

Interreg



EUROPEAN UNION

Grande Région | Großregion

PtH4GR²ID

Fonds européen de développement régional | Europäischer Fonds für regionale Entwicklung

RAPPORT FINAL : Modélisation de la pompe à chaleur

(Action 5.1)

Dans le cadre du Projet Power to Heat for the Greater Region Renewables Integration and Development (PtH4GR²ID)

Université de Lorraine – Lermab

Décembre 2019

Table des matières

1. Introduction.....	3
2. Approche.....	4
3. Technologie de la pompe à chaleur.....	4
3.1. Principe de fonctionnement	4
3.2. Description du modèle.....	5
4. Analyse thermodynamique de la pompe à chaleur.....	6
4.1. Définition et mise en œuvre des fluides	7
4.2. Le cycle frigorifique.....	8
5. Modèles de la pompe à chaleur.....	10
5.1. Description du modèle sélectionné « semi-empirique ».....	11
5.2. Paramètres d'entrée et organigramme de calcul.....	11
6. Modélisation mathématique des différents éléments de la PAC.....	14
6.1. Compresseur	14
6.2. Condenseur	15
6.3. Evaporateur.....	15
6.4. Détendeur.....	16
6.5. Echangeur de chaleur	16
6.6. Détermination des performances de la pompe à chaleur.....	17
7. Résultats pour un cas d'étude	17
7.1. L'état et les valeurs initiales	17
7.2. Résultats de simulation.....	18
8. Conclusion	19
Bibliographie.....	20

Figures

Figure 1: Schéma de principe d'une pompe à chaleur5
 Figure 2: Représentation du cycle thermodynamique idéal dans le diagramme enthalpique6
 Figure 3: Profils des températures dans le condenseur et l'évaporateur7
 Figure 4: Diagramme entropique du réfrigérant9
 Figure 5: Modèle semi-empirique d'une pompe à chaleur12
 Figure 6: Echangeur de chaleur air/eau16

Tableaux

Table 1: Avantages et inconvénients de l'eau et de l'air comme fluides de source froide.....8
 Table 2: Températures, enthalpies et entropies des différents composants de la PAC.....18
 Table 3: Bilan énergétique de la PAC.....18
 Table 4: Performances de la PAC19

Nomenclature	
pch	Puits chaud
sf	Source froide
ev	Evaporation/Evaporateur
cd	Condensation/Condenseur
cp	Compresseur
sr	Sous refroidissement
sch	Sur chauffage
COP	Coefficient de performance
Eff	Efficacité
Notation grecque	
η_v	Rendement volumétrique du compresseur
η_{is}	Rendement isentropique du compresseur

Symbole	Dénomination	Unité
\dot{m}	Débit massique	kg/s
h	Enthalpie	kJ/kg
s	Entropie	kJ/kg.°C
c_p	Chaleur spécifique	kJ/kg.°C
N	Vitesse de rotation	RPM
\dot{Q}	Puissance	kW

1. Introduction

Les pompes à chaleur ont suscité un grand intérêt au cours des deux dernières décennies, en raison de l'attention croissante de la communauté internationale envers l'environnement mondial et les économies d'énergie. Par conséquent l'électrification thermique du secteur de chauffage à l'aide des pompes à chaleur dans un marché dominé par l'énergie éolienne, s'avère être la méthode la plus intensive en termes de carbone. C'est la solution alternative qui peut apporter des avantages économiques, environnementaux et énergétiques majeurs à la grande région. Cette technologie facilitera et encouragera la production d'électricité renouvelable pour atteindre l'objectif principal de la grande région de produire 15.2 % de ses besoins en électricité à partir des énergies renouvelables d'ici 2023, avec un défi de passer à la phase 100 % sans fossiles, tout en atteignant des niveaux extrêmes de pénétration de l'énergie éolienne et solaire intermittente dans la production d'électricité.

Afin d'atteindre cet objectif le projet PtH4GR²ID vise à contribuer aux objectifs climatiques européens et d'améliorer le mix électrique dans la grande région, en développant des solutions technico-économiques de gestion pour équilibrer la demande de chaleur et d'électricité.

Avec l'augmentation du taux d'intégration des énergies renouvelables intermittentes (principalement l'énergie solaire et éolienne) dans la production d'électricité, de nombreuses contraintes se posent dans le secteur d'électricité, en raison de la nature variable et difficile à prévoir de ces énergies. Il en résulte un besoin accru de flexibilité du côté de la demande et un besoin de capacité de stockage pour assurer la sécurité de l'approvisionnement et maintenir la fréquence nominale de fonctionnement (l'équilibre entre la demande et la production d'électricité).

L'intégration des pompes à chaleur à vitesse variable dans un réseau intelligent changera la manière dont elles sont exploitées. Elles seraient une solution prometteuse pour gérer la consommation d'énergie, assurer la flexibilité avec l'augmentation du taux d'utilisation de l'électricité renouvelable, permettre le lissage de la courbe de charge résiduelle et la réduction des charges de pointes d'alimentation.

Elles peuvent jouer un rôle central pour gérer la relation entre le secteur thermique et le secteur électrique, en permettant l'intégration de l'énergie renouvelable intermittente et l'optimisation de la gestion du réseau (problèmes liés à l'équilibrage d'électricité et à la production excédentaire d'électricité) en raison de leur capacité à équilibrer la demande de chaleur et d'électricité.

