

Modélisation, caractérisation, simulation et interprétation du comportement thermique de la paroi à inertie faible d'une serre tunnel expérimentale à l'aide du quotient de Bibi C_B (.)

Samya Bendimerad¹, Tewfik Mahdjoub¹, Nacereddine Bibi-Triki^{1*}, Mohammed Zakaria Bessenoussi¹, Belkacem Draoui^{2†}, Zakia Nakoul¹ et Sofiane Khelladi¹

¹ Unité de Recherche des Matériaux et Energies Renouvelables, U.R.M.E.R
Université Abou bakr Belkaïd, B.P. 119, Tlemcen, Algérie

² Faculté des Sciences et de la Technologie, Université de Béchar, B.P. 417, Béchar, Algérie

(reçu le 02 Septembre 2012 – accepté le 25 Mars 2013)

Résumé – La serre tunnel agricole classique est largement répandue dans les pays méditerranéens, malgré les insuffisances qu'elle présente, notamment la surchauffe pendant le jour et le refroidissement nocturne intense, qui parfois se traduit par l'inversion thermique interne. La serre chapelle habillée en verre est relativement plus performante, mais son évolution reste lente en raison de son coût d'investissement et son amortissement. Le comportement énergétique d'une serre a fait l'objet de plusieurs études et concerne globalement la nuit et afin de contribuer en une meilleure gestion climatique nous nous sommes proposé d'entreprendre une étude et analyse thermique de la paroi en fonction d'une modélisation. Lors de ce travail, nous avons mis au point un quotient nommé Bibi, qui permet de caractériser un matériau de couverture. Cet état d'évolution thermique est fonction du degré d'étanchéité de la couverture et de ses caractéristiques physiques, pour être transparente aux rayonnements solaires, absorbante et réfléchissante des rayonnements infrarouges émis par le sol, d'où l'effet de piégeage des radiations solaires autrement appelé 'effet de serre'. Nous proposons dans cet article, la modélisation et l'analyse du comportement thermique de la paroi en polyéthylène 'PE' de la serre tunnel expérimentale.

Abstract – The conventional agricultural tunnel greenhouse is highly widespread in Mediterranean countries, despite the shortcomings it presents, specifically the overheating during the day and the intense cooling at night. This can sometimes lead to an internal thermal inversion. The chapel-shaped glass greenhouse is relatively more efficient, but its evolution remains slow because of its investment cost and amortization. The thermal behavior of a greenhouse has often been studied, mainly during the night. In order to contribute to a better climatic management of the greenhouse, we proposed to develop a thermal analysis model. In this work, a quotient called Bibi was developed to characterize the covering material. This thermal evolution state depends on the degree of air-tightness of this covering material and its physical characteristics. It has to be transparent to solar rays, and must as well absorb and reflect infrared rays emitted by the soil. This leads to trapped solar rays, called the 'greenhouse effect'. In this paper we propose the modeling and analysis of the thermal behavior of the polyethylene 'PE' wall of the experimental tunnel greenhouse.

Mots clés: Serre – Microclimat – Thermique – Matériaux – Modélisation – Plastique – Polyéthylène – Quotient - Energie solaire – Economie d'énergie.

* n_bibitriki@hotmail.fr

† bdraoui@yahoo.com

1. INTRODUCTION

La serre est un moyen de créer, à partir des conditions extérieures locales, un climat favorable à la croissance des plantes. C'est un moyen d'optimiser les facteurs influant sur la photosynthèse, donc sur le rendement des cultures. De tous ces facteurs, la lumière, qui conditionne les fonctions physiologiques de la plante, apparaît comme la plus importante. Pour favoriser au maximum la pénétration de la lumière, le serriste pourra agir sur la géométrie de la serre, son orientation et sur le choix du matériau de couverture. Le verre a été pendant longtemps le seul matériau de couverture de serre, jusqu'à l'apparition de nouveaux matériaux en plastique [1].

L'évolution des techniques de transformation des matières plastiques au cours des dernières années, a eu pour effet d'améliorer considérablement les propriétés optiques et mécaniques de ces matériaux, transparence au rayonnement solaire, opacité aux rayonnements thermiques, qui sont les critères d'un matériau apte à réaliser ce qu'on appelle 'l'effet de serre'.

Toutefois, ces considérations ne sont pas suffisantes et si on désire apprécier les déperditions nocturnes d'une serre à travers les parois, d'autres phénomènes sont alors à prendre en considération comme les pertes par convection, par fuite, par condensation sur les parois, etc. Ainsi pour caractériser les performances thermiques d'une serre, on est amené à calculer un coefficient global de déperditions K , exprimé en W/m^2 . C'est la puissance nécessaire en watt pour chauffer $1 m^2$ de serre, et par degré d'écart entre la température intérieure et la température extérieure. Bien que très pratique, ce coefficient K , qui caractérise un matériau de couverture, est variable et dépend, entre autres, de la vitesse du vent et de la température de la voûte céleste. Il intègre tous les facteurs de déperditions connus et inconnus à savoir entre autre les pertes par convection, en plus des pertes radiatives [2].

Il existe de nombreux modèles qui permettent de simuler le comportement thermique et énergétique d'une serre horticole. Le principe de calcul, fondé sur la notion de bilan, est toujours le même, mais l'approche du problème est différente selon les objectifs recherchés par les auteurs: modélisation statique ou dynamique, du bilan de chaleur sensible seul, bilan couplé d'énergie et de vapeur d'eau, etc...

