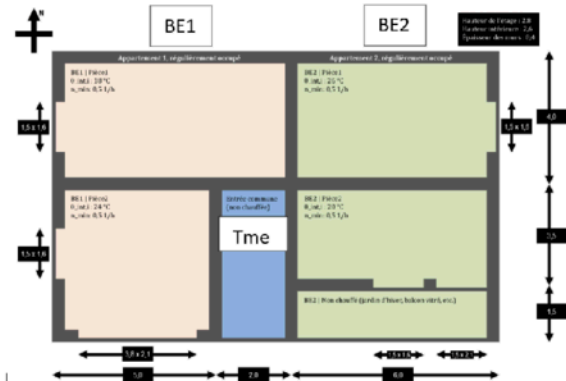


TD2 de Génie Energétique

Système à eau

- I. (*) On veut déterminer la charge thermique nominale du bâtiment représenté par l'image suivante. Chaque appartement (BE) est caractérisé par 2 pièces ayant



consignes de température et débits d'air différents. On sait que : Température de base à l'extérieur : $T_e = -12^\circ\text{C}$; La température minimale des espaces non occupés (protection contre le gel) est $T_{me} = 5^\circ\text{C}$; La toiture et le plancher bas sont sur-isolés et considérés comme adiabatiques. **Questions :** En référence au BE1, en négligeant éventuelles périodes d'inoccupation, pour chaque espace chauffé : A/ Calculer les pertes thermiques par transmission ; B/ Calculer les pertes due à la ventilation ; C/ Calculer la charge thermique nominale totale pour chaque espace chauffé. **Données :**

Zone de ventilation	Ventilation	Espace chauffé	T_i [$^\circ\text{C}$]	n [1/h]
BE1	Ventilation naturelle, bâtiment étanche à l'air	BE1 Pièce1	18	0.5
		BE1 Pièce2	24	0.5
BE2	Ventilation naturelle, bâtiment étanche à l'air	BE2 Pièce1	26	0.5
		BE2 Pièce2	20	0.5

Murs extérieurs : $U_{op} = 0.3 \text{ W/m}^2\text{K}$; Cloisons internes (même BE) : $U_{c,i} = 1.2 \text{ W/m}^2\text{K}$; Cloisons internes (entre BE) : $U_{c,BE} = 0.7 \text{ W/m}^2\text{K}$; Fenêtres : $U_F = 1.3 \text{ W/m}^2\text{K}$; Les ponts thermiques supplémentaires $\Delta U_{TB} = 0.05 \text{ W/m}^2\text{K}$. La hauteur sous plafond est de 2.8m.

Solution

Nous allons réaliser un bilan énergétique pour déterminer la charge thermique nominale pour un espace chauffé (besoins énergétique) :

$$H_0 = \dot{Q}_{T,i} + \dot{Q}_{V,i} - \dot{Q}_{gain,i}$$

H_0 : charge thermique nominale de l'espace chauffé (i) [W]

$\dot{Q}_{T,i}$: pertes thermiques nominales par transmission de l'espace chauffé (i) [W]

$\dot{Q}_{V,i}$: pertes thermiques nominales par ventilation de l'espace chauffé (i) [W]

$\dot{Q}_{gain,i}$: apports de chaleur facultatifs pour l'espace chauffé (i) (solaire, éclairage, occupants, équipements électriques, ...) [W]

1) Pertes par transmission :

Les pertes thermiques nominales par transmission totales d'un espace chauffé (i) doivent être calculées de la façon suivante :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{T,ie} &= H_{T,ie} * (T_x - T_{int,i}) \\ \dot{Q}_{T,ia} &= H_{T,ia} * (T_x - T_{int,i}) \\ \dot{Q}_{T,iae} &= H_{T,iae} * (T_x - T_{int,i}) \\ \dot{Q}_{T,iaBE} &= H_{T,iaBE} * (T_x - T_{int,i}) \\ \dot{Q}_{T,ig} &= H_{T,ig} * (T_x - T_{int,i})\end{aligned}$$

$T_{int,k}^*$ température intérieure de l'élément de bâtiment (k) [°C]

T_x^* température moyenne de l'autre côté de la paroi [°C]

$H_{T,ix}$: coefficient de transfert thermique par transmission depuis l'espace chauffé (i) [W/K] soit :

- Directement vers l'extérieur (e) $\rightarrow H_{T,ie}$;
- Vers des espaces adjacents (a) $\rightarrow H_{T,ia}$;
- Vers l'extérieur par l'intermédiaire d'espaces non chauffés et de bâtiments voisins (ae) $\rightarrow H_{T,iae}$;
- Vers des entités de bâtiment adjacentes (a) $\rightarrow H_{T,iaBE}$;
- Vers le sol (g) $\rightarrow H_{T,ig}$ (que l'on néglige dans notre cas car le sol est adiabatique)

Pour les parois vers l'extérieur :

$$H_{T,ie} = \sum_k (A_k \cdot (U_k + \Delta U_{TB}))$$

A_k : surface extérieure de l'élément k [m²]

U_k : coefficient d'échange thermique de l'élément k [W/(m²K)]

ΔU_{TB} : Les ponts thermiques supplémentaires [W/(m²K)]

Pour les parois vers les espaces adjacents :

$$H_{T,ia(...)} = \sum_k (A_k \cdot U_k)$$

A_k : surface extérieure de l'élément k [m²]

U_k : coefficient d'échange thermique de l'élément k [W/(m²K)]

Parois donnant vers l'autre appartement (pas d'appartement à coté) :

$$H_{T,2aEB} = 0 \text{ W/K}$$

Parois donnant vers le local non chauffé :

$$H_{T,2ae} = 8.9 \text{ W/K}$$

Tableau récapitulatif :