Dans ce contexte l'action 5.2 portée par l'Université de Lorraine, vise la modélisation de la pompe à chaleur.—Le rapport présente un modèle mis au point pour tenir compte des caractéristiques d'une pompe à chaleur air/eau à base de R410A. En mode chauffage, le dissipateur thermique est l'air ambiant et la source de chaleur est le cycle de l'eau à l'intérieur du bâtiment. Le modèle simule le cycle entier après avoir simulé chaque composante séparément. Les résultats des simulations sont validés par des tests effectués sur la machine du laboratoire Arlon.

2. Approche

Un modèle de cycle à compression de vapeur a été mis au point pour simuler les performances d'une pompe à chaleur air/eau à base de R410A. Le modèle global est basé sur les principes de la thermodynamique. Il comprend des sous modèles détaillés des composants du système : compresseur, échangeurs de chaleur (condenseur, évaporateur) et un dispositif d'expansion.

- Le fluide frigorigène utilisé dans cette étude est le **R410A** (fraction massique : 50% R32 et 50% R125).
- La modélisation et la résolution numérique ont été programmées en **MATLAB**.
- Le calcul des propriétés thermodynamiques du réfrigérant est effectué par des corrélations des propriétés thermodynamiques provenant de la base de données **Cool-Prop**.

3. Technologie de la pompe à chaleur

3.1. Principe de fonctionnement

Par définition, une pompe à chaleur (PAC) est une machine thermodynamique, qui transfère la chaleur d'un niveau à basse température vers un niveau à une température supérieure. Alors que, naturellement, la chaleur se diffuse du milieu le plus chaud vers le milieu le plus froid pour établir une égalité de température.

Les pompes à chaleur à compression de vapeur entraînées par moteur électrique sont composées de quatre composants de base : un compresseur, un détendeur, un évaporateur (Ev) et un condenseur (Cd). L'implantation de ces composants dans le système est donnée à la figure 1.

Le transfert de chaleur de la source froide vers la source chaude est réalisé par la circulation d'un fluide frigorigène (ou calorifique) qui subit deux types de changement d'état au cours du cycle thermodynamique.

L'énergie électrique consommée par la PAC (compression mécanique) permet de transférer l'énergie extraite (évaporation) d'une source de chaleur à l'aide d'un fluide frigorigène afin de restituer la chaleur stockée dans le fluide frigorigène au puits de chaleur l'énergie calorifique (condensation) utile. Les conditions (pression, température) d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène étant totalement différentes, le compresseur et le détendeur permettent d'adapter les conditions de pression dans le circuit pour que les phénomènes de condensation et d'évaporation puissent se dérouler par échange de chaleur avec la source chaude et la source froide.

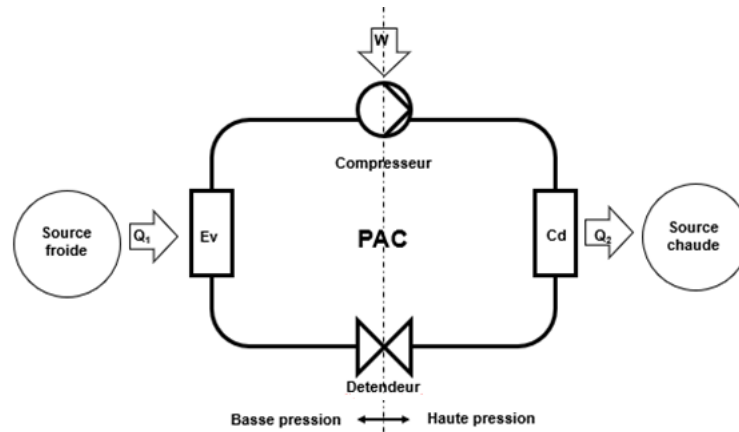


Figure 1 : Schéma de principe d'une pompe à chaleur

3.2. Description du modèle

La configuration du système de pompe à chaleur est présentée. Sa représentation idéale dans le diagramme enthalpique est présentée dans la figure 2.

Le système est composé d'un compresseur, de deux échangeurs et d'un détendeur.

Tout l'enjeu de la modélisation est de se rapprocher au plus près du comportement réel du système (en prenant en compte la surchauffe entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur ou) tout en restant relativement simple pour aboutir à un modèle constitué d'assez peu de paramètres pour pouvoir les estimer à l'aide d'une méthode de modélisation.

En faisant l'hypothèse qu'une détente isenthalpique se produit dans le détendeur, l'application de la première loi de la thermodynamique permet de décrire la relation suivante [1] :

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{Q}_{ev} + \dot{W}$$

Avec :

\dot{Q}_{cd} : Puissance calorifique délivrée par le condenseur [kW]

\dot{Q}_{ev} : Puissance échangée au niveau de l'évaporateur [kW]

\dot{W} : Puissance électrique consommée par le compresseur [kW]