Il s'agit là des premiers modèles mis en œuvre dans les années 60-70: ce sont surtout des modèles d'estimation des besoins de chauffage, où le bilan d'énergie est approximé par les seules pertes thermiques [3-6]. Le calcul des pertes est réalisé à partir de la connaissance de l'écart de température intérieur et extérieur, du rapport de la surface de l'enveloppe à la surface au sol de la serre et d'un coefficient global de déperdition thermique qui dépend de la vitesse du vent et des pertes par ventilation dynamique ou statique, selon le type de serre.

Pour maintenir un microclimat adapté aux exigences de la culture protégée, l'apport énergétique devient nécessaire pour chauffer l'enceinte surtout pendant la nuit. Dans cette étude, nous traitons globalement les déperditions thermiques qui se produisent dans le système serre.

Les déperditions thermiques par fuites dues à la qualité de l'étanchéité du système-serre et les déperditions thermiques dues aux flux de chaleur latente et sensible extraits par ventilation sont traitées sur la base des travaux de recherches et articles publiés.

Nous nous intéressons dans ce travail surtout aux déperditions thermiques à travers la paroi en polyéthylène 'PE' de la serre tunnel expérimentale. L'étude et l'analyse du

comportement thermique de la paroi de la serre est réalisée par le biais du quotient de Bibi C_B .

2. PRESENTATION DES DEUX SERRES EXPERIMENTALES

2.1 Serre tunnel

La serre tunnel expérimentale occupe une surface au sol de 320 m^2 , 8 m de largeur, 40 m de longueur et 4 m de hauteur. La structure est entièrement en tubes métalliques légers galvanisés.

Elle comporte deux SAS de part et d'autre de la serre de 8 m de largeur et de 1,5 m de profondeur. Les cloisons de séparation sont des plaques de PVC transparentes. Les portes d'accès de 2,40 m de largeur et de 2,5 m de hauteur, sont facilement manipulables et suffisamment étanche.

Le sol intérieur est entièrement isolé du sol extérieur sur une profondeur de 0,70 m par un voile en pierres de construction et du béton. La serre tunnel expérimentale est équipée de rampes de brumisation.

2.2 Equipements et moyens d'expérimentation

Le renouvellement d'air est assuré par deux extracteurs disposés en opposition de part et d'autre de la serre, reliés par des gaines d'aérations traversant les SAS.

Le chauffage est constitué:

- d'un chauffage au sol par tubes en P.V.C raccordés en serpentin de 0.40 m de profondeur au sol.
- d'un chauffage aérien assuré par deux aérothermes situés sur l'axe de la serre à une hauteur de 3 m.

L'irrigation et la fertilisation sont réalisées simultanément par l'intermédiaire d'un système de goutte à goutte géré par un automate.

Les équipements de commande comprennent des armoires électriques qui centralisent toutes les mesures. Le système de régulation des données climatiques de la serre est assuré par le système AGAPES (algorithme de gestion automatique des productions en serre).

Ce système est composé d'un module d'acquisition et de commande, 'MAC' qui assure l'acquisition des mesures et les commandes des appareils reliés au micro-ordinateur qui sert de superviseur. Il permet:

1. l'affichage des mesures climatiques
2. la modification des consignes climatiques
3. la constitution d'une base de données
4. de scruter les mesures effectuées toutes les minutes, établir les valeurs moyennes des différents capteurs tous les quarts d'heures et de les garder en mémoire.

Les capteurs utilisés pour la mesure des températures sèche et humide de l'air intérieur et extérieur sont des psychromètres ventilés utilisant des sondes à résistance électrique (sondes en cuivre).

Les températures de paroi ont été mesurées la serre expérimentale à l'aide de thermocouples cuivre-constantan très fins (diamètre du fil 0.1 mm) placé sur la paroi à l'extérieur (T_{pe1} et T_{pe2}) et à l'intérieur (T_{pi3} , T_{pi4} et T_{pi5}).

Le rayonnement atmosphérique a été mesuré à l'aide d'un pyrgéomètre (Eppley)

La vitesse du vent a été mesurée à l'aide d'un anémomètre à coupelle (seuil de démarrage ± 0.5 m/s) placé à 4 m de hauteur à la limite de la serre.

Les mesures des températures sèche et humide de l'air, ainsi que les températures des parois (nocturnes) ont été effectuées avec une résolution de 0.02 K, y compris l'erreur de la chaîne d'acquisition de 0.1 K.

Après la sélection des mesures et le dépouillement sur des valeurs moyennes établies sur des pas de temps de 15 mn, le traitement des données et mesures prend effet.

3. FORMULATION PHYSIQUE

3.1 Principe de base

Les bilans énergétiques représentent les règles d'évolution du modèle d'un état de départ à un état final. Ils traduisent le principe de conservation de l'énergie. L'équation du bilan d'énergie sous sa forme générale s'écrit:

$$\text{Energie reçue} - \text{Energie perdue} = \text{Variation d'énergie interne}$$

Le second membre traduit un terme différentiel par rapport au temps. Il caractérise l'inertie de l'élément, c'est-à-dire, l'aptitude de la variable d'état à évoluer rapidement (inertie faible) ou lentement (inertie forte) sous l'action des sollicitations extérieures.

3.2 Caractérisation en régime stationnaire

La modélisation des échanges thermiques au sein d'une serre fait intervenir plusieurs coefficients intrinsèques à la serre. Ces coefficients sont des conductivités thermiques, des masses volumiques, des débits, des émissivités, des coefficients d'absorption, de transmission et de réflexion, des caractéristiques dimensionnelles, etc...

