

## **Etude des échanges convectifs au cours d'un séchage combiné**

Après la caractérisation des échanges diffusifs ayant lieu au sein des boues au cours d'un séchage conductif, l'évaluation des conductances de transferts convectifs de chaleur et de masse à la surface des boues est abordée. Des corrélations pour la prévision des coefficients d'échange sont établies à partir des résultats expérimentaux.

Le concept de soufflage d'air par fentes linéaires sur la largeur de la serre est proposé comme moyen d'améliorer les conditions aérauliques dans une serre de séchage. Des essais réalisés sur une installation expérimentale ont permis de valider ce choix.



## 1. Introduction sur le rôle de la convection dans le séchage

Le chapitre 2 a traité les phénomènes diffusifs ayant lieu au sein des boues au cours d'un séchage conductif. L'approche expérimentale adoptée a montré que le taux évaporatoire est piloté par la siccité des boues, leur porosité ainsi que la fréquence de retournement appliquée. Le chauffage de la face inférieure du lit de boues crée un gradient de pression de vapeur partielle, qui, à son tour, induit le mouvement de la vapeur d'eau piégée à l'intérieur de la structure poreuse vers la surface. Ayant atteint la surface des boues, cette vapeur d'eau est évacuée par convection avec l'air en circulation dans la serre.

La quantité d'eau évaporée en surface ainsi que l'efficacité du séchage dépendent donc de l'intensité des échanges convectifs de chaleur et de masse qui varient en fonction du régime d'écoulement, du débit d'air soufflé et de l'état de l'interface boues-air. La modélisation mathématique de tout procédé de séchage nécessite l'analyse des phénomènes de transferts convectifs de chaleur et de masse ayant lieu à l'interface de séchage. La compréhension de l'interaction existant entre l'écoulement externe et la surface de séchage est essentielle pour concevoir et améliorer le procédé de séchage étudié.

La détermination des coefficients de transfert demande à ce que les équations régissant l'écoulement d'air soient résolues. Ceci n'est possible qu'en appliquant des méthodes de résolution numériques. Cette démarche est consommatrice en temps de calcul et complexe à mettre en place, notamment dans le cas des boues dont l'état de surface est géométriquement inconnu et varie énormément au cours du séchage. Pour des raisons pratiques, l'analogie entre le transfert de masse et de chaleur basée sur la théorie classique de la couche limite est appliquée. Les résultats obtenus semblaient satisfaisants pour le cas de surfaces saturées en eau. Quant aux surfaces non saturées, cette théorie est corrigée par des coefficients de correction dépendant uniquement du produit à sécher.

Au cours du séchage, la texture du matériau évolue, notamment par l'apparition de crevasses et de fissures, ce qui se traduit par un changement de la surface du matériau et par conséquent, une évolution des coefficients d'échange avec l'environnement immédiat. L'objectif de ce chapitre est de déterminer, à partir d'un dispositif expérimental, les coefficients de transfert de chaleur et de masse et de suivre leurs évolutions au cours d'un séchage convectif. L'effet du débit de ventilation sur les performances du séchage est étudié. Des corrélations pour la prévision des coefficients d'échange sont élaborées à partir des résultats expérimentaux.

Les résultats de l'étude expérimentale montrent l'importance des conditions d'air en surface des boues et de la maîtrise de l'aéraulique dans une serre de séchage. La deuxième partie de ce chapitre porte sur la conception de l'aéraulique. Le nouveau dispositif est testé et validé sur une serre expérimentale.

## 2. Définition des coefficients de transfert de chaleur et de masse

Les phénomènes de transferts de chaleur et de masse par convection constituent la base de toute modélisation mathématique d'un procédé de séchage. Ces phénomènes peuvent être étudiés à l'échelle du matériau seul et dans des conditions bien contrôlées de laboratoire ou dans des conditions de mise en œuvre industrielle dans des séchoirs de types très variés où les conditions de températures, humidités, vitesses sont très variables en temps et en espace. Toute tentative de conception et d'amélioration d'un séchoir nécessite une compréhension préalable des échanges existants entre l'agent sécheur et la surface du produit à sécher.

Les échanges entre l'air balayant la serre et les boues humides sont caractérisés par un transfert couplé de chaleur et de masse. Le transfert de chaleur sensible est dû à l'écart de température entre l'air et la surface des boues humides.

$$\dot{Q}_{sens} = h_c (T_s - T_a) S \quad [3.1]$$

L'expression [3.1] permet de définir un coefficient de transfert de chaleur sensible,  $h_c$  (W/m<sup>2</sup>.K) qui caractérise ce flux de chaleur et qui dépend des propriétés de l'écoulement d'air.

Une relation identique est établie pour décrire le transfert de chaleur latent, où le gradient de concentration en vapeur d'eau existant entre les boues humides et l'air constitue la force motrice du transfert de masse. Le coefficient de transfert de masse,  $k_m$  (m/s) permet de caractériser le transfert de masse décrit par l'équation [3.2] :

$$\dot{m}_v = k_m (C_s - C_a) S \quad [3.2]$$

La concentration volumique de vapeur est directement liée à la pression partielle. En considérant le mélange air vapeur comme un gaz parfait, l'expression [3.3] s'écrit également :

$$\dot{m}_v = k_m \frac{(p_{sat(T_s)} - p_{v,a})}{rT} S \quad [3.3]$$

Le transfert de masse s'accompagne d'un transfert de chaleur latente exprimée comme suit :

$$\dot{Q}_{lat} = L_v \frac{k_m}{rT} (p_{sat(T_s)} - p_{v,a}) S \quad [3.4]$$

Les zones dans lesquelles s'effectuent les transferts de chaleur et de masse sont respectivement la couche limite thermique et la couche limite de diffusion, correspondant, pour l'une, à la zone dans laquelle la température varie progressivement de  $T_s$  à  $T_a$ , et pour l'autre, à la zone dans laquelle la concentration de vapeur d'eau varie progressivement de  $C_s$  à  $C_a$ .

Les coefficients d'échange  $h_c$  et  $k_m$  permettent de caractériser de façon globale ces échanges au travers des couches limites. Ils dépendent des propriétés physiques des fluides, de la nature de l'écoulement et des caractéristiques de la surface d'échange. Dans le cas où  $p_{sat,T_s}$  et  $p_{v,a}$  sont petits devant la pression totale (pression atmosphérique), les équations décrivant les transferts de chaleur et de masse, ainsi que leur conditions aux

limites sont de formes analogues. Les nombres de Nusselt (Nu) et le nombre de Sherwood (Sh) caractérisent respectivement les échanges de chaleur et de masse :

$$Nu = \frac{h_c d_h}{k_a} \quad [3.5]$$

$$Sh = \frac{k_m d_h}{D_a} \quad [3.6]$$

Le nombre de Lewis (Le) permet de caractériser le rapport entre les transferts de chaleur et de masse :

$$\frac{Sh}{Nu} = \left( \frac{1}{Le} \right)^{1/3} \quad [3.7]$$

Des essais présentés par L. Berman [BER61] montrent que pour des températures d'eau comprises entre 20 °C et 50 °C, le rapport Sh/Nu reste constant et proche de 1. D'autres essais [SAC93] montrent que lorsque la température d'eau est plus élevée, ce rapport augmente : les pressions partielles de vapeur ne sont plus négligeables devant la pression atmosphérique et il n'existe plus une analogie exacte entre les phénomènes de transferts de chaleur et de masse.

La fonction de Lewis est définie par l'équation (3.8) :

$$F(Le) = \frac{h_c}{k_m \rho C_p} = \frac{Nu}{ShLe} \quad [3.8]$$

Dans les conditions particulières de pression de vapeur faible, elle s'approche de 0,9 pour un écoulement laminaire. En régime turbulent, la valeur est supérieure et voisine de l'unité.

## 2.1. Analyse bibliographique

Le séchage par convection avec l'air est le mode de séchage le plus répandu dans les industries chimiques et agricoles. On distingue deux types de séchage convectif : à flux traversant ou à flux surfacique. Le séchage combiné des boues étudié dans ce travail concerne uniquement le séchage en surface. L'attention sera portée uniquement aux résultats concernant le deuxième type de séchage.

Récemment, plusieurs approches théoriques ou expérimentales concernant le séchage convectif en surface, ont été développées afin d'étudier les caractéristiques de séchage de divers produits agricoles et déterminer le coefficient de transfert thermique au cours du séchage. Ben Mabrouk L. et al. [MAB06] ont développé un modèle de transferts couplés de chaleur et de masse ayant lieu au cours du séchage en lit fixe de produits granuleux tels que le raisin. Karim et al. [KAR05] ont proposé un modèle de séchage pour les bananes, Akpinar E.K. et al. [AKP06] pour les feuilles de persil, Sun L. et Al. pour les pommes de terre [SUN96] et Jain D. pour la déshydratation des poissons [JAI06]. La plupart de ces études sont effectuées sous des conditions de convection forcée. Un nombre limité de travaux expérimentaux est dédié au séchage par convection naturelle tel que le modèle de séchage de pomme de terre proposé par Rahman N. et Al. [RAH06] ainsi que le modèle de séchage de poivron rouge élaboré par Kooli S. [KOO07].

Dans l'étude du séchage en général, et des produits agricoles en particulier, le coefficient de transfert de chaleur par convection,  $h_c$ , constitue un paramètre critique pour la modélisation mathématique et les simulations numériques d'un procédé de séchage. L'étroite relation entre les coefficients de transferts de masse et de chaleur accroît la nécessité de déterminer rigoureusement le coefficient de transfert de chaleur. Ce paramètre dépend des propriétés de l'écoulement telles que la vitesse de l'agent séchant et ses propriétés physiques (température et humidité relative), mais n'est pas affecté par les propriétés du produit à sécher. Outre l'influence de la géométrie de la surface d'échange et de sa rugosité, les propriétés intrinsèques du matériau n'interviennent pas dans la détermination du coefficient d'échange.

Plusieurs valeurs de coefficients de transfert thermique ont été publiées pour le séchage des produits agricoles. Cependant, les valeurs de  $h_c$  annoncées varient énormément pour un même produit étudié. Une telle variation est probablement due aux différentes configurations de séchage étudiées, aux conditions opératoires ainsi qu'à l'état de surface de l'échantillon à sécher. La plupart des modèles développés ne prennent pas en compte l'effet du retrait et du rétrécissement que subit l'échantillon au cours du séchage et postulent que la surface externe du matériau est constante. Les coefficients de transferts de chaleur et de masse, locaux ou moyens, sont évalués à partir de corrélations établies, pour des écoulements en surface de plaque plane en régime laminaire ou turbulent, telles qu'exposées aux expressions [3.9] et [3.10], où  $x_1$  et  $x_2$  représentent les positions entre lesquelles les coefficients sont évalués [SUN05].

$$h_c = 0.664 \left( \frac{k_a}{\Delta x} \right) Pr^{1/3} \left( \frac{v_a}{\nu_a} \right)^{1/2} (x_2^{1/2} - x_1^{1/2}) \quad [3.9]$$

$$k_m = 0.664 \left( \frac{D_0}{\Delta x} \right) Sc^{1/3} \left( \frac{v_a}{\nu_a} \right)^{1/2} (x_2^{1/2} - x_1^{1/2}) \quad [3.10]$$

Ces modèles de convection supposent des coefficients d'échange constants au cours du séchage, ce qui ne reflète pas la réalité. En effet, lors d'une étude menée sur le séchage convectif de matériaux sujets à un rétrécissement, Rahman et Al. [RAH06] ont observé que le coefficient de transfert de chaleur croît avec le degré de rétrécissement subi par le produit, et peut doubler de valeur en fin de séchage. Les auteurs ont ainsi établi une corrélation reliant le coefficient de transfert de chaleur à un paramètre adimensionnel décrivant le taux de rétrécissement subi. Les boues étant un matériau particulièrement déformable et subissant d'importants retraits au cours du séchage, il est alors indispensable de prendre en compte l'évolution de la surface de séchage, et par conséquent l'évolution des coefficients de transferts [LEO03]. De plus, dans le procédé de séchage étudié, le retournement périodique des boues contribue à la modification de l'état de surface.

Si les corrélations correspondant aux plaques planes peuvent être utilisées pour déterminer le coefficient de transfert sensible à de faibles siccités, les rétrécissements accrus au cours du séchage ainsi que les déformations provoquées par le retournement fréquent des boues nécessitent l'intégration des aspects mécaniques. Toutefois, pour les milieux complexes et cellulaires comme les produits agroalimentaires, avec lesquels les boues peuvent s'apparenter, cette analyse est très délicate. Sjöholm et al. ont proposé un moyen pour contourner ces aspects mécaniques : les changements de volume et de surface peuvent être intégrés sous forme de coefficients de correction [SJO95].

Par ailleurs, en ce qui concerne le transfert de masse, A. Hukka a également remarqué au cours de ses études sur le séchage du bois [HUK99], que la théorie classique de la couche limite échoue quand le matériau manifeste une résistance interne à l'évaporation, limitant ainsi le flux de masse à la surface. Ainsi, les valeurs établies pour la fonction de Lewis en fonction de la nature de l'écoulement ne sont plus valables. Les nouvelles valeurs doivent intégrer le taux de résistance interne que manifeste le produit à l'évaporation. L'équation de transfert de masse est alors modifiée en introduisant un facteur de correction traduisant cette résistance au cours du séchage de bois.

$$\dot{Q}_{lat} = L_v \frac{k_m}{rT} (p_{sat(T_s)} - p_{v,a}) \frac{k_{m,wo}}{k_{m,w}} \quad [3.11]$$

Le rapport  $\frac{k_{m,wo}}{k_{m,w}}$  décrit la résistance interne au transfert de masse et varie principalement avec la température et la teneur en eau de l'interface de séchage. Les auteurs soulignent également la forte dépendance de ce rapport de la nature du produit à sécher. Par conséquent, il ne peut pas être utilisé pour la description du comportement d'autres matériaux tels que les boues.

L'équation 3.11 reste valable tant que la siccité critique du matériau à sécher n'est pas atteinte. La siccité critique correspond à la siccité à partir de laquelle l'interface de séchage n'est plus alimentée en eau de manière suffisante, ce qui se traduit par un ralentissement des échanges massiques à l'interface de séchage. Cependant, la valeur de siccité critique reste dépendante des conditions de séchage notamment l'intensité de la convection, la température de l'air, le type et la fréquence de retournement.

Dans le cas de séchage des boues étudié, l'application du retournement périodique permet de renouveler l'interface de séchage constamment et d'élargir la limite de séchage à flux massique constant. Ceci permet d'avoir des valeurs de siccité critique supérieures à celles obtenues en absence de retournement.