Pièce	indice	$A_k[m^2]$	$U_k[\frac{W}{m^2K}]$	$H_T[\frac{W}{K}]$	$T_{int,i} [^{\circ}C]$	$T_x [^{\circ}C]$
1	ie	$A_1 = A_{1,OP} = 7.0 \cdot 2.8 = 19.6 \text{ m}^2$	0.3	6.86	18.0	-12.0
	iaBE	$A_2 = A_{2,OP} = 4.0 \cdot 2.8 = 11.2 \text{ m}^2$	0.7	7.84	18.0	26.0
	iae	$A_3 = A_{3,OP} = 2.0 \cdot 2.8 = 5.6 \text{ m}^2$	0.7	3.92	18.0	5.0
	ia	$A_4 = A_{4,OP} = 5.0 \cdot 2.8 = 14.0 \text{ m}^2$	1.2	16.8	18.0	24.0
	Paroi 5	$A_5 = 4.0 \cdot 2.8 = 11.2 \text{ m}^2$	--	--	--	--
	ie	$A_{5,F} = 1.5 \cdot 1.6 = 2.4 \text{ m}^2$	1.3	3.24	18.0	-12.0
	ie	$A_{5,OP} = 11.2 - 2.4 = 8.8 \text{ m}^2$	0.3	3.08	18.0	-12.0
2	iae	$A_6 = A_{6,OP} = 5.0 \cdot 2.8 = 14.0 \text{ m}^2$	0.7	9.8	24.0	5.0
	ia	$A_4 = A_{4,OP} = 5.0 \cdot 2.8 = 14.0 \text{ m}^2$	1.2	16.8	24.0	18.0
	Paroi 7	$A_7 = 5.0 \cdot 2.8 = 14.0 \text{ m}^2$	--	--	--	--
	ie	$A_{7,F} = 3.8 \cdot 2.1 = 7.98 \text{ m}^2$	1.3	10.77	24.0	-12.0
	ie	$A_{7,OP} = 14.0 - 7.98 = 6.02 \text{ m}^2$	0.3	2.11	24.0	-12.0
	Paroi 8	$A_8 = 5.0 \cdot 2.8 = 14.0 \text{ m}^2$	--	--	--	--
	ie	$A_{8,F} = 1.5 \cdot 1.6 = 2.4 \text{ m}^2$	1.3	3.24	24.0	-12.0
	ie	$A_{8,OP} = 14.0 - 2.4 = 11.6 \text{ m}^2$	0.3	4.06	24.0	-12.0

Pièce 1

Les pertes par transmission des différents éléments sont :

$$\dot{Q}_{T,1e} = 13.18 * (-12 - 18) = -395.4 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{T,1a} = 16.8 * (24 - 18) = 100.8 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{T,1ae} = 3.92 * (5 - 18) = -51 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{T,1aBE} = 7.84 * (26 - 18) = 62.7 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{T,1g} = 0 \text{ W (sol,plafond adiabatique)}$$

Donc les pertes par transmissions sont :

$$\dot{Q}_{T,1} = \dot{Q}_{T,1e} + \dot{Q}_{T,1a} + \dot{Q}_{T,1ae} + \dot{Q}_{T,1aBE} + \dot{Q}_{T,1g}$$

$$\dot{Q}_{T,1} = -282.9 \text{ W}$$

Pièce 2

Les pertes par transmission des différents éléments sont :

$$\dot{Q}_{T,2e} = 20.18 * (-12 - 24) = -726.5 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{T,2a} = 16.8 * (18 - 24) = 100.8 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{T,2ae} = 3.92 * (5 - 24) = -74.5 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{T,2aBE} = 0 \text{ W (pas d'appartement à coté)}$$

$$\dot{Q}_{T,2g} = 0 \text{ W (sol,plafond adiabatique)}$$

Donc les pertes par transmissions sont :

$$\dot{Q}_{T,2} = \dot{Q}_{T,2e} + \dot{Q}_{T,2a} + \dot{Q}_{T,2ae}$$

$$\dot{Q}_{T,2} = -726.5 + 100.8 - 74.5 = -700.2 \text{ W}$$

2) Pertes par ventilation :

Les pertes par ventilation d'un espace chauffé sont définies par :

$$\dot{Q}_{V,i} = \dot{V}_{min} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_e - T_{int,i})$$

ρ : masse volumique de l'air à la température intérieure de base $T_{int,i}$ [kg/m³]

c_p : capacité calorifique massique de l'air à la température intérieure de base $T_{int,i}$ [Wh/(kg·K)]

\dot{V}_{min} : débit volumique minimal d'air de la pièce (i)

$T_{int,i}$: température intérieure de base de l'espace chauffé (i) [°C]

T_e : température extérieure de base [°C]

Le débit volumique minimal d'air de la pièce $q_{v,min,i}$ est calculé à partir du taux minimal de renouvellement de l'air ($n_{min}=0.5$ Vol/h) :

$$\dot{V}_{min} = V_i \cdot n_{min,i}$$

Avec V_i : volume intérieur de la pièce [m³]

Pour l'approche simplifiée $\rho_a \cdot c_{p,a} = 1.2 \cdot \frac{1000}{3600} = 0.34 \frac{\text{Wh}}{\text{m}^3 \text{K}}$

Pour la **pièce 1** :

$$\dot{Q}_{V,1} = V_1 \cdot n_1 \cdot \rho_a \cdot c_{p,a} \cdot (T_e - T_{int,1})$$

$$V_1 = (7 - 0.4) \cdot (4 - 0.4) \cdot 2.6 = 61.80 \text{ m}^3$$

$$\dot{Q}_{V,1} = 61.8 \cdot 0.5 \cdot 0.34 \cdot (-12 - 18) = -315.2 \text{ W}$$

Pour la **pièce 2** :

$$\dot{Q}_{V,2} = V_2 \cdot n_2 \cdot \rho_a \cdot c_{p,a} \cdot (T_e - T_{int,2})$$

$$V_2 = (5 - 0.4) \cdot (5 - 0.4) \cdot 2.6 = 55.02 \text{ m}^3$$

$$\dot{Q}_{V,2} = 55.0 \cdot 0.5 \cdot 0.34 \cdot (-12 - 24) = -336.6 \text{ W}$$

