD)	Prix maximum (CAD)	Moyenne (CAD)
Pompes centrifuges (12 Hp)	300	1,000	650
Dépôt d'eau	350	650	500
Les copeaux de bois	580	730	655
Travaux d'excavation	3,000	10,000	6,500
Béton et matériaux isolants	750	1,100	925
Indicateurs (thermomètres, de pression, de débit) (× 10)	65	135	100
Tuyauterie et mousse isolante	600	2,000	1,300
Vannes (× 7)	40	125	82,5
TOTAL	5,685	15,740	10,712

Le coût d'un échangeur de chaleur comprend non seulement le prix initial de l'équipement, mais également les coûts d'installation, d'exploitation et de maintenance sur la durée de vie de l'appareil.

Pour prédire le coût d'installation, un certain nombre de fabricants et travaux de recherche (Xianglong Luo et al. 2017, J. Moore et al 2014) ont été consultés et les relations suivantes ont été déterminées pour estimer le coût de l'échangeur en capital.

Le coût total de l'échangeur se présente comme suit :

$$C_{tot} = C_{op} + C_{in} \quad (4.1)$$

Le coût d'exploitation C_{op} dépendra de la puissance de ventilation. Il peut être modélisé mathématiquement comme suit :

$$C_{op} = C_{elec} \times h_{op} \times y \times \left(\frac{\dot{m}_{air} \times \Delta P_e}{\rho_{air} \times \eta_v} \right) \quad (4.2)$$

Où y est le nombre des années d'exploitation.

Le coût d'investissement C_{in} est généralement exprimée en fonction de la surface d'échange :

$$C_{in} = 5 \times (C_{tube} \times We_{tube} + C_{aillette} \times We_{aillette}) \quad (4.3)$$

La relation 4.3 est basée sur le coût par unité de masse des métaux utilisés dans la conception respective, c'est-à-dire les tubes en cuivre et ailettes en aluminium, le coût des ventilateurs et un facteur d'échelle de 5.

Les coûts des matières par unité de masse sont présentés dans le tableau 4.2.

Tableau 4-2 Les coûts de matière par unité de masse
(Scrapmonster, 2020)

Matière	Prix (\$/Ton)
Acier	881,84
Acier au carbone 1010	1080,25
Cuivre	6000
Aluminium	2050
Aluminium 1100	1521,1
Aluminium 3003	1521,1
Aluminium 5083	1433
Aluminium 6061	1389

Le coût d'investissement en capital de toute l'installation est d'environ 15000 \$ (autour de 10712\$ pour le réservoir de stockage de la neige et un minimum de 3000\$ pour un échangeur avec des tubes en cuivre et ailettes en aluminium). Il peut être encore plus avec d'autres actions nécessitant un investissement élevé. On peut citer à titre d'exemple les coûts des filtres si on veut filtrer l'eau d'alimentation et de circulation afin d'éviter toute sorte de colmatage, les coûts relatifs aux instruments de mesures et régulations pour un suivi horaire de consommation d'énergie du système, etc.

4.1.2 Économies

Le tableau 4.3 montre les performances des ventilateurs installés par le pourcentage de sa puissance nominale pendant un cycle entier. Les données ont été fournies par le propriétaire du poulailler. Les taux vont de 0% à 100% sur les dernières semaines du cycle, ce qui signifie qu'il y a une période de temps où la ventilation ne pourrait pas maintenir les conditions idéales. La consommation totale d'électricité par étage est de 10727 kWh. Cette valeur est obtenue en multipliant le pourcentage moyen de ventilation par jour par la puissance nominale du ventilateur.

Tableau 4-3 Ventilation dans le bâtiment de référence pour les productions de 2018

Jour	Température (°C)	par étage			
		Ventilation Min		Ventilation Max	
		(CFM)	(%)	(CFM)	(%)
0	31	1025	0	9840	4,8
3	29,5	5125	0	9840	4,8
7	29	6150	1,5	9840	4,8
14	26,5	7175	3	51250	25
21	25,5	10865	5	102500	50
28	23	14350	6,5	184500	90
35	13	15375	6	184500	90
42	13	16400	8	205000	100
56	26,5	18450	9	205000	100
57	20	18450	9	205000	100

Des études préliminaires faites sur le même sujet afin de trouver le volume du réservoir de glace nécessaire (Victor Llonch, 2019). La densité de la neige a été fixée à 750 kg/m^3 puisque la neige sera compactée mécaniquement. La taille de l'installation a été fixée avec un volume initial de $256,12 \text{ m}^3$, consommant environ 50 m^3 par élevage et laissant 51 m^3 de neige à la fin de la saison de refroidissement (septembre).

Avec un système de stockage de neige fonctionnant de volume $256,12 \text{ m}^3$, et avec un échangeur de puissance de 15 kW le temps nécessaire pour exploiter toute la neige est environ 49 jours au maximum.

Afin d'évacuer toute la chaleur intérieure, la présence de ventilateurs demeurent essentielles avec la modeste puissance frigorifique rejetée par le système conçu. Aussi, même si les conditions à l'intérieur sont déjà correctes, une quantité minimale de ventilation est nécessaire pour éliminer le CO_2 libéré par les poulets.

Pour étudier l'impact économique du système conçu, deux scénarios ont été proposés :

- Le premier consiste à faire fonctionner le système les deux dernières semaines de chaque cycle pendant la période estivale. De cette manière on peut exploiter le système

de stockage pour 3 élevages au maximum durant les 4 mois d'été, et la forme de ventilation du jour 42 au jour 57 peut être alors abaissée.

- Le deuxième consiste à faire fonctionner le système les trois dernières semaines de chaque cycle. De cette manière on peut exploiter le système de stockage pour 2 élevages au maximum pendant la période estivale.

Le Québec a les tarifs énergétiques les plus bas de toute l'Amérique du Nord. Le prix actuel de l'électricité pour une installation comme celle-ci au Québec varie entre 7,62 à 9,9 cents / kWh selon les conditions de l'installation (Hydro-Québec, 2019).

Le tableau 4.4 montre comment la facture d'électricité varierait si le taux de ventilation était fixé à 50% durant les dernières semaines de chaque scénario.

Tableau 4-4 Indicateurs économiques de l'analyse

Coût du kWh marginal au Québec (c\$/kWh)		8,76	
Consommation d'électricité (kWh)	Ventilation seulement	10726,9	
	Avec le système de stockage de glace	Scénario 1	Scénario 2
		8383,98	7556,46
KWh Économisés		2842,92	3170,44
Gains (CAD)		410,48	555,46

Les deux scénarios présentent un gain annuel d'autour 500\$ seulement. Comme cette technologie représente un investissement de 10 000 \$ à 20 000 \$, il peut s'avérer difficile à le rentabiliser avec des économies annuelles de l'ordre de 500\$.

Cela représente une marge insuffisante pour investir dans un tel projet avec un temps de retour sur investissement à très long terme, autour de 25 ans.

Cette valeur est bien trop élevée pour rendre ce projet viable. Et le fait que le prix de l'électricité au Québec soit assez bas, ne laisse pas beaucoup de place pour d'autres opérations. Néanmoins,

si l'investissement est considéré comme une nécessité plutôt que comme une mise à niveau, le système de stockage de glace offre des prix et une efficacité bien meilleure que les systèmes de refroidissement conventionnels.

