

Étude de faisabilité d'un collecteur solaire perforé non-vitré jumelé à des échangeurs d'air pour un bâtiment agricole

par

Laurence PERREAULT

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE
LA MAÎTRISE EN GÉNIE, ÉNERGIES RENOUVELABLES ET
EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE
M. Sc. A

MONTRÉAL, LE 12 AOÛT 2020

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



<Laurence Perreault, 2020>



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

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. Ricardo Zednik, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

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

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

LE 5 JUIN 2020

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Je tiens d'abord à remercier mon directeur de recherche, Daniel Rousse pour m'avoir donné la chance de travailler au sein du groupe t3e et de m'avoir fait confiance quant à la réalisation du projet de recherche. Je tiens à souligner son effort à structurer et à encadrer ses étudiants autant dans un contexte de travail, que hors travail.

Je mentionne aussi Frédéric Coulombe pour ses précieuses informations en début et en cours de projet.

Je remercie Victor Aveline avec qui, les discussions permettaient de comparer nos résultats et résoudre de multiples problèmes. Une pensée également pour tous mes autres collègues et amis du groupe t3e aux côtés desquels il fût plaisant de travailler.

Je remercie également M. Stéphane Forest pour sa disponibilité, son implication et son intérêt envers mon projet, sans qui la complétion du projet aurait été plus laborieuse.

Finalement, il m'est impossible de ne pas mentionner mes parents pour leur support, leurs encouragements et leur intérêt envers mon projet.

Étude de faisabilité d'un collecteur solaire perforé non-vitré jumelé à des échangeurs d'air pour un bâtiment agricole

Laurence PERREAULT

RÉSUMÉ

La demande grandissante pour la production de viande de volaille vient motiver les producteurs à abaisser leur facture énergétique pour offrir des prix compétitifs sur le marché. De plus, des programmes de subventions tel que ÉcoPerformance de Transition Énergétique Québec encouragent les programmes d'efficacité énergétique pour ce type de bâtiment commercial. Plusieurs stratégies et technologies peuvent être implantées dans les poulaillers afin de réduire la consommation de combustible fossile pour le chauffage : échangeurs d'air, mur solaire, niveau d'isolation économiquement optimal. L'objectif principal du projet de recherche discuté dans ce mémoire consiste à modéliser numériquement un bâtiment agricole pour l'élevage de volaille afin de prédire l'efficacité de ces trois possibilités sur la performance énergétique et économique. La simulation a été réalisée pour un poulailler d'un étage faisant 18,29 m de largeur, 76,20 m de longueur et 2,55 m de hauteur. Le poulailler contient 20 000 poulets et l'élevage s'étale sur 38 jours. Une combinaison d'échangeurs d'air et d'un mur solaire offre la meilleure économie d'énergie annuelle avec 94,7 MWh pour un total de 5 791\$ et une VAN de 75 540\$ sur le bâtiment étudié. L'installation des échangeurs seulement permettrait d'économiser annuellement 84,9 MWh avec une VAN de 70 230\$. D'un autre côté, l'installation d'un collecteur solaire de 109 m² seul permettrait d'économiser 32,7 MWh annuellement avec une VAN de 39 250\$. La simulation a aussi permis de déterminer que de la meilleure solution en isolation serait de passer de RSI 3,5 à RSI 5,84 dans les murs. Cela permettrait de faire des économies monétaires annuelles de 332\$ et offrant une PRI de 12 ans et une VAN de 3 432\$.

Mots clé : Poulailler, Échangeur d'air, Collecteur solaire perforé non-vitré, Bilan thermique, Efficacité énergétique

Feasibility study of an unglazed perforated solar collector coupled with air exchangers for an agricultural building

Laurence PERREAULT

ABSTRACT

Growing demand for poultry meat production motivates producers to lower their energy bills to offer competitive prices in the market. In addition, grant programs such as ÉcoPerformance by Transition Énergétique Québec encourage energy efficiency programs for this type of commercial building. Several strategies and technologies can be implemented in poultry houses to reduce the consumption of fossil fuel for heating: air exchangers, solar wall, economically optimal insulation level. The main objective of the research project discussed in this memoir is to model an agricultural building for poultry farming to predict the effectiveness of these three possibilities on energy and economic performance. The simulation was carried out for a chicken coop of one floor, 18.29 m wide, 76.20 m long and 2.55 m high. The chicken coop contains 20,000 chickens and the breeding period was 38 days. A combination of air exchangers and a solar wall offers the best annual energy savings with 94.7 MWh for a total of \$5,791 and a NPV of \$75,540 on the building studied. The installation of the exchangers alone would save 84.9 MWh annually with an NPV of \$70,230. On the other hand, the installation of a 109 m² solar collector alone would save 32.7 MWh annually with an NPV of \$39,250. The simulation also determined that the best insulation solution would be to increase the insulation in the walls from RSI 3.5 to RSI 5.84. This would result in annual monetary savings of \$332 with a 12-year payback period and a NPV of \$3,432.

Keywords: Broiler house, Heat exchanger, Unglazed transpired solar collector, Thermal balance, Energy efficiency

TABLE DES MATIÈRES

Page

INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	5
1.1 Introduction	5
1.2 Bâtiments d'élevage de poulet de chair	5
1.2.1 Construction typique de poulailler	5
1.2.2 Systèmes de chauffage	6
1.2.3 Chauffage indirect	8
1.2.4 Ventilation	9
1.2.5 Humidité	11
1.2.6 Ammoniac	12
1.2.7 Température de consigne	12
1.2.8 Consommation d'eau et de moulée	13
1.3 Pertes thermiques du bâtiment	14
1.3.1 Pertes par l'enveloppe	14
1.3.2 Pertes par ventilation mécanique	15
1.3.3 Pertes par ventilation naturelle (infiltration)	16
1.4 Chaleur dégagée par les poulets	17
1.4.1 Modèles mathématiques	17
1.4.2 Impacts de l'évolution des souches de poulets	20
1.5 Collecteur solaire perforé	21
1.5.1 Performances des UTC	25
1.5.2 Économies d'énergie possibles	27
CHAPITRE 2 MÉTHODOLOGIE	29
2.1 Bâtiment de référence	29
2.2 Première tentative de bilan thermique	30
2.3 Deuxième tentative de bilan thermique	31
2.3.1 Énergie dégagée par les poulets	32
2.3.2 Puissance gagnée par le collecteur solaire	34
2.3.3 Énergie dégagée par le système d'éclairage	39
2.3.4 Énergie échangée par les parois	39
2.3.5 Énergie perdue par les échangeurs	41
2.3.6 Énergie échangée dans la ventilation directe	42
2.3.7 Bilan hydrique	43
2.3.8 Énergie produite par chauffage auxiliaire	44
2.3.9 Organigramme de la simulation	45
2.4 Validation du modèle	49
CHAPITRE 3 RÉSULTATS	57
3.1 Introduction	57
3.2 Analyse économique du collecteur solaire et des échangeurs d'air	58

3.3	Niveau d'isolation économiquement optimale	62
CONCLUSION.....		65
RECOMMANDATIONS		67
ANNEXE I	DÉTAILS DES PRODUCTIONS DE RÉFÉRENCE	69
ANNEXE II	LIGNES DE CODE POUR LA SIMULATION	73
ANNEXE III	COMPARAISON DES SIMULATIONS AVEC DONNÉES RÉELLES	85
ANNEXE IV	COÛTS DE CHAUFFAGE EN FONCTION DE L'ISOLATION	95
ANNEXE V	FEASIBILITY STUDY OF AN UNGLAZED TRANSPIRED SOLAR COLLECTOR COMBINED WITH AIR EXCHANGERS FOR AN AGRICULTURAL BUILDING.....	97
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....		115

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1	Températures de consigne selon plusieurs sources13
Tableau 1.2	Impacts de l'évolution des souches de poulets21
Tableau 1.3	PRI pour différents scénarios avec UTC.....27
Tableau 1.4	Économies extrapolées pour l'UTC.....28
Tableau 2.1	Exemple de calcul de compensation de la ventilation.....43
Tableau 2.2	Scénario possibles à la suite du bilan thermique.....45
Tableau 2.3	Comparaison des résultats du modèles aux données réelles50
Tableau 2.4	Régressions pour les efficacités de ventilation53
Tableau 2.5	Recalibration des simulations de productions.....54
Tableau 3.1	Analyse énergétique des échangeurs et collecteur solaire60
Tableau 3.2	Indicateurs économiques de l'analyse61

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Coupole radiante au gaz Tirée de Chauffage Roxell (2018).....7
Figure 1.2	Système de radiation infrarouge au milieu. Tirée de The Poultry Site (2014)...8
Figure 1.3	Graphique sommaire des modèles de dégagement de chaleur des poulets au cours des années20
Figure 1.4	(a) <i>Bare plate solar air heater</i> . (b) <i>Single cover solar air heater</i> . (c) <i>Double cover solar air heater</i> . (d) <i>Single cover solar air heater</i> . (e) <i>Double Pass type solar air heater</i> . (f) <i>Transpired solar collector</i> . Tirée de Shukla et al. 201222
Figure 1.5	Schéma d'un collecteur solaire perforé non-vitré (UTC). Tirée de RETScreen (2012).....23
Figure 1.6	Schéma d'un capteur transparent perforé (TTC). Tirée de RETScreen (2012)24
Figure 1.7	Flux thermiques et températures du collecteur solaire.....26
Figure 2.1	Dimensions et vue de haut du plancher et schématisation de la ventilation tunnel30
Figure 2.2	Énergies thermiques considérés dans le bilan31
Figure 2.3	Efficacité du transfert de chaleur et efficacité générale du collecteur tout au long de la production.37
Figure 2.4	Gain de température du collecteur par rapport à la température ambiante.38
Figure 2.5	Comparaison des modèles de pertes par les parois pour un cycle débutant au mois de janvier40
Figure 2.6	Comparaison des modèles de pertes par les parois pour un cycle débutant au mois de juin41
Figure 2.7	Débits des échangeurs selon le producteur et le manufacturier42
Figure 2.8	Organigramme du modèle, partie 146
Figure 2.9	Organigramme du modèle, partie 247

Figure 2.10	Organigramme du modèle, partie 3	48
Figure 2.11	Efficacité de ventilation pour les 17 productions.....	52
Figure 2.12	Comparaison du modèle avec les données obtenues du producteur. En bleu : le modèle théorique, en rouge : les données expérimentales. À gauche : l'étage 1, à droite : l'étage 2	55
Figure 3.1	Économies par rapport au cas de référence	59
Figure 3.2	Coûts relatifs de l'isolation et du chauffage en fonction de la valeur R.....	63
Figure 3.3	Valeur actualisée nette pour chaque valeur d'isolation des murs	64

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ALENA	Accord de Libre-Échange Nord-Américain
ASABE	American Society of Agricultural and Biological Engineers
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BP	British Petroleum
CFM	Pied cube par minute ou « Cubic foot per minute »
CWEC	Canadian Weather Year for Energy Calculation
CWEEDS	Canadian Weather Energy and Engineering Datasets
DEL	Diode électroluminescente
HR	Humidité relative
HX	Échangeurs d'air
NFACC	National Farm Animal Care Council
PRI	Période de retour sur investissement
PVC	Poly(chlorure de vinyle)
RSI	Résistance thermique en unités du Système International
TEQ	Transition Énergétique Québec
TRNSYS	Transient Systems Simulation Program
TTC	Collecteur solaire transparent perforé ou « Transpired Transparent Collector »
UNFAO	Food and Agriculture Organization of the United Nations
USDA	United-States Department of Agriculture
UTC	Collecteur solaire perforé non-vitré ou « Unglazed Transpired Collector »

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

A_{hole}	Surface d'une perforation du collecteur solaire [$^{\circ}\text{C}$]
A_{UTC}	Surface du collecteur solaire [m^2]
C_p	Capacité thermique massique du fluide [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
D	Diamètre des perforations du collecteur solaire [m]
F	Facteur d'isolation de la dalle de béton [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
F_{c-g}	Facteur de vue collecteur-sol [-]
F_{c-s}	Facteur de vue collecteur-ciel [-]
h_{conv}	Coefficient de transfert thermique par convection de l'UTC [$\text{W}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K}^{-1}$]
h_{H_2O}	Enthalpie de vaporisation de l'eau [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
h_o	Coefficient de transfert thermique par radiation à ondes longues et convection de la surface extérieure du mur [$\text{kW}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K}^{-1}$]
I_T	Rayonnement solaire incident sur la surface [$\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$]
LHP	Chaleur latente totale [kW]
LT	Programme de lumière [-]
M	Poids d'un poulet [kg]
$\dot{m}$	Débit massique d'air [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
$\dot{m}_{HX}$	Débit massique de ventilation des échangeurs d'air [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
$\dot{m}_{H_2O,aux}$	Production d'humidité par la combustion du propane [$\text{kg H}_2\text{O}\cdot\text{h}^{-1}$]
$\dot{m}_{H_2O,bird}$	Production d'humidité par les poulets [$\text{kg H}_2\text{O}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{oiseau}^{-1}$]
$\dot{m}_{H_2O,stock}$	Humidité présente dans l'air de l'enceinte [$\text{kg H}_2\text{O}\cdot\text{h}^{-1}$]
$\dot{m}_{vent}$	Débit massique de ventilation [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]

XX

N	Nombre de poulets [poulet]
NTU	Nombre d'unités de transfert [-]
Nu_D	Nombre de Nusselt [-]
P	Pas des perforations du collecteur solaire [m]
P_{bldg}	Périmètre du bâtiment [m]
P_{lum}	Puissance des lumières [kW]
Q	Flux thermique [kW]
ΔR	Différence entre le rayonnement à ondes longues du ciel et de l'environnement incident sur la surface et le rayonnement émis par un corps noir à température de l'air extérieur [kW·m ²]
RSI	Résistance thermique [m ² ·K·W ⁻¹]
R	Résistance thermique [pi ² ·°F·h·BTU ⁻¹]
Re_D	Nombre de Reynolds [-]
RH/HR	Humidité relative [%]
SHP	Chaleur sensible totale [kW]
$sLHP$	Chaleur latente spécifique [W·kg ⁻¹]
$sSHP$	Chaleur sensible spécifique [W·kg ⁻¹]
$sTHP$	Chaleur spécifique totale [W·kg ⁻¹]
T_{abs}	Température de l'absorbeur du collecteur solaire [°C]
T_{ext}	Température extérieure [°C]
T_{gnd}	Température du sol à l'extérieur [°C]
THP	Chaleur totale [kW]
T_{in}	Température de l'air à l'intérieur [°C]

$T_{in,UTC}$	Température de l'air à la sortie du collecteur solaire [°C]
$T_{sol-air}$	Température englobant les flux radiatifs et échanges avec le ciel [°C]
U_{∞}	Vitesse du vent [m/s]
V_{room}	Volume de l'enceinte [m ³]
w	Humidité absolue [kg H ₂ O·kg air sec ⁻¹]

Lettres grecques

α	Absorptivité de la surface [-]
α_{abs}	Absorptivité du collecteur solaire [-]
ε	Émissivité de la surface [-]
ε_{abs}	Émissivité du collecteur solaire [-]
ε_{HX}	Efficacité des échangeurs d'air [-]
ε_{UTC}	Efficacité du transfert thermique du collecteur solaire [-]
η_{UTC}	Efficacité du collecteur solaire [-]
κ	Conductivité thermique de l'air [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
μ	Viscosité dynamique de l'air [kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹]
ν	Viscosité cinétique de l'air [m ² ·s ⁻¹]
ν_0	Vitesse de succion du collecteur solaire [m·s ⁻¹]
ρ	Densité [kg·m ⁻³]

Indices / Exposants

<i>ext</i>	Relatif à l'extérieur du bâtiment
<i>aux</i>	Relatif au chauffage auxiliaire
<i>bird</i>	Relatif aux poulets

<i>bldg</i>	Relatif au bâtiment ou à l'enveloppe
<i>conv</i>	Relatif à la convection
<i>floor</i>	Relatif au plancher
<i>HX</i>	Relatif aux échangeurs d'air
<i>in</i>	Relatif à l'intérieur du bâtiment
<i>infil</i>	Relatif aux infiltrations
<i>lum</i>	Relatif à l'éclairage
<i>rad</i>	Relatif à la radiation
<i>roof</i>	Relatif au toit
<i>UTC</i>	Relatif au collecteur solaire
<i>vent</i>	Relatif à la ventilation
<i>wall</i>	Relatif aux murs

INTRODUCTION

Avec les tendances actuelles, il est prévu que les réserves de pétrole, gaz naturel et charbon s'épuisent dans quelques décennies, voir aussitôt que 2060 (Burek, 2010). Une réduction de la consommation énergétique ainsi que le développement envers les énergies renouvelables à l'échelle mondiale représentent le tremplin vers une indépendance envers les énergies fossiles. Selon le rapport intitulé « Energy Outlook 2019 » de BP, les énergies renouvelables sont la source d'énergie avec le plus grand taux de croissance, quadruplant d'ici les 20 prochaines années. Sur le même laps de temps, la forte croissance économique des pays émergents aura pour conséquence de doubler le produit intérieur brut mondial. C'est donc plus de 2 milliards de personnes qui sortiront des faibles revenus. La demande en énergie va donc continuer d'augmenter, mais les gains en efficacité énergétique viendront en partie compenser cette augmentation (BP, 2019). De plus, la croissance de la population, l'augmentation des revenus et l'urbanisation, notamment dans les pays émergents, causent une augmentation de la demande en nourriture. Le secteur agricole connaîtra donc une augmentation de sa production et du fait même de sa consommation d'énergie. La production de viande et d'œufs de poulets est le sous-secteur agricole qui connaît la plus forte croissance entre autres parce que cette industrie apporte une contribution importante à la sécurité alimentaire et à la nutrition grâce à des cycles de production courts (Mottet, 2017). C'est aussi le type de viande qui occupait le 2ème rang mondial en 2013 en termes de production (109,02 Mt) selon l'Organisation des Nations Unies pour l'Alimentation et l'Agriculture. Des prévisions pour 2026 de la même organisation estiment que la volaille sera en tête avec plus de 131 Mt de production comparativement à la viande porcine avec 128 Mt et la viande bovine avec 76 Mt (UNFAO, 2017).

Les données de Statistique Canada 2017, rapportent que la production totale de volaille s'élevait à 1,235 Mt comparativement aux données rapportées par le Département de l'Agriculture des États-Unis avec 25,219 Mt (USDA, 2017). La différence s'explique en partie parce que la production de volaille au Canada est caractérisée par des fermes familiales relativement de petite taille, tandis que les plus grands producteurs tels que le Brésil et les

États-Unis sont majoritairement dominés par de grandes fermes industrielles qui bénéficient de constructions verticales pour réduire leur coût d'exploitation (PrivateWaterhouseCoopers, 2018). C'est donc à l'avantage des producteurs canadiens de réduire leurs coûts de production pour mieux compétitionner dans un marché avec un géant comme les États-Unis.

La facture énergétique est la dépense la plus simple à contrôler en ayant un impact minimal sur les recettes pour les producteurs de poulets. Par contre, selon l'association des fermiers de l'Ontario (Chicken Farmers of Ontario), les dépenses en énergie représentent 0,0598 \$/kg tandis que la moulée représente 0,40643 \$/kg, sauf que réduire les dépenses en moulée aura un impact important sur le poids final des poulets et leur santé, réduisant ainsi les profits à la fin d'un cycle.

Les bâtiments d'élevage de poulets de chair requièrent une grande quantité de ventilation pour réguler le climat dans l'enceinte. Des systèmes de recouvrement de chaleur (échangeurs d'air) ont déjà fait leur preuve chez plusieurs producteurs, permettant de réduire la facture de gaz naturel de près de 40% (Bokkers, Zanten & Van Den Brand, 2010). Une autre solution de réduction des coûts de chauffage de l'air frais consisterait à utiliser l'énergie solaire pour préchauffer l'air frais entrant. Les collecteurs solaires perforés non-vitrés (*Unglazed Transpired Collector* ou UTC) sont prometteurs pour le chauffage solaire grâce à leur entretien quasi absent, leur simplicité et leur faible coût comparativement aux autres méthodes de chauffage de l'air. Cependant, peu ou aucun travail n'a été entrepris pour conclure sur la faisabilité et l'efficacité de l'utilisation simultanée de ces deux solutions.

L'objectif principal du projet est de simuler les flux de chaleur à travers les parois d'un poulailler d'élevage à l'aide d'un bilan thermique. Ce bilan est ensuite utilisé pour :

- déterminer l'énergie de chauffage auxiliaire économisée avec différentes combinaisons d'échangeurs d'air et d'UTC ;
- évaluer la faisabilité économique d'un UTC en présence ou non d'échangeurs d'air déjà sur place et ;

- obtenir le niveau d'isolation économiquement optimal pour un nouveau poulailler avec ou sans échangeurs d'air.

Trois chapitres suivent cette d'introduction. Le chapitre 1 présente une revue de la littérature sur les bâtiments industriels d'élevage de poulets et les pratiques courantes dans le domaine et les différents équipements énergétiques utilisés. Une attention particulière est portée sur les modèles de dégagement de chaleur et d'humidité des poulets. Finalement, une revue de la modélisation et du comportement des collecteurs solaires à air est effectuée. Le chapitre 2 explique le cheminement effectué pour bâtir le modèle et le valider pour être en mesure d'en extraire des résultats. Le chapitre 3 présente les résultats de simulation nécessaires pour conclure sur l'atteinte des objectifs présentés plus haut. Pour terminer, la conclusion vient compléter le mémoire et formuler les recommandations pour l'industrie et les études futures.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Introduction

Il est requis d'avoir une connaissance approfondie du fonctionnement d'un élevage de poulet de chair pour formuler des recommandations pertinentes pour le domaine en termes de consommation énergétique. Ceci inclus une revue exhaustive des pratiques courantes dans le milieu agricole ayant trait au contrôle des paramètres environnementaux, aux différents équipements utilisés ainsi qu'aux sources de chaleur et pertes thermiques présents dans un éventuel bilan thermique sur la bâtisse. Ici, une attention particulière est portée sur la prédiction du dégagement de chaleur des poulets sous forme sensible et latente. Ce dernier paramètre joue un grand rôle dans la dynamique d'un poulailler industriel dû au nombre d'animaux présents dans l'enceinte. Finalement, une revue des systèmes de préchauffage de l'air à l'aide de collecteurs solaires perforés non-vitrés est réalisée pour connaître leur modélisation.

1.2 Bâtiments d'élevage de poulet de chair

1.2.1 Construction typique de poulailler

Les bâtiments agricoles d'élevage de poulet de chair sont caractérisés par leur forme longue et étroite. Certaines constructions peuvent comporter un seul étage, tandis que d'autres peuvent comporter 2, voire 3 étages. Du colombage de 2 po x 6 po en bois permet l'installation d'isolation dans la paroi et vient renforcer la structure puis supporter la ferme de toit. Dépendamment du type de ventilation utilisé, des ventilateurs et prises d'air sont positionnés à des endroits stratégiques. Un guide d'élevage datant de 1991, recommande d'assurer les valeurs RSI suivantes pour les parois du bâtiment : RSI 5,3 $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ (R-30 $\text{pi}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{BTU}^{-1}$) pour le toit, RSI 3,5 (R-20) pour les murs et RSI 1,8 (R-10) pour les murs de fondation et la dalle sur le sol. (Proudfoot, Hamilton & Dewitt, 1991). Le Code National du Bâtiment du Canada de 2012 oblige aux maisons nouvellement construites d'avoir une isolation d'au moins R-24,5 dans les murs hors-sol et R-41 dans le toit. En comparant ces deux types de bâtiment,

il est évident que les exigences en termes d'efficacité énergétique pour les bâtiments agricoles qui consomment davantage d'énergie que les maisons sont moindres. Dans les plans de construction du poulailler moderne de référence, on retrouve plutôt des valeurs de R-20 pour les murs et R-40 pour le toit. Le toit requiert une meilleure isolation pour réduire la pénétration du rayonnement solaire lors des journées chaudes. Lors de journées plus froides, un toit bien isolé permet de réduire les pertes de chaleurs et la consommation globale d'énergie pour maintenir la température de consigne.

1.2.2 Systèmes de chauffage

Le chauffage des enceintes est un point critique de l'élevage de poulets. Étant donné que ces derniers régulent leur température interne avec l'homéostasie (capacité à garder sa température dans certaines limites malgré une température ambiante différente), les poulets vont dépenser plus d'énergie pour maintenir leur température si l'écart entre les deux milieux est trop élevé. C'est donc à l'avantage des éleveurs d'installer un système de chauffage qui s'adapte aux besoins des oiseaux. Un oiseau qui dépense moins d'énergie pour réguler sa température, pourra emmagasiner cette énergie en masse plutôt qu'en perte de chaleur. Les premiers jours où les poussins arrivent dans l'enceinte représentent un moment décisif pour le reste de l'élevage. En effet, les jeunes poussins ont beaucoup plus de difficulté à réguler leur température que les poulets plus vieux. Une recherche a déterminé que lorsqu'on couve les poussins à des températures de consigne trop basse par rapport à leur capacité de régulation, le taux de mortalité dû aux ascites et le taux de mortalité total augmentent de façon significative (Deaton, Brandon, Simmons & Lott, 1996).

On peut catégoriser les méthodes de chauffage en deux principales catégories : par convection et par rayonnement. Le chauffage par convection projette de l'air réchauffé dans l'enceinte pour élever la température de l'air dans la pièce. De son côté, le chauffage radiant ne fait pas circuler l'air ni le réchauffe, mais réchauffe plutôt les surfaces visées par l'élément chauffant. Un premier système de chauffage couramment utilisé est l'emploi de coupoles radiantés au gaz. Ce système produit de la chaleur sous forme de radiation qui réchauffe les surfaces plutôt

que l'air. La coupole reflète la radiation vers le sol sous forme circulaire. Étant donné que la chaleur est plus élevée directement sous la coupole et diminue plus on s'éloigne du centre, les poulets peuvent ajuster leur position par rapport à la zone couverte par le rayonnement dépendamment de leur besoin en chaleur. Plusieurs de ces coupoles sont installées en plusieurs rangées parallèles tout au long de l'enceinte (Keys to successful brooding, 2001).



Figure 1.1 Coupole radiante au gaz
Tirée de Chauffage Roxell (2018)

Le chauffage à l'eau chaude est une méthode courante pour le chauffage des poulaillers. On y retrouve généralement une chaudière, une pompe de recirculation et des tuyaux de distribution. Les radiateurs peuvent être fixés sur les murs ou suspendus au plafond sous des entrées d'air, disposés sur le sol ou intégrés à l'intérieur du plancher. Un entretien régulier des tuyaux de distribution est requis dû à l'accumulation de poussière extérieure qui diminue le transfert de chaleur.

Une autre alternative est le chauffage de l'air convectif par une fournaise au propane ou au gaz naturel. Ce type d'appareil est économique, mais requiert beaucoup d'entretien si la prise d'air se trouve dans le bâtiment même. En effet, la poussière s'accumule rapidement dans l'admission réduisant l'efficacité du chauffage. L'ajout de ventilateurs de recirculation permet de pallier le problème de distribution uniforme de la chaleur.

Le chauffage électrique est une autre alternative plus onéreuse, mais possède plusieurs avantages tels qu'un temps de réponse instantané, un entretien facile, du chauffage localisé, un fonctionnement silencieux et une efficacité se rapprochant de 100%.

Finalement, les systèmes de radiation infrarouge ont démontré une économie des coûts de carburant de 15 à 30% (Lacy, 2002). Ce type de chauffage est plus sécuritaire que les coupoles radiantés au gaz puisque la flamme est contenue dans le tube radiant. En effet, une longue flamme est produite dans un tube d'acier qui lui diffuse ensuite sa chaleur sous forme de radiation (Gouvernement de l'Alberta, 2018a). Un réflecteur est positionné au-dessus du tube pour distribuer la chaleur radiante aux animaux.



Figure 1.2 Système de radiation infrarouge au milieu.
Tirée de The Poultry Site (2014)

1.2.3 Chauffage indirect

Le chauffage indirect comprend l'énergie dégagée par l'éclairage, les moteurs électriques, le personnel, etc. Cette énergie générée est souvent posée comme négligeable lors de bilans thermiques (ASABE, 2008; El Zanaty, 2015; Feddes, Leonard & McQuitty, 1984) surtout lorsque des sources lumineuses non-incandescentes sont utilisées comme les lumières

fluorescents et les lumières DEL. Cette source est dans les faits de plus d'un ordre de grandeur inférieure aux principales autres sources d'énergie.

1.2.4 Ventilation

La ventilation dans cette classe de 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 : ventilation minimum et ventilation pour le contrôle d'humidité et de température. La ventilation minimum permet d'assurer une bonne qualité de l'air. 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 ou molécules nocives comme le dioxyde de carbone (CO₂), le monoxyde de carbone (CO), l'ammoniac (NH₃) et la poussière sont maintenus au minimum. La ventilation pour le contrôle de l'humidité et de la température sert plutôt à garder la consigne de température et d'humidité de la bâtisse. Il est recommandé de garder le contrôle de la ventilation minimum indépendant de tout système de contrôle de la température, pour s'assurer d'un certain niveau de qualité de l'air (Cobb-Vantress, 2010).

On distingue deux types de systèmes de ventilation: 1) les systèmes à pression positive et à pression négative. Dans le premier cas, l'air frais est forcé par des ventilateurs vers l'intérieur du bâtiment amenant l'air souillé à sortir par des sorties prévues à cet effet. Les systèmes à pression positive sont mieux adaptés dans les cas où l'air entrant doit être filtré. L'énergie thermique dégagée par les ventilateurs représente 20 à 30% de l'énergie totale consommée par ceux-ci, et est ajoutée à l'enceinte. Ceci est désirable en hiver, puisque l'énergie des ventilateurs est transmise à l'enceinte, mais contreproductif en été. De plus, ces ventilateurs peuvent induire des vitesses de l'air très importantes et trop élevées pour assurer le confort des animaux; 2) les systèmes à pression négative créent une pression négative en expulsant l'air souillé par les ventilateurs. L'air frais est donc admis dans l'enceinte pour équilibrer la pression intérieure. Dans ce type de système, il est important de considérer une perte d'efficacité dû à l'accumulation de poussière sur les ventilateurs, mais la chaleur dégagée par ceux-ci n'est pas

injectée dans le bâtiment ce qui est un avantage lorsque la ventilation est contrôlée par la température interne. Aussi, l'uniformité de l'air distribué peut-être affectée par la pression du vent extérieur (ASABE, 2008).

Un guide recommande d'installer un système de ventilation minimum qui fonctionne au moins 20% du temps. Pour déterminer le débit d'air requis, il faut donc connaître le volume de l'enceinte et la fréquence du renouvellement d'air à prescrire. Ex: Volume de 3 600 m³, changement d'air aux 8 minutes avec 2 min de fonctionnement, donne un débit de 108 000 m³/h ou 63 600 CFM (Cobb-Vantress, 2010). Le désavantage de ce modèle simplifié de calcul est qu'il ne s'adapte pas à l'âge ou au poids des poulets qui eux produisent de plus en plus de particules nocives. En général, les producteurs ventilent peu dans les premiers jours d'élevage pour le confort des oiseaux.

Une autre publication recommande de fixer la capacité de ventiler à 0,54 à 3,8 m³ d'air par heure par 3 kg d'oiseaux dans l'enceinte (Proudfoot et al., 1991). Par exemple, 20 000 oiseaux de 2 kg correspondent 13 333 fois 3 kg et entre 21 150 et 149 100 CFM (35 900 et 253 300 m³/h) sont requis.

L'ASABE (*American Society of Agricultural and Biological Engineers*) explique que pour obtenir le taux de ventilation requis, il faut analyser les taux de transfert de chaleur dans le bâtiment avec le bilan thermique suivant (ASABE, 2008):

$$Q_S + Q_E + Q_{supp} = Q_M + Q_B + Q_V + Q_{stored} \quad (1.1)$$

Tiré de ASABE, 2008, p. 2

Où Q_S est le taux de transfert de chaleur sensible dissipée par les oiseaux, Q_E est le taux de transfert de chaleur dégagée par les équipements électriques tels que les moteurs et les lumières. Ce terme est généralement petit et peut être négligé. Q_{supp} est le taux de transfert de chaleur ajoutée au bâtiment par les appareils de chauffage. Le taux de transfert de chaleur requis pour évaporer l'humidité est représenté par Q_M . Q_B représente le taux de transfert de

chaleur qui passe par les murs, le toit et le sol. Le terme Q_v désigne le taux de transfert de chaleur sensible échangé dans la ventilation. Puis finalement Q_{stored} correspond à l'énergie thermique emmagasinée ou libérée par les matériaux du bâtiment, par unité de temps, en particulier par les planchers en béton. Ce dernier terme est nul lorsqu'on procède à une analyse en régime permanent. En sachant que le terme de la ventilation est défini par $Q_v = \dot{m}C_p\Delta T$, où $\dot{m}$ est le débit massique, C_p la chaleur spécifique de l'air et ΔT la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur, l'équation du bilan peut être réarrangée ainsi pour extraire le débit massique d'air:

$$\dot{m} = \frac{Q_S + Q_E + Q_{\text{supp}} - Q_M - Q_B - Q_{\text{stored}}}{c_p\Delta T} \quad (1.2)$$

Tiré de ASABE, 2008, p. 2

Le guide « Minimum Ventilation Rates for Today's Broiler » de Aviagen Brief a construit un tableau permettant de connaître le taux de ventilation minimum pour des oiseaux allant de 0.05 kg (0.08 m³/h par tête) à 4.40 kg (2.625 m³/h par tête) (Aviagen, 2016). Plus précisément, ces valeurs sont données pour des températures extérieures entre -1 et 16 °C.

1.2.5 Humidité

L'humidité relative dans le bâtiment est affectée par différents facteurs incluant l'humidité extérieure, le type et le nombre de buveurs (appareils qui assurent l'approvisionnement en eau des poulets), la densité, la grosseur et l'âge du poulet, la température et la ventilation (de Jong, Berg, Butterworth & Estevez, 2012). L'humidité relative de l'air dans l'enceinte doit respecter certains niveaux. Trop d'humidité dans l'air rendra la litière trop mouillée, augmentant ainsi les émissions d'ammoniac. D'autre part, un niveau d'humidité trop faible asséchera la litière à un point tel que des problèmes dus à une quantité importante de poussière pourraient survenir. Des études (Vest, 1997; Jones, Donnelly & Dawking, 2005) ont démontré qu'une augmentation de l'humidité relative dans l'enceinte mène à une diminution de la consommation de moulée. Une documentation intitulée « Broiler Management in Hot Weather

» recommande une humidité de départ de 60-70% (Aviagen, 2016), tandis qu'une publication du gouvernement de l'Alberta recommande un taux d'humidité relative entre 50 et 70% (Gouvernement de l'Alberta, 2018b). L'intervalle d'humidité relative prescrite est relativement semblable d'une source à l'autre.

1.2.6 Ammoniac

L'ammoniac est un gaz incolore qui possède une odeur très prononcée. Les principaux effets toxiques sont restreints à l'endroit où le gaz est entré en contact avec les organismes et comprennent l'irritation ou brûlure de la peau, des yeux, des voies respiratoires, de la bouche et du tube digestif (Santé Canada, 2016). L'ammoniac que l'on retrouve dans les bâtiments agricoles provient des matières fécales excrétées par les oiseaux. Ce gaz affecte la volaille de plusieurs manières, par exemple en causant de l'irritation à la muqueuse des yeux et du système respiratoire réduisant ainsi la consommation de moulée et la prise de poids (Kristensen & Wathes, 2000; Homidan, Robertson & Petchey, 2003). Des niveaux d'ammoniac au-dessus de 25 ppm (irritation nasale et oculaire pour l'humain) ont démontré un effet négatif sur la prise de poids des animaux de l'ordre de 4 à 8% et aussi l'augmentation du taux de conversion de la moulée de 3 à 6% (Lacy, 2002) (le taux de conversion est la masse de nourriture consommée par rapport à la masse de chair produite en fin d'élevage). Les taux de ventilation minimum prescrits par les nombreux guides d'élevage tiennent en compte la production d'ammoniac.