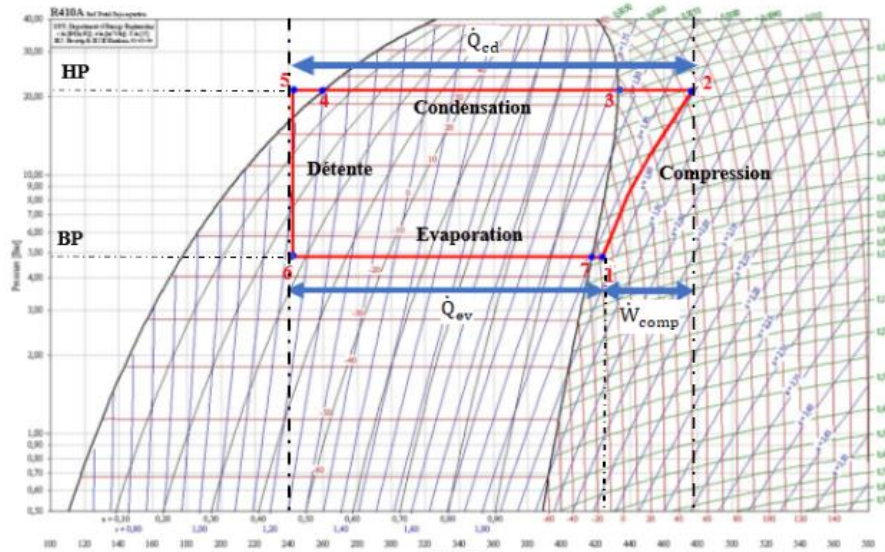


Figure 2 : Représentation du cycle thermodynamique idéal dans le diagramme enthalpique

4. Analyse thermodynamique de la pompe à chaleur

La pompe à chaleur est constituée d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un fluide frigorigène qui assure le transfert thermique entre la source froide (Q_{ev}) et le puits chaud (Q_{cd}) de la pompe à chaleur est réalisé par la circulation du fluide frigorigère (ou calorifique) dans une boucle fermée. Un compresseur, alimenté en électricité, élève l'enthalpie du fluide pour qu'il transfère les calories au circuit de chauffage et/ou d'eau chaude [1],[2].

De nombreuses configurations de pompes à chaleur sont possibles. Trois types principaux sont reconnaissables en fonction des sources froides et puits chauds :

- Air/Eau.
- Eau/Eau.
- Air/Air.

En ce qui concerne le stockage de la chaleur, il est préférable d'utiliser des pompes à chaleur air/eau ou eau/eau. Une sélection judicieuse de la source froide, du puits chaud et des fluides frigorigènes est fortement recommandée.

Le circuit de la PAC comporte :

- Un évaporateur : vaporise le frigorigène en prélevant de la chaleur au frigoporteur.
- Un condenseur condense le frigorigène en cédant la chaleur au caloporteur qui s'échauffe.

Le choix des fluides doit être conforme aux profils des températures suivants (figure3) [1] :

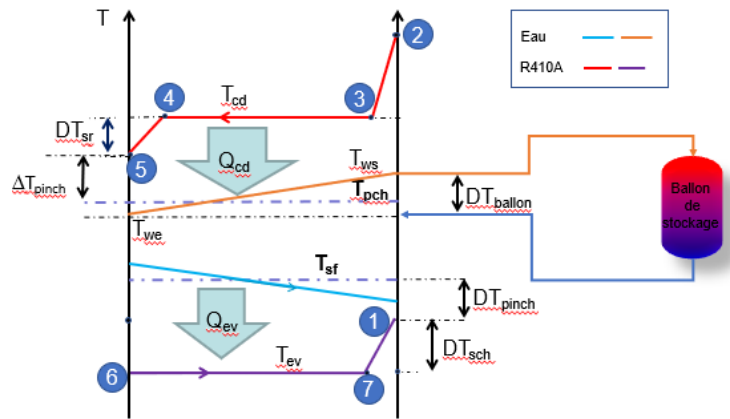


Figure 3 : Profils des températures dans le condenseur et l'évaporateur

4.1. Définition et mise en œuvre des fluides

Le fluide frigorigène qui circule dans l'installation a pour rôle d'assurer le transfert d'énergie thermique de la source vers le puits de chaleur à plus haute température, il est évaporé, comprimé, liquéfié et détendu. Il assure le transfert de la chaleur en recevant, en dessous de la température ambiante la chaleur par évaporation et en le cédant à nouveau, au-dessus de la température ambiante, par condensation [1].

Pour bien choisir un frigorigène en vue d'une application déterminée, on doit considérer ses critères (thermodynamiques, techniques, économiques, de sécurité) et son action sur l'environnement.

4.1.1 Fluide frigorigène

Plusieurs réfrigérants sont disponibles sur le marché, certains sont interdits (par exemple les chlorofluorocarbures appelés CFC), d'autres sont toxiques (par exemple l'ammoniac connu par sa formule chimique NH_3), et certains fluides ne respectent pas des critères thermodynamiques ou économiques (température de condensation supérieure à la température critique, cher, etc).

Dans le cadre de cette étude, le R410A a été choisi dont le but de valider les résultats obtenus par des tests effectués sur la machine du laboratoire d'Arlon utilisant le même réfrigérant. De plus il est bien adapté pour une température relativement élevée du puits chaud [1],[3].

4.1.2 Fluide de la source froide

L'air et l'eau peuvent être utilisés comme fluide de source froide dans le but est d'évaporer le réfrigérant à l'intérieur de l'évaporateur. L'eau présente l'avantage d'une capacité calorifique spécifique élevée par rapport à l'air (pour une température de source froide donnée de 18°C , $C_p(\text{eau}) = 4,16 \text{ kJ/kg.K}$ et $C_p(\text{air}) = 0,71 \text{ kJ/kg.K}$) ce qui nécessite un débit et une surface d'échange inférieures [2].