CONCLUSIONS

Contexte : Dans un poulailler, en été, la quantité d'énergie libérée par les oiseaux à la fin de leur croissance devient très importante et peut atteindre les 80 kW pour un bâtiment type de 20 000 oiseaux. Des taux de ventilation énormes d'autour 205 000 CFM sont alors nécessaires pour tenter de maintenir des températures supportables à l'intérieur.

Alors, avec une chaleur latente de fusion de 334 kJ/kg, des tonnes de neige stockée, provenant des opérations de déneigement autour des bâtiments, pourraient être utilisées pour abaisser la température intérieure et l'humidité relative de manière à ramener les taux de ventilation à un niveau inférieur, permettant ainsi une économie d'électricité et un gain de confort pour les animaux et les travailleurs.

But et objectif : Dans ce contexte le but de cette étude consiste à dimensionner un échangeur eau-air qui assurerait les transferts entre l'air ambiant et un écoulement d'eau provenant de la masse d'eau en fusion. L'objectif est de réaliser un code numérique qui sert à dimensionner cet échangeur de chaleur sous des conditions variables pour refroidir un poulailler situé au Québec.

Méthodologie : Un échangeur tube à ailettes (eau-air) à courants-croisés a été choisi. La conception de l'échangeur repose sur la méthode du nombre d'unités de transfert (NUT, ou NTU en anglais). Les algorithmes ont été implantés dans un code MATLAB. Suite à la validation du code, une étude paramétrique a été menée pour évaluer l'effet de certains paramètres sur la configuration optimale. Ces effets sont : le débit d'air; le débit d'eau; le nombre des ailettes; la conductivité thermique de tubes et des ailettes et l'encrassement.

Ce système de refroidissement a été conçu pour utiliser la basse température de l'eau du réservoir de glace pour refroidir et assécher l'air. L'eau fraîche est acheminée du réservoir par l'un des vannes et alimenté dans l'échangeur de chaleur. L'air ambiant est aspiré à travers cet échangeur de chaleur tube à ailettes. Au fur et à mesure que l'air est refroidi à une température inférieure à son point de rosée, du condensat se forme sur les parois des tubes de l'échangeur

de chaleur et est évacué hors du système. L'air est alors à la fois plus sec et plus frais qu'il ne l'était plus dans son état d'origine.

Dans le cadre de la conception des échangeurs de chaleur deux approches ont été utilisées pour optimiser l'échangeur de chaleur. Dans la première approche, pour un besoin thermique donné, la géométrie et la dimension de l'échangeur de chaleur sont optimales (volume, surface, forme, ...) au regard du coût matière. Dans la seconde approche, pour un volume donné d'échangeur de chaleur, le taux de transfert de chaleur est maximisé.

Une modélisation numérique sous MATLAB permet de simuler les échanges de chaleur dans cet échangeur. Le programme sert à prédire les températures de sorties d'une part et visualise l'influence de certains paramètres sur l'échange et l'efficacité de système d'autre part (conductivité thermique, débit de l'air, débit d'eau, l'écartement et l'épaisseur de l'ailette, agencement des tubes).

Résultats : Les résultats montrent que ce type de système de stockage d'énergie pourrait aider de mieux surmonter les pics de la demande énergétique en ventilation. Cet échangeur eau-air pourrait dans une moindre mesure atténuer les effets des coups de chaleur et de l'étouffement en rafraichissant le bâtiment naturellement. De plus, l'ajout d'un banc de glace saisonnier agirait encore plus positivement sur la dépense énergétique car il permettrait aussi de réduire la puissance maximale demandée pendant les pointes de ventilation.

Le refroidissement et la déshumidification par l'échangeur permet de condenser environ 38 litres d'eau à l'heure pour un poulailler de 1394 m², avec une capacité totale de refroidissement et déshumidification d'environ 28W/m² pour une journée type.

Le volume de l'échangeur est limité à 3.5m × 0.2m × 1.5m avec une capacité maximale de 25 kW. L'eau passe à l'intérieur d'une vingtaines tubes avec une vitesse de circulation d'autour 1.5 m/s. L'air circule à travers les 110 ailettes avec un débit volumique de 0.85 m³/s. Les résultats des simulations montrent que, selon le scénario choisi et certaines conditions additionnelles, l'implantation d'un échangeur de chaleur équipé d'un banc de glace saisonnier peut sauver moins de 18% de demande en refroidissement du ce poulailler type situé au Québec.

Par comparaison des trois matériaux suivants : aluminium; acier et cuivre, l'aluminium est choisi comme meilleure solution. Aussi, il est remarqué que la condensation de vapeur se fait plus difficilement dans le cas d'un échangeur encrassé. Les échangeurs de chaleur doivent être désencrassés alors le plus souvent possible puisque leurs performances en dépendent.

Optimisation : S'il est nécessaire de choisir un échangeur de chaleur qui réponde efficacement aux exigences des applications, il est également important de garder à l'esprit les coûts globaux de l'installation. L'optimisation de l'efficacité thermique est l'une des questions importantes à définir lors des travaux de conception, compte tenu du coût des matériaux. La fonction d'optimisation peut prendre en compte le poids minimum pour un flux de chaleur spécifié. Afin d'intensifier le transfert de chaleur de la surface de l'échangeur de chaleur au fluide, il est possible d'augmenter le coefficient de convection (en augmentant la vitesse du fluide), d'élargir la différence de température entre la surface et le fluide ou d'augmenter la surface sur laquelle se produit la convection que d'ajouter de la matière.

Coût et PRI : Des études supplémentaires doivent être menées afin de déterminer le coût exact de l'installation. Entre un système de refroidissement conventionnel et un refroidissement déshumidification avec un échangeur eau-air basé sur le stockage de glace, ce dernier s'avère être un meilleur choix puisqu'il est capable d'offrir de meilleures conditions et améliorer le bien-être des poulets. Cependant, cela n'économise pratiquement pas le système de ventilation et la période de récupération (PRI) est peu attrayante.

Perspectives : L'utilisation des données météorologiques actuelles pour simuler le modèle ne serait pas appropriée car le changement climatique réchauffe le globe d'année en année. Ceci rendra un système de refroidissement de plus en plus une option séduisante en termes d'efficacité énergétique. Il sera peut-être mieux de faire plus de simulations, notamment avec le fichier météo CWEC 2050 qui permet d'appréhender des hausses de température au Québec, comme ailleurs dans le monde. L'investissement ne sera réalisable que lorsque le propriétaire de l'installation décidera qu'un système de refroidissement est nécessaire et choisira cette technologie plutôt que d'autres systèmes.

Cette étude représente un noyau pour susciter d'autres études futures sur des systèmes de refroidissement plus complexes comme les systèmes de refroidissement par voie humide. Dans des climats plus tempérés, un système de pads cooling par exemple se différencie par sa simplicité d'installation, d'entretien et d'accessibilité visuelle (contrôle de l'opérateur).