Or, la caractérisation de la serre, telle qu'elle a été proposée, se réfère à des coefficients de performance globaux (ou agrégés) qui ne correspondent pas à cette description. Il faut en fait synthétiser une partie de l'information relative à la serre à travers son comportement stationnaire, comme cela a été réalisé pour les parois de bâtiments avec la mesure des coefficients de déperdition thermique, [7, 8]. Le régime stationnaire suppose que les conditions extérieures sont constantes sur la période considérée.

Plus précisément, il faut parler de coefficient 'moyen' se rapportant à la séquence climatique considérée. On comprendra que, pour cette raison, les paramètres caractéristiques de la serre, tels que le coefficient de déperdition global K , puissent varier d'une séquence à une autre, du fait des variations des sollicitations climatiques.

3.3 Modèle de la serre

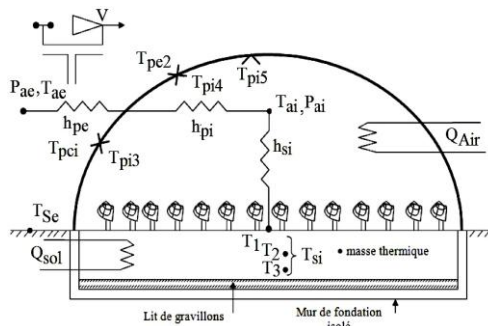


Fig. 1: Modèle réduit

3.4 Modèle de serre R.C d'ordre 1

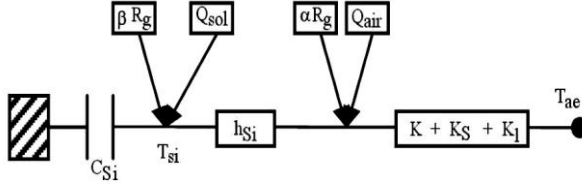


Fig. 2: Modèle de serre R.C. d'ordre 1 – Bilan thermique

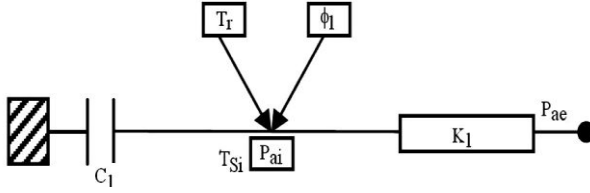


Fig. 3: Modèle de serre R.C. d'ordre 1 – Bilan hydrique

3.5 Bilan d'énergie

3.5.1 Bilan d'énergie de l'ambiance interne

$$\alpha.R_g + Q_{air} + h_{si} \times (T_{si} - T_{ai}) + K \times (T_{ae} - T_{ai}) + K_S \times (T_{ae} - T_{ai}) + K_I \times (p_{ae} - p_{ai}) = 0 \quad (1)$$

3.5.2 Bilan de la vapeur d'eau de l'air de la serre

$$C_l \cdot \frac{dp_{ai}}{dt} = T_r - K_l \times (p_{ai} - p_{ae}) + \phi_l = 0 \quad (2)$$

En micro météorologie, l'équation du bilan d'énergie fait souvent appel au quotient de Bowen (B_0) qui représente le rapport du flux de chaleur sensible aux flux de chaleur latente où :

$$B_0 = \frac{K_S \times (T_{ai} - T_{ae})}{K_l \times (p_{ai} - p_{ae})} \quad (3)$$

L'équation (1) du bilan d'énergie de l'ambiance interne de la serre devient :

$$\alpha.R_g + Q_{air} - h_{si} \times (T_{ai} - T_{si}) - K \times (T_{ai} - T_{ae}) - K_S \times (T_{ai} - T_{ae}) \left[\frac{(B_0 + 1)}{B_0} \right] = 0 \quad (4)$$

3.5.3 Bilan d'énergie de la masse thermique

$$C_{Si} \cdot \frac{dT_{Si}}{dt} = h_{Si} \times (T_{ai} - T_{ae}) + Q_{sol} + \beta.R_g \quad (5)$$

Le bilan d'énergie de la masse thermique peut être formulé en fonction de tous les paramètres du flux intervenant dans le milieu ambiant de la serre par l'expression :

$$C_{Si} \cdot \frac{dT_{Si}}{dt} = (\alpha + \beta) \times R_g + Q_{sol} + Q_{air} - K \times (T_{ai} - T_{ae}) - K_S \times (T_{ai} - T_{ae}) \left[\frac{(B_0 + 1)}{B_0} \right] \quad (6)$$

3.6 Modèle d'estimation du coefficient global de transmission de la chaleur à travers la paroi (K)

Les déperditions thermiques à travers la paroi représentent le degré d'efficacité du matériau de couverture de la serre en tant que barrière entre le microclimat et son environnement. La compensation énergétique pour chauffer l'enceinte suite au déficit causé par ces déperditions thermiques constitue un complément d'énergie significatif.

L'évaluation du flux de chaleur échangé entre les milieux intérieur et extérieur à la serre est étroitement liée au coefficient global de transmission de chaleur à travers la paroi de la serre K . Son approche rationnelle représente un outil important pour la décision sur le choix du type de matériaux de l'enveloppe et aussi pour d'autres applications techniques, notamment l'orientation structurelle et architecturale des serres.

