

1.1. Systèmes simples

Le fluide le plus évident sur Terre est l'air. Présent à foison, gratuit et sans grand danger pour les panneaux, il présente de nombreux atouts si ce n'est que sa faible capacité thermique volumique limite fortement la récupération thermique à l'arrière des cellules. En fonction du débit, l'efficacité thermique des panneaux est au mieux de l'ordre de 15 à 30% [1] [2]. Il s'agit principalement de systèmes ouverts prenant l'air extérieur avec rejet direct dans l'atmosphère après utilisation, comme pour la ventilation d'un bâtiment par exemple.

1.2. Systèmes complexes

En vue d'améliorer la récupération de chaleur, on peut utiliser un liquide au travers d'une boucle fermée. Le premier qui vient à l'esprit est bien entendu l'eau mais en fonction des conditions climatiques, celle-ci peut geler et dégrader l'installation ou voire même passer en phase vapeur. Cette dernière situation peut s'avérer toutefois très intéressante (à condition que l'installation soit prévue pour) puisque ce changement d'état permet d'emmagasiner plus d'énergie.

Afin d'obtenir le changement de phase à des températures plus basses, des installations ont recours à des mélanges eau et éthanol [3], d'autres utilisent des réfrigérants (R-22 ou R-134a) et des caloducs [4][5]. En fonction des conditions et du type de configuration de l'évaporateur, l'efficacité thermique de cette technologie peut monter jusqu'à des valeurs de 43 à 57%.

1.3. Générateurs de vortex

Nous nous intéresserons ici aux panneaux thermo-photovoltaïques à air (PV/T), parfois aussi appelés panneaux aérovoltaiques, dans la situation où les échanges convectifs au niveau du chenal sont améliorés en y introduisant des ailettes génératrices de vortex. Ce système a l'avantage d'être simple dans sa mise en oeuvre et surtout peu énergivore quant à sa conception.

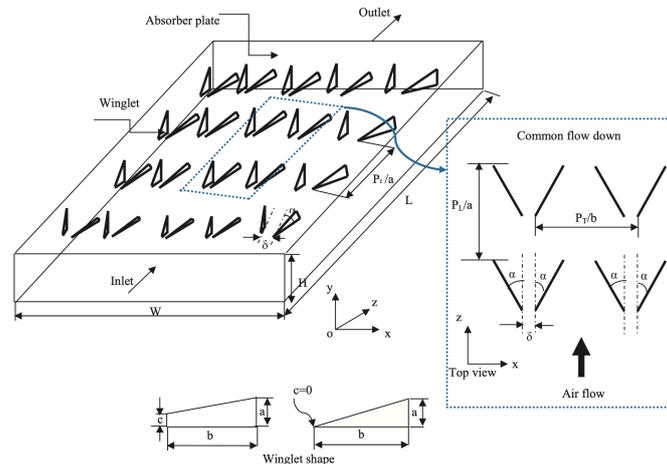


Figure 1 : Forme et distribution des ailettes selon Chamoli [7]

Khanjian et al.[6] ont simulé le comportement d'un tel dispositif dans un tronçon de chenal et montré qu'en fonction de la géométrie et du positionnement des ailettes il était possible d'améliorer le Nusselt de l'ordre de 40% pour un écoulement initial laminaire ($Re = 911$). De leur côté, Chamoli et al.[7] ont établi une corrélation (eq. 1) pour évaluer le Nusselt en fonction de la forme et de l'angle de positionnement des ailettes pour des panneaux solaires thermiques (voir [figure 1](#)) avec un écoulement initial turbulent ($Re \in [3500 : 16000]$).

$$Nu = 0,2365Re^{0,6689} \left(1 + \frac{c}{a}\right)^{0,1866} \left(\frac{\alpha}{60}\right)^{-0,3227} e^{(-0,076 \ln(1 + \frac{c}{a})^2)} e^{(-0,9576 \ln(\frac{\alpha}{60})^2)} \quad (1)$$

avec α , a et c illustrés sur la *figure 1*.

2. Modèle numérique du capteur

Le capteur aérovoltaique étudié se compose d'un panneau photovoltaïque standard et d'un panneau isolant surmonté d'une plaque métallique entre lesquels un espace est prévu (chenal) dans lequel l'air extérieur va pouvoir être aspiré (voir *figure 2*).