ANNEXE I

ALGORITHME MATLAB

```
clear all ;
clc;
%%%%%%%% Design procedure for sensible heat transfer %%%%%%%%%
Qmax=25 % puissance de design, [kw]
%%%%%%%%Water Air Heat exchanger dimensions%%%%%%%%
%%%%%%%% Choose tube and fin materials whether Aluminium, Coper or Steel
condtube=input ('enter your tube material, 1 for copper, 2 for Aluminium,
3 for steel = ')
Ktube=materiau(condtube);
condfin=input ('enter your fin material, 1 for copper, 2 for Aluminium, 3
for steel = ')
kf=materiau(condfin);
N_tubes=22;
N_r=N_tubes
d=0.028 %tube inside diameter [m]
do=d+2*0.0015; %tube ext diameter [m]
gap_fin=0.03 % fin spacing [m]
t=0.0025 %fin thickness [m]
D=0.2 %WAHX Water Air Heat Exchanger Depth[m]
W=3.5 %WAHX Water Air Heat exchanger width[m]
H=1.5 %WAHX Water Air Heat exchanger height[m]
Pl=H./N_tubes %longitudinal pitch pl
Pt=Pl./sin(pi()/6) %transversal pitch pt
%choose the arrangement of the tubes aligned or straggered
X=sqrt((Pt./2).^2+((Pl.^2.)/2));
arrangement=input ('enter 1 for aligned configuration or 2 for a staggered
tube bank ' )
Req= TubeArrangement (arrangement,Pt,X)
%input Temperature
Tai=input('Tair_design=') %initial condition, °C
Twi=3 % water inlet temperature [°C]
%water properties are supposed to be constant for its slight variation
during the heat transfer with hot air
cpw=4.205 %specific heat capacity [kj/kg.K]
rhow=999.82 %water density [kg/m3]
nuw=1.67*10^-3
Prw=9.37% Prandtl number, water side
Vw=1.5 % water velocity [m/s]
At=pi()*d^2/4 %tube area [m^2]
mdotw=N_tubes*rhow*Vw*At %water flow rate, [kg/s]

%first assumption
Two= input ('enter your assumption Two=') %initial guess
Tao= input ('enter your assumption Tao=') %initial guess
Cw=mdotw.*cpw
```

```

Tma=(Tai+Tao)./2 %air mean temperature
Tmw=(Twi+Two)./2 %water mean temperature
cpa= (1.9327.*10.^-10.*Tma.^4-7.9999.*10.^-7.*Tma.^3+1.1407.*10^-
3.*Tma.^2-4.4890.*10^-1.*Tma+1.0575.*10.^3)./1000 %air specific heat
capacity [kJ/kg.K]
rhoa=353./(Tma+273) %air density
Nf=W./(t+gap_fin)
Va=1.25 % air velocity [m/s]
Af=Nf.*gap_fin.*D %fins area
Vdota=Af.*Va
mdota=rhoa.*Vdota %air flow rate, [kg/s]
Ca=mdota.*cpa;
E=calculeff(Ca,Cw,Tai,Tao,Twi,Two) %effectiveness function
NUT= NTUcalcul(E, Cw, Ca)
C=min(Cw,Ca)
Qmax=C.*(Tai-Twi) %max power do it by this Water Air Heat Exchanger
UA=NUT.*C
Q=Qmax.*E %%%%%real exchange capacity
Two1= Twi+(Q./(mdotw.*cpw))
Tao1= Tai-(Q./(mdota.*cpa))
diff1= abs(Two1-Two)
diff2= abs(Tao-Tao1)

while (diff1~=0)&& (diff2~=0)
if(diff1 <0.01 )&& (diff2<0.01)
display(Two)
display(Tao)
break;
else
Two= input ('enter your assumption Two=')
Tao= input ('enter your assumption Tao=')
Cw=mdotw.*cpw
Tma=(Tai+Tao)./2 %%%%%air mean temperature
Tmw=(Twi+Two)./2 %%%%%water mean temperature
cpa= (1.9327.*10.^-10.*Tma.^4-7.9999.*10.^-7.*Tma.^3+1.1407.*10^-
3.*Tma.^2-4.4890.*10^-1.*Tma+1.0575.*10.^3)./1000 %air specific heat
capacity [kJ/kg.K]
rhoa=353./(Tma+273) %%%%% air density
Nf=W./(t+gap_fin) %%%%%fin number
Va=1.25 %%%%% air velocity [m/s]
Af=Nf.*gap_fin.*D
Vdota=Af.*Va % %%%%% volume flow rate, air side [m^3/s]
mdota=rhoa.*Vdota % air flow rate[kg/s]
Ca=mdota.*cpa;
E=calculeff(Ca,Cw,Tai,Tao,Twi,Two) %%%%%effectiveness function
NUT= NTUcalcul(E, Cw, Ca) %%%%% Number of transfer unit
C=min(Cw,Ca)
UA=NUT.*C
Q=Qmax.*E % [kW]
Two1= Twi+(Q./(mdotw.*cpw))
Tao1= Tai-(Q./(mdota.*cpa))
diff1= Two1-Two
diff2= Tao1-Tao
end
end

```

```

%Gray et Webb correlation
nua=(0.0046.*Tma+1.7176). *10^-5
Pra=-2.54.*10^-4.*Tma+0.7147% Prandtl number, air side
Rea=Va.*rhoa.*(d+2.*0.0015)./nua % reynolds number , air side
Dh=(4.*gap_fin.*H)./(2.*(gap_fin+H))
%j4=0.14.*Rea.^(-0.319).*(Pt./Pl).^(-0.502).*(gap_fin./do).^0.0312
%jN=j4.*((0.991.*(2.24.*(Rea.^(-0.092)).*(N_tubes./4).^(-
0.031))).^(0.607.*(4-N_tubes))))
%Correlation de wang
j3=-0.361-
((0.042.*N_tubes)./log(Rea))+0.158.*log(N_tubes.*(gap_fin./do).^0.41)
j4=-1.224-((0.076.*(Pt./Dh).^1.42)./log(Rea))
j5=-0.083+((0.076.*N_tubes)./log(Rea))
j6=-5.735+1.21.*log(Rea./N_tubes)
j=0.086.*Rea.^j3.*N_tubes.^j4.*(gap_fin./do).^j5.*(gap_fin./Dh).^j6.*(gap_
fin./Pt).^(-0.93)
he=cpa.*j.*Va.*rhoa.*Pra.^(-2/3) %% fin side heat transfer coefficient he
%correlation Gnielinski
kw=0.5849; % water side conductivity , [w/m.k]
Rew=Vw.*rho_w.*d./nuw % reynolds number water side
f=(1.58.*log(Rew)-3.28).^(-2)
hi=((kw./d).*(f./2).*(Rew-
1000).*Prw)./(1+12.7.*(f./2).^1./2).*((Prw.^2./3)-1))./1000 %Tube side
heat transfer coefficient hi
% finned surface efficiency
m=sqrt(2.*he./(kf.*t));
Lc=(Req-(do./2)).*(1+0.35.*log((2.*Req)./do));
na=tanh(m.*Lc)./(m.*Lc); % fins efficiency
Sail=2.*Nf.*(Pt.*Pl-(pi().*do.^2/4));
Snet=pi().*do.*(1-t.*Nf);
Stot=Snet+Sail;
ng=1-((1-na).*(Sail./Stot)); % global fins efficiency
Ri= 0.0004 % inside Fouling resistance [m2. k/W]
Re=0.0003 % external fouling resistance [m2.k/W]
%% the overall heat transfer coefficient U
U=1./((1./hi +Ri).*(d/do)+((do)./(2.*Ktube)).*log(do./d)+(1./(ng.*he))+Re)
A=UA./U %heat exchange area [m^2]
% Average heat extracted by the water condensed on the water-air heat
exchanger, W/m^2
tdb1=Tai;
phi1=80;
W1=condensat(tdb1,phi1);% absolute humidity [g/kg_As]
w1=W1./1000 % conversion to [g/g_As]
tdb2=Tao;
phi2=100;
W2=condensat(tdb2,phi2);%absolute humidity [g/kg_As]
w2=W2./1000 %conversion to [g/g_As]
m_cond=mdota.*(w1-w2) %condensate flow rate [kg/s]
Vcond=1000.*m_cond.*3600./rho_w %conversion to litres per hour
hfg=2501-2.36.*Tma+0.0016.*Tma.^2-0.00006.*Tma.^3
Qcond=m_cond.*hfg % the average latent heat removed [kW]
%%when it comes to humidity here we use for the saturation pressure; the
%%water content & the latent of vaporisation
%%a=17.41
%%b=239.78