Le flux de chaleur échangé entre les milieux intérieur et extérieur à travers la paroi de la serre Φ_p est déduit de l'équation du bilan d'énergie de l'ambiance interne de la serre [10]. Il est exprimé par la relation:

$$\Phi_p = K \times (T_{ai} - T_{ae}) \quad (7)$$

En régime nocturne et permanent, le flux de chaleur traversant la paroi s'écrit comme suit:

1- Sur la face intérieure de la paroi-

$$\Phi_p = h_{ri} \times (T_{ai} - T_{pi}) + h_{ci} \times (T_{ai} - T_{pi}) = h_{pi} \times (T_{ai} - T_{ae}) \quad (8)$$

A travers la paroi-

$$\Phi_p = \frac{\lambda}{e} \times (T_{pi} - T_{pe}) \quad (9)$$

2- Sur la face extérieure de la paroi-

$$\Phi_p = h_{re} \times (T_{pe} - T_{ai}) + h_{ce} \times (T_{pe} - T_{ae}) = h_{pe} \times (T_{pe} - T_{ae}) \quad (10)$$

D'après l'équation (7)-

$$\frac{\Phi_p}{K} = \frac{\Phi_p}{h_{pi}} + \frac{\Phi_p}{h_{pe}} + \frac{\Phi_p}{\lambda/e} \quad (11)$$

D'où

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_{pi}} + \frac{1}{h_{pe}} + \frac{1}{\lambda/e}$$

Le coefficient global de transmission de chaleur à travers la paroi de la serre aura pour expression:

$$K = \frac{h_{pi} \times h_{pe} \times \lambda}{\lambda(h_{pi} + h_{pe}) + e \times h_{pi} \times h_{pe}} \quad (12)$$

La conductivité thermique des matériaux les plus utilisés en couverture de serre prennent des valeurs de 0.17 W/m.K pour les PVC à 0.76 W/m.K pour les verres, alors

que les épaisseurs les plus courantes varient de 0.1 mm pour les polyéthylènes 'PE' à 4 mm pour les parois en verre. En admettant une valeur de K de l'ordre de 7 W/m^2 pour une serre en verre [14], l'omission du terme de l'équation (12) ne représente qu'une erreur d'environ 3 % sur K . La contribution du terme relatif à la conduction est encore plus insignifiante pour les matériaux plastiques. On peut par conséquent, négliger ce terme, ce qui donne:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_{pi}} + \frac{1}{h_{pe}}$$

Soit

$$K = \frac{h_{pi} \times h_{pe}}{(h_{pi} + h_{pe})} \quad (13)$$

3.7 Modèle d'évaluation de la température de la paroi T_p

Le modèle d'évaluation de la température de paroi T_p le plus proche de la réalité est déterminé sur la base de la moyenne des températures T_{pi} et T_{pe}

$$T_p = \frac{T_{pi} + T_{pe}}{2} \quad (K) \quad (14)$$

A partir des relations (7), (8), (9) et (10), les températures intérieures T_{pi} et extérieures T_{pe} auront pour expressions:

$$T_{pi} = T_{ai} - \frac{K \times (T_{ai} - T_{ae})}{h_{pi}} \quad (K) \quad (15)$$

$$T_{pe} = T_{ae} + \frac{K \times (T_{ai} - T_{ae})}{h_{pe}} \quad (16)$$

Le modèle d'évaluation de la température de la paroi T_p aura pour expression:

$$T_p = \frac{T_{ai} - T_{ae}}{2} + \frac{K \times (h_{pi} - h_{pe})}{h_{pi} \times h_{pe}} \times \frac{T_{ai} - T_{ae}}{2}$$

$$T_p = \frac{T_{ai} - T_{ae}}{2} + C_B \times \frac{T_{ai} - T_{ae}}{2} \quad (17)$$

où

$$C_B = \frac{(h_{pi} - h_{pe}) \times \lambda}{\lambda(h_{pi} + h_{pe}) + e \times h_{pi} \times h_{pe}} \quad (18)$$

Ce quotient C_B sans dimensions, intervient dans l'évaluation de la température de la paroi T_p . Il est appelé désormais le quotient de Bibi. Il exprime le rapport de la

différence des échanges thermiques superficiels sur la totalité des échanges thermiques superficiels par conduction, convection et par rayonnement, qui interviennent au niveau de la couverture de la serre.

La contribution du terme relatif à la conduction est insignifiante pour des matériaux en film plastique 'PE', d'épaisseurs très minces, utilisés en couverture de serres. Nous pouvons donc négliger ce terme et simplifier le quotient de Bibi ' C_B ' qui aura pour relation:

$$C_B = \frac{(h_{pi} - h_{pe})}{(h_{pi} + h_{pe})} \quad (19)$$

La surestimation du quotient C_B selon la relation (19), varie de 5×10^{-4} à 7.4×10^{-4} , soit une erreur de surestimation évaluée de 0.35 % à 1.4 %, ce qui est relativement très faible et n'a pas de conséquences sur l'évaluation du T_p .

La température de la paroi T_p pour $C_B = 0$ est égale à la moyenne des températures intérieures et extérieures à la serre.

$$T_p = \frac{T_{ai} - T_{ae}}{2}$$

Alors que pour $C_B = -1$, les températures de la paroi T_p chute et égalise la température du milieu extérieure T_{ae}

$$T_p = T_{ae}$$

4. RESULTATS

Les travaux d'expérimentations ont porté cette fois-ci essentiellement sur le compartiment paroi de la serre. Quatre séquences de mesures d'une semaine chacune ont été réalisées sur les mois de janvier, mars, avril et mai.

Les températures T_{pi} et T_{pe} enregistrées sur les deux faces intérieure et extérieure de la paroi de la serre, sont très proches, en raison de la faible inertie du matériau. Les écarts des moyennes des températures mesurées ($T_{pi} - T_{pe}$) ont tendance à augmenter avec l'élévation de la vitesse du vent, variant de 0.5 m/s à 10 m/s pour atteindre 0.12 K et se rapprochent d'avantage pour atteindre 0.04 K, quand les températures du milieu extérieur T_{ae} évoluent de 273 K à 285 K [10].