Certains avantages et inconvénients liés aux options de fluide de source froide sont présentés dans le tableau suivant :

Tableau 1 : Avantages et inconvénients de l'eau et de l'air comme fluides de source froide

	Avantages	Inconvénients
Fluide de la source froide : eau	<ul style="list-style-type: none"> - Petits échangeurs de chaleur - Grande capacité de la chaleur extraite 	<ul style="list-style-type: none"> - Risque élevé de corrosion - Le glycol est nécessaire pour les très basses températures
Fluide de la source froide : air	<ul style="list-style-type: none"> - Faible risque de corrosion - Convient parfaitement pour les zones sèches 	<ul style="list-style-type: none"> - Échangeurs de chaleur de grande taille - Consommation d'énergie élevée des ventilateurs

4.1.3 Fluide du puits chaud

Comme mentionné précédemment, l'eau est préférée dans les pompes à chaleur avec option de stockage d'énergie. Elle est caractérisée par sa grande capacité calorifique spécifique ($C_p = 4,03 \text{ kJ/kg.K}$, 50°C).

Les condenseurs refroidis à l'eau seront pris en compte dans cette étude. Les échangeurs de chaleur à calandre et à plaques brasées sont principalement utilisés [1], [2].

En fonction de la configuration du ballon d'eau chaude sanitaire, plusieurs options sont disponibles :

- Systèmes à boucle ouverte.
- Systèmes en boucle fermée.
- Réservoirs de stockage avec échangeurs de chaleur intégrés.

4.2. Le cycle frigorifique

Le diagramme enthalpique nous permettra de tracer le cycle frigorifique de notre machine et de déterminer les différentes grandeurs. Il permet cependant une visualisation complète de l'évolution du frigorigène et facilite le calcul de la puissance calorifique et de connaître l'état du fluide dans chaque endroit :

Le but de la simulation est de déterminer les paramètres suivants :

- Chaleur cédée par le condenseur (kW)
- Puissance électrique nécessaire au fonctionnement du compresseur (kW)
- Débit massique du fluide frigorigène (kg/s)
- Coefficient de performance de la pompe à chaleur (COP)
- Efficacité de la pompe à chaleur

Pour ce faire, il est nécessaire de commencer par calculer les différents paramètres du fluide frigorigène à chaque point d'état :

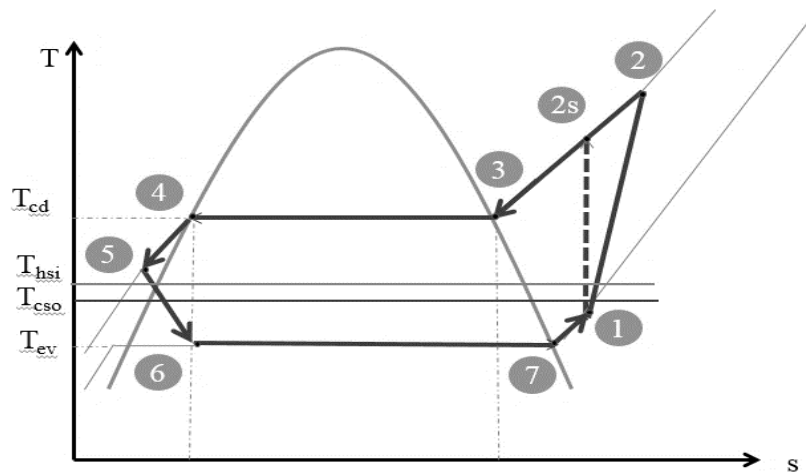


Figure 4 : Diagramme entropique du réfrigérant

▪ **Point 1 : sortie évaporateur / aspiration compresseur**

Connaissant la température de la source froide (T_{sf}) et la différence de température du point de pincement de l'échangeur de chaleur (évaporateur) (ΔT_{pinch}), il est facile de calculer la température de sortie de l'évaporateur ($T_{sev} = T_1$) ; grâce à la valeur de surchauffe (ΔT_{sch}), il est possible de calculer la température de l'évaporation du réfrigérant (T_{ev}) et donc de calculer sa pression ($P_{ev} = P_1$). Deux paramètres de ce réfrigérant surchauffé sont déjà connus (T_1 et P_1), fournissent des informations sur d'autres paramètres tels que l'enthalpie (h_1) et l'entropie (S_1).

▪ **Point 2 : refoulement compresseur / entrée condenseur**

Un point (2s) représente un point d'état intermédiaire, en supposant une compression isentropique du fluide ($S_{2s} = S_1$).

La pression de condensation ($P_{cd} = P_{2s} = P_{2s}$) est calculée en suivant ces étapes :

- Calcul de la température de sortie du condenseur (T_{scd}) via la température du puit chaud (T_{pch}) et la différence de température du point de pincement de l'échangeur thermique (condenseur) (T_{pinch}).
- Connaissant la température de sortie du condenseur (T_{scd}) et la valeur de sous-refroidissement (ΔT_{sr}), il est possible de déterminer la pression de condensation.

Deux paramètres connus (P_2 et S_2) permettent le calcul d'autres paramètres, notamment l'enthalpie (h_{2s}).

- **Point 3 : état de saturation (vapeur saturée) du fluide frigorigène désurchauffé**

Le fluide frigorigène est refroidi à travers l'échangeur de chaleur jusqu'à saturation. Un paramètre, soit la pression ($P_3 = P_{cd}$) ou la température ($T_3 = T_{cd}$) est suffisant pour déterminer tous les autres paramètres.

