

PRÉCHAUFFAGE DE L'AIR NEUF DE RENOUVELLEMENT DANS LES PORCHERIES D'ENGRAISSEMENT

Étude du principe du double flux

R. GRANIER (1), P. ROUSSEAU (2), M. LARNAUDIE (1), P. MASSABIE (1)

Institut Technique du Porc

(1) Station Expérimentale - Les Cabrières, 12200 Villefranche de Rouergue

(2) Pôle Techniques d'Élevage - B.P. 3, 35650 Le Rheu

Une étude théorique préalable montre que, sous des climats tempérés, le chauffage de l'air neuf de renouvellement au niveau de 10°C pour maintenir une température ambiante de 24°C dans les porcheries d'engraissement entraîne une consommation d'énergie électrique égale à 85 KW par place de porc charcutier et par an.

L'objectif de ce travail est d'étudier l'intérêt technique et économique de la mise en place, dans les ateliers d'engraissement des élevages naisseurs-engraisseurs, d'échangeurs de chaleur double flux dont le rôle est de récupérer les calories rejetées à travers l'évacuation de l'air vicié pour réchauffer l'air neuf traversant le couloir de service commun à l'ensemble des salles.

Le réchauffement de l'air neuf et la quantité d'énergie récupérée par porc sont fortement corrélés à la température extérieure. Leur niveau peut atteindre respectivement 14°C et 90 W par animal pour des températures extérieures voisines de - 10°C. Lorsque la température extérieure est égale à 7°C, le réchauffement de l'air neuf est compris entre 6,5 et 7,5°C et la quantité d'énergie récupérée est alors ramenée à 60 W/porc.

L'étude d'un cas type, à partir des équations de prédiction résultant des mesures, montre que l'économie réalisée est importante et peut atteindre 80 KW par place de porc charcutier et par an.

Outside air preheating in fattening pig houses : study about double flow rate principle.

A previous theoretical study shows that, in temperate areas, outside air preheating up to 10°C to maintain 24°C ambient temperature in fattening pig houses leads to 85 kW electrical power consumption per place per year.

A technical economical study was realized about fitting the fattening houses of breeding and feeding herds with double flow heat exchangers, the role of which is to pick up again the calories removed, in order to warm up the fresh air flowing through the passage common to all houses.

Fresh air preheating and amount of calories collected per pig are closely correlated with outside temperature. The values can reach respectively 14°C and 90 W per pig for outside temperature near by 10°C. When outside temperature is 7°C, fresh air preheating varies from 6.5 to 7.5°C and the amount of calories collected is only 60 W/pig.

The study of a standard case based on prediction equations resulting from the measurements shows that it is possible to save electrical power up to 80 kW per place and per year.

INTRODUCTION

Lors de conditions climatiques défavorables, c'est à dire avec des températures extérieures voisines de 0°C, le maintien de la température ambiante au niveau de 24°C, dans une porcherie correctement isolée et pour des animaux en début de phase d'engraissement, impose un débit de renouvellement de l'air neuf inférieur à 5 m³/h/porc.

Dans ces conditions, il n'est plus possible d'éliminer la totalité de la chaleur latente produite par les animaux ; l'air ambiant se trouve donc saturé en vapeur d'eau. De plus, le taux de CO₂, la quantité de poussières en suspension dans l'air et la densité microbienne étant fortement liés au taux de renouvellement (CHOSSON et al., 1989 ; PHILLIPS et al., 1989 ; MASSABIE et al., 1991), il en résulte une nette détérioration de la qualité de l'air.

Le préchauffage de l'air neuf permet de pallier ces inconvénients et assure aussi, par la diminution de l'écart de température entre l'air neuf et l'ambiance de la porcherie, une meilleure maîtrise des circuits d'air (GRANIER et al. 1989, 1991).

Mais une étude théorique préalable montre que, sous des climats tempérés, le coût de fonctionnement par place de porc charcutier s'élèverait à 45 F par an dans le cas d'un chauffage électrique et pour une température de soufflage de 10°C. Il serait supérieur à 65 F si l'air neuf était préchauffé à 12°C.

Des solutions économiques doivent donc être envisagées. L'installation d'échangeurs de chaleur de type double flux dans les ateliers d'engraissement peut apporter une réponse : il s'agit d'utiliser les calories rejetées à travers l'évacuation de l'air vicié pour réchauffer, avant sa diffusion sur les animaux, l'air neuf traversant, dans la plupart des cas, le couloir de service commun à l'ensemble des salles.

L'objectif de cette étude est, sur deux salles d'engraissement présentant des animaux de poids différents, de montrer l'intérêt technique et économique de ce système.

