



**AICVF**  
Association des Ingénieurs et techniciens  
en Climatique, Ventilation et Froid

*partenaire 2024*

**-weishaupt-**

## **PRIX AICVF JEUNES BAC+2/+3**



**Session 2024**

---

Correction

# PARTIE 1 – Thermique du bâtiment

## Transfert de Chaleur dans une paroi

### Question 1-1 :

La résistance thermique de conduction s'exprime en  $K.m^2/W$

$R_{si}$  et  $R_{se}$  sont les résistances thermiques superficielles intérieure et extérieure, elle prennent en compte les échanges par convection et par rayonnement au niveau de la surface de la paroi.

Les différences de valeur entre  $R_{si}$  et  $R_{se}$  proviennent des mouvements d'air plus importants à l'extérieur qu'à l'intérieur, ce qui influence le transfert de chaleur par convection. Plus les mouvements d'air sont importants, plus l'échange de chaleur par convection est important et plus la résistance thermique est faible.

### Question 1-2 :

Le coefficient de transmission thermique surfacique du mur vertical :

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum_i R_i + R_{se}} = 0,203 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

La densité de flux traversant cette paroi

$$\varphi = U \cdot (T_{int} - T_{ext}) = 5,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Pour déterminer la température à l'interface isolant / béton  $T_{i/b}$ , on exprime la densité de flux entre l'intérieur et l'interface :

$$\varphi = \frac{\Delta T}{R_{th}} = \frac{T_{int} - T_{i/b}}{R_{si} + \frac{e_p}{\lambda_p} + \frac{e_i}{\lambda_i}} \quad T_{i/b} = T_{int} - \varphi \cdot \left( R_{si} + \frac{e_p}{\lambda_p} + \frac{e_i}{\lambda_i} \right) = -3,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

## Transfert de vapeur dans la paroi

### Question 1-3 :

La résistance à la vapeur s'exprime en  $\text{Pa} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}/\text{kg}$

La résistance à la vapeur  $R_v$  de la paroi :

$$R_{vapeur} = \sum \frac{e}{\pi} = 1,27 \cdot 10^{11} \text{ Pa} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}/\text{kg}$$

### Question 1-4 :

L'unité du débit de vapeur surfacique :  $q_{ms} = \frac{\Delta P_v}{R_{vapeur}}$  en  $\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$

Les pressions de vapeur  $P_{Vi}$  et  $P_{Ve}$  :

$$\text{Pour } T_i = 20 \text{ } ^\circ\text{C} \quad P_{Vsi} = 10^{2,7877 + \frac{T}{31,607 + 0,1311 \cdot T}} = 2355 \text{ Pa} \quad \text{et} \quad P_{Vi} = HR_i \cdot P_{Vsi} = 1178 \text{ Pa}$$

$$\text{Pour } T_e = -5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad P_{Vse} = 10^{2,7877 + \frac{T}{27,952 + 0,1025 \cdot T}} = 403 \text{ Pa} \quad \text{et} \quad P_{Ve} = HR_e \cdot P_{Vse} = 262 \text{ Pa}$$

$$q_{ms} = \frac{P_{Vi} - P_{Ve}}{R_{vapeur}} = 7,19 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$$

### Question 1-5 :

Pour déterminer la pression de vapeur à l'interface isolant / béton  $P_{Vi/b}$ , on exprime le débit de vapeur surfacique entre l'intérieur et l'interface :

$$q_{ms} = \frac{P_{Vi} - P_{Vi/b}}{\frac{e_p}{\pi_p} + \frac{e_i}{\pi_i}} \quad P_{Vi/b} = P_{Vi} - q_{ms} \cdot \left( \frac{e_p}{\pi_p} + \frac{e_i}{\pi_i} \right) = 1166 \text{ Pa}$$

La pression de vapeur saturante à l'interface isolant / béton :

$$\text{Pour } T_{i/b} = -3,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad P_{Vsi/b} = 10^{2,7877 + \frac{T}{27,952 + 0,1025 \cdot T}} = 462 \text{ Pa}$$

Conclure quant au risque de condensation :  $P_{Vi/b} > P_{Vsi/b} \rightarrow$  condensation à l'interface !

### Question 1-6 :

On peut faire l'analogie avec le transfert de chaleur pour lequel la chute de température apparaît dans le matériau qui crée la plus grande résistance thermique.

De la même manière, c'est dans le matériau qui crée la plus grande résistance à la vapeur que la pression de vapeur va subir une chute importante, ici on observe que c'est pour le béton qui représente 98% de la résistance totale !

$$R_{V \text{ béton}} = \frac{e_b}{\pi_b} = 1,25 \cdot 10^{11} \text{ Pa} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s} / \text{kg}$$

Le diagramme confirme qu'il y aura de la condensation dans la paroi (les 2 courbes se croisent).

Pour limiter le risque de condensation la solution la plus courante est d'utiliser un film pare vapeur coté intérieur pour faire rapidement chuter la pression de vapeur dans la paroi.

Une autre solution consiste à isoler faire une isolation extérieur en complément ou à la place de l'isolation intérieure pour augmenter la température et donc la pression de vapeur saturante dans la paroi.

## Etude Thermique Réglementaire

### Question 1-7 :

L'éclairage est produit uniquement à partir d'électricité, ces coefficients sont une manière de prendre en compte la conversion en énergie primaire. Le rapport entre 2 et 5 donne 2,5 qui est proche du coefficient de conversion en énergie primaire de l'électricité (2,3).

### Question 1-8 :

L'accès à l'éclairage naturel est principalement influencé par les éléments suivants :

- de la surface de vitrage,
- du type de vitrage (coefficient de transmission lumineuse)
- de l'orientation de la paroi qui porte le vitrage,
- de la hauteur du linteau et de la forme de la pièce.
- des masques proches et lointains

Apports solaires : Ce sont les apports de chaleur (en W) issus du flux solaire, ils sont déterminés par de l'orientation et des facteurs solaire des vitrages.

Apports lumineux : Ils correspondent à la lumière qui pénètre dans les pièces, ces apports permettent de diminuer l'utilisation de l'éclairage artificiel (donc la consommation du bâtiment).

On constate sur les diagramme que globalement les apports solaires et lumineux font diminuer le Bbio.

Logiquement les apports solaires font baisser la consommation de chaleur et les apports lumineux celle d'éclairage.