3) Calcul de la charge thermique nominale pour chaque pièce :

Pour la **pièce 1**, sans apports de chaleur :

$$H_0 = \dot{Q}_{T,1} + \dot{Q}_{V,1}$$

$$\phi_{HL,1} = -282.9 - 315.2 = -598.1 \text{ W}$$

Pour la **pièce 2**, sans apports de chaleur :

$$H_0 = \dot{Q}_{T,2} + \dot{Q}_{V,2}$$

$$\phi_{HL,2} = -700.2 - 336.7 = -1037.9 \text{ W}$$

Donc il faut apporter 598.1 W dans la pièce 1 et 1037.9 W dans la pièce 2 en chauffage pour compenser les déperditions thermiques

- II. (**) On veut dimensionner les émetteurs pour un bâtiment d'un seul étage constitué de deux appartements avec une entrée commune, comme représenté dans le plan suivant. Le bilan énergétique a permis de déterminer la charge thermique nominale, qui est de 598.1 W pour la pièce 1 et 1037.9 W pour la pièce 2. **Questions :** En référence au BE1, en négligeant éventuelles périodes d'inoccupation, pour chaque espace chauffé : A/ Dimensionner les émetteurs à eau chaude pour un régime d'eau à 90/70 C (chaudière à fioul). B/ Dimensionner les émetteurs à eau chaude pour un régime d'eau à 45/35 C (PAC).

Solution

A/ Dimensionner les émetteurs à eau chaude pour un régime d'eau à 90/70 C (chaudière à fioul)

On fera référence à un catalogue pour dimensionner les émetteurs. Dans notre cas on se réfère au catalogue FINIMETAL pour une typologie spécifique de radiateur. On suppose avoir sélectionné le type de radiateur **21PM** et avec une **hauteur 600 mm**

On calcule la différence de température ΔT entre la température de l'eau (90/70) et la température de la pièce et on regarde dans les tableaux du catalogue.

Pièce 1 :

$$\Delta T_1 = 80 - 18 = 62^\circ\text{C}$$

Puissances thermiques en Watts pour un élément suivant différents Δt (en °C)											
Hauteur [mm]	Δt (en °C)	0	+1°C	+2°C	+3°C	+4°C	+5°C	+6°C	+7°C	+8°C	+9°C
400	20°C	12,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	17,0	18,0	19,0
500		14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0
600		16,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	22,0	23,0	24,0	25,0
750		19,0	20,0	21,0	22,0	24,0	25,0	26,0	28,0	29,0	30,0
900		21,0	22,0	23,0	24,0	26,0	27,0	29,0	30,0	32,0	34,0
400	30°C	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0	25,0	26,0	27,0	28,0
500		24,0	25,0	26,0	27,0	28,0	29,0	30,0	31,0	32,0	34,0
600		27,0	27,0	28,0	30,0	31,0	32,0	33,0	35,0	36,0	37,0
750		32,0	33,0	34,0	36,0	37,0	39,0	40,0	42,0	43,0	45,0
900		36,0	37,0	38,0	40,0	42,0	43,0	45,0	47,0	49,0	50,0
400	40°C	29,0	30,0	31,0	32,0	33,0	34,0	35,0	36,0	37,0	38,0
500		35,0	36,0	37,0	38,0	40,0	41,0	42,0	43,0	44,0	46,0
600		39,0	40,0	41,0	42,0	44,0	45,0	46,0	48,0	49,0	51,0
750		46,0	48,0	49,0	51,0	53,0	54,0	56,0	57,0	59,0	61,0
900		53,0	54,0	56,0	58,0	59,0	61,0	63,0	65,0	67,0	69,0
400	50°C	39,5	41,0	42,0	43,0	44,0	45,0	46,0	47,0	48,0	49,0
500		46,9	48,0	49,0	51,0	52,0	53,0	55,0	56,0	57,0	59,0
600		52,0	53,0	55,0	56,0	58,0	59,0	61,0	62,0	64,0	65,0
750		62,2	64,0	65,0	67,0	69,0	71,0	72,0	74,0	76,0	77,0
900		70,6	72,0	73,0	75,0	77,0	79,0	81,0	83,0	85,0	89,0
400	60°C	50,0	51,0	51,0	54,0	55,0	56,0	57,0	58,0	60,0	61,0
500		59,0	61,0	62,0	64,0	65,0	67,0	68,0	69,0	71,0	72,0
600		66,9	68,0	70,0	71,0	73,0	74,0	76,0	77,0	79,0	80,0
750		79,0	81,0	83,0	84,0	86,0	88,0	90,0	92,0	93,0	95,0
900		90,0	92,0	95,0	97,0	99,0	101,0	104,0	106,0	108,0	110,0

Exemple : PLAN 14 21PM hauteur 600 à Δt 60°C

P = 44 W à l'élément

On aura donc 70 W à l'élément.

$$N = \frac{598.1}{70} = 9 \text{ éléments}$$

Pour éléments de 50 mm on aura un terminal de 450 mm de longueur

Pièce 2 :