1. MATÉRIEL ET MÉTHODE

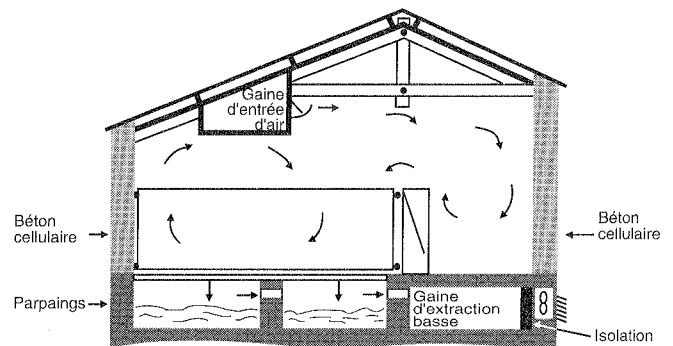
Les expérimentations se sont déroulées à la Station Expérimentale de Villefranche de Rouergue, du mois de décembre 1992 au mois de mars 1993.

1.1. Le bâtiment

Il s'agit d'une porcherie sur caillebotis intégral divisée en deux

modules identiques et indépendants composés de 6 loges de 10 animaux. La ventilation est menée en dépression avec une entrée d'air par gaine isolée (4 cm de mousse de polyuréthane) munie de volets de type LEP, l'extraction étant réalisée à partir de la gaine située sous le couloir d'alimentation (figure 1). Des plaques de mousse de polyuréthane de 6 cm d'épaisseur isolent thermiquement la toiture, les parois étant constituées de béton cellulaire de 20 cm d'épaisseur. Il est à noter que les murs de fosse ne sont pas isolés. Le coefficient de transmission surfacique calculé par porc est égal à 1,66 W/°C. Chaque animal dispose d'un volume de 2,1 m³ et d'une surface de 0,65 m².

Figure 1 - Coupe du bâtiment



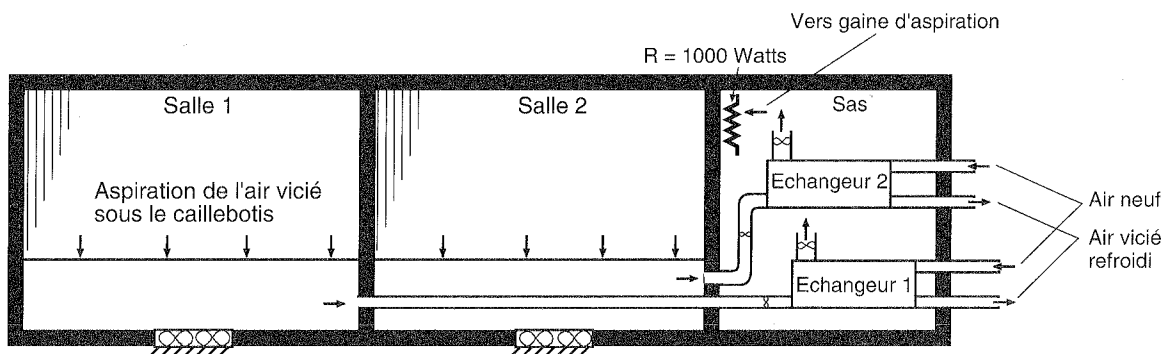
1.2. Les équipements

À l'intérieur du sas isolé situé en bout de porcherie, deux échangeurs double flux air-air (type VEBAG W-T25) sont installés, chacun d'eux étant affecté à une salle (figure 2). Ils sont équipés de deux ventilateurs à vitesse variable, l'un travaillant en dépression et l'autre en surpression par rapport à l'air ambiant du module. Leur débit théorique maximum est égal à 1500 m³/h.

Le ventilateur extracteur aspire l'air vicié à partir de la gaine d'extraction existante, alors que le ventilateur surpresseur propulse l'air neuf réchauffé à l'intérieur du sas et vers la gaine d'admission. A ce niveau, une résistance électrique d'une puissance égale à 1000 Watts sert d'appoint de chauffage lors de périodes très froides.

Cet équipement ainsi réalisé simule le type d'installation qui pourrait être mis en place dans le couloir de service commun à plusieurs salles d'un atelier d'engraissement et qui sert de sas d'entrée d'air neuf.