1.2.7 Température de consigne

La température de consigne dans l'enceinte est un paramètre délicat à contrôler en raison de son impact sur la capacité des oiseaux à transformer la nourriture en masse. Une température trop basse lors de l'élevage peut en effet avoir des conséquences négatives sur le gain en masse des poulets (Lacy, 1997; Lacy, 2002). La source de chauffage utilisée va dicter la température de l'air requise dans l'enceinte. En effet, le chauffage de l'air par gaz ou propane exige une température ambiante plus élevée, car la majorité du transfert de chaleur aux poulets se fait par l'air. Dans le cas du chauffage par coupole radiante, les poulets vont chercher un gain de chaleur avec les surfaces réchauffées par la coupole. La température ambiante peut donc être

plus basse dans ce dernier cas. Il existe une multitude de guides d'élevage, plusieurs publiés spécifiquement pour une souche de poulet en particulier. Un guide de 1991 conseille de maintenir une température de 35 °C pour la première semaine, puis de réduire graduellement la température de 3,5 °C par semaine jusqu'à ce que 20 °C soit atteint (Proudfoot et al., 1991). Un autre auteur recommande de débiter avec 31 °C et de réduire la température graduellement pour atteindre 18-21 °C en fin de production Lacy (2002). Une prochaine publication recommande une température de départ de 30 °C (Aviagen, 2016).

Tableau 1.1 Températures de consigne selon plusieurs sources

Référence	Température de départ	Chute de température	Température de fin
Raising Chicken Can, 1991	35 °C	-3,5 °C/semaine	20 °C
Lacy 2002*	31 °C	Graduelle	18-21 °C
NFACC – Code of Practice**	30-34 °C (1-7 jours)	-2 à -3 °C/semaine (1-5 semaines)	18-24 °C (plus de 6 semaines)
Management Handbook, ROSS 2018	30 °C	Graduelle	27 °C (à partir de 27 jours)

*Dans le cas du chauffage par coupole radiante

**En assumant une humidité relative de 50-70%

En somme, les profils de température sont à peu près tous similaires et visent tous à augmenter le confort des animaux et d'obtenir un bon taux de conversion de la moulée en masse.

1.2.8 Consommation d'eau et de moulée

Les oiseaux consomment de 1,5 à 2 fois plus d'eau que de moulée (Dozier & Donald, 2001a). C'est seulement 20% de l'eau consommée qui est retenue par le poulet. Le 80% restant est relâché dans les selles. Un poussin rejette environ 0,06 oz (1,7 g) d'eau par heure dans la première semaine et environ 0,11 oz (3,1 g) dans la deuxième semaine. Cette quantité augmente avec l'âge du poulet et son poids. Tout ceci représente une quantité non négligeable

d'eau qui est introduite dans la dynamique thermique du bâtiment agricole, surtout lorsque l'on considère des milliers d'animaux.

1.3 Pertes thermiques du bâtiment

Les pertes thermiques d'un poulailler peuvent survenir de diverses sources, entre autres la ventilation, les infiltrations d'air, la conduction à travers les parois de l'enveloppe et le sol. La proportion de chacune des sources par rapport à l'autre est très différente. Par exemple, les pertes lorsque la ventilation est en marche sont beaucoup plus importantes que les pertes par les murs et par le sol, car on expulse d'énormes débits d'air qui a été chauffé préalablement (DeShazer, Feddes & McQuitty, 1982).

1.3.1 Pertes par l'enveloppe

Il existe différentes méthodes pour estimer le flux de chaleur passant à travers les parois. Ces méthodes reposent entre autres sur l'utilisation d'un gradient de température de part et d'autre du mur : le gradient entre la température de l'air intérieur et extérieur, la température de la surface interne et externe, puis la température de l'air interne et la température de surface interne à travers la couche limite de l'air (DeShazer et al., 1982). Pour les deux premières méthodes, les conditions de régime permanent sont assumées et les valeurs de résistance thermique des composantes individuelles sont approximatives (ASHRAE, 2017). Une recherche (DeShazer et al., 1982) compare les trois différentes méthodes de calcul pour deux bâtiments de vaches laitières avec les mesures obtenues à partir de capteurs de flux thermique. Ces capteurs sont généralement utilisés pour déterminer la valeur U des bâtiments. Il a été rapporté qu'il existe une différence majeure entre les températures de surface extérieure d'une face orientée nord et d'une orientée sud durant le jour. Cette différence peut être expliquée par la radiation solaire qui réchauffe la face orientée sud. Ces observations illustrent la difficulté d'estimer les flux thermiques avec les méthodes air-à-air et surface-à-surface quand on considère les changements de température extérieure et la radiation solaire. Sur base horaire, la méthode utilisant la température de surface interne à travers la couche limite de l'air présente des résultats concordant avec ceux des capteurs de flux thermique. Ceci est expliqué par le fait

que le stockage d'énergie des murs peut être ignoré. Encore sur une base horaire, le calcul de flux thermique avec la méthode surface-à-surface semble irréaliste pour une façade orientée sud puisque le stockage d'énergie n'est pas pris en compte, ce qui n'est pas le cas pour la façade orientée nord. Toutefois, les trois méthodes sont acceptables pour des prédictions de la quantité totale d'énergie perdue par la structure sur une base long-terme.

L'ASHRAE propose une méthode de calcul pour prédire les flux thermiques à travers un mur en utilisant la méthode air-à-air, mais qui remplace la température ambiante extérieure par un terme qui inclut les impacts combinés de la radiation et la convection. Ce terme est couramment appelé la température sol-air. Par définition, c'est la température extérieure qui, en l'absence de toute radiation, donne le même taux de transfert de chaleur que si on considérait la radiation solaire incidente, l'échange d'énergie avec le ciel et l'environnement, et la convection avec l'air extérieur. Le désavantage de l'arrivée de ce nouveau terme est l'inclusion de multiples autres paramètres à estimer comme les coefficients de transfert par convection et radiation qui eux introduisent davantage de paramètres à estimer aussi (ASHRAE, 2017).

En ce qui a trait aux pertes à travers le sol, (Albright, 1990) rapporte que le transfert de chaleur à travers le plancher se produit majoritairement dans la région du périmètre. Le flux est proportionnel au périmètre du bâtiment et à la différence de température entre l'extérieur et l'intérieur. Toutefois, dans les bâtiments d'élevage où la litière est utilisée, le flux thermique peut être considéré négligeable (Albright, 1990; Medeiros, Baêta, Tinôco Oliveira, Albino & Cecon, 1997).

1.3.2 Pertes par ventilation mécanique

Étant cruciale pour le maintien de bonnes conditions environnementales à l'intérieur du poulailler, la ventilation mécanique évacue une énorme quantité de chaleur lorsque mise en marche. C'est la plus grande source de perte thermique du bâtiment. Pour avoir une idée de l'ordre de grandeur, un bâtiment de 76,2m par 18,3m par 2,5m isolé avec R-20 dans les murs et R-40 dans le toit, évacuant 50 000 CFM (84 950 m³/s) avec une température intérieure de

25 °C et -10 °C à l'extérieur rejette environ 1 000 kW en ventilation et moins de 10 kW en conduction à travers les parois. Dans le cas où les bâtiments sont munis de ventilateurs à vitesse fixe, un débit d'air convenant exactement aux besoins du producteur est rarement atteignable. Les mises en marche et les arrêts successifs de la ventilation permettent d'obtenir plus ou moins le même climat que si le taux de ventilation pouvait être varié pour chaque ventilateur. En effet, (Teitel et al., 2008) ont pu démontrer qu'il était possible de réduire la consommation d'électricité de 25 % pour un bâtiment d'élevage de poulet de chair en utilisant des variateurs de fréquence sur les ventilateurs.

Une solution pour réduire les pertes en ventilation directe est d'installer des échangeurs d'air qui utilisent l'air chaud de l'enceinte rejetée vers l'extérieur pour préchauffer l'air frais entrant. En complément avec la ventilation mécanique, les échangeurs d'air permettent d'avoir le même débit de ventilation en récupérant une partie de l'énergie du poulailler. Cette énergie récupérée réduit à son tour le besoin en chauffage et donc les émissions de CO₂ lorsque les énergies fossiles sont utilisées. Une étude réalisée par (Bokkers, Zanten & Van Den Brand, 2010) a recueilli des données sur 25 poulaillers situés en Belgique, Allemagne et Pays-Bas pour comparer la performance des poulets, la consommation d'énergie et les émissions de CO₂ avec et sans échangeurs. Il a été démontré que la présence d'échangeurs dans les poulaillers avait tendance à augmenter le gain de poids quotidien des poulets. Sur 13 des 25 poulaillers, l'utilisation de gaz a été réduite de 38%. Les producteurs ont par ailleurs été satisfaits des échangeurs, après avoir remarqué une amélioration du climat intérieur, de la qualité de la litière et d'une meilleure distribution de température et des poulets dans l'enceinte.

1.3.3 Pertes par ventilation naturelle (infiltration)

La ventilation naturelle et les infiltrations d'air sont entraînées par la présence d'une différence de pression à travers le bâtiment causée par le vent et la différence de densité d'air entre l'intérieur et l'extérieur. L'étanchéité à l'air de l'enveloppe du bâtiment, les systèmes déplaçant de l'air et les paramètres du vent induisent tous des différences de pression dans l'enceinte. Le taux d'infiltration d'air est un paramètre délicat à estimer, principalement dû à l'éventail des

différentes variables impliquées. Les fuites d'air peuvent être plus précisément mesurées avec de test de pression, aussi appelé test d'infiltrométrie avec une porte soufflante. Dans cette procédure, un ventilateur à vitesse variable est monté dans une petite ouverture de la porte et induit une grande différence de pression uniforme dans la pièce contrôlée. Le débit d'air requis pour maintenir la différence de pression est mesuré pour une série de gradient de pression allant d'environ 0,04 à 0,30 po. H₂O. À la suite du test, une équation peut être estimée et utilisée pour prédire les fuites d'air pour une différence de pression donnée. Les infiltrations d'air varient grandement d'un bâtiment à un autre en fonction de l'âge de construction, des caractéristiques de la structure, le type de ventilation utilisé et le niveau d'entretien du poulailler. En réalité, en comparant des bâtiments similaires à 25 Pa de gradient de pression (0,10 po. H₂O), un poulailler peut voir 4,8 m³/s (10 170 CFM) d'air s'infiltrer par les parois, tandis qu'un autre peut voir jusqu'à 11 m³/s (23 300 CFM) (Lopes, 2010).

Il a aussi été démontré que même fermés, les volets des ventilateurs peuvent laisser passer une quantité significative d'air. Pour un ventilateur de 48 po., on observe jusqu'à 350 CFM pour des volets en PVC et 304 CFM pour des volets en aluminium, tous deux à 0.10 po. H₂O de pression statique (Donald, 1997).

1.4 Chaleur dégagée par les poulets

1.4.1 Modèles mathématiques

Tous les animaux de ferme sont des organismes homéothermes (doivent garder leur température corporelle relativement constante). L'animal dissipe de l'énergie en partie pour maintenir ses fonctions vitales, mais aussi pour sa productivité (convertir la moulée en masse).

L'énergie totale dégagée par les animaux peut être séparée en chaleur sensible et chaleur latente. Les résultats expérimentaux sur la chaleur latente et sensible dégagée par les poulets sont rares, dû au fait que les recherches se concentrent sur l'énergie totale. La chaleur sensible est dissipée en accordance avec le gradient de température entre l'environnement et la température interne de l'animal. Lorsque la température ambiante et celle de l'animal est la

même, il n'y donc pas de chaleur sensible dégagée. De son côté, la chaleur latente est dissipée sous forme d'humidité par les voies respiratoires, la défécation et l'urination. Les poulets ne possèdent pas de glandes sudoripares, donc la chaleur latente est expulsée par halètement seulement. La chaleur latente va donc augmenter pour équilibrer la diminution de chaleur sensible lorsque la température augmente. L'équilibre entre la chaleur latente et sensible est affecté par des facteurs comme le type d'animal, le stade de production, la surface du corps, le type de fourrure/plumes, la sécheresse de la peau et l'habilité à suer. Au niveau du sol, la chaleur et l'humidité proviennent de plusieurs sources. Entre autres, l'eau évaporée de la moulée humide, de l'eau renversée par les abreuvoirs, et finalement du fumier. La chaleur latente est souvent sous-estimée parce qu'elle ne prend pas en compte l'évaporation de l'eau de la moulée, du fumier et des surfaces mouillées. Toutes ces sources sont également affectées par le régime de moulée, le programme de lumière et la routine de travail (Pedersen & Sällvik, 2002).

Plusieurs efforts ont été alloués à la représentation de la chaleur et de l'humidité dégagée par des poulets de chair au travers du temps. (Longhouse, Ota, Emerson & Heishman, 1968) ont notamment obtenu des valeurs de production de chaleur et d'humidité pour un poids et une température donnés, sans toutefois inclure la part produite par la litière puisque les données ont été obtenues d'études calorimétriques. (Reece & Lott, 1982a) ont répété un exercice similaire, mais cette fois-ci en incluant la proportion d'humidité et de chaleur produite par la litière, encore pour un poids et une température donnés. Il est mentionné dans cet article que les études calorimétriques rapportées par (Davies, 1951; Colby et al., 1967; Longhouse et al., 1968; Denbow et Kuenzel, 1981) sont d'une utilité limitée pour le calcul des charges de ventilation parce qu'elles n'incluent pas la part d'humidité produite par la litière. D'autre part, les données calorimétriques ne représentent pas fidèlement l'effet du regroupement d'un grand nombre d'oiseaux dans une enceinte. Des efforts ont été faits dans le passé pour corriger les données calorimétriques en estimant l'humidité contenue dans le fumier, mais les résultats furent insatisfaisants.

(Feddes et al., 1984) ont obtenu une régression permettant d'obtenir la production d'humidité et d'énergie totale par oiseau en fonction de l'âge des animaux. Cette étude comprend la litière, mais ne spécifie pas le poids des oiseaux au cours d'un cycle. On rapporte par ailleurs le poids final des poulets à la fin du cycle. L'étude réalisée mesurait les pertes par ventilation et conduction, ne gardant que l'énergie produite par les oiseaux comme inconnue. Ce terme englobait aussi toutes les pertes ou les gains associés aux lumières, moteurs et l'énergie produite par la litière. Ces dernières ont été assumées comme négligeables, donc toutes ces sources ont été regroupées pour représenter l'énergie provenant des oiseaux. Contre intuitivement, le chauffage additionnel augmente avec l'âge des poulets, car ceux-ci ne peuvent produire assez de chaleur pour venir balancer les pertes grandissantes en ventilation. Il est important de mentionner que la chaleur dissipée par les animaux dépend de la température ambiante. Les corrélations obtenues ont été établie pour des bâtiments commençant l'élevage à 31-33 °C et diminuant à approximativement 21 °C au cours de 7 semaines. Cette plage de température s'accorde bien avec plusieurs guides d'élevage.

(Chepete & Xin, 2001) proposent une revue de littérature détaillée sur la production de chaleur et d'humidité des poulets de chair, des poules pondeuses et des dindes. Pour les poulets de chair en particulier, l'étude s'est effectuée pour des expérimentations allant de (Ota & Garver, 1958) à (Pedersen & Thomsen, 2000). (Xin et al., 2001) établissent dans la même année une corrélation permettant d'obtenir la chaleur totale dégagée par les poulets, basée entre autres sur le programme lumineux et le poids des poulets. L'étude a été réalisée sur 20 poulaillers de 18 000 oiseaux avec une période de croissance de 56 jours. Les régressions permettent de prédire la chaleur totale, sensible et latente pour des gammes de poids (0,4 à 3,2 kg), de température (20 à 32 °C), d'humidité relative (30 à 80%) ainsi que de photopériode (éclairage ou noirceur).

La Figure 1.3 compare les différentes études recensées par (Chepete & Xin, 2001) ainsi que le modèle proposé par (Xin et al., 2001). Il est important de mentionner que les valeurs en début de cycle sont pour la plupart peu significatifs puisque les études ne sont pas réalisées à partir de la naissance des poussins.

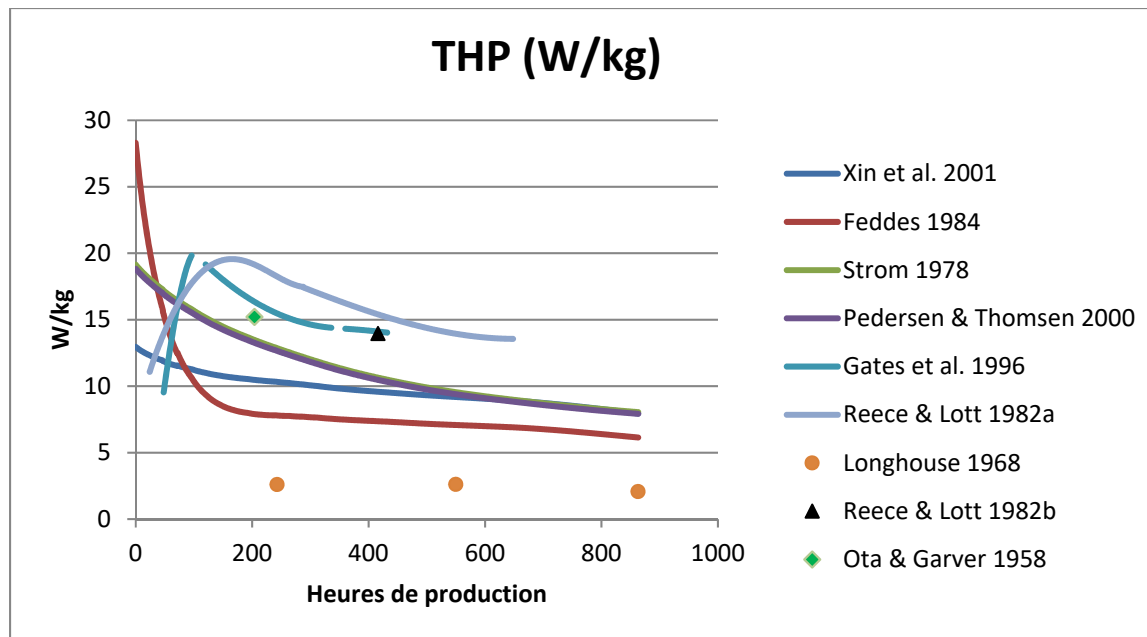


Figure 1.3 Graphique sommaire des modèles de dégagement de chaleur des poulets au cours des années

1.4.2 Impacts de l'évolution des souches de poulets

La sélection des souches plus performantes pour la production de poulet au travers des années a fait en sorte que les poulets d'il y a plusieurs décennies ne produisent pas la même quantité de chaleur à poids égal. Les poulets modernes ont une meilleure conversion de la moulée, grossissent plus rapidement et sont abattus plus jeunes. Toutes les recherches sur le sujet démontrent une amélioration des performances des oiseaux depuis les années 1950. Le tableau 1.2 résume les conclusions de divers auteurs sur le sujet.

Plusieurs auteurs dans la littérature suggèrent que ces changements soient dus à la génétique, la nutrition ou l'amélioration de la gestion des élevages. Il serait donc adéquat d'avoir des recherches périodiques et systématiques pour mettre à jour les écarts en production de chaleur et d'humidité des poulaillers modernes.

Tableau 1.2 Impacts de l'évolution des souches de poulets

Référence	Conclusion
(Chepete, Xin, Puma & Gates, 2004)	Les poules modernes ont démontré une plus grande production de chaleur totale de l'ordre de 12-37% comparativement à celles d'il y a 30-60 ans
(Chepete & Xin, 2001)	La production de chaleur totale pour des oiseaux de 1,4 et 1,6 kg a augmenté de 15 et 22% respectivement entre les années 1968 et 2000
(Proudfoot et al., 1991)	En 1950, les poulets étaient abattus à l'âge de 84 jours et pesaient 1,36 kg. En 1988, les poulets étaient abattus à 42 jours et pesaient 2,00 kg.
(Zuidhof et al., 2014)	Entre 1957 et 2005, la sélection commerciale des poulets d'élevage a engendré une augmentation de plus de 400% de la croissance des oiseaux, accompagné d'une réduction de 50% en conversion de la moulée

1.5 Collecteur solaire perforé

Il existe plusieurs solutions pour utiliser l'énergie solaire à des fins de chauffage, mais les systèmes de chauffage de l'air solaire demeurent la solution avec le plus de potentiel. Le chauffage solaire de l'air est utilisé pour diverses applications incluant le séchage agricole, textile et produits marins, mais aussi pour le chauffage de bâtiments. Les collecteurs solaires plats ont été les plus populaires parmi les différents types de collecteurs qu'on peut retrouver. Ils consistent généralement d'un vitrage couplé d'un absorbeur solaire monté sur un matériau isolant à l'arrière. On dénombre plusieurs types de collecteurs solaires plats. Les exemples suivants ne représentent qu'une partie des types de collecteurs à air qu'on peut retrouver.

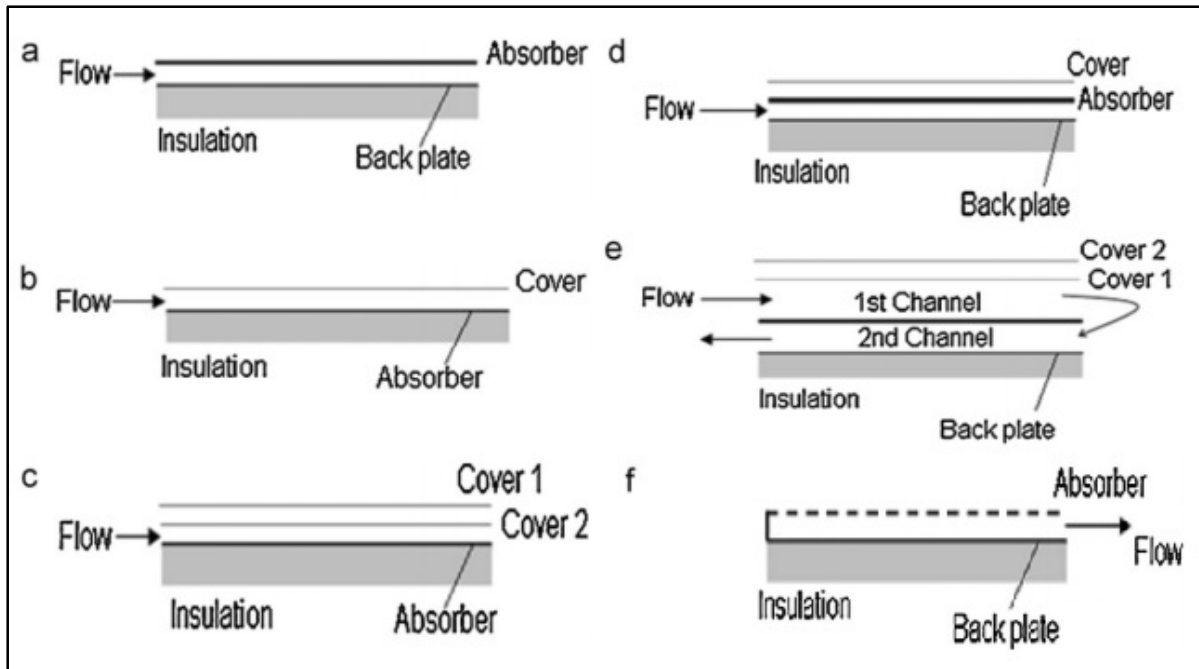


Figure 1.4 (a) *Bare plate solar air heater*. (b) *Single cover solar air heater*. (c) *Double cover solar air heater*. (d) *Single cover solar air heater*. (e) *Double Pass type solar air heater*. (f) *Transpired solar collector*.

Tirée de Shukla et al. 2012

Les collecteurs solaires perforés sont une autre forme modifiée de système de chauffage solaire de l'air (Figure 1.4f). Communément appelés *Unglazed Transpired Collectors* ou UTC, ce type de collecteur ressemble beaucoup aux collecteurs *Bare plate* puisque l'absorbeur est aussi exposé à l'extérieur. Cependant, sa surface est perforée, permettant ainsi à l'air d'entrer par de petits trous et de circuler sous l'absorbeur. Les UTC opèrent à basse température, ce qui mène à une efficacité de conversion élevée.

Dans ce type de système, l'énergie solaire est utilisée pour réchauffer la surface de l'absorbeur qui transmet son énergie thermique à l'air ambiant. La surface de l'absorbeur est généralement une feuille métallique qui peut être facilement intégrée à la paroi d'un bâtiment. La surface de contact entre l'air et la plaque de métal est augmentée en aspirant de l'air à travers les petites perforations vers l'intérieur du plénum entre l'absorbeur et la paroi isolée. Les perforations ne recouvrent généralement qu'une petite partie de la surface de l'absorbeur (aussi appelé porosité). Il a été rapporté que la porosité des UTC varie entre 0,5 et 2% de la surface totale du

collecteur (Dymond & Kutscher, 1997). L'air frais préchauffé entre finalement dans l'enceinte et réchauffe l'air ambiant. Dans les cas où on ne veut pas préchauffer l'air, pour certains jours d'été par exemple, l'UTC peut être contourné en utilisant une entrée d'air différente et en bloquant l'air venant du plénum. La théorie de base du transfert de chaleur entre le collecteur et l'air repose sur diverses approximations comme un flux homogène, l'état de régime permanent et plusieurs autres (Leon & Kumar, 2007). On rapporte également qu'environ 62% du gain de chaleur est obtenu dans la couche limite de la surface externe de l'absorbeur, 28% survient lorsque l'air traverse les perforations, puis le 10% provient du derrière de l'absorbeur (Van Decker, Hollands & Brunger, 2001).

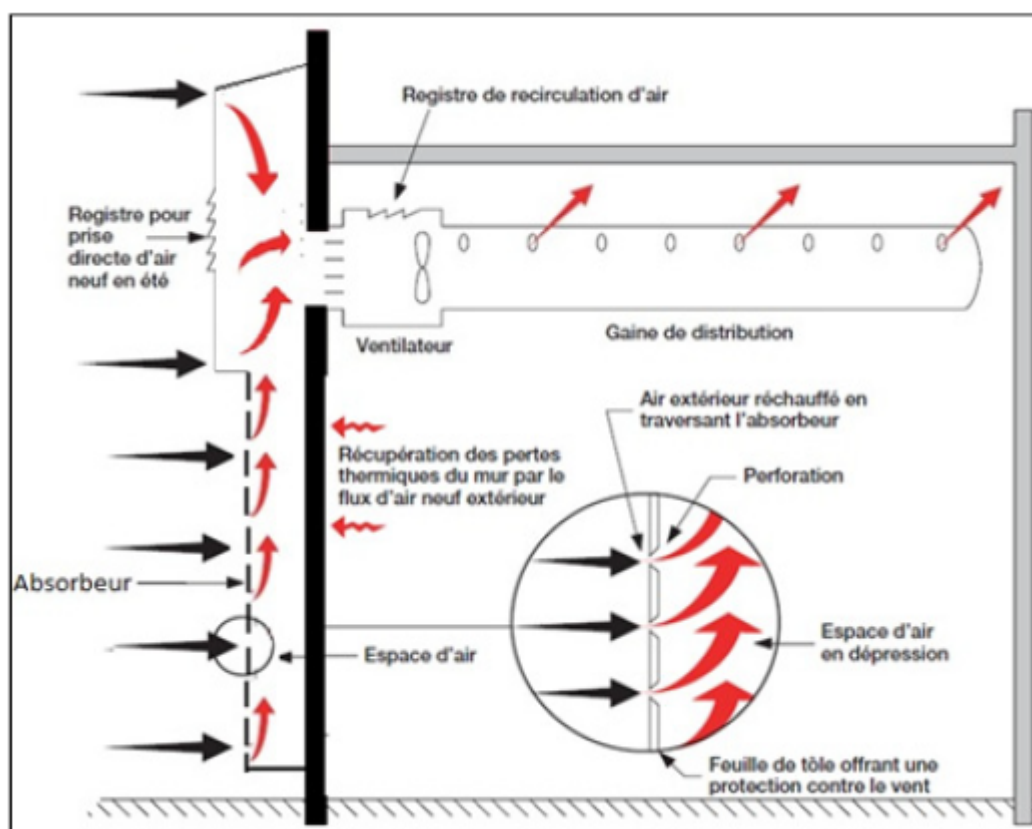


Figure 1.5 Schéma d'un collecteur solaire perforé non-vitré (UTC).
Tirée de RETScreen (2012)

Une autre forme de système de chauffage solaire de l'air appelé *Transpired Transparent Collector* (TTC) ou capteur transparent perforé, peut également être utilisée. La majeure

différence avec l'UTC est qu'au lieu d'avoir l'absorbeur perforé en premier plan, un vitrage polymère perforé est placé devant. Le rayonnement solaire est transmis par le vitrage perforé et absorbé par la surface foncée sur le mur. Le fonctionnement demeure le même : un système de ventilation crée une pression différentielle négative dans le plénum, l'air extérieur entre par les petites perforations du vitrage puis est réchauffé par l'absorbeur situé sur la paroi du mur. Le TTC offre plusieurs avantages comme un faible poids, une plus faible température de surface pour un rayonnement et une température ambiante équivalente, une résistance à la corrosion et une meilleure possibilité d'intégration esthétique sur des bâtiments existants (Badache, 2013).

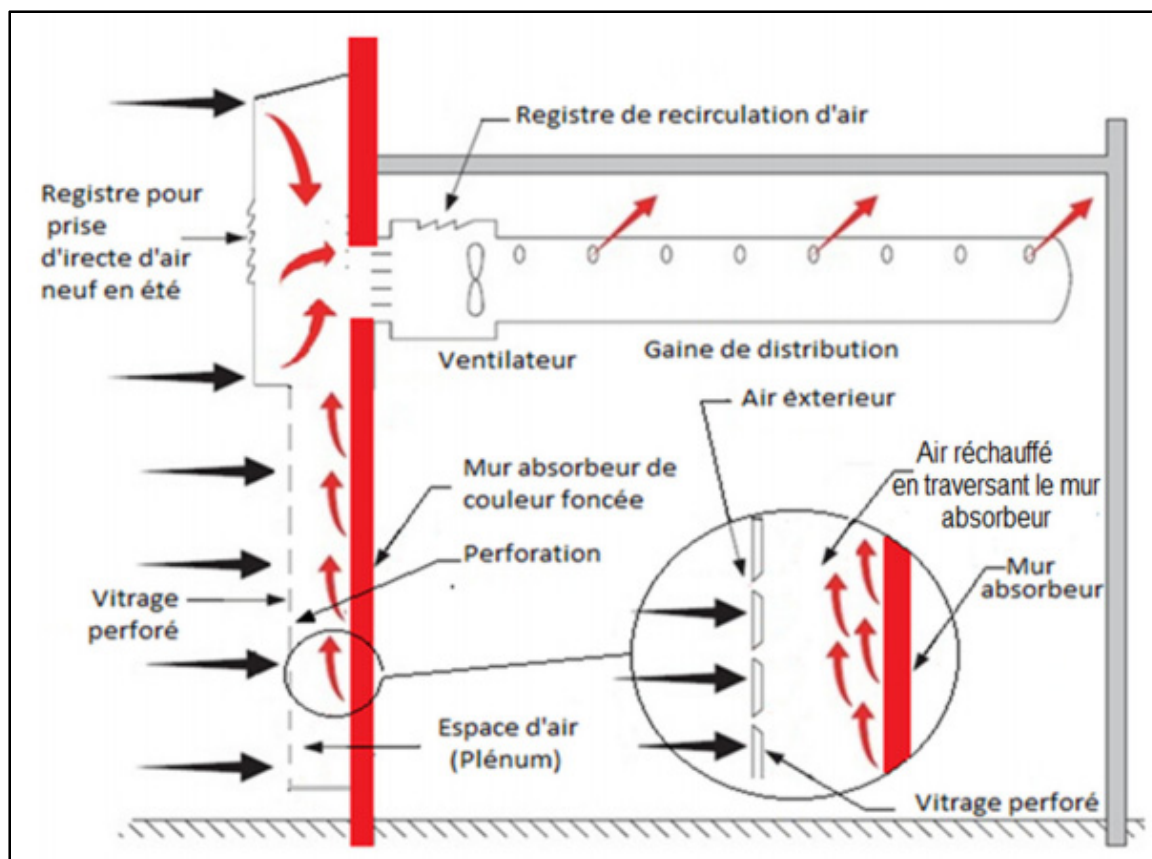


Figure 1.6 Schéma d'un capteur transparent perforé (TTC).
Tirée de RETScreen (2012)

1.5.1 Performances des UTC

Pour sa facilité d'intégration à un bâtiment agricole comportant des murs extérieurs en feuilles de métal ondulées et pour l'abondance des recherches antérieures comparativement au TTC, un UTC sera utilisé pour la modélisation du poulailler. Le but ultime d'un collecteur solaire à air est d'augmenter la puissance utile récupérée par l'air dans son passage au travers du collecteur. Cette énergie correspond à l'énergie solaire incidente sur l'absorbeur de laquelle on soustrait les pertes thermiques. Les pertes les plus importantes correspondent au rayonnement et à la convection de l'absorbeur car cette surface est exposée aux conditions extérieures. Les pertes par conduction sont plutôt négligeables comparativement à ces dernières, car il est possible d'isoler l'arrière et les côtés du capteur. Le rendement d'un UTC est défini par la relation suivante:

$$\eta_{UTC} = \frac{\dot{m}C_p(T_{in,UTC} - T_{ext})}{I_T A_{UTC}} \quad (1.3)$$

Tiré de Duffie & Beckmann, 2006

Où $\dot{m}$ est le débit massique d'air, C_p est la chaleur spécifique de l'air, $(T_{in,UTC} - T_{ext})$ est la différence de température de l'air à la sortie du collecteur et de la température extérieure, I_T est le rayonnement solaire incident et A_{UTC} est la surface du collecteur. Les facteurs qui influencent la température de sortie de l'air comprennent la géométrie de construction du collecteur (diamètre des perforations, épaisseur du plénum, épaisseur du vitrage, etc.), les propriétés thermo physique (conductivité thermique et capacité calorifique), les propriétés optiques (indice de réfraction, émissivité, absorptivité, etc.) et les conditions opératoires (débit massique de l'air, rayonnement solaire incident, température ambiante, etc.).

Pour être capable de prédire la température de l'air d'un tel système, un bilan thermique doit d'abord être établi sur le collecteur solaire.

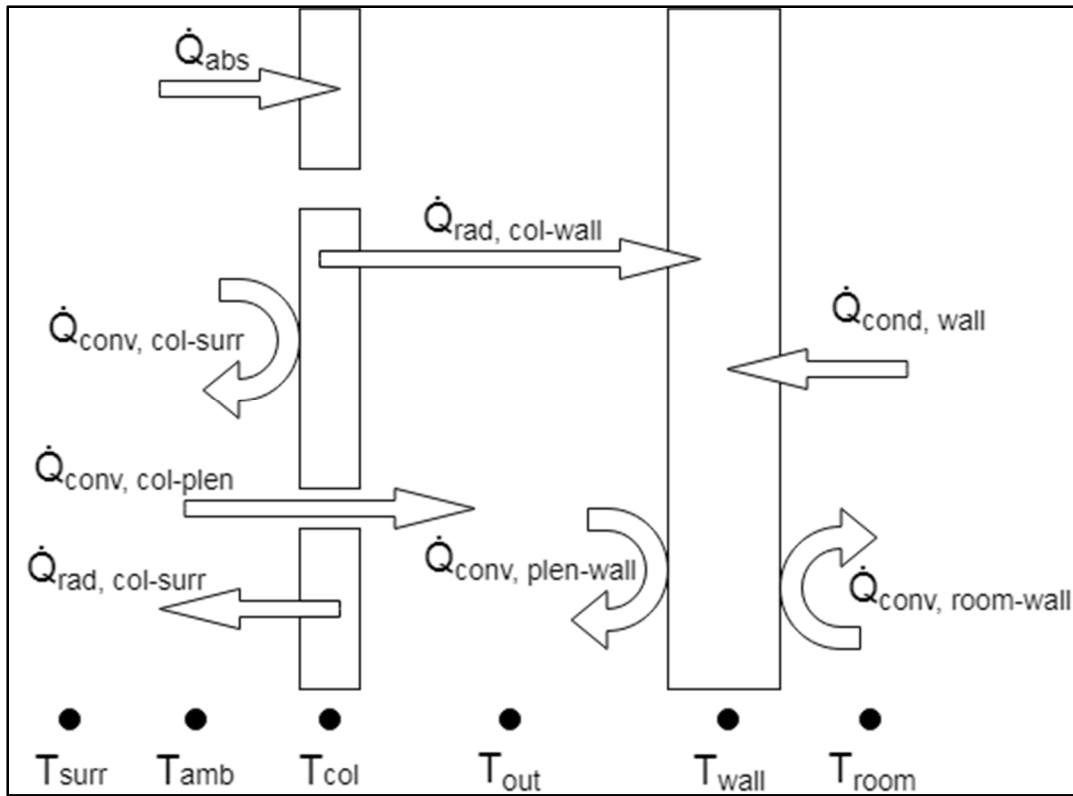


Figure 1.7 Flux thermiques et températures du collecteur solaire

Étant donné que la plupart des systèmes UTC comportent une grande surface, les pertes par convection de la surface de l'absorbeur sont faibles (si le débit massique par unité de surface créée par la succion est assez important (>0.05 m/s), les pertes par convection $\dot{Q}_{conv,col-surr}$ ne surviennent que sur les bordures ou l'air ambiant n'est pas aspiré dans le plénum. Par conséquent, le transfert de chaleur par radiation avec l'environnement $\dot{Q}_{rad,col-surr}$ forme la majorité des pertes du collecteur (Duffie & Beckman, 1991). Comme démontré par (Kutscher, 1994; Leon & Kumar, 2007; Kutscher, 1992; Kutscher et al., 1991), la distribution non homogène de la température sur la surface de l'absorbeur n'a pas d'impact significatif sur la performance du collecteur. Cela permet donc d'assumer que la température est homogène sur toute la surface.