```

```

%%c=6.4158
%%Psat=exp(a.*Tma./(b+Tma)+c)
%%rhoa=1.293.*(273.15./(Tma+273)).*(Psat./101325)

%%%%%%%%%%Temperatures along the exchange
%With the assumption of invariance of the local exchange coefficient,
%the temperatures of the hot fluid air T and of the cold fluid water along
%the heat exchange as a function of the oriented curvilinear abscissa in
%the flow direction, are given by the following relations:
alpha=(Two-Twi)/(Tai-Tao)
Ta_cocourant=Tai-((Tai-Twi)/(1+alpha)).*(1-((Tao-Two)/(Tai-
Twi)).^(Af/A))
Tw_cocourant=Two-((Tai-Twi)/(1+(1./alpha))).*(1-((Tao-Two)/(Tai-
Twi)).^(At/A))
Ta_contre=Tai-((Tai-Two)/(1-alpha)).*(1-((Tao-Twi)/(Tai-Two)).^(Af/A))
Tw_contre=Two-((Tao-Twi)/(1-(1./alpha))).*(1-((Tai-Two)/(Tao-Twi)).^(1-
At/A))

%%%%%%%%%%Pressure drop %%%%%%%%%%%
DPe=(3/4).*rho_w.*Vw.^2 %Pressure drop due to the Water Air Hex inlet and
%outlet
Lt=W.*N_tubes % tube length
DPr=(1/2).*0.3164.*(Rew.^(-0.25)).*Lt.*rho_w.*Vw.^2 %Pressure drop due to
%direction change
DPf=rho_w.*Vw.^2.*N_tubes./4 %Pressure drop due to friction
DPi=DPe+DPr+DPf %Pressure drop inside the tube [ref benchabane 2001]
%%%Circulation around the tube
DPtube=(1/2).*N_r.*rho_a.*(Va.^2).*((2.17./((Pt./do).^1.08))-
((0.174.*log(Rea))./(Pt./do).^1.24))
%%%Pressure drop due to the fins
%%% F1, F2, F3 functions of the various gemetric parametres
F1=-0.764+0.739.*(Pt./Pl)+0.177.*(gap_fin./do)-0.00758./N_r
F2=-15.689-(64.021./log(Rea))
F3=-1.696-15.695./log(Rea)
Dpail=(1/2).*A.*
0.026.*(Rea.^F1).*((Pt./Pl).^F2).*((gap_fin./do).^F3).*rho_a.*Va.^2
DPe=DPtube+Dpail %Pressure drop outside the tube [ref Fallahsohi 2011]

%%%%%%%%%% functions script %%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%% computation of condensate rate %%%%%%%%%%%
function [w] = condensat(tdb,phi)

% these equations were taken from Ref [ Wijeysondera, Nihal E. "Psychrometric
Principles", Principles of Heating Ventilation and Air Conditioning with
Worked Examples, 2016] %

%%% starting by computation of psychrometric properties%%%
pamb=101.325; % pressure, kPa
% tdb = input('Tair=') % dry-bulb temperature, [°C]
tabdb=273+tdb; % conversion to Kelvin
rh= 0.4 ;%% relative humidity, fraction value
ca=cpa; %% specific heat capacity of air evaluated at mean temperature,
% [kJ/kg/K]
cw=4.19; % specific heat capacity of water, [kJ/kg/K]

```



```

% phi=input('humidity=')
ph=phi./100;
a=17.41;
b=239.78;
c=6.4158;
Psat=exp(a.*T./(b+T)+c);
w=0.622*ph.*Psat/(pamb.*1000-ph.*Psat).*1000;
hfg=2501-2.36.*T+0.0016.*T.^2-0.00006.*T.^3;

end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% compute the Hex efficiency%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
function E= calculeff(Ca,Cw,Tai,Tao,Twi,Two)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% This function calculates the effectiveness of this water air heat
exchanger.%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
if (Ca<Cw)
eff=(Tai-Tao)/(Tai-Twi);
elseif (Ca>Cw)
eff=(Two-Twi)/(Tai-Twi);
end
E=eff %Heat Exchanger efficacy

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% compute NTU%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
function NTU= NTUcalcul(E,Cw,Ca)
% NTU is the number of transfer units of the Heat Exchanger:
%in the case of Cross Both Unmixed
if (Cw>Ca)
% %air-side capacitance rate is minimum and air
% %is treated as being unmixed because the ?ns block mixing of the air and
the fluid is treated as being mixed
% % syms x Ca Cw E
% % sol1 = (1/(Ca/Cw))*(1-exp(-(Ca/Cw)*(1-exp(-x))))== E
% % solve (sol1, x)
x=-log((Ca + Cw.*log((Cw - Ca.*E)./Cw))./Ca);
elseif (Ca>Cw)
%water-side capacitance rate is minimum, and air is treated as being
%unmixed because the ?ns block mixing of the air and the fluid is treated
as being mixed
% syms x Cw Ca E
% sol = 1-exp((-1/(Cw/Ca))*(1-exp(-(Cw/Ca)*x)))
% solve (sol== E, x)
x=-(Ca.*log(E./(exp(-Ca./Cw) - 1) + 1))./Cw;
end
NTU=x;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% choose tube arrangement %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Req used also for the calculation of fin efficiency at it
is calculated from the tube arrangement %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
function Req = TubeArrangement(cond,Pt,X)
if (cond==1); %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% condition 1 for aligned distribution
Req=0.64.*Pt.*((2.*X)./Pt-0.2).^0.5;
elseif (cond==2); %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% condition 2 for staggered distribution
Req=0.635.*Pt.*((2.*X)./Pt-0.3).^0.5;
end
end

```

```

%%%%%%%%%%%%%% bird's Heat release & building
temperature%%%%%%%%%%%%%%
filename1 = fullfile('Birds_data.xlsx');
filename2 = fullfile('Weather_2019');
T1 = xlsread(filename1); %%%%%%%%% Open Excel file for bird's heat release
T2 = xlsread(filename2); %%%%%%%%% Open Excel file
f1 = figure;
fig1 = plot(T1(:,1),T1(:,3));
hold on
fig2 = plot(T1(:,1),T1(:,4));
hold on
fig3 = plot(T1(:,1),T1(:,5));
grid on
legend('THP(kW)', 'LHP(kW)', 'SHP(kW)')
ylabel('energie g ner e par étage [kW]')
%%%%%%%%%datetick('x','dd')
xlabel('Jours')
Temp_in = [31];
day = 1;
for k = 1:7
    end_day = day + 37;
    for i = day:end_day
        j = i + 1;
        Temp_in(j) = Temp_in(i) - 0.26;
    end
    day = end_day + 1;
    rest = day + 14;
    for r = day:rest
        Temp_in(r) = T2(r,2);
    end
    Temp_in(rest) = 31;
    day = rest;
end
f2 = figure;
plot(T2(:,2))
hold on
fig4 = plot(Temp_in);
grid on
ylabel('Temperature [ C]');
xlabel('Jours');
fig4(1).LineWidth = 0.8;
legend('Tex', 'Tin');
title({' ';'\fontsize{16} \rm BUILDING TEMPERATURES'; ' '});
THP = T1(:,3);
SHP = T1(:,4);
LHP = T1(:,5);