D'après la figure 4, les valeurs du quotient C_B varient de +0.275 à (-0.73). Elles sont attribuées pour les conditions d'une serre tunnel sans production végétale pour une température de l'ambiance intérieure maintenue à $T_{ai} = 293$ K et pour les températures du milieu environnant T_{ae} , évoluant de 273 K à 285 K sous les sollicitations des vitesses du vent allant de $v = 0$ m/s à $v = 10$ m/s.

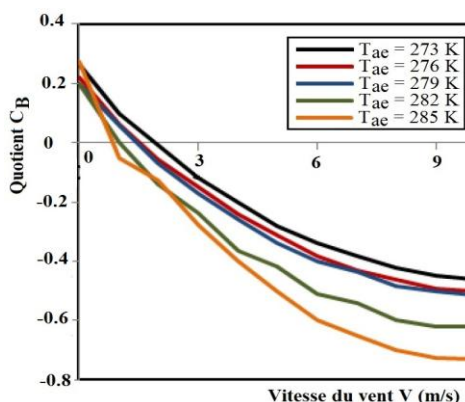


Fig. 4: Courbes du quotient C_B en fonction de la vitesse du vent de 0 à 10 m/s, pour $T_{ai} = 293$ K et T_{ae} variant de 273 K à 285 K

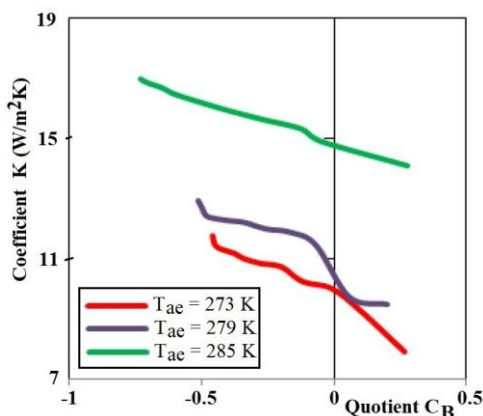


Fig. 5. Courbe du coefficient de transmission de la chaleur à travers la paroi K ($\text{W/m}^2\text{K}$) en fonction du quotient C_B pour $T_{ai} = 293$ K et pour des variations de vitesse du vent de 0 à 10 m/s

Les échantillons de la courbe de la figure 5, expriment l'évolution du coefficient de transmission de la chaleur à travers la paroi de la serre K ($\text{W/m}^2\text{K}$), en fonction du quotient de Bibi, C_B . Le coefficient K a tendance à évoluer dans le sens de la diminution des écarts des températures des ambiances interne et externe à la serre ($T_{ai} - T_{ae}$).

La variation accentuée de l'allure des courbes exprimant l'évolution de coefficient K pour C_B variant de 0 à -0.363, est due essentiellement à l'influence des vitesses du vent allant de $v = 2$ m/s à $v = 4$ m/s. La courbe exprimant la variation de K en fonction de C_B pour $T_{ae} = 276$ K n'a pas été représentée sur la figure, du fait qu'elle soit très proche et a tendance à se confondre avec celle pour $T_{ae} = 273$ K.

- Pour $C_B > 0$, les échanges thermiques superficiels sur la face intérieure de la paroi h_{pi} sont prédominants sur ceux agissant sur la face externe de l'enveloppe C_B . Dans ce cas, la température de la paroi, $T_p > (T_{ai} + T_{ae})/2$, et l'effet de serre est maximal.

- Pour $C_B = 0$, les échanges thermiques superficiels $h_{pi} = h_{pe}$ sont équivalents et $T_p = (T_{ai} + T_{ae})/2$.

- Pour $C_B < 0$, le coefficient K a tendance à augmenter avec l'accroissement des échanges thermiques superficiels externes dominants ($h_{pe} > h_{pi}$) agissant sur la paroi. Dans ce cas, la température de la paroi est, $T_p < (T_{ai} + T_{ae})/2$. L'effet de serre est relativement faible, les déperditions thermiques à travers la paroi s'accroissent en fonction de l'intensité des échanges thermiques entre les milieux interne et environnant à la serre. Pour le cas extrême où C_B atteint des valeurs négatives critiques, le phénomène d'inversion thermique (effet de serre négatif) peut se produire.

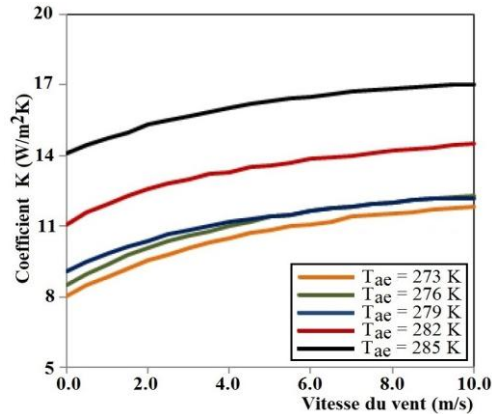


Fig. 6: Courbes du coefficient K en fonction de la vitesse du vent de 0 à 10 m/s pour $T_{ai} = 293$ K et T_{ae} variant de 273 K à 285 K

L'échantillon des courbes de la figure 6 exprime la variation du coefficient de transmission de la chaleur à travers la paroi de la serre K (W/m^2K) en fonction de la vitesse du vent $v = 0$ m/s à $v = 10$ m/s.