## 2.2. Détermination des coefficients d'échange sensible et latent

Bien qu'il soit établi que la prise en compte du retrait soit essentielle, les développements dans ce domaine restent peu nombreux et récents. L'évaluation des performances d'un système de séchage nécessite la connaissance des coefficients d'échange mis en jeu. Ces coefficients dépendent de plusieurs paramètres, tels que l'écoulement du fluide (vitesse et régime), les caractéristiques géométriques de l'échantillon (forme, rugosité) ainsi que les caractéristiques du fluide (masse volumique, viscosité, la chaleur massique, température). Il est donc fort complexe de les décrire à partir d'une approche microscopique du problème.

Pour le procédé de séchage étudié, le régime de convection n'est pas connu et les boues sont mélangées fréquemment de sorte que la surface d'échange avec l'air de balayage varie en permanence. L'approche retenue est une approche expérimentale macroscopique. Elle permet d'établir les expressions des coefficients d'échange pour un échantillon de boues de faible épaisseur en fonction des débits de ventilation et de leur siccité.

La mesure des propriétés de l'air humide en entrée et sortie du dispositif expérimental est essentielle pour la détermination des coefficients d'échange. Si la mesure de la température ne présente pas de problème métrologique, la mesure de l'humidité relative pose un problème de précision. En effet, les incertitudes de mesure de l'humidité relative, bien qu'elles soient faibles (1 %), aboutissent à une incertitude très grande sur le calcul de l'humidité absolue : l'incertitude de mesure est du même ordre de grandeur que la différence

d'humidité entrée – sortie du dispositif. Dans ces conditions il est impossible d'avoir une interprétation des résultats de mesures.

De plus, comme le séchage étudié est un séchage à basse température, la variation de l'humidité de l'air échangeant chaleur et masse avec l'échantillon de boues est faible, ce qui augmente l'erreur de mesure des hygrométries entre l'entrée et la sortie. Une méthode alternative de mesure du débit d'eau évaporée fournissant des résultats plus fiables doit être choisie. La pesée en continue de l'échantillon de boues s'avère indispensable bien qu'elle soit délicate à mettre en œuvre puisque le dispositif doit pouvoir mesurer des variations de masse inférieure à 1g/s.

### 2.3. Conception du dispositif expérimental

Le dispositif expérimental présente des complexités, au niveau de la conception, liées principalement aux contraintes de représentativité du mode de séchage étudié. Le dispositif expérimental doit reproduire les conditions de séchage convectif rencontrées dans une serre de séchage. L'écoulement dans la cellule de mesures doit être maîtrisé afin d'assurer une distribution de vitesse uniforme à la surface de l'échantillon étudié.

Trois composants principaux constituent le dispositif expérimental :

- une cellule de mesure adiabatique où le système de pesée est placé
- un support creux isolé servant de conteneur pour les boues. Au cours des essais, le support est posé sur la balance dans la cellule de mesures ,
- un système de ventilation assurant l'introduction et l'extraction d'air.

La figure 3.1 permet de visualiser les différents composants du banc de mesures.



Figure 3.1 Cellule de caractérisation des échanges convectifs

#### 2.3.1. Conception de la cellule de mesures et de la configuration aéraulique

La figure 3.2 illustre le schéma de conception du dispositif expérimental. Afin de limiter les déperditions thermiques vers l'extérieur, la cellule est réalisée en panneaux de polystyrène isolants ayant une épaisseur de 5 cm et une conductivité thermique de 0,0335 W/m.K.

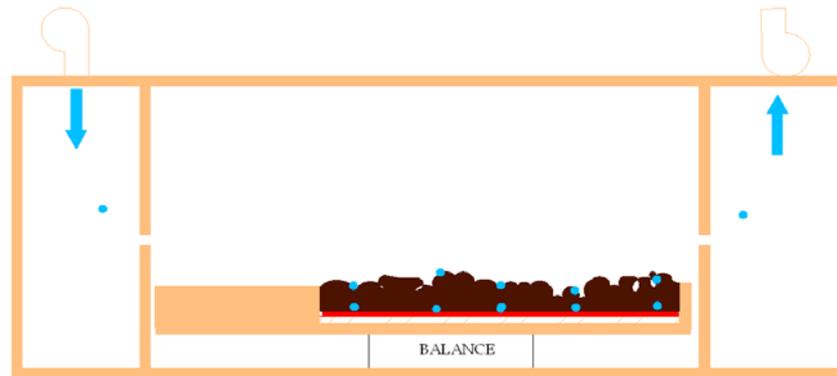


Figure 3.2 Schéma de conception du dispositif expérimental

Cette cellule est divisée en trois compartiments. Les compartiments périphériques représentent les caissons de soufflage et d'extraction, quant au compartiment central, il est réservé aux boues et constitue le caisson de séchage. Sa face supérieure est amovible et permet d'accéder aux boues pour effectuer le retournement. Sa structure est composée de panneaux de polystyrène délimitant une couche isolante transparente formée de deux plaques en polycarbonate séparées par une lame d'air. Cette face transparente permet de visualiser le déroulement des essais et d'éviter les accidents de mesure qui peuvent surgir au cours d'un essai, tel que l'arrêt de la balance et la délocalisation des thermocouples.

La conception de l'aéraulique dans la cellule constitue un point clé pour le dimensionnement du dispositif. L'objectif étant d'établir un écoulement d'air rasant la surface des boues avec un profil de vitesse homogène, une première étape de modélisation s'avère nécessaire et permet de prévoir les configurations assurant une bonne maîtrise de l'écoulement d'air et des profils de vitesses superficielles.

Le soufflage et l'extraction sont assurés par des fentes linéaires. Pour une distribution homogène du jet d'air sur toute la largeur de la fente, les pertes de pression dans le caisson ne doivent pas dépasser 10 % des pertes de pression calculées entre l'amont et l'aval de la fente. Ainsi, à une épaisseur de fente de 1 cm correspond un diamètre hydraulique minimal de 35 cm. La section du caisson est choisie rectangulaire de largeur 33 cm et de hauteur 40 cm. D'autre part, les fentes de soufflage et de reprise d'air sont positionnées de manière à assurer l'adhérence du jet à la surface des boues. Les fentes sont alors situées à 4 cm de la surface des boues et à 36 cm du couvercle. Une longueur de 160 cm est choisie dans un premier temps.

Cette géométrie est décrite et maillée sous Gambit et ensuite modélisée sous Fluent. Le soufflage est imposé en tant que vitesse uniforme à la fente de soufflage. Une condition de pression de sortie est imposée à la fente de reprise. Le modèle de turbulence retenu est le modèle  $k-\epsilon$  standard. La figure 3.3 décrit le suivi de particules résultant des simulations aérauliques.

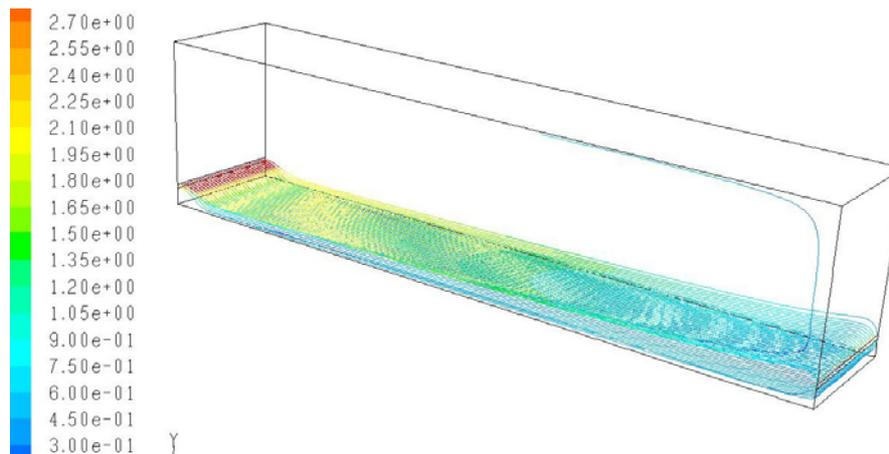


Figure 3.3 Suivi de particules obtenu pour la configuration de fente retenue

Les résultats de simulations montrent qu'à la sortie de la fente, le jet d'air subit une déviation vers la surface inférieure immobile et y reste collé le long du caisson de mesure. Par ailleurs, le tracé des vitesses superficielles montrent une première zone de turbulence à proximité de la fente de soufflage. La figure 3.4 illustre l'évolution de la vitesse superficielle moyenne ainsi que le coefficient de transfert sensible calculés par Fluent sur la longueur du compartiment de caractérisation. Une hétérogénéité accrue est observée à la sortie de la fente et s'atténue au fur et à mesure que le jet avance dans la cellule. Il est alors essentiel de prévoir une zone d'établissement du jet avant que l'écoulement atteigne la surface de l'échantillon de boues.

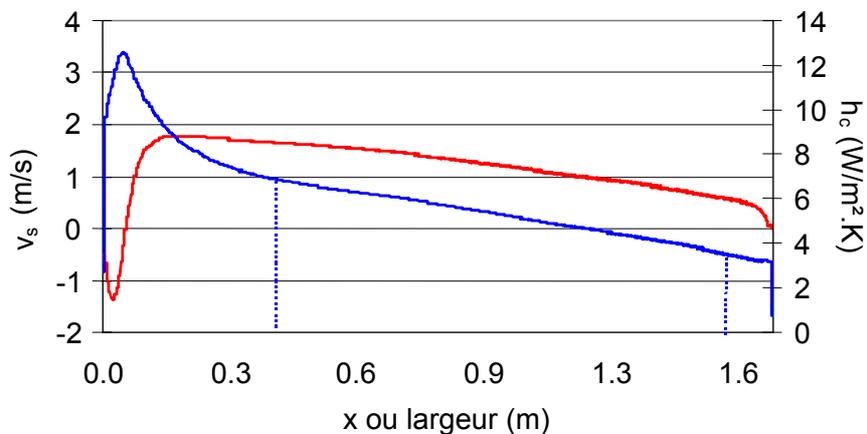


Figure 3.4: Vitesse superficielle et  $h_c$  pour la configuration de soufflage retenue

Les résultats obtenus sous Fluent montre un changement du comportement de l'écoulement à environ 50 cm de la fente. Les courbes rouge et bleue de la figure 3.4 tracent l'évolution de la vitesse superficielle et du coefficient de transfert de chaleur convectif respectivement. En se référant à la courbe bleue, un changement de pente de la courbe de coefficient de transfert est détecté : la pente devient moins raide traduisant une diminution du degré de l'hétérogénéité de l'écoulement. Ainsi, un éloignement de 50 cm entre la fente de soufflage et les boues assure un degré d'homogénéité acceptable pour l'évaluation des coefficients de convection comme le montre la courbe bleue.

En ce qui concerne la longueur de la surface à balayer, elle est prise égale à 100 cm pour disposer de plusieurs points de mesure et calculer des valeurs moyennes.

Les dimensions du conteneur sont choisies en respectant les dimensions de la cellule et les conditions aérauliques attendues. Il est également formé de deux panneaux de polystyrène superposés, de dimensions légèrement inférieures à celles de la cellule de mesure : 30 cm x 160 cm. Ces écarts permettent de sortir et de remettre le conteneur de boues hors et dans la structure rigide de la cellule de mesures et, d'éviter par la suite la perturbation des pesées au cours d'un cycle de séchage. Dans ce conteneur, à 50 cm d'une de ses extrémités, une poche de 20 cm de largeur et de 100 cm de longueur est creusée pour mettre en place l'échantillon de boues.

Comme le diamètre des granulats de boues en fin de séchage varie entre 1 et 4 cm [SAUR04], la profondeur de la poche est de 4 cm. Ainsi, le conteneur de boues est constitué de deux parties : la première est formée de polystyrène et de longueur égale à 50 cm pour assurer le développement du jet d'air, la deuxième partie est formée par la poche contenant les boues (cf. figure3.5).

Une résistance chauffante est collée au fond de la zone du conteneur destinée à porter les boues pour augmenter la température de surface des boues, et par conséquent, l'écart de températures entre l'air soufflé et les boues. Ceci réduit le niveau d'incertitude pour les calculs d'échanges de masse et de chaleur. Afin de réduire les déperditions thermiques vers le bas par rapport à la part de flux transmise aux boues par la résistance chauffante, le fond de la poche est isolé par deux couches de polystyrène.



Figure 3.5 Photo des différentes zones du conteneur des boues

### 2.3.2. Instrumentation du dispositif expérimental

L'objectif des essais est de quantifier le débit d'eau évaporée des boues au cours d'un séchage convectif. La méthode de pesée continue est retenue. Une balance digitale à haute précision (type Mettler PC 16) est introduite dans la cellule de mesures surmontée du conteneur de boues. Sa plage de mesures s'étend de 0 à 16 kg avec une erreur de mesure de l'ordre de 10 g.

Les températures de l'air ambiant, de l'air soufflé et extrait de la cellule sont mesurées par des thermocouples de type K placés dans les caissons de soufflage et de reprise d'air. Des thermocouples sont également placés dans la cellule de mesures afin de suivre l'évolution des conditions thermiques de l'air de balayage. L'humidité relative de l'air ambiant est mesurée au moyen d'un hygromètre. En ce qui concerne la mesure de l'hygrométrie à l'entrée et à la sortie, elle est effectuée en se basant sur la méthode de la température humide de l'air : une sonde de température est enveloppée dans un échantillon de chiffon mouillé et placée à l'aspiration du ventilateur de soufflage et au refoulement du ventilateur de reprise respectivement. Bien que la pesée soit la méthode retenue pour évaluer la quantité d'eau évaporée, ces mesures ont permis de vérifier la cohérence des résultats.

Des thermocouples de type K, à très faible inertie sont collés à la surface de la résistance chauffante pour permettre une mesure « intrusive » de la température du fond des boues au cours des essais. Des sondes de températures posées à la surface des boues en opposition à celles du fond permettent d'évaluer le gradient de température établi sur l'épaisseur de

l'échantillon et par conséquent la quantité de chaleur transmise par conduction à l'échantillon. Les connexions électriques sont souples pour ne pas gêner la pesée. Comme l'échantillon de boues est retourné toutes les 24 heures, aucun thermocouple n'est placé dans les couches intermédiaires de l'échantillon. Les températures d'air dans la cellule sont également mesurées à une hauteur de 2 cm de la mesure de la température de boues correspondante.

La résistance chauffante est reliée à un régulateur de puissance pour contrôler la température de surface des boues. L'ensemble est connecté à un wattmètre pour mesurer la puissance de chauffage imposée.

L'ensemble des thermocouples et instruments de mesures est relié à un module d'acquisition Fieldpoint connecté à un PC. L'interface d'acquisition est programmée en langage C sous environnement CVI/Labview Windows. Les valeurs acquises sont enregistrées dans des fichiers texte et traitées sous Excel.

### 3. Modélisation du séchage dans la cellule expérimentale

Un modèle numérique représentant le dispositif de séchage est développé pour déterminer les coefficients de transferts de chaleur et de masse. Ce modèle permet de calculer le fonctionnement dynamique du cycle de séchage de l'échantillon de boues. Il représente les boues sur le séchoir, décomposées en cinq surfaces élémentaires. Le volume d'air dans la cellule est également divisé en 5 volumes. La figure 3.6 illustre la conception de ce modèle numérique.