1.5.2 Économies d'énergie possibles

Une variété de recherches a été entreprise pour évaluer les possibles économies d'énergie avec l'utilisation d'un UTC. (Summers, Mitchell, Klein & Beckman, 1995) ont effectué une routine de simulations mathématiques à l'aide du logiciel TRNSYS pour évaluer les économies possibles dans différentes situations au Wisconsin dont un bâtiment d'élevage porcin. Il est conclu que pour un bâtiment existant, l'installation d'un UTC est un bon investissement seulement si le bâtiment est chauffé à l'électricité, dû au coût élevé de l'électricité par rapport au gaz naturel. Le pire scénario demeure donc l'installation d'un UTC sur un bâtiment existant chauffé au gaz naturel. Le meilleur scénario serait alors d'installer le mur solaire sur un nouveau bâtiment puisque le coût initial des équipements est environ la moitié du coût d'installation sur un bâtiment existant. Par ailleurs, plus la différence de température entre l'intérieur du bâtiment et l'extérieur est grande, plus les économies seront grandes. Le tableau suivant montre la période du retour sur investissement pour différents scénarios de bâtiment commercial (Summers, Mitchell, Klein & Beckman, 1995).

Tableau 1.3 PRI pour différents scénarios avec UTC

Bâtiment, type d'énergie	Coût initial [\$/m ²] *	Coût de l'énergie [\$/GJ] *	Retour sur investissement [ans]
Nouveau, électrique	40	17,89	1,49
Existant, électrique	80		2,98
Nouveau, gaz naturel	40	5,33	5,00
Existant, gaz naturel	80		10,01

*En USD

(Cordeau & Barrington, 2001) ont établi un bilan thermique pour un poulailler muni d'UTC contenant 6 500 oiseaux par étage près de Montréal, Canada. Les objectifs de la recherche étaient de mesurer la production de chaleur des poulets dans des conditions de terrain et évaluer l'impact d'un UTC sur le débit de ventilation, la performance des oiseaux et la charge de chauffage. En comparant les données avec un poulailler témoin identique, il a été démontré que le mur solaire permettait de récupérer entre 3,2 et 8,7 MJ/m²/jour sur une période de 3 ans.

En extrapolant avec les données disponibles, on peut obtenir les économies pour un cycle de production (35 jours) :

Tableau 1.4 Économies extrapolées pour l'UTC

Énergie récupérée [MJ/m ² /jour]	Surface de l'UTC [m ² /étage]	Coût de l'énergie [\$/MJ] *	Économies par cycle [\$/étage]
3,2	73,65	0,017	140,23
8,7			84.32

*Coût basé sur les factures de propane d'un producteur (2018-2019)

Aucune analyse économique n'a été effectuée dans ce cas-ci, ne permettant pas de conclure sur la faisabilité de l'installation d'un tel système.

À ce jour, il existe peu ou aucune recherche sur la faisabilité d'un mur solaire UTC lorsque le poulailler possède déjà des échangeurs d'air pour préchauffer l'air entrant. Des échangeurs d'air permettent de faire baisser la facture énergétique de près de 40% et l'ajout d'un UTC permettrait de faire baisser la facture davantage, mais à un point qui n'est peut-être pas justifiable. Dans ce cas-ci, une analyse au cas par cas est nécessaire.

CHAPITRE 2

MÉTHODOLOGIE

2.1 Bâtiment de référence

Un bâtiment d'élevage de poulet de chair typique a été sélectionné comme modèle de référence pour la simulation. Ce bâtiment situé à 70 km au nord de Montréal, Canada, s'élève sur 2 étages de 2,55 m de hauteur et s'étend sur 76,20 m de longueur puis 18,29 m de largeur. En moyenne, on y retrouve 20 000 oiseaux par étage par élevage. Équipé d'échangeurs d'air et possédant une unité de contrôle centrale, cet élevage permet d'avoir accès à plusieurs données journalières pour comparer avec la simulation. On y retrouve notamment les températures et humidités intérieures moyennes, minimums et maximums relevés dans une journée. Les temps de marche et puissance des systèmes de chauffage au propane peuvent également être obtenus. D'autres données comme le nombre de poulets au départ, le taux de mortalité, le taux d'ammoniac et de CO₂ sont aussi disponibles. Le facteur le plus important sur lequel le test de validité se base est la consommation de propane déduite des temps de chauffage.

La ventilation à pression négative de type tunnel (Figure 2.1) est utilisée pour obtenir les conditions de l'environnement intérieur voulues. Par étage, on retrouve 12 ventilateurs d'extraction de grandeurs et capacités différentes totalisant 205 000 CFM (schématiquement situés à gauche sur la Figure 2.1). Des trappes d'air sont situées des deux côtés du bâtiment (en haut et en bas sur la Figure 2.1). Au total, 16 échangeurs (8 par étage) de 1 000 CFM sont installés le long de l'enceinte (situés en haut et en bas sur la Figure 2.1). 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.

L'unité de contrôle centrale contient des limites de ventilation minimum et maximum pour chaque jour de production. La limite inférieure garanti l'apport minimum en oxygène pour les poulets, tandis que la limite supérieure empêche la ventilation de trop importuner les poulets

dépendamment de leur âge. La ventilation peut donc varier entre ces deux limites selon les consignes d'humidité relative et de température intérieure imposées.

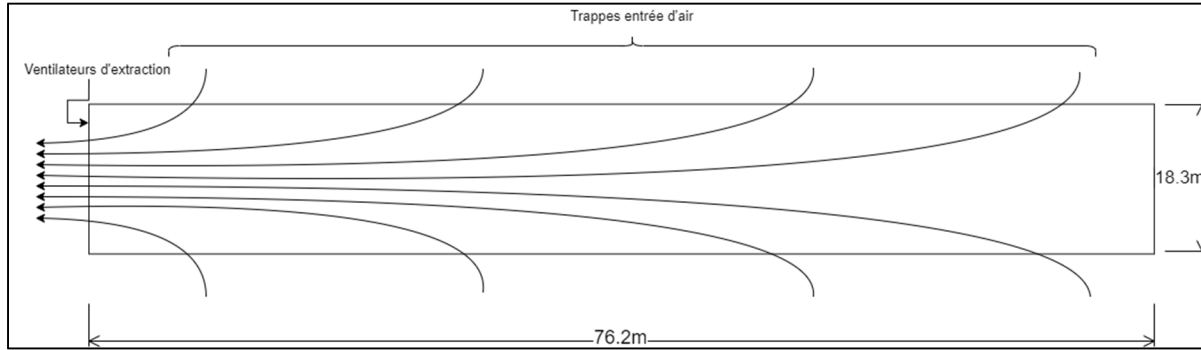


Figure 2.1 Dimensions et vue de haut du plancher et schématisation de la ventilation tunnel

2.2 Première tentative de bilan thermique

La première ébauche de la simulation horaire se basait sur l'équation de bilan de l'ASABE (équation (1.1)) et sur le modèle qui y est associée. Des résultats concluants étaient obtenus pour les périodes de production hivernales, mais les simulations des périodes estivales livraient des résultats aberrants. En effet, les débits de ventilation calculés étaient beaucoup plus élevés que la réalité pendant les mois chauds. Dans le modèle de l'ASABE, le débit de ventilation requis pour évacuer l'humidité [$\text{kg}_{\text{air}}/\text{s}$] est obtenu en divisant la production d'humidité totale des poulets par la différence d'humidité absolue entre l'extérieur et l'intérieur :

$$\dot{m}_{vent} = \frac{mN}{w_{int} - w_{ext}} \quad (2.1)$$

Tiré de ASABE, 2008

Où m est le taux de production d'humidité par les poulets [$\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{s}/\text{animal}$], N est le nombre d'animaux présents et w est l'humidité absolue [$\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{air}}$]. Il y a des moments dans l'année où l'humidité à l'intérieur du bâtiment se rapproche de celle à l'extérieur, plus précisément dans les mois chauds. Le débit de ventilation requis tend donc vers l'infini lorsque le dénominateur de l'équation (2.1) tend vers zéro. Alors, les taux de ventilation dans le calcul

horaire sont trop souvent au maximum de la capacité des ventilateurs d'extraction. Ce calcul résulte en une charge de chauffage calculée plus élevée l'été que l'hiver ce qui ne représente évidemment pas la réalité. Une alternative a donc été élaborée pour obtenir des taux de ventilation prédits plus représentatifs de la réalité.

2.3 Deuxième tentative de bilan thermique

Pour obtenir un taux de ventilation représentatif du fonctionnement du système de contrôle, un calcul itératif sur l'humidité intérieure a été développé. L'organigramme complet du calcul est discuté plus bas. La figure 2.2 schématise les flux thermiques considérés dans le bilan thermique.

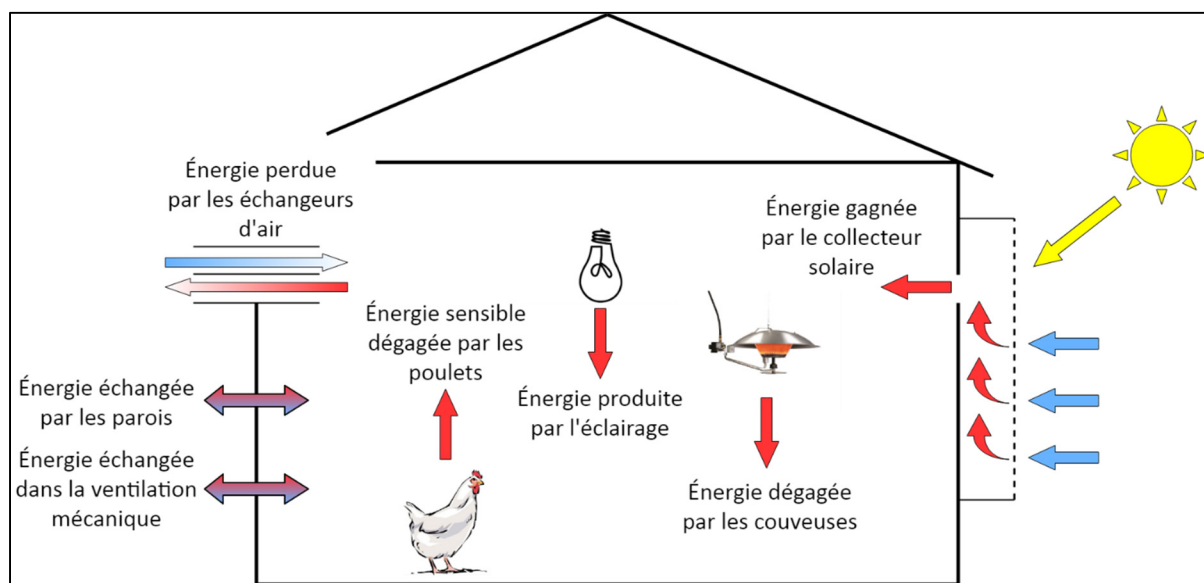


Figure 2.2 Énergies thermiques considérés dans le bilan

Le bilan horaire se base encore sur l'équation (1.1) à laquelle est ajouté un terme de gain d'énergie provenant du collecteur solaire perforé non-vitré :

$$Q_{bird} + Q_{aux} + Q_{UTC} + Q_{lum} = Q_{vent} + Q_{bldg} + Q_{HX} + Q_{infil} \quad (2.2)$$

Adapté de ASABE, 2008

Où Q_{bird} est le taux de variation de l'énergie sensible dégagée par les poulets, Q_{aux} est le taux de variation de l'énergie produite par chauffage auxiliaire, Q_{UTC} est le taux de variation de l'énergie sensible fournie par le collecteur solaire, 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_{HX} est le taux de variation de l'énergie sensible nette rejetée par les échangeurs d'air (la récupération est soustraite du débit sortant), puis finalement Q_{infil} est le taux de variation de l'énergie sensible échangée dans les infiltrations et exfiltrations. Les unités des termes de l'équation sont des kW, mais puisque le pas de temps est 1h, on peut multiplier les flux sur 1h et obtenir des kWh. 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. Chaque terme est expliqué en détail dans les sections suivantes.

2.3.1 Énergie dégagée par les poulets

L'expression qui permet de déterminer la puissance sensible dégagée par les poulets Q_{bird} est tirée du modèle proposé par (Xin et al., 2001) qui varie selon le poids des oiseaux, la température intérieure et le programme d'éclairage des couvées. Ce modèle a été sélectionné parmi une multitude disponible puisqu'il inclut davantage de paramètres, est basé sur une étude très exhaustive et est un des plus récents. Puisque la chaleur dégagée varie avec la masse des animaux, il faut à priori employer une courbe de croissance des oiseaux en fonction des jours. La courbe de croissance des animaux utilisée dans le modèle est celle proposée par (Constantino, Fabrizio, Ghiggini & Bariani, 2018):

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

Tiré de Constantino et al., 2018

L'équation (2.3) modélise le poids d'un poulet [kg] selon son âge en jours d , avec les constantes $f_1 = -2,1164 \cdot 10^{-5}$ [kg/jour³], $f_2 = 2,5608 \cdot 10^{-3}$ [kg/jour²], $f_3 = -5,3002 \cdot 10^{-3}$ [kg/jour] et $f_4 = 7,0839 \cdot 10^{-2}$ [kg/jour].

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

$$\ln(sTHP) = b_0 + b_1 \cdot \ln(M) + b_2 \cdot LT + b_3 \cdot T_{in} + b_4 \cdot T_{in}^2 \quad (2.4)$$

Tiré de Xin et al., 2001

Avec les coefficients suivants : $b_0 = -1,7270$, $b_1 = -0,4660$, $b_2 = -0,1969$, $b_3 = -0,4066$ 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. La puissance spécifique latente $sLHP$ [W/kg] est déterminée comme un pourcentage de THP avec la relation suivante :

$$\%sLHP = b_0 + b_1 \cdot T_{in} + b_2 \cdot T_{in}^2 + b_3 \cdot RH_{in} \quad (2.5)$$

Tiré de Xin et al., 2001

Avec les coefficients suivants : $b_0 = 149,7$, $b_1 = -10,36$, $b_2 = 0,3002$ $b_3 = -0,3409$. La puissance spécifique sensible $sSHP$ [W/kg] est alors simplement la différence entre la puissance totale et la puissance latente :

$$sSHP = sTHP - sLHP \quad (2.6)$$

Les puissances totales [kW] ci-dessous peuvent être calculées en multipliant par la masse de chaque oiseau et leur nombre :

$$[THP, LHP, SHP] = [sTHP, sLHP, sSHP] \cdot M \cdot N \cdot \left(\frac{1 \text{ kW}}{1000 \text{ W}} \right) \quad (2.7)$$

Il est ainsi possible de déterminer la quantité d'eau dégagée par animal [kg H₂O/s/oiseau] :

$$\dot{m}_{H_2O,bird} = \frac{sLHP}{h_{H_2O}} \cdot M \cdot \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ W} \cdot s} \right) \quad (2.8)$$

2.3.2 Puissance gagnée par le collecteur solaire

La puissance gagnée par le collecteur solaire est calculée selon le modèle défini par (Kutscher et al., 1993). Le bilan thermique général sur un collecteur perforé non-vitré est le suivant :

$$\rho \cdot C_p \cdot v_0 \cdot A_{UTC} \cdot (T_{in,UTC} - T_{ext}) = I_T \cdot A_{UTC} \cdot \alpha_{abs} - Q_{rad} - Q_{conv} \quad (2.9)$$

Tiré de Kutscher et al., 1993

La partie gauche de l'équation (2.9) représente la puissance utile collectée. Le premier terme du côté droit de l'équation représente le rayonnement solaire absorbé par l'absorbeur. Le rayonnement solaire sur plan incliné I_T est déterminée avec les données météo de la localisation du poulailler et le modèle de ciel isotropique (Duffie & Beckmann, 2006). Le second et troisième terme du côté droit sont respectivement, les pertes vers l'environnement par radiation et par convection.

Les pertes radiatives surviennent vers le ciel et le sol avec un facteur de vue F qui dépend de l'inclinaison de l'absorbeur. Il est supposé que le mur derrière le plenum est adiabatique et à une température près de celle de l'absorbeur pour que les pertes radiatives vers ce mur soient considérées négligeables. L'énergie radiative est ainsi :

$$Q_{rad} = \varepsilon_{abs} \cdot \sigma \cdot A_{UTC} \cdot (T_{abs}^4 - F_{c-s} \cdot T_{sky}^4 - F_{c-g} \cdot T_{gnd}^4) \quad (2.10)$$

Tiré de Kutscher et al., 1993

La température du sol T_{gnd} est approximée égale à la température extérieure T_{ext} . On peut par la suite approximer les pertes convectives par :

$$Q_{conv} = 0.82 \cdot \left(\frac{U_{\infty} \cdot v}{v_0^2} \right) \cdot W \cdot [\rho \cdot C_p \cdot v_0 \cdot A_{UTC} \cdot (T_{abs} - T_{ext})] \quad (2.11)$$

Tiré de Kutscher et al., 1993

Pour un absorbeur avec une succion homogène, la température du collecteur T_{abs} est la même que la température de sortie de l'air du collecteur $T_{in,UTC}$. Les surfaces comme du ciment poreux ou du tissu fin se rapprochent de cette situation. En revanche, pour une surface comme du métal perforé, la température de l'air à la sortie sera en deçà de la température du collecteur. On peut lier $T_{in,UTC}$ et T_{abs} avec l'efficacité d'échange de chaleur :

$$\varepsilon_{UTC} = \frac{T_{in,UTC} - T_{ext}}{T_{abs} - T_{ext}} \quad (2.12)$$

Tiré de Kutscher et al., 1993

Physiquement, l'efficacité de l'échange de chaleur est définie par le ratio de la chaleur transférée au flux d'air et la chaleur maximale transférée si l'air était chauffé à la température de la plaque. (Kutscher et al., 1993; Dymond & Kutscher, 1997) définissent aussi l'efficacité de l'échangeur basé sur la moyenne logarithmique de la différence de température (*logarithmic mean temperature difference*) :

$$\varepsilon_{UTC} = 1 - e^{-NTU} \quad (2.13)$$

Tiré de Kutscher et al., 1994

Où NTU est le nombre d'unités de transfert (*Number of Transfer Units*) qui est défini par :

$$NTU = \frac{h(A_{UTC} - \sum A_{hole})}{\dot{m}_{UTC} C_p} \quad (2.14)$$

Tiré de Kutscher et al., 1994

Le coefficient de transfert thermique h_{conv} est :

$$h_{conv} = \frac{Nu_D \cdot k}{D} \quad (2.15)$$

Tiré de Kutscher et al., 1994

La corrélation employée pour obtenir le nombre de Nusselt est :

$$Nu_D = 2,75 \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^{-1.2} \cdot Re_D^{0.43} \quad (2.16)$$

Tiré de Kutscher et al., 1994

Enfin, le nombre de Reynolds en relation avec le diamètre des trous est calculé ainsi :

$$Re_D = \frac{\rho \cdot v_0 \cdot D}{\mu} \quad (2.17)$$

Tiré de Kutscher et al., 1994

Le cas idéal avec l'efficacité d'échange devient donc :

$$Q_{UTC} = \rho \cdot C_p \cdot v_0 \cdot A_{UTC} \cdot (T_{abs} - T_{ext}) \cdot \varepsilon_{UTC} \quad (2.18)$$

Et on peut réécrire le tout pour avoir une équation non linéaire avec une seule inconnue, la température de l'absorbeur, T_{abs} , et résoudre le système :

$$\rho \cdot C_p \cdot v_0 \cdot A_{UTC} \cdot (T_{abs} - T_{ext}) \cdot \varepsilon_{UTC} = I_T \cdot A_{UTC} \cdot \alpha_{abs} - Q_{rad} - Q_{conv} \quad (2.19)$$

Tiré de Kutscher et al., 1993

Utiliser T_{abs} dans l'équation (2.12) permet d'obtenir la température de l'air qui entre dans l'enceinte $T_{in,UTC}$ après avoir été réchauffé par le collecteur. Cette température est alors réinsérée dans le côté gauche de l'équation (2.9) pour finalement connaître l'énergie utile extraite du système. Étant donné que l'UTC se trouve sur un seul des deux murs où sont

disposées les trappes d'admission d'air, le débit d'air entrant par le collecteur est supposé égal à la moitié du débit d'air entrant dû à la ventilation directe. Il est aussi important de mentionner que le fonctionnement du collecteur solaire est idéal; l'hypothèse est formulée qu'il n'admet pas d'air lorsque la température extérieure est plus élevée qu'à l'intérieur et lorsque le bâtiment n'a pas besoin de chauffage. Les Figure 2.3 et Figure 2.4 montrent le comportement du collecteur solaire dans le modèle.

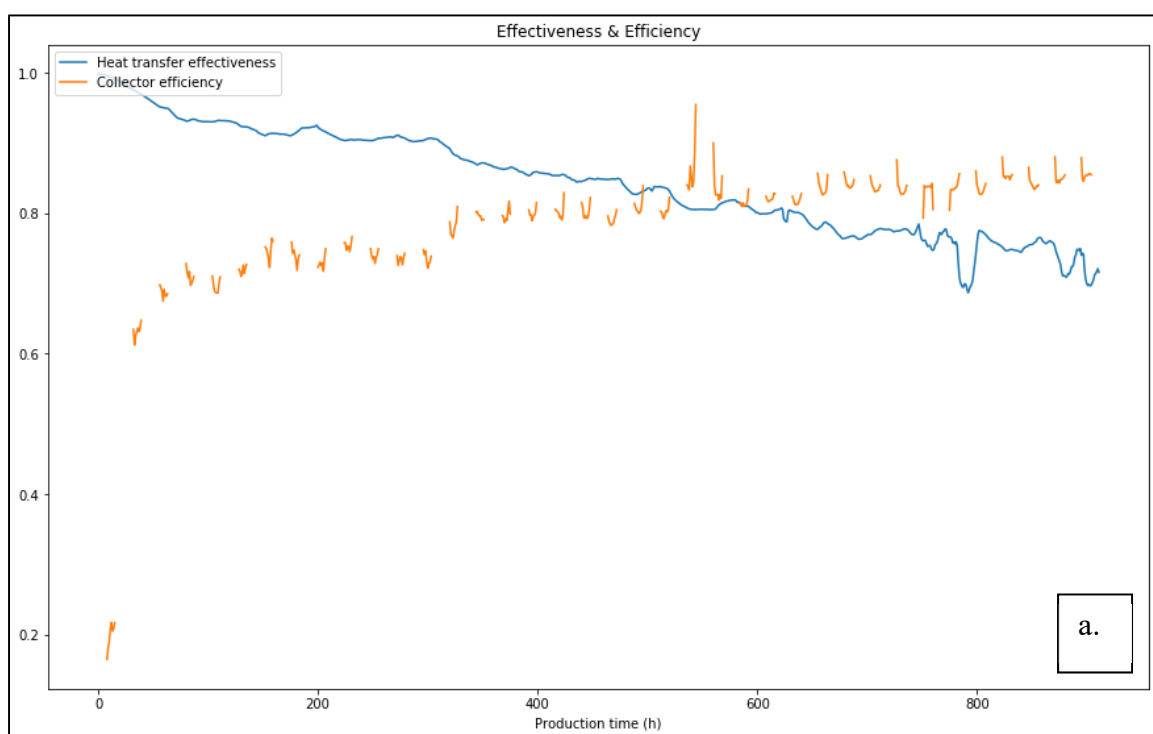


Figure 2.3 Efficacité du transfert de chaleur et efficacité générale du collecteur tout au long de la production.

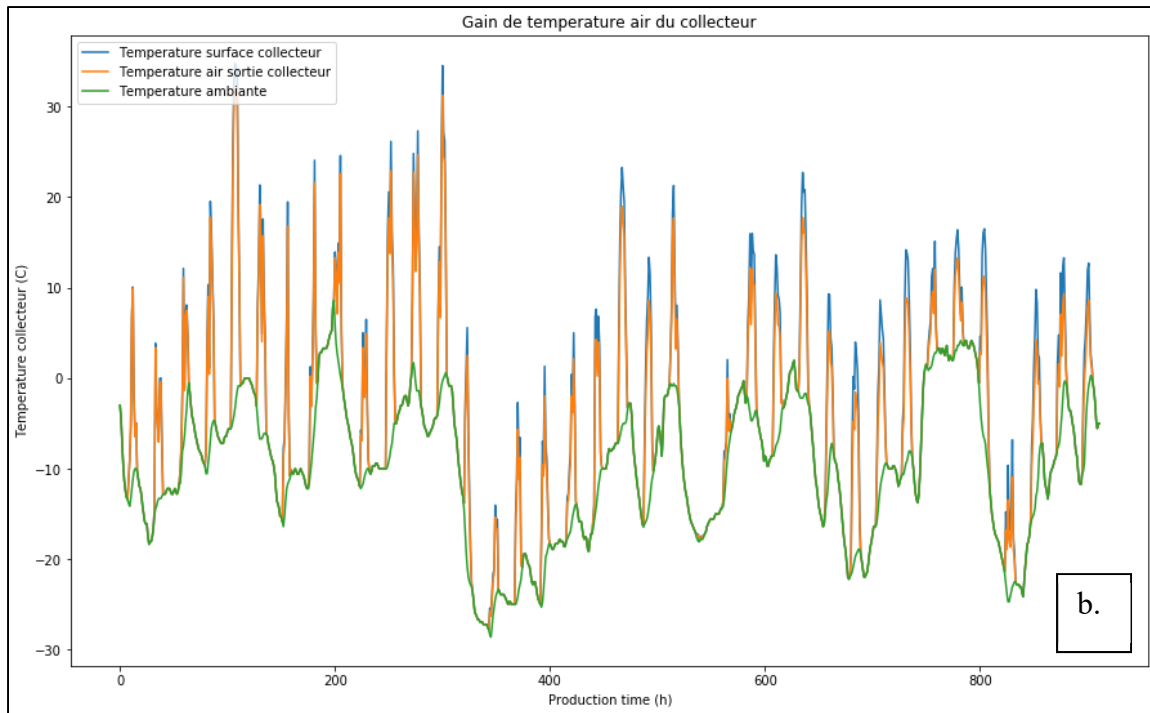


Figure 2.4 Gain de température du collecteur par rapport à la température ambiante.

Comme constaté dans les Figure 2.3 et Figure 2.4, lorsque le débit de ventilation augmente au cours de la production de 38 jours, l'efficacité générale du collecteur définie par le ratio entre l'énergie transférée au bâtiment et l'irradiation reçue I_T par le collecteur augmente pour atteindre un plateau qui se situe autour de 80%. La courbe orange de la Figure 2.3 n'est pas continue puisque le collecteur est contourné la nuit. On peut également observer dans la Figure 2.4 que lorsque l'efficacité d'échange de chaleur diminue, le gain de température de l'air par rapport à la température ambiante diminue lui aussi. Ceci est principalement dû à l'augmentation de la vitesse de suction du collecteur. Ceci s'accorde bien avec la littérature (Kutscher et al., 1993).

2.3.3 Énergie dégagée par le système d'éclairage

La simulation de l'énergie thermique dégagée par les lumières a été complétée en utilisant la puissance totale des lumières et en multipliant par le pourcentage de l'éclairage maximal à chaque heure donnée :

$$Q_{lum} = (1 - LT) * P_{lum} \quad (2.20)$$

2.3.4 Énergie échangée par les parois

Pour prendre en compte l'effet de la radiation à grande longueur d'onde, le modèle $T_{sol-air}$ est utilisé pour déterminer l'énergie échangée par les parois. Les quatre murs, le toit et le périmètre de l'empreinte du bâtiment sont pris en compte. On a donc :

$$Q_{bldg} = Q_{wall} + Q_{roof} + Q_{floor} \quad (2.21)$$

Le calcul doit se faire séparément sur chaque surface puisque la radiation solaire est prise en compte. Étant donné que l'échange de chaleur du plancher se fait sur le périmètre, le facteur F représente la conductivité thermique linéaire du périmètre en $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$. La puissance [kW] est donc la somme des flux de chaque surface.

$$Q_{bldg} = \sum \left[\frac{A}{R} \times (T_{in} - T_{sol-air}) \right]_{wall/roof} + [P \cdot F (T_{in} - T_{ext})]_{floor} \quad (2.22)$$

Le terme $T_{sol-air}$ comprend les termes de gains/pertes radiatifs :

$$T_{sol-air} = T_{ext} + \frac{(\alpha \cdot I_T - \varepsilon \cdot \Delta R)}{h_o} \quad (2.23)$$

Tiré de ASHRAE, 2017

Une bonne approximation du coefficient de transfert thermique par rayonnement et convection sur la surface extérieure h_o est 3 BTU/h·ft²·°F (0,017 kW/m²K) selon l'ASHRAE. Pour des surfaces verticales il est pratique courante d'assumer que le terme $\varepsilon \cdot \Delta R$ est nul. Pour des surfaces horizontales, une valeur appropriée de ΔR est environ 20 BTU/h·ft² (0,063 kW/m²) (ASHRAE, 2017). Dans ce cas-ci le toit sera considéré comme une surface horizontale. La radiation provenant du soleil I_T est calculée pour chaque surface et inclinaison. Les figures suivantes comparent deux modèles pour déterminer les pertes par les parois.

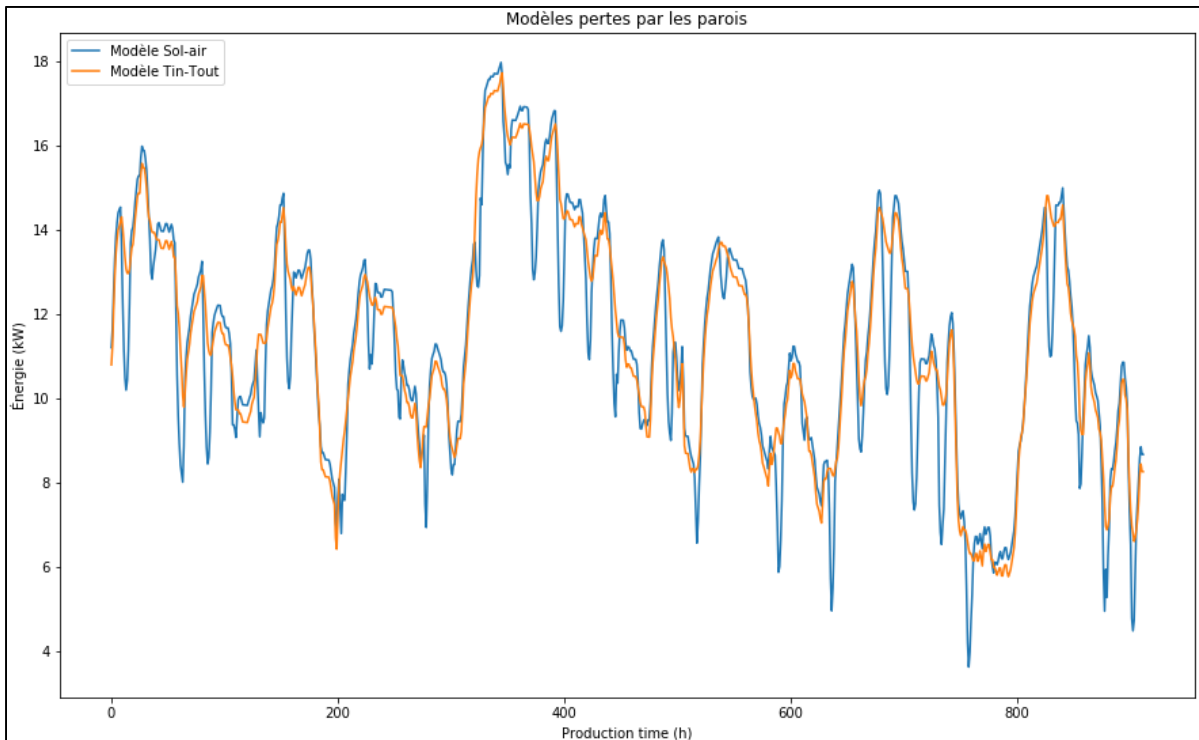


Figure 2.5 Comparaison des modèles de pertes par les parois pour un cycle débutant au mois de janvier

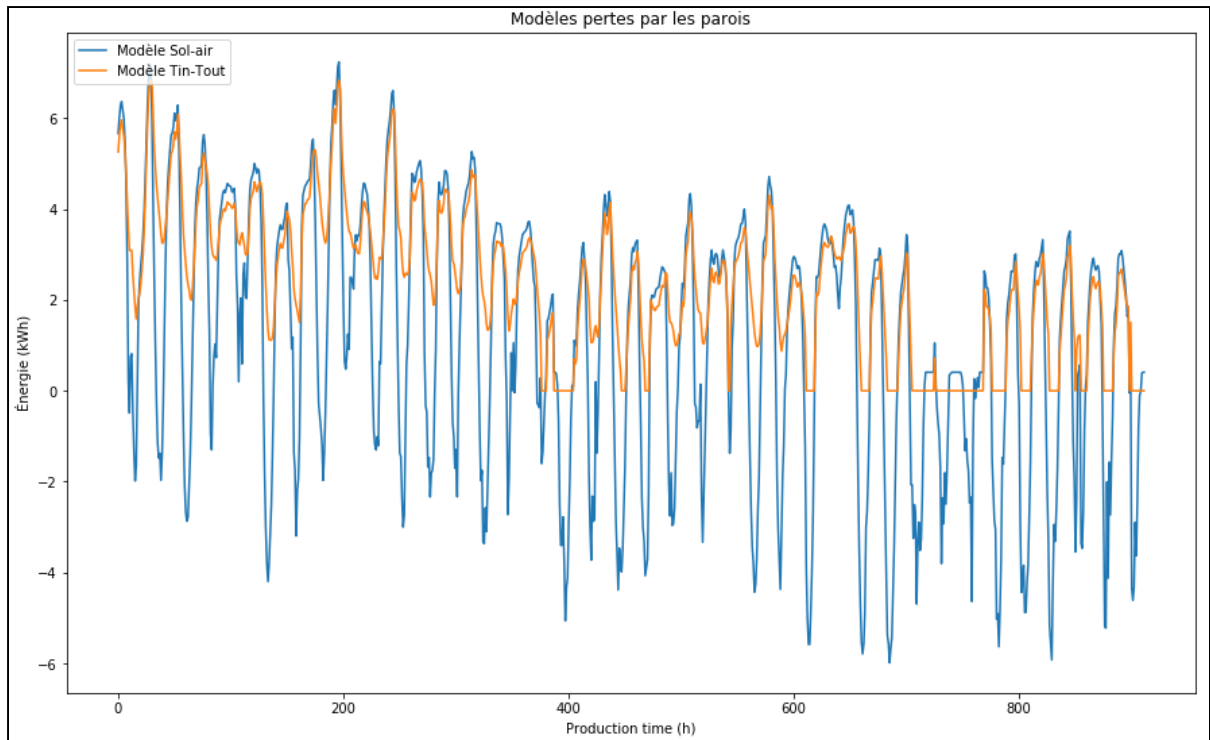


Figure 2.6 Comparaison des modèles de pertes par les parois pour un cycle débutant au mois de juin

La Figure 2.5 représente une simulation des pertes par les parois en janvier. Les pertes sont plus grandes avec le modèle $T_{\text{sol-air}}$ car la radiation vers le ciel est prise en compte. En été, on peut observer que par moments, on obtient même un gain en température, dû à l'énergie reçu par le soleil (représenté dans la Figure 2.6 par les valeurs négatives). Bref, le modèle $T_{\text{sol-air}}$ représente mieux la réalité que le modèle $T_{\text{in}}-T_{\text{ext}}$.