- **Point 4 : état de saturation (liquide saturé) du réfrigérant**

Le réfrigérant, à l'état liquide/vapeur, continue de refroidir tout en traversant le condenseur à pression (P_{cd}) et température constantes (T_{cd}), cependant, sa fraction vapeur diminue jusqu'à atteindre l'état liquide saturé.

Les paramètres du point d'état 4 sont déterminés de la même manière que le point d'état 3.

- **Point 5 : entrée du détendeur / état de sous-refroidissement du fluide frigorigène**

A la même pression de condensation ($P_5 = P_{cd}$), le réfrigérant est condensé en un liquide à une température inférieure à celle de la condensation en considérant la valeur de sous-refroidissement (T_{sr}) du condenseur ($T_5 = T_{cd} - \Delta T_{sr}$).

Connaissant les paramètres mentionnés précédemment, l'enthalpie et l'entropie sont faciles à déterminer.

- **Point 6 : sortie détendeur / entrée de l'évaporateur**

La vapeur subit une dilatation Joule-Thomson ($h_5 = h_6$) à l'intérieur du détendeur, la pression et la température du réfrigérant atteignent la pression d'évaporation ($P_6 = P_{ev}$) et la température d'évaporation ($T_6 = T_{ev}$).

- **Point 7 : état de saturation (vapeur saturée) à basse pression et température**

Dans l'évaporateur, le fluide frigorigène est chauffé à pression ($P_7 = P_{ev}$) et température constantes ($T_7 = T_{ev}$) jusqu'à atteindre un état de vapeur saturée : où la fraction ($x_7=100\%$).

L'utilisation de la pression ou de la valeur de température permet de calculer les autres paramètres.

Une fois que tous les points d'état sont définis, nous procédons aux calculs énergétiques.

5. Modèles de la pompe à chaleur

Le cycle de fonctionnement complet d'une PAC se caractérise par une suite successive de deux régimes de fonctionnement : (a) un régime stabilisé, permanent, statique ; (b) un régime instable, dynamique, transitoire. Dans le premier cas, les entrées/sorties du système sont indépendantes du temps, dans le second elles évoluent plus ou moins rapidement induisant une réaction de celui-ci. Le passage de l'un à l'autre de ces régimes se fait par un changement souvent brutal des conditions aux sources. En pratique on distingue un troisième régime de fonctionnement qui se situe entre les deux régimes précédents, appelé régime quasi-statique ou

quasi-permanent. Il correspond à un fonctionnement où la dynamique de réponse du système est plus rapide que la dynamique des perturbations. Autrement dit le système passe d'un régime permanent à un autre de façon très rapide. On considère ce fonctionnement comme une suite de régimes permanents où la réponse dynamique du système aux perturbations est considérée comme négligeable [4].

Dans le cas de la modélisation d'une PAC intégrée au modèle de bâtiment, le choix de la dynamique du système à modéliser est controversé. Bien qu'une majorité de modèle développé considère que le régime de fonctionnement d'une PAC au sein d'un bâtiment peut être considérée comme quasi-permanent, dans l'évaluation des performances et de la consommation du système [5].

La modélisation mathématique appliquée aux systèmes physiques consiste à déterminer les variables de sortie connaissant les variables d'entrées et la structure du système. Lorsque on souhaite à partir de données communiquées par les constructeurs de PAC, estimer les paramètres d'une structure ayant plus ou moins de sens physique, en vue de prédire son comportement, ses performances et sa consommation. Il y a deux grands principes de modélisation :

- Les modèles de type « boîte noire » ou « empirique » regroupent les modèles basés sur une approche empirique et statistique, qui consiste à corréler les entrées et sorties du système à l'aide de fonctions mathématiques relativement simples.
- Les modèles de type « boîte grise » ou « semi-empirique » regroupent les modèles fondés sur une approche plus physique, et généralement basés sur les lois fondamentales de la physique et la connaissance technique du fonctionnement du système [4],[5].

5.1. Description du modèle sélectionné « semi-empirique »

Dans ce modèle, chaque élément de la pompe à chaleur est modélisé plus ou moins finement selon le degré de précision souhaité et les données dont on dispose : compresseur, évaporateur, condenseur, et éventuellement le détendeur. La modélisation de ces composants peut être plus ou moins détaillée selon la finalité du modèle où la description interne de chacun des éléments sera essentielle.

En général, la modélisation du compresseur est assez simplifiée et utilise les rendements isentropiques ou volumétriques mais peut également se limiter à une approche empirique par régression à partir de points de fonctionnement fournis par les constructeurs.

5.2. Paramètres d'entrée et organigramme de calcul

▪ Paramètres d'entrée

Afin de procéder à un modèle précis, certaines données d'entrée étaient nécessaires, notamment:

- La température du puits chaud
- La température de la source froide

- La température d'eau entrée ballon
- Les pincements au niveau des échangeurs de chaleur
- La température de surchauffe évaporateur
- La température de sous refroidissement condenseur
- Le type du compresseur

En utilisant ces paramètres et les données disponibles, nous avons essayé de sélectionner le type de technologie de compresseur qui correspond le mieux à nos besoins (Scroll compresseur).