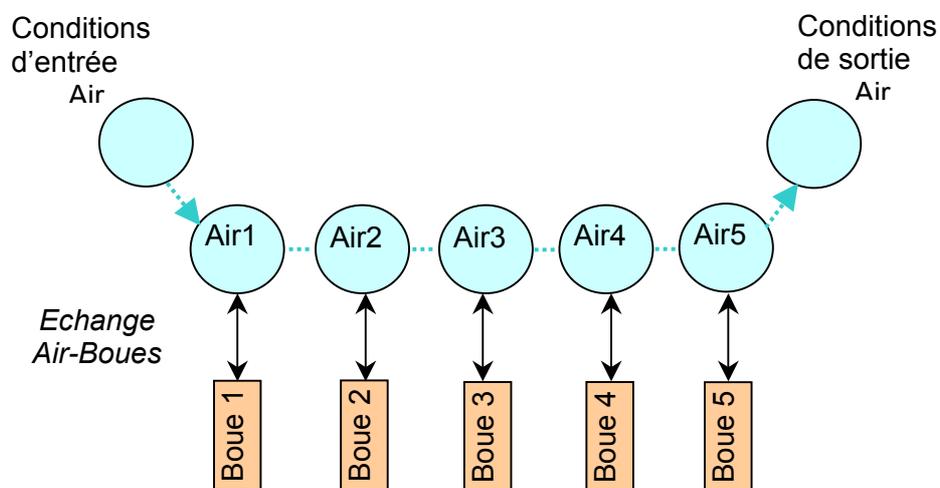


Figure 3.6 Structure du modèle pour la simulation du séchage de boues dans la cellule expérimentale

Les propriétés de l'air humide sont calculées pour chaque volume d'air élémentaire. Le débit d'eau vaporisée dans chaque surface élémentaire de boues humides est mélangé au débit d'air humide et les nouvelles conditions sont calculées pour le volume d'air élémentaire suivant.

L'échange convectif sensible entre l'air et les boues aboutit à un transfert de chaleur de l'air vers les boues, proportionnel à l'écart de températures. L'équation de transfert de chaleur pour un volume élémentaire d'air s'écrit comme suit :

$$h_c S(T_{s,i} - T_{a,i}) = \dot{m}_a C_p (T_{a,i+1} - T_{a,i}) \quad [3.11]$$

L'écart de pression partielle entre l'eau à saturation et l'air humide aboutit à un transfert de chaleur latente par évaporation décrit par l'équation 3.12 pour un volume élémentaire d'air.

$$k_m S \frac{(P_{vsat,i} - P_{va,i})}{rT_{a,i}} = \dot{m}_a (w_{a,i+1} - w_{a,i}) \quad [3.12]$$

D'autre part, le modèle suppose un séchage uniforme à la surface des boues (un coefficient de transfert de masse constant), ce qui permet d'établir l'équation [3.13] avec  $\Delta M_s$  représentant la perte en eau totale :

$$\Delta M_s = \sum_{i=1}^5 k_m S \frac{(P_{vsat,i} - P_{va,i})}{rT_{a,i}} \quad [3.13]$$

Les coefficients d'échange  $h_c$  et  $k_m$  sont des variables paramétrables dans le modèle. Ces coefficients sont ajustés pour chaque essai, pour minimiser l'écart entre les valeurs calculées et les résultats de l'expérience en termes de températures enregistrées et de masse d'eau évaporée.

### 3.1. Etude du séchage convectif sur des échantillons de boues

L'objectif des essais est d'évaluer les transferts de masse et de chaleur en fonction de la siccité des boues pour une vitesse de soufflage donnée. Ensuite, l'effet de variation du débit d'air sur la cinétique de séchage est investigué. Les ventilateurs sont alors munis de variateurs de tension pour permettre de contrôler et de varier les vitesses d'air à la surface des boues. Afin d'établir les bilans d'énergies sur les boues et sur l'air balayant la cellule de caractérisation, il est nécessaire d'évaluer les déperditions thermiques en fonction des conditions d'essai. La détermination des pertes thermiques permet d'évaluer la part de puissance transmise aux boues et à l'air.

#### 3.1.1. Détermination des déperditions de la cellule de caractérisation

Les pertes thermiques sont rencontrées au niveau des faces supérieure et inférieure de la cellule avec l'air ambiant. Il est alors nécessaire d'effectuer une mesure de référence permettant de les évaluer. Pour cela, le conteneur de boues est rempli d'un matériau à conductivité thermique connue et constante, le polystyrène est choisi comme matériau de référence. La mesure de températures de part et d'autre de ce matériau permet d'évaluer le flux qui le traverse.

La puissance fournie par la résistance chauffante est mesurée au moyen du wattmètre. Les pertes thermiques de la face inférieure sont déterminées par différence entre le flux traversant le polystyrène et le flux injecté, en fonction de l'écart de températures entre la face supérieure de la résistance et la température de l'air ambiant en appliquant l'équation [3.15] :

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{Q}_{poly} + \dot{Q}_{sol} \quad [3.14]$$

$$\dot{Q}_{poly} = \frac{k_{poly} \cdot S_{poly}}{e_{poly}} \cdot \Delta T_{poly} \quad [3.15]$$

L'équation [3.16] est celle du bilan d'énergie pour l'air en circulation permettant d'évaluer les pertes de la face supérieure.

$$\dot{m}_a (h_{a,s} - h_{a,e}) = \dot{Q}_{poly} - \dot{Q}_{amb} \quad [3.16]$$

Le régulateur de puissance permet de tester différents niveaux de puissances et par suite différents écarts de températures entre l'intérieur de la cellule et l'air ambiant d'une part et la surface de la résistance chauffante de l'autre. Trois puissances de chauffage sont imposées et trois points de mesure sont obtenus afin d'établir les relations reliant les pertes thermiques aux écarts de température correspondants. A chaque essai, au régime établi, la puissance électrique des résistances chauffantes ainsi que les températures sont enregistrées.

Le panneau de polystyrène utilisé pour la caractérisation de la cellule présente les caractéristiques suivantes : une conductivité thermique de 0,0335 W/m.K et une épaisseur de 0,052 m. Le panneau couvre totalement la surface de la résistance chauffante. Cinq points de mesure sont considérés avec un pas de 20 cm entre deux points de mesure consécutifs. Les températures aux surfaces interne et externe du panneau sont reportées. Ces données réunies permettent d'évaluer la part de flux thermique traversant le panneau suivant l'expression [3.15].

La figure 3.7 récapitule les résultats de caractérisation de la cellule expérimentale. Ainsi, connaissant l'écart de température entre l'ambiance et le fond du conteneur (où est mise en place la résistance chauffante), les pertes thermiques ont été mesurées et une équation de régression [3.17] a été établie:

$$\dot{Q}_{sol} = 0,0365 \cdot \Delta T_{rc\_amb} \quad [3.17]$$

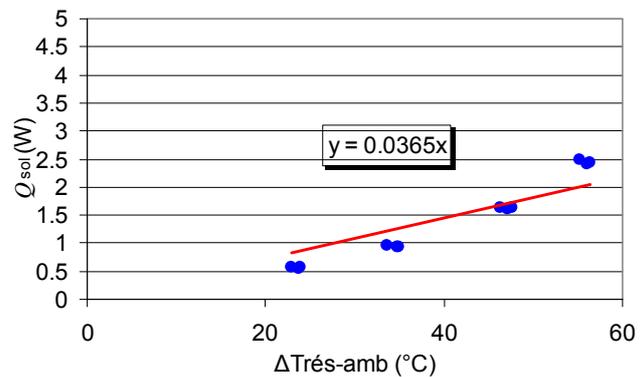


Figure 3.7 Courbe des pertes thermiques de la boîte

Les résultats de caractérisation ont montré que les pertes vers l'ambiance ne dépassent pas 2% de la puissance traversant le panneau de polystyrène et seront négligées par la suite.

### 3.2. Plan expérimental de l'étude du séchage convectif

L'analyse du séchage consiste à déterminer l'évolution du flux massique d'eau en fonction de la teneur en eau du produit à sécher. Le calcul de ce flux massique nécessite la détermination de la vitesse de séchage ainsi que de la surface externe évoluant à la suite du retrait.

#### 3.2.1. Conditions opératoires

La vitesse superficielle de l'air est la seule variable opératoire étudiée. L'air soufflé n'est pas conditionné. Sa température et son humidité relative sont celles de l'air ambiant. Au cours des essais, la température d'air variait entre 19 et 23 °C et son hygrométrie entre 45 et 55 %. Les essais sont effectués avec trois débits d'air différents : 20, 40 et 70 m<sup>3</sup>/h. Les vitesses d'air à la fente de soufflage sont mesurées à l'aide d'un anémomètre à fil chaud. Connaissant les caractéristiques géométriques de la fente de soufflage, le débit d'air est déduit. Cependant, étant un paramètre clé dans cette étude, il est nécessaire de déterminer le débit d'air rigoureusement : des essais « à blanc » sont effectués avant toute introduction

de l'échantillon de boues dans la cellule. En tenant compte des déperditions thermiques correspondantes, la puissance fournie par la résistance chauffante est transmise à l'air sous forme de chaleur sensible. Le premier principe de la thermodynamique appliqué sur l'air s'écrit :

$$\dot{m}_a C_p dT_a = \dot{Q}_{rc} - \dot{Q}_{sol} \quad [3.18]$$

Connaissant les températures d'entrée et de sortie d'air, ainsi que la puissance de chauffage et les pertes thermiques correspondantes, le débit d'air est calculé afin de s'assurer des valeurs retrouvées par anémométrie. Une fois le débit retrouvé, l'échantillon de boues est placé dans le conteneur et cinq thermocouples sont positionnés à sa surface avec un pas de 20 cm entre deux points de mesure consécutifs.

Les conditions de soufflage testées sont simulées sous Fluent pour déterminer les vitesses à la surface des boues dans la cellule de caractérisation. La figure 3.8 trace l'évolution des vitesses superficielles pour les trois débits d'essais. Des vitesses moyennes de 0,9 m/s pour le plus faible débit et de 2,1 m/s pour un débit soufflé de 70 m<sup>3</sup>/h sont calculées sur la longueur de l'échantillon de boues.

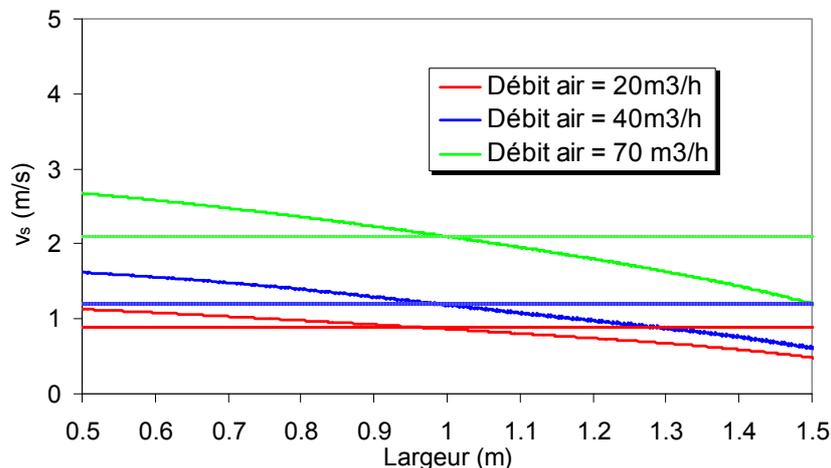


Figure 3.8 Vitesse superficielle calculée par Fluent

Le retournement est effectué manuellement au moyen d'une fourche formée de trois dents. La dent présente les dimensions suivantes : une longueur de 10 cm et une épaisseur de 0,5 cm avec un espacement de 2 cm entre deux dents consécutives. Pour cette étude expérimentale, l'effet de l'augmentation de la fréquence de retournement n'est pas investigué. Une seule fréquence correspondant à un retournement par jour est appliquée. Les échantillons de boues proviennent de la station d'épuration de Saint Arnoult en Yvelines. La siccité initiale, mesurée par la méthode de l'étuve, est de 20 % pour les échantillons utilisés dans les trois séries d'essais. Le cycle de séchage débute avec un échantillon de boues de 5 kg et est arrêté lorsqu'une siccité de 70 % est atteinte.

Avant de démarrer un cycle de séchage, un temps de mise en régime est nécessaire. Une fois que le débit d'air et la puissance de chauffe sont réglés et les conditions de soufflage et de température sont stabilisées, le conteneur est chargé en boues. Un deuxième temps de mise en température des boues est nécessaire. Une fois que les températures de boues se stabilisent, l'acquisition des mesures.

Lors d'un essai de séchage, l'acquisition de la masse est réalisée toutes les 5 secondes. Pour chaque essai, la variation de la siccité des boues est calculée à partir de l'enregistrement de la pesée continue des boues pendant le séchage. La courbe obtenue permet ensuite, en calculant sa dérivée par rapport au temps, de tracer la vitesse de séchage en fonction de la teneur en eau. La vitesse de séchage est exprimée en%/s.

La figure 3.9 trace l'évolution de la siccité d'un échantillon de boues au cours d'essais de séchage. Les boues introduites présentent une masse de 5 kg et une siccité initiale de 20 %. La puissance de chauffage est réglée à 50 W et le débit d'air à 70 m<sup>3</sup>/h.

Les périodes d'interruption sont principalement dues au retournement des boues qui nécessite l'arrêt du séchage une fois par jour et par conséquent l'interruption des mesures. Les perturbations de la pesée engendrées par le retournement restent négligeables devant la masse totale de l'échantillon comme le montre la courbe bleue de la figure 3.9.

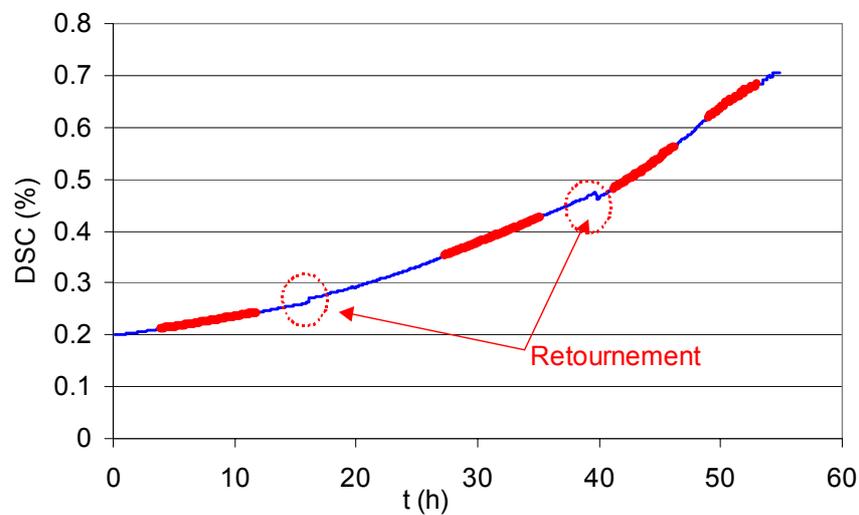


Figure 3.9 Evolution de la siccité de boues au cours d'un cycle de séchage

Par ailleurs, les régimes transitoires qui ont lieu au démarrage du cycle de séchage et à la suite de chaque retournement, ne sont pas pris en compte. Ce qui explique les écarts de siccité de fin et de départ entre deux retournements consécutifs. Les portions de courbe rouges présentent les périodes de régime quasi-permanent stable exploitées pour l'interprétation des résultats de l'essai correspondant.