$$\Delta T_2 = 80 - 24 = 54^\circ\text{C}$$

T6-PLAN Type 21 PM

Puissances thermiques en Watts pour un élément suivant différents Δt (en °C)											
Hauteur [mm]	Δt (en °C)	0	+1°C	+2°C	+3°C	+4°C	+5°C	+6°C	+7°C	+8°C	+9°C
400	20°C	12,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	17,0	18,0	19,0
500		14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0
600		16,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	22,0	23,0	24,0	25,0
750		19,0	20,0	21,0	22,0	24,0	25,0	26,0	28,0	29,0	30,0
900		21,0	22,0	23,0	24,0	26,0	27,0	29,0	30,0	32,0	34,0
400	30°C	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0	25,0	26,0	27,0	28,0
500		24,0	25,0	26,0	27,0	28,0	29,0	30,0	31,0	32,0	34,0
600		27,0	27,0	28,0	30,0	31,0	32,0	33,0	35,0	36,0	37,0
750		32,0	33,0	34,0	36,0	37,0	39,0	40,0	42,0	43,0	45,0
900		36,0	37,0	38,0	40,0	42,0	43,0	45,0	47,0	49,0	50,0
400	40°C	29,0	30,0	31,0	32,0	33,0	34,0	35,0	36,0	37,0	38,0
500		35,0	36,0	37,0	38,0	40,0	41,0	42,0	43,0	44,0	46,0
600		39,0	40,0	41,0	42,0	44,0	45,0	46,0	48,0	49,0	51,0
750		46,0	48,0	49,0	51,0	53,0	54,0	56,0	57,0	59,0	61,0
900		53,0	54,0	56,0	58,0	59,0	61,0	63,0	65,0	67,0	69,0
400	50°C	39,5	41,0	42,0	43,0	44,0	45,0	46,0	47,0	48,0	49,0
500		46,9	48,0	49,0	51,0	52,0	53,0	55,0	56,0	57,0	59,0
600		52,0	53,0	55,0	56,0	58,0	59,0	61,0	62,0	64,0	65,0
750		62,2	64,0	65,0	67,0	69,0	71,0	72,0	74,0	76,0	77,0
900		70,6	72,0	73,0	75,0	77,0	79,0	81,0	83,0	85,0	89,0
400	60°C	50,0	51,0	51,0	54,0	55,0	56,0	57,0	58,0	60,0	61,0
500		59,0	61,0	62,0	64,0	65,0	67,0	68,0	69,0	71,0	72,0
600		66,9	68,0	70,0	71,0	73,0	74,0	76,0	77,0	79,0	80,0
750		79,0	81,0	83,0	84,0	86,0	88,0	90,0	92,0	93,0	95,0
900		90,0	92,0	95,0	97,0	99,0	101,0	104,0	106,0	108,0	110,0

Exemple : PLAN 14 21PM hauteur 600 à Δt 60°C

P = 44 W à l'élément

On aura donc 58 W à l'élément.

$$N = \frac{1037.9}{58} = 18 \text{ éléments}$$

Pour éléments de 50 mm on aura un terminal de 900 mm de longueur

Pièce 1 :

$$\Delta T_1 = 40 - 18 = 22^\circ\text{C}$$

T6-PLAN Type 21 PM

Puissances thermiques en Watts pour un élément suivant différents Δt (en °C)											
Hauteur (mm)	Δt (en °C)	0	+1°C	+2°C	+3°C	+4°C	+5°C	+6°C	+7°C	+8°C	+9°C
400	20°C	12,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	17,0	18,0	19,0
500		14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0
600		16,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	22,0	23,0	24,0	25,0
750		19,0	20,0	21,0	22,0	24,0	25,0	26,0	28,0	29,0	30,0
900		21,0	22,0	23,0	24,0	26,0	27,0	29,0	30,0	32,0	34,0
400	30°C	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0	25,0	26,0	27,0	28,0
500		24,0	25,0	26,0	27,0	28,0	29,0	30,0	31,0	32,0	34,0
600		27,0	27,0	28,0	30,0	31,0	32,0	33,0	35,0	36,0	37,0
750		32,0	33,0	35,0	36,0	37,0	39,0	40,0	43,0	43,0	45,0
900		36,0	37,0	38,0	40,0	42,0	43,0	45,0	47,0	49,0	50,0
400	40°C	29,0	30,0	31,0	32,0	33,0	34,0	35,0	36,0	37,0	38,0
500		35,0	36,0	37,0	38,0	40,0	41,0	42,0	43,0	44,0	46,0
600		39,0	40,0	41,0	42,0	44,0	45,0	46,0	48,0	49,0	51,0
750		46,0	48,0	49,0	51,0	53,0	54,0	56,0	57,0	59,0	61,0
900		53,0	54,0	56,0	58,0	59,0	61,0	63,0	65,0	67,0	69,0
400	50°C	39,5	41,0	42,0	43,0	44,0	45,0	46,0	47,0	48,0	49,0
500		46,9	48,0	49,0	51,0	52,0	53,0	55,0	56,0	57,0	59,0
600		52,0	53,0	55,0	56,0	58,0	59,0	61,0	62,0	64,0	65,0
750		62,2	64,0	66,0	67,0	69,0	71,0	72,0	74,0	76,0	77,0
900		70,8	73,0	75,0	77,0	79,0	81,0	83,0	85,0	87,0	89,0
400	60°C	50,0	51,0	53,0	54,0	55,0	56,0	57,0	58,0	60,0	61,0
500		59,0	61,0	63,0	64,0	65,0	67,0	68,0	69,0	71,0	72,0
600		66,0	68,0	70,0	71,0	73,0	74,0	76,0	77,0	79,0	80,0
750		79,0	81,0	83,0	84,0	86,0	88,0	90,0	92,0	93,0	95,0
900		90,0	93,0	95,0	97,0	99,0	101,0	104,0	106,0	108,0	110,0

Exemple : PLAN T6 21PM hauteur 600 à Δt 44°C

$P = 44 \text{ W}$ à l'élément

On aura donc 17 W à l'élément.

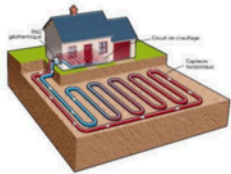
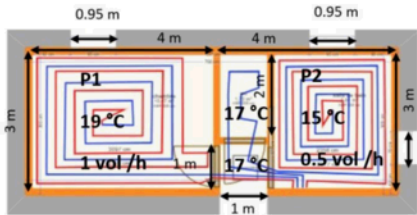
On a donc une baisse de l'émission de 76% $\rightarrow N = \frac{598.1}{17} = 35 \text{ éléments}$

Pour éléments de 50 mm on aura un terminal de 1750 mm de longueur

Pièce 2 : Système d'émission non adapté, car la différence de température est trop faible.