On constate que lorsqu'on néglige les apports lumineux la consommation de chauffage diminue. Ceci s'explique par l'utilisation de l'éclairage artificiel qui apporte également de la chaleur dans les pièces.

### **Confort d'été**

#### **Question 1-9 :**

Pour la journée d'été type décrite, le  $DH$  vaut  $10,5 \text{ }^\circ\text{C} \cdot h$ .

La valeur limite du  $DH$  est de  $1250 \text{ }^\circ\text{C} \cdot h$ , au-delà, le bâtiment n'est plus conforme.

Il faudrait 119 journées identiques pour que le bâtiment soit non-conforme, ce qui est peu probable.

La température intérieure dépasse la température de confort en fin de journée et la nuit, en dehors des heures d'utilisation, ce qui explique que le  $DH$  soit faible. Ce serait plus problématique si le bâtiment était utilisé la nuit.

#### **Question 1-10 :**

Pour diminuer l'inconfort d'été, il est possible de :

- Limiter les apports solaires :
  - Utiliser des vitrage avec un facteur solaire faible,
  - Utilisation de protection solaire, de brise soleil ou de masques (proches ou lointains).
- Augmenter l'inertie du bâtiment qui permet d'une part de limiter le pic de température intérieur mais également d'augmenter le déphasage (décaler le pic de température dans la nuit).
- Utiliser la ventilation
  - Faire du brassage d'air nocturne (naturel ou mécanique)
  - Utiliser un puit provençal

Créneau	Température du bâtiment (°C)	Température limite de confort (°C)	Occupation	DH
0 - 1 h	22,9	26	Non	0
1 - 2 h	22,5	26	Non	0
2 - 3 h	22,1	26	Non	0
3 - 4 h	22,7	26	Non	0
4 - 5 h	23	26	Non	0
5 - 6 h	22,7	26	Non	0
6 - 7 h	22,9	27	Non	0
7 - 8 h	23,3	27	Oui	0
8 - 9 h	23,7	27	Oui	0
9 - 10 h	24,2	27	Oui	0
10 - 11 h	24,9	27	Oui	0
11 - 12 h	25,8	27	Oui	0
12 - 13 h	26,7	27	Oui	0
13 - 14 h	26,9	27	Oui	0
14 - 15 h	27,4	27	Oui	0,4
15 - 16 h	28	27	Oui	1
16 - 17 h	29	27	Oui	2
17 - 18 h	29,3	27	Oui	2,3
18 - 19 h	29,5	27	Oui	2,5
19 - 20 h	29,3	27	Oui	2,3
20 - 21 h	29	27	Non	0
21 - 22 h	28,9	27	Non	0
22 - 23 h	29	26	Non	0
23 - 24 h	28,6	26	Non	0

## PARTIE 2 – Ventilation

### Ventilation

#### Question 2-1 :

Il faut ventiler pour des questions de qualité de l'air intérieur.

L'air intérieur contient moins d'oxygène, plus de vapeur d'eau, des virus, des polluants (COV), ...

La ventilation consiste à apporter de l'air extérieur qui permet de diminuer la concentration en vapeur d'eau et polluant tout en assurant un taux d'O<sub>2</sub> satisfaisant.

En hiver l'air extérieur est plus froid que l'air intérieur, il faut donc prendre en compte cette quantité de chaleur à apporter dans les locaux pour chauffer l'air introduit.

La ventilation joue aussi un rôle dans le confort thermique par le mouvement d'air qu'elle crée.

#### Question 2-2 :

La régulation du débit de ventilation est adaptée à l'utilisation de la salle.

La salle de formation peut accueillir jusqu'à 25 personnes mais celle-ci n'est pas forcément pleine. Le capteur de CO<sub>2</sub> permet d'ajuster le débit au nombre d'occupants.

Pour les bureaux en revanche un simple capteur de présence permet de vérifier l'utilisation du local.

#### Question 2-3 :

Les modes TOR ou P ne permettent pas de maintenir une pression constante.

Le mode TOR engendre des oscillations autour de la consigne et le mode P induit une erreur statique.

Il faudra donc utiliser le mode PI.

Pour des système à inertie, il n'est pas utile d'utiliser le mode Dérivé qui permet une réponse rapide du système.

#### Question 2-4 :

Le débit de soufflage dans la salle multimédia dépend du nombre de places. On compte 22 places sur les plans. Le CCTP indique que le débit de renouvellement d'air de  $18 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} / \text{occupant}$ , soit un débit total :  $Qv = 396 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ .

La vitesse maximale imposée dans le CCTP est de  $2,5 \text{ m/s}$  pour le réseau de soufflage et  $3,5 \text{ m/s}$  dans le réseau d'extraction.

On en déduit les diamètres minimum dans les tronçons terminaux  $D_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot Qv}{\pi V_{max}}}$  :

Soufflage  $D_{min} = 237 \text{ mm}$   $D = 250 \text{ mm}$

Extraction  $D_{min} = 200 \text{ mm}$   $D = 200 \text{ mm}$

#### Question 2-5 :

Il faut choisir les bouches de soufflage et de reprise qui permettent de respecter les différentes contraintes de débit, de portée et les contraintes acoustique :

Débit :  $Qv = 396 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \sim 400 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Contrainte acoustique : NR28 (voir CCTP)

Choix / catalogue : 675-2 ou 600-3

### Question 2-6 :

Définition issue du DTU 68.3 :

En présence de dispositifs locaux de variation automatique de débit, le foisonnement désigne le fait que les variations de débit qui en découlent sont statistiquement réduites lorsque ces débits sont repris ou soufflés dans un même réseau.

Le foisonnement des débits colonne par colonne permet de dimensionner les réseaux collectifs et/ou les ventilateurs à une valeur réaliste et non maximum.