Dans notre cas, les données fixes et les résultats simulés au moyen d'un modèle semi empirique sont présentés comme suit :

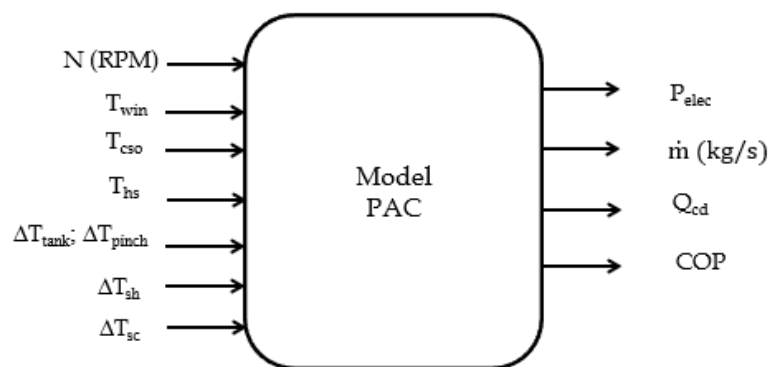
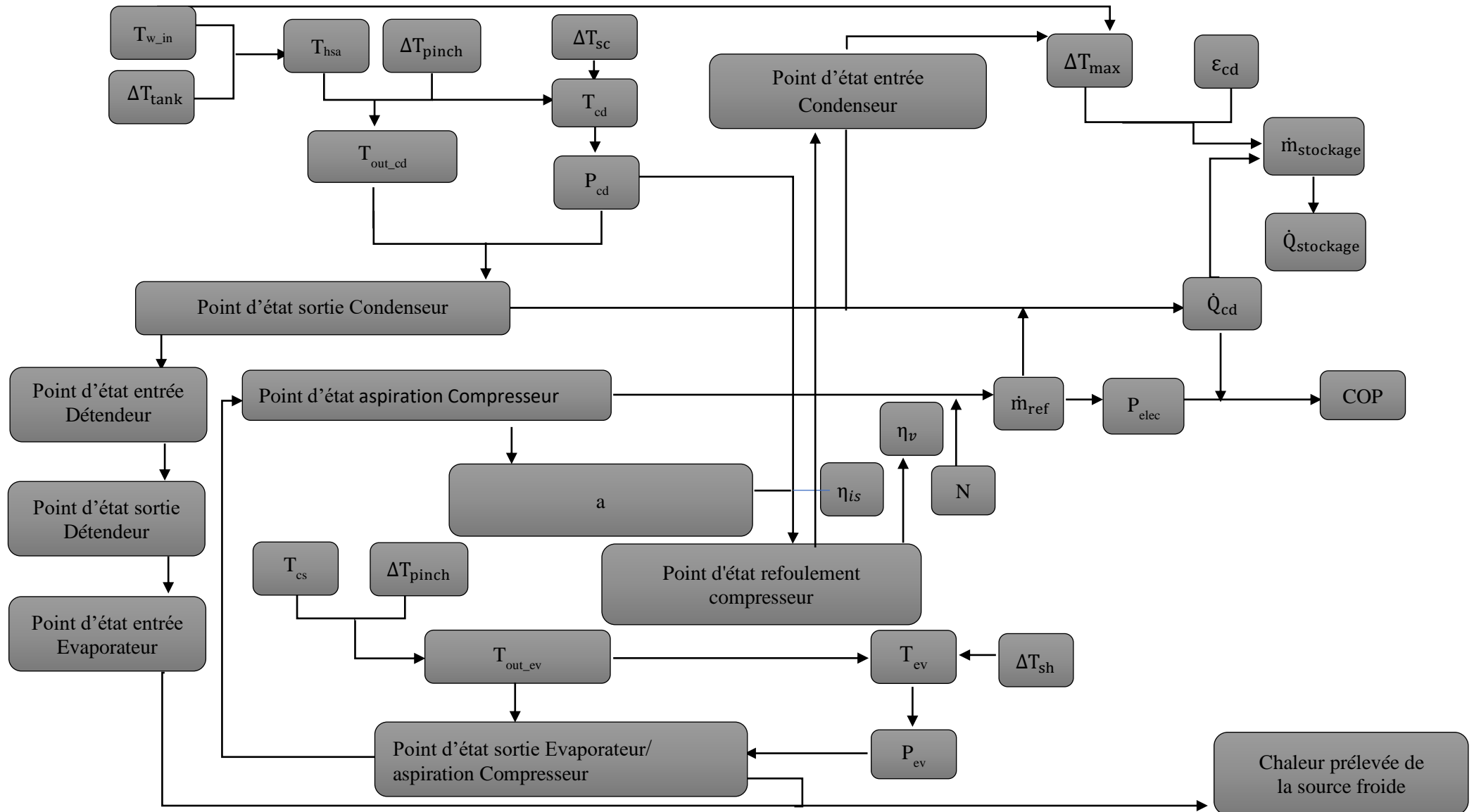


Figure5 : Modèle semi-empirique d'une pompe à chaleur

Organigramme de calcul



6. Modélisation mathématique des différents éléments de la PAC

La modélisation d'une pompe à chaleur est basée sur l'analyse thermodynamique du système et sur les caractéristiques de transport du réfrigérant et du fluide secondaire (généralement l'eau ou l'air).

L'ensemble du système a été modélisé sur la base des bilans énergétiques des différents composants, ce qui donne des équations de conservation.

En exploitant les enthalpies massiques (h) sur ce diagramme, il est possible de déterminer les puissances mise en jeu au niveau de chaque composant en multipliant les écarts enthalpiques par le débit massique de fluide frigorigène \dot{m} circulant dans la PAC.