2.3.5 Énergie perdue par les échangeurs

Le débit massique des échangeurs d'air $\dot{m}_{HX}$ est suggéré par le manufacturier. Une rampe de 21 jours est implémentée, où le débit augmente linéairement à partir de 400 CFM par échangeur pour ensuite rester au maximum de leur capacité (i.e. 1 000 CFM par échangeur) pour le restant de la production. Le producteur utilise une courbe différente : 4 échangeurs débutent à 400 CFM jusqu'à 1000 CFM au 7^{ème} jour, puis un échangeur démarre à 1 000 CFM à chaque jour

totalisant 8 000 CFM après 10 jours. La figure ci-dessous compare et illustre les deux manières d'utiliser les échangeurs.

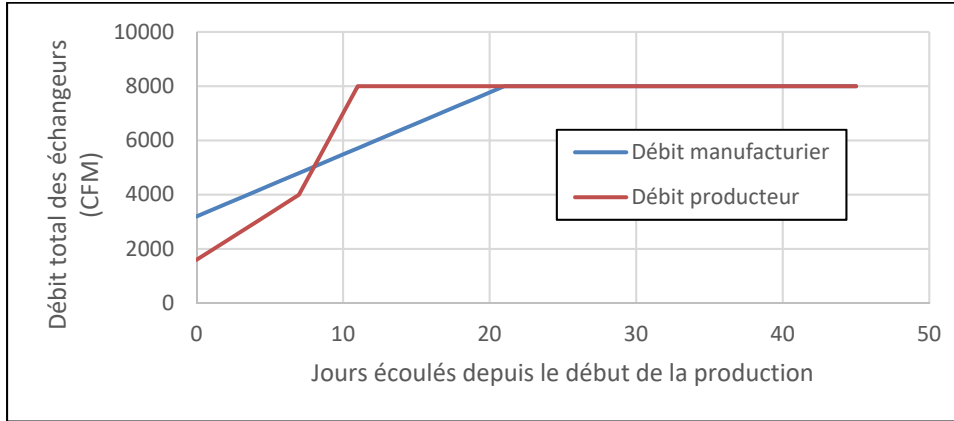


Figure 2.7 Débits des échangeurs selon le producteur et le manufacturier

L'énergie nette (perte par ventilation - gains par récupération) perdue par les échangeurs est définie par:

$$Q_{HX} = \dot{m}_{HX} \cdot c_p \cdot (1 - \varepsilon_{HX}) \cdot (T_{in} - T_{ext}) \quad (2.24)$$

Le manufacturier explique aussi que pour chaque degré sous zéro pour la température de la paroi dans l'échangeur, l'efficacité nominale des machines diminue de 1%. Ceci est dû au cycle de dégivrage programmé dans l'appareil, où le volet est partiellement fermé en fonction de la température. Cette fonctionnalité est prise en compte dans le modèle.

2.3.6 Énergie échangée dans la ventilation directe

Le système de contrôle de la ventilation du poulailler se base sur les mesures d'humidité relative et de température dans l'enceinte. Étant donné que la température intérieure est imposée dans le calcul, la simulation du système de contrôle se base uniquement sur l'humidité relative intérieure qui n'est pas fixée. En effet, un calcul itératif sur un bilan hydrique est utilisé pour obtenir l'humidité relative. Cette HR est ensuite utilisée pour calculer le débit de

ventilation requis pour garder la consigne de 50% HR. Pour chaque % supérieur à la consigne, le système de contrôle applique une compensation positive selon un indice de compensation prédéterminé, dans ce cas-ci 5. Cette compensation est ajoutée au débit de ventilation minimum pour enfin obtenir le nouveau débit de ventilation. Voici un exemple de calcul :

Tableau 2.1 Exemple de calcul de compensation de la ventilation

Compensation de la ventilation	
Débit de ventilation minimum	6% (12300 CFM)
Indice de compensation	5
Consigne	50%
Humidité relative	60%
Différence	HR – Consigne = 0,6-0,5 = 0,1
Compensation	Différence*indice = 0,1*5 = 0,5
Nouveau débit	(1+Compensation)*Ventilation minimum = (1+0,5)*6% = 9% (18450 CFM)

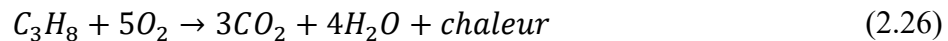
Ce nouveau débit de ventilation directe vient changer le bilan hydrique, alors il faut donc recalculer la nouvelle HR intérieure et recommencer la boucle jusqu'à convergence. Si l'HR calculée est inférieure à la consigne, le débit de ventilation minimum est conservé; il n'y a pas de compensation négative. De plus, si à tout moment, le débit de ventilation calculé dépasse ou atteint la capacité maximale de ventilation, on suppose que les conditions intérieures sont les mêmes que celles de l'extérieur.

2.3.7 Bilan hydrique

Le bilan hydrique suivant est utilisé pour déterminer l'HR dans le bâtiment :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{H_2O,aux} + \dot{m}_{H_2O,bird} + \dot{m}_{vent} \cdot w_{ext} - \dot{m}_{vent} \cdot w_{int} + \dot{m}_{H_2O,stock} \\ = w_{int} \cdot V_{room} \cdot \rho_{air} \end{aligned} \quad (2.25)$$

L'eau dégagée lors de la combustion du propane $\dot{m}_{H_2O,aux}$, l'humidité produite par les poulets $\dot{m}_{H_2O,bird}$, l'humidité échangée dans la ventilation $\dot{m}_{vent} \cdot w_{amb} - \dot{m}_{vent} \cdot w_{in}$ et finalement l'humidité déjà présente dans le bâtiment à l'heure précédente sont considérés dans le bilan. Le terme $\dot{m}_{H_2O,bird}$ comprend l'humidité dégagée par la litière et par halètement des poulets. Il est ensuite possible de résoudre l'équation avec une seule inconnue étant w_{in} pour être capable d'obtenir l'humidité relative dans le bâtiment. Pour déterminer la quantité d'eau dégagée par la combustion du propane il faut avoir l'équation chimique balancée :



En supposant que la combustion est idéale, chaque mole de propane brûlé produit 4 moles de vapeur d'eau. Sachant que la masse molaire du propane est de 44,1 g/mol et que sa masse volumique est de 0,5812 kg/L, un litre de propane correspond à 13,21 moles. La quantité d'eau dégagée correspond donc au quadruple de cette dernière. On a donc 52,84 moles d'eau dégagée avec une masse molaire de 18 g/mol, ce qui se rapporte à 0,95 kg d'eau. Au final, c'est 0,95 kg de vapeur d'eau qui est relâché dans l'enceinte pour chaque litre de propane consommé.

2.3.8 Énergie produite par chauffage auxiliaire

Pour terminer, le chauffage auxiliaire demeure la seule inconnue dans l'équation (2.1) principale du bilan thermique. Il existe trois scénarios lors du calcul de Q_{aux} . Le Tableau 2.2 Scénario possibles à la suite du bilan thermique présente les trois scénarios et leur signification respective :

Tableau 2.2 Scénario possibles à la suite du bilan thermique

Scénario	Signification	Conséquence sur le calcul
1. $Q_{aux} \geq 0$	Le bâtiment est en équilibre thermique ou requiert du chauffage	Re-calcul de HR jusqu'à convergence de HR et Q_{aux}
2. $Q_{aux} < 0$ et $T_{in} < T_{ext}$	Le bâtiment est en surchauffe et aucune climatisation avec l'air extérieur n'est possible. Effet de convection sur les poulets.	Conditions <i>in</i> = Conditions <i>ext</i> $Q_{aux} = Q_{UTC} = Q_{HX} = Q_{vent} = Q_{bldg} = 0$
3. $Q_{aux} < 0$ et $T_{in} > T_{ext}$	Le bâtiment est en surchauffe et l'air extérieur est utilisé pour climatiser l'enceinte.	Débit supplémentaire de climatisation: $\dot{m}_{clim} = \left \frac{Q_{aux}}{C_p(T_{in} - T_{ext})} \right $

Pour le scénario 1, le système de chauffage au propane entraîne un ajout d'humidité dans l'air dû à la combustion du gaz. Il faut donc recalculer l'humidité relative à l'intérieur jusqu'à convergence de cette dernière et de Q_{aux} . Dans le cas du scénario 3, le nouveau débit de climatisation vient s'ajouter au débit total de ventilation directe, entraînant également un débalancement dans le bilan hydrique.

2.3.9 Organigramme de la simulation

Les trois figures suivantes expliquent le fonctionnement de la simulation. Le lecteur est invité à se référer à l'ANNEXE II pour consulter le programme complet.

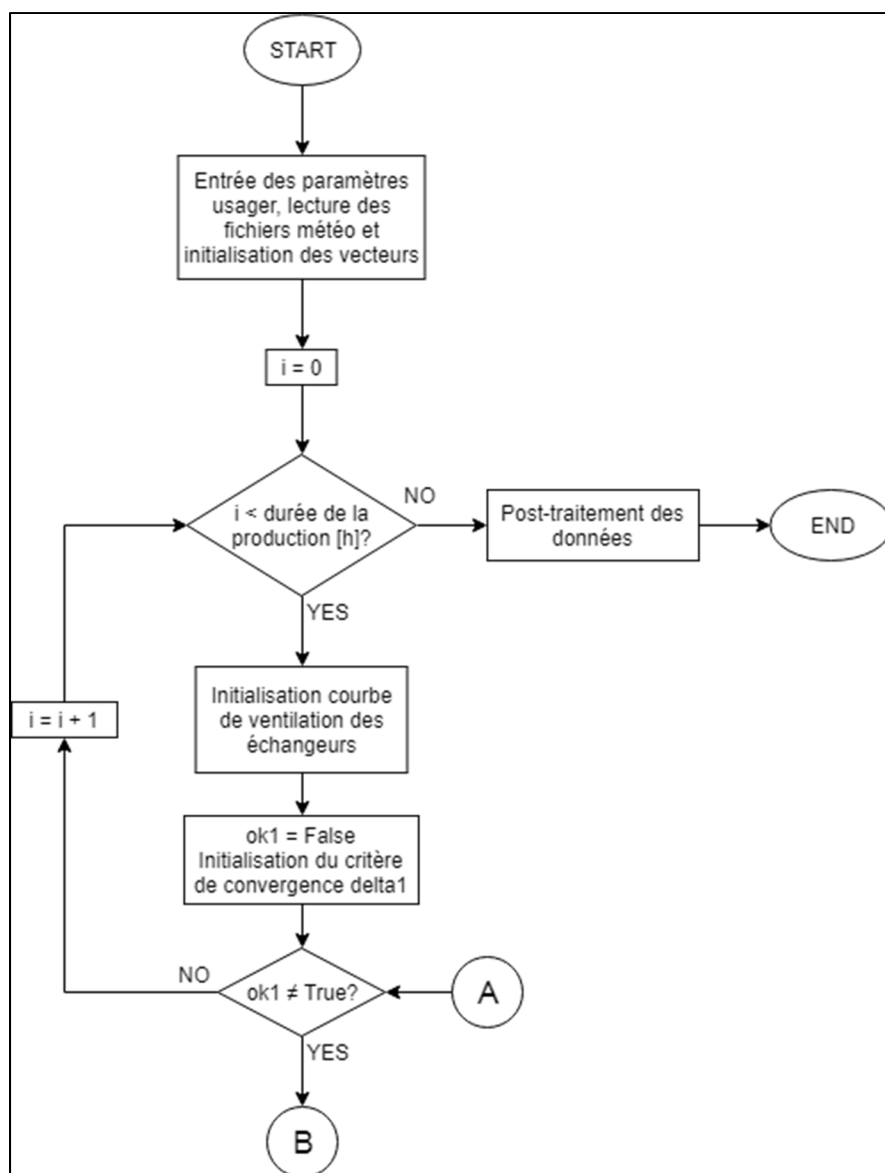


Figure 2.8 Organigramme du modèle, partie 1

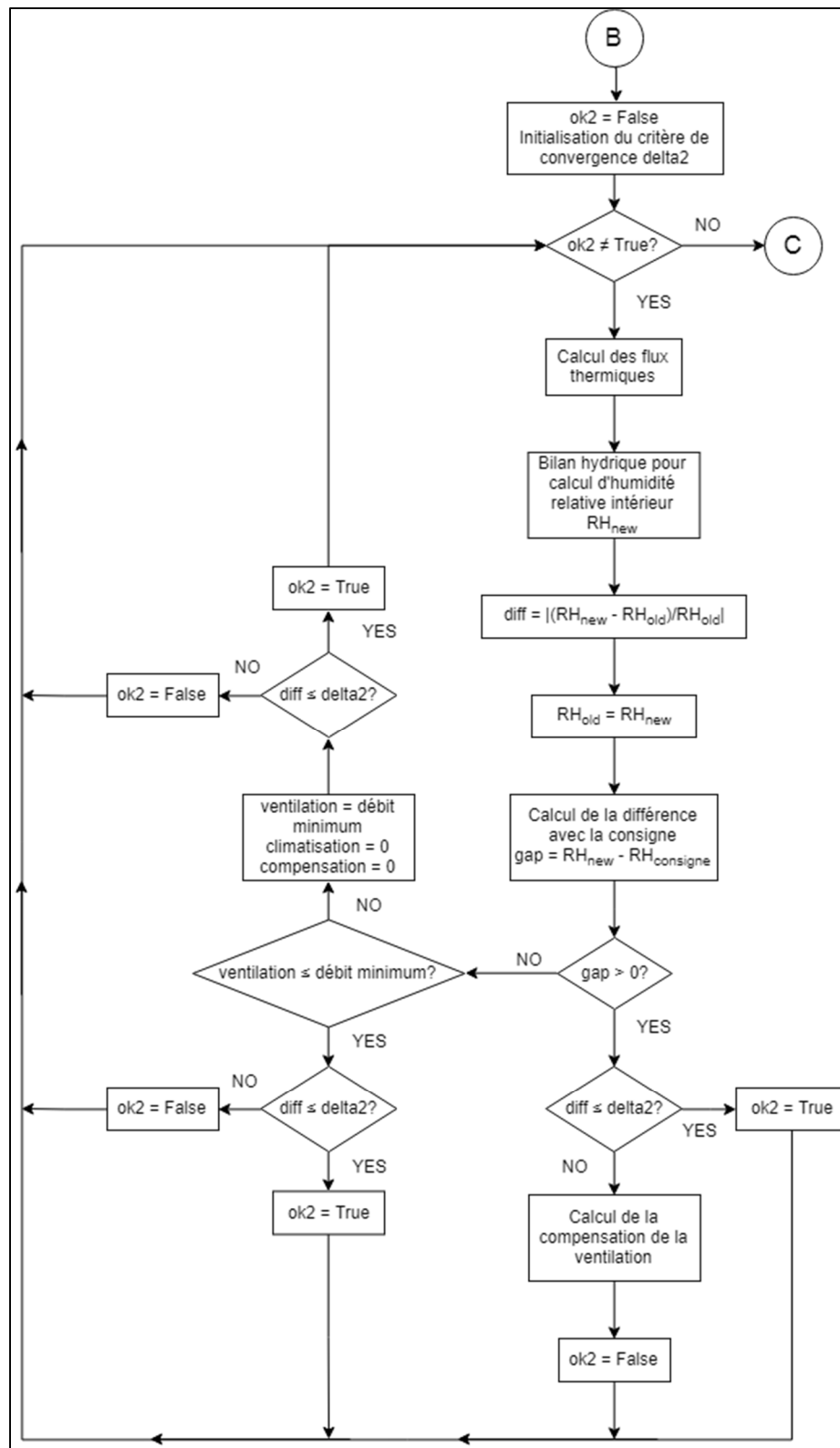


Figure 2.9 Organigramme du modèle, partie 2

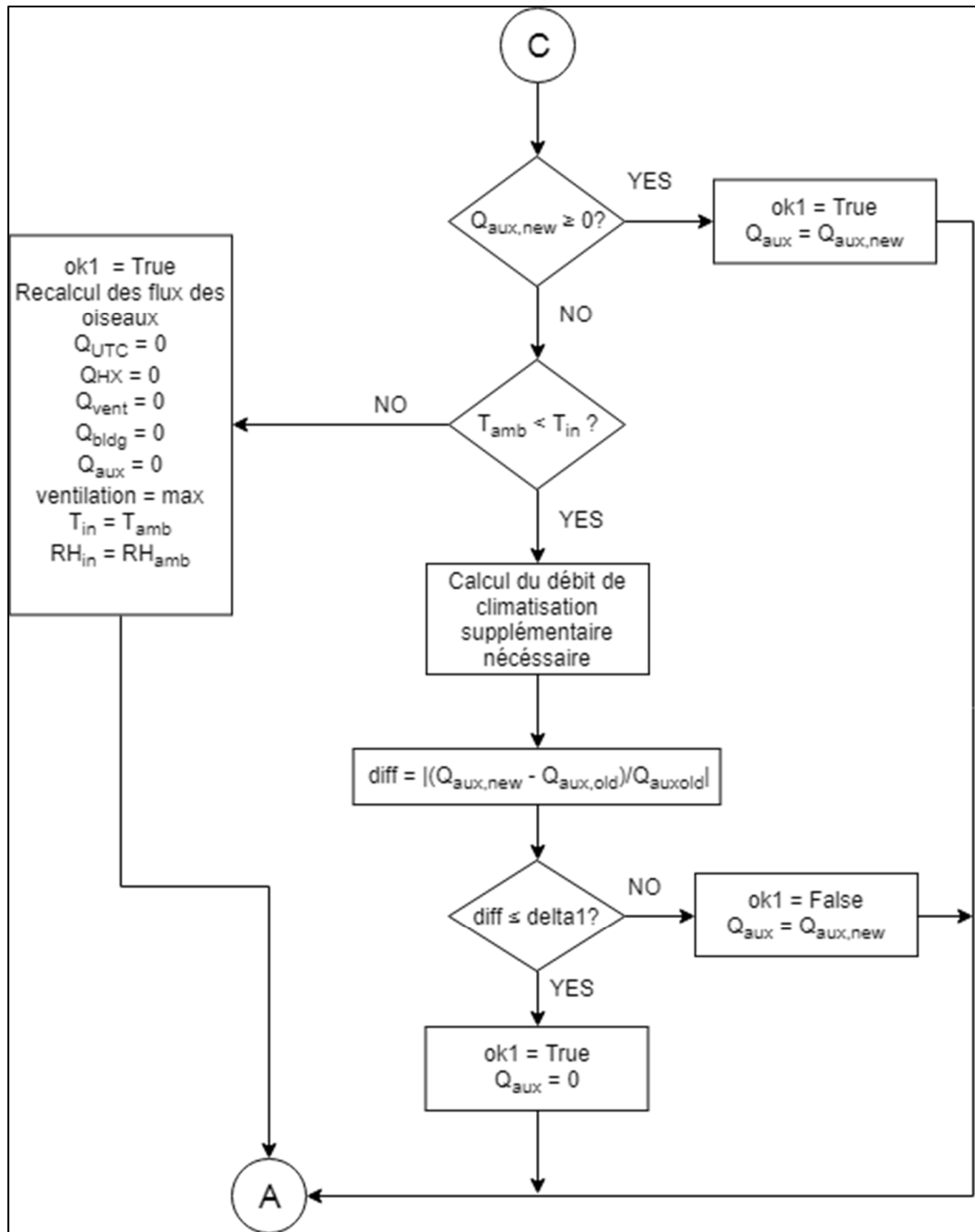


Figure 2.10 Organigramme du modèle, partie 3

2.4 Validation du modèle

En ayant accès aux temps de fonctionnement et à la puissance du système de chauffage du poulailler de référence, il est possible de comparer les énergies requises en chauffage de la simulation et du système de contrôle du bâtiment. Des données pour plusieurs élevages ont été mises à disposition pour exécuter plusieurs simulations et valider le modèle. Étant donné que le bâtiment ne possède pas de collecteur solaire et que les échangeurs d'air n'ont pas toujours été présents, une option pour prendre en considération les échangeurs et/ou le collecteur solaire est offert. Trois fichiers météo pour les années 2017, 2018 et 2019 (Assomption, Québec, Canada) sont utilisés pour les simulations selon l'année de production. Cette localisation est la plus près de la ville de Sainte-Mélanie, où se situe le poulailler. Les paramètres qui sont changés à chaque simulation sont : la date de début de l'élevage, le taux de mortalité journalier moyen, la durée de la production en jours, la quantité de poulets au début de l'élevage, si les échangeurs et le collecteur solaire sont inclus ou non puis finalement l'étage concerné. Le tableau suivant compare les données réelles aux données obtenues par simulation.

Tableau 2.3 Comparaison des résultats du modèles aux données réelles

Production	Étage	T. moyenne	Q _{aux} réel [kWh]	Q _{aux} modèle [kWh]
08/12/2017	1	-13,22 °C	49496	182514
	2		59209	140756
25/01/2018	1	-6,13 °C	44825	127657
	2		40124	95890
04/05/2018	2	15,02 °C	11497	21570
14/08/2018	1	19,11 °C	16235	39735
	2		6163	28325
28/09/2018	1	5,77 °C	39825	80580
	2		18815	58655
27/11/2018	1	-6,20 °C	43732	161749
	2		52971	155657
21/01/2019	1	-10,25 °C	60853	143803
	2		52370	135249
18/03/2019	1	4,24 °C	27647	94670
	2		20655	87299
14/05/2019	1	16,88 °C	13124	37354
	2		6871	35287

Il est évident qu'à cette étape ci, la simulation dépasse la réalité en termes de chauffage pour tous les cas. En effet, le chauffage est surestimé par un facteur allant de 1,88 à 5,14. Il y a donc un ou plusieurs flux thermiques qui sont surestimés ou sous-estimés. Dans les termes participants au bilan thermique, la puissance échangée dans la ventilation directe est le terme comportant la plus grande d'incertitude. C'est aussi la perte la plus importante lors du bilan thermique. Dans le modèle, on suppose que l'air à la sortie du bâtiment est à la même température que la consigne du bâtiment. L'hypothèse est que dans la simulation, on suppose que tout l'air entrant de l'extérieur est réchauffé à la température de consigne avant d'être expulsée du bâtiment. En réalité, il est fort possible qu'il y ait de l'air qui n'ait pas le temps de

se réchauffer à la température de consigne avant de quitter la bâtisse, abaissant la température effective de sortie dans le calcul. En fait, une partie de l'air qui est aspiré par les trappes longitudinales ne se mélange pas avant d'être expulsé et ceci d'autant plus que cette trappe est située près du mur gauche de la Figure 2.1, là où l'air est aspiré vers l'extérieur. Cette baisse de température viendrait donc diminuer l'estimation des pertes en ventilation et par le fait même le besoin en chauffage. La quantité de ventilation utilisée dans la production peut aussi être surestimée par rapport à la réalité. En effet, il se peut que la commande de débit d'air envoyée par l'unité de contrôle ne soit pas reflétée par le débit réel des ventilateurs. Cette hypothèse est renforcée par (Xin et al., 2001) qui utilise une température de sortie de l'air différente de la température intérieure pour son calcul du flux thermique de ventilation. Une autre hypothèse pouvant expliquer cette différence est que le débit de ventilation dicté par le système de contrôle n'est pas exactement le débit réel sortant des ventilateurs. Un terme d'efficacité de ventilation a donc été ajouté au modèle, permettant de répéter et calibrer chaque simulation. Ce terme d'efficacité, entre 0 et 1, vient directement multiplier les pertes par ventilation.

Certaines tendances ont été observées quant à l'évolution de ce terme en fonction de la température moyenne extérieure. Les tendances ont été séparées par étage et si les échangeurs étaient présents lors de la production. La Figure 2.11 démontre la différence entre les tendances.

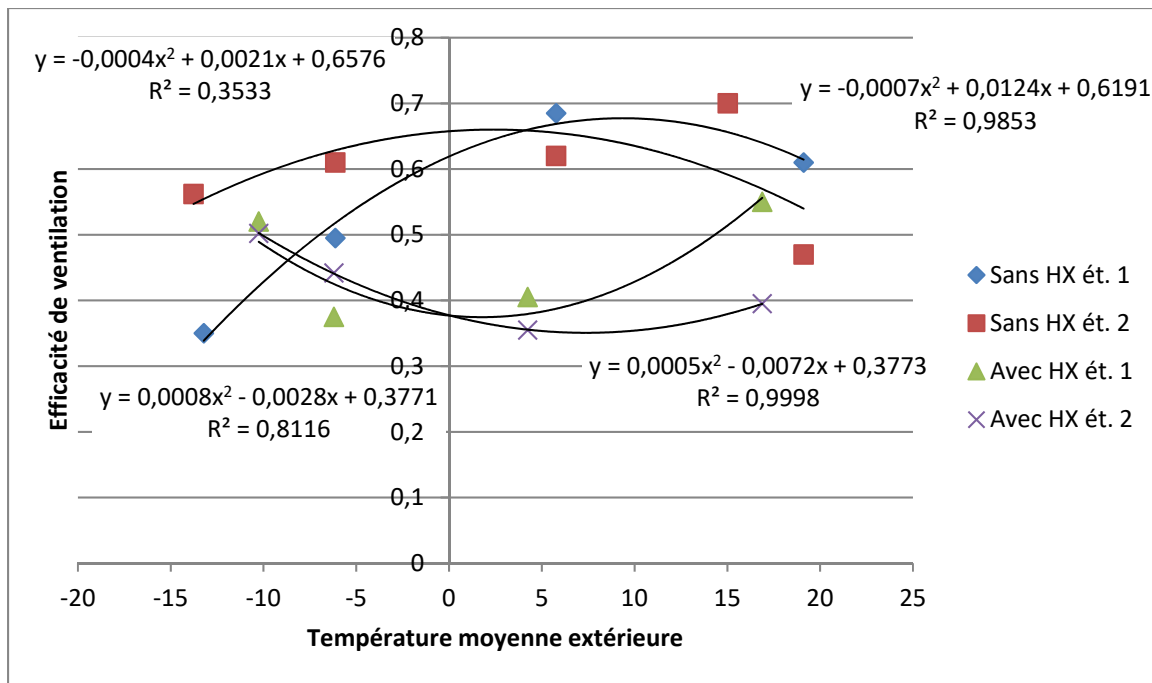


Figure 2.11 Efficacité de ventilation pour les 17 productions

Pour la plupart des cas, on observe une bonne tendance, mais cette dernière n'est pas la même pour tous les cas. Ces résultats ne semblent pas donner une réponse concluante quant à une corrélation avec la température extérieure. On est d'ailleurs amené à penser que ce facteur est lié à d'autres incertitudes hors de la portée du présent projet. En effet, l'absence de mesures récoltées sur place autres que celles du producteur, augmente grandement l'incertitude. De plus l'incertitude des mesures obtenues du producteur est inconnue, rajoutant à l'incertitude globale des résultats obtenus. Ces régressions sont utilisées pour valider le modèle relativement aux données obtenues du système de contrôle, mais ne seront pas utilisées lors des analyses économiques. Faute d'avoir une corrélation concluante avec la température extérieure, un facteur moyen sera utilisé pour les analyses économiques présentées au Chapitre 4. Le Tableau 2.4 présente la valeur à utiliser pour l'efficacité de ventilation pour différentes situations.

Tableau 2.4 Régressions pour les efficacités de ventilation

Situation	Efficacité de ventilation
Étage 1 sans échangeurs	Efficacité = $0,0254x + 0,6774$ avec x étant la température extérieure ($R^2 = 0,9977$)
Étage 2 sans échangeurs	Efficacité = $0,0028x + 0,8529$ ($R^2 = 0,6074$) (efficacité moyenne = 0,864)
Étage 1 avec échangeurs	Efficacité = $0,0009x^2 - 0,0024x + 0,3719$ ($R^2 = 0,9004$) (efficacité moyenne = 0,473)
Étage 2 avec échangeurs	Efficacité = $0,0006x^2 - 0,0073x + 0,3715$ ($R^2 = 0,9997$) (efficacité moyenne = 0,426)

Chaque simulation a été répétée avec l'efficacité de ventilation issue des régressions pour observer le pourcentage de différence avec la réalité et finalement valider le modèle.

Tableau 2.5 Recalibration des simulations de productions

Production	Étage	T. moyenne	Q _{aux} réel [kWh]	Efficacité vent.	Q _{aux} modèle [kWh]	Erreur rel.
08/12/2017	1	-13,22 °C	49496	0,333	46328	6.40%
	2		59209	0,560	59127	0.14%
25/01/2018	1	-6,13 °C	44825	0,517	47743	6.51%
	2		40124	0,630	42481	5.87%
04/05/2018	2	15,02 °C	11497	0,599	9068	21.13%
14/08/2018	1	19,11 °C	16141	0.601	15779	2.24%
	2		6163	0,552	8862	43.79%
28/09/2018	1	5,77 °C	39825	0,667	37718	5.29%
	2		18815	0,656	21622	14.92%
27/11/2018	1	-6,20 °C	43732	0,425	52805	20.75%
	2		52971	0,441	52728	0.46%
21/01/2019	1	-10,25 °C	60853	0,490	55555	8.71%
	2		52370	0,504	52571	0.38%
18/03/2019	1	4,24 °C	27647	0,383	25804	6.67%
	2		20655	0,354	20638	0.08%
14/05/2019	1	16,88 °C	13124	0,558	13528	3.08%
	2		6871	0,398	6921	0.73%

Après révision du modèle, l'erreur relative par rapport à la réalité se situe entre 0,08% et 43.79% avec une moyenne de 8.66%. Les grandes erreurs relatives tendent à être liées à de petites erreurs absolues, ce qui amplifie leur réel impact sur la validité du modèle. Le modèle calibré peut donc être utilisé avec confiance pour prédire les coûts de chauffage. La Figure 2.12 compare la courbe de chauffage, d'humidité relative et de température intérieure pour la production du 25 janvier 2018.

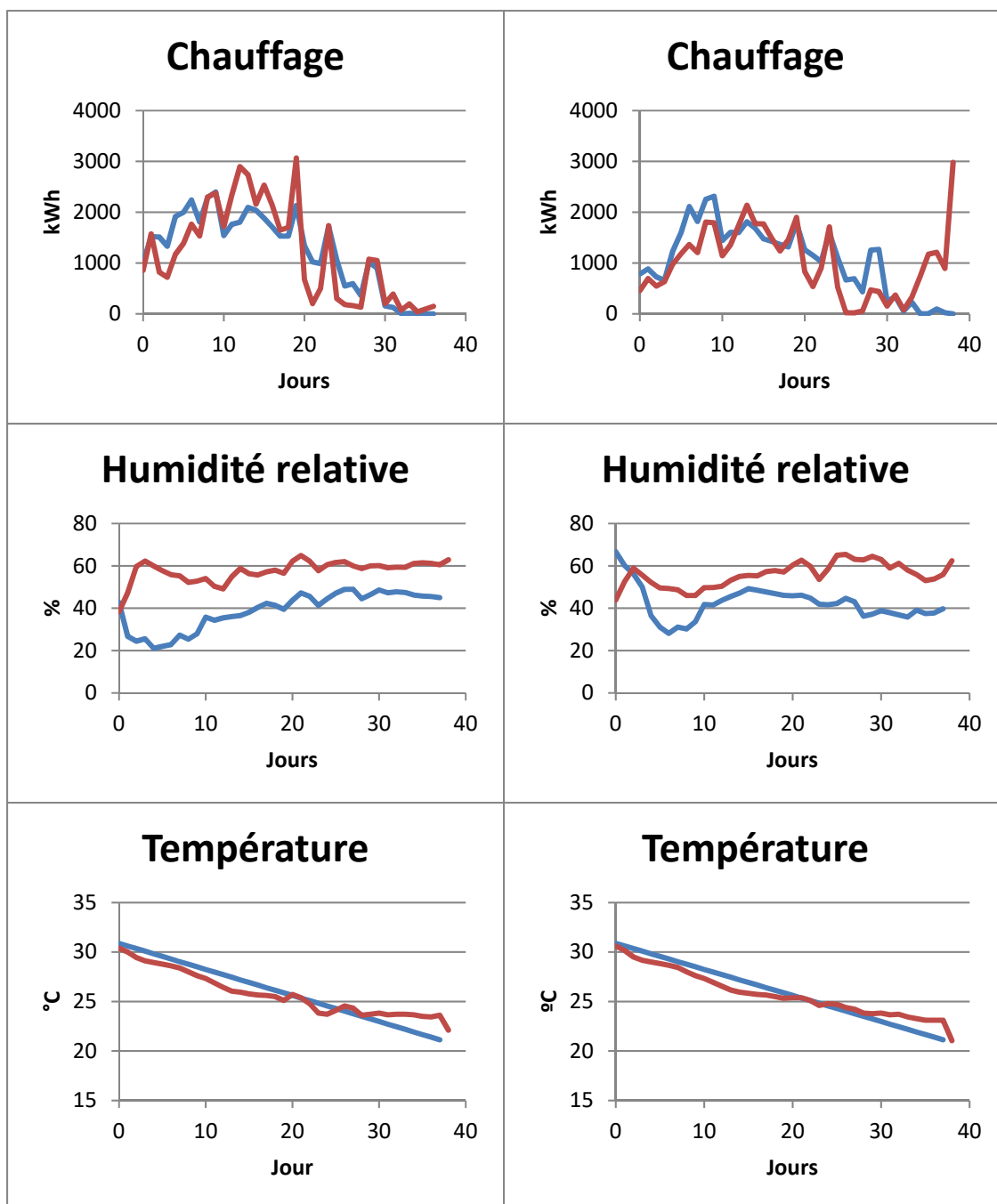


Figure 2.12 Comparaison du modèle avec les données obtenues du producteur.
En bleu : le modèle théorique, en rouge : les données expérimentales. À gauche :
l'étage 1, à droite : l'étage 2

Après calibration, on peut voir que les courbes de chauffage et de température suivent bien les courbes récupérées par le système de contrôle. Pour ce qui est de l'humidité relative, on observe une différence plus prononcée pour le premier étage. En général, le modèle semble calculer une humidité relative dans l'enceinte inférieure à la réalité. Encore une fois, l'hypothèse de l'efficacité de ventilation revient. Dans la formule du calcul de la production d'humidité à l'intérieur de l'enceinte de (Xin et al., 2001), on observe un terme d'humidité absolue de l'air à la sortie du bâtiment et non un terme pour l'humidité absolue à l'intérieur. Ce qui fait qu'en réalité, l'humidité relative à l'intérieur du bâtiment est supérieure au modèle qui utilise simplement la différence entre l'humidité absolue intérieure et extérieure. On peut aussi attribuer les différences des courbes de chauffage au fait que les données météo proviennent d'une station située près du fleuve Saint-Laurent à environ 45 km du poulailler. Pour les comparaisons complètes avec les 17 productions du poulailler, se référer à l'ANNEXE II.