$$\Delta T_2 = 40 - 24 = 18^\circ\text{C}$$

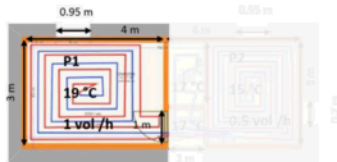
III. (**) La maison représentée par l'image suivante est composée d'un système de chauffage par plancher chauffant et alimenté par une pompe à chaleur, qui récupère les calories d'une sonde géothermique. On mesure la température extérieure 0°C et la



température du sol de 15°C . Les dimensions de la pièce 1 est de $l \cdot L \cdot H = 3 \cdot 4 \cdot 2.5\text{m}^3$; l'air de la pièce est renouvelé avec un taux τ de 3.805 vol/h . **Questions :** 1/ Déterminer la charge thermique nominale de la pièce 1 ; 2/ Calculer la température de l'eau en entrée et en sortie du plancher chauffant en supposant que son efficacité est de 100 % ; 3/ Déterminer le débit massique de l'eau ; 4 / Calculer les caractéristiques de la PAC ; 5 / Déterminer la température de l'eau en entrée de la sonde géothermique en supposant un débit de 0.01 kg/s et une efficacité de 100 % ; 6 / Recalculer le débit minimum pour avoir un bon fonctionnement du système. **Données :** $U_{\text{mur_ext}} = 0.45\text{ W/m}^2/\text{K}$; $U_{\text{mur_int}} = 1.5\text{ W/m}^2/\text{K}$; $U_{\text{fenetre}} = 1.1\text{ W/m}^2/\text{K}$; $U_{\text{porte}} = 2\text{ W/m}^2/\text{K}$.

Solution

La pièce 1 est caractérisé par une température de 19°C et un renouvellement de l'air de 1 vol/h .



1. On détermine la charge thermique nominale de la pièce :

On réalise un bilan énergétique pour déterminer la charge thermique nominale pour un espace chauffé (cas le plus défavorable) :

$$H_o = \dot{Q}_{T,1} + \dot{Q}_{V,1} - \dot{Q}_{\text{gain},1}$$

Déperdition thermique à travers la paroi :

On applique la formule suivante pour chaque paroi :

$$\dot{Q}_{T,1} = \sum U \cdot S \cdot (T_x - T_{int,1})$$

Tableau de synthèse :

Indice	$A_k [m^2]$	$U_k [\frac{W}{m^2 \cdot K}]$	$T_{int,i} [^{\circ}C]$	$T_x [^{\circ}C]$
Paroi 1				
Fenetre1	$A_{1F} = 0.95 \cdot 1.2 = 1.14 m^2$	1.1	19	0
Mur1	$A_{1OP} = 4.0 \cdot 2.5 - A_{1F} = 8.86 m^2$	0.45	19	0
Paroi 2				
Mur2	$A_{2OP} = 3.0 \cdot 2.5 = 7.5 m^2$	0.45	19	0
Paroi 3				
Mur3	$A_{3OP} = 4.0 \cdot 2.5 = 10 m^2$	0.45	19	0
Paroi 4				
Porte	$A_{4P} = 1 \cdot 2 = 2 m^2$	2	19	17
Mur4	$A_{4OP} = 3 \cdot 2.5 - A_{4P} = 5.5 m^2$	1.5	19	17

On a :

$$\dot{Q}_{T,1} = 1.1 \cdot 1.14 \cdot (0 - 19) + 0.45 \cdot 8.86 \cdot (0 - 19) + 0.45 \cdot 7.5 \cdot (0 - 19) + 0.45 \cdot 10 \cdot (0 - 19) + 2 \cdot 2 \cdot (17 - 19) + 1.5 \cdot 5.5 \cdot (17 - 19) = -273.7 W$$

Déperdition thermique du au renouvellement de l'air :

On applique la formule suivante :

$$\dot{Q}_{V,1} = c_{p \text{ air}} \cdot \rho_{\text{air}} \cdot \tau \cdot V \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) = 1005 \cdot 1.2 \cdot \frac{3.805}{3600} \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2.5 \cdot (0 - 19) = -726.6 W$$

Gain de chaleur :

$$\dot{Q}_{\text{gain},1} = 0 W$$

Charge thermique nominale :

$$H_o = \dot{Q}_{T,1} + \dot{Q}_{V,1} - \dot{Q}_{\text{gain},1} = -726.6 - 273.7 - 0 = -1000.3 kW$$

On obtient des déperditions thermiques de 1 kW.

2. On calcule la température en entrée et en sortie du plancher chauffant

Réalisons un bilan énergétique entre l'eau du plancher chauffant et l'air ambiant du bâtiment (voir cours système à eau) :

$$\dot{m}_{\text{eau}} \cdot (T_{\text{in eau}} - T_{\text{out eau}}) \cdot c_{p \text{ eau}} = U \cdot A \cdot (T_{\text{m eau}} - T_i)$$

Déterminons la température moyenne du plancher, qui sera également à la température moyenne de l'eau :

$$P_{PCH} = U \cdot A \cdot (T_{\text{m eau}} - T_i)$$

$$T_{\text{m eau}} = T_i + \frac{P_{PCH}}{U \cdot A} = 19 + \frac{1000}{11 \cdot 3 \cdot 4} = 26.58 ^{\circ}C$$

En supposant une efficacité de 100% du plancher chauffant, ce qui signifie que la température de l'eau en sortie du plancher chauffant est identique à la température de l'eau atteignable à savoir $19\text{ }^{\circ}\text{C}$, ce qui permet de déterminer la température en entrée du PCH.

$$T_{in\text{ eau}} = T_{m\text{ eau}} * 2 - T_{out\text{ eau}} = 26.58 * 2 - 19 = 34.16\text{ }^{\circ}\text{C}$$