Figure 2 - Schéma de l'installation



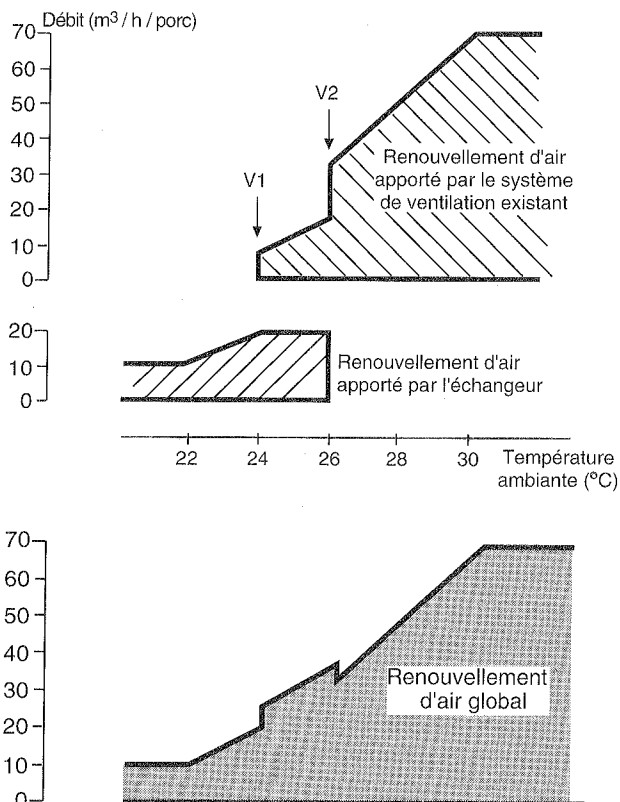
1.3. Le principe de régulation (figure 3)

Les récupérateurs de chaleur fonctionnent essentiellement lorsque la température de l'air du sas est inférieure à 12°C. Leur arrêt ou leur mise en route est commandé par un thermostat électronique d'ambiance situé à l'intérieur du sas. Chacun d'eux est asservi à un régulateur de ventilation classique (type SBM) dont la plage de variation est fixée à 2°C et la température de consigne à 22°C. La sonde du boîtier est placée dans l'ambiance de la porcherie.

Le système de ventilation est conservé en l'état, les ventilateurs, dont le débit global par salle est égal à 4800 m³/h, étant munis de volets anti-retour. La plage de variation du boîtier de régulation (type SODALEC) est fixée à 6°C et la température de consigne à 24°C. C'est à ce niveau de température que le premier ventilateur (V1) se met en marche. Le débit alors engendré s'additionne au renouvellement d'air assuré par l'échangeur. Le deuxième ventilateur (V2) démarre lorsque l'échangeur s'arrête (ils sont asservis à la même sonde thermostatique placée dans le sas), soit lorsque la température de l'air neuf réchauffé dépasse 12°C. Le niveau de la température ambiante se situe alors vers 26°C.

Globalement, l'installation permet d'obtenir une évolution du taux de renouvellement de l'air pratiquement linéaire comme l'indique la figure 3.

Figure 3 - Évolution du renouvellement en fonction de la température ambiante

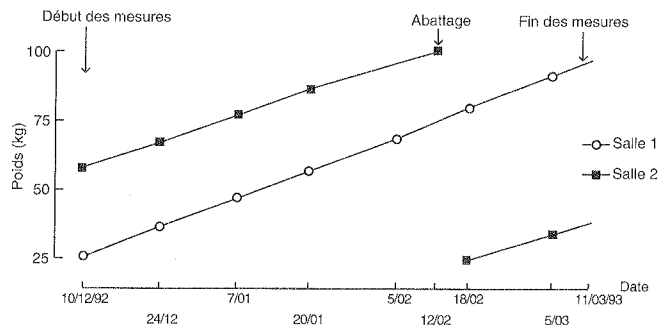


1.4. Les animaux

Au total, 180 animaux de type croisé (90 mâles castrés et

90 femelles) auront été engraisés de 25 à 105 kg de poids vif. L'occupation des salles et l'évolution des poids moyens sont présentés sur la figure 4. Un décalage de la mise à l'engraisement de quelques semaines entre les deux modules permet d'avoir en permanence un lot d'animaux lourds et un lot d'animaux légers, le poids moyen global se situant entre 50 et 70 kg de poids vif.

Figure 4 - Évolution du poids moyen des animaux durant la période expérimentale



1.5. Les mesures

1.5.1. Sur les animaux

- Pesée individuelle des animaux en début, en fin d'essai et vers 60 kg.
- Pesée collective tous les 14 jours.
- Consommation journalière par loge.
- Comptage des toux tous les 14 jours.
- À l'abattage, mesure du rendement, du pourcentage de muscle (F.O.M.) et notation de la pneumonie.

1.5.2. Sur l'ambiance

L'ensemble des paramètres climatiques (température et hygrométrie) sont enregistrés par pas de 1 heure sur microordinateur.

Les diverses sondes sont disposées aux emplacements suivants :

- en ambiance au centre de chaque salle à 1,20 m du sol,
- au niveau de la gaine d'admission pour la mesure de l'air neuf réchauffé,
- aux quatre points principaux de chaque échangeur (air vicié chaud et air vicié refroidi, air neuf extérieur et air neuf réchauffé).