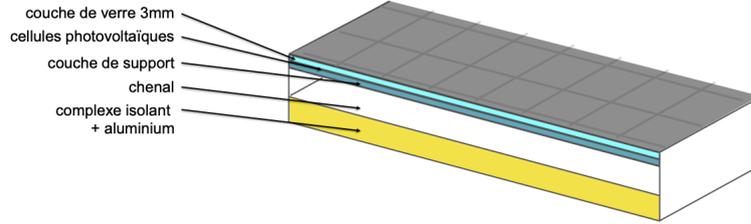


Figure 2 : Coupe de principe du panneau PV/T

Considérant un panneau de 1,68m (L) par 1,02m (l) et une hauteur de chenal de 3cm (h), soit $L=56h$ et $l=34h$, nous effectuons une analyse des transferts de chaleur dans le système en considérant le problème 1-D (selon x dans le plan médian du chenal). Nous établissons le schéma en résistances équivalent repris à la *figure 3*.

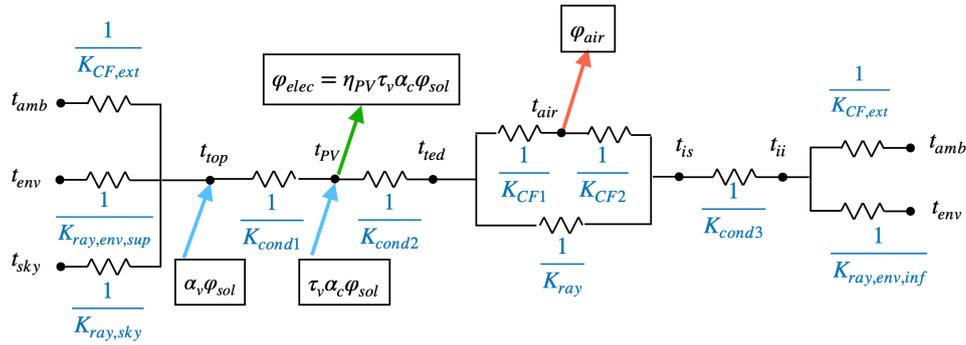


Figure 3 : Schéma électrique équivalent du panneau PV/T en pose libre

Les équations de ce schéma (eq. 2 à 7) sont résolues pour une année climatique type (températures, flux solaire et vitesse du vent de Saint Quentin à 60km de Douai) avec un pas de temps d'une heure.

$$\alpha_v \varphi_{sol} + K_{cond1}(t_{PV} - t_{top}) = K_{CF,ext}(t_{top} - t_{amb}) + K_{ray,sky}(t_{top} - t_{sky}) + K_{ray,env,sup}(t_{top} - t_{env}) \quad (2)$$

$$\tau_v \alpha_c \varphi_{sol} = \eta_{PV} \tau_v \alpha_c \varphi_{sol} + K_{cond1}(t_{PV} - t_{top}) + K_{cond2}(t_{PV} - t_{ted}) \quad (3)$$

$$K_{cond2}(t_{PV} - t_{ted}) = K_{CF1}(t_{ted} - t_{air}) + K_{ray}(t_{ted} - t_{is}) \quad (4)$$

$$\varphi_{air} = q_m c_p \frac{dt_{air}}{dx} = K_{CF1}(t_{ted} - t_{air}) + K_{CF2}(t_{is} - t_{air}) \quad (5)$$

$$K_{ray}(t_{ted} - t_{is}) = K_{CF2}(t_{is} - t_{air}) + K_{cond3}(t_{is} - t_{ii}) \quad (6)$$

$$K_{cond3}(t_{is} - t_{ii}) = K_{CF,ext}(t_{is} - t_{amb}) + K_{ray,env,inf}(t_{ii} - t_{env}) \quad (7)$$

avec

$$K_{CF,ext} = 5,67 + 3,868v_{vent} \quad (\text{Corrélation de Jurges [8]})$$

$$K_{ray,sky} = \epsilon_{sup}\sigma(T_{top} + T_{sky})(T_{top}^2 + T_{sky}^2)^{\frac{1+\cos\theta}{2}}$$

$$K_{ray,env,top} = \epsilon_{sup}\sigma(T_{top} + T_{env})(T_{top}^2 + T_{env}^2)^{\frac{1-\cos\theta}{2}}$$

$$K_{ray,env,inf} = \epsilon_{inf}\sigma(T_{ii} + T_{env})(T_{ii}^2 + T_{env}^2)$$

$$K_{CF} = \frac{Nu\lambda_{air}}{D_h} \quad \text{avec } D_h = \frac{4(ht)}{2(h+t)} \quad \text{et } \lambda_{air} : \text{ la conductibilité thermique de l'air}$$