```


ANNEXE II

CORRELATIONS

Cette annexe présente quelques corrélations utilisées pour la simulation du problème :

A- Corrélation pour les propriétés d'air entre 0°C et 100°C (Jannot, Y. 2012)

$$\rho = \frac{253}{T+273} \quad \text{Kg.m}^{-3}$$

$$\lambda = 7.57 \times 10^{-5} + 0.0242 \quad \text{Wm}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$\mu = 10^{-5} \times (0.0046 \times T + 1.7176)$$

$$Pr = -2.54 \times 10^{-4} \times T + 0.7147$$

$$C_p = (1.9327 \times 10^{-10} \times T^4 - 7.9999 \times 10^{-7} \times T^3 + 1.1407 \times 10^{-3} \times T^2 - 4.4890 \times 10^{-1} \times T + 1.0575 \times 10^3)$$

B- Corrélation pour la condensation :

- La pression de saturation de vapeur d'eau est donnée par :

$$P_{stat} = \exp\left(A + \frac{B}{T-C}\right)$$

Avec : A=16.577, B=-4023.05 et C=37.2

P_{stat} en KPa et T en degré Kelvin

- La chaleur latente de vaporisation de l'eau en g/Kg est exprimée comme suit :

$$h_{fg} = 2500.7 - 2.36 \times T + 16 \times 10^{-3} \times T^2 - 6 \times 10^{-5} \times T^3$$

Avec T est la température de vapeur en degré Celsius

- La variation de capacité calorifique :

$$c_p = 1.0038 + 3 \times 10^{-5} \times T + 4 \times 10^{-7} \times T^2$$

- Le taux d'humidité, l'enthalpie de l'air et le volume spécifique sont calculés directement à l'aide :

$$w = \frac{0.622 \times \varphi \times P_{stat}}{P - \varphi \times P_{stat}}$$
$$v = \frac{R_a \times T}{P} \times \left(1 + \frac{w}{0.622}\right)$$