Les courbes confirment la non-linéarité du coefficient K ; jadis noté $K = a + b \times v$ (Baille *et al.* 1983), qui est une fonction linéaire longtemps utilisée dans nos travaux. Elles ont l'allure très prononcée jusqu'à la vitesse du vent $v = 5$ m/s et évoluent moins après. Il faut noter, que pour des températures extérieures T_{ae} , variant de 276 K à 279 K, les deux courbes ont tendance à se confondre au-delà de la vitesse $v = 5$ m/s.

Les courbes de la fig. 7 expriment la température de la paroi T_p en fonction du quotient de Bibi C_B , selon la relation (17) en fonction des variables d'état intérieures réglables (commandables) et sollicitations extérieures aléatoires facilement accessibles auprès des services de la météorologie (paramètres et facteurs du milieu environnant).

Ces courbes caractérisent avec précision l'analyse du comportement thermique de la paroi de la serre agricole vis-à-vis de l'évolution thermique des milieux intérieur et extérieur à la serre. Le quotient C_B est un indicateur potentiel de l'évolution de la température de l'enveloppe de la serre T_p (K).

- $C_B > 0$ entraîne des températures de la paroi T_p (K) élevées et un effet de serre intéressant avec des vitesses de vent ne dépassant pas $v = 1$ m/s.

- C_B tend vers 0, entraîne la chute de la température de la paroi T_p (K) jusqu'à l'égaliser à la moyenne des températures intérieures T_{ai} et extérieures T_{ae} , soit $T_p = (T_{ai} + T_{ae})/2$; l'effet de serre diminue et les déperditions thermiques à travers l'enveloppe augmentent. Pour $C_B = 0$ les échanges superficiels extérieurs et intérieurs au niveau de la paroi sont équivalents et $h_{pe} = h_{pi}$.

- $C_B < 0$ entraîne la chute des températures de la paroi $T_p < (T_{ai} + T_{ae})/2$ et peut atteindre $T_p = T_{ae}$ pour $C_B = -1$. La chute de T_p devient conséquente surtout pendant les nuits ventées à ciel clair et à basses températures extérieures pour entraîner C_B à des valeurs critiques où l'inversion thermique peut se produire (effet de serre négatif).

Ce phénomène est dû essentiellement aux échanges thermiques intenses qui se produisent entre les milieux intérieur et environnant à la serre. Dans ce cas, les échanges superficiels extérieurs sont supérieurs à ceux de l'intérieur ($h_{pe} > h_{pi}$).

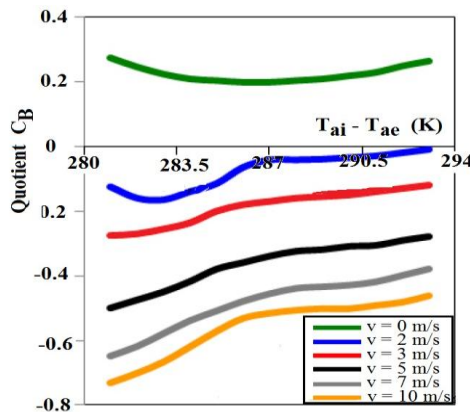


Fig. 8: Courbes du quotient C_B en fonction de la différence des températures entre le milieu intérieur T_{ai} et extérieur T_{ae} pour $T_{ai} = 293$ K

Les courbes de la figure 8 représentent la variation du quotient de Bibi C_B en fonction de l'évolution du gradient des températures des milieux intérieur et extérieur $T_{ai} - T_{ae}$ (K).

- $C_B > 0$ pour un temps calme où la vitesse du vent est nulle ou presque ($v = 1$ m/s), la courbe a une allure harmonieuse, stable traduisant un effet de serre maximal. La température de la paroi est de: $T_p > (T_{ai} + T_{ae})/2$.

- $C_B < 0$ pour le reste des courbes, en présence des sollicitations du vent à des vitesses $v = 2 \text{ m/s}$ à $v = 10 \text{ m/s}$. Les échanges thermiques superficiels sont dominants $h_{pe} > h_{pi}$. L'effet de serre est moindre, les déperditions thermiques augmentent et la température de la paroi est de: $T_p < (T_{ai} + T_{ae})/2$.

Le quotient C_B a tendance à influencer l'évolution des écarts des températures intérieure et extérieure ($T_{ai} - T_{ae}$) de 281 K à 285 K, par le fait des variations intenses et perturbées de h_{pe} dominant. Cet état est remarqué particulièrement sur les courbes pour des vitesses de vent $v = 2 \text{ m/s}$ et $v = 3 \text{ m/s}$, quant à l'évolution de ($T_{ai} - T_{ae}$) de 285 K à 293 K, le quotient C_B est relativement stable et évolue par décroissance progressive.

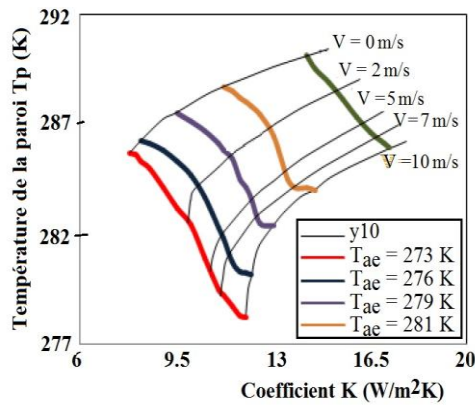


Fig. 9: Courbe de la température de la paroi T_p (K) en fonction du coefficient K ($\text{W/m}^2\text{K}$) pour $T_{ai} = 293 \text{ K}$ et pour des variations des vitesses du vent de 0 à 10 m/s

Les échantillons de courbes de la figure 9 représentent la variation des températures de la paroi T_p en fonction de l'évolution du coefficient de transmission de la chaleur à travers la paroi K ($\text{W/m}^2\text{K}$) pour des vitesses du vent caractéristiques et pour des températures de l'ambiance extérieure allant de 273 K à 285 K.