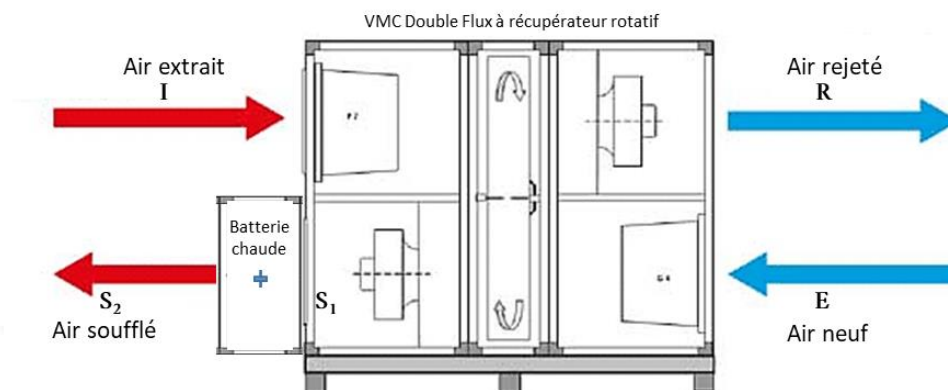
Le foisonnement doit être pris en compte uniquement dans le cas de dispositifs temporisés et/ou asservis à un paramètre physique tel que le climat et/ou l'occupation du logement (humidité, CO<sub>2</sub>, etc.), ces dispositifs pouvant assurer à tout moment le débit réglementaire requis.

Le foisonnement doit être pris en compte lorsque le nombre de dispositifs de variation automatique est supérieur ou égal à 5. Pour le réseau de la bibliothèque seuls 4 dispositifs sont prévus :

- Salle de formation : capteur CO<sub>2</sub>
- Salle multimédia, Bureau 1 et Bureau 2 : capteur de présence.

La zone bibliothèque ne sera donc pas tenu de prendre en compte le foisonnement pour le dimensionnement des gaines.

### Récupération de chaleur / Batterie chaude



### Question 2-7 :

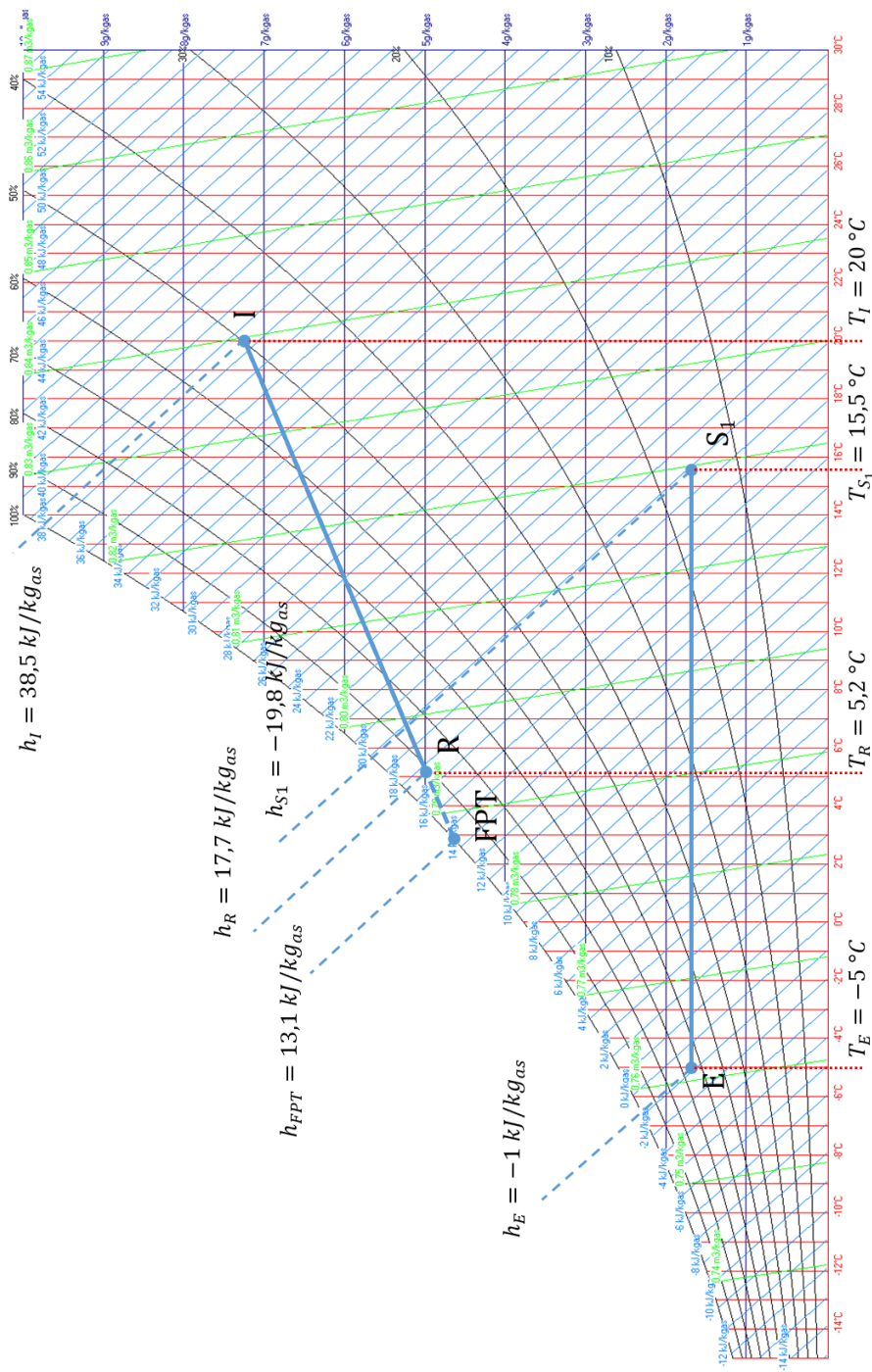
La température en sortie du récupérateur :

$$\varepsilon = \frac{T_{S_1} - T_E}{T_I - T_E} \quad T_{S_1} = T_E + \varepsilon \cdot (T_I - T_E) = 15,5 \text{ °C}$$

Dans l'échangeur de chaleur, l'augmentation de température se fait à humidité spécifique constante, l'humidité relative HR diminue.

Sur le DAH on trouve :  $HR_{S_1} = 12 \%$

La puissance récupérée :  $P_{récup} = 0,34 \cdot Qv \cdot (T_{S_1} - T_E) = 12,5 \text{ kW}$



### Question 2-8 :

L'air extrait va céder de la chaleur à l'air neuf.