CHAPITRE 3

RÉSULTATS

3.1 Introduction

Les données issues du système de contrôle du poulailler à l'étude ne semblent pas démontrer un avantage à l'utilisation des échangeurs d'air. Ceci est dû au fait que le producteur n'a pas bien ajusté sa consigne de ventilation aux échangeurs. Par exemple, si on compare les productions du 25 janvier 2018 qui n'avait pas d'échangeurs et du 11 novembre 2018 qui en comportait, la production de novembre a eu besoin d'environ 14% plus de chauffage malgré la présence des échangeurs. Les températures moyennes pour ces deux dates étaient toutes deux à -6 °C. Si le bâtiment requiert un certain débit en ventilation minimum, et qu'on y ajoute des échangeurs qui viennent eux aussi ventiler, il faut alors idéalement revoir la consigne minimum et l'abaisser en fonction du débit des échangeurs. Il faut que les deux sources de ventilation soient complémentaires et non additionnelles. En effet, après l'installation de ces derniers, le producteur aurait dû abaisser sa consigne de ventilation minimum de façon que le débit total reste le même qu'avant. En réalité, il se retrouve avec un surplus de ventilation comparativement à la période où il ne possédait pas les échangeurs. Il récupère certes de l'énergie avec les échangeurs, mais en jette encore plus, n'apportant aucun gain net par rapport à l'absence des échangeurs. Les résultats discutés dans la présente section sont obtenus avec des simulations comportant un débit de ventilation minimum complémentaire au débit des échangeurs et non avec la manière dont le producteur ventile. Les simulations effectuées pour compléter les analyses économiques utilisent un fichier météo CWEC (*Canadian Weather Year for Energy Calculation*) de Montréal pour représenter un emplacement plus général et non un poulailler en particulier. Les fichiers CWEC sont des regroupements de données comportant 12 mois typiques d'une année basés sur habituellement 30 ans de données CWEEDS (*Canadian Weather Energy and Engineering Datasets*).

3.2 Analyse économique du collecteur solaire et des échangeurs d'air

Pour obtenir la différence entre l'énergie de chauffage consommée entre le cas de référence et le cas en présence d'échangeurs d'air ou d'UTC, on ne fait que calculer Q_{aux} pour les deux cas, puis on fait la différence. Une analyse annuelle a été complétée pour sept cycles de production de 38 jours chacun. Chaque simulation est effectuée avec 20 000 poulets, un taux de mortalité journalier de 0,11%, une efficacité sensible des échangeurs de 47%, une surface de collecteur solaire de 109 m² et un facteur d'efficacité de ventilation de 0,5. Ce facteur est en fait la moyenne des facteurs calculés dans la section 2.4. Un facteur moyen est utilisé au lieu des régressions, car ces dernières n'étaient pas assez concluantes. De plus, seul un étage est simulé puisque la dynamique observée entre les deux étages chez le producteur est trop imprévisible et aucune tendance n'a pu être constatée. Quatre cas sont comparés pour quantifier leur effet sur les économies en chauffage tout au long de l'année. Le cas #1 est celui de référence où le bâtiment ne comporte ni échangeur ni collecteur solaire. Le cas #2 comprend la présence d'échangeurs et du collecteur solaire. Le cas #3 étudie la présence d'échangeurs seulement. Finalement, le cas #4 étudie la présence du collecteur solaire seulement. La Figure 3.1 présente les économies des cas #2, #3 et #4 comparativement au cas de référence #1 pour les sept cycles d'élevage (couvées) pendant l'année.

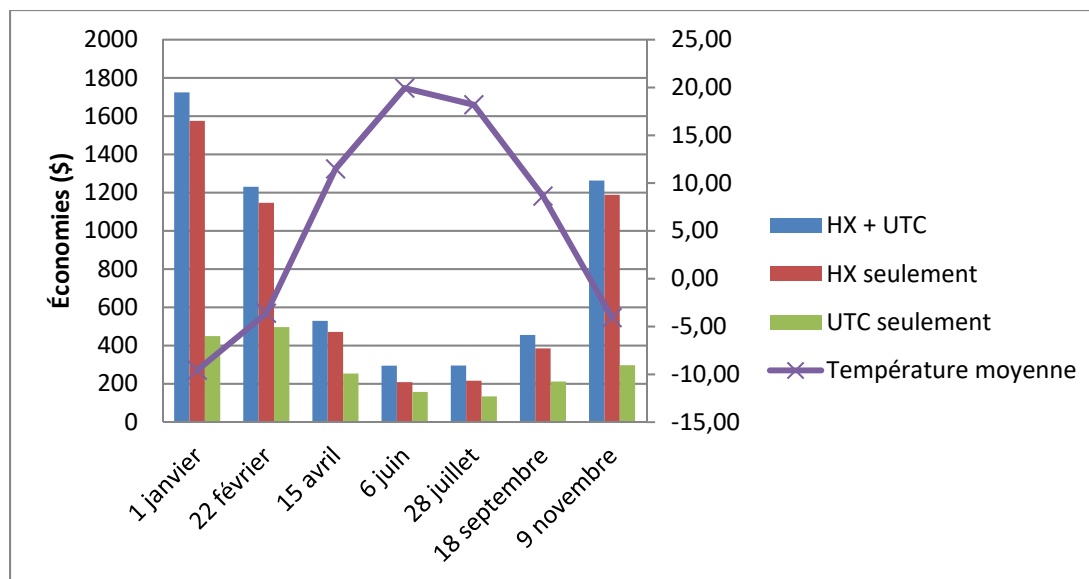


Figure 3.1 Économies par rapport au cas de référence

La valeur monétaire de l'énergie est obtenue en convertissant d'abord les kWh en litres de propane (7,03 kWh/L) (Transition Énergétique Québec, 2014), puis en multipliant par le prix moyen des factures de propane du producteur de 0,43 \$/L. Les économies suivent bien une tendance inverse à la température moyenne. Ceci est expliqué par le fait que les échangeurs et le collecteur solaire ont l'occasion de fonctionner plus souvent lorsqu'il fait plus froid. En effet, plus la température extérieure est basse, moins le bâtiment tombe en situation de surchauffe. L'été, de l'autre côté, il faut arrêter le fonctionnement des échangeurs et du collecteur pour éviter un apport en chaleur supplémentaire à l'enceinte. Il ne faut pas non plus oublier de considérer le simple potentiel d'économie d'énergie lorsque le gradient de température entre l'intérieur et l'extérieur est plus élevé.

Un autre point intéressant à remarquer est l'apport du collecteur solaire en termes d'économies d'énergie. La présence des échangeurs diminue le débit massique entrant par le collecteur solaire et augmente la fréquence des situations de surchauffe où l'on doit couper les échangeurs et le collecteur. En chiffres, le collecteur récupère 32 713 kWh sur l'année lorsqu'il est seul et 6 201 kWh en présence des échangeurs. C'est une diminution du potentiel de récupération du collecteur solaire de 81% pour venir chercher un gain de 189 % sur la récupération totale

lorsque les échangeurs et le collecteur sont présents. Avec la combinaison des deux technologies, les échangeurs observent seulement une diminution de 9% passant de 84 877 kWh à 77 070 kWh sur l'année pour un gain de 12% après combinaison. Le Tableau 3.1 illustre la présente analyse.

Tableau 3.1 Analyse énergétique des échangeurs et collecteur solaire

Économies (kWh/année)	Avant ajout de l'autre technologie (Cas #3 et #4)	Portion provenant de la technologie (Cas #2)	Combinaison des deux technologies (Cas #2)
Échangeurs seuls	84 877	77 070 (-9%)	94 686 (+12%)
Collecteur solaire seul	32 713	6 201 (-81%)	94 686 (+189%)

Si notre bâtiment possède seulement des échangeurs et qu'on veut y ajouter un collecteur solaire il est plus difficile de justifier son installation sans même parler du côté monétaire de la chose puisqu'on viendrait chercher un gain de seulement 12% pour installer une technologie qui fonctionnerait à seulement 19% de son plein potentiel. De l'autre côté, si notre bâtiment possède déjà un collecteur solaire et qu'on veut y installer des échangeurs d'air il est beaucoup plus facile de justifier leur installation. Dans ce cas-ci, on irait chercher un gain de 189% pour installer une technologie qui fonctionne à 91% de son potentiel. Dans le cas #4 où les échangeurs et le collecteur sont présents, on remarque que lorsqu'on additionne les portions de chacune des technologies (77 070 kWh + 6 201 kWh), on arrive en deçà du total économisé de 94 686 kWh. Ceci est principalement dû au fait que le débit de ventilation cumulé est plus élevé pour le cas de référence que les autres cas. L'humidité relative est abaissée lorsque les deux technologies sont présentes diminuant le besoin de ventilation. De plus la proportion d'énergie économisée pour ce dernier cas par les échangeurs représente 93% du total. L'aspect monétaire de l'analyse viendra trancher sur quel cas représente le meilleur scénario.

Le coût du mur solaire de 109 m² provient d'une soumission d'un fournisseur et s'élève à 9000\$ sans les frais d'installation. Puisque dans le modèle, le collecteur solaire s'ouvre et se ferme automatiquement dépendamment de la température extérieure relative à la température intérieure, il faut inclure 2 actuateurs de 300\$ chacun pour opérer l'ouverture du collecteur pour un total de 9 600\$. Dans le cas des échangeurs, on observe un coût de 6 650\$ par échangeur et le manufacturier estime les frais connexes (installation, garantie, mise en marché et période de 1 an de collecte de données) à 1 000\$. Les producteurs peuvent aussi toucher une subvention ÉcoPerformance selon certaines conditions et certains critères. Pour déterminer quel cas représente le meilleur scénario économique, la valeur actualisée nette, ou VAN, a été utilisée. Il a été considéré que 4 480 \$ peuvent être payés dès le départ et que le reste est financé pendant 10 ans à un taux d'intérêt fixe de 6%. Les autres paramètres de l'analyse sont les suivants : un taux d'inflation de 2%, une augmentation annuelle du prix du propane de 10%, des coûts en maintenance représentant 1% du coût de la mesure avant les subventions et finalement un taux d'actualisation de 8%. On considère également une valeur résiduelle nulle pour les systèmes. Le tableau suivant récapitule les données pour l'analyse économique effectuée sur 20 ans.

Tableau 3.2 Indicateurs économiques de l'analyse

Cas	Coût de la mesure	Coût de la mesure après subvention	Économies annuelles	Période de retour sur investissement	VAN
Échangeurs	61 200 \$	37 900 \$	5 191 \$	8,30 ans	70 230 \$
Collecteur solaire	9 600 \$	4 000 \$	2 000 \$	2,10 ans	39 250 \$
Combinaison	70 800 \$	44 800 \$	5 791 \$	8,80 ans	75 540 \$

En termes économiques, c'est le collecteur qui offre la plus courte période de retour sur investissement, mais la VAN est beaucoup moins intéressante que les autres mesures. C'est en fait la combinaison des deux mesures qui offre la meilleure VAN, mais la mesure avec les échangeurs seulement n'est pas très loin derrière. Ces résultats démontrent que si l'on doit

choisir entre l'installation d'un collecteur perforé non-vitré ou des échangeurs d'air, l'option échangeurs reste la meilleure. L'addition d'un collecteur solaire en présence des échangeurs est difficile à justifier lorsqu'on constate que cela représente un investissement supplémentaire de 18% pour une VAN supérieure de 7%. Ça revient donc à payer pour deux technologies qui ne peuvent pas être utilisées à leur plein potentiel, diminuant les économies annuelles. La meilleure solution serait d'augmenter le nombre d'échangeurs et non d'ajouter un collecteur solaire.

3.3 Niveau d'isolation économiquement optimale

Le modèle calibré a également servi à effectuer une série de simulations avec différents niveaux d'isolation dans les murs. En faisant varier la résistance thermique des murs, il a été possible d'obtenir les coûts en chauffage en fonction de cette variable. Chaque simulation a été comparée au cas de référence du bâtiment actuel, c'est-à-dire une résistance thermique de $R_{20} \text{ pi}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{BTU}^{-1} \cdot \text{h}$ dans les murs ($\text{RSI } 3,5 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$). Un recensement du prix des matériaux d'isolation a été effectué pour avoir un prix moyen de l'isolation en fonction de la surface et de la valeur R du produit. Ce prix moyen de $3,54 \$ \cdot \text{W} \cdot \text{m}^{-4} \cdot \text{K}^{-1}$ a ensuite été utilisé pour estimer le prix de l'isolation pour la surface totale des murs. Une année complète est simulée pour chaque valeur R avec les mêmes paramètres que l'étude économique discutée plus tôt. La Figure 3.2 illustre les coûts de l'isolation et les coûts en chauffage relatifs au cas de référence pour une situation avec échangeurs et une autre sans échangeurs. Les résultats détaillés des simulations peuvent être trouvées à l'ANNEXE IV.

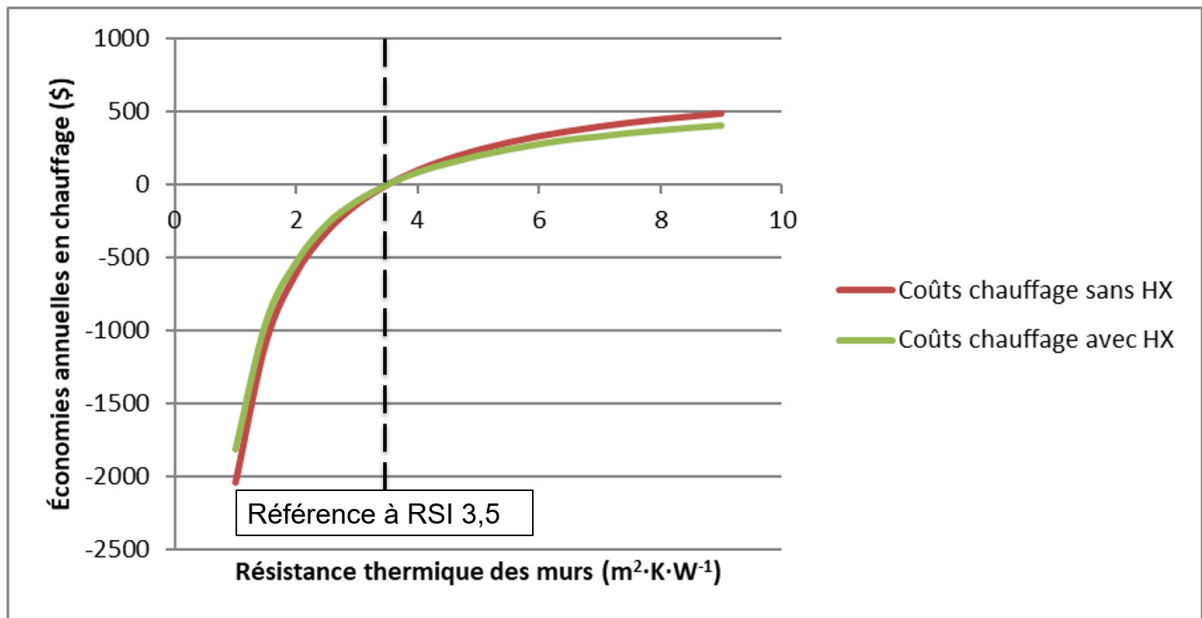


Figure 3.2 Coûts relatifs de l'isolation et du chauffage en fonction de la valeur R

Il est évident que les coûts en chauffage diminuent si on augmente la valeur RSI des murs par rapport à RSI 3,5, mais il vient un moment où le pas des diminutions est presque imperceptible par rapport au niveau d'isolation précédent. En diminuant la résistance thermique par rapport à RSI 3,5, les pertes sont beaucoup plus importantes que les gains engendrés par une même augmentation de cette résistance. L'analyse économique suivante permettra d'obtenir de meilleurs indicatifs pour déterminer le niveau d'isolation économiquement optimal.

En utilisant encore une fois un taux d'intérêt fixe de 6%, on suppose que la totalité du surcoût en isolation est incluse dans le financement de la construction du bâtiment complet. On considère également un taux d'inflation de 2%, une augmentation annuelle du prix du propane de 10% et un taux d'actualisation de 8%. En sachant le prix de l'isolation et du chauffage relativement au cas de référence à RSI 3,5, il est possible d'obtenir une VAN sur une période d'analyse de 20 ans. La figure suivante présente la VAN obtenue pour chaque valeur de résistance thermique des murs.

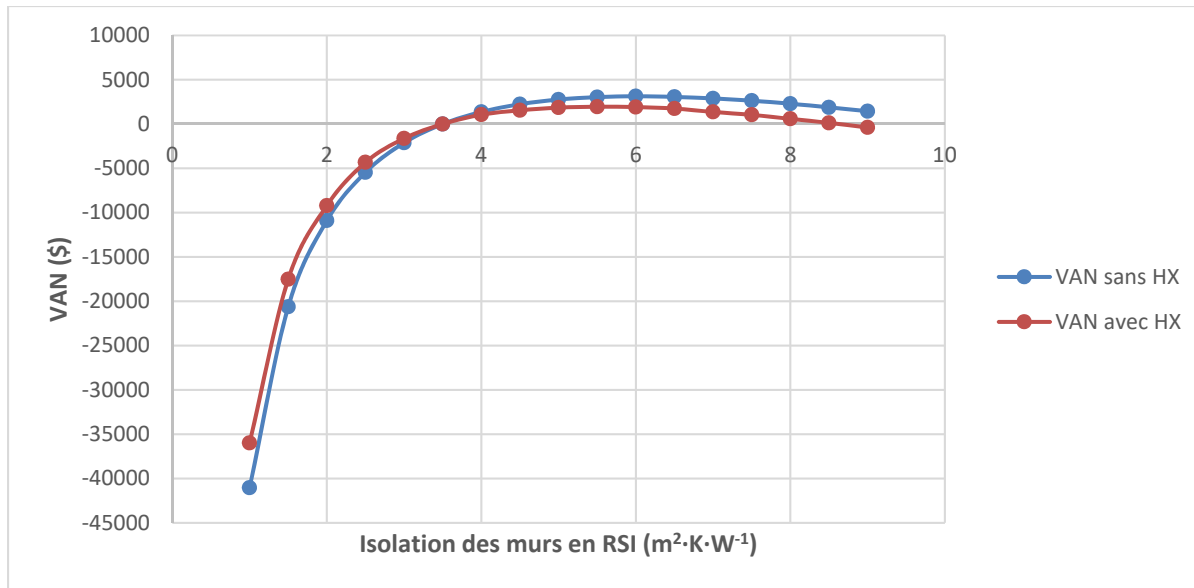


Figure 3.3 Valeur actualisée nette pour chaque valeur d'isolation des murs

Tout d'abord, lorsque la résistance des murs est égale à RSI 3,5, la VAN est nulle, ce qui représente le cas de référence. Lorsque les échangeurs sont présents, on observe une VAN maximum à RSI 5,57 et lorsqu'ils sont absents, le maximum est à RSI 5,84. Il est maintenant possible de conclure que les échangeurs d'air n'ont pas d'influence significative sur le niveau d'isolation optimal. Passer d'une isolation de RSI 3,5 à RSI 5,84 permettrait d'économiser 332\$ par année en chauffage, mais représenterait un investissement supplémentaire de 4 013\$. Cet investissement serait par la suite remboursé par les économies en chauffage après 12 ans et représenterais une VAN de 3 432\$.

CONCLUSION

Dans un contexte où le sous-secteur de production de volaille connaîtra la plus forte croissance parmi les autres sous-secteurs de production de viande, les producteurs devront diminuer leurs coûts en énergie pour rester compétitifs avec le marché, particulièrement aujourd'hui, après la ratification récente de l'accord Canada-États-Unis-Mexique. Ainsi, il est possible de diminuer ces coûts avec l'implantation de différentes technologies dont les échangeurs d'air ou des collecteurs solaires perforés non-vitrés. Dans ce contexte, l'objectif de cette recherche consistait à effectuer une première analyse de la viabilité de ces deux solutions potentielles.

Un bilan des différents flux thermiques présents dans le bâtiment a été réalisé et une formulation numérique de ce bilan a été implanté en langage Python pour observer l'effet des échangeurs d'air, d'un collecteur solaire et du niveau de résistance thermique des parois sur la facture énergétique d'un poulailler industriel situé près de Montréal. Un premier bilan s'est avéré inadéquat pour estimer les pertes par ventilation puisque l'équation ne reflétait pas l'algorithme du système de contrôle du poulailler. Pour corriger ce premier bilan, une boucle de convergence sur l'humidité relative et le chauffage a été implémentée. Les premières comparaisons avec les données extraites du système de contrôle ont révélé que les besoins en chauffages obtenus par le modèle étaient surestimés par un facteur allant de 1.88 à 5.14. Un facteur d'efficacité de ventilation a été implémenté pour prendre en considération que l'air à la sortie des ventilateurs n'est pas nécessairement à la même température que la consigne, mais peut être en deçà de cette dernière car il est mélangé à l'air aspiré par les trappes de d'admission d'air frais lorsque la ventilation directe est en fonction. Ce facteur a permis au modèle de se coller aux courbes de chauffages et d'humidité relative pour la plupart des productions. Aucune corrélation avec la température moyenne extérieure n'a été observée, donc une valeur moyenne a été utilisée pour réaliser les études économiques.

Trois scénarios ont été comparés au cas de référence, c'est-à-dire un bâtiment qui ne possède ni échangeurs, ni collecteur solaire. Le premier scénario représentait la présence de huit échangeurs d'air et d'un collecteur solaire perforé non-vitré. Les échangeurs seulement étaient

présents dans le deuxième scénario. Finalement, seul le collecteur solaire était présent dans le troisième scénario. Combiner les deux technologies offrirait les meilleures recettes après 20 ans mais représente le scénario avec la plus longue PRI. De plus, la combinaison vient réduire le potentiel de récupération d'énergie de 9% et 81% pour les échangeurs et le collecteur solaire respectivement. La meilleure option serait donc d'installer des échangeurs seulement, permettant de récupérer 5 191\$ par année. Ces économies se traduisent en une valeur actualisée nette de 70 230\$, non loin de la VAN de la combinaison des deux mesures de 75 540\$. L'ajout d'échangeurs supplémentaires serait donc une meilleure solution que d'installer un collecteur solaire.

Subséquentement, une étude économique a été effectuée sur le niveau d'isolation économiquement optimal. D'entrée de jeu, il est intuitif de comprendre que d'abaisser la résistance thermique des murs engendrerait des coûts supplémentaires en chauffage et vice-versa. En revanche, il vient un moment où les bénéfices d'augmenter la valeur R de l'isolation sont négligeables. Le but de cette étude était de déterminer quelle valeur R offrait les meilleures économies monétaires. Il s'est avéré que réduire la résistance thermique des murs offrait une économie immédiate sur le prix de l'isolation, mais devenait très vite non rentable pour le producteur. À la suite de l'étude, passer d'une isolation des murs de RSI-3,5 (R20) à RSI-5,84 (R33) représenterait le meilleur scénario économiquement parlant. Si la résistance thermique du scénario de référence était plus élevée, la valeur RSI optimale n'aurait pas été la même, puisque les économies engendrées sont inversement proportionnelles à l'augmentation de la valeur RSI et sont en fonction du scénario de référence.

Bref, plusieurs options s'offrent aux producteurs de volaille pour réduire leur facture énergétique. Bien qu'elles représentent un investissement, ces options permettent de voir des résultats sur le portefeuille en quelques années seulement, en partie grâce aux subventions que peuvent obtenir les producteurs auprès du gouvernement.

RECOMMANDATIONS

Les recommandations suivantes concernent le modèle mathématique du poulailler et la gestion générale d'un bâtiment d'élevage de volaille industriel.

1. Pour avoir un modèle plus représentatif de la réalité, il faudrait avoir accès à des données représentant le débit d'air réel sortant par les ventilateurs d'extraction. Cela permettrait de vérifier si les débits d'air concordent avec ceux prescrits par le système de contrôle.
2. Mesurer la température de l'air à la sortie des ventilateurs / échangeurs viendrait préciser le réel échange thermique par la ventilation. Le facteur d'efficacité de ventilation ne serait plus nécessaire.
3. Le modèle pourrait avoir une boucle de convergence sur la température intérieure du bâtiment en plus de celles sur l'humidité relative et le chauffage. Le modèle actuel ne fait que forcer la température de consigne pour enlever une variable à l'équation.
4. Avec des échangeurs d'air, le système de contrôle du bâtiment devrait être capable de fermer les échangeurs lorsque la température dépasse la consigne. En réalité, les échangeurs fonctionnent jusqu'à ce que le producteur les arrête manuellement.
5. Pour maximiser la récupération d'énergie d'un collecteur solaire, le système de contrôle devrait savoir quand la température extérieure dépasse la température de consigne. Le système pourrait donc contourner le collecteur et éviter que de l'air plus chaud entre dans le bâtiment.

Comme discuté dans la section 3.1, le producteur du bâtiment de référence devrait abaisser sa courbe de ventilation pour prendre en compte la ventilation complémentaire qu'apportent les échangeurs, permettant d'obtenir de réelles économies d'énergie.

ANNEXE I

DÉTAILS DES PRODUCTIONS DE RÉFÉRENCE

Tableau-A I-1 Détails des productions de références

Date élevage	08/12/2017		25/01/2018	
Étage	1	2	1	2
T moy. réelle [°C]	-13,77		-6,12	
T moy. Assomption [°C]	-13.22		-4.49	
Poulets	18450	18450	20000	20000
Mortalité [%/jr]	0,186	0,134	0,080	0,129
Durée [jr]	38		38	
Échangeurs	non		non	
Chauffage réel [kWh]	49496	59209	44825	40124
Chauffage simulé [kWh]	182514	140756	127657	95890
Commentaires				
Date élevage	04/05/2018		14/08/2018	
Étage	1	2	1	2
T moy. réelle [°C]	15,03		19,10	
T moy. Assomption [°C]	15,39		17,24	
Poulets	ND	19200	20100	20100
Mortalité [%/jr]	ND	0,097	0,123	0,119
Durée [jr]	38		36	
Échangeurs	non		non	
Chauffage réel [kWh]	ND	11498	16235	6163
Chauffage simulé [kWh]	-	21570	39735	28325
Commentaires	Données incomplètes			

Date élevage	28/09/2018		27/11/2018	
Étage	1	2	1	2
T moy. réelle [°C]	5,77		-6,21	
T moy. Assomption [°C]	6,97		-6,87	
Poulets	20400	20292	19800	19900
Mortalité [%/jr]	0,050	0,090	0,103	0,116
Durée [jr]	38		38	
Échangeurs	non		oui	
Chauffage réel [kWh]	39826	18815	43732	52971
Chauffage simulé [kWh]	80580	58655	161749	155657
Commentaires				
Date élevage	21/01/2019		18/03/2018	
Étage	1	2	1	2
T moy. réelle [°C]	-10,25			
T moy. Assomption [°C]	-8,95		4,90	
Poulets	21400	21400	20500	20592
Mortalité [%/jr]	0,110	0,057	0,130	0,140
Durée [jr]	38		38	
Échangeurs	oui		oui	
Chauffage réel [kWh]	60853	52370	27647	20665
Chauffage simulé [kWh]	143803	135249	94670	87299
Commentaires	Les échangeurs étaient bouchés par la glace 50% du temps			
Date élevage	14/05/2019			
Étage	1	2		
T moy. réelle [°C]	ND			
T moy. Assomption [°C]	16.88			
Poulets	20000	19887		
Mortalité [%/jr]	0,113	0,092		

Date élevage	14/05/2019	
Durée [jr]	36	
Échangeurs	oui	
Chauffage réel [kWh]	13124	6871
Chauffage simulé [kWh]	37354	35287
Commentaires		

ANNEXE II

LIGNES DE CODE POUR LA SIMULATION

```
1. import numpy as np
2. import math
3. import matplotlib.pyplot as plt
4.
5. from scipy import optimize
6. from pylab import rcParams
7. rcParams['figure.figsize'] = 15, 9 #grosseur des figures en pouces
8.
9. from Fonctions import date #Permet d'entrer la date du debut du cycle de production
10. from Fonctions import chickweight #etabli la courbe de poids des poulets (Constanti
    no, 2018)
11. #Courbes de ventilation
12. from Fonctions import ventmin1
13. from Fonctions import ventmax1
14. from Fonctions import ventminhx1
15. from Fonctions import ventmaxhx1
16. from Fonctions import ventmin2
17. from Fonctions import ventmax2
18. from Fonctions import ventminhx2
19. from Fonctions import ventmaxhx2
20.
21. from Fonctions import set_temp #etabli la courbe de temp. de consigne
22. from Fonctions import W #calcul humidite absolue en fct de temp, pression et RH [kg
    H2O/kg air]
23. from Fonctions import RHcalc #calcul humidite relative en fct de temp, pression et
    W []
24. from Fonctions import mu #calcul viscosite dynamique en fonction de la temperature
    [kg/(m*s)]
25. from Fonctions import kf # calcul la conductivite de l'air en fct de temperature [W
    /(m*K)]
26. from Fonctions import rho_air # calcul densite air en fct de temperature [kg/m3]
27. from Fonctions import truncate #arrondi les valeurs a un nombre decimale
28.
29. #-----Debut: Parametres utilisateur-----#
30. #-----Parametres production-----#
31. Month = 'janvier' #mois du debut de l'elevage
32. Day= 1 #jour du mois du debut de l'elevage
33. Prod_lgt = 38 #Duree de l'elevage [jours]
34. n_cycle = 7 #Nombre d'elevages dans une annee
35. Broiler_qty = 20000 #Nombre de poulets par etage
36. T_start = 31 #Temperature de consigne de depart du cycle [°C]
37. T_end = 21 #Temperature de consigne a la fin du cycle [°C]
38. T_lat = 7 #Temperature conservee entre les cycles [°C] S.Forest garde plutot 7°C
39. RH_i = 50 #Consigne d'humidite relative dans le batiment [ratio]
40. mort = 0.110 #Taux de mortalite journalier en %
41. etage = 1 #Choix de l'etage
42. #-----Parametres enveloppe-----#
43. Width = 18.288 #Largeur du batiment [m]
44. Length = 76.2 #Longueur du batiment [m]
45. Height = 2.5527 #Hauteur d'un etage [m]
46. Slope = 18.43 #Pente du toit
47. R_wall = 4.93 #Valeur RSI isolation mur [m2*K/W] (multiplier R par 0.1761101838)
```

```

48. R_roof = 6.69 #Valeur RSI isolation toit [m2*K/W] (multiplier R par 0.1761101838)
49. F_floor = 0.70 #Facteur isolation du béton [m*K/W]
50. alpha_wall = 0.5 #absorptivite surface des murs [n/a]
51. alpha_roof = 0.5 #absorptivite surface du toit [n/a]
52. epsilon_wall = 0.5 #emissivite surface des murs [n/a]
53. epsilon_roof = 0.5 #emissivite surface du toit [n/a]
54. del_R_wall = 0 #difference entre radiation longue incidente provenant du ciel et en
    vrnmmt
55. del_R_roof = 0.063091 #difference entre radiation longue incidente provenant du cie
    l et envrnmt
56. #et la radiation emise par un corps noir a temp exterieur [kW/m2]
57. #-----Parametre echangeurs air-----#
58. Include_HX = 'Yes' #'Yes' pour presence echangeurs air, 'No' autrement
59. HX_n = 8 # nombre d'echangeurs par etage
60. CFM_HX_min = 400 #Debit min par echangeur en CFM
61. CFM_HX_max = 1000 #Debit max par echangeur en CFM
62. HX_epsilon = 0.4766 #Efficacitee moyenne de l'echangeur
63. #-----Parametres mur solaire-----#
64. Include_sol = 'Yes' #'Yes' pour mur solaire, 'No' autrement
65. Ac = 109 #Surface du collecteur [m2]
66. epsil_col = 0.95 #Émissivité du collecteur
67. alpha_col = 0.95 #Absorptivité du collecteur
68. boltzmann = 5.67*10**-11 #[kW/(m2*K4)]
69. D = 0.0024 #Diamètre des trous du collecteur [m]
70. P = 0.0245 #Pitch des trous du collecteur [m]
71. Fcg = 0.5 #Facteur de vue (0.5 pour mur vertical)
72. #-----Parametres ventilation-----#
73. vent_minimale = 0.4 #ventilation minimum (CFM par kg total)
74. limite = 205000 #Ventilation maximale dans le batiment [CFM] (environ 114 kg/s)
75. indice_comp = 5 # [%]
76. comp_max = 15 # [%]
77. eff_vent = 0.505 #efficacite de la ventilation (1 = aucun transfert thermique, 0 =
    tout l'air ext. est réchauffé par l'air int. avant de sortir)
78. #-----Parametres lumieres-----#
79. n_lum = 90 #nombre de lumieres
80. P_lum = 10 #wattage des lumieres
81. #-----Fin: Parametres utilisateurs-----#
82. #
83. #
84. #
85. #-----Debut: Importer donnees horaires-----#
86. index = date(Day, Month) #Jour auquel on démarre la production
87. donnees = np.loadtxt("meteo_montreal.txt") #meteo tiré de TRNSYS
88. Lamarche = np.loadtxt("IT_python.txt") #Irradiation modele isotropique
89. Tamb = donnees[:,1] #Temperature exterieur pour 8760 h [C]
90. Tgnd = Tamb #Pour UTC, approximation de Tgnd a Tamb
91. Tsky = donnees[:,2] #Temperature du ciel pour 8760 h [C]
92. RH_o = donnees[:,4] ##Humidite relative exterieure pour 8760 h [%]
93. P_o = 101325*donnees[:,5] #Pression exterieure pour 8760 h [Pa]
94. It_s = 1/3600*donnees[:,6] #Radiation plan incliné sur base horaire mur sud [kW/m2]

95. It_n = 1/3600*donnees[:,7] #Radiation plan incliné sur base horaire mur nord [kW/m2
    ]
96. It_e = 1/3600*donnees[:,8] #Radiation plan incliné sur base horaire mur est [kW/m2]

97. It_o = 1/3600*donnees[:,9] #Radiation plan incliné sur base horaire mur ouest [kW/m
    2]
98. It_s_20 = 1/3600*donnees[:,11] #Radiation plan incliné 20 deg sur base horaire toit
    sud [kW/m2]

```

```

99. It_n_20 = 1/3600*donnees[:,12] #Radiation plan incliné 20 deg sur base horaire toit
    nord [kW/m2]
100.    It = (1/3600)*Lamarche #Radiation sud Lamarche [kW/m2]
101.    Ts = donnees[:,1] #Temperature surface mur exterieur (approximé a Tamb) [C]

102.    V = donnees[:,10] #Vitesse du vent pour 8760h [m/s]
103.    Prod_lgt_h = Prod_lgt*24 #Duree de production [h]
104.    Time = Prod_lgt_h + 24*int(((365-
    Prod_lgt*n_cycle)/n_cycle)) #Duree totale d'un cycle incluant latence [h]
105.    Lights = np.loadtxt("LT_SForest.txt") #Programme de lumieres
106.    #Lights = [0]*Time #Choisir si lumiere toujours allumee
107.    broiler_weight = chickweight(Prod_lgt) #courbe de poids des poulets
108.    set_temperature = set_temp(T_start, T_end, T_lat, Prod_lgt, n_cycle) #courbe
    de temperature de consigne
109.    m_HX = np.loadtxt("m_HX.txt") #Courbe de ventilation des HX
110.
111.    if etage == 1 and Include_HX == 'No':
112.        vent_min = ventmin1(limite, Time)
113.        vent_max = ventmax1(limite, Time)
114.    elif etage == 1 and Include_HX == 'Yes':
115.        vent_min = ventmin1(limite, Time)
116.        vent_max = ventmax1(limite, Time)
117.    elif etage == 2 and Include_HX == 'No':
118.        vent_min = ventmin2(limite, Time)
119.        vent_max = ventmax2(limite, Time)
120.    elif etage == 2 and Include_HX == 'Yes':
121.        vent_min = ventminhx2(limite, Time)
122.        vent_max = ventmaxhx2(limite, Time)
123.
124.    #-----Fin: Importer donnees horaires-----#
125.    #
126.    #
127.    #
128.    #-----Debut: Initialisation des vecteurs-----#
129.    #-----Constantes-----#
130.    cp_air = 1 #capacite thermique specifique de l'air [kJ/(kg*K)]
131.    Volume = Width*Length*Height #Volume du batiment [m^3]
132.    #-----Taux de mortalite des poulets-----#
133.    n_bird = [0]*Time
134.    #-----Gains chaleur poulets (Xin et al. 2001)-----#
135.    q_bird_spec = [0]*Time #Chaleur totale specifique des poulets[W/kg]
136.    q_l_bird_spec = [0]*Time #Chaleur latente specifique des poulets[W/kg]
137.    q_s_bird_spec = [0]*Time #Chaleur sensible specifique des poulets[W/kg]
138.    q_bird_tot = [0]*Time #Chaleur totale pour tous les poulets [kW]
139.    q_l_bird_tot = [0]*Time #Chaleur latente total pour tous les poulets [kW]
140.    q_s_bird_tot = [0]*Time #Chaleur sensible total pour tous les poulets [kW]
141.    m_moist_bird = [0]*Time #Debit massique humidite poulet [kg H2O/(s*animal)]

142.    m_moist_bird_tot = [0]*Time #Humidité dégagée par poulets [kg H2O/h]
143.    h_water = [0]*Time #Chaleur latente de vaporisation de l'eau [kJ/kg]
144.    #-----Échangeurs de chaleur-----#
145.    HX_flow = [CFM_HX_max*HX_n]*Time #Debit volumique des echangeurs [CFM]
146.    HX_flow_SI = [0]*Time #Debit volumique des echangeurs [m3/s]
147.    q_HX = [0]*Time #Energie perdue par echangeurs [kW]
148.    HX_epsilon_real = [HX_epsilon]*Time #efficacite en fonction de la temperatur
    e negative de la paroi
149.    #-----Ventilation minimum-----#
150.    m_vent_min = [0]*Time #Débit massique de ventilation minimum
151.    m_clim = [0]*Time #Débit massique du besoin en climatisation