### 3.3. Résultats et évaluation des conductances de transfert

Pour calculer les coefficients de transferts de chaleur et de masse, il faut évaluer les puissances sensibles et latentes échangées. L'écriture du premier principe intègre les échanges sensibles et latents entre les boues et l'air.

$$\dot{m}_a (h_{a,s} - h_{a,e}) = h_c (T_s - T_a) S + k_m L_v \frac{(P_{sat(T_s)} - P_{v,a})}{rT} S = \dot{Q}_{rc} - \dot{Q}_{sol} \quad [3. 19]$$

Le bilan massique sur l'eau est rappelé [3.13]:

$$\Delta M_b = \sum_{i=1}^5 k_m S \frac{(P_{vsat,i} - P_{va,i})}{rT_{a,i}}$$

La puissance latente s'exprime aussi en fonction des coefficients de transfert de masse, de la surface externe d'échange et de l'écart des pressions de vapeur. Le coefficient de transfert de masse s'écrit :

$$k_m = \frac{\Delta M_s}{\sum_{i=1}^5 \frac{(P_{vsat,i} - P_{va,i})}{rT_{a,i}}} S \quad [3.20]$$

Ayant trouvé  $k_m$ , il est possible de déduire le coefficient de transfert de chaleur à partir de l'équation [3.19].

Les mesures sur le banc permettent l'accès à toutes les données nécessaires pour le calcul des coefficients de transfert. La température de surface des boues permet d'évaluer la pression de vapeur saturante. Cependant, en fin de cycle de séchage, lorsqu'une partie des boues deviennent sèches, il devient également difficile de maîtriser l'emplacement du thermocouple, les valeurs de coefficient retrouvés doivent être considérés comme valide uniquement pendant la phase de séchage principale, entre 20 et 65% de siccité.

### 3.4. Résultats des essais

Il est difficile d'évaluer la surface d'échange entre les boues et l'air compte tenu du phénomène de retrait et des déformations de la structure solide au cours du séchage. De plus, le retournement régulier des boues, induit des déformations supplémentaires qui ne peuvent pas être quantifiées. Pour cela, le coefficient de transfert et l'amplification de la surface d'échange ne sont pas évalués séparément. Les produits  $h_c \delta$  et  $k_m \delta$  interviennent dans le calcul des puissances sensible et latente respectivement et sont considérés pour l'interprétation des résultats.

#### 3.4.1. Relation conductance de transfert de masse et siccité des boues

La puissance de chauffage est réglée à 50 W. La figure 3.10 présente, pour une masse initiale de boues humides de 5 kg, l'évolution des conductances de transfert de chaleur et de masse au cours d'un cycle de séchage pour un débit d'air de 40 m<sup>3</sup>/h.

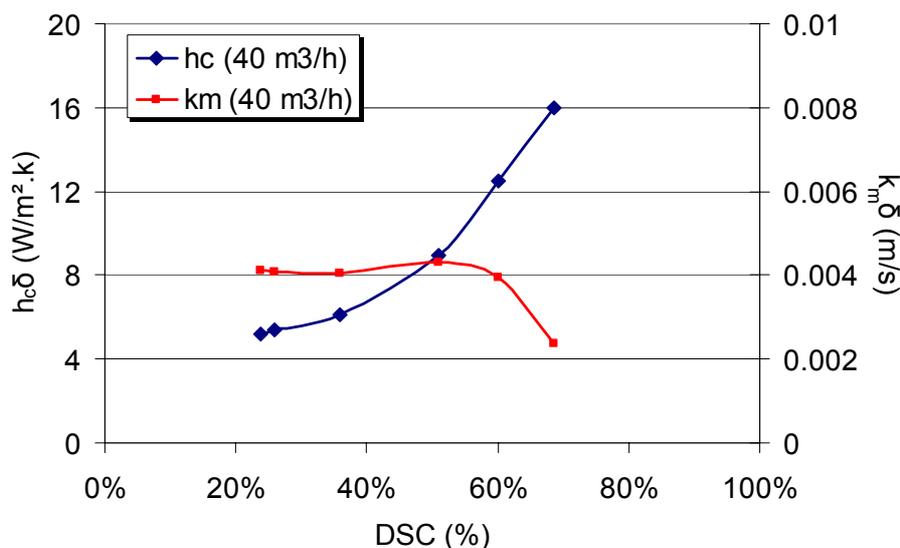


Figure 3.10 Conductances de transfert pour une vitesse superficielle de 1,2 m/s (débit d'air de 40 m<sup>3</sup>/h)

La figure 3.10 montre que la conductance sensible augmente au fur et à mesure que la siccité des boues augmente à une température de surface de boues quasi-constante. En effet, au démarrage de la série de mesures, le coefficient de transfert de chaleur retrouvé correspond à la valeur calculée pour un écoulement en surface de plaque plane à partir de l'équation [3.9]. Cependant, au cours du séchage, le rétrécissement subi par les boues ainsi que le retournement induisent un accroissement de la surface de contact avec l'air de balayage. De plus, le passage d'une surface lisse à une surface corruguée donne naissance à des mouvements de turbulence intensifiant les échanges convectifs. Ceci se traduit en une augmentation de la conductance de transfert sensible.

Par ailleurs, ce comportement n'est pas observé au niveau du transfert de masse. Une première période de séchage à flux massique constant est observée et une conductance de transfert latente de 0,004 m/s est déterminée jusqu'à une siccité d'environ 60 %, correspondant à la siccité critique. Au-delà de cette siccité, les transferts massiques décroissent induisant une diminution de la conductance latente. En effet, la zone plateau correspondant aux siccités inférieures à 60 %, résulte de la combinaison de deux effets opposés que subissent les boues.

Le premier effet concerne l'amplification de la surface d'échange entraînant une intensification des échanges convectifs de transfert et de masse, et d'autre part, le passage d'une surface lisse à une surface rugueuse, responsable de l'augmentation de la conductance de transfert sensible. L'analogie entre transfert de chaleur et transfert de masse implique dans ce cas une intensification du coefficient de transfert de masse.

Cependant, au cours du séchage d'un matériau poreux subissant d'importantes déformations au cours du séchage, la surface effective d'échange massique décroît au fur et à mesure que la siccité du produit augmente. Une résistance interne à la diffusion de la vapeur se développe au fur et à mesure que la teneur en eau diminue limitant ainsi le flux massique atteignant la surface d'échange [PER02]. Les boues, pouvant être associées à cette classe de matériau poreux, subissent un assèchement partiel de la surface d'échange, ce qui se traduit par une réduction de la surface d'échange effective.

Dans les conditions d'essais et de retournement testées, il apparaît que ces deux effets combinés se compensent et entraînent une période de transfert latent constant au cours du séchage. Lorsque la fréquence de retournement ne permet plus d'alimenter la surface de séchage suffisamment en eau et lorsque l'assèchement l'emporte sur l'amplification du coefficient de transfert de masse, la siccité critique est atteinte. Une chute de la conductance de transfert latente est observée et une période à flux massique décroissant est atteinte comme le montre la figure 3.10 pour les siccités supérieures à 60 %.

Ces résultats soulignent l'importance du retournement sur l'amélioration des performances du séchage étudié. Sans retournement, l'effet d'assèchement de la surface l'emporterait très tôt sur l'amplification des coefficients de transfert et une décroissance des échanges latents serait observée à une siccité critique inférieure.

### **3.4.2. Influence du débit de ventilation sur le transfert de chaleur**

Afin d'étudier l'influence du débit de ventilation, ou de la vitesse superficielle sur l'évolution du séchage, trois débits d'air sont testés : 20, 40 et 70m<sup>3</sup>/h. La figure 3.11 illustre l'évolution de la conductance de transfert sensible en fonction de la siccité des boues pour une masse initiale de boues humides de 5 kg et une puissance de chauffage de 50 W.

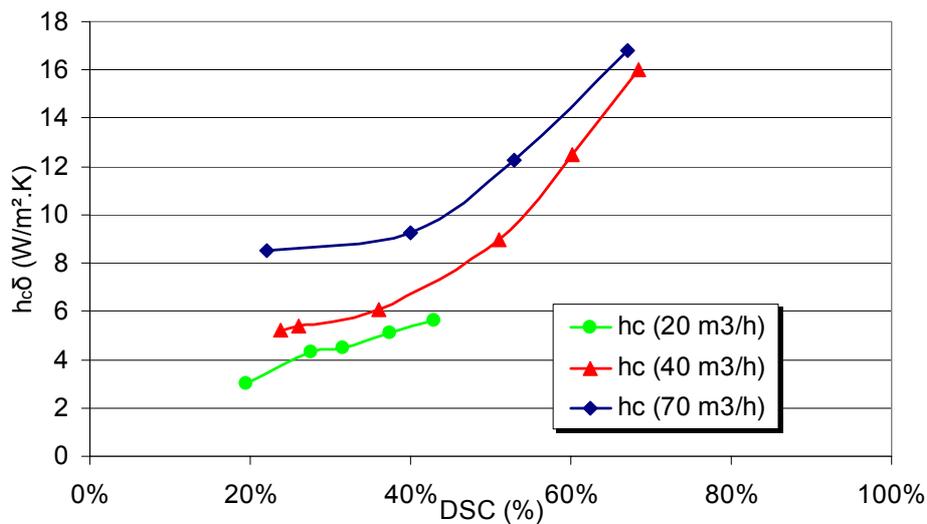


Figure 3.11 Evolution de coefficient de transfert sensible en fonction du débit de ventilation

Une augmentation du débit de ventilation engendre une intensification des échanges convectifs sensibles observée à la figure 3.11. Dans le cas de la convection forcée, le coefficient de transfert de chaleur dépend des nombres adimensionnels de Reynolds ( $Re$ ) et de Prandtl ( $Pr$ ). D'autre part, quel que soit le débit d'air testé, la conductance sensible adopte une allure croissante au cours du séchage : au fur et à mesure que la siccité des boues augmente, la conductance sensible augmente. Pour une vitesse superficielle de 2,1 m/s (débit 70 m<sup>3</sup>/h), un facteur 2 est retrouvé entre les coefficients de départ et de fin de cycle. Cette même allure a été constatée par Rahman et al. [RAH06] dans le cas d'une convection naturelle. Néanmoins, l'insuffisance des points de mesures ne permet pas d'établir de corrélation reliant l'évolution du coefficient d'échange à la siccité des boues.

### 3.4.3. Influence du débit de ventilation sur la conductance de transfert massique

L'évolution de la conductance de transfert latent en fonction des débits testés est illustrée à la figure 3.12. Il apparaît que pour une masse de boues donnée, cette conductance augmente au fur et à mesure que le débit de ventilation augmente. La relation entre la conductance de transfert de masse et le débit d'air apparaît à la lecture de la figure 3.12.

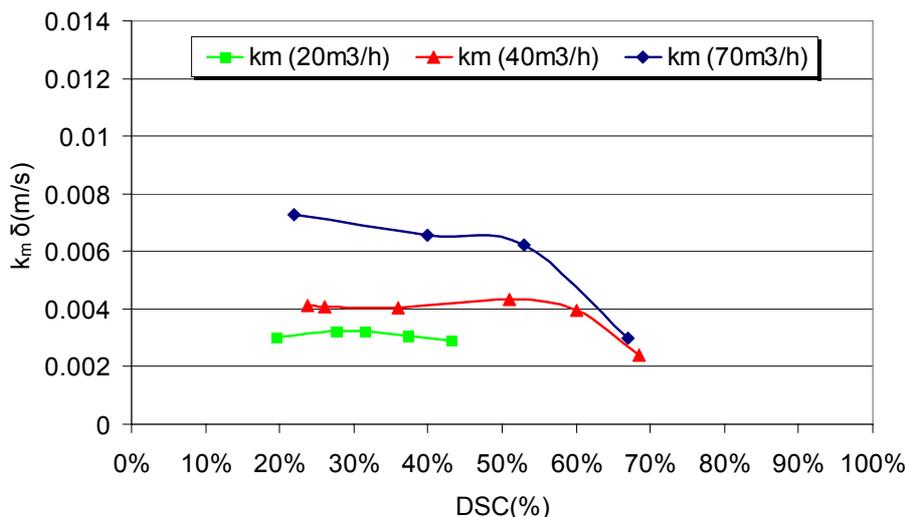


Figure 3.12 Evolution des conductances de transfert de masse en fonction du débit de ventilation

Pour les trois vitesses superficielles testées, une période de transferts latents constants est observée jusqu'à ce que la siccité critique soit atteinte, suivie d'une période de dégradation des transferts latents. L'augmentation de la vitesse superficielle réduit l'épaisseur de la couche limite où se situent les échanges air-boues, ce qui se traduit par un accroissement des coefficients de transferts latents comme le montre la figure 3.12.

Par ailleurs, la comparaison des courbes bleue et rouge suggère que cette augmentation de vitesse induit un assèchement plus rapide de la surface d'échange. Au fur et à mesure que la vitesse superficielle augmente, l'effet d'assèchement devient plus dominant et l'amplification de la surface des boues due au retournement ne compense plus la réduction de la surface d'échange effective, la siccité critique est alors atteinte plus rapidement. Cependant, il est nécessaire d'effectuer des essais à d'autres vitesses et d'autres fréquences de retournement afin de consolider ces constatations.

La théorie classique de la couche limite considère que pour un écoulement turbulent, la fonction de Lewis est proche de l'unité. En effet, l'hypothèse n'est valable que si les conditions de saturation règnent à l'interface matériau-air humide pendant la période de séchage à flux constant. Connaissant le coefficient de transfert sensible, il est possible de déduire le coefficient de transport. Dans le cas du séchage étudié, les boues sont initialement introduites à une siccité de 20 % après avoir subi un passage mécanique.

A l'échelle de modélisation macroscopique retenue pour cette étude, l'hypothèse de saturation à l'interface du matériau humide est uniquement valable au début du cycle de séchage. Au fur et à mesure que les boues sèchent, elles s'agglomèrent sous forme d'agrégats indépendants conférant une certaine porosité externe aux boues, considérées comme un ensemble composé de deux phases uniquement : la phase solide constituée par les agrégats poreux et la phase gazeuse saturée en vapeur d'eau remplissant les espaces inter-granulaires. Si les conditions de saturation en eau nécessaires pour l'application de cette théorie ne sont plus vérifiées, il est toutefois possible d'évaluer l'écart entre les valeurs de conductances latentes expérimentalement établies mesurées et les conductances latentes prévues par cette théorie.