On peut déterminer l'enthalpie de l'air rejeté par le bilan enthalpique sur le récupérateur. Les 2 débits étant identiques :

$$h_{S_1} - h_E = h_I - h_R = 20,8 \text{ kJ}/\text{kg}_{AS} \qquad h_R = 17,7 \text{ kJ}/\text{kg}_{AS}$$

Le refroidissement va se faire avec condensation, l'air rejeté sera plus sec. Pour connaître la pente du refroidissement on détermine le point de Fin de Processus Théorique.

On peut trouver le point de FPT à partir de l'efficacité du récupérateur :

$$\varepsilon = \frac{h_I - h_R}{h_I - h_{FPT}} \qquad h_{FPT} = h_I - \frac{h_I - h_R}{\varepsilon} = 13,1 \text{ kJ}/\text{kg}_{AS}$$

Pas besoin de protection antigel, la température de fin de processus théorique étant positive.



**Question 2-9 :**

Puissance de la batterie chaude pour obtenir une température de soufflage égale à la température intérieure  $T_{S_2} = T_I$  :  $P_{BC} = 0,34 \cdot Qv \cdot (T_{S_2} - T_{S_1}) = 2,8 \text{ kW}$

L'efficacité de la batterie chaude :  $\varepsilon_{BC} = \frac{\Delta T_{eau}}{T_{entrée\ eau} - T_{entrée\ air}} = 14 \%$

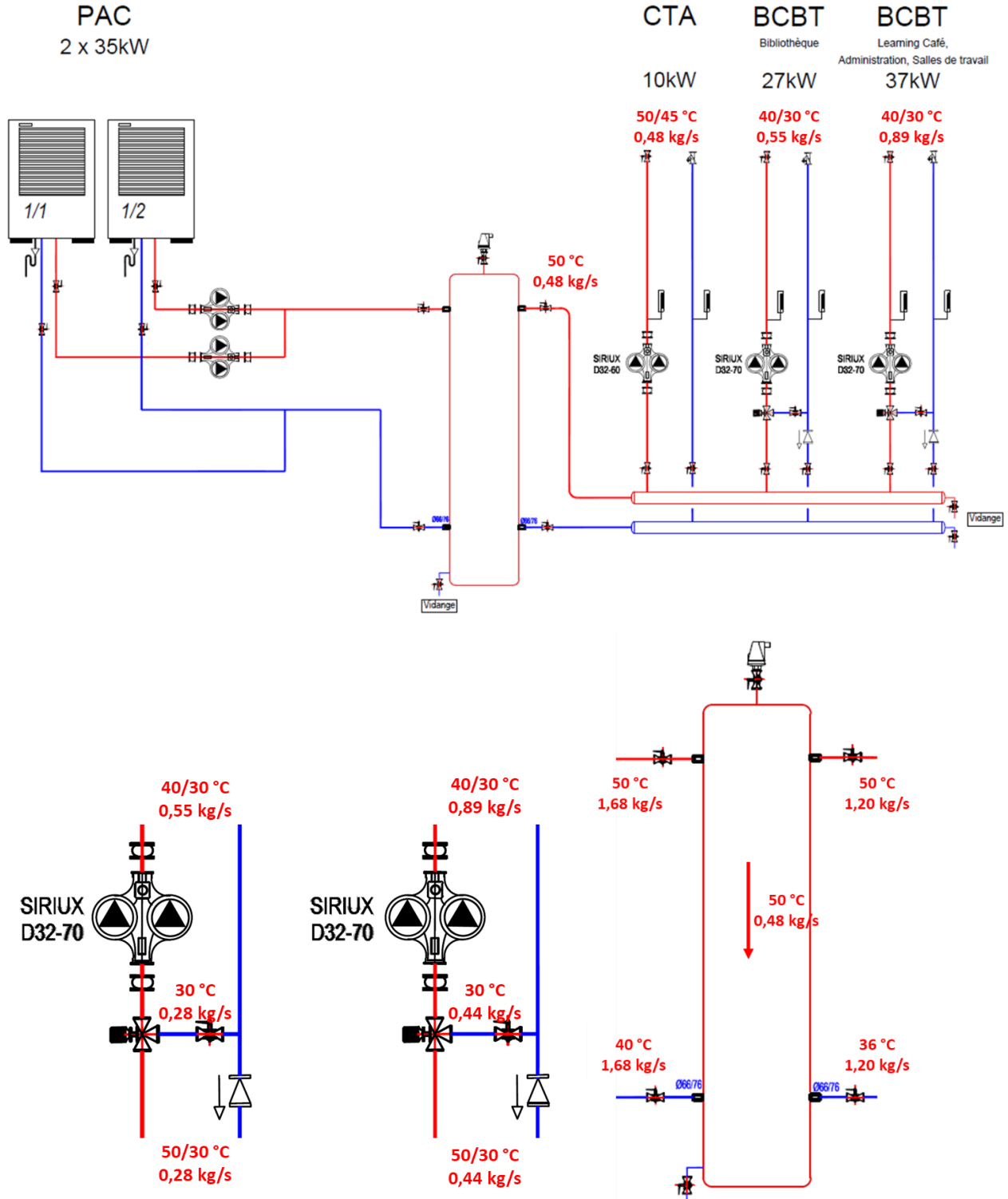
Etant donné le régime d'eau 50/45, on en déduit le débit d'eau nécessaire :

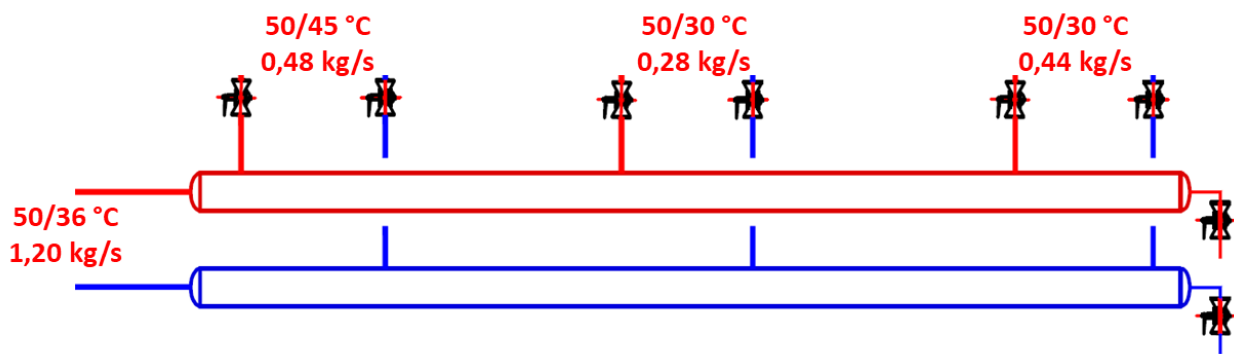
$$P_{BC} = Q_{Meau} \cdot C_{eau} \cdot \Delta T_{eau} \qquad Q_{Meau} = \frac{P_{BC}}{C_{eau} \cdot \Delta T_{eau}} = 0,13 \text{ kg/s}$$

Une vanne 3 voies montée en mélange en sortie de la batterie chaude permet de réguler le débit d'eau envoyé à la batterie en fonction de la température de soufflage.