Pour calculer les flux convectifs au sein du chenal (ici K_{CF1} et K_{CF2}), plusieurs corrélations existent. La **figure 4** permet d'évaluer quelles corrélations sont utilisables dans la gamme des Reynolds que nous pourrions rencontrer, représentée ici par une zone en pointillés.

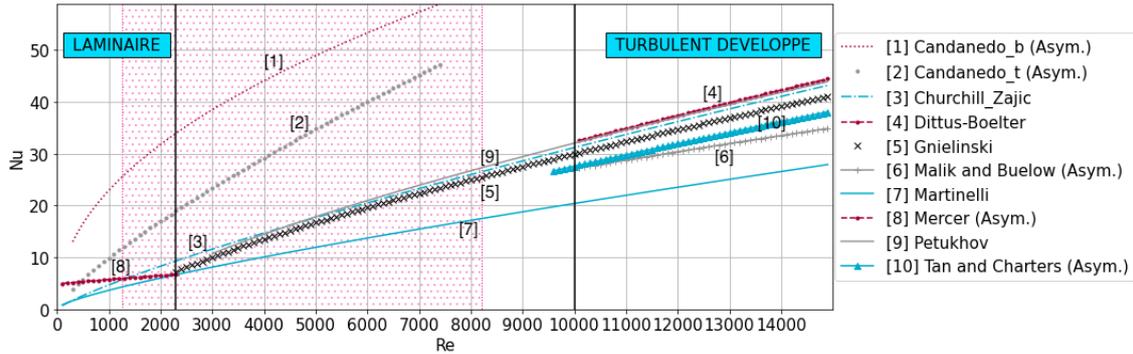


Figure 4 : Comparaison de différentes corrélations pour déterminer le Nusselt

La proposition de Candanedo [9] nous semble fort optimiste avec des valeurs plus de 2 fois supérieures aux autres et nous décidons de l'écarter à ce stade. Pour notre étude, **considérant l'absence de corrélation asymétrique dans notre gamme de Reynolds, nous décidons d'utiliser la corrélation de Gnielinski (eq. 8), qui est une corrélation très utilisée et connue pour fournir de bonnes prédictions notamment dans les régimes faiblement turbulents et transitionnels, pour le cas de base pour des Reynolds ≥ 2300 ($Nu=3,6$ si $Re < 2300$)** et celle de Chamoli (eq. 1) lors de la présence de générateurs de vortex.

$$Nu = \frac{(Re - 1000)Pr^{\frac{f}{8}}}{1 + 12,7\frac{f^{1/2}}{8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (8)$$

avec $f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2}$

Evans et Florschuetz [10] ont montré que le rendement de conversion en électricité du panneau était sensible à la température des cellules photovoltaïques et se dégradait lorsque celle-ci dépassait les 25°C (eq. 9).

$$\eta_{PV} = \eta_{PV,ref}(1 + \beta(t_{PV} - 25)) \quad (9)$$

avec dans notre cas $\eta_{PV,ref} = 0,1962$ et $\beta = -0,00369K^{-1}$.

Nous considérerons à ce stade que le panneau est en pose libre, sur une structure tubulaire par exemple, et donc la face cachée du panneau est en contact avec les conditions extérieures.

La résolution du système d'équations mentionné précédemment pour un cas de base nous donne les résultats repris à la figure 5.