Avec R_a est la constante spécifique de l'air sec

$$R_a = 287 \text{ J Kg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

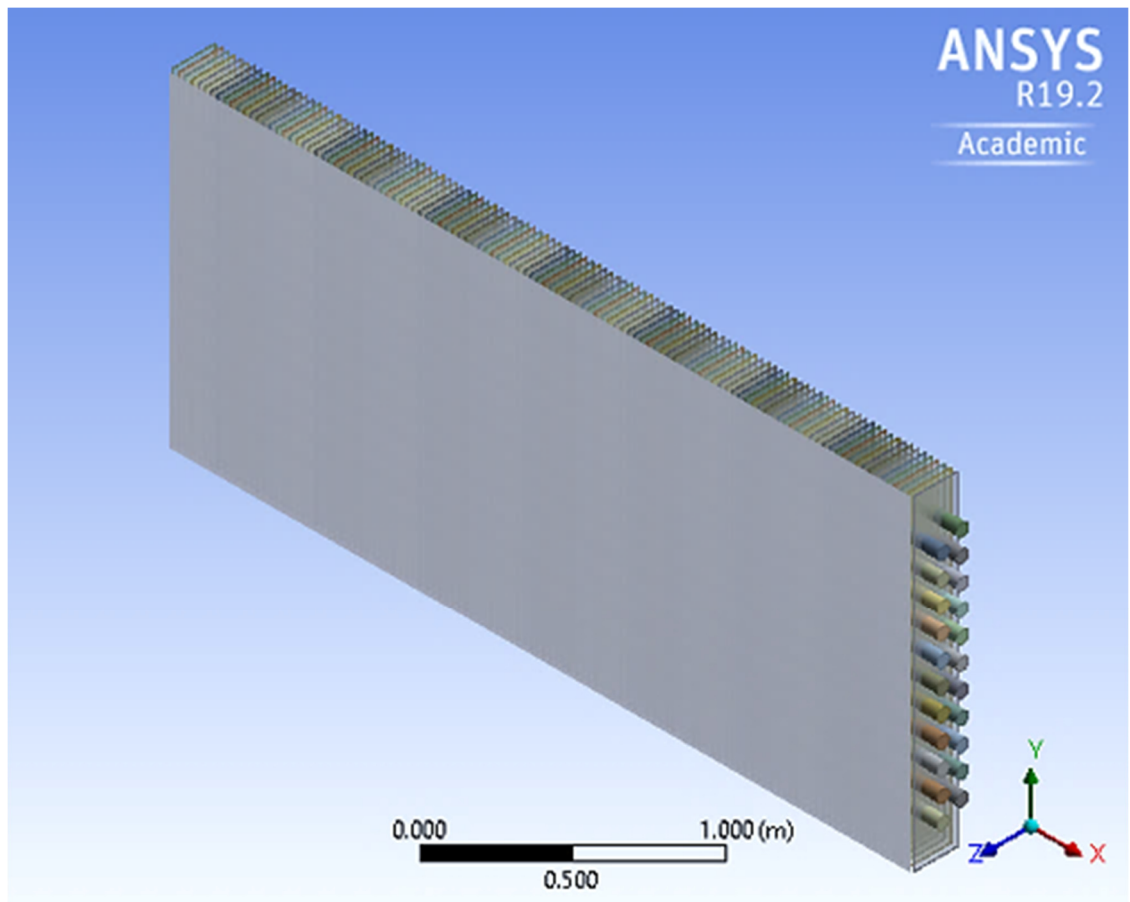
ANNEXE III

GÉOMÉTRIE

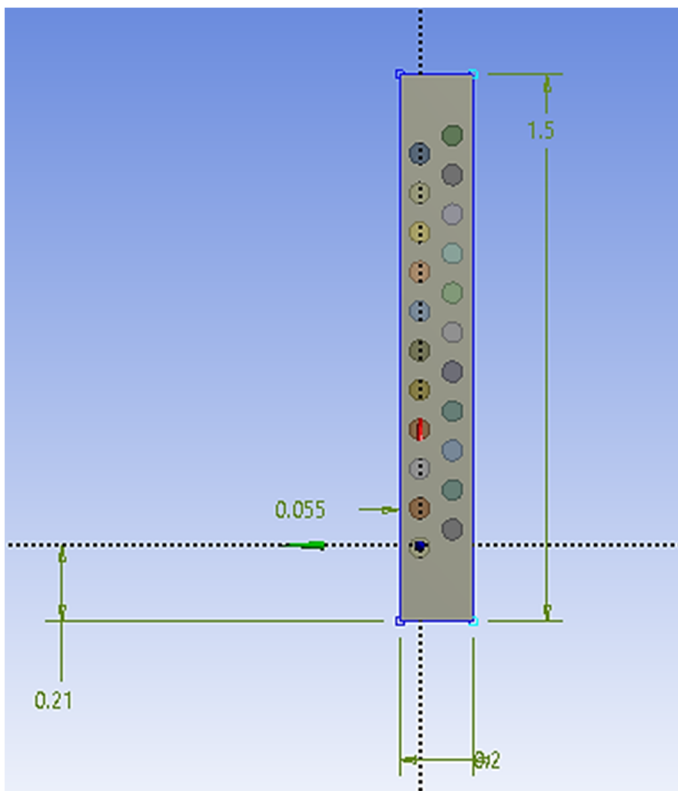
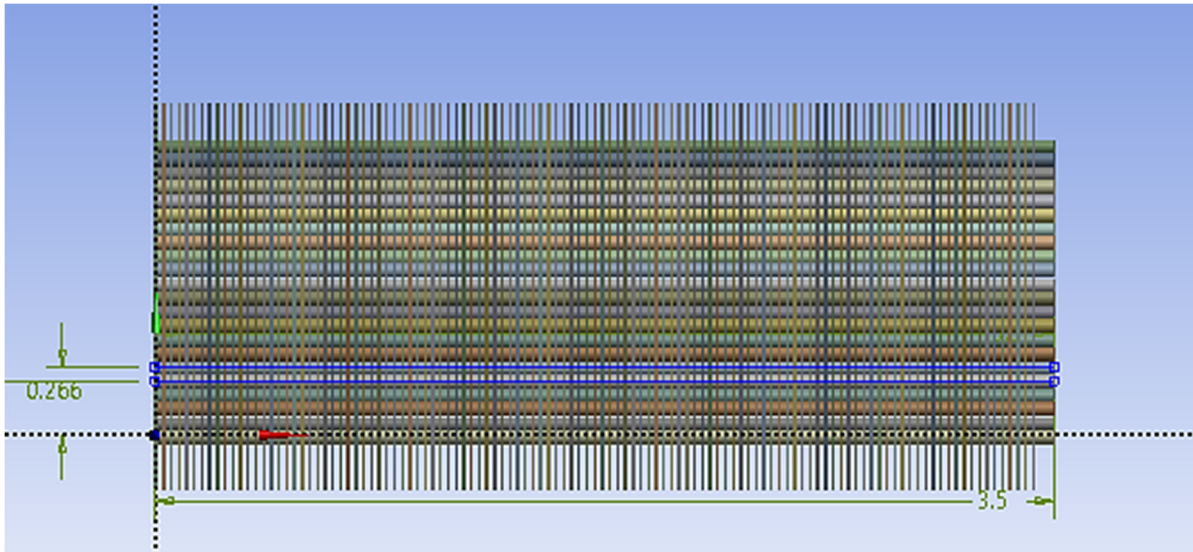
Les détails géométriques des échangeurs de chaleur utilisés dans l'enquête sont donnés dans la présente annexe.

La création des modèles de conception a été faite à l'aide de l'application Design Modeler.

Ansys DesignModeler fournit des fonctions de modélisation uniques pour la simulation qui incluent la création de géométrie paramétrique, la création de modèles de concept, la modification de la géométrie CAO, le nettoyage et la réparation automatisés, et plusieurs outils personnalisés conçus pour les analyses d'écoulement de fluide, structurelles et autres.



Coupe longitudinale et transversale de l'échangeur



Fluides	eau-air
Type de HEX	tube à ailette
Width [m]	3.5
Height [m]	0.2
Length [m]	1.5
Intérieur	eau
Tube en cuivre [kW/mK]	0.385
diamètre externe tube de [m]	0.031
épaisseur [m]	0.0015
diamètre interne di [m]	0.028
vitesse [m/s]	1.5
Nombre de rangee	22
PI [m]	0.068181818
Pt [m]	0.136363636
Extérieur	air
type	Ailette rectangulaire
aillette en aluminium [kW/mK]	0.177
écartement s [m]	0.03
épaisseur d'aillette t [m]	0.004
nb ailettes	102.9411765
vitesse [m/s]	1.25
Sail [m ²]	1.758802094
rendement des ailettes	0.8229

ANNEXE IV

BILAN THERMIQUE

La charge de refroidissement est définie comme la quantité de chaleur qui doit être évacuée de l'air ambiant pour maintenir une température ambiante constante. Bien que l'énergie générée par les poulets soit la plus importante et si on arrive à éliminer cette chaleur on peut diminuer sans doute la facture d'électricité, on a essayé à déterminer toutes les autres quantités et d'estimer la transmission de chaleur dans ou hors de la bâtisse.

Le calcul de la charge de refroidissement se présente sous forme de feuille de calcul sous Excel qui résume chacune des étapes du bilan explicitées dans l'ouvrage de A. Libert.

Mois	Juillet
Heure de charge max	2:00:00 PM
latitude	45°48'34.000" N

Dimensions du bâtiment		Information sur la volaille	
Longueur (m)	76.2	Nbird/étage	20000
Largeur (m)	18.29	Masse(kg)	4.400283
Hauteur (m)	2.55	THP (kW)	291.5388996
Volume (m3)	3553.9299	LHP (kW)	204.2996739
Conditions de conception		sSHP (kW)	87.2392257
T. Int. (°C)	27	R-vale urs	
T. Ext. (°C)	29	Murs	28
H.int (%)	55	Toit	38
H.ext (%)	80	Plancher	10

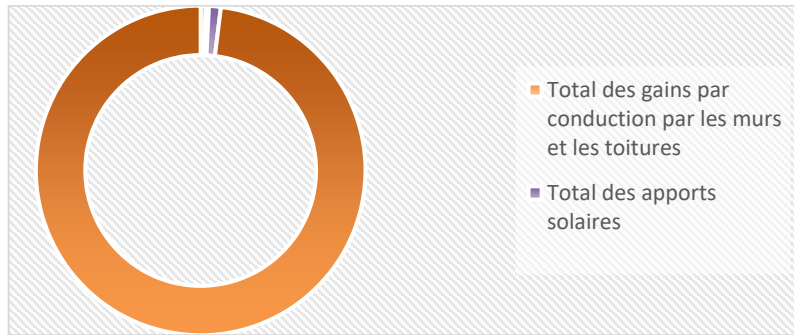
Calcul des apports par conduction					
		surface (m2)	h	ΔT	gains
Murs	façade 1	46.6395	0.03549876	2	3.3112886
	façade 2	194.31	0.03549876	2	13.7955272
	façade 3	46.6395	0.03549876	2	3.3112886
	façade 4	194.31	0.03549876	2	13.7955272
Toit 1 er étage		1393.698	0.02608242	0	0
Toit 2 eme étage		1393.698	0.02608242	2	72.7020344
Total des gains par conduction par les murs et les toitures (W)					106.915666

Calcul des apports solaires					
		surface (m2)	h	ΔT_{fictif}	gains
murs+portes closes	facade1	46.6395	0.03549876	18.2	30.1327263
	facade2	194.31	0.03549876	3.325	22.9350639
	facade 3	46.6395	0.03549876	3.325	5.50501731
	facade4	194.31	0.03549876	18.2	125.539297
Toit		1393.698	0.02608242	26.425	960.57563
Total des apports solaires (W)					1144.68773

Calcul des apports sensibles internes					
		quantité	facteurs	ΔT	gains
Eclairage(max)	AgriShift MLM	72	10		720
	TL9A19D230p	18	9		162
Occupants		80	2		160
Poulets					87239.2257
Total des gains sensibles (W)					88281.2257

TOTAL (kW)	89.8309731
-------------------	-------------------

La charge thermique totale est d'environ 90 kW. La répartition des apports thermiques est représentée dans le diagramme ci-dessous :



Plus de 85% de la charge thermique est générée à l'intérieur de bâtiment par les poulets. Chercher à évacuer cette chaleur peut donc refroidir la bâtisse. Aussi les apports solaires ne sont pas négligeables surtout dans une telle période estivale, l'amélioration de l'isolation et la mise en place d'un masque solaire capable de minimiser encore ces apports.