# PARTIE 3 – Réseau de chauffage

## Question 3-1 :





**Question 3-2 :**

	Volume <i>L</i>	$T_{min}$ $^{\circ}C$	$T_{max}$ $^{\circ}C$	$T_{moy}$ $^{\circ}C$
Primaire	50	50	40	45
Ballon	500	50	40	45
CTA	200	50	45	47,5
PCBT	1100	40	30	35
<b>TOTAL</b>	<b>1850</b>			<b>39,3</b>

Au régime nominal, la température moyenne dans le réseau est de  $T = 39,3^{\circ}C$ .

**Question 3-3 :**

Initialement le vase est complètement rempli d'azote ( $V_b$ ) à la pression de gonflage  $P_g$ . Il s'agit d'un gaz parfait en volume fermé dont on néglige les variations de température. Le produit  $P.V$  est constant.

Lorsque l'eau se dilate la pression augmente dans le réseau jusqu'à  $P_f$  repoussant la membrane vers le bas d'une volume  $V_u$ . Le volume d'azote diminue ( $V_b - V_u$ ) alors que sa pression augmente  $P_f$ .

$$V_b.P_g = (V_b - V_u).P_f \quad \text{en isolant } V_b : V_b = V_u \cdot \frac{P_f}{P_f - P_g}$$

Les pressions  $P_g$  et  $P_f$  sont des pressions absolues puisque qu'elle viennent de la relation des gaz parfait.

$$P_{absolue} = P_{relative} + P_{atmosphérique}$$

Détail du dimensionnement :

Volume initiale :  $V_i = 1800 L$

Coefficient d'expansion entre 10-45 °C :  $C_e = 0,96 \%$

Volume d'expansion :  $V_e = V_i.C_e = 17,8 L$

Volume utile :  $V_u = 1,25.V_e = 22,2 L$

Pression de gonflage :  $P_{rg} = 0,5 b$

$P_{abs - g} = 1,5 b$

Pression de tarage des soupapes de sécurité :  $P_{rf} = 3 b$

$P_{abs - f} = 4 b$

Volume du vase :  $V_b = V_u \cdot \frac{P_f}{P_f - P_g} = 35,5 L$

Choix dans le catalogue :

Flexcon Premium 35/0,5 16928

OU

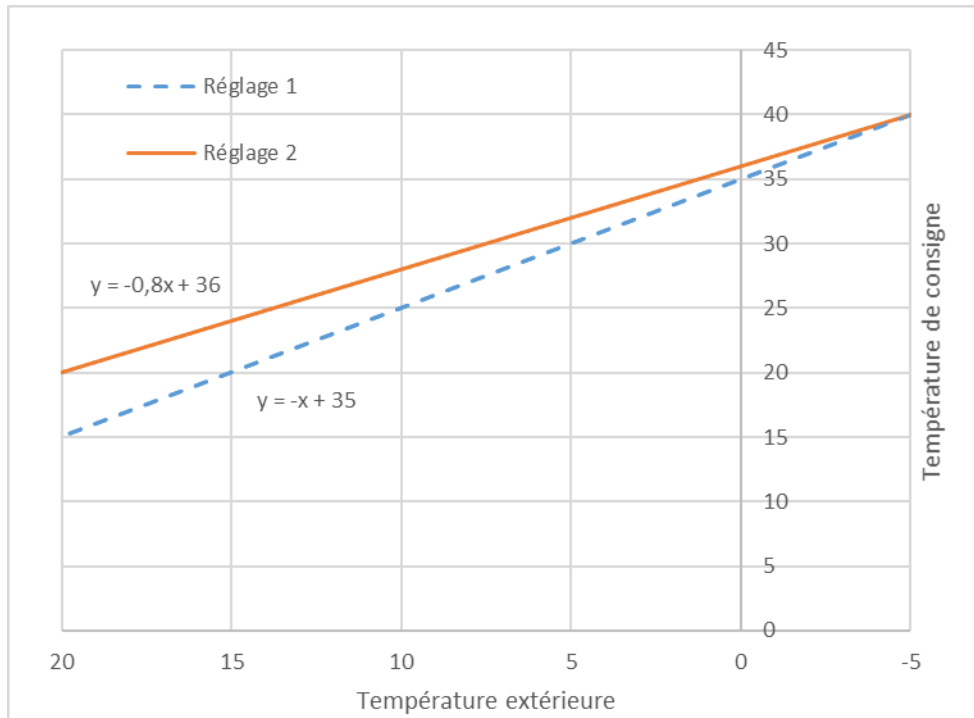
Flexcon Premium 50/0,5 16958

### Question 3-4 :

La V3V régulant la température de départ est montée en mélange.

La loi d'eau permet d'adapter la température du PC aux besoins, permettant un confort thermique optimal et une régulation simplifiée.

Lois d'eau



### Question 3-5 :

On veut une loi d'eau passant par ces 2 points :

$$\text{Pour } T_{ext} = -5\text{ °C} \quad T_c = 40\text{ °C}$$

$$\text{Pour } T_{ext} = 15\text{ °C} \quad T_c = 24\text{ °C}$$

On en déduit les valeurs suivantes :

- Déplacement parallèle de 0 °C
- Pente de 0,8

### Question 3-6 :

La V3V installée a un  $Kvs = 6,3\text{ m}^3/h$ .