```

```

152.    m_clim_new = [0]*Time #Débit massique du besoin en climatisation pour itération
153.    #-----Ventilation evacuation humidite (ASABE)-----#
154.    compensation = [0]*Time #compensation de la ventilation
155.    w_i = [0]*Time #humidite absolue interieure [kg H2O/ kg air]
156.    w_o = [0]*Time #humidite absolue exterieure [kg H2O/ kg air]
157.    #-----Ventilation totale-----#
158.    m_vent_tot = [0]*Time #debit massique total pour ventilation directe [kg/s]

159.    q_vent_dir = [0]*Time #chaleur evacuee par ventilation directe [kW]
160.    #-----Gains ventilation solaire (Shukla, 2012)-----#
161.    m_vent_sol = [0]*Time #debit massique ventilation pour mur solaire basee sur
    vent humidite [kg/s]
162.    rho_p = math.pi/4*(D/P)**2 #Ratio de surface de trous par rapport a surface
    totale
163.    A_hole = math.pi*(D/2)**2 #Surface d'une perforation [m2]
164.    A_holes = rho_p*Ac #Surface totale des perforations [m2]
165.    Re_D = [0]*Time #Nombre de Reynolds
166.    Nu_D = [0]*Time #Nombre de Nusselt
167.    h_conv_col = [0]*Time #Coefficient de transfert de chaleur par convection [W
    /(m2*K)]
168.    NTU_o = [0]*Time #Number of Transfer Units [no units]
169.    v0 = [0]*Time #Vitesse de l'air à travers les trous [m/s]
170.    Tcol = [0]*Time #Temperature de surface du collecteur [C]
171.    q_sol = [0]*Time #Gain d'energie solaire du collecteur seulement [kW]
172.    T_in_sol = [0]*Time #Temperature air sortie collecteur [C]
173.    effect = [0]*Time #heat transfer effectiveness [no units]
174.    eff_sol = [0]*Time #UTC efficiency [no units]
175.    #-----Pertes par l'enveloppe - Modele Tin Tsol-air (ASHRAE, 2017)-----
    ----#
176.    q_wall_s = [0]*Time #flux thermique paroi sud [kW]
177.    q_wall_n = [0]*Time #flux thermique paroi nord [kW]
178.    q_wall_e = [0]*Time #flux thermique paroi est [kW]
179.    q_wall_o = [0]*Time #flux thermique paroi ouest [kW]
180.    q_roof_s = [0]*Time #flux thermique toit sud [kW]
181.    q_roof_n = [0]*Time #flux thermique toit sud [kW]
182.    q_floor = [0]*Time #flux thermique toit sud [kW]
183.    q_roof_test = [0]*Time #flux thermique toit total [kW]
184.    q_bldg_test = [0]*Time #flux thermique batiment total [kW]
185.    A_n = A_s = Length*Height #surface mur nord-sud [m^2]
186.    A_e = A_o = Width*Height #surface mur est-ouest [m^2]
187.    A_roof = ((Width/2)/math.cos(Slope*math.pi/180))*Length #surface totale toit
    [m^2]
188.    T_e_n = [0]*Time #Tsol mur nord [C]
189.    T_e_s = [0]*Time #Tsol mur sud [C]
190.    T_e_e = [0]*Time #Tsol mur est [C]
191.    T_e_o = [0]*Time #Tsol mur ouest [C]
192.    T_e_r_s = [0]*Time #Tsol toit sud [C]
193.    T_e_r_n = [0]*Time #Tsol toit nord [C]
194.    h_o = [0.01702]*Time # = 3 BTU/h/ft2/F (ASHRAE 00570_18) [kW/m2K]
195.    h_r = [0]*Time
196.    h_c = [0]*Time
197.    #-----Energie lumieres-----#
198.    q_lum = [0]*Time #Energie degagee par les lumieres
199.    #-----Bilan thermique-----#
200.    q_aux = [0]*Time #Chauffage auxiliaire
201.    q_aux_new = [0]*Time #utile pour convergence
202.    q_aux_base = [0]*Time #Chauffage auxiliaire de reference
203.    q_clim = [0]*Time #Ventilation additionnelle si batiment en surchauffe

```

```

204.     q_clim_base = [0]*Time #Ventilation additionnelle si batiment en surchauffe
de reference
205.     #-----Bilan massique eau-----#
206.     RH = [RH_i]*Time #humidité relative
207.     RH_new = [0]*Time #humidité relative
208.     m_moist_heat = [0]*Time #humidité degagée par chauffage [kg H2O/h]
209.     m_moist_stock = [0]*Time #humidité présente dans l'air [kg H2O/h]
210.     #-----Fin: Initialisation des vecteurs-----#
211.     #
212.     #
213.     #
214.     #-----Debut: Boucle horaire principale-----#
215.     i = 0
216.     j = 0
217.     for i in range (0, Prod_lgt_h): #boucle sur la durée totale de production en
h
218.         print('heure = %d' %i)
219.         index = date(Day, Month) #Jour auquel on démarre la production
220.         if i+index >= 8760: #la production se poursuit en début d'année
221.             index = -i
222.             j = j + 1
223.         #-----Échangeurs de chaleur-----#
224.         if i <= 504:
225.             HX_flow[i] = HX_n*(CFM_HX_min + (CFM_HX_max - CFM_HX_min)/504*i)
226.         if Include_HX == 'Yes':
227.             HX_flow_SI[i] = HX_flow[i]*0.0004719474 # [m3/s]
228.             if (set_temperature[i]+Tamb[i+index+j])/2 < 0: #Perte de 1% efficac
té par degree negatif de la paroi
229.                 HX_epsilon_real[i] = HX_epsilon+(((set_temperature[i]+Tamb[i+ind
ex+j])/2)*0.01)
230.                 q_HX[i] = eff_vent*m_HX[i]*cp_air*(1-
HX_epsilon_real[i])*(set_temperature[i]-Tamb[i+index+j])
231.             elif Include_HX == 'No':
232.                 q_HX[i] = 0
233.
234.             ok = False
235.             delta1 = 0.001 #critere de convergence
236.             count1 = 0
237.             relax = 10 #critere relaxation convergence [%]
238.             while (ok != True): #boucle convergence sur chauffage
239.                 ok2 = False
240.                 delta2 = 0.001
241.                 count2 = 0
242.                 while (ok2 != True): #boucle convergence sur humidité relative
243.                     #-----Taux de mortalite des poulets-----#
244.                     if i == 0:
245.                         n_bird[i] = Broiler_qty
246.                     else:
247.                         n_bird[i] = n_bird[i-1]*(1-(mort/100/24))
248.                     #-----Ventilation minimum-----#
249.                     if Include_HX == 'Yes':
250.                         m_vent_min[i] = vent_min[i]+(compensation[i]/100*limite/2118
.88*1.225) + m_clim[i]
251.                         if m_vent_min[i] >= vent_max[i]:
252.                             m_vent_min[i] = vent_max[i]
253.                             RH[i] = RH_o[i+index+j]
254.                             set_temperature[i] = Tamb[i+index+j]
255.                         elif Include_HX == 'No':

```

```

256.            m_vent_min[i] = vent_min[i]+(compensation[i]/100*limite/2118
.88*1.225) + m_clim[i]
257.            if m_vent_min[i] >= vent_max[i]:
258.                m_vent_min[i] = vent_max[i]
259.                RH[i] = RH_o[i+index+j]
260.                set_temperature[i] = Tamb[i+index+j]
261.            #-----Gains chaleur poulets (Xin et al. 2001)-----
#
262.            q_bird_spec[i] = (broiler_weight[i]**(-0.466))*(math.exp((-
1.727)-(0.1969*Lights[i]))+(0.4066*set_temperature[i])-
(0.00983*(set_temperature[i]**2))))
263.            q_l_bird_spec[i] = q_bird_spec[i]*(149.7-
10.36*set_temperature[i]+0.3002*set_temperature[i]**2-0.3409*RH[i])/100
264.            q_s_bird_spec[i] = (q_bird_spec[i]-q_l_bird_spec[i])
265.            q_bird_tot[i] = q_bird_spec[i]*broiler_weight[i]*n_bird[i]/1000

266.            q_l_bird_tot[i] = q_l_bird_spec[i]*broiler_weight[i]*n_bird[i]/1
000
267.            q_s_bird_tot[i] = q_s_bird_spec[i]*broiler_weight[i]*n_bird[i]/1
000
268.            h_water[i] = 2501 - 2.36*set_temperature[i] + 0.0016*set_tempera
ture[i]**2 - 0.00006*set_temperature[i]**3
269.            m_moist_bird[i] = q_l_bird_spec[i]/h_water[i]*broiler_weight[i]/
1000
270.            #-----Ventilation totale-----#
271.            w_o[i] = W(P_o[i+index+j], Tamb[i+index+j], RH_o[i+index+j])

272.            if Include_HX == 'Yes':
273.                m_vent_tot[i] = m_vent_min[i]
274.                if m_vent_min[i] <= m_HX[i]:
275.                    m_vent_tot[i] = 0
276.                elif m_HX[i] <= m_vent_min[i]:
277.                    m_vent_tot[i] = m_vent_min[i]-m_HX[i]
278.                if Include_sol == 'Yes':
279.                    m_vent_sol[i] = m_vent_tot[i]/2 #le debit de ventilation
du mur solaire est sur un des deux cotes seulement
280.                elif Include_sol == 'No':
281.                    m_vent_sol[i] = 0
282.                elif Include_HX == 'No':
283.                    m_HX[i] = 0
284.                    m_vent_tot[i] = m_vent_min[i]
285.                    if Include_sol == 'Yes':
286.                        m_vent_sol[i] = m_vent_tot[i]/2 #le debit de ventilation
du mur solaire est sur un des deux cotes seulement
287.                    elif Include_sol == 'No':
288.                        m_vent_sol[i] = 0
289.                if m_vent_tot[i] > vent_max[i]:
290.                    m_vent_tot[i] = vent_max[i]
291.                else:
292.                    m_vent_tot[i] = m_vent_tot[i]
293.                q_vent_dir[i] = eff_vent*m_vent_tot[i]*cp_air*(set_temperature[i]
-Tamb[i+index+j])
294.            #-----Gains ventilation solaire (Shukla, 2012)-----#
295.            if m_vent_sol[i] > 0:
296.                v0[i] = m_vent_sol[i]/(rho_air(Tamb[i+index+j], P_o[i+index+
j]))*Ac)
297.                Re_D[i] = v0[i]*D/mu(Tamb[i+index+j])/rho_p
298.                Nu_D[i] = (2.75*(P/D)**-1.21)*Re_D[i]**0.43
299.                h_conv_col[i] = Nu_D[i]*kf(Tamb[i+index+j])/D

```

```

300.         NTU_o[i] = (Ac*(1-
rho_p))*kf(Tamb[i+index+j])*Nu_D[i]/(m_vent_sol[i]*cp_air)
301.         effect[i] = 1-math.exp(-NTU_o[i])
302.         if v0[i] >= 0.005: #si la succion est suffisante, pertes par
convection = 0
303.         def f(x):
304.             return (m_vent_sol[i]*cp_air*(x-
Tamb[i+index+j]))*effect[i] - (It[i+index+j]*Ac*alpha_col) + (epsil_col*boltzmann*A
c*((x+273)**4 - (Tamb[i+index+j]+273)**4))
305.             Tcol[i] = optimize.brentq(f,-50,200)
306.         else: #sinon on doit considérer les pertes par convection
307.             def f(x):
308.                 return (m_vent_sol[i]*cp_air*(x-
Tamb[i+index+j]))*effect[i] - (It[i+index+j]*Ac*alpha_col) + (epsil_col*boltzmann*A
c*((x+273)**4 - (Tamb[i+index+j]+273)**4)) + 0.82*(V[i+index+j]*(mu(Tamb[i+index+j]
)/rho_air(Tamb[i+index+j], P_o[i+index+j]))/v0[i]**2)*Length*(rho_air(Tamb[i+index+
j], P_o[i+index+j])*cp_air*v0[i]*((x + 273)-
(Tamb[i+index+j] + 273))))
309.                 Tcol[i] = optimize.brentq(f,-50,200)
310.                 T_in_sol[i] = effect[i]*(Tcol[i]-
Tamb[i+index+j])+Tamb[i+index+j] #calcul de la temperature de l'air a l'entree
311.                 if Tamb[i+index+j] < set_temperature[i]: #Collecteur donne c
haleur seulement quand plus froid à l'extérieur
312.                     q_sol[i] = m_vent_sol[i]*cp_air*(truncate(T_in_sol[i], 2
) - Tamb[i+index+j])
313.                 elif T_in_sol[i] <= Tamb[i+index+j]: #si l'air entrant est p
lus froid, on ferme le collecteur
314.                     q_sol[i] = 0
315.                 else: #S'il fait plus chaud a l'exterieur, on ferme le colle
cteur
316.                     q_sol[i] = 0
317.                     eff_sol[i] = q_sol[i]/(It[i+index+j]*Ac)
318.                 elif Include_sol == 'No':
319.                     q_sol = [0]*Time
320.                     q_vent_sol = [0]*Time
321.                 #-----Pertes par l'enveloppe - Modele Tin Tsol-
air (ASHRAE, 2017)-----#
322.                 T_e_n[i] = (Tamb[i+index+j]+273)+(26.44*It_n[i+index+j]-
(epsilon_wall*del_R_wall)/h_o[i])
323.                 q_wall_n[i] = (1/(R_wall*1000))*A_n*(set_temperature[i]-
(T_e_n[i]-273))
324.                 T_e_s[i] = (Tamb[i+index+j]+273)+(26.44*It_s[i+index+j]-
(epsilon_wall*del_R_wall)/h_o[i])
325.                 q_wall_s[i] = (1/(R_wall*1000))*A_s*(set_temperature[i]-
(T_e_s[i]-273))
326.                 T_e_e[i] = (Tamb[i+index+j]+273)+(26.44*It_e[i+index+j]-
(epsilon_wall*del_R_wall)/h_o[i])
327.                 q_wall_e[i] = (1/(R_wall*1000))*A_e*(set_temperature[i]-
(T_e_e[i]-273))
328.                 T_e_o[i] = (Tamb[i+index+j]+273)+(26.44*It_o[i+index+j]-
(epsilon_wall*del_R_wall)/h_o[i])
329.                 q_wall_o[i] = (1/(R_wall*1000))*A_o*(set_temperature[i]-
(T_e_o[i]-273))
330.                 T_e_r_s[i] = (Tamb[i+index+j]+273)+(26.44*It_s_20[i+index+j]-
(epsilon_wall*del_R_roof)/h_o[i])
331.                 q_roof_s[i] = (1/(R_roof*1000))*A_roof*(set_temperature[i]-
(T_e_r_s[i]-273))
332.                 T_e_r_n[i] = (Tamb[i+index+j]+273)+(26.44*It_n_20[i+index+j]-
(epsilon_wall*del_R_roof)/h_o[i])

```



```

378.                 if diff <= delta2:
379.                     ok2 = True
380.                 else:
381.                     ok2 = False
382.                 elif Include_HX == 'No':
383.                     if m_vent_min[i] <= vent_min[i]:
384.                         if diff <= delta2:
385.                             ok2 = True
386.                         else:
387.                             ok2 = False
388.                     else:
389.                         m_clim[i] = 0
390.                         compensation[i] = 0
391.                         if diff <= delta2:
392.                             ok2 = True
393.                         else:
394.                             ok2 = False
395.                 #-----fin du premier While-----#
396.
397.                 if q_aux_new[i] >= 0: #besoin de chauffage
398.                     ok = True
399.                     q_aux[i] = q_aux_new[i]
400.                 elif q_aux_new[i] < 0: # besoin de climatiser
401.                     q_HX[i] = 0
402.                     m_vent_sol[i] = 0
403.                     q_sol[i] = 0
404.                     if Tamb[i+index+j] < set_temperature[i]: #free cooling
405.                         m_clim[i] = abs(q_aux_new[i])/cp_air/(set_temperature[i]-
Tamb[i+index+j])
406.                         diff2 = abs((q_aux_new[i]-q_aux[i])/q_aux[i])
407.                         if diff2 <= delta1:
408.                             ok = True
409.                             q_aux[i] = 0
410.                         else:
411.                             ok = False
412.                             count1 = count1 + 1
413.                             q_aux[i] = q_aux_new[i]
414.                             if count1 > 50:
415.                                 delta1 = delta1*(1 + relax/100)
416.                             if delta1 > 0.01:
417.                                 print('ERROR')
418.
419.                 elif Tamb[i+index+j] >= set_temperature[i]: #besoin effet convec
tion sur les poulets
420.                     m_vent_tot[i] = vent_max[i] #on met la ventilation au maximu
m
421.                     set_temperature[i] = Tamb[i+index+j] #la temperature s'équil
ibre avec l'extérieur
422.                     RH[i] = RH_o[i+index+j] #la RH s'équilibre avec l'extérieur
423.                     q_aux[i] = 0 #on ferme le chauffage
424.                     q_bldg_test[i] = 0 #pas de flux par le batiment
425.                     q_vent_dir[i] = 0 #pas de flux par la ventilation
426.                     q_HX[i] = 0 #on ferme les HX
427.                     q_sol[i] = 0 #on bypass le mur solaire
428.                     #recalcul des paramètres poulets avec les nouvelles conditio
ns

```

```

429.             q_bird_spec[i] = (broiler_weight[i]**(-0.466))*(math.exp((-
1.727)-(0.1969*Lights[i])+(0.4066*set_temperature[i])-(
(0.00983*(set_temperature[i]**2))))
430.             q_l_bird_spec[i] = q_bird_spec[i]*(149.7-
10.36*set_temperature[i]+0.3002*set_temperature[i]**2-0.3409*RH[i])/100
431.             q_s_bird_spec[i] = (q_bird_spec[i]-q_l_bird_spec[i])
432.             q_bird_tot[i] = q_bird_spec[i]*broiler_weight[i]*n_bird[i]/1
000
433.             q_l_bird_tot[i] = q_l_bird_spec[i]*broiler_weight[i]*n_bird[
i]/1000
434.             q_s_bird_tot[i] = q_s_bird_spec[i]*broiler_weight[i]*n_bird[
i]/1000
435.             h_water[i] = 2501 - 2.36*set_temperature[i] + 0.0016*set_tem
perature[i]**2 - 0.00006*set_temperature[i]**3
436.             m_moist_bird[i] = q_l_bird_spec[i]/h_water[i]*broiler_weight
[i]/1000
437.             ok = True
438.             i = i + 1
439.             #-----Fin: Boucle horaire principale-----#
440.             #
441.             #
442.             #
443.             #-----Debut: Traitement des donnees-----#
444.             index = date(Day, Month) #Jour auquel on démarre la production
445.             #-----Graphiques collecteur solaire-----#
446.             plt.title('Gain de temperature air du collecteur')
447.             plt.plot(Tcol[0:Prod_lgt_h], label= 'Temperature surface collecteur')
448.             plt.plot(T_in_sol[0:Prod_lgt_h], label='Temperature air sortie collecteur')

449.             plt.plot(Tamb[index:Prod_lgt_h+index], label='Temperature ambiante')
450.             plt.ylabel('Temperature collecteur (C)')
451.             plt.xlabel('Production time (h)')
452.             plt.legend(loc='upper left')
453.             plt.show()
454.             plt.title('débit ventilation solaire (kg/s)')
455.             plt.plot(m_vent_sol)
456.             plt.show()
457.             plt.title('Énergie solaire récupérable vs It')
458.             plt.ylabel('Énergie (kW)')
459.             plt.xlabel('Production time (h)')
460.             plt.plot(It[index:Time+index]*Ac, label= 'Énergie solaire sur mur')
461.             plt.plot(q_sol, label= 'Énergie récupérée')
462.             plt.ylabel('Énergie (kW)')
463.             plt.xlabel('Production time (h)')
464.             plt.legend(loc='upper left')
465.             plt.show()
466.             plt.title('Effectiveness & Efficiency')
467.             plt.plot(effect[0:Prod_lgt_h], label= 'Heat transfer effectiveness')
468.             plt.plot(eff_sol[0:Prod_lgt_h], label= 'Collector efficiency')
469.             plt.legend(loc='upper left')
470.             plt.xlabel('Production time (h)')
471.             plt.show()
472.             #-----Graphique pertes enveloppe-----#
473.             plt.title('pertes vs orientation')
474.             plt.plot(q_wall_n, label='Mur nord')
475.             plt.plot(q_wall_s, label='Mur sud')
476.             plt.plot(q_wall_e, label='Mur est')
477.             plt.plot(q_wall_o, label='Mur ouest')
478.             plt.plot(q_roof_s, label='Toit sud')

```

```

479.     plt.plot(q_roof_n, label='Toit nord')
480.     plt.ylabel('Énergie (kW)')
481.     plt.xlabel('Production time (h)')
482.     plt.legend(loc='upper left')
483.     plt.show()
484.     #-----Graphique bilan thermique-----#
485.     plt.title('Flux thermiques')
486.     plt.plot(q_aux, 'r', label='+Qaux')
487.     plt.plot(q_vent_dir, 'deepskyblue', label='-Qvent')
488.     plt.plot(q_bldg_test, 'orange', label='-Qbuild')
489.     plt.plot(q_s_bird_tot, 'limegreen', label='+Qbird')
490.     plt.plot(q_sol, 'y', label='+Qsol')
491.     plt.plot(q_HX, 'mediumpurple', label='-QHx')
492.     plt.ylabel('Énergie (kW)')
493.     plt.xlabel('Production time (h)')
494.     plt.legend(loc='upper left')
495.     plt.show()
496.     #-----Graphique ventilation-----#
497.     #Conversion des debits en CFM#
498.     m_HX_CFM = [x*2118.88/1.225 for x in m_HX]
499.     m_clim_CFM = [x*2118.88/1.225 for x in m_clim_new]
500.     m_vent_min_CFM = [x*2118.88/1.225 for x in m_vent_min]
501.     m_vent_tot_CFM = [x*2118.88/1.225 for x in m_vent_tot]
502.     vent_min_CFM = [x*2118.88/1.225 for x in vent_min]
503.     plt.title('Dynamique de ventilation')
504.     plt.plot(m_HX_CFM, label = 'Débit HX')
505.     plt.plot(m_clim_CFM, label = 'climatisation')
506.     plt.plot(vent_min_CFM, label = 'ventilation minimum')
507.     plt.plot(m_vent_tot_CFM, label = 'ventilation totale')
508.     plt.ylabel('Mass flow rate (kg/s)')
509.     plt.xlabel('Production time (h)')
510.     plt.legend(loc='upper left')
511.     plt.show()
512.     #-----Graphique humidité relative/absolue-----#
513.     plt.title('Évolution RH interieur')
514.     plt.plot(RH, label = 'RH real')
515.     plt.plot(RH_o[index:Time+index], label = 'RH out')
516.     RH_cons = [RH_i]*Time
517.     plt.plot(RH_cons, label = 'Rh consigne')
518.     plt.ylabel('RH(%)')
519.     plt.xlabel('Production time (h)')
520.     plt.legend(loc='upper left')
521.     plt.show()
522.     plt.title('humidite absolue')
523.     plt.plot(w_o, label = 'humidite out')
524.     plt.plot(w_i, label = 'humidite in')
525.     plt.ylabel('humidite absolue (kgH2O/kg air)')
526.     plt.xlabel('Production time (h)')
527.     plt.legend(loc='upper left')
528.     plt.show()
529.     #-----Affichage textuel des résultats-----#
530.     print('index = %d' %index)
531.     print('Température ambiante moyenne = %.2f [C]' % np.mean(Tamb[index:Time+index
dex]))
532.     print('Irradiation moyenne = %.2f [W/m2]' % np.mean(1000*It[index:Time+index
]))
533.     print('Énergie perdue ventilation = %.2f [kWh]' % sum(q_vent_dir))
534.     print('Énergie perdue HX = %.2f [kWh]' % sum(q_HX))
535.     print('Énergie gagnée poulets = %.2f [kWh]' % sum(q_s_bird_tot))

```

```

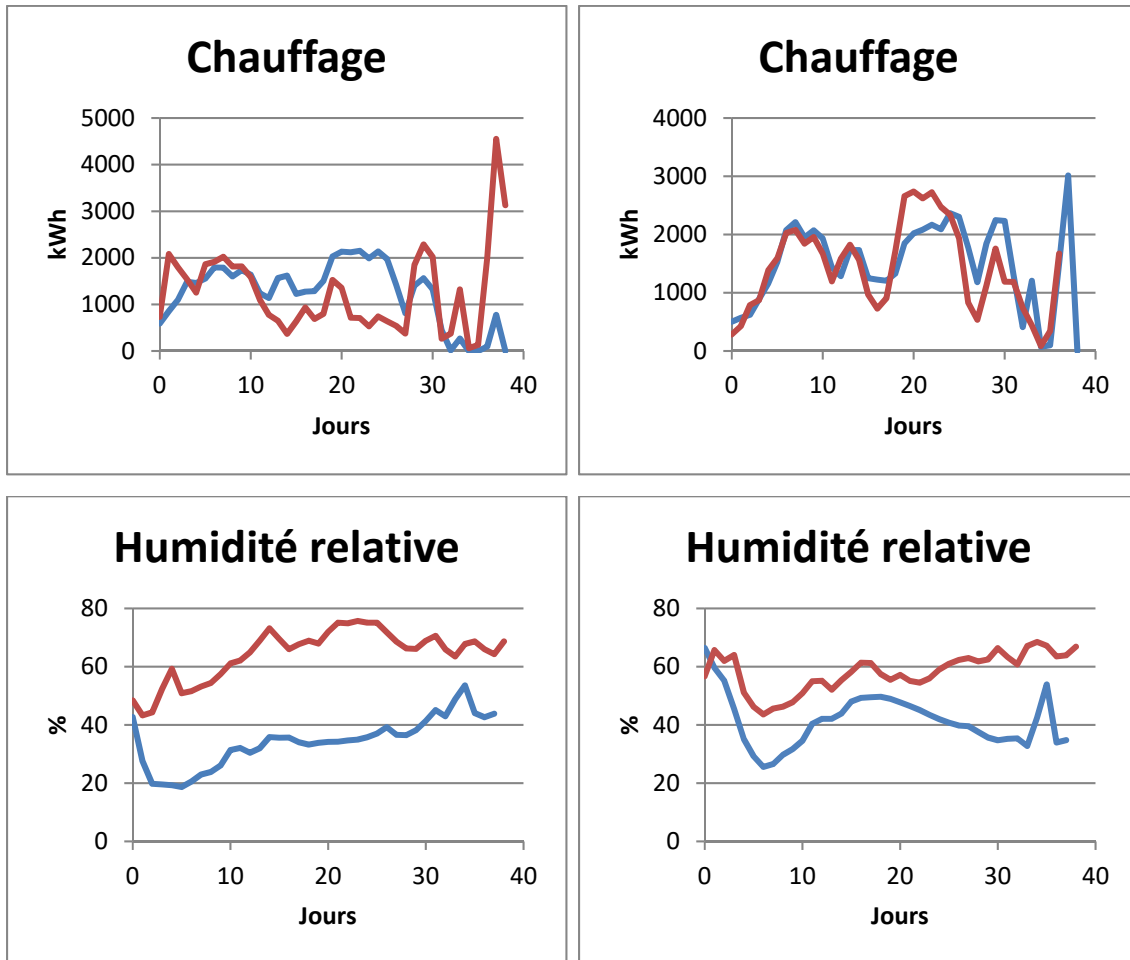
536.     print('Énergie gagnée chauffage = %.2f [kWh]' % sum(q_aux))
537.     print('Énergie gagnée lumieres = %.2f [kWh]' % sum(q_lum))
538.     print('Énergie perdue batiment = %.2f [kWh]' % sum(q_bldg_test))
539.     print('Énergie gagnée sol = %.2f [kWh]' % sum(q_sol))
540.     print('Portion climatisation = %.2f [kWh]' % sum(q_clim))
541.     conso_gaz = sum(q_aux) #[kWh]
542.     print('\nConsommation de gaz: %.2f [kWh]' % conso_gaz)
543.     prix_gaz = 0.43 #prix du propane  [$ / L]
544.     kWh_gaz = 7.03 #kWh/L pour le propane (TEC)
545.     CO2_gaz = 0.206 #kgCO2/kWh (pouvoir calorifique inferieur) Wikipedia
546.     rejet_CO2 = sum(q_aux)*CO2_gaz #CO2 relaché dans l'air [kg]
547.     essence = rejet_CO2/4600*2000 #equivalent en litre dessence
548.     corolla = 6.72/100 #L au 100km
549.     tour_terre = essence/corolla/40075 #nombre de tour de la terre en voiture
550.     print('\n%.2f kg de CO2 seront rejetés dans latmosphère' % rejet_CO2)
551.     print('Cest lequivalent de %d L dessence consommés' % essence)
552.     print('Ce qui correspond a faire le tour de la terre %.2f fois en Toyota Cor
olla 2009 4 cyl, 1.8 L, Manual 5-spd' %tour_terre)
553.     #-----Fin: Comparaison économique-----#

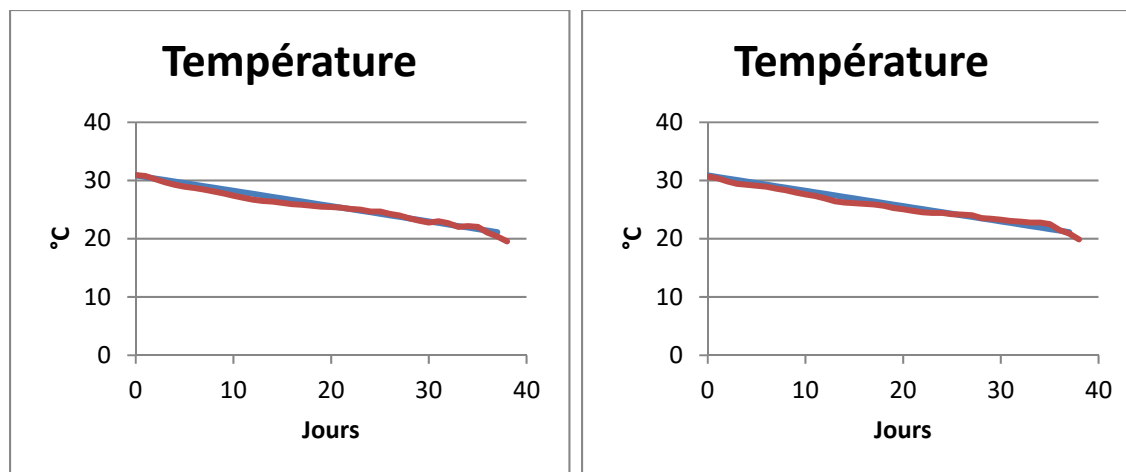
```

ANNEXE III

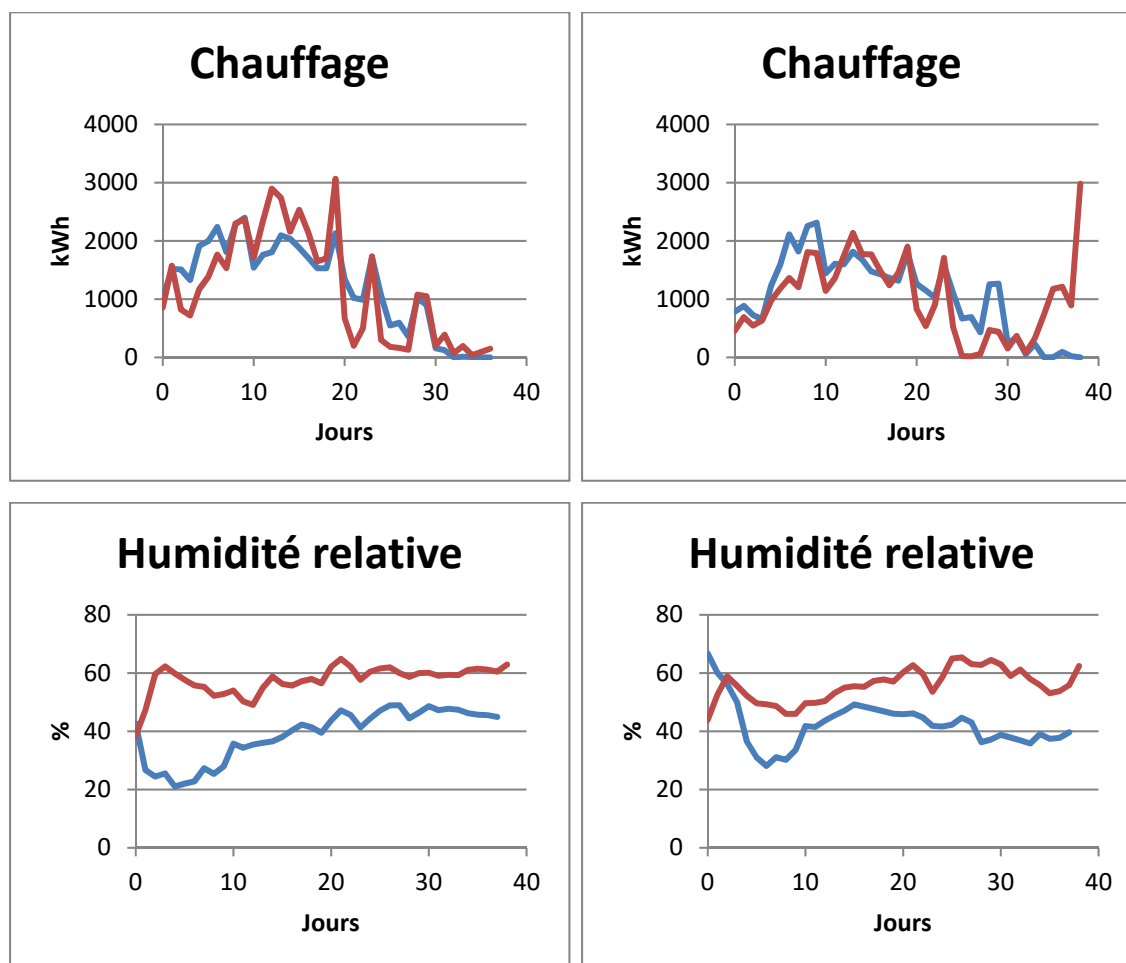
COMPARAISON DES SIMULATIONS AVEC DONNÉES RÉELLES

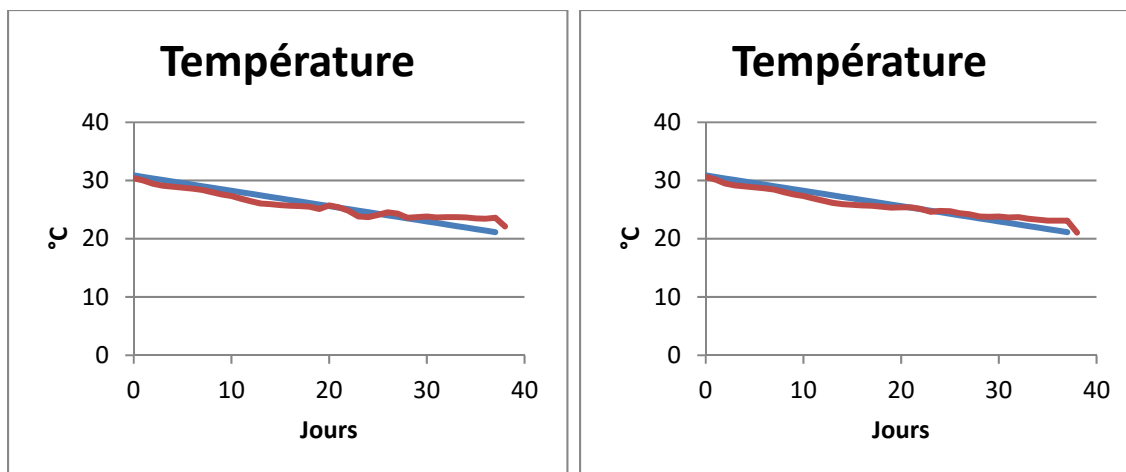
Production du 8 décembre 2017. Étage 1 à gauche et étage 2 à droite. Résultat simulation en bleu et données réelles en rouge.