En supposant la théorie classique de la couche limite vérifiée pour un régime d'écoulement turbulent, les conductances de transfert latent sont déduites des conductances de transfert de chaleur mesurées et sont désignées par  $k_m \delta$ . La figure 3.13 trace l'évolution des deux

conductances latentes pour un débit d'air de 40m<sup>3</sup>/h. Pour des siccités faibles (de l'ordre de 20 %), les deux valeurs sont identiques et le rapport de Lewis vaut un.

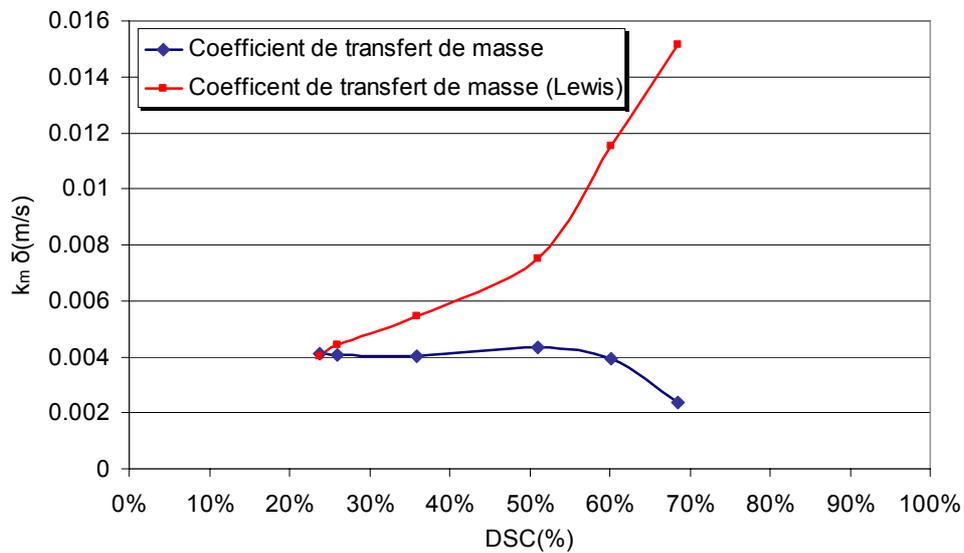


Figure 3.13 Ecart de Lewis pour une vitesses superficielle de 1,3 m/s (débit 40 m<sup>3</sup>/h)

L'écart observé entre les deux conductances latentes, prévue par la théorie de Lewis et obtenue expérimentalement, croît au fur et à mesure que la siccité augmente. A partir d'une siccité de 50 %, l'écart devient très important et le rapport entre les deux conductances est d'un facteur 5. L'exploitation des résultats des essais pour les autres vitesses confirment cette tendance. Quelles que soient les vitesses en surface des boues, si la théorie classique de la couche limite est applicable à de faibles siccités, elle ne l'est plus du moment où les boues s'agglomèrent sous forme d'agrégats.

Afin d'évaluer l'écart observé et d'établir une loi de comportement en fonction de la siccité, un facteur  $R\_Lewis$  est défini : il établit le rapport entre la conductance de transfert latent retrouvée expérimentalement et celle calculée en se basant sur l'hypothèse de Lewis. La figure 3.14 décrit l'évolution de  $R\_Lewis$  pour les trois débits d'air testés.

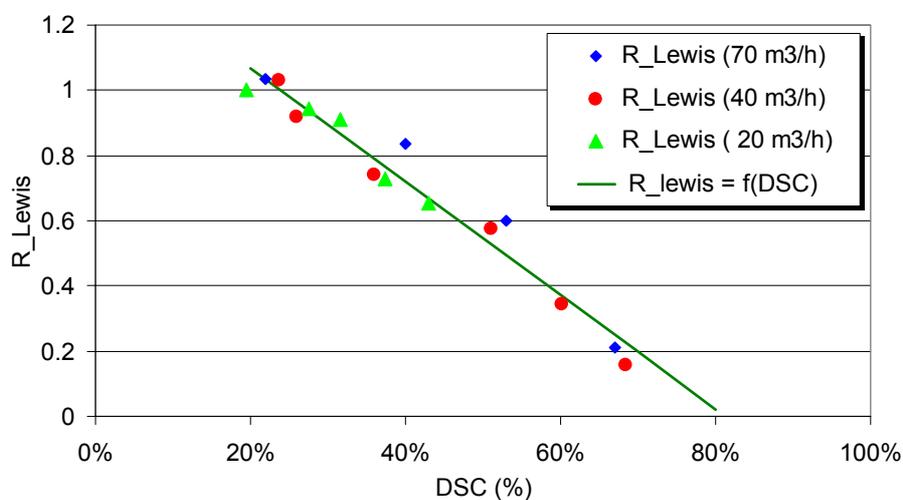


Figure 3.14 Corrélation de l'hypothèse de Lewis pour différents débits de ventilation

Les résultats montrent que pour une siccité supérieure à 20 %, quelle que soit la vitesse superficielle imposée, le rapport entre les deux conductances est constant. Pourvu que le régime d'écoulement soit turbulent,  $R_{Lewis}$  est indépendant des conditions de vitesses superficielles imposées et ne dépend que de la siccité des boues atteinte. Ces observations permettent d'établir une corrélation entre le rapport de conductances et la siccité des boues.

L'évolution de  $R_{Lewis}$  montre une allure linéaire décroissante pour une siccité croissante. En régime d'écoulement turbulent, pour une siccité de 20 %, les conditions de saturation sont vérifiées et  $R_{Lewis}$  vaut un. En appliquant la méthode des moindres carrés, il est possible alors de corréler les points retrouvés en fonction de la siccité des boues. L'équation [3.21] illustre cette corrélation :

$$R_{Lewis} = 1.416 - 1.714 \cdot DSC \quad [3.21]$$

En conclusion, bien que les échanges convectifs sensibles croissent au fur et à mesure du déroulement du séchage, la conductance latente conserve une valeur constante tant que la siccité critique n'est pas atteinte, contrairement au principe de l'analogie entre transferts convectifs de chaleur et de masse. En effet, l'assèchement partiel de l'interface de séchage et l'agglomération des boues induisent une résistance supplémentaire à l'évaporation. Par conséquent, la condition de saturation nécessaire pour l'application de la théorie de la couche limite (la fonction de Lewis égale à l'unité) n'est plus vérifiée. Cette observation rejoint les résultats élaborés par A. Hukka sur le séchage convectif du bois [HUK99]. Pour la plage de vitesses superficielles testées, l'exploitation des résultats a permis de corréler la siccité avec l'écart entre la conductance latente expérimentale et celle prévue par la théorie de la couche limite.

Pour les besoins de modélisation :

- Au démarrage d'un cycle de séchage, le coefficient de transfert de chaleur peut être estimé à partir des corrélations de convection établies pour les écoulements sur une surface plane.
- En se basant sur la corrélation [3.21], le coefficient de transfert de masse peut être déduit.
- Pour un retournement régulier, le coefficient de transport de masse est constant dans une plage de siccité allant de 20 à environ 60 % correspondant à la siccité critique retrouvée pour les conditions de séchage testées, l'évolution du coefficient de transfert de chaleur peut alors être estimée.

#### 3.4.4. Evaluation des capacités évaporatoires pour les débits d'air testés

Connaissant les quantités d'eau évaporées et les durées de séchage pour les trois séries d'essais, les capacités évaporatoires sont évaluées. La définition de la capacité évaporatoire telle que présentée au chapitre 1 est rappelée.

$$DR(kg/j.m^2) = \frac{M_w}{tS} \quad [1.7]$$

Sachant que la capacité évaporatoire est directement liée à la différence de pression de vapeur régnant à l'interface de séchage, la valeur de capacité dépend des températures d'air et de surface de boues. Ces paramètres étant variables au cours des essais effectués, il est alors impossible de montrer une évolution interprétable de la capacité évaporatoire en fonction de la siccité des boues. Cependant, une analyse des résultats des trois essais a permis de retrouver des conditions de températures et de siccités identiques et, par suite, de mettre en évidence l'influence du débit de ventilation sur la capacité évaporatoire.

La figure 3.15 trace l'évolution de la capacité évaporatoire en fonction de la vitesse superficielle testée pour une température de surface de boues de 30 °C, d'air ambiant de 20 °C et une humidité absolue de 8 g/kg as. Les siccités correspondantes varient entre 20 et 40 %.

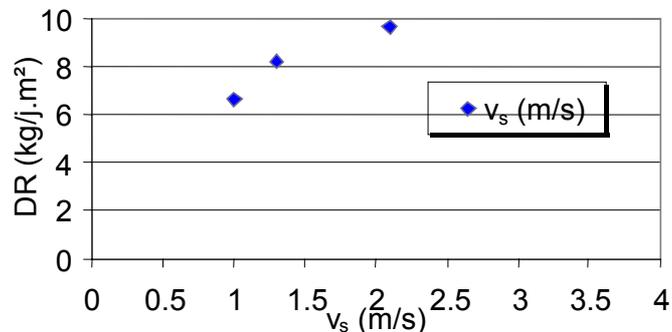


Figure 3.15 Evolution des capacités évaporatoires pour les 3 débits d'air testés

L'augmentation des vitesses d'air à l'interface des boues entraîne une augmentation de la quantité d'eau évaporée. Il apparaît à la lecture de la figure 3.15 que trois à quatre séries d'essais supplémentaires à plus basse et plus haute vitesses d'air permettraient de développer une régression de la capacité évaporatoire en fonction de la vitesse superficielle d'air. Les trois points testés permettent cependant de visualiser une évolution croissante non linéaire dans la plage de débits testés.

A l'échelle industrielle, pour une configuration de serre et une surface au sol données, il est donc possible d'augmenter la quantité de boues séchées en augmentant la vitesse d'air à la surface de la boue, ou, pour une même quantité de boues à traiter, de réduire les dimensions de la serre, ce qui engendre une diminution des coûts d'investissement liés au génie civil.

L'étude expérimentale et les mesures réalisées confirment que les performances du séchage dépendent des conditions de convection à la surface des boues, celles-ci dépendant des conditions de ventilation dans une serre. Toute tentative d'évaluation des performances de séchage sous serre nécessitent une connaissance préalable des conditions aérauliques y régnant.

D'autre part, les résultats montrent que l'augmentation du débit d'air soufflé et des vitesses superficielles engendre un accroissement important de la quantité d'eau évaporée et par conséquent, une amélioration des performances du procédé de séchage étudié. Le passage d'une vitesse superficielle de 1 m/s à 2 m/s induit un gain en capacité évaporatoire estimé à 47 % (cf. figure 3.15). Ces résultats soulignent l'importance des conditions aérauliques dans l'évaluation des performances du séchage.

A partir de ces résultats, il serait intéressant d'examiner les conditions aérauliques à la surface des boues pour la configuration de ventilation adoptée dans des serres de séchage conventionnelles. La simulation des conditions aérauliques à l'intérieur de ces serres permet d'évaluer l'efficacité de la configuration de ventilation et de prévoir les performances de séchage en s'appuyant sur les résultats de l'étude expérimentale menée au cours de ce chapitre.

## 4. Modélisation aéraulique d'une serre de séchage conventionnelle

L'étude à l'échelle d'une maquette de laboratoire a permis d'élaborer une première loi d'évolution de la capacité évaporatoire en fonction de la vitesse d'air. L'étude de l'écoulement d'air dans la maquette était déjà indispensable pour être certain de maîtriser la vitesse moyenne effective à la surface de la boue. Il en est de même pour une serre à échelle industrielle : la maîtrise de la vitesse d'air à la surface de la boue et non pas dans le volume total de la serre est un paramètre de contrôle essentiel de l'efficacité de séchage.

Le balayage d'air dans une serre de séchage solaire conventionnelle joue essentiellement un rôle de vecteur de transport de la vapeur d'eau issue du séchage, tant qu'une méthode adéquate de soufflage en surface de la boue n'est pas déterminée. Classiquement, le débit d'air est calculé en fonction du nombre de renouvellements d'air nécessaires pour conditionner l'ambiance de la serre : maintenir un couple température et humidité relative ainsi qu'une teneur en ammoniac liée à la sécurité de l'exploitant de la serre.

La configuration du système de ventilation dans une serre de séchage définit les caractéristiques d'écoulement en général, et plus précisément les vitesses induites à la surface de la boue. Une première étape de modélisation aéraulique de la serre s'avère nécessaire puisqu'elle permet de souligner l'effet des conditions aérauliques sur la vitesse d'écoulement, et l'effet de cette dernière sur la convection.

Les modèles fins de type CFD présentent une des meilleures approches de modélisation aéraulique et thermique d'un système. Ils nécessitent une grande précision lors de la description de la géométrie du domaine étudié puisqu'ils étudient l'écoulement des fluides, et que les phénomènes mis en évidence sont à une échelle assez petite devant les dimensions du domaine. L'outil de calcul retenu pour effectuer les calculs aérauliques est l'outil CFD-Fluent®.

### 4.1. Description de la serre de Thuit Signol

La serre retenue pour les calculs aérauliques est une serre de séchage de boues de type Hélicycle et d'une capacité de 10 000 EH, traitant les boues des communes de Saint Pierre du Bosguérard, de Thuit-Signol et de Thuit-Simer.



Figure 3. 16 Vue d'intérieur de la serre de Thuit Signol

La serre de Thuit Signal (cf. chapitre 1) est un modèle de serre de séchage solaire utilisée originellement dans l'industrie horticole. C'est une serre ayant une largeur de 9,6 m dont 7,8 m utiles au séchage et une longueur de 45 m dont 40 utiles au séchage. Le toit est composé de trois chapelles ayant une hauteur sous chéneau de 3,50 m et au sommet de 5 m. Les parois sont recouvertes d'un double vitrage réalisé en verre horticole. Deux murets périphériques ayant une hauteur de 1 m délimitent la zone de séchage. La serre supporte une hauteur de boues de 70 cm (cf. figure 3.16).

Le balayage de la serre est assuré par un ensemble automatisé de ventilation comprenant :

- deux ventilateurs axiaux d'extraction montés sur une extrémité de la serre ayant un débit unitaire de 10 000 m<sup>3</sup>/h
- quatre ventelles d'admission positionnées à l'autre extrémité de la serre à une hauteur de 1,05 m du sol
- un circuit de désodorisation est intégré dans la serre afin de nettoyer et dépolluer partiellement l'air sortant de la serre. Il est alimenté par un ventilateur centrifuge ayant un débit unitaire de 10 000 m<sup>3</sup>/h
- de plus, afin d'éviter la déstratification de l'air dans les zones hautes de la serre, six ventilateurs axiaux sont accrochés au toit de la serre à une hauteur de 3,50 m du sol. Ils sont divisés en deux séries parallèles espacées de 3 m. Dans une même série, un espacement de 12 m est prévu entre 2 ventilateurs successifs.