Le  $Kvs$  représente les caractéristiques de la vanne lorsqu'elle est ouverte à 100% :

$$Kvs = \frac{Qv}{\sqrt{\Delta P_{vanne}}}$$

La perte de charge est alors :  $\Delta P_{vanne} = \left(\frac{Qv}{Kvs}\right)^2 = 0,26\text{ bar}$

Définition de l'autorité :  $a = \frac{\Delta P_{vanne}}{\Delta P_{vanne} + \Delta P_{réseau}}$

$\Delta P_{réseau}$  tronçons à débit variable, ici il s'agit du réseau entre la bouteille et la vanne.

Lorsque  $a = 0,5$  alors  $\Delta P_{réseau} = \Delta P_{vanne} = 0,26 \text{ bar}$

Si le  $Kvs$  de la vanne est grand alors la perte de charge créée par la vanne sera faible et l'autorité également. Le control du débit sera difficile et la régulation du débit sera mauvaise.

Inversement, si le  $Kvs$  de la vanne est petit alors la perte de charge créée par la vanne sera grand et l'autorité également. La régulation du débit sera bonne mais les pertes de charges conséquentes ont un influence sur la puissance absorbée par le circulateur et le coût de fonctionnement.

**Question 3-7 :**

Le plancher chauffant étant très inertiel, il n'est pas recommandé d'utiliser une régulation TOR pour l'électrovanne. Généralement ce sont des régulation PI chrono-proportionnelles qui sont utilisées.

**Question 3-8 :**

Au régime nominal

$Qv = 3,2 \text{ m}^3/h$

$Hmt = 6,5 \text{ m}_{CE}$

$P_H = \rho \cdot g \cdot Hmt \cdot Qv = 56,7 \text{ W}$

$P_{abs} = 75 \text{ W}$

$\eta = \frac{P_H}{P_{abs}} = 76 \%$

Moitié du débit

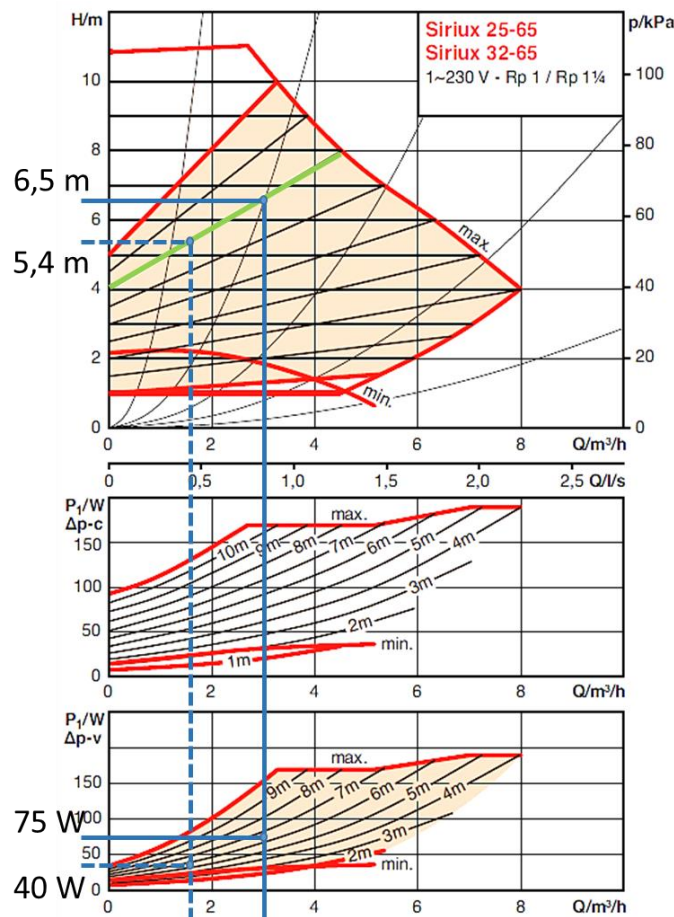
$Qv = 1,6 \text{ m}^3/h$

$Hmt = 5,4 \text{ m}_{CE}$

$P_H = \rho \cdot g \cdot Hmt \cdot Qv = 23,5 \text{ W}$

$P_{abs} = 40 \text{ W}$

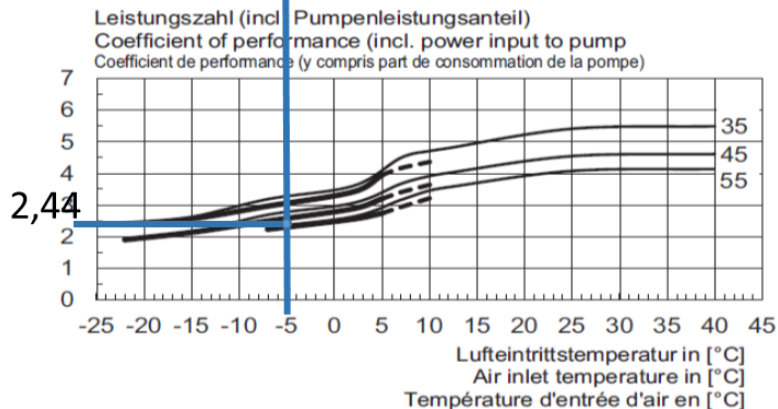
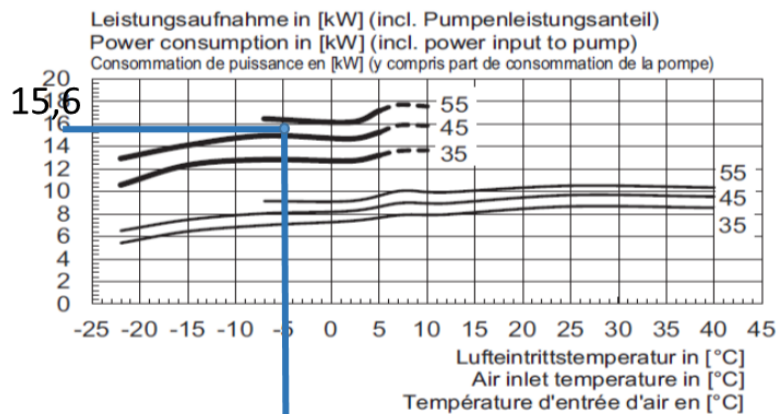
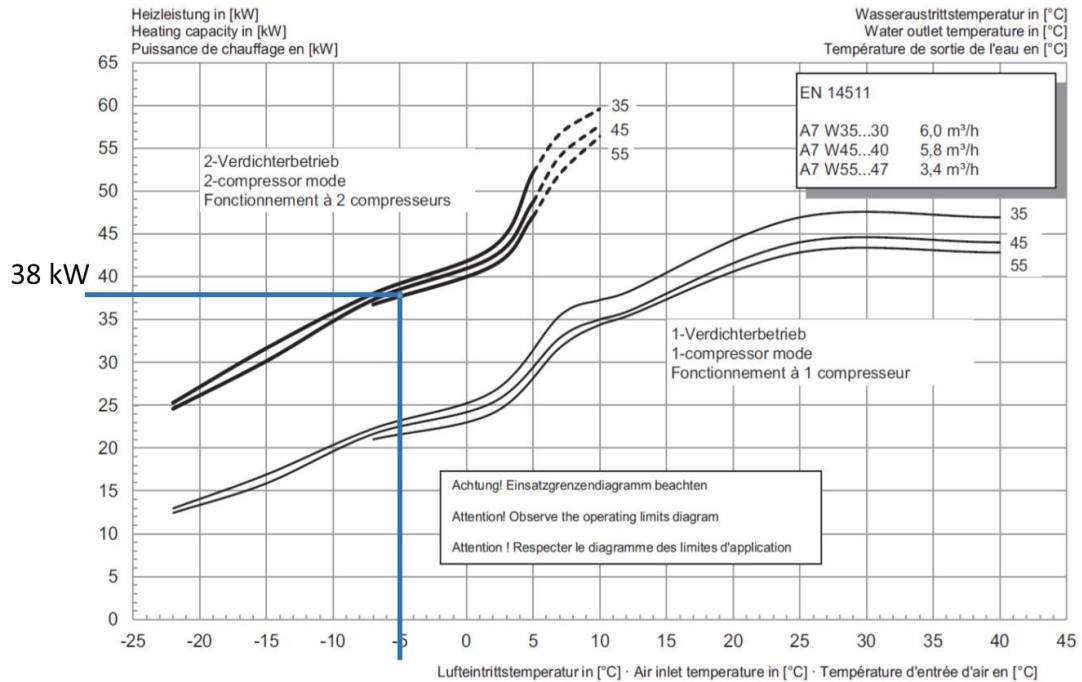
$\eta = \frac{P_H}{P_{abs}} = 59 \%$