Limitations de méthode de Libert:

Les expériences permises d'obtenir les coefficients et les valeurs de flux solaires ont été fait il y a de cela très longtemps. Les résultats peuvent être fiables mais ils sont à prendre avec beaucoup d'égard.

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Abdelnour, R., Labrecque, B., & Underdown, A. (1994). «Technoeconomic analysis of three seasonal cooling technologies, Ice box, frozen pond and waste snow pit, Proceedings of Calorstock'94 » Conference on Thermal Energy Storage, Helsinki, Finland.
- Agriculture and Agri-Food Canada (2018), repéré à <https://www.agr.gc.ca/eng/agriculture-and-agri-food-canada/?id=1395690825741> , Consulté le 11 Novembre 2020
- ASABE. (1986). *Design of Ventilation Systems for Poultry and Livestock Shelters (R2008)*. St. Joseph, Michigan: ASABE Standards.
- American Society of Agricultural and Biological Engineers, repéré à <https://www.asabe.org/>, Consulté le 11 Novembre 2020
- Azad, E., Bahar, F., Moztarzadeh, F. (1985). «Design of water-to-air gravity-assisted heat pipe heat exchanger. Journal of Heat Recovery Systems ». Volume 5, Issue 2, 1985, Pages 89-99. [https://doi.org/10.1016/0198-7593\(85\)90041-4](https://doi.org/10.1016/0198-7593(85)90041-4).
- Bakker, J, de Zwart, H.F., Campen, J.B. (2003). « Greenhouse Cooling and heat recovery using fine wire heat exchangers in a closed pot plant greenhouse: Design of an energy producing greenhouse ». Acta Horticulturae: 719
- Bontemps, A., A. Garrigue, & al. (1995). « Échangeurs de Chaleur - Intensification des échanges Thermiques ». Techniques de l'Ingénieur b2341, pp 1-23.
- Bougriou, C. (1991). « Étude du transfert de chaleur par condensation d'air humide sur des tubes à ailettes », Thèse de Docteur INSA de Lyon, 1991, 91 ISAL 0087, 184 p.
- Bougriou, C. (1998). « Calcul et technologie des échangeurs de chaleur ». Presses de l'Université de Batna, Algérie, 1998, 200p.
- Bougriou, C. (1999). « Étude d'un récupérateur de chaleur croisé à tubes lisses » ,Rev. Energ. Ren. Vol. 2 (1999) 109-122
- Buser, O., Föhn, P., Good, W., Gubler, H., Salm, B. (1985), Different methods for the assessment of avalanche danger. [https://doi.org/10.1016/0165-232X\(85\)90033-3](https://doi.org/10.1016/0165-232X(85)90033-3) . Volume 10, Issue 3, April 1985, Pages 199-218

- Bucklini, R.A., Nääsp, A., Panagakis, B. (1999). «Energy Use in Animal Production. Energy in world agriculture 1992», page 257-266. <https://doi.org/10.1016/B978-0-444-88681-1.50022-3>.
- Centre de développement des énergies renouvelables, repéré à <https://www.cder.dz/>, Consulté le 11 Novembre 2020
- Costantino, A., Fabrizio, E., Ghiggini, A. & Bariani, M. (2018). « Climate control in broiler houses: A thermal model for the calculation of the energy use and indoor environmental conditions ». *Energy & Buildings*, 2018, p.110-126
- Davidsson, H., Bernardo, R., & Hellström, B. (2013). « Theoretical and Experimental Investigation of a Heat Exchanger Suitable for a Hybrid Ventilation System». Department of Architecture and Built Environment, Division of Energy and Building Design, Lund University, Box 118, 221 00 Lund, Sweden. <https://doi.org/10.3390/buildings3010018>
- Ettahir, A. (2013). « Échangeurs de chaleur liée au système de refroidissement solaire à adsorption: Dimensionnement d'un aérorefrigérant ». University of Batna 1, 94p. DOI: 10.13140/RG.2.1.2311.0802.
- Environment Canada, G. (2015a). «Canada's Greenhouse Gas Canada's Greenhouse Gas Inventory ». www.ec.gc.ca/, (Jun. 6, 2015).
- Environment Canada, G. (2015b). «1981-2010 Climate Normals & Averages », repéré à <http://climate.weather.gc.ca/>, Consulté le 11 Novembre 2020
- Équipe québécoise de contrôle des maladies avicoles EQCMA (2013), repéré à <http://www.eqcma.ca/>, Consulté le 11 Novembre 2020
- Fallahsohi, H. (2011). « Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques, appliquée aux groupes frigorifiques contrôlés par une commande avancée». Thèse de Doctorat, L'institut national des sciences appliquées de Lyon, pp 189.
- Gnielinski, V. (1976). « New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel Flow », *Int. Chem. Eng.*, 1976, vol. 16.
- Gray, D. L., & Webb, R. L. (1986). « Heat transfer and friction correlations for plate finned tube heat exchangers having plain fins. 8th International Heat Transfer Conference. J. Heat Transfer. Aug 1999, 121(3): 662-667 (6 pages). <https://doi.org/10.1115/1.2826030>
- Guingand, N., Aubert, C. et Dollé, J. (2010). « Guide des bonnes pratiques environnementales d'élevage ». IFIP-Institut du porc.305p.

- Hamada Y., Kubota H., Nakamura M., Kudo K., & Hashimoto Y. (2010). « Experiments and evaluation of a mobile high-density snow storage system. *Energy and Buildings* », 42:178-182. Elsevier Science B.V.
- Hartnett, J.P., Rohsenow, W.M., & Cho, Y.I. (1998). « Handbook of heat transfer », 3. McGraw-Hill New York. (1501).
- Hewitt, G.F., & Barbosa, J. (2008). « Heat exchanger design handbook». Begell House, 5000p.
- Hydro Québec, rates for business customers, repéré à <http://www.hydroquebec.com/business/customer-space/rates/>, Consulté le 11 Novembre 2020
- Jakob, M. (1938). « Heat transfer and flow resistance in cross flow of gases over tube banks », *Trans. ASME*, Vol. 60, page 384
- James, M.E., James C.G., Pearson, S.R.N. & Alison, L. (1981). «What patients bring to occupational health services ». [https://doi.org/10.1016/S0033-3506\(81\)80004-2](https://doi.org/10.1016/S0033-3506(81)80004-2)
- Jannot, Y. (2012). « Transfert thermiques », cours de transfert thermique, École des Mines Nancy, pp161
- Kaneko, Y., Kobiyama, M., Nagaoke, H., & Sato, T. (2000). «Air-conditioning system for apartment residences by using cold water made from snow ». *Iscord 2000 Conference, Hobart, Australia. Cold Regions Science and Technology* 32(1):63-70.
- Kays, W.M., & London, A.L. (1998). « Compact Heat Exchangers ». 3rd Edition, NewYork: McGraw-Hill, 335 p.
- Kobiyama, M., (1987). «Himuro type storage shed using the ice stored in winter season ». *International Symposium on Cold Regions Heat Transfer Proceedings*, pp. 167–170.
- Kuehn, T. H., R.J. Couvillion, J.W. Coleman & al, (2005). «ASHRAE Handbook Fundamentals». I-P. Edition. CD-ROM.
- Lachance, F. (2005). « Investigation d'une nouvelle stratégie de contrôle environnemental pour bâtiment avicole ». *Mémoire de maîtrise électronique, Montréal, École de technologie supérieure*. 172p.
- Llonch, V. (2019). « PRELIMINARY DESIGN OF A SNOW STORAGE COOLING SYSTEM FOR A POULTRY HOUSE PLACED IN QUEBEC ». Master thesis. 83p.
- Luo, X., Yi, Z., Zhang, B., Mo, S., Wang, C., Song, M. & Chen, Y. (2015). «Mathematical modelling and optimization of the liquid separation condenser used in organic Rankine cycle». *Applied Energy* (IF 8.848). DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.12.073.