3. Présentation et simulation des besoins du bâtiment

Le bâtiment considéré dans cette étude est un pavillon expérimental situé à Douai dans le département du Nord (Centre de Recherche de l'IMT) à haut degré d'isolation thermique qui

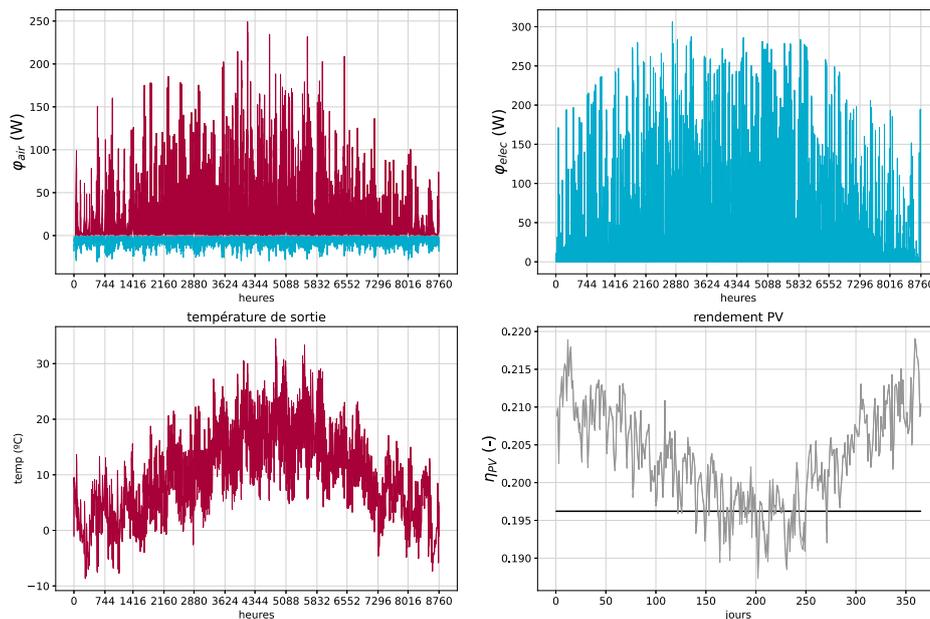


Figure 5 : Résultats obtenus pour 1 panneau orienté sud incliné à 35°

sera ultérieurement pourvu de l'installation aérovoltaïque. Il est constitué d'un seul niveau comprenant 2 locaux symétriques. Ils disposent chacun d'une porte semi-vitrée sur la façade nord et d'une grande baie vitrée fixe sur la façade sud (voir [figure 6](#)).

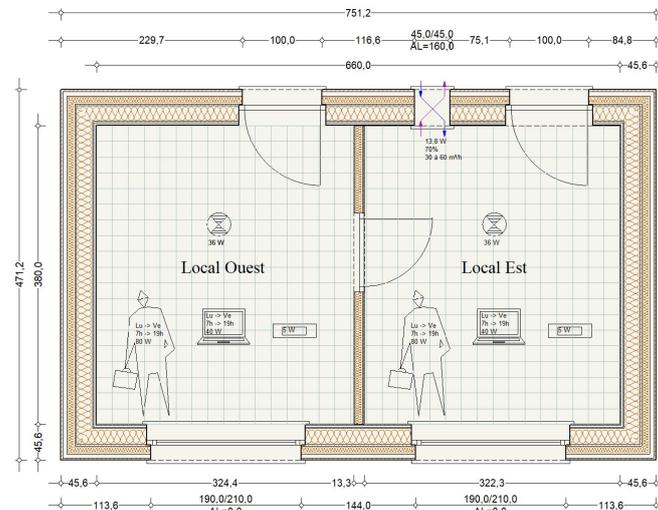


Figure 6 : Plan du pavillon

Pour les besoins de la simulation, nous avons considéré qu'il s'agissait de 2 bureaux d'une personne, équipés chacun d'un ordinateur et utilisés toute l'année de 7h à 19h du lundi au vendredi avec un régime de chauffage 21/15°C et un refroidissement actif à partir de 25°C. La ventilation est assurée par un groupe centralisé équipé d'un échangeur air/air ($\epsilon=0,7$).