La géométrie de la serre de Thuit Signal est décrite sous Gambit et introduite sous Fluent telle qu'exposée à la figure 3.17.

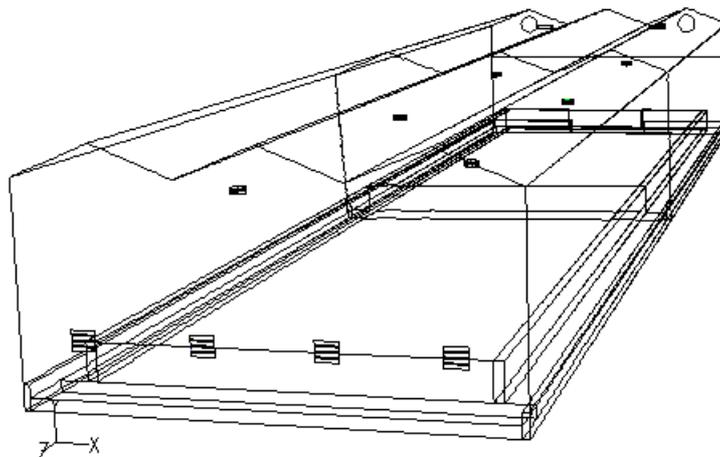


Figure 3. 17 La serre de Thuit Signal telle qu'introduite sous Fluent

## 4.2. Conditions aux limites appliquées et modèles de calcul

Ayant décrit la géométrie de la serre sous Fluent, il est nécessaire de choisir les conditions aux limites appropriées définissant les entrées et sorties d'air du volume de la serre. Les surfaces correspondant à une entrée d'air (ventelles d'admission) ou à une sortie d'air (ventilateur d'extraction et bouche de désodorisation) doivent être définies. Quatre types de conditions aux limites sont utilisées pour effectuer les calculs aérauliques :

- les ventelles d'admission assurant l'entrée d'air sous la serre sont modélisées en tant que pression imposée. Dans le cas étudié, sa valeur correspond à la pression atmosphérique du jour ;
- les sorties d'air sont de type "Vitesse" ou débit d'extraction, ce qui revient à imposer une vitesse uniforme sur toute la surface indiquée ;
- les conditions aux limites de type "Paroi" sont utilisées pour limiter les volumes d'air, tel est le cas des parois de la serre, des murets ainsi que la surface des boues ;

- un dernier type "Fan" est utilisé pour représenter les ventilateurs de déstratification : il permet de modéliser les pertes de charges du ventilateur en fonction du débit d'air soufflé.

Connaissant les débits des ventilateurs installés ainsi que leur description géométrique, il est possible de déterminer les vitesses imposées. Les vitesses aux ventilateurs d'extraction sont de l'ordre de 6 m/s. Pour les ventilateurs de désodorisation, aspirant à travers deux bouches de section rectangulaire (17 cm x 78 cm), la vitesse à chaque ouverture est de 10 m/s. D'autre part, à partir des courbes caractéristiques des ventilateurs de déstratification, les débits annoncés permettent de calculer une perte de charges de 35 Pa. La vitesse d'admission d'air au niveau des ventelles est calculée par Fluent en résolvant l'équation de conservation de masse sur tout le volume de la serre.

En ce qui concerne le modèle de turbulence adopté, le modèle "k-ε standard" est choisi pour modéliser l'écoulement dans les régions où la turbulence est dominante au moment où la loi "y<sup>+</sup>" ou la "loi de murs" représente l'écoulement à proximité des parois. Le maillage est choisi sur la base d'un compromis entre la précision de la description de la géométrie, les ressources informatiques disponibles et le temps de calcul.

### 4.3. Résultats des simulations aérauliques de la serre de Thuit Signol

#### 4.3.1. Profil de vitesses à la surface des boues

La figure 3.18 trace le contour des vitesses à la surface des boues. L'échelle de couleurs permet d'évaluer les vitesses en différents points de la serre. A l'aval des ventelles d'admission, la vitesse moyenne d'air est de l'ordre de 10 m/s et s'atténue au fur et à mesure que l'écoulement pénètre dans la serre. A l'exception des zones proches des ventelles d'admission, une vitesse superficielle moyenne de 0,5 m/s est obtenue à la surface des boues.

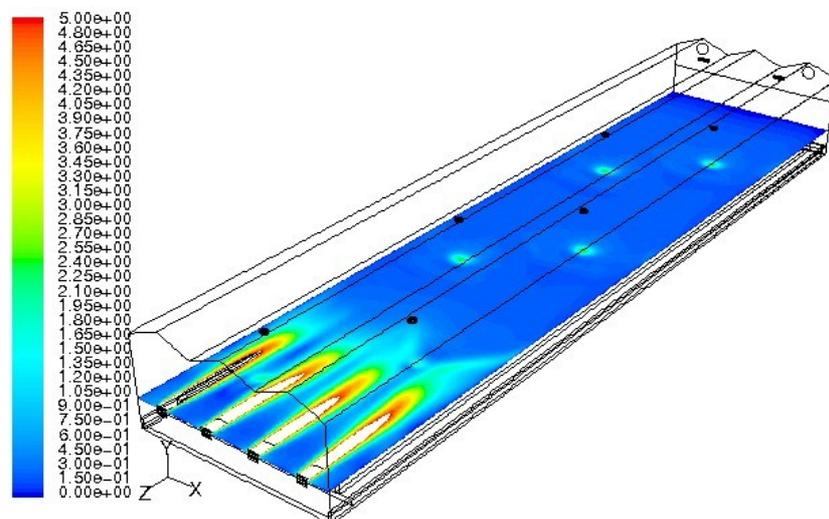


Figure 3. 18 Profil de vitesse à la surface des boues

Lorsque la vitesse de soufflage n'est pas capable de générer des mouvements d'air dans le volume de la serre, et lorsque l'air n'est pas suffisamment brassé, des couches d'air à différentes températures, croissantes suivant la hauteur, se forment sur toute la hauteur de la serre. L'installation des ventilateurs de déstratification vise à éviter le phénomène de stratification. La figure 3.19(a) présente une coupe transversale passant par un de ces ventilateurs. Il apparaît clairement que les ventilateurs de déstratification créent des tourbillons assurant le brassage de l'air sur la hauteur de la serre, et permettent également de rediriger l'air vers la surface des boues comme observé aux figures 3.18 et 3.19(a).

Cependant, la figure 3.18 montre que leur effet reste très localisé et ne suffit pas pour induire des vitesses élevées à la surface des boues. Les taches bleues claires en sont la preuve.

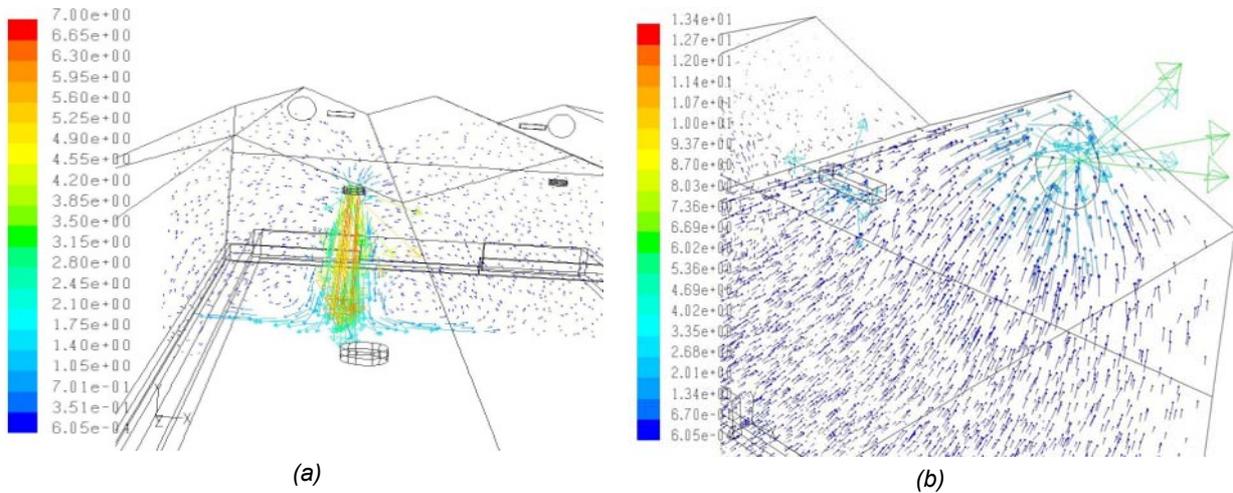


Figure 3. 19 (a) Profil de vitesses au ventilateur de déstratification  
(b) Profil de vitesses au ventilateur d'extraction

D'autre part, la figure 3.19 b) décrit le mouvement d'air au niveau des ventilateurs d'extraction. Le positionnement de ces ventilateurs au niveau des chapelles de la serre, à un niveau éloigné de la surface des boues, provoque un mouvement d'air ascendant pour rejoindre les points d'extraction. L'écoulement décolle alors de la surface des boues et des vitesses quasi nulles sont détectées.

#### 4.3.2. Conclusions sur la conception de l'aéroulque de la serre de Thuit Signal

Les simulations effectuées sous Fluent ont montré que les conditions aéroulques telles qu'établies dans la serre de Thuit Signal ne permettent pas d'atteindre des régimes de convection élevés. Outre la zone située à l'aval des ventelles d'admission, les vitesses en surface des boues sont de l'ordre de 0,5 m/s. Les résultats élaborés à la section 3.4.2, et plus précisément, l'évolution de la capacité évaporatoire en fonction de la vitesse superficielle exposée à la figure 3.15, permettent de prévoir les capacités évaporatoires correspondant à la configuration de balayage retenue dans la serre. Pour une siccité des boues située entre 20 et 40 % et une température de surface de 30 °C, une vitesse superficielle de 0,5 m/s limite ainsi la capacité évaporatoire à 3,6 kg/j.m<sup>2</sup>.

Néanmoins, les régimes de vitesses superficielles testés et présentés en section 3.4.2 montrent que des capacités évaporatoires bien supérieures sont accessibles. La figure 3.15 montre qu'une capacité évaporatoire de 6,6 kg/j.m<sup>2</sup> est atteinte pour une vitesse superficielle de 0,9 m/s, et de 10 kg/j.m<sup>2</sup> pour une vitesse d'environ 2 m/s.

En conclusion, l'obtention de capacités évaporatoires, requiert de contrôler le champ de vitesse à la surface de la boue et d'optimiser le débit de ventilation en fonction de la capacité évaporatoire et de la consommation énergétique de ventilation. Cependant, les simulations aéroulques d'une serre de séchage conventionnelle montrent que les vitesses usuelles sont faibles, d'une part par le décollement de l'écoulement d'air de la surface dû au phénomène de stratification, et par l'induction du grand volume d'air présent dans la serre d'autre part.

Afin de remédier à ces défauts, tout en conservant la configuration de soufflage et d'extraction d'air simulée, il est nécessaire soit d'augmenter considérablement le nombre de ventilateurs de déstratification pour couvrir la surface de séchage, soit d'augmenter la puissance des ventilateurs d'extraction. Cependant, compte tenu de la longueur que doit parcourir l'écoulement, ces deux options deviennent onéreuses, les surcoûts engendrés prohibitifs et cette solution économiquement inacceptable. D'où le besoin de remettre en question les configurations de soufflage et d'extraction sous la serre et de concevoir un système capable de contourner les effets de décollement et de grand volume d'air induit à moindres coûts.

## 5. Conception d'un dispositif de soufflage permettant l'accolement du jet à la surface des boues

Si le chauffage conductif de la face inférieure du lit des boues amplifie les transferts de vapeur diffusifs au sein des boues, le taux évaporatoire surfacique reste dépendant des échanges convectifs et de leur intensité [MUJ95] [NAD95]. Il s'agit alors de concevoir une nouvelle configuration aéraulique dans la serre permettant d'atteindre des régimes de vitesses superficielles correspondant aux taux évaporatoires requis.

Les résultats des simulations aérauliques d'une serre de séchage solaire ont montré que la configuration actuelle ne permet pas de maîtriser le jet d'air sur toute la longueur de la serre et d'assurer des vitesses superficielles élevées sans engendrer des surcoûts importants. Une conception nouvelle est étudiée dans cette section : elle consiste à souffler l'air suivant la largeur de la serre et à créer un rideau d'air homogène à la surface des boues.

### 5.1. Description du nouveau concept de soufflage

L'établissement du soufflage selon la largeur de la serre permet de réduire la distance parcourue par l'écoulement d'air, et par conséquent, de balayer la surface de séchage à des vitesses d'air favorisant les échanges convectifs à l'interface des boues. De plus, il serait avantageux d'établir le soufflage en forme d'un rideau d'air rasant la surface permettant ainsi de découpler l'air à proximité des boues du reste du volume de la serre et d'assurer la maîtrise des vitesses superficielles.

Le concept consiste à utiliser des diffuseurs linéaires ou des fentes de soufflage. L'adhérence spontanée d'un jet fluide à une paroi qui se trouve au voisinage de sa trajectoire est bien connue des praticiens de la ventilation. L'effet Coanda et l'adhérence des jets à la paroi sont responsables d'un tel comportement

Lorsqu'un fluide sort d'un volume par un orifice, une bouche ou un tuyau, une partie de ce fluide a tendance, au moment où il émerge, à s'attacher fortement au contour extérieur du volume. La mécanique des fluides donne une explication à l'effet Coanda par l'existence d'une zone de recirculation due aux forces de frottements, comme celle représentée à la figure 3.20.

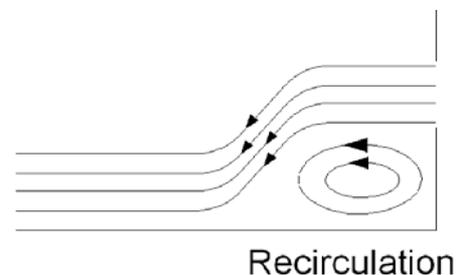


Figure 3. 20 Effet Coanda

En effet à la sortie, la pression totale somme de la pression statique et de la pression dynamique est constante. A la sortie de l'orifice, la vitesse de l'air soufflé est réduite par l'air ambiant présent initialement dans la pièce. Concrètement, la pression dynamique diminue,

et pour une pression totale constante, la pression statique augmente et presse le faisceau d'air contre la paroi.