3. Déterminons le débit d'eau entre le radiateur et la PAC :

$$\dot{Q}_{PCH} = \dot{m}_{eau} \cdot (T_{in\text{ eau}} - T_{out\text{ eau}}) \cdot c_{p\text{ eau}}$$

$$\dot{m}_{eau} = \frac{\dot{Q}_{PCH}}{(T_{in\text{ eau}} - T_{out\text{ eau}}) \cdot c_{p\text{ eau}}} = \frac{1}{(34.16 - 19) \cdot 4.185} = 0.0158 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4. Calculons la puissance consommée par une pompe à chaleur de $COP = 3.5$

$$\dot{W}_{compresseur} = \frac{\dot{Q}_{condenseur}}{COP} = \frac{1}{3.5} = 0.286\text{ kW}$$

On applique le 1^{er} principe de la thermodynamique :

$$\dot{Q}_{evaporateur} = \dot{Q}_{condenseur} - \dot{W}_{compresseur} = 1 - 0.286 = 0.714\text{ kW}$$

5. On détermine la température de l'eau en entrée de la sonde géothermique pour un débit massique de 0.01 kg/s.

On sait que la puissance de l'évaporateur est transmise à l'eau de la sonde géothermique.

$$\dot{Q}_{evaporateur} = \dot{m}_{fluide} \cdot c_{p\text{ fluide}} \cdot (T_{in\text{ fluide}} - T_{out\text{ fluide}})$$

L'efficacité de l'échangeur est supposée de 100 %, ce qui signifie la chaleur du sol est entièrement restituée à la sortie de l'échangeur de chaleur :

$$T_{out\text{ fluide}} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Pour un débit massique de l'eau de 0.01 kg/s :

$$T_{in\text{ fluide}} - T_{out\text{ fluide}} = \frac{\dot{Q}_{evaporateur}}{\dot{m}_{fluide} \cdot c_{p\text{ fluide}}} = \frac{-0.714}{0.01 \cdot 4.185} = -17.06\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{in\text{ fluide}} = 15 - 17.06 = -2.06\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Attention, la température de l'eau est inférieure $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, car elle a été refroidie par l'évaporateur de la PAC. Cela engendre une eau glacée et cela pourrait exploser les tuyaux dans le sol. Il est préconisé de modifier le débit pour diminuer la différence de température.

6. Pour calculer le débit qui permet d'avoir une température de l'eau supérieur à $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, il faut faire le raisonnement inverse :

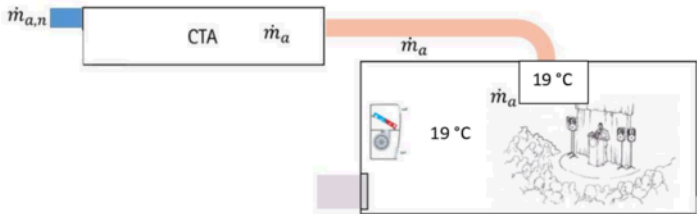
$$T_{in\text{ fluide}} - T_{out\text{ fluide}} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_{fluide} = \frac{\dot{Q}_{\text{évaporateur}}}{(T_{in\ fluide} - T_{out\ fluide}) * c_{p\ fluide}} = \frac{-0.714}{-15 * 4.185} = 0.0114 \frac{kg}{s}$$

Par conséquent, il est nécessaire d'avoir un débit d'eau $\gg 0.0114$ kg/s pour éviter le gel.

IV. (***) SYSTEME MIXTE : Un système de climatisation mixte permet d'assurer la température de $T_A = 19^\circ\text{C}$ et une humidité relative HRA = 50% dans une salle congrès de 900 m³. La salle peut accueillir 100 personnes et pour chaque occupant il est demandé un renouvellement d'air minimal de 10 l/s. Pour les conditions extérieures, on se place à la ville de Cachan à 60 mètres d'altitude et HRE = 90% à l'extérieur, que la charge thermique dans la salle (transmission à travers l'enveloppe) est de -10 kW.

Questions : A/ Dimensionner le système tout air pour compenser la charge hydrique. Pour cela : Calculer le taux de renouvellement d'air, L'humidité absolue et l'enthalpie massique de l'air insufflé ; Les puissances échangées dans les batteries de refroidissement et de post chauffage pour l'air insufflé à la température de l'air



ambiance. B/ Dimensionner le système à eau pour compenser la charge thermique dans la salle en considérant en radiateur de type 21PM de hauteur 600 mm et une PAC de COP=2.5 qui fonctionne à des températures de 40/50 °C. **Données :** La masse volumique de l'air sec pour les conditions de l'air extérieur $\rho_a = 1.16$ kg/m³, Le débit massique de vapeur par personne de 70 g/(h.pers).

Solution

Le système mixte est composé par un système air primaire et un système à eau qui compensera les charges sensibles dans le local.

La température de base extérieure pour la ville de Cachan (94) à 60m d'altitude est de -7°C et une humidité relative de 90 % pour définir **des conditions les plus défavorables**.

A travers les relations analytiques de l'air humide (ou à l'aide du diagramme), à partir de température et humidité relative, on détermine l'enthalpie massique et l'humidité absolue.

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

Point intérieur	T _{int} =19°C	w _{in} =0.0068 kgv/kgas	h=36.3 kJ/kgas	HR _{in} =50%
Point extérieur	T _{ext} =-7 °C	w _{ext} =0.0020 kgv/kgas	h=-2.0 kJ/kgas	HR _{ext} =90%

- Le dimensionnement de la CTA est réalisé à partir du bilan hydrique

$$\dot{V}_{air} = 100 \text{ pers} \cdot 10 \frac{l}{s.pers} \cdot \frac{1}{1000} \frac{m^3}{l} \cdot 3600 \frac{s}{h} = 3600 \frac{m^3}{h}$$

Le taux de renouvellement d'air est donné par le rapport entre le débit volumique insufflé et le volume du local :

$$n = \frac{\dot{V}_{air}}{V} = \frac{3600}{900} = 4 \frac{1}{h}$$

Pour calculer les conditions de l'air insufflé, on passe par un bilan de masse.

$$\dot{m}_{air} \cdot (w_S - w_I) + \dot{m}_{w,pers} = 0$$

Où $\dot{m}_{w,pers}$ est le débit massique de vapeur dû à la présence des occupants.