6.1. Compresseur

Les compresseurs utilisés pour les pompes à chaleur sont généralement hermétiques. On retrouve trois technologies :

- Le compresseur à spirales (scroll)
- Le compresseur à pistons
- Le compresseur rotatif (piston roulant)

Les compresseurs Scroll dominent le marché des pompes à chaleur grâce à leur faible consommation d'énergie, leur durabilité et leur fonctionnement silencieux (moins de pièces en mouvement, moins de masse en rotation et moins de frottements internes) [2].

En supposant que le compresseur fonctionne de manière isentropique, le travail du compresseur peut être calculé comme suit :

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_{\text{réfrigérant}}}{\eta_{\text{is}}} \times (h_{2\text{is}} - h_1)$$

Le débit massique du fluide frigorigène à travers le compresseur est en fonction du taux de compression, de la densité du fluide frigorigène et la vitesse du compresseur, c'est-à-dire [6],[7] :

$$\dot{m}_{\text{réfrigérant}} = \rho_a \times V_s \times \eta_v \times \frac{N}{60}$$

Où :

V_s : Volume balayé du compresseur.

η_v : Rendement volumétrique du compresseur.

N : Vitesse de rotation du compresseur (tr/min).

ρ_a : Densité du fluide frigorigène à l'aspiration.

- Le rendement volumétrique est en fonction des pressions d'aspiration et de refoulement du compresseur [8].

$$\eta_v = -0.04018 \times \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 + 0.21275 \times \left(\frac{P_2}{P_1}\right) + 0.51489$$

La vitesse de rotation du compresseur (tr/min) est liée à la fréquence d'alimentation du compresseur [7].

$$N = f_{\text{comp}} \times (1 - S_m) \times 60$$

Où :

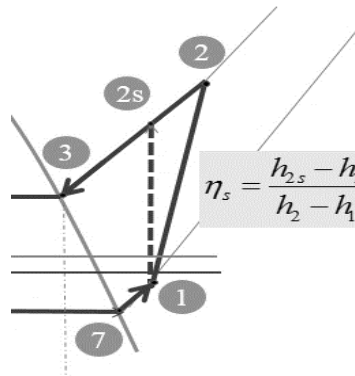
f_{comp} : Fréquence d'alimentation du compresseur (Hz).

Où, dans ce cas, le nombre de phases et le nombre de pôles magnétiques par phase est égal à 1.

S_m : le glissement supposé à 5 %, (la valeur typique pour les moteurs de petite puissance).

- Le rendement isentropique est exprimée en fonction des enthalpies du réfrigérant à l'aspiration et au refoulement du compresseur :

$$\eta_{is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$



6.2. Condenseur

La Puissance calorifique cédée au condenseur (en kW) de la pompe à chaleur est :

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{\text{refrigérant}} \times (h_2 - h_4)$$

6.3. Evaporateur

La puissance calorifique que cette pompe à chaleur absorbe à sa source froide est :

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{\text{refrigérant}} \times (h_1 - h_6)$$

6.4. Détendeur

La détente de type Joule -Thomson :

$$\Delta h_{\text{exp}_v} = 0$$

$$\dot{Q}_{\text{exp}_v} = 0$$

6.5. Echangeur de chaleur

Il y a deux types de fluide utilisés dans les PAC : l'eau et l'air. En fonction de l'objectif d'utilisation, on utilisera des échangeurs air/air, air/eau et eau/eau.

- Echangeur avec de l'eau

Le principe de fonctionnement de l'échangeur d'eau d'une PAC est simple, pour simplifier le calcul du transfert thermique, on utilise la méthode de la moyenne logarithmique (MLDT) de l'écart ΔT entre l'entrée et la sortie, en remplaçant celle de NUT nombre d'unité de transfert (Jannot, 2002).

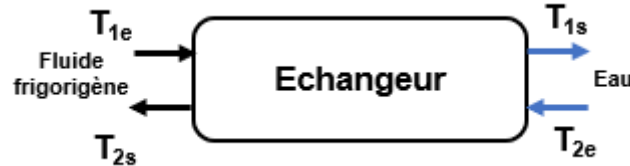


Figure 6 : Echangeur de chaleur air/eau

Le flux de chaleur Q est calculé par la relation :

$$Q = U_{\text{eau}} A_{\text{eau}} \Delta T_{\text{eau}}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \left[\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right]}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-R)}}{1 - C_{\min} e^{-NUT(1-R)}} \quad , \quad NUT = \frac{UA}{C_{p \min}} \quad , \quad R = \frac{C_{p \min}}{C_{p \max}}$$

Co-courant

$$\begin{cases} \Delta T_s = T_{1s} - T_{2s} \\ \Delta T_e = T_{1e} - T_{2e} \end{cases}$$

Contre-courant

$$\begin{cases} \Delta T_s = T_{1s} - T_{2e} \\ \Delta T_e = T_{1e} - T_{2s} \end{cases}$$

Où :

ε : Efficacité de l'échangeur.

U_{eau} : Coefficient d'échange global [$\text{W.m}^2.\text{C}^{-1}$]

A_{eau} : Aire de la surface de contact [m^2]

T_{1e} : Température entrante du fluide frigorigène [$^{\circ}\text{C}$]

T_{1s} : Température sortante du fluide frigorigène [$^{\circ}\text{C}$]

T_{2e} : Température d'eau entrante [$^{\circ}\text{C}$]

T_{2s} : Température d'eau sortante [$^{\circ}\text{C}$]

6.6. Détermination des performances de la pompe à chaleur

Le coefficient de performance de la pompe à chaleur représente la quantité de chaleur récupérable au niveau du condenseur par rapport à la quantité d'énergie réellement consommée par le compresseur [1], [2].

