

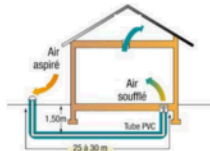
TD1 de Génie Energétique

Système tout air

- I. (*) Un puits canadien est connecté à un bâtiment de surface 10×10 et de hauteur 2.5m. On fixe les conditions intérieures ($T_i = 20^\circ\text{C}$, $HR_i = 40\%$), celles extérieures ($T_E = 35^\circ\text{C}$, $HR_E = 40\%$) et la température du sol de 15°C . Les apertures sont de 0.5 kW , le bâtiment est composé de 5 m^2 de vitre avec un facteur solaire de $g = 0.6$. On donne : $G_s = 100 \text{ W/m}^2$ pour l'éclairement solaire. **Déterminer** : les besoins énergétiques du bâtiment, les conditions de soufflage, l'efficacité de l'échangeur et la puissance absorbée par le puits canadien. **On fixe** : le débit de l'air à $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ et $\rho_{\text{air}} = 1.2 \text{ kg/m}^3$.

Solution

- Schéma général



- On va déterminer les caractéristiques de l'air intérieur et extérieur :

Point intérieur	$T_{\text{int}}=20^\circ\text{C}$	$w_{\text{in}}=0.0058 \text{ kgv/kgas}$	$h=34.8 \text{ kJ/kgas}$	$HR_{\text{in}}=40\%$
Point extérieur	$T_{\text{ext}}=35^\circ\text{C}$	$w_{\text{ext}}=0.0140 \text{ kgv/kgas}$	$h=71.3 \text{ kJ/kgas}$	$HR_{\text{ext}}=40\%$

- On va déterminer les conditions de l'air soufflé à partir d'un bilan énergétique dans le bâtiment :

$$\begin{cases} \dot{m}_S = \dot{m}_I = \dot{m}_{\text{air}} \\ \dot{m}_S \cdot w_S = \dot{m}_I \cdot w_I \\ \dot{m}_S \cdot h_S + H_0 = \dot{m}_I \cdot h_I \end{cases}$$

Le débit massique de l'air est de :

$$\dot{m}_{\text{air}} = \dot{V}_{\text{air}} \cdot \rho_{\text{air}} = 2000 \cdot 1.2 / 3600 = 0.66 \text{ kg/s}$$

On va déterminer la charge thermique du bâtiment en réalisant un bilan thermique :

$$H_0 = \dot{Q}_S + \dot{Q}_T = 5 \cdot 0.6 \cdot 0.100 + 0.5 = 0.8 \text{ kW}$$

On calcul l'enthalpie de l'air soufflé :

$$h_S = h_I - \frac{H_0}{\dot{m}_{air}} = 34.8 - \frac{0.8}{0.667} = 33.60 \text{ kJ/kg}_{as}$$

Point soufflé	T_S=18.8°C	w_S=0.0058 kgv/kgas	h_S=33.60 kJ/kgas	HR_S=43.4%
---------------	------------	---------------------	-------------------	------------

- On va calculer les conditions de soufflage à partir de l'efficacité du puits canadien

$$\epsilon = \frac{(T_E - T_S)}{(T_E - T_{sol})} = \frac{(35 - 18.8)}{(35 - 15)} = 0.81$$

(La prochaine étape de dimensionnement peut être de déterminer la longueur du tube pour obtenir ces conditions, mais cela nécessite de discrétiser en volume de contrôle et de faire de déterminer la température de chaque volume.)