# PARTIE 4 – Pompe à Chaleur

## Question 4-1 :

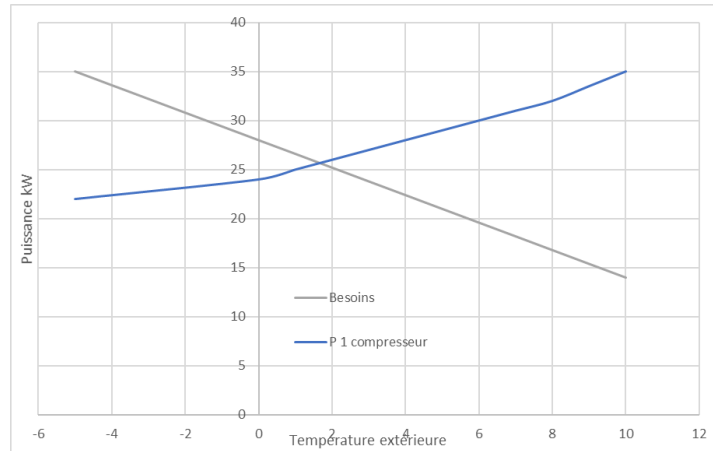
Pour une température extérieure  $T_{ext} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , pour une température d'eau produite  $T_{eau} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , chaque pompe à chaleur fournira une puissance  $P = 38\text{ kW}$ .



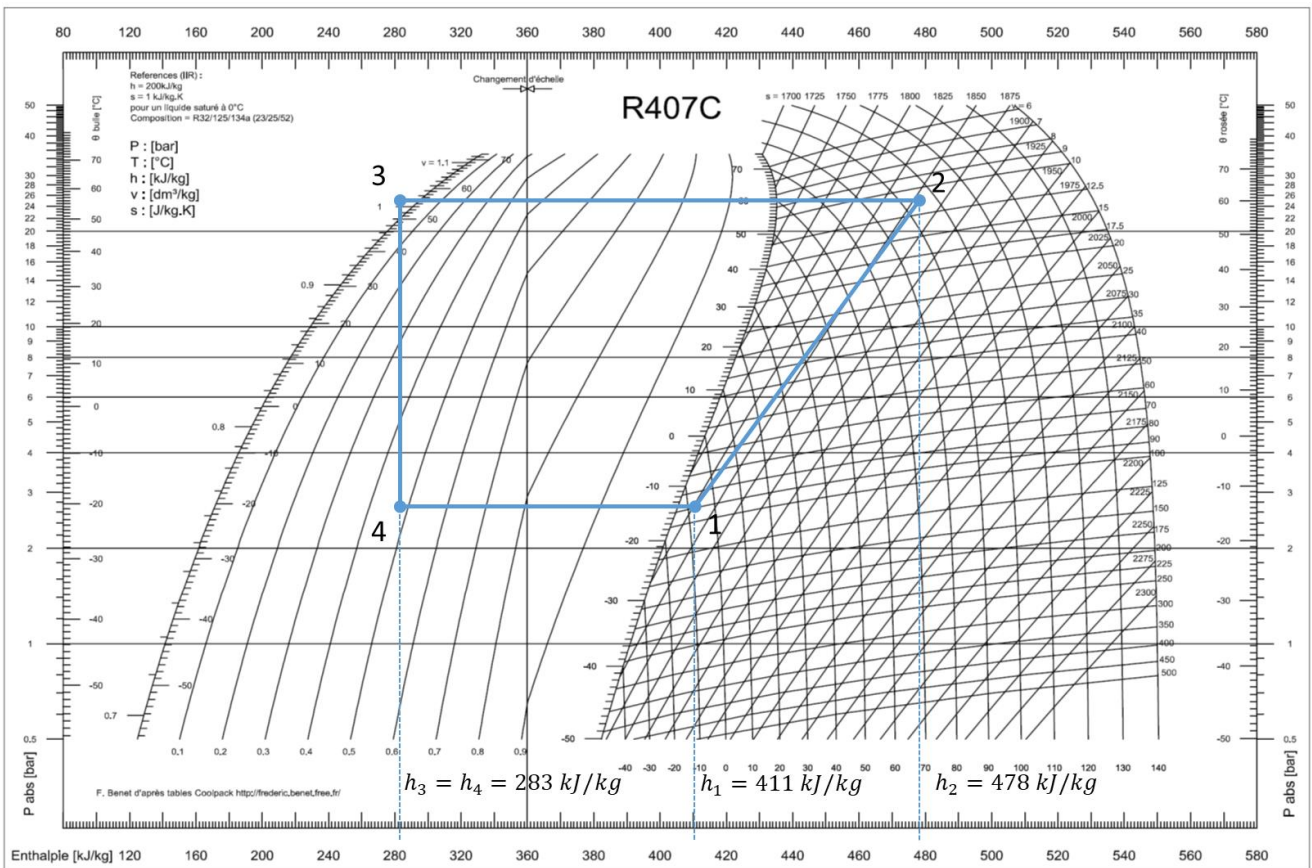
### Question 4-2 :