McAdams, W. H. (1964). « Transmission de la chaleur », traduit par A. Beautifils Dunod Paris. 1 vol. (XXI-585 p.)

McQuiston, F.C., (1978). Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes. ASHRAE Transactions, Vol. 84, No. 1, pp. 294-309.

Meteo Canada, repéré à <https://weather.gc.ca/>, Consulté le 11 Novembre 2020

Morofsky, E. (1985). « COOLING WITH ICE IN CANADA ». STES Newsletter, vol. VIII, no 2, p. 8.

Morofsky, E. (1992). « Overview of projects with seasonal storage for cooling from four countries. In Proceedings of the 27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, August 3, 1992 - August 7, 1992. Vol. 4, p. 913. Coll. « Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference ». San Diego, CA, USA: Publ by IEEE.

Moore1, J., Grimes, R., O'Donovan, A., & Walsh, E. (2014). « Design and testing of a novel air-cooled condenser for concentrated solar power plants ». Volume 49, 2014, Pages 1439- 1449. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.153>

Nagengast, B. (1998). « History of sealed refrigeration systems ». ASHRAE Journal, vol. 40, no Compendex, p. 43-47 38

Nordell, B. (2015). « Using ice and snow in thermal energy storage systems. Advances in Thermal Energy Storage Systems, Methods and Applications ». Woodhead Publishing Series in Energy 2015, Pages 187-200. <https://doi.org/10.1533/9781782420965.2.187>

Rathroe, M.M., & Kapuno, R.R. (2010). « Engineering Heat Transfer Second Edition ». Jones&Bartlett Learning : 24 août 2011- 1096p.

Ressource naturelle Canada (2019), repéré a <https://www.neb-one.gc.ca/nrg/ntgrtd/mrkt/archive/2010ndstrlnrgscnd/ndstrlnrgscnd-fra.html> , Consulté le 11 Novembre 2020

Rich, D.G. (1975). « The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers ». ASHRAE Transactions, Vol. 81, pp. 307-317.

Ross Broiler Management Handbook (2018), document PDF, 187p, repéré à <http://en.aviagen.com/tech-center/>, Consulté le 11 Novembre 2020

- Rouault, F. (2014). « Système intégré de rafraîchissement d'air pour le bâtiment à base de matériaux à changement de phase ». Génie des procédés. École nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM. 187p.
- Rousse, D.R. (2003). « Transfert thermique », chapitre 8, Notes de cours, 23 p. Université Laval.
- Saraireh, M. (2012). «Heat transfer and condensation of water vapour from humid air in compact heat Exchangers » - vuir.vu.edu.au .176p.
- Scrapmonster (2020), repéré à <https://www.scrapmonster.com/north-american-scrap-prices> , Consulté le 11 Novembre 2020
- Shah, R. K., & Pignotti, A. (1993). Thermal Analysis of Complex Crossflow Exchangers in Terms of Standard Configurations. *J. Heat Transfer* 115(2), 353-359. doi:10.1115/1.2910686.
- Shah, R.K, & Sekulic, D.P. (2003). Fundamentals of heat exchanger design. John Wiley & Sons, 976 p
- Skogsberg, K. (2005). «Capillary suction in cutter shavings and sawdust. Experiments and a model Approach ». Technical report. Division of Architecture and Infrastructure, Department of Civil and Environmental Engineering, Luleå University of Technology. 195p.
- Skogsberg, K., et Nordell, Bo. (2001). « The sundsvall hospital snow storage ». Cold Regions Science and Technology, vol. 32, no Compendex, p. 63-70 [http://dx.doi.org/10.1016/S0165-232X\(00\)00021-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0165-232X(00)00021-5)
- Soltani, N. (1998). « Simulation numérique d'une batterie à ailettes fonctionnant en régimes sec et Humide ». Thèse de Magistère, Université de batna, pp 1-74 (1998)
- Vallière, M. (2018). « Comparaison de méthodes de refroidissement et de déshumidification pour une production en serre de tomates biologiques ». Mémoire. uLaval. 74p.
- Ventilation in Poultry Production, Alberta (2012) , document PDF, 4p, <https://open.alberta.ca/dataset/711a8644-fd46-4bcb-b8e4-42f1d66a45fc/resource/552dc68a-6abd-4e84-b22c-d363e663b679/download/af-ventilation-poultry-production.pdf>
Consulté le 20 Novembre 2020
- Wang, C.C., Chang, Y.J., Hsieh, Y.C., & Lin, Y.T. (1996). « Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins ». International Journal of Refrigeration, Volume 19, Issue 4, May 1996, Pages 223-230.

- Wang, C. T., & Horne, R. N. (2000). «Boiling flow in a horizontal fracture ». *Geothermics* 29: 759-772.
- Wang, C. Y. (1997). «A fixed-grid numerical algorithm for two-phase flow and heat transfer in porous media ». *Num. Heat Transfer B* 31: 85-105
- Wang, C.C. 2000a. Recent Progress on the Air-side Performance of fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. of Heat Exchangers*, Vol. 1, pp. 49-76.
- Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, C.J., (1999). Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2693-2700.
- Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, C.J., (1998a). Some aspects of plate fin-and-tube heat exchangers: with and without louvers. *Enhanced Heat Transfer*, Vol. 6, pp. 357- 368.
- Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, Y.J., Chang, Y.P., (1998c). A comparison study of compact plate fin-and-tube heat exchangers. *ASHRAE Transactions*, #TO-98-3-3.
- Wang, C.C., Lee, C.J., Chang, C.T., Lin, S.P., (1998b). Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 1945-1956.
- Wang, C.C., Webb, R.L., Chi, K.Y., (2000b). Data reduction for air-side performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 21, pp. 218-226.
- Webb, R.L. and Gray, D.L., (1986). Heat transfer and friction correlations for plate finned tube heat exchangers having plain fins. *Proceedings of 8th Heat transfer Conference*, 1986, pp. 2745-2750.
- Webb, R.L. and Kang, H.C., (1998). Performance comparison of enhanced fin geometries used in fin-and-tube heat exchangers. *Heat Transfer 1998, Proceedings of the 11th IHTC*, Vol. 6, pp.273-278
- Wijesundera, N.E. (2016). « Psychrometric Principles, Principles of Heating Ventilation and Air Conditioning with Worked Examples ». *World Scientific*, 25 nov. 2015 - 716 pages.
- Wilson, E.E., 1915. A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus. *ASME Transactions*, Vol. 37, pp 47-69.

- Wojnarska, S., Lewe, J.H., Song, K. & Duncan, S. (2016). «Parametric modeling of water-to-air heat exchanger based on cfd analysis ». Georgia Institute of Technology, Atlanta, GA30332.
- Xin, H., Berry, I. L., Tabler, G. T. & Costello, T. A. (2001). « Heat and Moisture Production of Poultry and Their Housing Systems: Broilers ». *Transaction of the ASAE*, 2001, 44(6) edition.
- Yao, Y., Huang, M., Mo, J., & Dai, S. (2013). «State-space model for transient behavior of water-to-air surface heat exchanger ». *International Journal of Heat and Mass Transfer* Volume 64, Pages173-192.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.037>