- Le flux thermique absorbée par l'échangeur est :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{air} * c_{p,air} * (T_S - T_E) = 0.667 * 1001 * (18.8 - 35) = -10.816 \text{ kW}$$

- II. (*) Une ventilation mécanique contrôlée à double flux est utilisée pour renouveler l'air du bâtiment de surface $6 * 8.5 \text{ m}^2$ et de hauteur 2.5m. On fixe les conditions intérieures ($T_I = 25^\circ\text{C}$, $HR_I = 50\%$, $h_I = 15 \text{ W/m}^2/\text{K}$) et celles extérieures ($T_E = 35^\circ\text{C}$, $HR_E = 40\%$, $h_E = 20 \text{ W/m}^2/\text{K}$). La VMC est constituée d'un échangeur de chaleur avec une efficacité de $\epsilon = 0.7$. Les parois sont constituées d'un enduit, d'un béton cellulaire, d'une laine de roche et d'un placoplâtre. L'enveloppe est peinte entièrement de couleur blanche dont le coefficient d'absorption est de $\alpha_s = 0.2$.
- Questions :** Déterminer les apertures thermique du bâtiment, déterminer les conditions de soufflage. **On donne :** $G_s = 405 \text{ W/m}^2$ pour la radiation solaire incidente. On fixe le débit massique de l'air de 0.2 kg/s .

Nom	Classe	Epaisseur	Conductivité thermique
Enduit extérieur	Mortiers et plâtres	1 cm	1.5 W/(m.K)
Béton cellulaire 600	Pierres et bétons	15 cm	0.22 W/(m.K)
Laine de roche	Panneaux	4 cm	0.038 W/(m.K)
Placoplatre BA13	Panneaux	1.3 cm	0.325 W/(m.K)

Solution

- Schéma général



- On détermine les conditions des points intérieur et extérieur. Rappels des calculs de thermodynamique de 1ère année :

Exemple de calcul de l'humidité absolue :

$$w_E = 0.662 * \left(\frac{HR_E * P_{vs}}{P_{atm} - HR_E * P_{vs}} \right) = 0.622 * \left(\frac{0.40 * 5628}{101325 - 0.40 * 5628} \right) = 0.0140 \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$$

Exemple de calcul de l'enthalpie massique :

$$h_E = 1.01 * T_E + w_E * (1.86 * T_E + 2501) = 1.01 * 35 + 0.0140 * (1.86 * 35 + 2501) = 71.28 \text{ kJ/kg}_{as}$$

Point intérieur	T_in=25°C	w_in=0.0099 kgv/kgas	h=50.2 kJ/kgas	HR_in=50%
Point extérieur	T_ext=35 °C	w_ext=0.0140 kgv/kgas	h=71.3 kJ/kgas	HR_ext=40 %

- On détermine les apertures thermiques du bâtiment. Pour cela, on détermine les coefficients de transmission. Rappels du cours de transmission de chaleur de 1^{ère} année :

Pour la paroi isolée : $S_{pi} = S_{op} - S_F = 6 * 2.5 * 2 + 8.5 * 2.5 * 2 = 72.5 \text{ m}^2$

$$R_{pi} = \frac{1}{h_E} + \frac{e_{enduit}}{\lambda_{enduit}} + \frac{e_{beton}}{\lambda_{beton}} + \frac{e_{laine\ roche}}{\lambda_{laine\ roche}} + \frac{e_{BA13}}{\lambda_{BA13}} + \frac{1}{h_A}$$

$$= \frac{1}{20} + \frac{0.01}{1.5} + \frac{0.15}{0.22} + \frac{0.04}{0.038} + \frac{0.013}{0.325} + \frac{1}{15} = 1.90 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Donc $U_{pi} = 0.526 \text{ W/m}^2/\text{K}$

On calcule les apertures thermiques :

$$\dot{Q}_T = S_{pi} * U_{pi} * \left(T_E + \frac{\alpha_S * G_S}{h_E} - T_A \right) = 72.5 * 0.526 * \left(35 + \frac{0.2 * 405}{20} - 25 \right) = 0.536 \text{ kW}$$

- On va déterminer les conditions de l'air soufflé à partir d'un bilan énergétique dans le bâtiment :

$$\begin{cases} \dot{m}_S = \dot{m}_I = \dot{m}_{air} \\ \dot{m}_S * w_S = \dot{m}_I * w_I \\ \dot{m}_S * h_S + \dot{Q}_T = \dot{m}_I * h_I \end{cases}$$