Afin de permettre une exploitation plus aisée des résultats, le taux de renouvellement de l'air de chaque salle est maintenu constant durant de courtes périodes pouvant aller de quelques heures à plusieurs jours.

Par ailleurs, des mesures de concentration en gaz (NH₃ et CO₂) sont réalisées tous les 14 jours dans la salle I. De plus, des compteurs comptabilisent l'énergie consommée pour chaque échangeur et par le chauffage d'appoint.

1.6. Présentation des résultats.

Conventions

D : débit de renouvellement horaire par porc (m³/h/porc)
 Ta : température ambiante (°C)
 amb : air ambiant au niveau des animaux
 Te : température extérieure sous abri (°C)
 a.n.r. : air neuf réchauffé, après échangeur
 a.n.e. : air neuf avant échangeur
 a.g.a. : air à l'entrée de la gaine d'admission
 a.v.e. : air vicié refroidi après échangeur
 Hi : enthalpie de l'air au point i (kcal/kg)
 di : densité de l'air au point i
 Rdtp : rendement enthalpique de la salle de préparation de l'air
 Rdts : rendement enthalpique global du système (porcherie)

Le rendement enthalpique représente la quantité d'énergie récupérée par rapport à la quantité d'énergie qu'il serait possible de récupérer par refroidissement de l'air vicié jusqu'au niveau de la température de l'air extérieur.

Formules de calcul utilisées :

$H = Y \times 597 + Y \times 0,46 t + 0,24 t$
 avec Y = humidité absolue de l'air (kg/kg)
 et t = température de l'air (°C)

$$Rdtp = \frac{(H \times d(a.g.a.) - H \times d(a.n.e.)) \times D(a.n.e.)}{(H \times d(a.v.e.) - H \times d(a.v.s.)) \times D(a.v.e.)}$$

$$Rdts = \frac{H \times d(a.n.r.) - H \times d(a.n.e.)}{H \times d(a.m.b.) - H \times d(a.n.e.)}$$

2. RÉSULTATS

2.1. Évolution des paramètres physiques sur l'ensemble de la période expérimentale

2.1.1. Les températures

L'évolution des minima quotidiens de température, mesurés à l'extérieur sous abri, dans la salle de préparation de l'air et en ambiance, est représentée sur la figure 5. Lors de cette période, la fréquence des températures extérieures minimales négatives est supérieure à 50 % avec deux limites basses à -10°C. Dans le même temps, la température de soufflage de l'air neuf, avant le chauffage d'appoint, est toujours supérieure à 3,6°C et, pour 8 jours sur 10, à 8°C.

La courbe de la température ambiante représente l'évolution de la moyenne quotidienne des minima mesurés pour chaque salle. Ces 2 valeurs sont très voisines et, pour la première période allant du 10 décembre 1992 au 7 février 1993, la moyenne des températures minimales de la salle 1 est égale à 24,1°C (écart-type = 1,8) et à 24,6°C pour la salle 2 (écart-type = 0,5). Pour la deuxième période (19 février-11 mars), elles sont respectivement égales à 24,8°C (écart-type = 0,7) et 23,5°C (écart-type = 1,6).

2.1.2. Les gaz

Le taux de dioxyde de carbone dans l'air varie de 0,3 à 0,4 %.

Figure 5 - Évolution des températures minimales journalières

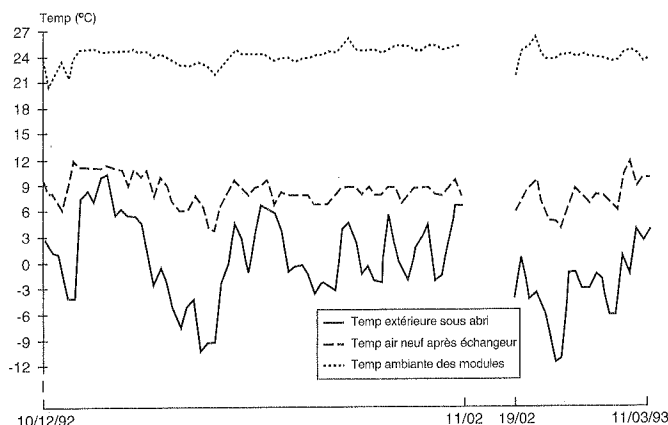
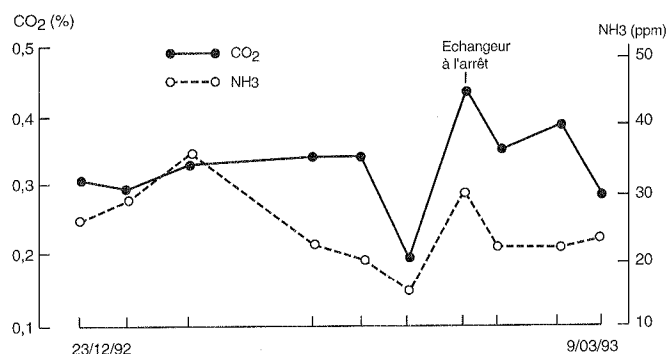