Puisque :

$$\dot{m}_{w,pers} = \frac{100 \cdot 70 \cdot 10^{-3}}{3600} = 0.00194 \frac{kg_v}{s}$$

Et

$$\begin{aligned} \dot{m}_{air} &= \rho_{air} \cdot \dot{V}_{air} = \rho_{air} \cdot N_{pers} \cdot \dot{m}_{w,pers} = 1.16 \frac{kg_{as}}{m^3} \cdot 100 \text{ pers} \cdot 10 \frac{l}{s.pers} \cdot \frac{1}{1000} \frac{m^3}{l} \\ &= 1.16 \frac{kg_{as}}{s} \end{aligned}$$

En explicitant l'humidité absolue de l'air insufflé :

$$w_S = w_I - \frac{\dot{m}_{w,pers}}{\dot{m}_{air}} = 0.0068 - \frac{0.00194}{1.16} = 0.0051 \frac{kg_v}{kg_{as}} = 5.1 \frac{g_v}{kg_{as}}$$

La différence entre l'humidité de l'air insufflé et l'air ambiance est donc :

$$\Delta w = 6.8 - 5.1 = 1.7 \frac{g_v}{kg_{as}}$$

La température de l'air insufflé sera la même de l'air intérieur. En effet les charges sensibles dans la salle sont, dans ce cas, compensées par les systèmes à eau.

Si la température de l'air insufflé est de 19°C. Avec la température et l'humidité absolue on peut déterminer l'enthalpie massique de l'air insufflé à l'aide du diagramme ou à travers les formules analytiques :

$$h_S = c_{p,a} \cdot T_S + w_S \cdot (c_{p,v} \cdot T_S + \ell)$$

$$h_s = 1.01 \cdot 19 + 0.0051 \cdot (1.86 \cdot 19 + 2501) = 32.12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}}$$

Les caractéristiques de l'air soufflé :

Point S	T _s =19°C	w _s =0.0051 kgv/kgas	h _s =32.12 kJ/kgas	HR _s =37.7%
---------	----------------------	---------------------------------	-------------------------------	------------------------

Il faut une CTA avec une batterie de chauffage et un humidificateur à vapeur.

Les caractéristiques du point B sont :

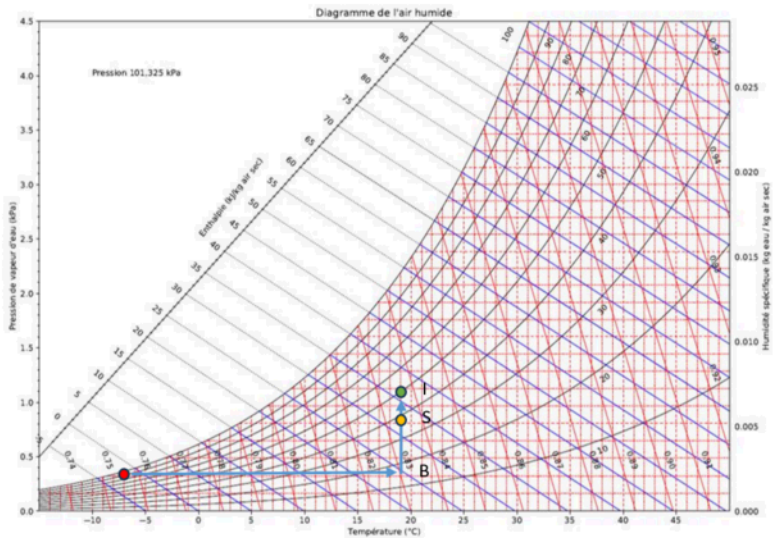
Point B	T _s =19°C	w _b =0.0020 kgv/kgas	h _b =19.6 kJ/kgas	HR _b =1.5%
---------	----------------------	---------------------------------	------------------------------	-----------------------

La puissance échangée dans la batterie de chauffage sera :

$$\dot{Q}_{chaud} = \dot{m}_{air} \cdot (h_B - h_E) = 1.16 \cdot (16.6 + 2.0) = 21.6 \text{ kW}$$

La puissance échangée dans l'humidificateur à vapeur :

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{air} \cdot (w_s - w_B) = 1.16 \cdot (0.051 - 0.002) = 0.0568 \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$$



Le dimensionnement du système eau est réalisé à partir du bilan enthalpique

Les charges thermiques sont de :

$$H_0 = -2 \text{ kW}$$

On suppose avoir sélectionné le type de radiateur **21PM** et avec une **hauteur 600 mm**. On calcule la différence de température ΔT entre la température de l'eau (90/70) et la température de la pièce et on regarde dans les tableaux du catalogue.

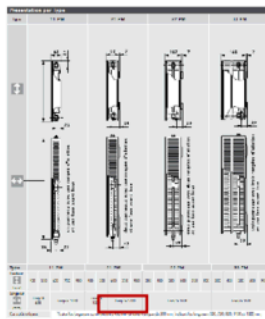
Pièce 1 :