On calcule l'enthalpie de l'air soufflé :

$$h_S = h_I - \frac{\dot{Q}_T}{\dot{m}_{air}} = 50.2 - \frac{0.536}{0.2} = 49.12 \text{ kJ/kg}_{as}$$

Point soufflé	Ts=23.8 °C	w_s=0.0099 kg/kgas	hS=49.12 kJ/kgas	HR_S=54.1%
---------------	------------	--------------------	------------------	------------

- La VMC n'est pas suffisante pour maintenir les conditions de l'air intérieur donc le système doit être composé d'une batterie froide, ce qui n'est pas le cas d'une VMC. Justification :

$$T_{ec} = T_E - \epsilon * (T_E - T_I) = 35 - 0,7 * (35 - 25) = 28 ^\circ \text{C}$$

Donc nous avons en sortie de l'échangeur un air avec les caractéristiques : $T_{ec} = 28 ^\circ \text{C}$ et $w_{ec} = w_{ext} = 0.014 \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$ alors que les conditions de l'air soufflé sont de $T_s = 23.8 ^\circ \text{C}$ et $w_s = 0.0099 \text{ kg/kg}_{as}$.

III. (*) Soit un bâtiment de surface $6 * 8.5m^2$ et de hauteur 2.5m. Une centrale de traitement de l'air est utilisée pour satisfaire ces conditions de l'air soufflé ($T_S = 23.8^\circ C$, $w_S = 0.0099 kg/kg_{as}$) en utilisant de l'air neuf ($T_{ec} = 28^\circ C$, $w_{ec} = 0.0140 kg/kg_{as}$). Un ventilateur souffle l'air a un débit massique de $0.2 kg/s$. De plus, la température en entrée/sortie de l'eau de la batterie froide humide est de 7 et $11^\circ C$. **Questions :** Représenter graphiquement l'évolution de l'air humide et déterminer la puissance des batteries et le débit d'eau condensé.

Solution

- Schéma général



- On détermine les caractéristiques des points S et Ec :

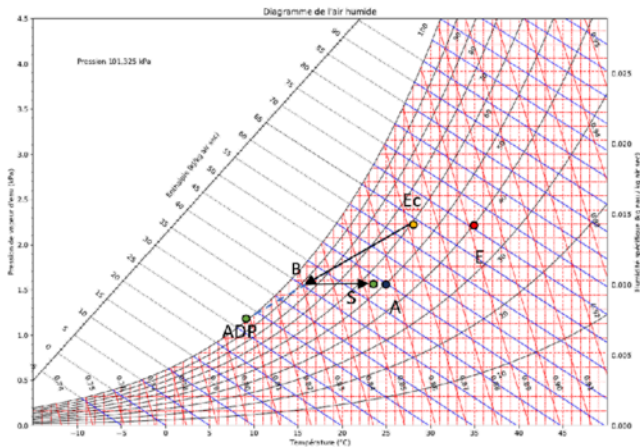
Point S	T _S =23.8 °C	w _S =0.0099 kg/kgas	h _S =49.12 kJ/kgas	HR _S =54.1%
Point Ec	T _{ec} =28 °C	w _{ec} =0.0140 kgv/kgas	hec=63.9 kJ/kgas	HR _{ec} =59.4 %

- On représente l'évolution sur le diagramme de l'air humide

Pour apporter l'air humide des conditions Ec à S, il faut une CTA avec batterie froide humide avec une batterie de post-chauffage. Pour la BFH, nous devons déterminer la température ADP :

$$T_{ADP} = \frac{7 + 11}{2} = 9^\circ C$$

Représentation graphique :



- Déterminons la puissance de la BFH, de la BC et le débit condensé :

$$\dot{Q}_{BFH} = \dot{m}_{air} * (h_B - h_{ec})$$

$$\dot{Q}_{BC} = \dot{m}_{air} * (h_S - h_B)$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{air} * (w_B - w_{ec})$$

Il nous manque les caractéristiques du point S et donc celle du ADP.