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{condenseur}}}{W_{\text{compresseur}}} = \frac{1}{1 - \frac{Q_{\text{évaporateur}}}{Q_{\text{condenseur}}}}$$

Pour une pompe à chaleur fonctionnant de façon idéale, donc réversible, entre une source froide à la température T_{cs} (en K) et une source chaude à la température T_{hs} (en K), l'efficacité idéale est [1], [2]:

$$\text{Eff} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{max}}}$$

Où :

$$\text{COP}_{\text{max}} = \frac{1}{1 - \frac{T_{\text{cs}}}{T_{\text{hs}}}}$$

7. Résultats pour un cas d'étude

7.1. L'état et les valeurs initiales

- Les modèles mathématiques sont simulés à l'aide de MATLAB
- Le calcul des propriétés thermodynamiques du réfrigérant est effectué par des corrélations des propriétés thermodynamiques provenant de la base de données Cool-Prop [9]

Les conditions et les valeurs initiales de la simulation sont :

- Fluide frigorigène : R410A
- Compresseur : Scroll compresseur
- Température de surchauffe : $\Delta T = 10\text{K}$
- Température de sous refroidissement : $\Delta T = 5\text{K}$
- Température du puits chaud : $T_{hs} = 50^\circ\text{C}$
- Température de la source froide : $T_{cs} = 18^\circ\text{C}$
- Fréquence d'alimentation du compresseur : $f_{\text{comp}} = 40\text{ Hz}$

7.2. Résultats de simulation

- Les températures, et les variations d'enthalpies et des entropies des différents composants de la PAC sont présentées dans le tableau suivant :

Tableau 2 : Températures, enthalpies et entropies des différents composants de la PAC

Composant	T (°C)	Δh (kJ/kg)	Δs (kJ/kg.K)
Condenseur	60	-178.3	-0.538
Détendeur	-	0	0.04
Evaporateur	3	134.7	0.48
Compresseur	-	43.6	0.05

- Bilan énergétique de la PAC :

Tableau 3 : Bilan énergétique de la PAC

Chaleur prélevée (évaporateur)	5.73 kW
Puissance électrique (compresseur)	1.85 kW
Chaleur cédée (condenseur)	7.58 kW

- Détermination des performances de la PAC:

Tableau 4 : Performances de la PAC

COP	COP_{max}	Efficacité (%)
4.09	18.62	22

8. Conclusion

La modélisation de la pompe à chaleur est un élément important de ce projet qui nécessite une collaboration étroite avec les autres partenaires. La PAC peut jouer un rôle central dans l'infrastructure énergétique en raison de sa capacité à équilibrer la demande de chaleur et d'électricité. Elle relie les secteurs thermique et électrique, pour assurer la flexibilité du réseau électrique tout en fournissant des solutions efficaces de chauffage aux bâtiments résidentiels.

Par cette action, nous avons essayé de définir un modèle avec :

- La configuration la plus pratique pour le chauffage PAC : air/eau
- Le réfrigérant approprié : R410A
- La technologie de compresseur adaptée : le compresseur scroll

Le code de calcul écrit de façon modulaire facilitera l'ajout de nouveaux modules (autres équations d'état pour le calcul des propriétés thermodynamiques) et son intégration/interface possible dans différents codes de calcul (intégration du modèle de simulation dans l'interface de calcul de l'action 8 qui vise la gestion du réseau électrique et l'optimisation du coût de fonctionnement de la PAC).

Les résultats obtenus (puissance électrique consommée, chaleur cédée.....) peuvent être validés par des tests effectués sur la pompe à chaleur du laboratoire Arlon, utilisant le même fluide frigorigène.

Bibliographie

- [1] **Maxime. D.** Théorie des machines frigorifiques Machine à compression mécanique, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique.
- [2] **Georges. V.** Production du froid : technologie des machines industrielles, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique.
- [3] **Luigi . Z.** Heat Pump Compressors Overview, Marketing Director Commercial Comfort, EMERSON
- [4] **Gicquel, R.,** Systèmes énergétique. Tome 1: Méthodologie d'analyse, base thermodynamique, composant, Thermoptim, Les Presses, Ecoledes Mines de Paris, p. 264, 2001.
- [5] **Hoang Anh Dang** Modélisation en vue de la simulation énergétique des bâtiments: Application au prototypage virtuel et à la gestion optimale de PREDIS MHI
- [6] **Zvonimir.J et al.** Mathematical model of a complete vapor compression refrigeration system with helical coil evaporator flooded in the water, eISSN 1849-1391.
- [7] **Marie-Eve. D et al.** Modelling of reciprocating and scroll compressors, International Journal of Refrigeration 30 (2007) 873-886.
- [8] **BENAMER.A, CLODIC.D.** Comparison of energy efficiency between variable and fixed speed scroll compressors in refrigerating systems, Technological innovations in refrigeration, in air conditioning and in the food industry into third millennium. 18th-19 June 1999.
- [9] **Cool-Prop** Evaluation des propriétés thermo physiques des fluides purs et pseudo-purs et de la bibliothèque de propriétés thermo physiques à source ouverte CoolProp.