Les températures de la paroi T_p ont tendance à augmenter avec la décroissance progressive du coefficient de transmission de la chaleur à travers la paroi K ($\text{W/m}^2\text{K}$). Ce coefficient K augmente avec l'accroissement de la vitesse du vent.

Les chutes des températures de la paroi T_p sont de l'ordre de 1.5 K à 2.7 K pour des vitesses de vent allant de $v = 2 \text{ m/s}$ à $v = 5 \text{ m/s}$; de l'ordre de 0.6 K à 1 K pour des vitesses de vent de $v = 5 \text{ m/s}$ à $v = 7 \text{ m/s}$ et de l'ordre de 0.3 K à 0.8 K pour des vitesses variant de $v = 7 \text{ m/s}$ à $v = 10 \text{ m/s}$.

Les courbes de la figure 10 expriment l'évolution de la température de la paroi en fonction de la vitesse du vent évoluant de $v = 0 \text{ m/s}$ à $v = 10 \text{ m/s}$.

A des températures extérieures T_{ae} basses allant de 273 K à 279 K, le taux de chute des températures de la paroi T_p varie de 18.2 % à 31 % pour des vitesses de vent allant de $v = 0.5$ m/s à $v = 3$ m/s ; de 10.16 % à 18.2 % pour des vitesses de vent de $v = 3$ cm/s à $v = 5$ m/s; de 7.5 % à 11.3 % pour des vitesses allant de $v = 5$ m/s à $v = 7$ m/s et de 4.5 % à 8.7 % pour des vitesses de vent au-delà de $v = 7$ m/s. Les chutes de température de la paroi T_p pour des températures extérieures T_{ae} variant de 279 K à 285 K sont relatives et moins prononcées.

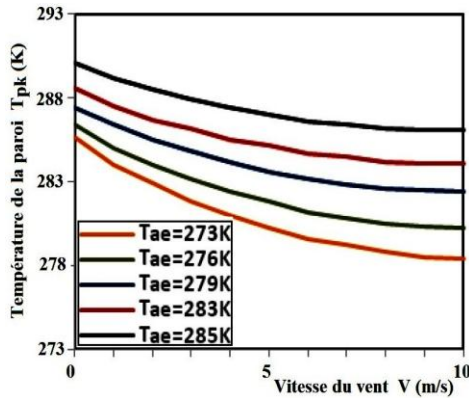


Fig. 10: Courbes de température de la paroi T_p en fonction de la variation de la vitesse de vent de 0 à 10 m/s, pour $T_{ai} = 293$ K et T_{ae} variant de 273 K à 285 K

5. CONCLUSION

Les travaux présentés dans cet article, caractérisent l'évolution du quotient de Bibi C_B à travers l'interprétation et l'analyse du comportement thermique dynamique de la paroi en polyéthylène 'P.E' de la serre tunnel expérimentale.

Les échantillons de courbes matérialisent l'évolution du quotient de Bibi C_B en fonction de la variation des vitesses de vent v (m/s); du coefficient de transmission de la chaleur à travers la paroi K (W/m^2K), identifié et validé par l'article [10]; de la variation des gradients de température entre les milieux interne et externe ($T_{ai} - T_{ae}$) en (K) et de son impact sur le modèle d'évaluation de la température moyenne de la paroi T_p (K).

Les courbes expriment aussi l'évolution du coefficient de transmission de la chaleur à travers la paroi K (W/m^2K) en fonction de la vitesse du vent et de la variation de la température de la paroi T_p (K).

Elles confirment la non linéarité de ce coefficient K , jadis noté $K = a + b \times v$ (Baille *et al.* 1983), qui est une fonction linéaire longtemps utilisée dans nos travaux. Cette relation surestime les valeurs du coefficient K qui entraînent un gonflement des déperditions thermiques à travers la paroi Φ_p (W/m^2K).

Les pertes thermiques par convection au niveau de la paroi, dues essentiellement aux effets de l'intensité du vent et de la ventilation interne, constituent une part importante des déperditions thermiques globales à travers la paroi.

Le quotient de Bibi C_B est un indicateur potentiel de l'évolution thermique de la paroi. Il matérialise expressément les cas thermiques critiques et valorise avec précision le comportement thermique de la paroi à faible inertie. Désormais le quotient de Bibi C_B pourrait être intégré dans les programmes numériques de commande et de gestion du microclimat des serres.