- Pour le point ADP, on connaît $HR_{ADP} = 100 \%$ et $T_{ADP} = 9^\circ C$, donc on détermine les autres graphiquement. Pour le point B, on connaît $w_B = w_S$, car nous avons une batterie de chauffage. Le deuxième point correspond à l'intersection entre la droite ADP-Ec et la droite horizontale au point S.

Point ADP	Tadp=28 °C	wadp=0.0071 kgv/kgas	hadp=27.0 kJ/kgas	HR_adp=59.4 %
Point B	Tb=16.71 °C	wb=0.0099 kgv/kgas	hb=41.98 kJ/kgas	HRb=84.1 %

On peut enfin calculer les caractéristiques des composants :

$$\dot{Q}_{BFH} = \dot{m}_{air} * (h_B - h_{ec}) = 0.2 * (41.98 - 63.9) = -4.38 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{BC} = \dot{m}_{air} * (h_S - h_B) = 0.2 * (49.12 - 41.98) = 1.43 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{air} * (w_B - w_{ec}) = 0.2 * (0.0099 - 0.014) = -0.82 \text{ g}_{eau}/s$$

La puissance de la batterie froide humide est négative, car elle absorbe de la chaleur, inversement pour la batterie chaude. Le débit d'eau condensé est négatif, car il est extrait du système.

L'efficacité de la batterie froide humide est de ϵ :

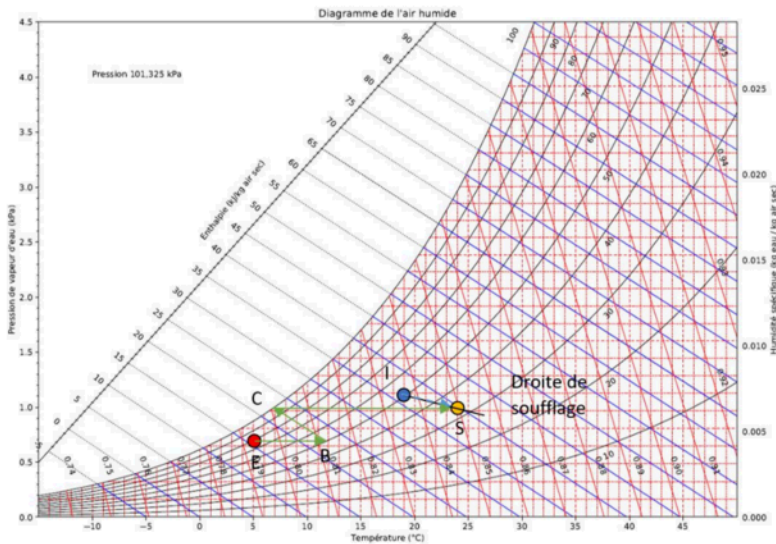
$$\epsilon = \frac{w_{ec} - w_B}{w_{ec} - w_{ADP}} = \frac{0.014 - 0.0099}{0.014 - 0.0071} = 0.594$$

- IV. (**) On fixe les conditions intérieures ($T_i = 19^\circ C$, $HR_i = 50 \%$) et celles extérieures ($T_E = 5^\circ C$, $HR_E = 80 \%$) dans un amphithéâtre. Une centrale de traitement de l'air permet de conditionner l'air du bâtiment en respectant une différence de température entre l'air intérieur et l'air soufflé est égale à $5^\circ C$. On fixe la charge thermique $H_0 = -5 \text{ kJ/kg}_{as}$ (dû aux flux thermiques) et la charge hydrique $M_0 = 1 \text{ g}_{eau}/\text{kg}_{as}$ (dû aux apports hydriques des occupants). **Questions :** A/ Représenter la droite de soufflage sur le diagramme psychométrique, placer le point de soufflage S et travers l'évolution pour passer du point E à S ; B/ Retrouver les conditions de l'air soufflé par voie analytique, déterminer le débit de soufflage et dimensionner les composants de la CTA.

- A/ Déterminons graphiquement la droite de soufflage :

On a $H_0 < 0$ car le bâtiment perd de l'énergie dû aux déperditions thermiques, $M_0 > 0$ car le bâtiment gagne en vapeur d'eau.