Figure 6 - Évolution des gaz à l'intérieur de la salle 1 durant la période d'engraissement



Contrairement au taux d'ammoniac, il constitue un bon indicateur du taux de renouvellement de l'air, une salle ayant de fortes chances d'être sous ventilée lorsque le taux dépasse 0,5 %.

Des teneurs de l'air en NH3 relativement élevées, entre 20 et 35 ppm, ont été mesurées.

Le stockage de plus de 100 litres de lisier par porc dans le caniveau en écoulement continu peut apporter une explication.

2.2. Performances des animaux

Si l'objectif de l'étude n'est pas de montrer l'incidence de la mise en place d'une telle installation sur les performances des animaux, il convient toutefois d'en situer leur niveau. Ainsi, pour les animaux de la salle 1 qui ont subi l'expérimentation de l'entrée en porcherie vers 25 kg de poids vif jusqu'à l'abattage (109 kg), le gain moyen quotidien est égal à 772 g et l'indice de consommation à 2,72.

À l'abattoir, le pourcentage de muscle moyen relevé au Fat O Meater est égal à 57,7 %. L'observation des poumons fait apparaître 64,4 % d'animaux atteints avec une note moyenne par porc égale à 3,3 selon la grille établie par MADEC (1981).

2.3. Performances techniques de l'installation

L'analyse des tableaux 1, 2 et 3 montre une liaison étroite entre

Tableau 1 - Évolution des paramètres physiques en fonction de la température extérieure (essai I) (1)

D (m ³ /h/porc)		Te (°C)	T(anr) salle 1 (°C)	T(anr) salle 2 (°C)	Réchauffe- ment air (°C)	Énergie récupérée (W/porc)	Ta salle 1 (°C)	Ta salle 2 (°C)	Rdtp %	Rdts %
Salle 1	Salle 2									
16,5	23,0	- 9,4	3,6	1,6	12,0	97	22,9	24,7	44	27
16,5	23,0	- 4,9	7,0	5,7	11,3	89	23,6	24,7	42	27
16,5	23,0	0,0	9,6	8,8	9,2	69	24,9	26,2	37	22
16,5	23,0	4,4	12,2	10,9	7,2	46	25,2	26,2	27	17
16,5	23,0	7,8	14,0	13,8	6,1	41	26,2	27,5	25	17

(1) Poids des animaux de la salle 1 : 29 à 44 kg Poids des animaux de la salle 2 : 69 à 75 kg.

Tableau 2 - Évolution des paramètres physiques en fonction de la température extérieure et du taux de renouvellement (Essai II) (1)

D (m ³ /h/porc)		Te (°C)	T(anr) salle 1 (°C)	T(anr) salle 2 (°C)	Réchauffe- ment air (°C)	Énergie récupérée (W/porc)	Ta salle 1 (°C)	Ta salle 2 (°C)	Rdtp %	Rdts %
Salle 1	Salle 2									
24,3	7,5	- 9,8	4,3	5,0	14,4	89	28,0	23,1	50	29
24,3	7,5	- 4,8	7,7	8,4	12,8	81	28,6	23,9	46	28
24,3	7,5	0,2	9,6	10,6	9,9	56	28,5	25,1	39	23
24,3	17,8	7,8	12,7	13,8	5,5	43	26,8	25,5	29	18

(1) Poids des animaux de la salle 1 : 82 à 85 kg - Poids des animaux de la salle 2 : 27 à 30 kg.

Tableau 3 - Évolution des paramètres physiques en fonction de la température extérieure et du taux de renouvellement (Essai III) (1)

D (m ³ /h/porc)		Te (°C)	T(anr) salle 1 (°C)	T(anr) salle 2 (°C)	Réchauffe- ment air (°C)	Énergie récupérée (W/porc)	Ta salle 1 (°C)	Ta salle 2 (°C)	Rdtp %	Rdts %
Salle 1	Salle 2									
16,5	23,0	- 0,0	10,1	9,1	9,6	70	28,0	26,7	37	22
16,5	23,0	4,5	12,7	11,6	7,7	53	28,1	27,0	27	19
16,5	23,0	6,1	13,0	12,3	6,9	39	28,0	27,1	22	16
24,3	23,0	- 0,4	10,0	8,1	9,5	84	28,0	26,5	38	22
24,3	23,0	5,8	13,0	12,3	6,9	65	28,8	27,3	35	20
24,3	23,0	8,7	13,3	13,1	4,5	36	28,6	27,4	26	12

(1) Poids des animaux de la salle 1 : 60 à 65 kg Poids des animaux de la salle 2 : 90 à 95 kg.

l'évolution de la température extérieure et les différents paramètres physiques caractérisant l'installation.