L'existence de ces phénomènes dépend étroitement de quelques paramètres cruciaux tels que la vitesse d'écoulement du jet, l'intensité du débit et le profil de la fente de soufflage. L'objectif est alors de définir les paramètres de la nouvelle configuration aéraulique permettant de profiter de ces phénomènes afin de créer un rideau d'air à la surface des boues et d'assurer son adhérence sur la largeur de la serre. De plus, ayant démontré la dépendance de la capacité évaporatoire des vitesses superficielles, cette configuration sera adaptée aux conditions de débit imposées.

Pour fonctionner normalement, les fentes de soufflage exigent un approvisionnement uniforme d'air. Généralement dans les bâtiments, les fentes de soufflage sont alimentées par des plénums. Cependant, en s'inspirant des études récentes effectuées au CEP sur la climatisation des bus [RIA05], un deuxième mode d'alimentation est proposé : il consiste à alimenter les bouches de soufflage par une extrémité dont l'autre est fermée. Les bouches de soufflage sont constituées de gaine sur lesquelles des fentes sont réalisées. Ce mode d'alimentation est retenu pour la conception du nouveau procédé de soufflage.

## **5.2. Paramétrage du nouveau concept de balayage d'air**

Ayant choisi la nature de la ventilation et les bouches de soufflage, et afin d'étudier la faisabilité du nouveau concept de soufflage, il reste à spécifier plusieurs caractéristiques telles que :

- le débit d'air soufflé
- la largeur de la fente de soufflage
- le diamètre de la gaine.

Une série de simulations aérauliques est effectuée sous Fluent afin de retrouver la combinaison des paramètres la plus appropriée aux performances de séchage attendues. En ce qui concerne la géométrie de la serre, pour des besoins de réduction du maillage et de temps de calcul, une surface de séchage de 2,5 m de longueur et de 4,6 m de largeur est simulée. La hauteur est également réduite à 2,5 m. L'éloignement entre les fentes de soufflage et la surface des boues est fixé à 20 cm.

### **5.2.1. Choix du débit d'air soufflé et de la largeur de fente**

La vitesse à la surface des boues est directement liée à la vitesse de soufflage qui, à son tour dépend de deux paramètres : le débit soufflé et la géométrie de la fente de soufflage. Pour la première série de simulations, la géométrie de la gaine n'est pas traitée : la répartition du flux est supposée homogène sur toute la longueur des gaines de soufflage et d'aspiration. L'objectif de ces simulations est de retrouver le débit d'air nécessaire et la largeur de fente correspondante.

Les débits d'air testés correspondent aux trois débits étudiés sur le dispositif expérimental présenté aux sections 3.1 et 3.2. Ainsi, pour la surface de séchage simulée, les débits d'air sont de : 500, 1000 et 1500 m<sup>3</sup>/h. Est simulé également le débit d'air correspondant au taux de renouvellement d'air appliqué dans les serres de séchage conventionnelles, qui correspond à un débit de 750 m<sup>3</sup>/h pour les simulations. Cinq largeurs de fentes sont étudiées : 5, 10, 15, 20 et 25 mm. Les configurations simulées sous Fluent sont présentées au tableau 3.1.

Tableau 3. 1 Configurations aérauliques testées

Configuration	Débit (m <sup>3</sup> /h)	Epaisseur fente (mm)	V <sub>soufflage</sub> (m/s)
1	1500	10	8,7
2	2000	5	22,0
3	2000	10	11,6
4	2000	15	7,7
5	2000	20	5,8
6	2000	25	4,6
7	2500	10	14,5
8	2500	15	9,7

### Choix du débit d'air

Afin d'étudier l'influence du débit d'air sur la distribution des vitesses superficielles, la largeur de fente est fixée à 10 mm. La figure 3.21 trace l'évolution des vitesses au fur et à mesure que l'écoulement balaie la largeur de la serre pour les quatre débits. L'évolution des vitesses superficielles est identique quel que soit le débit. Une première zone de turbulence est détectée à proximité de la fente de soufflage, l'effet Coanda étant responsable d'un tel comportement. Il s'ensuit une zone de vitesse décroissante jusqu'à atteindre la fente d'extraction. Les comparaisons des différentes courbes montre qu'une augmentation du débit d'air permet d'atteindre des vitesses superficielles plus élevées et par suite des capacités évaporatoires elles aussi plus élevées.

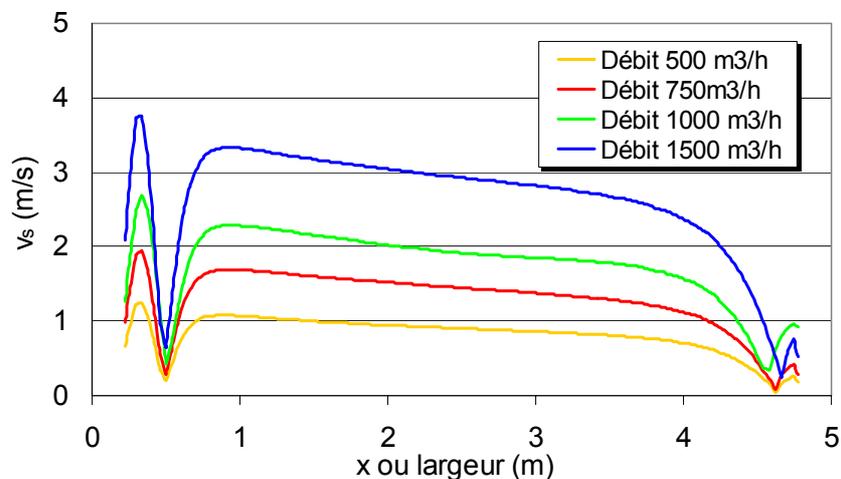


Figure 3. 21 Tracés de vitesse superficielle pour les quatre débits simulés

D'autre part, le tracé de vitesses obtenu pour un débit de 750 m<sup>3</sup>/h (débit retenu pour les serres conventionnelles) montre que la ventilation suivant la largeur assure l'adhérence du jet d'air à la surface, puisque les vitesses superficielles mesurées sont supérieures à 1 m/s sur toute la largeur de serre balayée. Ceci est en contradiction avec le balayage en longueur simulé à la section 3.5, où des vitesses quasi-nulles sont observées dans la deuxième moitié de la serre.

### Choix de la largeur de fente

Pour un débit d'air donné, la largeur de la fente détermine la vitesse d'éjection d'air. Afin de souligner l'influence de ce paramètre, le débit est fixé à 1000 m<sup>3</sup>/h et les simulations sont

effectuées pour cinq largeurs différentes. Il est rappelé que ce débit a permis d'atteindre une capacité évaporatoire d'environ 8 kg/ j.m<sup>2</sup> pour une vitesse superficielle moyenne de 1,3 m/s (cf. figure 3.15). La longueur de la fente est prise égale à la longueur de serre simulée. La figure 3.22 présente les profils de vitesses obtenus.

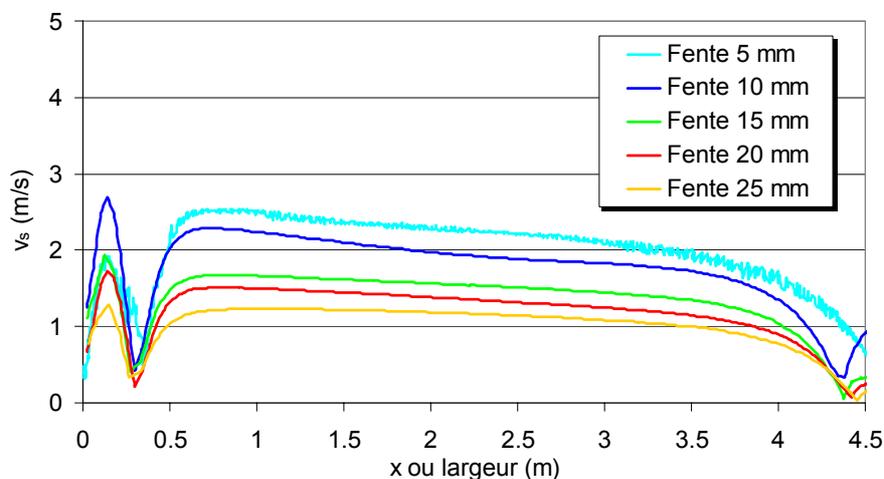


Figure 3. 22 Vitesses superficielles pour différentes épaisseurs de fentes

Pour un débit d'air donné, l'augmentation de la largeur de la fente entraîne une réduction de la vitesse de soufflage et par suite une diminution des vitesses en surface des boues. Cependant, la diminution de la largeur de la fente présente un inconvénient lié aux pertes de charges générées. Le flux d'air traversant une fente dépend de la différence de pression statique existant entre l'amont et l'aval de la fente. La relation liant la pression statique à la vitesse traversant la fente présente une allure quadratique et s'écrit sous la forme :

$$\Delta P_s = K v^\alpha \quad [3.21]$$

Une étude expérimentale effectuée antérieurement au CEP a permis de définir les deux constantes [RIA05]. Ainsi, pour une fente rectangulaire, l'expression de la perte de pression statique devient :

$$\Delta P_s = 0.51 v^2 \quad [3.22]$$

La figure 3.23 décrit l'évolution de la perte de pression en fonction de la largeur de fente simulée.

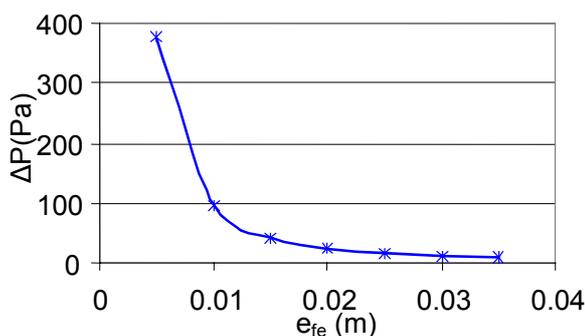


Figure 3. 23 Perte de pression en fonction de la largeur de la fente

La réduction de la largeur de la fente au-delà de 10 mm induit une perte de pression élevée qui nécessite une augmentation de la puissance du ventilateur de soufflage et par suite une consommation supplémentaire. La figure 3.22 montre que le gain en vitesses superficielles reste faible (0,25 m/s). Ainsi, une largeur de 10 mm présente un bon compromis entre les pertes de charges générées et les vitesses superficielles induites.

### 5.2.2. Choix du diamètre de la gaine

L'alimentation de la gaine de soufflage par une extrémité, dont l'autre est fermée, engendre une augmentation de la pression statique le long de l'axe de la gaine. Les vecteurs vitesses sortant de la fente du côté alimentation sont inclinés par rapport à la normale et se redressent au fur et à mesure qu'ils s'approchent de l'extrémité fermée (cf.figure 3.24).



Figure 3. 24 Profil de vitesses à la sortie d'une bouche de soufflage alimentée d'une seule extrémité

Comme la gaine de soufflage est alimentée par une seule extrémité, la pression dynamique est maximale à l'entrée et s'atténue au fur et à mesure que le flux s'approche de l'extrémité fermée. Une pression dynamique très élevée à l'entrée de la gaine produit un débit sortant qui tend à s'associer au flux principal à l'intérieur de la gaine. Ceci explique la déviation ou l'attachement du jet aux parois de la gaine à l'entrée. Dans le cas d'une distribution idéale homogène, les vecteurs vitesses sortent perpendiculaires au plan de la fente et le débit linéique est constant sur toute la longueur de la fente.

Dans le cas d'une conduite munie de fentes et alimentée par une seule extrémité, les variations de pression sont principalement dues aux pertes de charge provoquées par l'écoulement. Le flux sortant d'une fente est directement lié à la perte de pression statique entre l'amont et l'aval de cette fente. Ainsi, ce débit est de plus en plus homogène si la pression statique l'est aussi. Il est primordial d'assurer une distribution homogène de jets d'air aux fentes de soufflage et d'aspiration si une évaporation homogène à la surface des boues est souhaitée.

Glenn Schuyler a proposé une méthode simple permettant de déterminer le diamètre de la gaine assurant une distribution d'air quasi-homogène sur la fente. Les pertes de charge le long de la gaine ne doivent pas dépasser 10 % des pertes de charge sur la fente. Par conséquent, une distribution homogène avec moins de 5 % de variation de débit est obtenue [SCH00].

Les pertes de charge dans une gaine sont directement proportionnelles au carré de la vitesse et sont calculées par l'équation de Darcy-Weibach :

$$H_L = f \left( \frac{L}{d} \right) \left( \frac{V^2}{2g} \right) \quad [3.24]$$

Pour une longueur de gaine de 2,5 m, les tableaux 3.2 et 3.3 récapitulent les pertes de charge évaluées pour différents diamètres de gaine et pour différentes épaisseurs de fente respectivement pour un débit d'air de 1 000 m<sup>3</sup>/h.

Tableau 3. 2: Pertes de charge dans les gaines pour 1 000 m<sup>3</sup>/h

Débit (m <sup>3</sup> /h)	$\Phi_{\text{gaine}}$ (mm)	$V_{\text{soufflage}}$ (m/s)	Re	$f$	$\Delta P_g$ (pa)
1000	100	35.4	240819	0.01492	286.1
1000	150	15.7	160546	0.01610	40.7
1000	200	8.8	120410	0.01701	10.2
1000	250	5.7	96328	0.01796	3.5
1000	300	3.9	80273	0.01880	1.5
1000	350	2.9	68806	0.01954	0.7
1000	400	2.2	60205	0.02020	0.4
1000	450	1.7	53515	0.02080	0.2

Tableau 3. 3 Pertes de charge sur la fente de soufflage

Débit (m <sup>3</sup> /h)	$e_{fe}$ (mm)	$V_{\text{soufflage}}$ (m/s)	$\Delta P_f$ (Pa)	10% $\Delta P_f$
1000	5	22.2	251.85	25.19
1000	10	11.1	62.96	6.30
1000	15	7.4	27.98	2.80
1000	20	5.6	15.74	1.57
1000	25	4.4	10.07	1.01
1000	30	3.7	7.00	0.70
1000	35	3.2	5.14	0.51

Ainsi, afin de répartir uniformément le flux d'air sur une fente de 2,5 m de longueur et de 10 mm de largeur, il est nécessaire de prévoir une gaine de diamètre minimum de 250 mm.