On détermine le facteur $j = \frac{H_0}{M_0} = \frac{-5}{1} = -5 \text{ kJ/g}_{eau}$



- B/ Calculons les conditions de l'air soufflé :

On commence par les caractéristiques de l'air aux points I et E :

Point intérieur	$T_{int}=19^{\circ}\text{C}$	$w_{in}=0.0068 \text{ kgv/kgas}$	$h=36.3 \text{ kJ/kgas}$	$HR_{in}=50\%$
Point extérieur	$T_{ext}=5^{\circ}\text{C}$	$w_{ext}=0.0043 \text{ kgv/kgas}$	$h=15.9 \text{ kJ/kgas}$	$HR_{ext}=80\%$

On termine par les conditions de soufflage. On fixe un DT de 5°C entre l'air intérieur et l'air soufflé donc $T_s = 24^{\circ}\text{C}$. Le point S correspond à l'intersection avec la droite de soufflage.

Point soufflage	$T_s=24^{\circ}\text{C}$	$w_s=0.0061 \text{ kgv/kgas}$	$h_s=39.68 \text{ kJ/kgas}$	$HR_s=33.2\%$
-----------------	--------------------------	-------------------------------	-----------------------------	---------------

- On détermine le débit de soufflage de l'air :

Pour cela, on applique la formule :

$$\dot{m}_{air} * (h_I - h_S) = H_0$$

On a alors :

$$\dot{m}_{air} = \frac{H_0}{(h_I - h_S)} = \frac{-5}{(36.3 - 39.68)} = 1.48 \text{ kg/s}$$

- Nous allons dimensionner les composants du système pour passer du point E au point S :

Il nous faut une batterie de chauffage, un humidificateur adiabatique et une batterie de post-chauffage :

$$\dot{Q}_{EB} = \dot{m}_{air} * (h_B - h_E)$$

$$\dot{m}_{w_{BC}} = \dot{m}_{air} * (w_C - w_B)$$

$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_{air} * (h_S - h_C)$$

Il nous manque les caractéristiques du point B et C qu'on détermine graphiquement :

- Au point C : On a $HR_C = 100 \%$ et $w_C = w_S = 0.0061 \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$

Point C	T_c=6.7 °C	w_c=0.0061 kgv/kgas	hc =22.1 kJ/kgas	HR_c=100 %
---------	------------	---------------------	------------------	------------

- Au point D : On a $h_B = h_C = 22.1 \text{ kJ}/\text{kg}_{as}$ et $w_B = w_E = 0.0043 \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$

Point B	T_b=11.2 °C	w_b=0.0043 kgv/kgas	hb =22.1 kJ/kgas	HR_b=52.4 %
---------	-------------	---------------------	------------------	-------------

On a alors :

$$\dot{Q}_{EB} = \dot{m}_{air} * (h_B - h_E) = 1.48 * (22.1 - 15.9) = 9.18 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{w_{BC}} = \dot{m}_{air} * (w_C - w_B) = 1.48 * (0.0061 - 0.0043) = 0.0027 \text{ kg}_{eau}/\text{s}$$

$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_{air} * (h_S - h_C) = 1.48 * (39.68 - 22.1) = 26.02 \text{ kW}$$

V. (**) Soit un bâtiment de surface $20 \times 35 \text{ m}^2$ et de hauteur 2.5 m . Une pièce est climatisée en été à travers un équipement tout air dont le taux de brassage est de 2.29 vol/h dans les bureaux. Les conditions hygrothermiques à maintenir dans la pièce sont $T_i = 27^\circ \text{C}$ et $HR_i = 50 \%$. L'air à l'extérieur a une température de bulbe sec de 34°C et une humidité relative de 41% . La puissance due aux apports solaires traversant 10 m^2 de fenêtre est de 300 W/m^2 . Le bâtiment subit une apercution thermique de 3.9 kW . Le bâtiment est composé de 25 occupants qui réalisent une activité de bureau. **Déterminer :** 1) les conditions de l'air insufflé dans la pièce permettant de garantir les conditions de projet ; 2) les caractéristiques du ou des composants. **Considérer :** $\rho_{\text{air}} = 1.2 \text{ kg/m}^3$ et $c_{p,a} = 1.01 \text{ kJ/kg.K}$