Quand la température extérieure augmente, la puissance de chauffe nécessaire diminue alors que la puissance fournie par la PAC augmente !

Pour une température extérieure comprise entre 1 et 2 °C, un seul des 2 compresseurs de chaque PAC est suffisant.



### Question 4-3 :



### Question 4-4 :

En fonctionnement nominal, les 4 compresseurs fonctionnent (2 par PAC), chaque compresseur fourni donc 1/4 du débit total.

En considérant que l'intégralité de la chaleur cédée par le fluide frigorigène entre la sortie du compresseur et l'entrée dans le détendeur est transmise à l'eau.

La puissance fournie est alors  $P_C = 2 \times 38 = 76 \text{ kW}$

$$P_C = Qm_{ff} \cdot (h_2 - h_3)$$

$$Qm_{ff} = \frac{P_C}{h_2 - h_3} = 0,39 \text{ kg/s}$$

A l'aspiration des compresseur la volume spécifique est :  $v_1 = 90 \text{ L/kg}$

$$Qv_{ff1} = v_1 \cdot Qm_{ff} = 35 \text{ L/s}$$

#### Question 4-5 :

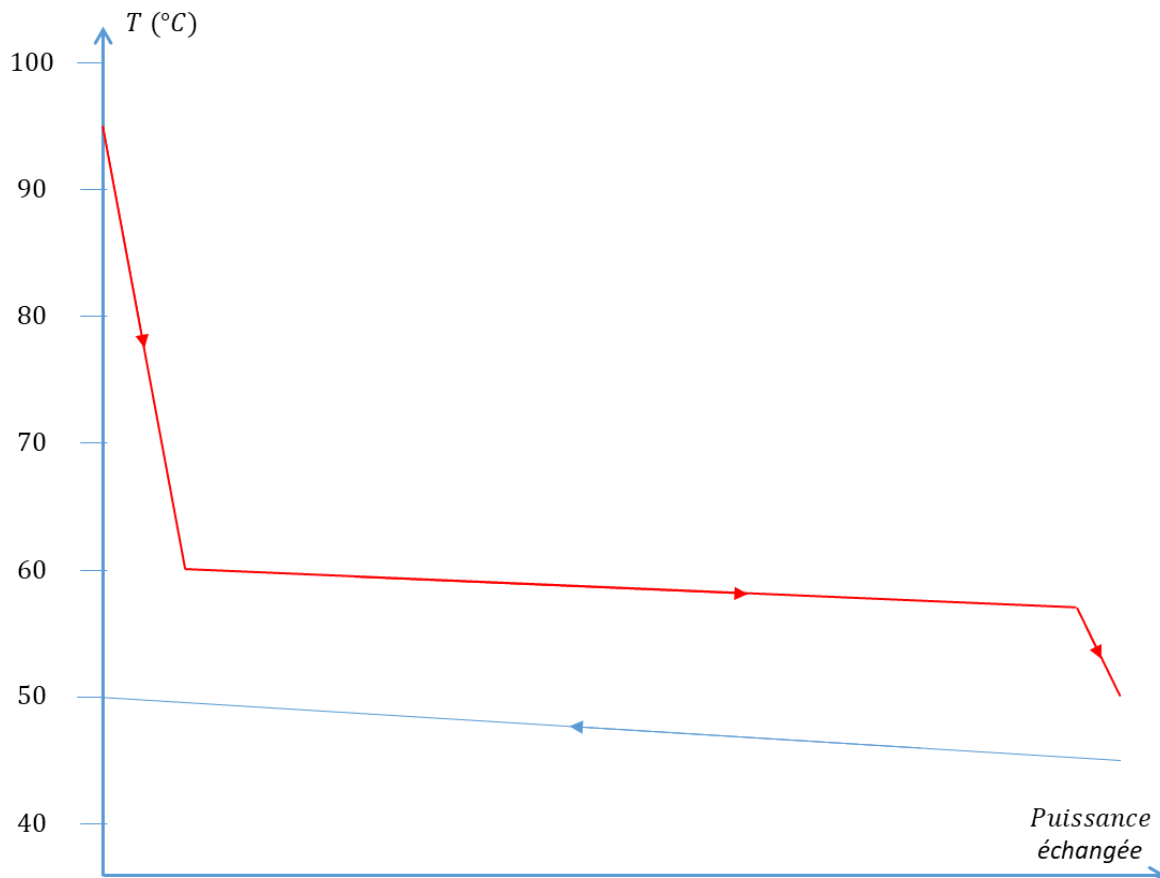
Le COP calculer à partir du cycle est le rapport de la puissance thermique cédée au condenseur par la puissance de compression :

$$COP = \frac{P_C}{P_{Comp}} = \frac{Qm_{ff} \cdot (h_2 - h_3)}{Qm_{ff} \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} = 2,91$$

Le COP constructeur (2,4) est plus faible surtout car c'est la puissance absorbée au dénominateur, c'est-à-dire que le calcul tient compte du rendement global du compresseur. Ce rendement global prend en compte les pertes de conversion électrique, les pertes mécaniques, ...

#### Question 4-6 :

Evolutions de température des 2 fluides dans le condenseur :



Du fait du glissement, le température de condensation n'est pas constante. A cette pression, la vapeur de R407C commence à condenser à 60°C, la dernière bulle de vapeur se condense à 56°C.

La température moyenne de condensation est  $T = 58 \text{ °C}$