Pour une capacité évaporatoire requise, le changement de la longueur de gaine nécessite une ré-estimation des couples ( $\Phi_g$ ,  $e_{fe}$ ). La figure 3.25 permet de choisir pour différentes longueurs de gaines, le couple ( $\Phi_g$ ,  $e_{fe}$ ) assurant une répartition homogène de flux

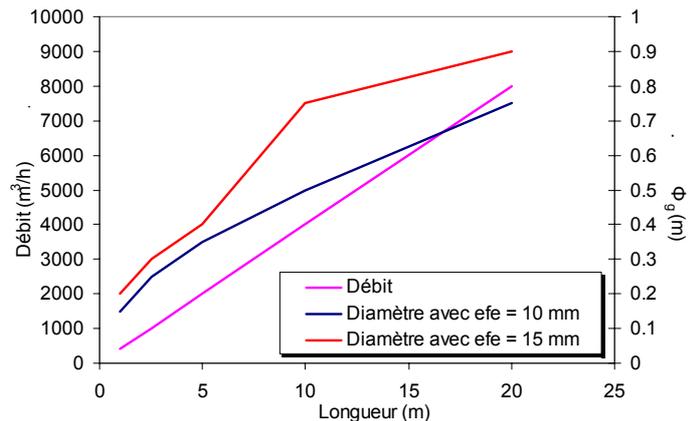


Figure 3. 25 Récapitulatifs de configuration aéraulique

### 5.2.3. Modélisation de la serre dotée du nouveau concept de balayage d'air

Des simulations sont réalisées avec le diamètre de la gaine et la largeur de fente correspondant à un débit d'air de 1 000 m<sup>3</sup>/h et une longueur de 2,5 m. En ce qui concerne les conditions aux limites adoptées, une vitesse constante uniforme est appliquée aux sections d'entrée et de sortie des gaines de soufflage et d'extraction d'air respectivement. Une condition de type "intérieur" est imposée aux fentes. Ce type de condition est utilisé pour des interfaces de fine épaisseur et assure la continuité de calcul lorsqu'un écoulement les traverse. Les conditions aux limites de type "paroi" sont utilisées pour limiter les volumes d'air, tel est le cas des parois de la serre et de la surface des boues. Les figures 3.26 et 3.27 illustrent le profil de vitesses superficielles et le suivi de particules d'air balayant la surface de boues.

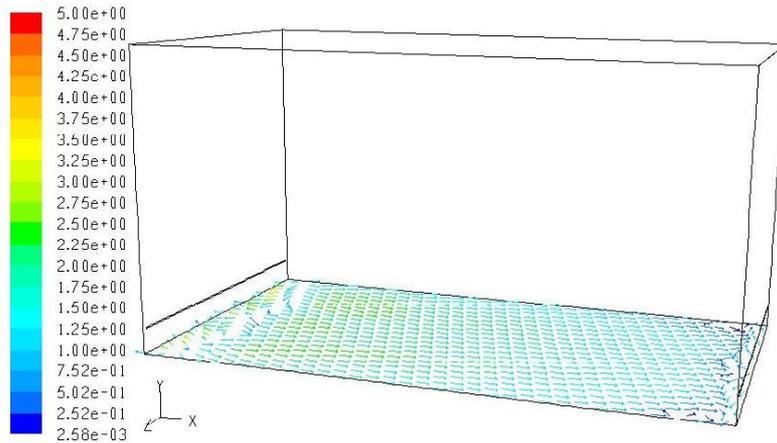


Figure 3. 26 Vecteurs de vitesses superficielles pour un débit de  $1\ 000\text{m}^3/\text{h}$

Outre la zone de recirculation à proximité de la fente de soufflage, le profil des vitesses à la surface des boues présente une répartition quasi-homogène. De plus, la figure 3.27 montre une déviation du jet dès sa sortie des fentes pour s'accoler à la surface des boues comme résultat de l'effet Coanda et de l'attachement du jet à la surface des boues. Les simulations aérauliques montrent qu'avec une bonne adaptation des géométries de gaine et de fente au débit soufflé, le balayage suivant la largeur assure des conditions de convection quasi-homogène à la surface de séchage de la boue et permet d'atteindre des capacités évaporatoires supérieures à celles obtenues par un balayage conventionnel et sans engendrer des surcoûts importants (les coûts liés au gaine de soufflage et de reprise d'air ainsi que la réalisation des fentes).

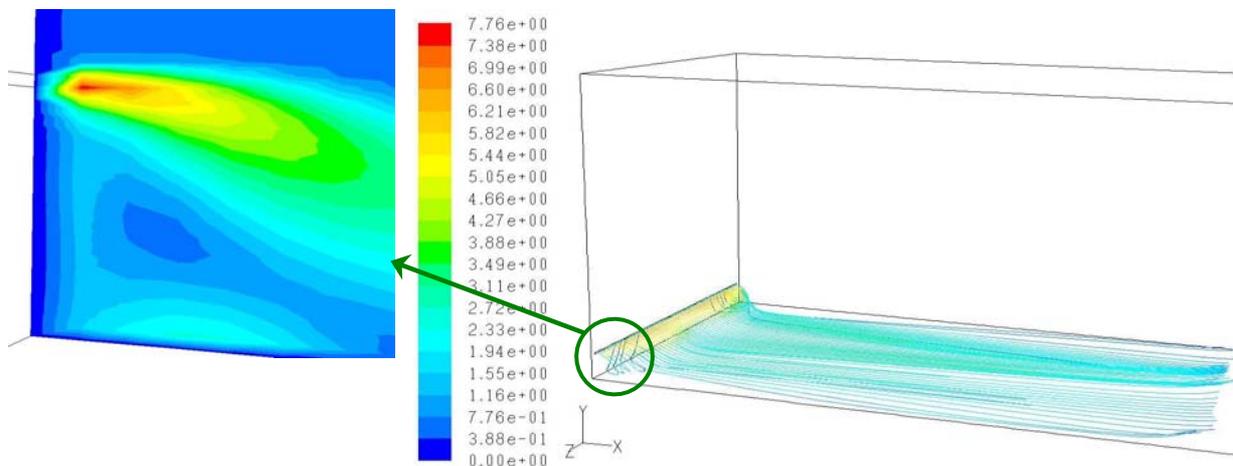


Figure 3. 27 Suivi de particules montrant l'effet Coanda et l'adhérence du jet à la surface

Des simulations aérauliques supplémentaires sont effectuées pour différents éloignements des fentes de la surface des boues. Les résultats montrent que quel que soit le niveau de remplissage de la serre en boues, en d'autres termes quel que soit l'éloignement de la fente de la surface des boues, la configuration aéraulique proposée assure un profil de vitesses superficielles homogène et des conditions de convection favorables au séchage.

### 5.3. Validation du concept de soufflage sur la serre expérimentale de Carnac

Des essais aérauliques sont réalisés sur la serre expérimentale de Carnac afin de valider le concept de balayage suivant la largeur. La serre de Carnac est une serre basse ayant une largeur de 6,4 m dont 4,6 m utiles au séchage et une longueur de 24 m dont 20 m utiles au

séchage. Le toit est formé d'une seule chapelle ayant une hauteur sous chéneau de 4 m et au sommet 5 m. Deux murets périphériques de 0,6 m de hauteur délimitent la zone de séchage de la serre. Les gaines de soufflage et de reprise sont posées sur ces murets.

Les gaines d'essais sont dimensionnées en fonction du débit nécessaire à une capacité évaporatoire de  $6 \text{ kg/ j.m}^2$ . Comme le ventilateur de soufflage fournit un débit de  $2\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ , pour un tronçon de gaine de 5 m de longueur, l'épaisseur de fente ainsi que le diamètre de la gaine sont évalués à partir des résultats exposés à la section 5.2. A une épaisseur de fente de 10 mm correspond un diamètre de gaine cylindrique de 350 mm. Les gaines sont réalisées avec des sections carrées de 32 cm d'arête.

Afin de simuler la surface des boues, une bâche en plastique est étendue sur la largeur de la serre, elle est maintenue rigide au moyen de blocs de béton et éloignée de 25 cm de la fente de soufflage. La figure 3.28 présente le dispositif expérimental et la bâche mise en place.

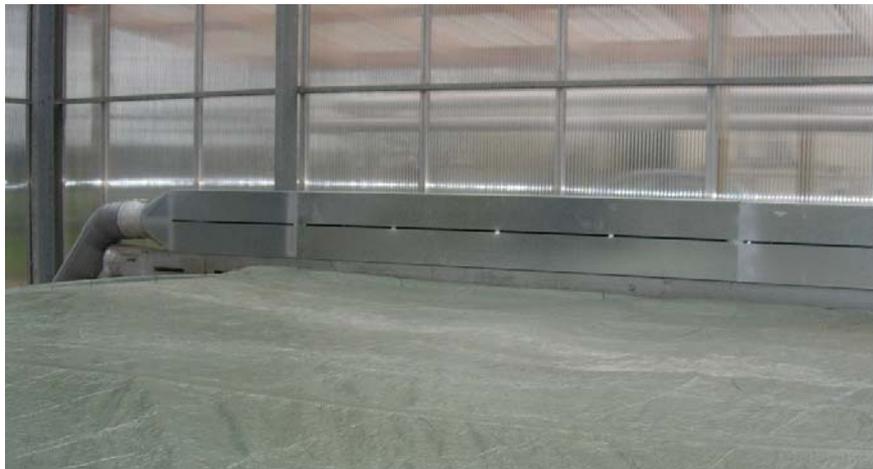


Figure 3. 28 Effet Coanda et déviation du jet principal pour rejoindre la bâche

Afin de visualiser l'écoulement à la sortie des fentes de soufflage et à la surface des boues, et de valider la modélisation réalisée sur Fluent, des cartouches fumigènes sont utilisées et la fumée est injectée dans l'air aspiré à l'amont du ventilateur de soufflage .

Les simulations aérauliques ainsi que les calculs de pertes de pression sur la gaine de soufflage ont montré que pour un profil de vitesse homogène imposée à la section d'entrée de la gaine, le flux sortant des fentes de soufflage est réparti uniformément sur la longueur de la gaine. Cependant, la première série d'essais a montré une déviation du jet sur une longueur de l'ordre de 2 m de la gaine. Le changement de section brutal que subit le flux ainsi que la présence d'un coude près de l'entrée de la gaine engendrent une distribution de vitesse non uniforme à la section d'entrée, ce qui provoque la déviation du flux principal.

Pour la poursuite des essais, une longueur de 2,5 m de la fente est bouchée afin de permettre au jet d'air de s'homogénéiser et de retrouver une distribution uniforme sur toute la section de passage. Les résultats présentés par la suite correspondent alors à une longueur de gaine et de fente de 2,5 m, pour un débit d'air soufflé de  $2\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Le profil du flux d'air à la sortie de la fente de soufflage est décrit à la figure 3.29. A la sortie de la fente, le jet subit une déviation vers le bas pour se coller à la surface de la bâche comme résultats des effets Coanda et l'adhérence du jet à la surface.

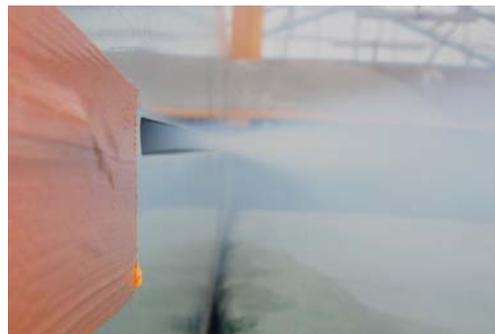


Figure 3. 29 Effet Coanda et déviation du jet principal pour rejoindre la bâche

Les vitesses d'air sortant de la fente de soufflage sont mesurées par un anémomètre à fil chaud normalement aux fentes de soufflage. Une valeur moyenne de 20 m/s est enregistrée.

La figure 3.30 décrit le profil d'écoulement sur la bâche. Le flux d'air sortant redressé de la fente de soufflage, colle à la surface de la bâche jusqu'à ce qu'il rejoigne la fente d'extraction.



Figure 3. 30 Profil d'écoulement à la surface de la bâche

Des mesures de vitesse sont également effectuées à la surface de la bâche. Un récapitulatif des vitesses mesurées en différents points de la bâche est présenté au tableau 3.4 où L, l'abscisse du point de mesure, représente sa position par rapport à la section d'entrée de la gaine, et x, l'ordonnée, représente la position du point sur la largeur de la serre ou la distance de la gaine de soufflage.

Tableau 3. 4 Récapitulatif des vitesses superficielles mesurées

$x(m)$ \ $L(m)$	0,2	1,2	2,2
1	2,25	2,27	1,6
2	3,4	2,9	2,54
3	3,2	3,5	3

Ces mesures ne sont pas très précises puisqu'il était difficile de maîtriser la position de l'anémomètre et de s'assurer qu'il est normal au sens de l'écoulement d'air. Cependant, elles permettent d'avoir un ordre de grandeur des vitesses atteintes, de vérifier la distribution de vitesse quasi-homogène en surface ainsi que l'attachement du jet à la surface de la bâche pour un soufflage par fente pour ces dimensions de serre.

## 6. Conclusions

L'identification des conductances de transferts de chaleur et de masse entre les boues et l'air est une étape indispensable à la représentation du séchage convectif des boues de station d'épuration au cours d'un cycle de séchage combiné par énergie solaire et pompe à chaleur.

Le changement de la texture des boues au cours d'un cycle de séchage et l'évolution de l'état de surface conséquente ne permettent pas l'application des corrélations de convection établies pour le cas des surfaces planes. La première partie de ce chapitre cherche à identifier les conductances de transfert et analyse leur évolution par une démarche expérimentale. Les essais montrent que, pour un débit de ventilation donné, les transferts sensibles sont intensifiés au fur et à mesure que la siccité augmente, au moment où la conductance de transfert massique conserve une valeur constante tant que la siccité critique n'est pas atteinte. Au-delà de cette siccité, une décroissance de la conductance latente est observée.

Les essais réalisés à différents débits de ventilation mettent en évidence l'effet de la vitesse superficielle sur les performances du séchage étudié. L'augmentation du débit d'air soufflé et des vitesses superficielles engendrent un accroissement important de la quantité d'eau évaporée et par conséquent, une amélioration des performances du procédé de séchage étudié. Les résultats soulignent l'importance de la maîtrise des conditions aérauliques dans une serre et plus précisément à proximité de l'interface de séchage.

La théorie de la couche limite reliant les conductances de transferts sensible et latent au moyen de la fonction de Lewis n'est valable qu'au début de séchage. Cependant, au fur et à mesure que la siccité des boues augmente, les conditions de saturation à l'interface de séchage air-boues ne sont plus vérifiées. L'écart entre cette théorie et la réalité des expériences est d'autant plus important que la siccité est élevée. Une corrélation donnant l'évolution de la fonction de Lewis en fonction de la siccité des boues est établie. Il est désormais possible de modéliser les échanges convectifs à l'interface boues-air intervenant au cours du séchage combiné des boues.

En s'appuyant sur ces résultats, la deuxième partie de ce chapitre est consacrée à l'étude des conditions aérauliques existant dans des serres de séchage conventionnelles. Les résultats des simulations montrent une limitation des performances de séchage liée aux niveaux de vitesses superficielles induites. Le balayage d'air suivant la largeur de la serre est proposé comme moyen pour maîtriser les conditions de vitesse à la surface des boues. Un nouveau système de soufflage et de reprise d'air par fentes linéaires est simulé. Les résultats montrent que les vitesses superficielles résultantes induisent une amélioration des capacités évaporatoires sans coût additionnel. Une campagne d'essais menée sur une installation expérimentale confirme la validité de la nouvelle configuration aéraulique proposée.