Solution

1) Conditions de l'air insufflé

Il faut calculer les charge thermique et hydrique dans les conditions les plus défavorables :

$$\dot{Q}_{\text{lat}} = 54 \text{ W (TABLEAU ANNEXE)} = \dot{m}_{w,occup} * h_{\text{eau}} = (1.86 * T + 2501)$$

$$M_0 = \dot{m}_{w,occup} = \frac{25 * 0.054}{2551} = 0.529 \text{ g}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{as}}$$

Et

$$H_0 = \dot{Q}_T + \dot{Q}_S + 25 * M = 3.9 + 0.3 * 10 + 25 * 0.14 = 10.4 \text{ kW}$$

On obtient le facteur $J = H_0/M_0 = 10.4/0.529 = 19.66 \text{ kJ / g}_{\text{eau}}$

De plus, on détermine le débit massique :

$$\dot{m}_{\text{air}} = \dot{V}_{\text{air}} * \rho_{\text{air}} = \tau * V * \rho_{\text{air}} = 2.29 * 20 * 35 * 2.5 * 1.2/3600 = 1.33 \text{ kg/s}$$

On détermine dans un premier temps les caractéristiques de l'air intérieur et extérieur :

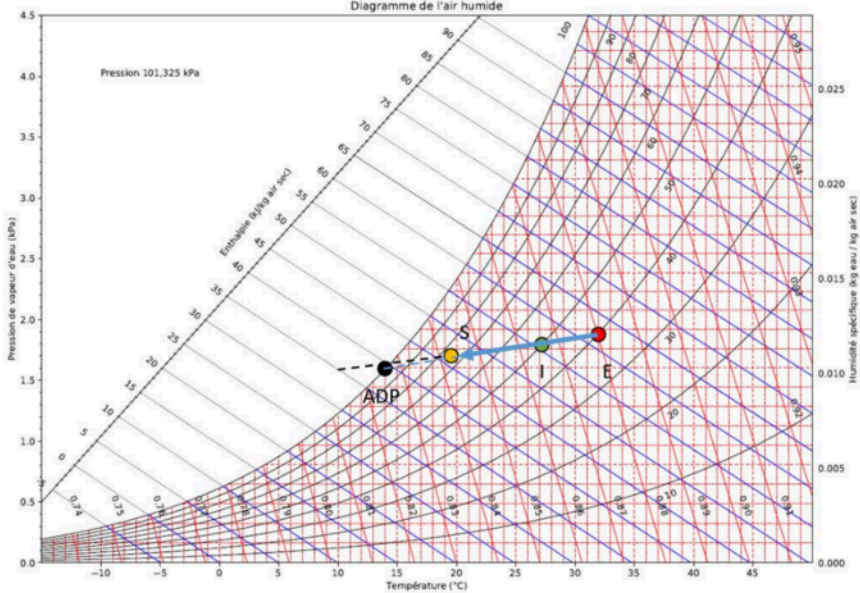
Point intérieur	T_int=27°C	w_in=0.0111 kgv/kgas	h=55.4 kJ/kgas	HR_in=50%
Point extérieur	T_ext=34 °C	w_ext=0.0136 kgv/kgas	h=69.0 kJ/kgas	HR_ext=41 %

On peut calculer l'enthalpie et l'humidité absolue de l'air soufflé :

$$w_s = w_i - M_0/\dot{m}_{\text{air}} = 0.0111 - 0.000529/1.33 = 0.0107 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{as}}$$

$$h_s = h_i - H_0/\dot{m}_{\text{air}} = 55.4 - 10.4/1.33 = 47.58 \text{ kJ/kg}_{\text{as}}$$

On place le point S sur le diagramme de l'air humide :



On peut déterminer les caractéristiques du point S :