La simulation dynamique a été réalisée avec TRNSYS sur une année avec un pas de temps d'une heure (fichier météo de Saint Quentin). **Les caractéristiques principales du bâtiment sont reprises dans les tableaux 1, 2 et 3.**

Les résultats obtenus nous indiquent des besoins nets en chauffage de 490,7 kWh (13,87

	U_p	U_{ch}	U_v	g
	W/m ² .°C	W/m ² .°C	W/m ² .°C	-
Murs	0,120	-	-	-
Toit	0,103	-	-	-
Plancher	0,119	-	-	-
Cloison	0,359	-	-	-
Fenêtres- portes	-	1,67	0,61	0,402

Tableau 1 : Coefficients de transfert thermique des parois

Personne	100	W
Laptop	40	W
Veille	5	W
Eclairage	10	W

Tableau 2 : Gains internes par bureau

Ventilation	2 x 30	m ³ h ⁻¹
Infiltration	0,024	h ⁻¹

Tableau 3 : Taux de renouvellement d'air

kWh/m².an) et de 322,9 kWh (9,12 kWh/m².an) pour le refroidissement, ce qui est cohérent avec un bâtiment à haut degré d'isolation comme celui-ci, et une puissance maximale de chauffage de 1,66kW et de 1,19kW pour le froid (voir *figure 7*).

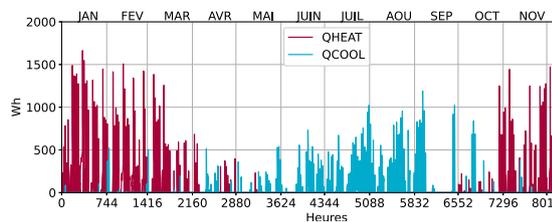


Figure 7 : Evolution des besoins en chaleur et en froid pour un bureau

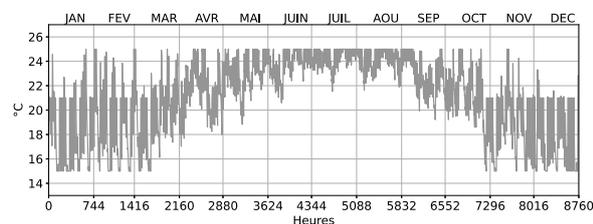


Figure 8 : Evolution de la température dans les bureaux

Nous notons une forte propension à la surchauffe, y compris durant des mois froids, comme le montre la *figure 8*. Ceci est principalement dû à la présence des grandes fenêtres orientées sud sans protection solaire et à la faible inertie thermique du bâtiment de par sa conception en bois.

4. Etude paramétrique de l'installation solaire

Sur base d'une estimation des besoins annuels du pavillon en électricité, nous avons déterminé qu'il fallait équiper ce dernier de 6 panneaux photovoltaïques de 300Wc pour que le bilan annuel "production et consommation" s'équilibre. Nous considérons qu'ils seront placés côte à côte en format "portrait" et que la largeur du chenal sera égale à la longueur d'un panneau et la longueur du chenal 6 fois celle de la largeur d'un de ceux-ci.

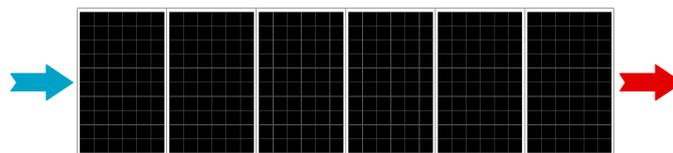


Figure 9 : Schéma de pose des panneaux

Le pavillon disposant d'une toiture plate, nous avons la liberté de choisir l'angle d'inclinaison de l'installation et dans une moindre mesure également son orientation. Nous avons donc déterminé, sans et avec les ailettes génératrices de vortex, les productions annuelles en chaleur et électricité pour différentes configurations en faisant varier le débit d'air circulant dans le chenal de 0,02kg/s (60m³/h), le débit minimal hygiénique pour 2 personnes, à 0,05kg/s (150m³/h),

la hauteur du chenal de 30mm à 75mm et les valeurs d'inclinaison de 30°, 35° et 45° (voir *figures 10, 11 et 12*).

Les productions annuelles varient de 2051,43 à 2124,05 kWh pour l'électricité et de 107,91 à 899,86 kWh pour le chauffage. A configuration égale, l'installation équipée des ailettes ne produit qu'entre 0,39 et 0,78% d'électricité en plus alors que celle-ci produit entre 80 et 311% de chaleur de plus.