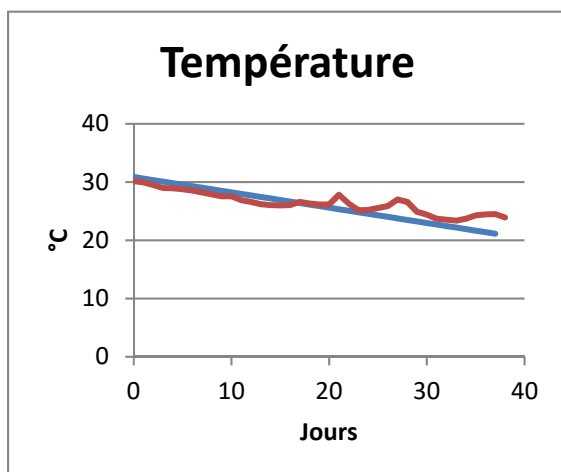
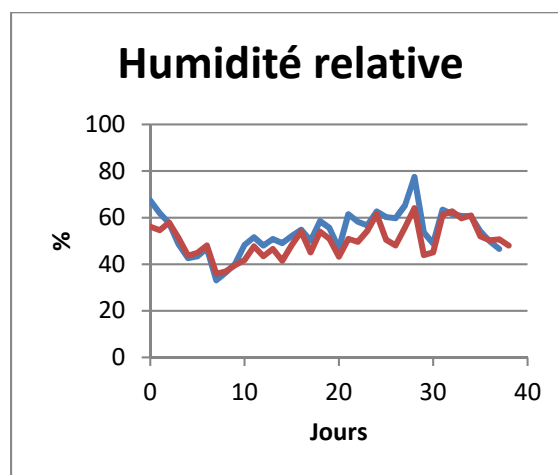
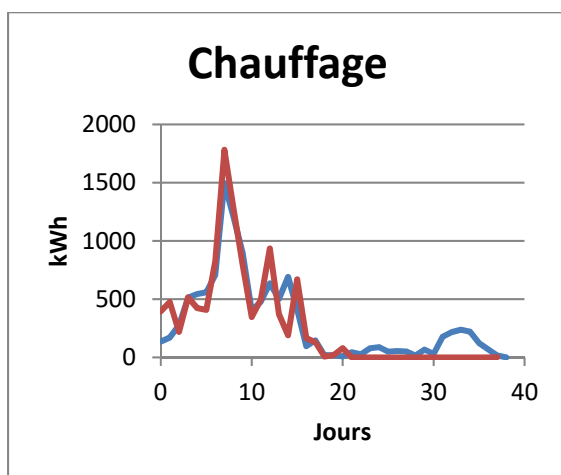


Production du 25 janvier 2018. Étage 1 à gauche et étage 2 à droite. Résultat simulation en bleu et données réelles en rouge.

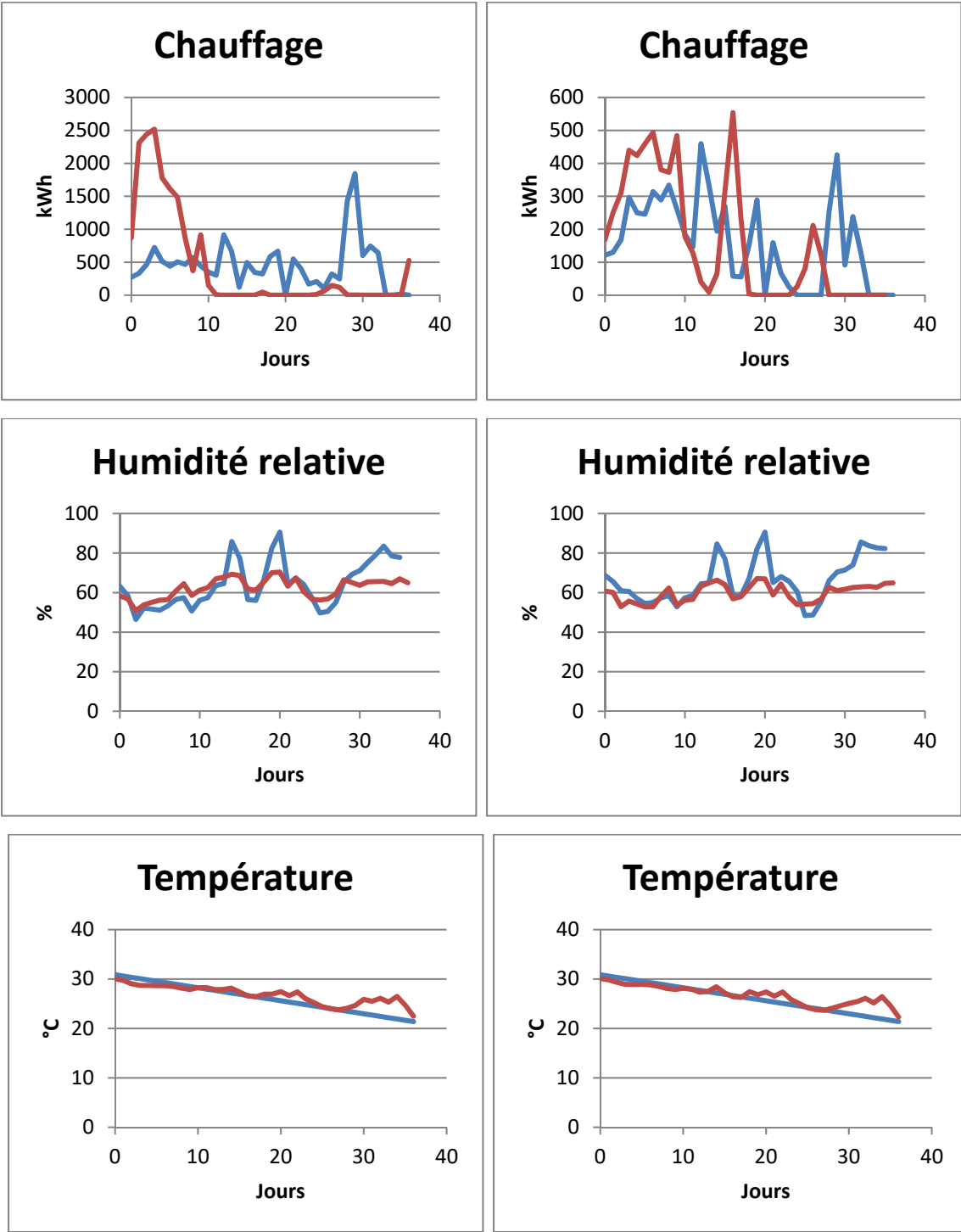




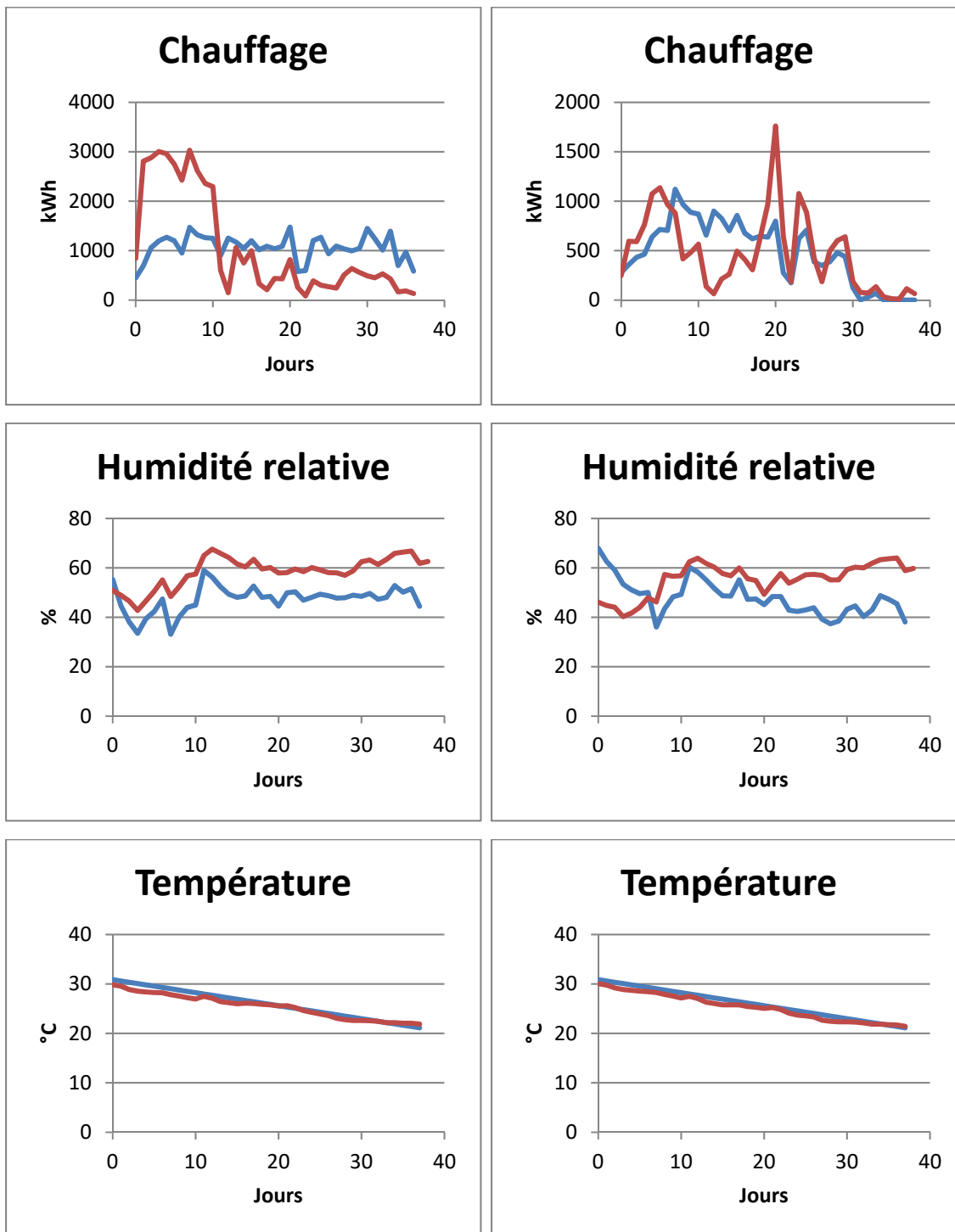
Production du 4 mai 2018. Étage 2 seulement. Résultat simulation en bleu et données réelles en rouge.



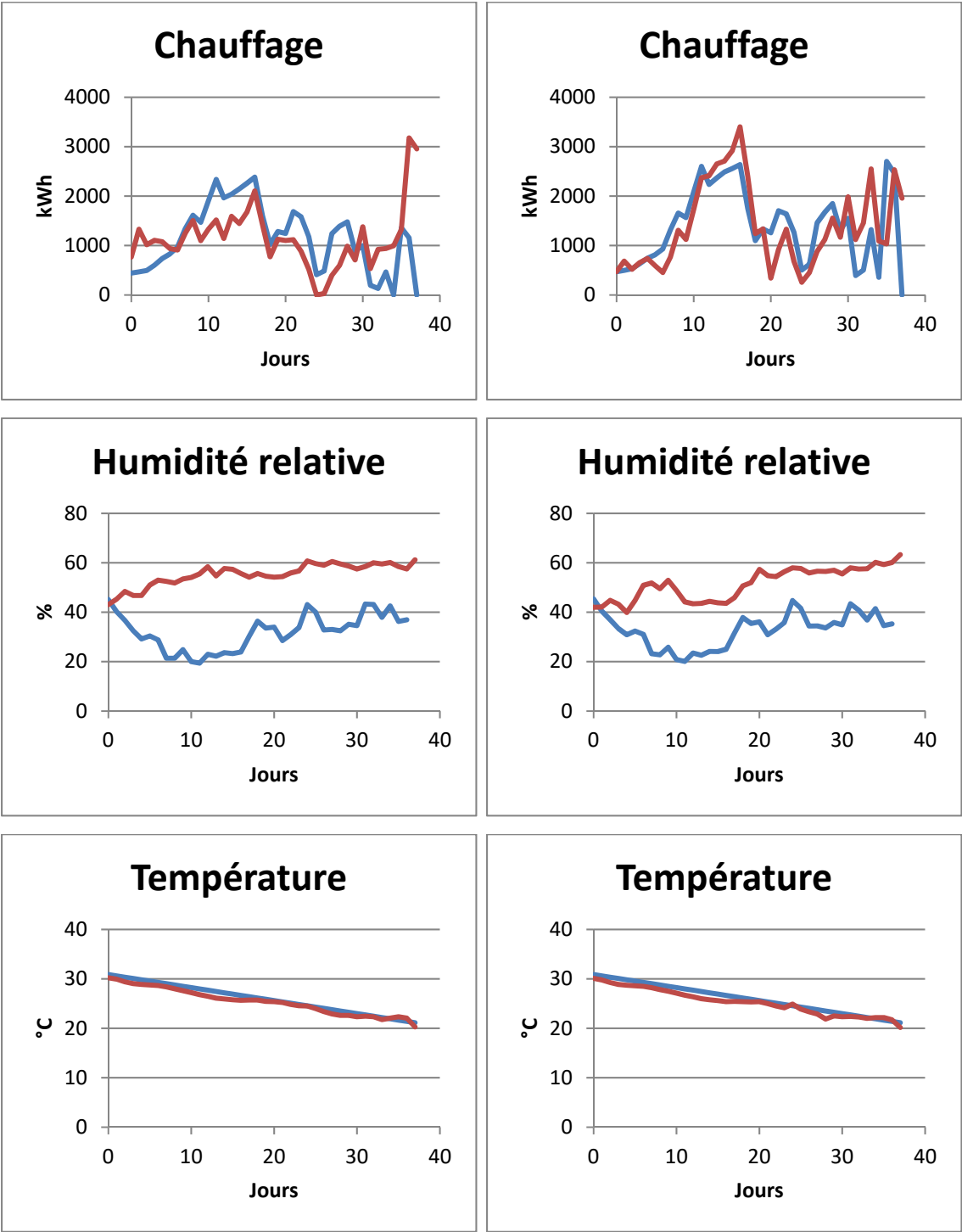
Production du 14 août 2018. Étage 1 à gauche et étage 2 à droite. Résultat simulation en bleu et données réelles en rouge.



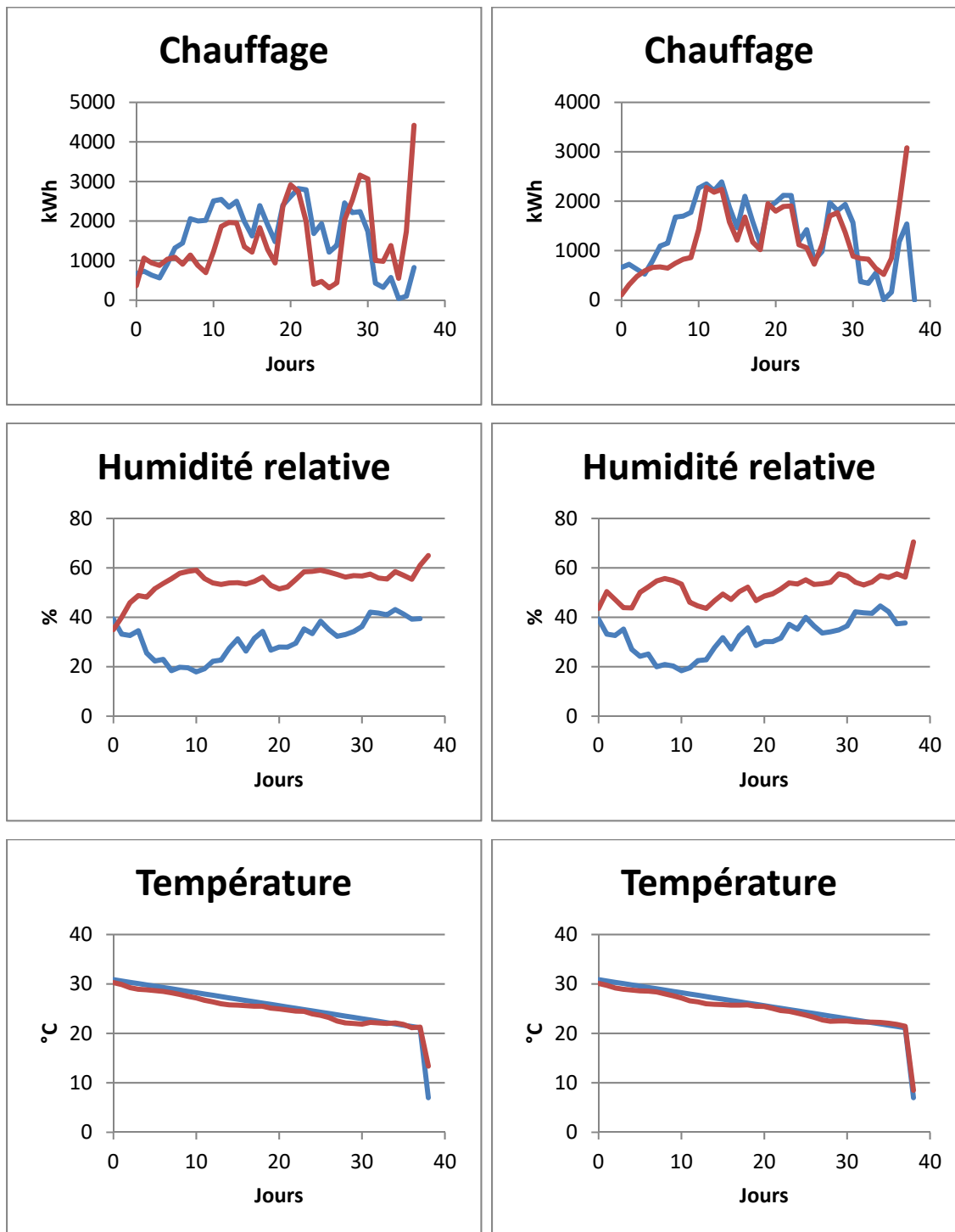
Production du 28 septembre 2018. Étage 1 à gauche et étage 2 à droite. Résultat simulation en bleu et données réelles en rouge.



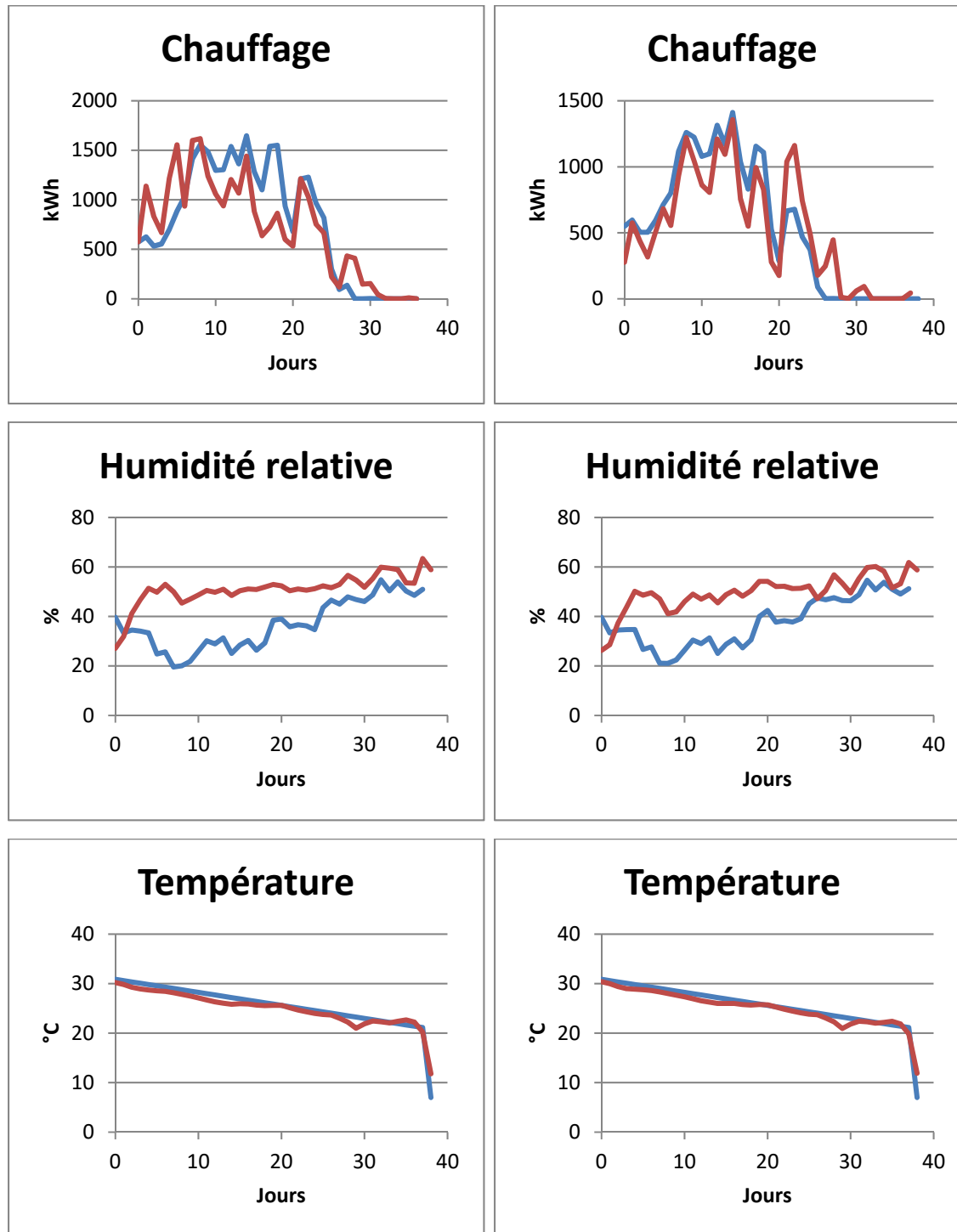
Production du 27 novembre 2018. Étage 1 à gauche et étage 2 à droite. Résultat simulation en bleu et données réelles en rouge.



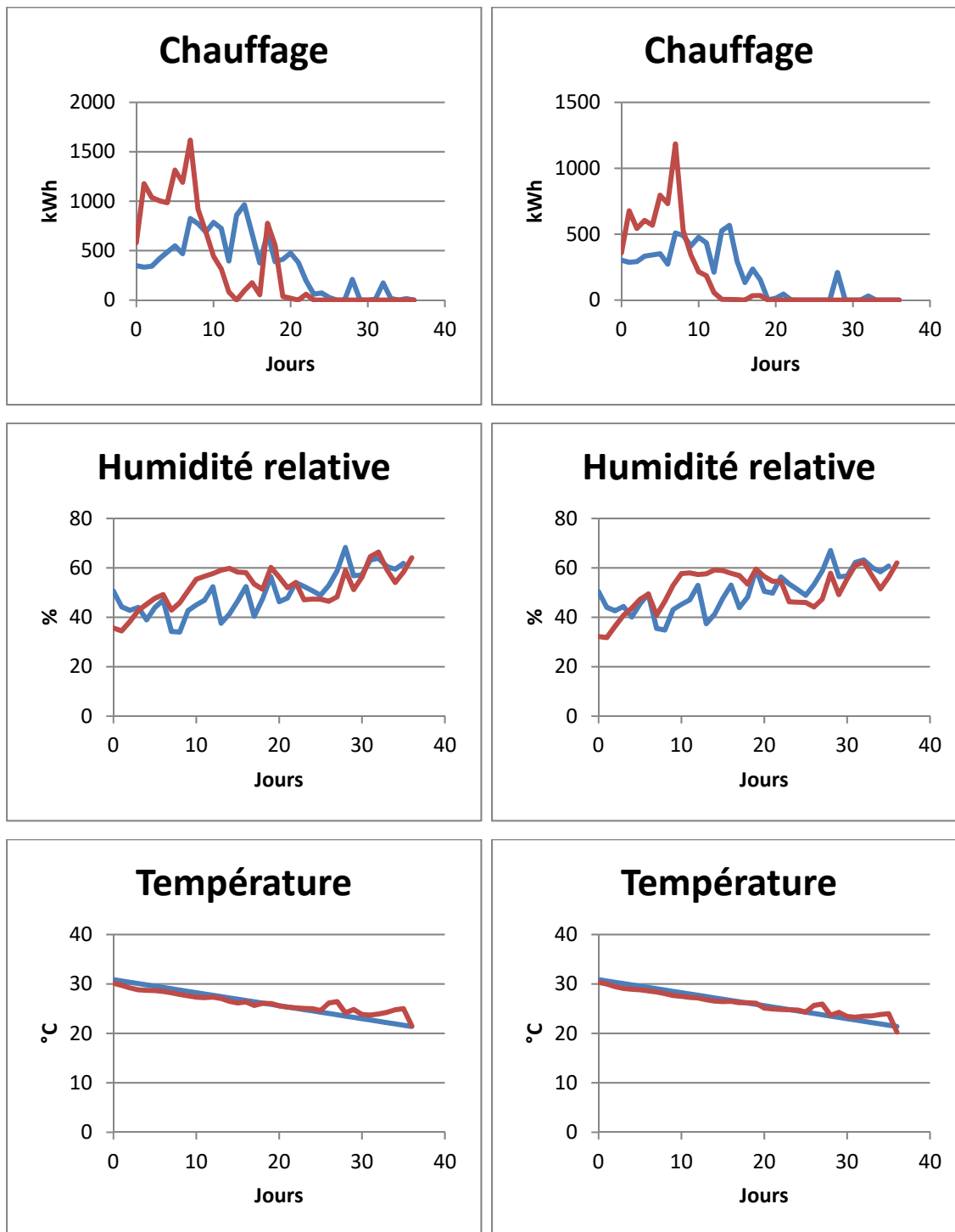
Production du 21 janvier 2019. Étage 1 à gauche et étage 2 à droite. Résultat simulation en bleu et données réelles en rouge.



Production du 18 mars 2019. Étage 1 à gauche et étage 2 à droite. Résultat simulation en bleu et données réelles en rouge.



Production du 14 mai 2019. Étage 1 à gauche et étage 2 à droite. Résultat simulation en bleu et données réelles en rouge.



ANNEXE IV

COÛTS DE CHAUFFAGE EN FONCTION DE L'ISOLATION

Tableau-A IV-1 Coûts de chauffage et d'isolation

Résistance thermique (m ² ·K·W ⁻¹)	Coût d'achat de l'isolation (\$)	Coûts de chauffage (\$)	
		Sans échangeurs d'air	Avec échangeurs d'air
1	1708	12645	8329
1,5	2562	11685	7458
2	3415	10924	7044
2,5	4269	10735	6785
3	5123	10601	6625
3,5	5977	10501	6513
4	6831	10423	6428
4,5	7685	10361	6367
5	8538	10310	6314
5,5	9392	10267	6271
6	10246	10267	6235
6,5	11100	10232	6204
7	11954	10201	6182
7,5	12808	10174	6159
8	13662	10151	6140
8,5	14515	10131	6123
9	15369	10112	6107

ANNEXE V

FEASIBILITY STUDY OF AN UNGLAZED TRANSPIRED SOLAR COLLECTOR COMBINED WITH AIR EXCHANGERS FOR AN AGRICULTURAL BUILDING

Laurence PERREAULT, Daniel R. ROUSSE

Technologies of energy and energy efficiency industrial research chair (t3e), Department of
mechanical engineering, École de Technologie Supérieure, Université du Québec
1100, Notre-Dame St. West, Montreal, H3C 1K3, Canada

Abstract

Several strategies and technologies can be implemented in poultry houses to reduce the consumption of fossil fuel for heating: air exchangers, solar wall, economically optimal insulation level. The main objective of the research project discussed in this article is to numerically model a broiler house in order to predict the efficiency of these three possibilities on energy and economic performance. The modelled building is based on an actual broiler house located in Sainte-Mélanie, Quebec, that is 2 stories high, 76 m long, 18 m wide and 2.5 m high per story. It can fit a total of roughly 40,000 birds at once. An algorithm programmed in Python language made it possible to calculate the different heat flows through the building from data obtained by the farmer, a broiler heat gain and growth model, and an hourly weather file from a nearby weather station (L'Assomption, Quebec). The numerical model was first validated with a series of data from the broiler house central control computer. After validation, an entire year (7 production cycles) was simulated with a combination or absence of an UTC and air heat exchangers. A combination of air exchangers and a solar wall provides the best annual energy savings with 94.7 MWh for a total of \$5,791 and a NPV of \$75,540 on the building studied. The installation of heat exchangers alone would save 84.9 MWh annually with a NPV of \$70,230. On the other hand, installing a solar collector of 109 m² alone would save 32.7 MWh annually with a NPV of \$39,250. The simulation also determined that the best

solution in insulation would be to go from RSI 3.5 to RSI 5.84 in the walls. This would translate into an annual money savings of \$332, offering a 12-year ROI and a NPV of \$3,432.

Keywords: Broiler house, Heat exchanger, Unglazed transpired solar collector, Thermal balance, Energy efficiency

Introduction

Chicken meat and egg production is the fastest growing agricultural sub-sector, partly because this industry makes an important contribution to food security and nutrition through short production cycles (Mottet, 2017). The agricultural sector will therefore experience an increase in production and energy consumption. The energy bill is the simplest expense to control with minimal impact on revenues for chicken producers.

Broiler buildings require a great amount of ventilation to regulate the indoor climate. Heat recovery systems (air exchangers) have already proven their worth in many broiler houses, reducing the natural gas bill by 40% or more (Bokkers, Zanten & Van Den Brand, 2010). Another solution for reducing fresh air heating costs would be to use solar energy to preheat incoming air. Unglazed Transpired Collectors (UTC) are promising for solar heating because of their virtually maintenance-free operation, simplicity and low cost compared to other air heating methods. However, little or no work has been undertaken to conclude on the feasibility and effectiveness of using these two solutions simultaneously in the poultry sector. Indeed, most temperate climate producers do not have any means, other than ventilation, to cool the enclosure when the indoor temperature exceeds the set temperature. In the latter case, the building is overheated, and the heating supply must be cut off. In this case, the UTC may be giving heat to the enclosure without the enclosure actually needing it.

The aim of the project is to simulate the heat flows of a poultry house by means of a heat balance. This balance is then used to: determine the auxiliary heating energy saved with different combinations of air exchangers and an UTC; assess the economic feasibility of the

UTC with or without air exchangers already in place and; obtain the economically optimal insulation level for a new poultry house with or without air exchangers. Simulation results are compared with data retrieved from the control system of a poultry house equipped with air exchangers located near Montreal, Canada.

Methodology

1. Reference buidling

An exemplary broiler barn was selected as the reference model for the simulation. This building is located 70 km north of Montreal, Canada. The 2 stories building is 76.20 m long, 18.29 m wide and 2.55 m high per floor. On average, there are 20,000 birds per floor per flock. Equipped with air exchangers and a central control unit, this farm allows access to several daily data for comparison with the simulation.

2. Heat flows

A one-year simulation of one floor is programmed in Python language to evaluate heat flows on an hourly basis through production cycles. The simulation is a series of successive hourly heat balances in steady state. As input, user parameters such as the day production begins, building geometry, number of animals, etc. are entered. The operating parameters for the set temperature and relative humidity, ventilation and heat exchangers are also included. The meteorological data is taken from a CWEC file of L'Assomption, Quebec.

2.1. Main equation

Equation (A V-1), modified from the (ASABE, 2008) represents the heat balance that is performed hourly on the building:

$$Q_{bird} + Q_{aux} + Q_{UTC} = Q_{vent} + Q_{bldg} + Q_{HX} + Q_{infil} \quad (A\ V-1)$$

Where Q_{bird} is the rate of sensible energy gained from chickens, Q_{aux} is the rate of energy from auxiliary heating, Q_{UTC} is the rate of sensible energy gained from the solar collector, Q_{vent} is the rate of sensible energy exchanged in direct ventilation, Q_{bldg} is the rate of the sensible energy exchanged by the walls and ceiling, Q_{HX} is the rate of the net sensible energy discharged by the air exchangers (recovery is subtracted from the outgoing flow), and finally Q_{infil} is the rate of the sensible energy exchanged in the infiltration and exfiltration. Infiltrations into the building are considered negligible mainly because the building is new, and no signs of leakage have been detected. Each term is explained in detail in the following sections.

2.2. Energy released by chickens

The sensitive energy released by chickens Q_{bird} is taken from the model proposed by (Xin et al., 2001), which varies according to the weight of the birds, the indoor temperature and the lighting program of the broods. The animal growth curve used in the model is that proposed by (Constantino et al., 2018). The two models are used to derive the total sensible energy released by the chickens, as well as the total latent energy. The rate of water released per chicken $\dot{m}_{moist,bird}$ [kgH₂O/(s·bird)] is calculated using the released specific latent heat $sLHP$ and the heat of vaporization of water:

$$\dot{m}_{moist,bird} = \frac{sLHP}{h_{H_2O}} \cdot M \quad (A\ V-2)$$

2.3. Energy released from air exchangers

The air exchanger mass flow rate $\dot{m}_{HX}$ is suggested by the manufacturer. A 21-day ramp is implemented, where the flow rate increases linearly from 400 CFM per exchanger and then remains at maximum capacity (i.e. 1,000 CFM per exchanger) for the remainder of the production. The farmer uses a different curve: 4 exchangers start at 400 CFM up to 1,000 CFM

on the 7th day, then one exchanger starts at 1,000 CFM each day totaling 8,000 CFM after 10 days. Figure A V-1 compares and illustrates the two ways of using the exchangers.

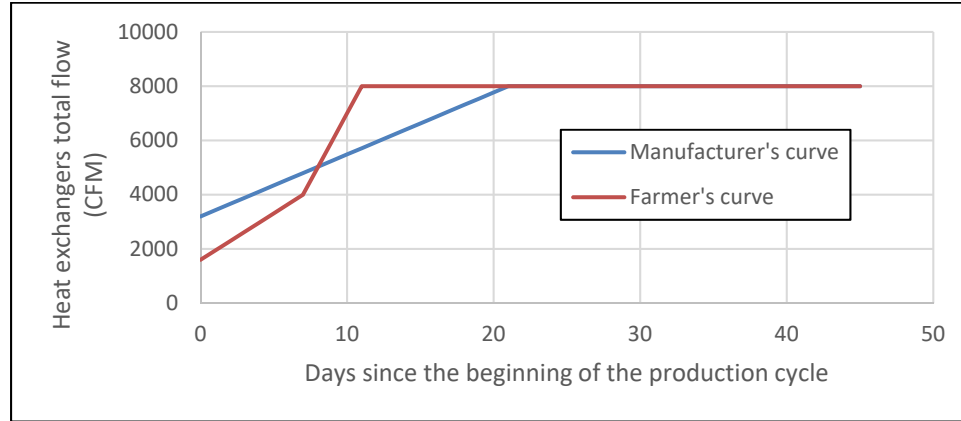


Figure-A V-1 Heat exchanger flow rates used by farmer and used by manufacturer

The net energy (ventilation loss - recovery gains) lost by the exchangers is defined by:

$$Q_{HX} = \dot{m}_{HX} \cdot c_p \cdot (1 - \varepsilon_{HX}) \cdot (T_{in} - T_{ext}) \quad (\text{A V-3})$$

The manufacturer also explains that for every degree below zero for the wall temperature in the exchanger (between cold side and hot side), the nominal efficiency of the exchange decreases by 1%. This is due to the defrost cycle programmed into the unit, where the damper is partially closed depending on the temperature. This feature is taken into account in the model.