Point S	$T_s = 20.3^\circ\text{C}$	$w_s = 0.0107 \text{ kgv/kgas}$	$h_s = 47.6 \text{ kJ/kgas}$	$HR_s = 72.1\%$
---------	----------------------------	---------------------------------	------------------------------	-----------------

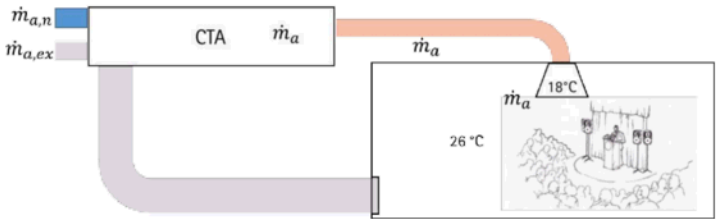
On passe du point E à S, il faut uniquement une batterie froide humide. L'humidité relative de l'ADP est de 100 % et on lit que la température T_{ADP} est de 14°C . Cela signifie que la BFH doit être refroidi par une fluide caloporteur de température moyenne de parois de 14°C .

- La puissance et le débit d'eau condensé de la BFH est de :

$$\dot{Q}_{BFH} = \dot{m}_{air} * (h_s - h_E) = 1.33 * (47.6 - 69.0) = -28.46 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{air} * (w_s - w_E) = 1.33 * (0.0107 - 0.0136) = -0.0039 \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$$

VI. (***) Un système de climatisation tout air à débit constant permet d'assurer la température de $T_I = 26^\circ\text{C}$ et une humidité relative $HR_I = 50\%$ dans une salle congrès de 900 m^3 . La salle peut accueillir 100 personnes et pour chaque occupant il est demandé un renouvellement d'air minimal de 10 l/s. En sachant qu'en situation de projet estival on considère $T_E = 34^\circ\text{C}$ et $HR_E = 60\%$ à l'extérieur, que la charge thermique sensible dans la salle (transmission à travers l'enveloppe, apports solaires et apports internes) est de 20 kW et que la température de l'air soufflé est $T_S = 18^\circ\text{C}$, **Questions** : on souhaite déterminer l'humidité absolue et l'enthalpie massique de l'air soufflé ; Le débit d'air traité dans le système tout air ; Calculer le taux de renouvellement d'air ; La fraction minimale d'air qu'il faut récupérer de l'extérieur ; Les conditions de l'air à la fin du mélange si l'on considère la fraction d'air du point précédent ; Les puissances échangées dans les batteries de refroidissement et de post chauffage pour l'air dans les conditions du point précédent. **Considérer** : La masse volumique de l'air sec pour les conditions de l'air extérieur $\rho_a = 1.16\text{ kg/m}^3$; Le débit massique de vapeur par personne de 70 g/(h.pers)



Solution

On détermine les caractéristiques de l'air intérieur et extérieur :

Point intérieur	$T_{\text{int}}=26^\circ\text{C}$	$w_{\text{in}}=0.0105\text{ kgv/kgas}$	$h=53.0\text{ kJ/kgas}$	$HR_{\text{in}}=50\%$
Point extérieur	$T_{\text{ext}}=34^\circ\text{C}$	$w_{\text{ext}}=0.0202\text{ kgv/kgas}$	$h=86.2\text{ kJ/kgas}$	$HR_{\text{ext}}=60\%$

Les bilans seront :

$$\begin{cases} \dot{m}_{\text{air}} \cdot (w_S - w_A) + \dot{m}_{w,I} = 0 \\ \dot{m}_{\text{air}} \cdot (h_i - h_A) + \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = 0 \end{cases}$$

Où $\dot{m}_{w,I}$ est le débit massique de vapeur dû à la présence des occupants et \dot{Q}_s et \dot{Q}_l sont les charges sensibles et latentes, respectivement, à l'intérieur.

En explicitant le débit massique dans les deux équations et en sachant que :

$$h_i = c_{p,a} \cdot T_i + w_i \cdot (c_{p,v} \cdot T_i + \ell)$$

Le système d'équation devient :