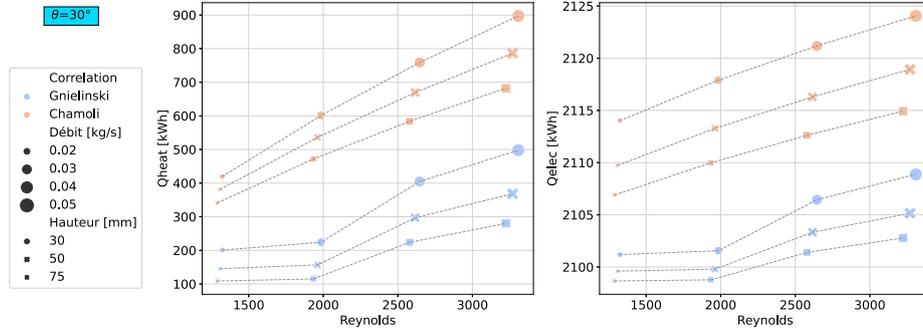


Figure 10 : Productions annuelles en chaleur et en électricité pour une inclinaison de 30°

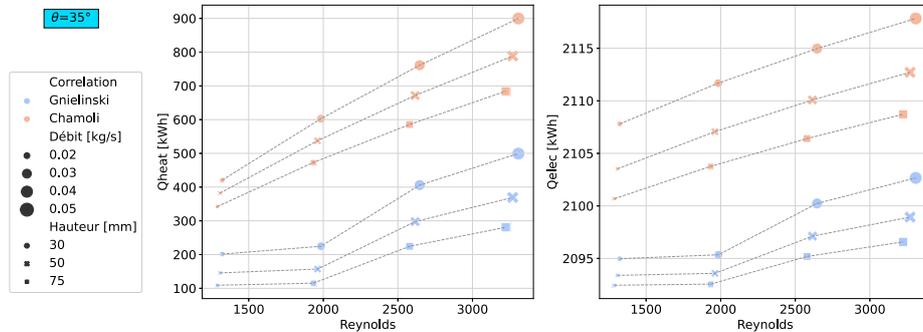


Figure 11 : Productions annuelles en chaleur et en électricité pour une inclinaison de 35°

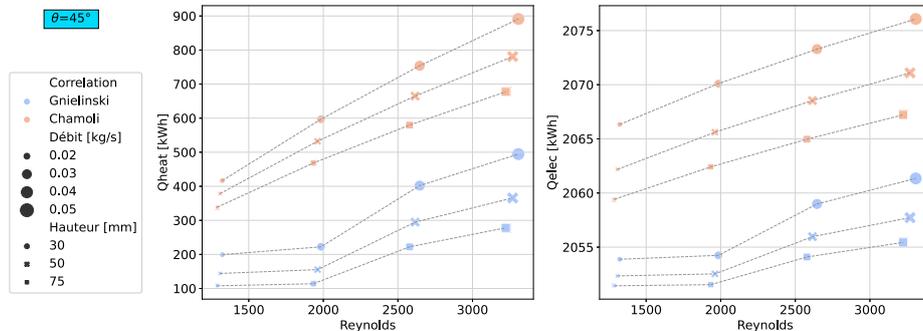


Figure 12 : Productions annuelles en chaleur et en électricité pour une inclinaison de 45°

Nous avons montré que les gammes de production de chaleur sont bien de l'ordre des besoins du bâtiment. Cependant, comme le montre la *figure 13*, leur distribution temporelle est très différente et finalement, dans le cas d'un débit de 60 m³/h (soit 0,02 kg/s) dans un chenal de 30mm de haut et une inclinaison de 35°, sur les 420,7 kWh produits, seuls 23 kWh seront directement exploitables (production lorsqu'il y a consommation) pour préchauffer le bâtiment diminuant ainsi ses besoins annuels en chauffage de 490,7 (eq 10) à 467,7 kWh (eq 11).

$$\text{besoins}_{\text{chauff,bat,an}} = \sum_{h=1}^{8760} \text{besoins}_{\text{chauff,bat,h}} \quad (10)$$

$$\text{besoins}_{\text{chauff,bat+PV/T,an}} = \sum_{h=1}^{8760} (\text{besoins}_{\text{chauff,bat,h}} - \text{production}_{\text{chauff,PV/T,h}}) \quad (11)$$