2.3.1. Température extérieure et réchauffement de l'air

Dans tous les cas et quelles que soient nos conditions expérimentales, le réchauffement de l'air augmente lorsque la température extérieure diminue.

Il peut être supérieur à 14°C pour des températures extérieures voisines de - 10°C et ne représenter que 5 à 6°C lorsque ces dernières dépassent 5°C.

Ces deux paramètres, température extérieure (Te) et réchauffement de l'air (G), sont fortement corrélés ($r^2 = 0,93$) et l'équation de prédiction s'écrit :

$$G = - 0,49 Te + 9,28$$

2.3.2. Température extérieure et rendement enthalpique

Les rendements enthalpiques de la salle de préparation de l'air (Rdtp) et de l'installation globale (Rdts) sont liés à la tempé-

ture extérieure ; ils diminuent lorsque Te augmente. Les coefficients de corrélation r^2 sont respectivement égaux à 0,86 et 0,88 et les équations de prédiction s'écrivent :

$$Rdtp (\%) = - 1,27 Te + 36,16$$

$$Rdts (\%) = - 0,85 Te + 21,82$$

Il est à noter que le rendement de la salle de préparation de l'air offre un plus fort gradient de variation et est plus élevé que le rendement du système. Dans les conditions des mesures et pour ce type d'échangeur, Rdtp varie de 50 % à 25 %, alors que dans le même temps, Rdts varie de 29 % à 12 %.

Les pertes par les volets anti retour, dûes à la légère surpressurisation maintenue dans les salles et le refroidissement de l'air vicié à l'intérieur de la gaine d'extraction, expliquent une bonne part de cette différence.

2.3.3. Réchauffement de l'air et débit de renouvellement

Dans nos conditions expérimentales, il n'y a pratiquement aucune relation, à Te = constante, entre le débit d'air traversant

l'échangeur et le rechauffement mesuré (Tableau 3). Par ailleurs, nous constatons que la température de l'air neuf réchauffé à la sortie des échangeurs (T_{anr}) est identique pour chacun d'eux (écart rarement supérieur à 1°C), quels que soient les niveaux de température extérieure et pour des débits de ventilation très différents. Ceci apparaît nettement sur le tableau 2 où le débit de renouvellement d'air par porc de la salle 1 est trois fois plus élevé que celui de la salle 2.

La quantité d'énergie récupérée (Q) est bien sûr liée au débit d'air mais reste fortement corrélée à la température extérieure ($r^2 = 0,85$) et l'équation de prédiction s'écrit :

$$Q \text{ (W/h/porc)} = -3,41 T_e + 66,46$$

3. DISCUSSION. ÉTUDE D'UN CAS TYPE

Bien que le poids moyen des animaux, lors de l'expérimentation présentée dans cette étude, évolue entre 50 et 75 kg de

poids vif, ce qui correspond à la situation des élevages naisseurs-engraisseurs, il est nécessaire de simuler la mise en place d'une telle installation dans un atelier d'engraissement type, afin d'étudier de façon précise les niveaux de ventilation possibles et les économies d'énergie réalisées à partir des équations de prédiction résultant des mesures.

Pour cela, considérons un élevage de 112 truies productives conduit en 7 bandes de 15 truies. Avec la mise à l'engraissement à 25 kg de poids vif et la vente vers 110 kg de poids moyen, 6 salles, de capacité égale à 144 places, sont nécessaires (GMQ d'environ 750 g). L'atelier d'engraissement est conçu de façon traditionnelle et dispose d'un couloir de service commun aux 6 salles dont le sol est de type caillebotis intégral et dont les animaux sont répartis sur 2 rangs. Avec une isolation de même niveau que le bâtiment expérimental utilisé, le coefficient de transmission surfacique est égal à $1,3 \text{ W}^{\circ}\text{C/porc}$.