NOMENCLATURE

C_B : quotient de Bibi	e : Epaisseur du matériau, (m)
h_{ci} , h_{ce} : Coefficient d'échanges convectives, paroi-air intérieur, paroi-air extérieur, (W/m^2K)	h_{ri} , h_{re} : Coefficient d'échanges radiatives au niveau de la paroi interne, de la paroi externe, (W/m^2K)
h_{pi} , h_{pe} : Coefficient d'échanges superficielles au niveau de la paroi interne, de la paroi externe, (W/m^2K)	K : Coefficient global de transmission de chaleur à travers la paroi de la serre, (W/m^2K)
Φ_c : Déperditions convectives de la serre, (W/m^2)	Φ_p : Flux de chaleur à travers la paroi de la serre, (W/m^2)
T_{ai} , T_{ae} : Température sèche de l'air intérieur, de l'air extérieur, (K)	T_{pi} , T_{pe} : Température de la face interne de la paroi, de la face externe de la paroi, (K)
λ : Coefficient de conductivité thermique, ($W/m K$)	v : Vitesse du vent, (m/s)

REFERENCES

- [1] M. Mermier et A. Baille, '*Analyse des Propriétés Optiques de Matériaux Plastiques pour Couverture ou Ecran de Serre*', Plasticulture, N°77, 1988.
- [2] P. Feuilloley, S. Guillaume et G. Issanchou, '*Mesure de la Transparence Thermique des Matériaux Plastiques de Couverture*', Plasticulture, N°81, pp. 43 – 53, 1989.
- [3] L.G. Morris, '*The Heating and Ventilation of Greenhouse*', N.I.A.E, Sillsoe-Bedfordshire, Great Britain, 1964.
- [4] J.N. Walker and G.A. Duncan, '*Estimating Greenhouse Heating Requirements and Fuel Costs*', AEN-8, University of Kentucky, 1965.
- [5] E. Brundeet, '*Energy Conservation and Solar Heating System for New and Existing Greenhouse*', Report Dept. Mech. Eng., University of the Waterloo, Ontario, Canada, 118 p., 1978
- [6] J.P. Chiapale, C. Kittas et O. de Villele, '*Estimation Régionale des Besoins de Chauffage des Serres*', Acta Horticulturae, Vol. 115, pp. 493 – 502, 1981.
- [7] J.D. Girard, '*Système d'Analyse de Transfert Thermique*', Thèse de l'Institut National Polytechnique de Grenoble, 1989.

- [8] M. Baudier and D. Marchio, 'Dynamic Model Identification Applied to the Measuring of Thermal Static Characteristics of Buildings', *Energy and Buildings*, Vol. 17, N°1, pp. 21 - 34, 1991.
- [9] C. Kittas, 'Détermination du Coefficient Global de Transmission de Chaleur à Travers la Paroi d'une Serre', *Agricultural and Forest Meteorology*, Vol. 69, N°3-4, pp. 205 - 221, 1994.
- [10] N. Bibi-Triki, S. Bendimerad, A. Chermiti, T. Mahdjoub, B. Draoui and A. Abène, 'Modeling, Characterization and Analysis of the Dynamic Behavior of Heat Transfers through Polyethylene and Glass Walls of Greenhouses', *Physics Procedia*, Vol. 21, pp. 67 - 74, 2011.
- [11] I. Seginer, D. Kantz, U.M. Peiper and N. Levav, 'Transfer Coefficients of Several Polyethylene Greenhouse Covers', *Journal of Agricultural Engineering Research*, Vol. 39, N°1, pp. 19 - 37, 1988.
- [12] T. Boulard, B. Draoui et F. Neirac, 'Analyse du Bilan Thermohydrigue d'une Serre Horticole, Application à la Maîtrise du Microclimat', *Colloque La Thermique, Trait d'Union entre les Sciences et les Technologies*, SFT 93, Pau, France, 25-26 Mai, 1993.
- [13] B. Nielsen and H. Madsen, 'Identification of Transfer Function for Control of Greenhouse Air Temperature', *Journal of Agricultural Engineering Research*, Vol. 60, N°1, pp. 25 - 34, 1995.
- [14] J. Nisjken, J. Deltour, S. Coutisse and A. Nisen, 'Heat Transfer Trough Covering Materials of Greenhouses', *Agricultural and Forest Meteorology*, Vol. 33, N°2-3, pp. 194 - 214, 1984.
- [15] M.K. Ghosal, G.N. Tiwari, D.K. Das and K.P. Pandey, 'Modeling and Comparative Thermal Performance of Ground Air Collector and Earth Air Heat Exchanger for Heating of Greenhouse', *Energy and buildings*, Vol. 37, N°6, pp. 613 - 621, 2005.
- [16] D. Jain and G.N. Tiwari, 'Modeling and Optimal Design of Ground Air Collector for Heating in Controlled Environment Greenhouse', *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, N°8, pp. 1357 - 1372, 2003.
- [17] G.N. Tiwari, M.A. Akhtar, A. Shukla and M. Emran Khan, 'Annual Thermal Performance of Greenhouse with an Earth-Air Heat Exchanger: An Experimental Validation', *Renewable Energy*, Vol. 31, N°15, pp. 2432 - 2446, 2006.
- [18] M.J. Gupta and P. Chandra, 'Effect of Greenhouse Design Parameters on Conservation of Energy for Greenhouse Environmental Control', *Energy*, Vol. 27, N°8, pp. 777 - 794, 2002.
- [19] A.M. Abdel-Ghany and T. Kozai, 'On the Determination of the Overall Heat Transmission Coefficient and Soil Heat Flux for a Fog Cooled, Naturally Ventilated Greenhouse: Analysis of Radiation and Convection Heat Transfer', *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, N°15-16, pp. 2612 - 2628, 2006.
- [20] M.K. Ghosal and G.N. Tiwari, 'Mathematical Modelling for Greenhouse Heating by Using Thermal Curtain and Geothermal Energy', *Solar Energy*, Vol. 76, N°5, pp. 603 - 613, 2004.
- [21] M.N. Bargach, A.S. Dahman and M. Boukallouch, 'A Heating System Using Flat Plate Collectors to Improve the Inside Greenhouse Microclimate in Morocco', *Renewable Energy*, Vol. 18, N°3, pp. 367 - 381, 1999.