$$\Delta T_1 = 45 - 19 = 26 \text{ }^\circ\text{C}$$

T6-PLAN Type 21 PM

Puissances thermiques en Watts pour un élément suivant différents Δt (en $^\circ\text{C}$)										
Hauteur (mm)	Δt (en $^\circ\text{C}$)	0	+1°C	+2°C	+3°C	+4°C	+5°C	+6°C	+7°C	+8°C
400	20°C	12,0	13,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	17,0	18,0
		14,0	15,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0
		16,0	17,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0
		18,0	20,0	21,0	22,0	23,0	25,0	26,0	26,0	28,0
		21,0	23,0	24,0	25,0	26,0	27,0	29,0	30,0	32,0
500	20°C	26,0	27,0	27,0	28,0	29,0	30,0	31,0	32,0	33,0
		30,0	31,0	31,0	32,0	33,0	34,0	35,0	36,0	37,0
		34,0	35,0	35,0	36,0	37,0	38,0	39,0	40,0	41,0
		38,0	40,0	41,0	42,0	43,0	44,0	45,0	46,0	47,0
		42,0	44,0	45,0	46,0	47,0	48,0	49,0	50,0	51,0
600	20°C	36,0	37,0	37,0	38,0	39,0	40,0	41,0	42,0	43,0
		40,0	41,0	41,0	42,0	43,0	44,0	45,0	46,0	47,0
		44,0	45,0	45,0	46,0	47,0	48,0	49,0	50,0	51,0
		48,0	50,0	51,0	52,0	53,0	54,0	55,0	56,0	57,0
		52,0	54,0	55,0	56,0	57,0	58,0	59,0	60,0	61,0
800	20°C	46,0	47,0	47,0	48,0	49,0	50,0	51,0	52,0	53,0
		50,0	51,0	51,0	52,0	53,0	54,0	55,0	56,0	57,0
		54,0	55,0	55,0	56,0	57,0	58,0	59,0	60,0	61,0
		58,0	60,0	61,0	62,0	63,0	64,0	65,0	66,0	67,0
		62,0	64,0	65,0	66,0	67,0	68,0	69,0	70,0	71,0
1000	20°C	56,0	57,0	57,0	58,0	59,0	60,0	61,0	62,0	63,0
		60,0	61,0	61,0	62,0	63,0	64,0	65,0	66,0	67,0
		64,0	65,0	65,0	66,0	67,0	68,0	69,0	70,0	71,0
		68,0	70,0	71,0	72,0	73,0	74,0	75,0	76,0	77,0
		72,0	74,0	75,0	76,0	77,0	78,0	79,0	80,0	81,0

Exemple : PLAN T6-21PM hauteur 600 à 20 $^\circ\text{C}$ P = 44 W à l'élément



On aura donc 22 W à l'élément.

$$N = \frac{10000}{22} = 454.5 \text{ éléments}$$

Pour éléments de 50 mm, on ne pourra pas avoir un radiateur de 22.8 m, cela signifie qu'il faudra repartir les radiateurs dans le bâtiment, la longueur maximale d'un radiateur est de 1600 mm.

Donc on aura 13 terminaux de **1600 mm de longueur** et deux terminaux de **1000 mm de longueur**.

Pour déterminer la puissance consommée par la pompe à chaleur, on utilise le premier principe de la thermodynamique :

$$\dot{W}_{comp} + \dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{cond} = 10 \text{ kW}$$

On sait que : $COP_{PAC} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp}} = 2.5$, donc on a

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{2.5} = \frac{10}{2.5} = 4 \text{ kW}$$

La puissance de l'évaporateur est de

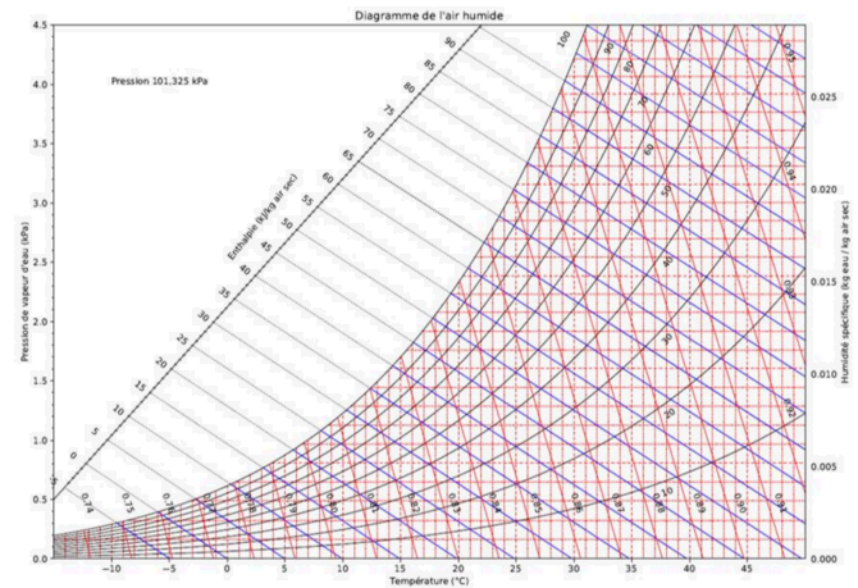
$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{cond} - \dot{W}_{comp} = 10 - 4 = 6 \text{ kW}$$

$P = 44 \text{ W}$ à l'élément.

Annexe 2 : Activité métabolique des occupants

Activité	Puissance [W]	Temperature ambiante [°C]									
		15		20		25		30		35	
		Sen [W]	Lat [W]	Sen [W]	Lat [W]	Sen [W]	Lat [W]	Sen [W]	Lat [W]	Sen [W]	Lat [W]
Assis	115	100	15	90	25	80	35	75	40	65	50
Travail bureau	140	110	30	100	40	90	50	80	60	70	70
Marche	160	120	40	110	50	100	60	85	75	75	85
Travail léger	235	150	85	130	105	115	120	100	135	90	145
Travail med	265	160	105	140	125	125	140	105	160	90	175
Travail physique	440	220	220	190	250	165	275	135	305	105	335

Annexe 3 : Diagramme de l'air humide



Annexe 3 : Température de base extérieure

Tranches d'altitude	Zones (voir carte ci-dessous)								
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
0 à 200m	-2	-4	-5	-7	-8	-9	-10	-12	-15
201 à 400m	-4	-5	-6	-8	-9	-10	-11	-13	-15
401 à 600m	-6	-6	-7	-9	-11	-11	-13	-15	-19
601 à 800m	-8	-7	-8	-11	-13	-12	-14	-17	-21
801 à 1000m	-10	-8	-9	-13	-15	-13	-17	-19	-23
1001 à 1200m	-12	-9	-10	-14	-17		-19	-21	-24
1201 à 1400m	-14	-10	-11	-15	-19		-21	-23	-25
1401 à 1600m	-16		-12		-21		-23	-24	
1601 à 1800m	-18		-13		-23		-24		
1801 à 2000m	-20		-14		-25		-25		
2001 à 2200m			-15		-27		-29		