Tableau 4 - Besoins énergétiques annuels pour maintenir un porc de 30 kg dans une ambiance à 24°C avec une température de l'air de soufflage égale à 10°C

		Sans échangeur		Avec échangeur			Avec échangeur et débit mini = 10 m ³ /h/porc	
T_e ($^{\circ}\text{C}$)	Nombre de jours/an	Débit d'équilibre thermique (m ³ /h/porc)	Besoins en chauffage (KW/porc)	Température air neuf réchauffé ($^{\circ}\text{C}$)	Débit d'équilibre thermique (m ³ /h/porc)	Besoins en chauffage (KW/porc)	Débit de renouvellement (m ³ /h/porc)	Besoins en chauffage (KW/porc)
-5	1	6,7	0,823	6,8	6,7	0,175	10,0	0,657
-4	1	7,0	0,799	7,3	7,0	0,154	10,0	0,563
-3	3	7,3	2,314	7,8	7,3	0,393	10,0	1,474
-2	2	7,5	1,478	8,3	7,5	0,209	10,0	0,839
-1	5	7,8	3,510	8,8	7,8	0,382	10,0	1,738
0	1	8,1	0,661	9,3	8,1	0,046	10,0	0,273
1	8	8,4	4,919	9,8	8,4	0,110	10,0	1,609
2	6	8,6	3,387	10,3	8,8	0	10,0	0,775
3	10	8,9	5,097	10,8	9,5	0	10,0	0,571
4	8	9,2	3,603	11,3	10,1	0	10,1	0
5	13	9,5	5,025	11,8	10,9	0	10,9	0
6	13	9,7	4,137	12,3	11,7	0	11,7	0
7	26	10,0	6,380	12,8	12,5	0	12,5	0
8	20	10,3	3,360	13,3	13,5	0	13,5	0
9	22	10,6	1,898	13,8	14,5	0	14,5	0
10	25	10,9	0	-	10,9	0	10,9	0
Total			47,39			1,47		8,50

Les tableaux 4, 5 et 6 montrent, pour des animaux dont le poids est respectivement de 30, 60 et 100 kg, les besoins énergétiques annuels nécessaires au maintien d'une température ambiante de 24°C lorsque la température de soufflage de l'air neuf est égale à 10°C . Les conditions climatiques correspondent à celles relevées dans la région de Rennes, la température la plus basse étant égale à -5°C et durant 24 heures par an.

Le débit d'air neuf nécessaire à l'équilibre thermique varie en fonction de la température extérieure et du poids des animaux. En début de phase d'engraissement, le débit maximum possi-

ble est de 6,7 m³/h/porc lorsque $T_e = -5^{\circ}\text{C}$ et il atteint 11 m³/h/porc pour $T_e = 10^{\circ}\text{C}$. En fin d'engraissement, le débit évolue de 21,4 à 25,6 m³/h/porc.

La réalisation de ces conditions d'ambiance entraîne une consommation énergétique de 85 KW par place de porc charcutier et par an, la puissance installée étant de 94 KW pour l'ensemble de 6 salles d'engraissement. Avec un prix du KWh à 0,50 F, le coût de fonctionnement représente donc 42,50 F par place et par an, soit près de 15 F par porc

Tableau 5 - Besoins énergétiques annuels pour maintenir un porc de 60 kg dans une ambiance à 24°C avec une température de l'air de soufflage égale à 10°C

		Sans échangeur		Avec échangeur			Avec échangeur et débit mini = 10 m3/h/porc	
Te (°C)	Nombre de jours/an	Débit d'équilibre thermique (m3/h/porc)	Besoins en chauffage (KW/porc)	Température air neuf réchauffé (°C)	Débit d'équilibre thermique (m3/h/porc)	Besoins en chauffage (KW/porc)	Débit de renouvellement (m3/h/porc)	Besoins en chauffage (KW/porc)
-5	1	13,0	1,594	6,8	13,0	0,339	15,0	0,639
-4	1	13,3	1,519	7,3	13,3	0,293	15,0	0,525
-3	3	13,6	4,320	7,8	13,6	0,732	15,0	1,297
-2	2	13,8	2,712	8,3	13,8	0,383	15,0	0,680
-1	5	14,1	6,339	8,8	14,1	0,690	15,0	1,238
0	1	14,4	1,175	9,3	14,4	0,082	15,0	0,153
1	8	14,7	8,622	9,8	14,7	0,192	15,0	0,484
2	6	15,0	5,856	10,3	15,2	0	15,2	0
3	10	15,2	8,697	10,8	16,2	0	16,2	0
4	8	15,5	6,071	11,3	17,1	0	17,1	0
5	13	15,8	8,368	11,8	18,1	0	18,1	0
6	13	16,1	6,811	12,3	19,2	0	19,2	0
7	26	16,3	10,392	12,8	20,4	0	20,4	0
8	20	16,6	5,419	13,3	21,7	0	21,7	0
9	22	16,9	3,030	13,8	23,5	0	23,5	0
10	25	17,2	0	-	17,2	0	17,2	0
Total			80,93			2,71		5,02