2.4. Energy gained by the solar collector

The energy recovered by the solar collector is calculated according to the model defined by (Kutscher et al., 1993). The general heat balance on an unglazed perforated collector is as follows:

$$\rho \cdot C_p \cdot v_0 \cdot A_{UTC} \cdot (T_{in,UTC} - T_{ext}) = I_T \cdot A_{UTC} \cdot \alpha_{abs} - Q_{rad} - Q_{conv} \quad (\text{A V-4})$$

From Kutscher et al., 1993

The left side of Equation (A V-4) represents the useful energy collected. The first term on the right side of the equation represents the solar energy absorbed by the absorber. The second and third terms on the right side are respectively, the losses to the environment by radiation and convection.

Radiative losses occur towards the sky and the ground with a view factor F that depends on the inclination of the absorber. It is assumed that the wall behind the plenum is adiabatic and at a temperature close to that of the absorber so that the radiative losses to this wall are negligible. The radiative energy is therefore:

$$Q_{rad} = \varepsilon_{abs} \cdot \sigma \cdot A_{UTC} \cdot (T_{abs}^4 - F_{c-s} \cdot T_{sky}^4 - F_{c-g} \cdot T_{gnd}^4) \quad (\text{A V-5})$$

From Kutscher et al., 1993

The ground temperature T_{gnd} is approximated equal to the outdoor temperature T_{ext} . The convective losses can then be approximated by:

$$Q_{conv} = 0.82 \cdot \left(\frac{U_\infty \cdot v}{v_0^2} \right) \cdot W \cdot [\rho \cdot C_p \cdot v_0 \cdot A_{UTC} \cdot (T_{abs} - T_{ext})] \quad (\text{A V-6})$$

From Kutscher et al., 1993

For an absorber with homogeneous suction, the temperature of the collector T_{abs} is the same as the air outlet temperature of the collector $T_{in,UTC}$. Surfaces such as porous cement or fine fabric are close to this situation. On the other hand, for a surface such as perforated metal, the outlet air temperature will be below the collector temperature. $T_{in,UTC}$ and T_{abs} can be related to the heat exchange efficiency:

$$\varepsilon_{UTC} = \frac{T_{in,UTC} - T_{ext}}{T_{abs} - T_{ext}} \quad (\text{A V-7})$$

From Kutscher et al., 1993

Physically, heat exchange efficiency is defined by the ratio of the heat transferred to the air flow and the maximum heat transferred if the air was heated to the plate temperature. (Kutscher et al., 1993; Dymond & Kutscher, 1997) also define heat exchanger efficiency based on the logarithmic mean temperature difference:

$$\varepsilon_{UTC} = 1 - e^{-NTU} \quad (\text{A V-8})$$

From Kutscher et al., 1994

Where NTU is the Number of Transfer Units which is defined by:

$$NTU = \frac{h(A_{UTC} - \sum A_{hole})}{\dot{m}_{UTC} C_p} \quad (\text{A V-9})$$

From Kutscher et al., 1994

The heat transfer coefficient h_{conv} is:

$$h_{conv} = \frac{Nu_D \cdot k}{D} \quad (\text{A V-10})$$

From Kutscher et al., 1994

The correlation used to obtain the Nusselt number is:

$$Nu_D = 2,75 \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^{-1.2} \cdot Re_D^{0.43} \quad (\text{A V-11})$$

From Kutscher et al., 1994

Finally, the Reynolds number in relation to the hole diameter is calculated as follows:

$$Re_D = \frac{\rho \cdot v_0 \cdot D}{\mu} \quad (\text{A V-12})$$

From Kutscher et al., 1994

The ideal case with exchange efficiency therefore becomes:

$$Q_{UTC} = \rho \cdot C_p \cdot v_0 \cdot A_{UTC} \cdot (T_{abs} - T_{ext}) \cdot \varepsilon_{UTC} \quad (\text{A V-13})$$

And we can rewrite the whole thing to have a non-linear equation with only one unknown, the temperature of the absorber, T_{abs} , and solve the system:

$$\rho \cdot C_p \cdot v_0 \cdot A_{UTC} \cdot (T_{abs} - T_{ext}) \cdot \varepsilon_{UTC} = I_T \cdot A_{UTC} \cdot \alpha_{abs} - Q_{rad} - Q_{conv} \quad (\text{A V-14})$$

From Kutscher et al., 1993

Using T_{abs} in equation (A V-7) gives the temperature of the air entering the enclosure $T_{in,UTC}$ after being heated by the collector. This temperature is then re-inserted into the left side of equation (A V-4) to finally know the useful energy extracted from the system. Since the UTC is located on only one of the two walls where the air intake dampers are located, the airflow entering through the collector is assumed to be half the airflow due to direct ventilation. It is also important to mention that the solar collector operates in an ideal way, assuming that it does not admit air when the outside temperature is higher than the inside temperature and when the building does not need heating.

2.5. Energy exchanged through the shell

To take into account the effect of long wavelength radiation, the $T_{sol-air}$ model is used to determine the energy exchanged by the walls. The four walls, the roof and the perimeter of the building footprint are considered. The result is:

$$Q_{bldg} = Q_{wall} + Q_{roof} + Q_{floor} \quad (\text{A V-15})$$

The calculation must be done separately on each surface since solar radiation is taken into account. The power [kW] is therefore the sum of the fluxes of each surface.

$$Q_{bldg} = \sum \left[\frac{A}{R} \times (T_{in} - T_{sol-air}) \right] + P \cdot F(T_{in} - T_{ext}) \quad (\text{A V-16})$$

The term $T_{sol-air}$ includes the terms radiative gains/losses:

$$T_{sol-air} = T_{ext} + \frac{(\alpha \cdot I_T - \varepsilon \cdot \Delta R)}{h_o} \quad (\text{A V-17})$$

From ASHRAE, 2017

A good approximation of the heat transfer coefficient by radiation and convection on the exterior surface h_o is 3 BTU/h-ft²-°F (0.017 kW/m²K) according to ASHRAE. For vertical surfaces it is common practice to assume that $\varepsilon \cdot \Delta R$ is zero. For horizontal surfaces, an appropriate value for ΔR is approximately 20 BTU/h-ft² (0.063 kW/m²) (ASHRAE, 2017). In this case the roof will be considered a horizontal surface. The radiation from the sun I_T is calculated for each surface and slope.

2.6. Energy exchanged in direct ventilation

The poultry house ventilation control system is based on relative humidity and temperature measurements in the enclosure. Since the indoor temperature is fixed in the calculation, the simulation of the control system is based only on the indoor relative humidity, which is not fixed. This is because an iterative water balance calculation is used to obtain the relative humidity. This RH is then used to calculate the ventilation rate required to keep the setpoint of 50% RH. For each % higher than the setpoint, the control system applies a positive compensation according to a predetermined compensation index, in this case 5. This

compensation is added to the minimum ventilation flow rate to finally obtain the new ventilation flow rate. Table-A V-1 shows an example of the calculation:

Table-A V-1 Example calculation for ventilation compensation

Ventilation compensation	
Minimum ventilation rate	6% (12,300 CFM)
Compensation setting	5
Setpoint	50%
Relative humidity	60%
Difference	RH – Setpoint = 0,6-0,5 = 0,1
Compensation	Difference*Compens. setting = 0,1*5 = 0,5
New ventilation rate	(1+Compensation)*Minimum ventilation = (1+0,5)*6% = 9% (18,450 CFM)

This new direct ventilation flow changes the water balance, so the new indoor RH must be recalculated, and the loop must be repeated until convergence. If the calculated RH is lower than the setpoint, the minimum ventilation flow rate is maintained; there is no negative compensation. In addition, if at any time the calculated ventilation flow rate exceeds or reaches the maximum ventilation capacity, it is assumed that the indoor conditions are the same as the outdoor conditions.

2.7. Water balance

The following water balance is used to determine the RH in the building:

$$\dot{m}_{H_2O,aux} + \dot{m}_{H_2O,bird} + \dot{m}_{vent} \cdot (w_{ext} - w_{in}) + \dot{m}_{H_2O,stock} = w_{in} \cdot V_{room} \cdot \rho_{air} \quad (A\ V-18)$$

The water released during the combustion of propane $\dot{m}_{H_2O,aux}$, the humidity produced by the chickens $\dot{m}_{H_2O,bird}$, the humidity exchanged in the ventilation $\dot{m}_{vent} \cdot (w_{ext} - w_{in})$ and finally the humidity already present in the building at the previous hour are considered in the

balance. The term $\dot{m}_{H_2O,bird}$ includes the moisture released from litter and panting of the chickens. It is then possible to solve the equation with only one unknown being w_{in} to be able to obtain the relative humidity in the house.

2.8. Auxiliary heating energy

Finally, the auxiliary heating remains the only unknown in the main heat balance equation (A V-1). There are three scenarios when calculating Q_{aux} . Table-A V-2 presents the three scenarios and their respective meanings:

Tableau-A V-2 Possible scenarios after heat balance

Scenario	Signification	Effect on calculation
1. $Q_{aux} \geq 0$	The building is in thermal equilibrium or requires heating	Re-calculation of RH until convergence of RH and Q_{aux}
2. $Q_{aux} < 0$ et $T_{in} < T_{ext}$	The building is overheated and no air conditioning with outside air is possible. Convection effect on the chickens	Conditions <i>in</i> = Conditions <i>ext</i> $Q_{aux} = Q_{UTC} = Q_{HX} = Q_{vent} = Q_{bldg} = 0$
3. $Q_{aux} < 0$ et $T_{in} > T_{ext}$	The building is overheated, and the outside air is used to cool the enclosure	Additional air conditioning flow rate: $\dot{m}_{clim} = \left \frac{Q_{aux}}{C_p(T_{in} - T_{ext})} \right $

For Scenario 1, the propane heating system causes moisture to be added to the air due to the combustion of the gas. Therefore, the indoor relative humidity must be recalculated until the relative humidity and Q_{aux} converge. In Scenario 3, the new cooling airflow is added to the total direct ventilation airflow, also causing a shift in the water balance.

3. Validation of the numerical model

By having access to the operating times and the power of the heating system of the reference barn, it is possible to compare the heating energy required for the simulation and the building control system. Data for several production cycles have been made available to run several simulations and validate the model. Since the building does not have a solar collector and the air exchangers were not always present, an option to consider the exchangers and/or the solar collector is offered. Three weather files for the years 2017, 2018 and 2019 (L'Assomption, Quebec, Canada) are used for the simulations according to the year of production. This location is the closest to the town of Sainte-Mélanie, where the broiler house is located. The parameters that are changed for each simulation are: the date of the beginning of the production cycle, the average daily mortality rate, the duration of the production in days, the quantity of chickens at the beginning of the cycle, whether the exchangers and the solar collector are included or not, and finally the floor simulated.

Results from the calibration of 17 production cycles showed that the energy needed to heat the building was overestimated by a factor ranging from 1.88 to 5.14 times the actual heating needs. It is possible this overestimate is due to the exhaust air temperature being considered equal to the interior temperature. In reality, the exhaust air temperature would be lower than the interior temperature, lowering in turn the heating needs. This assumption is reinforced by (Xin et al., 2001) which uses an air outlet temperature different from the indoor temperature for its calculation of the ventilation heat flow. Another hypothesis that may explain this difference is that the ventilation flow rate dictated by the control system is not exactly the actual fan output. A ventilation efficiency factor was therefore added to the model, allowing each simulation to be repeated and calibrated.

After repeating the 17 simulations with the ventilation efficiency factor, no conclusive trend in relation to outside temperature was found. In the absence of a conclusive correlation with the outside temperature, an average factor is used for the economic analyses. Figure-A V-2 shows how the auxiliary heating, interior relative humidity and temperature fit the control

system data with good accuracy after using a ventilation efficiency factor for the production cycle of May 4th, 2018. The red lines represent the data from the control system and the blue lines represent the simulated data.

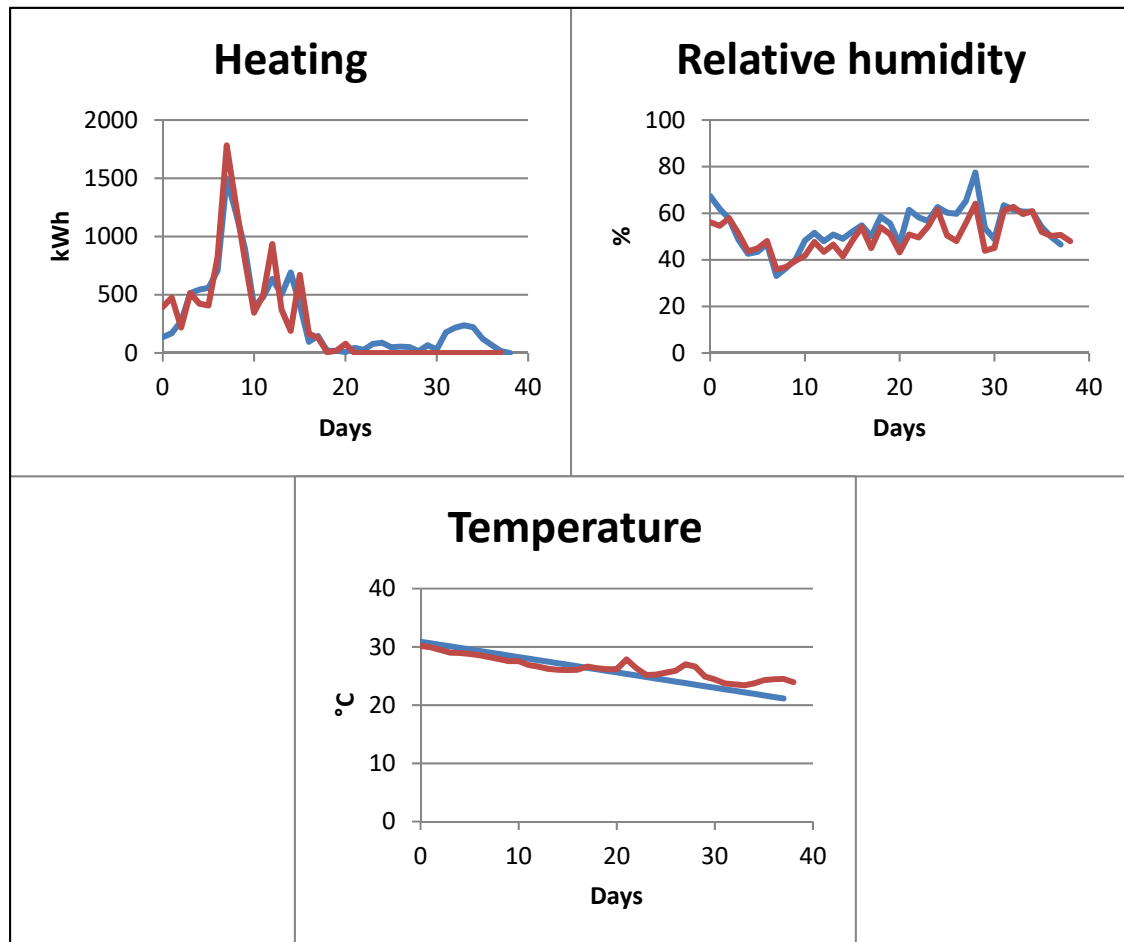


Figure-A V-2 Comparison of the model with the data obtained from the producer.

Results

To obtain the difference between the heating energy consumed between the reference case and the case with air exchangers or UTC, we simply calculate Q_{aux} for the two cases and then make the difference. An annual analysis was completed for seven production cycles of 38 days each. Each simulation is performed with 20,000 chickens, a daily mortality rate of 0.11% and a ventilation efficiency factor of 0.5. This factor is the average of the factors calculated for the

validation of the model. An average factor is used instead of regressions, as the latter were not conclusive enough. In addition, only one floor is simulated since the dynamics observed between the two floors at the broiler house is too unpredictable and no trend could be found. Four cases are compared to quantify their effect on heating savings throughout the year. Case #1 is the reference case where the building has neither exchanger nor solar collector. Case #2 includes the presence of exchangers and the solar collector. Case #3 studies the presence of exchangers only. Finally, case #4 studies the presence of the solar collector only. Figure-A V-3 presents the savings of cases #2, #3 and #4 compared to reference case #1 for the seven production cycles (broods) during the year.

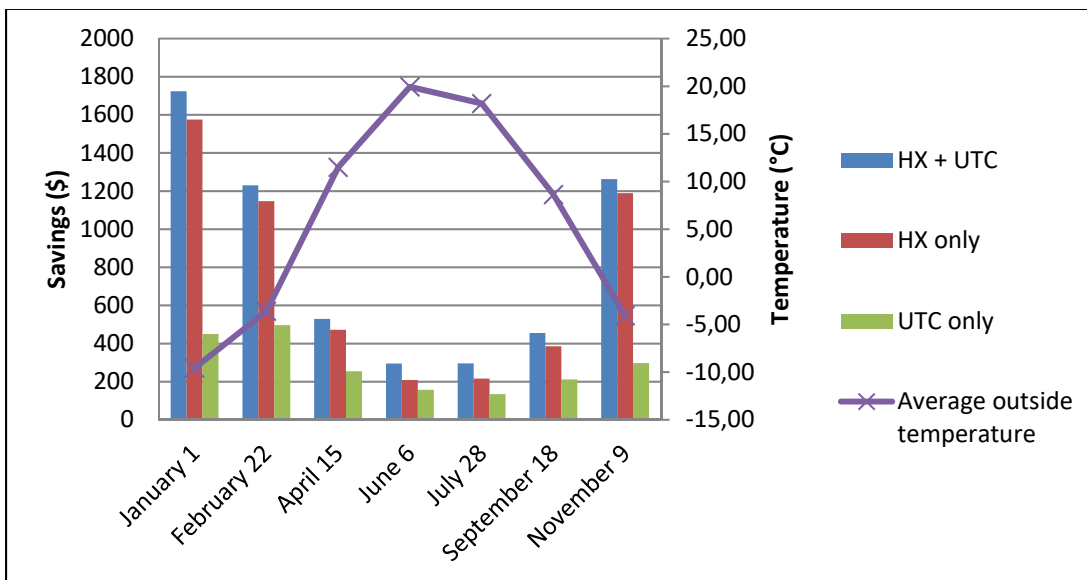


Figure-A V-3 Savings compared to the baseline scenario

The presence of the exchangers reduces the mass flow entering through the solar collector and increases the frequency of overheating situations where the exchangers and the collector must be shut down. In figures, the collector recovers 32,713 kWh over the year when it is alone and 6,201 kWh in the presence of the exchangers. This is an 81% reduction in the solar collector's recovery potential, resulting in a 189% gain in total recovery when the exchangers and collector are present. With the combination of the two technologies, the exchangers observe only a 9% decrease from 84,877 kWh to 77,070 kWh over the year for a 12% gain after combination. Table-A V-3 illustrates this analysis.

Table-A V-3 Energy analysis of exchangers and solar collector

Savings (kWh/year)	Before adding the HX or UTC (Case #3 & #4)	Portion coming from the HX or UTC (Cas #2)	Combination of HX and UTC (Cas #2)
HX only	84 877	77 070 (-9%)	94 686 (+12%)
UTC only	32 713	6 201 (-81%)	94 686 (+189%)

If our building only has heat exchangers and we want to add a solar collector, it is more difficult to justify its installation without even mentioning the monetary side of the analysis since we would only observe a 12% gain to install a technology that would work at only 19% of its full potential. On the other hand, if our building already has a solar collector and we want to install air exchangers, it is much easier to justify their installation. In this case, we would be looking at a gain of 189% to install a technology that operates at 91% of its potential. In case #4 where the exchangers and the collector are present, we notice that when we add the portions of each technology (77,070 kWh + 6,201 kWh), we arrive below the total savings of 94,686 kWh. This is mainly due to the fact that the cumulative ventilation rate is higher for the reference case than the other cases. The relative humidity is lowered when both technologies are present, reducing the need for ventilation. Moreover, the proportion of energy saved for the latter case by the exchangers represents 93% of the total. The monetary aspect of the analysis will determine which case represents the best scenario.

The cost of the 109 m² solar wall comes from a bid from a supplier and amounts to \$9,000 without the installation fees. Since in the model, the solar collector opens and closes automatically depending on the outdoor temperature relative to the indoor temperature, it is necessary to include 2 actuators of \$300 each to operate the opening of the collector for a total of \$9,600. In the case of the exchangers, the cost is \$6,650 per exchanger and the manufacturer estimates the related costs (installation, warranty, marketing and 1-year data collection period) at \$1,000. Producers can also receive an EcoPerformance subsidy under certain conditions. To determine which case represents the best economic scenario, the net present value, or NPV, was used. It was considered that \$4,480 can be paid up front and the remainder is financed for

10 years at a fixed interest rate of 6%. The other parameters of the analysis are as follows: an inflation rate of 2%, an annual increase in the price of propane of 10%, maintenance costs representing 1% of the cost of the measure before subsidies and finally a discount rate of 8%. A zero residual value for the systems is also considered. Table-A V-4 summarizes the data for the 20-year economic analysis.

Table-A V-4 Economic indicators of the analysis

Scenario	Cost of measure	Cost of measure after subsidy	Annual savings	Payback period	NPV
HX only	\$61,200	\$37,900	\$5,191	8.30 yrs	\$70,230
UTC only	\$9,600	\$4,000	\$2,000	2.10 yrs	\$39,250
Combination of HX & UTC	\$70,800	\$44,800	\$5,791	8.80 yrs	\$75,540

These results show that if one would have to choose between installing an UTC or air exchangers, the exchanger option remains the best. Despite the fact that the first two options have a similar payback period, the savings brought by the exchangers are much more interesting when looking at the long term. And finally, combining the two technologies increases the annual savings, but the payback period becomes less interesting. Moreover, after 20 years, it is a gain of only \$2,388 compared to installing exchangers alone. This translates to paying for two technologies that cannot be used to their full potential, reducing the annual savings.

The calibrated model was also used to perform a series of simulations with different levels of insulation in the walls. By varying the thermal resistance of the walls, it was possible to obtain heating costs based on this variable. Each simulation was compared to the reference case of the existing building, i.e. an effective thermal resistance of R20 in the walls ($\text{RSI } 3.5 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$). A survey of the price of insulation materials was carried out to obtain an average price of insulation as a function of surface area and the R-value of the product. This average price of

$3.54 \text{ \$}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{RSI}^{-1}$ was then used to estimate the price of insulation for the total wall area. A full year is simulated for each R-value using the same parameters as the economic study discussed earlier.

Again, using a fixed interest rate of 6%, it is assumed that the entire additional insulation cost is included in the financing of the construction of the entire building. An inflation rate of 2%, an annual increase in the price of propane of 10% and a discount rate of 8% are also assumed. Knowing the price of insulation and heating relative to the reference case at RSI 3.5, it is possible to obtain a NPV over a 20-year analysis period. The following figure shows the NPV obtained for each wall thermal resistance value.

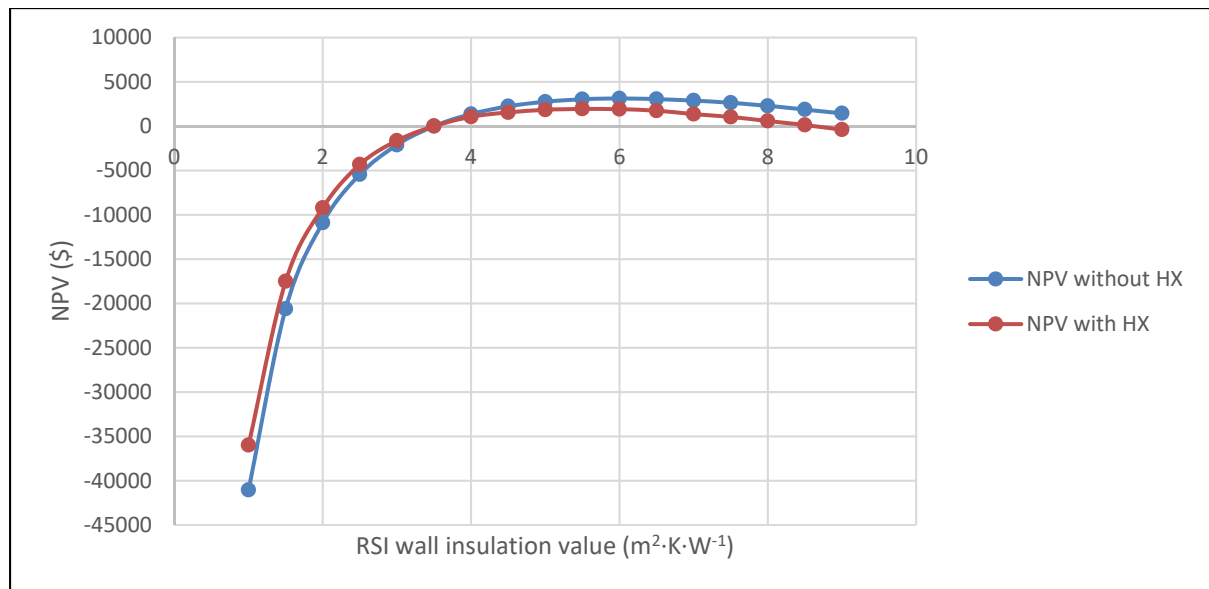


Figure-A V-4 Net present value for each wall insulation value

First, when the wall resistance is equal to RSI 3.5, the NPV is zero, which is the reference case. When the exchangers are present, the maximum NPV is observed at RSI 5.57 and when they are absent, the maximum is at RSI 5.84. It can now be concluded that the air exchangers do not have a significant influence on the optimal insulation level. Moving from an insulation level of RSI 3.5 to RSI 5.84 would save \$332 per year in heating, but would represent an

additional investment of \$4,013. This investment would then be repaid through heating savings after 12 years and would represent a NPV of \$3,432.

Conclusion

In a context where the poultry production sub-sector will experience the strongest growth among the other meat production sub-sectors, producers will have to lower their energy costs in order to remain competitive with the market, especially now, after the recent ratification of the Canada-U.S.-Mexico agreement. It is possible to reduce these costs with the implementation of different technologies such as air exchangers and/or unglazed perforated solar collectors. The objective of this research was to conduct an initial analysis of the viability of these two potential solutions.

An assessment of the different heat flows present in the building was carried out to conclude succinctly that:

- a combination of air exchangers and an UTC offers the best annual energy savings with 94.7 MWh for a total of \$5,791 and a 8.80-year payback period;
- the presence alone of an UTC on a new building is viable but recovers 65% less energy than the combination of the two technologies, with the smallest NPV of \$39,250;
- the presence of air exchangers alone recovers only 10% less energy than the combination of exchanger and UTC with the second best NPV of \$70,230;
- economically speaking, going from RSI-3.5 (R20) to RSI-5.84 (R33) insulation in the walls would be the best-case scenario.

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Albright, L. D. (1990). *Environment control for animals and plants*. American Society of Agricultural Engineers.
- ASHRAE Handbook - Fundamentals*. (2017). American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Badache, M. (2013). « Étude numérique et expérimentale du transfert de chaleur dans un capteur solaire à perforations doté d'un collecteur transparent et opaque ». École de Technologie Supérieure.
- Bokkers, E. A. M., Van Zanten, H. H. E., & Van den Brand, H. (2010). « Field study on effects of a heat exchanger on broiler performance, energy use, and calculated carbon dioxide emission at commercial broiler farms, and the experiences of farmers using a heat exchanger ». *Poultry Science*, 2010, 89(12) édition.
- « Broiler Managment in Hot Weather ». 2016. Aviagen.
- Burek, S. (2010). When will fossil fuels finally run out and what is the technical potential for renewable energy resources?. *International Journal of COMADEM*. 13. 22-27.
- Chepete, H. J., & Xin, H. (2001). « Heat and moisture production of poultry and their housing systems - A literature review ». *Livestock Environment VI, Proceedings of the 6th International Symposium*, 2001.
- Chepete, H. J., Xin, H., Puma, M. C., & R. S. Gates. (2004). « Heat and moisture production of poultry and their housing systems: Pullets and layers ». *ASHRAE Transactions*, 2004, 110(2) édition.
- Colby, H. N., Abbott, F., Brooks, B., Silman, F., Kittridge, C., & Phillips, R. (1967). « Poultry house ventilation in New England ». *New England farm electrification Ins. Bull.*, 1967.
- Cordeau, S., & Barrington, S. (2011). « Performance of unglazed solar ventilation air pre-heaters for broiler barns ». *Solar Energy*, 2011, 85(7) édition.
- 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.
- Davies, C. N. (1951). « Ventilation and its application to poultry housing ». *World's Poult. Sci. J.*, 1951, 7 édition.

- Deaton, J. W., Branton, S. L., Simmons, J. D., & Lott, B. D.. (1996). « The effect of brooding temperature on broiler performance ». *Poultry Science*, 1996, 75(10) édition.
- Denbow, J. W., & Kuenzel, W. J.. (1981). « Gaseous metabolism of leghorns and broilers during early growth: existence rate ». *Poult. Sci.*, 1981, 60 édition.
- DeShazer, J. A., Feddes, J. J. R., & McQuitty, J. B. (1982). « Comparison of methods for measuring conductive heat losses from livestock buildings ». *Canadian Agriculture Engineering*, 1982, 24(1) édition.
- « Design of Ventilation Systems for Poultry and Livestock Shelters ». (2008) *American Society of Agricultural and Biological Engineers*. ASAE EP270.5 DEC1986 (R2008)
- Donald, J. (1997). « Tests Show Fan Shutter Air Leakage Causes Cold Weather Problems ». Auburn University.
- Dozier, W. A., & Donald, J. (2001a). « Key to Successful Brooding ». *The Alabama Poultry Engineering and Economics*.
- « Keys to successful brooding ». (2001b). *The Alabama Poultry Engineering and Economics*, n° 14.
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes*. 2e édition. Hoboken: Wiley.
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2006). *Solar Engineering of Thermal Processes*. 3e édition. Hoboken: Wiley.
- Dymond, C., & Kutscher, C. (1997). « Development of a flow distribution and design model for transpired solar collectors ». *Solar Energy*, 1997, 60(5) édition.
- El Zanaty, H. (2015). « *A Techno-Economic Study for Heating Poultry Houses Using Renewable Energy* ». (Mémoire, The American University in Cairo, Egypt).
- Feddes, J. J. R., Leonard, J. J., & McQuitty, J. B. (1984). « Broiler heat and moisture production under commercial conditions ». *Canadian Agriculture Engineering*, 1984, 26 édition.
- Gouvernement de l'Alberta. (2018a). « Space Heating in Poultry Production ». Alberta Agriculture and Forestry.
- Gouvernement de l'Alberta. (2018b). « Ventilation in Poultry Production ». Alberta Agriculture and Forestry.

- Homidan, A. A., Robertson, J. F., & Petchey, A. M. (2003). « Review of the of ammonia and dust concentrations on broiler performance ». *World's Poultry Science Journal*, 2003, 59(3) édition.
- Jones, T., Donnelly, C., & Stamp Dawking, M. (2005). « Environmental and management factors affecting the welfare of chickens on commercial farms in the United Kingdom and Denmark stocked at five densities ». *Poultry Science*, 2005, 84 édition.
- de Jong, I., Berg, C., Butterworth, A., et Estevez, I. (2012). « Scientific Report updating the EFSA Opinions on the Welfare of Broilers and Broiler Breeders ». *European Food Safety Authority*, 2012.
- Kristensen, H. H., & Wathes, C. M. (2000). « Ammonia and Poultry welfare: a review ». *World's Poultry Science Journal*, 2000, 56(3) édition.
- Kutscher, C. F. (1994). « Heat exchange effectiveness and pressure drop for air flow through perforated plates with and without crosswind ». *Journal of Heat Transfer*, 1994, 116(2) édition.
- Kutscher, C. F. (1992). « An investigation of heat transfer for air flow through low porosity perforated plates ». Boulder: University of Colorado.
- Kutscher, C. F., Christensen, C. B., & Barker, G. M. (1991). « Unglazed transpired solar collectors : an analytic model and test results ». *In Proceedings of ISES Solar World Congress*, 1991, Vol. 2 édition.
- Kutscher, C. F., Christensen, C.B. & Barker, G.M. (1993). Unglazed Transpired Solar Collectors: Heat Loss Theory. *Journal of Solar Energy Engineering*. 115.
- Lacy, M. P. (1997). « The effect of cool temperatures on broiler performance ». *The University of Georgia College of Agricultural and Life Sciences*, 1997.
- Lacy, M. P. (2002). « Broiler management ». *Commercial Chicken Meat and Egg Production*, 2002, 5 édition.
- Le guide d'élevage - poulet de chair*. 2010. Cobb-Vantress.
- Leon, M. A., & Kumar, S. (2007). « Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors ». *Solar Energy*, 2007, 81(1) édition.
- Longhouse, A. D., Ota, H., Emerson, R. E., & Heishman, J. O.. (1968). « Heat and moisture design data for broiler houses ». *Transaction of the ASAE*, 1968, 2(5) édition.
- Lopes, I. M., Overhults, D. G., Morello, G. M., Earnest Jr, J. W., Gates, R. S., Pescatore, A. J.,

- & Miller M. (2010). « Assessing air leakage in commercial broiler houses ». *American Society of Agricultural and Biological Engineers*, 2010, 2010 Pittsburgh, Pennsylvania, June 20-June 23, 2010 édition.
- Medeiros, C. M., Baêta, R. F. M. F. C., Tinôco Oliveira, I. F. F., Albino, L. F. T., & Cecon, P. R. (2005). « Índice térmico ambiental de produtividade para frangos de corte ». *Rev. Brasileira de Eng. Agrícola e Ambiental*, 2005, 9(4) édition.
- « Minimum Ventilation Rates for Today's Broiler ». 2018. Aviagen.
- Mottet, A. & Tempio, G. (2017). Global poultry production: Current state and future outlook and challenges. *World's Poultry Science Journal*, 73(2), 245-256.
- Ota, H., & Garver, H. L. (1953). « Heat and moisture production of laying hens ». *Agricultural Engineering*, 1953, 34 édition.
- Ota, H., & Garver H. L. (1958). « Heat and moisture data from growing birds on litter and single comb caged White Leghorn layers ». ASAE Paper 58-203, ASAE, St. Joseph, Mich. 49085.
- Pedersen, S. (2000). « Heat and moisture production of broilers kept on straw bedding ». *Journal of Agricultural Engineering Research*, 2000, 75 édition.
- Pedersen, S., & Sällvik, K. (2002). « Heat and Moisture Production at Animal and House Levels ». 4. Climatization of Animal Houses. International Commission of Agricultural Engineering, Section II.
- PrivateWaterhouseCoopers. (2018). Supply Management in Egg and Poultry: The Economic Impacts of Changes to Canada's Supply Management System.
- Proudfoot, F. G., Hamilton R., & Dewitt, E. (1991). *Raising chicken and turkey broilers in Canada*. Agriculture Canada.
- Reece, F. N., & Lott, B. D. (1982a). « Heat and moisture production of broiler chickens during brooding ». *Poultry Sci.*, 1982a, 61(3) édition.
- Summers, D. N., Mitchell, J. W., Klein, S. A., & Beckman, W. A. (1996). « Thermal simulation and economic assessment of unglazed transpired collector systems », 1996.
- Tchinda, R. (2009). « A review of the mathematical models for predicting solar air heaters systems ». *Renewable and sustainable energy reviews*, 2009, 13(8) édition.
- Teitel, M., Levi, A., Zhao, Y., Barak, M., Bar-lev, E., & Shmuel, D. (2008). « Energy saving in agricultural buildings through fan motor control by variable frequency drives ». *Energy and Buildings*, 960 953, 40(6) édition.

- UNFAO (2017). « OECD-FAO Agricultural Outlook 2017-2026 ». Organisation des Nations Unies pour l'Alimentation et l'Agriculture, 2017.
- Van Decker, G. W. E., Hollands, K. G. T., & Brunger, A. P. (2001). « Heat-exchange relations for unglazed transpired solar collectors with circular holes on a square or triangular pitch ». *Solar Energy*, 2001, 71(1) édition.
- Vest, L. R. (1997). « Environmental factors to consider when brooding chicks ». *The University of Georgia College of Agricultural and Life Sciences*, 1997, 855 édition.
- 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) édition.
- Zuidhof, M. J., Schneider, B. L., Carney, V. L., Korver, D. R., & Robinson F. E.. (2014). « Growth, efficiency, and yield of commercial broilers from 1957, 1978, and 2005 ». *Poultry Science*, 2014, 93(12) édition.
- Shukla, A., Nkwetta, D. N., Cho, Y. J., Stevenson, V., & Jones, P. (2012) « A state of art review on the performance of transpired solar collector ». *Elsevier - Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, 2012.