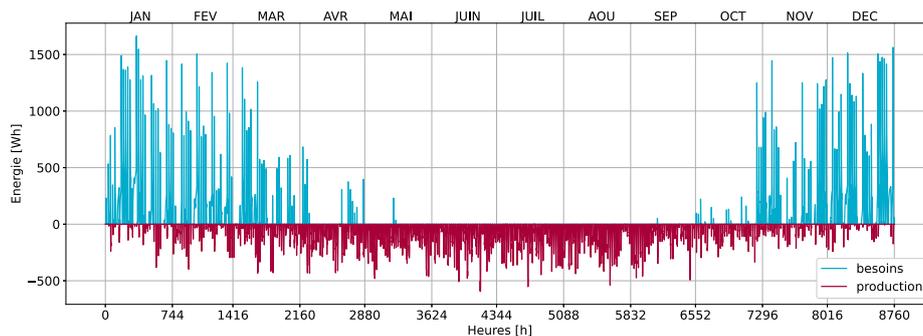


Figure 13 : Comparaison des besoins horaires en chaleur et la production ($h : 30\text{mm}$, $q_m : 0,02 \text{ kg/s}$, **inclinaison** : 35°)

5. Conclusion

Avec les résultats obtenus à ce stade, c'est-à-dire sans couplage du panneau PV/T et du bâtiment (outils de simulation distincts), la combinaison actuelle de l'installation aérovoltaique et du pavillon n'est clairement pas convaincante pour le 1^{er} scénario choisi dans cette communication. Plusieurs causes peuvent être avancées et demanderont à être validées.

Premièrement, nous utilisons directement la production thermique immédiate pour satisfaire les besoins de l'heure h . Dépendants tous deux de l'ensoleillement, la première est souvent la plus faible quand l'autre est à son maximum. Une piste possible serait l'utilisation d'un accumulateur thermique pour différer de quelques heures l'accès à cette énergie.

Deuxièmement, les débits d'air strictement nécessaires pour la ventilation hygiénique des bureaux sont très certainement insuffisants pour une utilisation pertinente des panneaux.

Enfin, les besoins en chauffage du bâtiment test sont tellement réduits et localisés en période de faible ensoleillement que ce type d'installation n'est pas utile ici car plus adapté à des besoins en mi-saison. Nous élargirons nos investigations à d'autres scénarii et à d'autres usages.

Références

- [1] A. Tiwari et al. , Performance evaluation of photovoltaic thermal solar air collector for composite climate of India, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Vol. 90 (2006) ,175–189
- [2] A. Kasaeian et al. , Effects of forced convection on the performance of a photovoltaic thermal system : An experimental study, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 85 (2017), 13–21
- [3] K. Terashima, et al. , Development of an environmentally friendly PV/T solar panel, *Solar Energy*, Vol.199 (2020), 510–520
- [4] J. Zhou, X. Zhao and Y. Yuan et al. , Operational performance of a novel heat pump coupled with mini-channel PV/T and thermal panel in low solar radiation, *Energy and Built Environment*, Vol.1 (2020), 50–59
- [5] M. Yu, et al. , Development of an environmentally friendly PV/T solar panel, *Applied Energy*, Vol.256 (2019), 113929
- [6] A. Khanjian et al. , Effect of rectangular winglet pair roll angle on the heat transfer enhancement in laminar channel flow, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 114 (2017),1-14
- [7] S. Chamoli et al. , Thermal performance improvement of a solar air heater fitted with winglet vortex generators, *Solar Energy*, Vol. 159 (2018), 966–983
- [8] S. Sharples and P. S. Charlesworth, Full-scale measurements of wind-induced convective heat transfer from a roof-mounted flat plate solar collector, *Solar Energy*, Vol. 62 No. 2 (1998), pp. 69–77
- [9] L. M. Candanedo, Convective Heat Transfer Coefficients in a Building-Integrated Photovoltaic/Thermal System, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 133 (2011), 021002-1 - 021002-14
- [10] Evans, D.L., Florschuetz, L.W., Cost studies on terrestrial photovoltaic power systems with sun-light concentration, *Solar Energy*, Vol. 19 (1977), 255–262.