Tableau 6 - Besoins énergétiques annuels pour maintenir un porc de 100 kg dans une ambiance à 24°C avec une température de l'air de soufflage égale à 10°C

		Sans échangeur		Avec échangeur			Avec échangeur et débit mini = 10 m3/h/porc	
Te (°C)	Nombre de jours/an	Débit d'équilibre thermique (m3/h/porc)	Besoins en chauffage (KW/porc)	Température air neuf réchauffé (°C)	Débit d'équilibre thermique (m3/h/porc)	Besoins en chauffage (KW/porc)	Débit de renouvellement (m3/h/porc)	Besoins en chauffage (KW/porc)
-5	1	21,4	2,623	6,8	21,4	0,559	24,0	0,942
-4	1	21,7	2,479	7,3	21,7	0,478	24,0	0,791
-3	3	22,0	6,994	7,8	22,0	1,184	24,0	1,987
-2	2	22,3	4,358	8,3	22,3	0,619	24,0	1,066
-1	5	22,5	10,110	8,8	22,5	1,102	24,0	2,020
0	1	22,8	1,861	9,3	22,8	0,130	24,0	0,272
1	8	23,1	13,559	9,8	23,1	0,302	24,0	1,147
2	6	23,4	9,147	10,3	23,9	0	24,0	0,085
3	10	23,6	13,497	10,8	25,1	0	25,1	
4	8	23,9	9,36	11,3	26,4	0	26,4	
5	13	24,2	12,825	11,8	27,7	0	27,7	
6	13	24,5	10,377	12,3	29,3	0	29,3	
7	26	24,7	15,740	12,8	30,9	0	30,9	
8	20	25,0	8,162	13,2	32,7	0	32,7	
9	22	25,3	4,358	13,8	34,7	0	34,7	
10	25	25,6	0	-	25,6	0	25,6	
Total			125,63			4,37		8,31

charcutier vendu.

La mise en place d'un échangeur dont les performances sont identiques à celui installé lors de l'expérimentation entraîne, pour un respect des mêmes contraintes d'ambiance, un coût de fonctionnement égal à 1,43 F par place et par an, soit 0,50 F par porc charcutier vendu. La puissance installée est ainsi ramenée à 20 KW.

L'adoption d'un débit minimum plus élevé (10 m³/h par porc de 30 kg et 24 m³/h par porc de 100 kg), permettant une amélioration plus nette de la qualité de l'air, entraîne un coût de fonctionnement égal à 1,25 F par porc, la puissance installée étant de 34 KW.

4. PERSPECTIVES DU SYSTÈME ET CONCLUSION

Cette étude montre que l'économie réalisée, par la mise en place d'un système de ventilation double flux, au niveau du coût de fonctionnement est importante et dépasse 40 F par place et par an. Cela entraîne aussi une diminution non négligeable de la puissance installée qui peut être divisée par 4.

Il est à noter que l'amélioration des rendements des échangeurs et de l'ensemble du système vu dans son intégralité devrait permettre de maintenir la température de soufflage à un

niveau plus élevé (environ 12°C).

Sur le plan technique, il reste à mettre au point des unités de ventilation qui assurent à la fois la récupération d'énergie et le renouvellement d'air nécessaire à l'équilibre thermique d'une part et l'évacuation des calories lors de périodes chaudes d'autre part. De tels systèmes devraient offrir une gestion plus aisée de l'ambiance par une adéquation cohérente de la ventilation et du chauffage à partir d'une régulation électronique centralisée.

Mais le surcoût à l'investissement inhérent à ce nouveau concept ne doit pas dépasser, pour être compétitif, 150 F par place, déduction faite du coût d'installation des batteries de chauffage, estimé à 80 F par place. Avec un amortissement sur une durée de 7 ans, cela représente en francs constants près de 12 F par porc vendu (y compris le fonctionnement).

Par ailleurs, la conception de tels outils doit rester simple, robuste et d'un entretien facile, sans oublier leur adaptation aux bâtiments existants.

REMERCIEMENTS

Nous tenons à remercier EDF AGRICULTURE pour son aide financière.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- CHOSSON C., LAPORTE E., GRANIER R., 1989, Journées Rech. Porcine en France, 21, 231-238.
- GRANIER R., CHOSSON C., REFIF E., ROUSSEAU P., 1989, Journées Rech. Porcine en France, 21, 245-252.
- GRANIER R., GUEZOU P., MASSABIE P., ROUSSEAU P., 1991, Journées Rech. Porcine en France, 23, 1-10.
- MASSABIE P., GRANIER R., ROUSSEAU P., 1991, Journées Rech. Porcine en France, 23, 11-20.
- PHILLIPS P.A., THOMPSON B.K., 1989; Am. Soc. of Agric. Eng., vol 32(5), 1007-1010.